



**MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR  
INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO  
“Dr. ANTONIO NÚÑEZ JIMÉNEZ”  
FACULTAD DE METALURGIA Y ELECTROMECAÁNICA  
DEPARTAMENTO INGENIERÍA MECÁNICA**

**EVALUACIÓN ENERGÉTICA DEL SISTEMA DE  
ENFRIAMIENTO DEL LICOR AMONIACAL EN LA  
EMPRESA “CMDTE ERNESTO CHE GUEVARA”**

**TESIS EN OPCIÓN AL TÍTULO DE MASTER EN ELECTROMECAÁNICA**

**Autor:** Ing. Luís Eduardo Quintana Charlot

**Tutor:** Prof. Tit., Ing. Enrique Torres Tamayo, Dr. C.  
Instituto Superior Minero Metalúrgico  
Facultad de Metalurgia y Electromecánica  
Centro de Estudio de Energía y Tecnología Avanzada de Moa

**“Año 54 de la Revolución”  
Moa, 2012**

## INTRODUCCIÓN

En Cuba existen dos empresas para la producción de Níquel basada en la tecnología de lixiviación carbonato amoniacal, ellas son: “Comandante Ernesto Che Guevara” y “Comandante René Ramos Latour”, ubicadas en los municipios Moa y Mayarí, respectivamente. El proceso productivo comienza con la extracción, a cielo abierto, de la materia prima mineral la cual se somete a diversos procesos metalúrgicos que incluye el secado térmico, molienda del mineral, reducción en hornos de soleras múltiples, lixiviación y lavado con tecnología carbonato amoniacal, recuperación de amoníaco, calcinación y sinter del mineral.

La empresa Ernesto Che Guevara juega un papel fundamental dentro de la economía nacional, es por ello que el incremento de la eficiencia de los diferentes equipos e instalaciones que la componen incide considerablemente en la reducción del consumo de portadores energéticos. La planta de Recuperación de Amoníaco tiene la función de recuperar el  $\text{NH}_3$  y  $\text{CO}_2$  tanto de los licores, como de las colas recibidas de la planta de lixiviación y lavado, obteniéndose al mismo tiempo la cola, como desecho y como producto, la pulpa de carbonato de níquel y los licores fuertes de amoníaco y  $\text{CO}_2$ .

Esta planta recibe el licor producto desde la planta de lixiviación y lavado, el que se distribuye en tres partes, pasando cada porción a las baterías de turboaeradores. En los turboaeradores el licor se somete a la aereación con el fin de oxidar el hierro ferroso a férrico. El licor después de los turbos pasa por los filtros de hojas, llegando hasta los tanques de licor producto desde donde se bombea a las torres de destilación, aquí se separa parte del  $\text{NH}_3$  y  $\text{CO}_2$ , formando el precipitado de carbonato de níquel.

Los gases formados por  $\text{NH}_3$ ,  $\text{CO}_2$  y  $\text{H}_2\text{O}$  reciben un enfriamiento previo antes de llegar a las torres de absorción donde se recupera el  $\text{NH}_3$  y el  $\text{CO}_2$  de los licores fuertes. El licor extraído del fondo de las torres de absorción se bombea hasta las baterías de enfriadores formados por seis unidades y un intercambiador de placas (objeto de estudio de la presente investigación). La instalación en estudio tiene gran importancia en el proceso de recuperación de amoníaco, ya que rige la temperatura a que entra el licor a las torres absorbedoras, determinando a su vez la eficiencia durante la absorción del amoníaco.

Los principales problemas no resueltos relacionados con el sistema de enfriamiento del licor amoniacal son los siguientes:

- Baja eficiencia del proceso de enfriamiento del licor amoniacal en las baterías de intercambiadores de calor de tubos y coraza.
- Incrustaciones en la superficie de intercambio térmico y la pérdida de eficiencia en función del tiempo de trabajo de la instalación.
- El empleo de expresiones empíricas no adecuadas para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor en el proceso de enfriamiento.

En la actualidad cuando se afecta un enfriador de tubos y coraza, en una de las baterías, es necesario sacar de servicio la unidad completa lo que provoca un aumento en la temperatura del licor fuerte y con ello el incremento de las pérdidas de amoniaco en el sistema. Por otra parte al llegar el ciclo de limpieza de una batería, esta requiere de 30 días como promedio con la consiguiente afectación al rendimiento del enfriamiento del licor.

Los intercambiadores de tubos y coraza, que actualmente se emplean en el proceso de enfriamiento del licor fuerte en la planta de recuperación de amoniaco, trabajan de forma ineficiente debido al elevado consumo de agua y la cantidad de equipos que intervienen en el enfriamiento del licor. A medida que disminuye el rendimiento de las baterías como consecuencia de las incrustaciones es necesario incrementar el flujo de agua para lograr el efecto de disminución de la temperatura del licor lo cual trae consigo que se incurra en gastos excesivos de energía eléctrica.

Para solucionar esta problemática es necesario buscar alternativas que permitan incrementar la eficiencia del proceso de enfriamiento del licor fuerte y a la vez permita garantizar una mayor disponibilidad del equipamiento, para ello se deben evaluar otros equipos de intercambio térmico que garanticen reducir los consumos de agua mediante un incremento del flujo calorífico de enfriamiento.

La presente investigación está encaminada a reducir las causas que provocan los problemas anteriores, en particular los relacionados con la baja eficiencia de la instalación y un análisis de las incrustaciones en el proceso de intercambio térmico.

A partir de los aspectos antes mencionados se declara como **problema científico** a resolver:

**¿Qué efectos tienen los parámetros fundamentales del proceso de enfriamiento del licor amoniacal (flujos másicos de licor y agua de enfriamiento) en el coeficiente global de transferencia de calor y la eficiencia de la instalación?**

Como **objeto de estudio** de la investigación se plantea:

**El proceso de enfriamiento del licor amoniacal de la planta de Recuperación de Amoniacal en la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara”.**

Y su **campo de acción** es:

Los procesos de transferencia de calor asociados a equipos de intercambio térmico.

En correspondencia con el problema científico declarado se define como **objetivo general**:

**Determinar la influencia de los parámetros fundamentales del proceso de enfriamiento (flujos másicos de licor y agua de enfriamiento) en el coeficiente global de transferencia de calor y la eficiencia de la instalación.**

Para incrementar la eficiencia del proceso de enfriamiento del licor amoniacal es necesario evaluar el uso de 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 (Torres et al, 2011). 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 amoniacal).

A partir del objetivo general declarado se establece la siguiente **hipótesis**:

**Mediante la evaluación energética del proceso de enfriamiento del licor amoniacal es posible obtener los coeficientes de transferencia de calor y el comportamiento de las incrustaciones, lo que permitirá el incremento de la eficiencia del proceso y su relación con los parámetros fundamentales de trabajo de la instalación.**

Para dar cumplimiento al objetivo general se declaran los siguientes **objetivos específicos**:

1. **Determinar los coeficientes de transferencia de calor y pérdida de eficiencia en intercambiadores de calor de placas durante el proceso de enfriamiento del licor amoniacal.**
2. **Establecer un procedimiento de cálculo que permita la evaluación del proceso de enfriamiento del licor amoniacal en la planta de Recuperación de Amoniaco en la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara”.**

Para lograr el cumplimiento del objetivo propuesto, se plantean las siguientes **tareas** del trabajo:

1. **Establecer el marco teórico que sustenta la investigación a través del análisis de los trabajos precedentes y los principales fundamentos teóricos asociados al objeto de estudio.**
2. **Determinar los coeficientes de transferencia de calor.**
3. **Determinar la pérdida de eficiencia en intercambiadores de calor de placas durante el proceso de enfriamiento del licor amoniacal.**
4. **Evaluar el proceso de enfriamiento del licor amoniacal con el uso de intercambiadores de calor de placas.**
5. **Evaluar el proceso de enfriamiento del licor amoniacal con el uso de las baterías de intercambiadores de tubos y coraza.**

**Las técnicas y métodos de investigación** empleados son los siguientes:

1. **Método histórico-lógico** para la sistematización del conjunto de conocimientos y teorías relacionadas con el proceso objeto de estudio.
2. **Método inductivo-deductivo** para el establecimiento de las limitaciones de las teorías y las expresiones empíricas desarrolladas en el mundo para el enfriamiento de fluidos, al ser aplicadas al licor amoniacal.

3. **Investigación documental y bibliográfica** para la sistematización del conjunto de conocimientos y teorías relacionados con el objeto de estudio.
4. **Investigación experimental** para describir y caracterizar el proceso estudiado y sus principales regularidades.
5. **Técnicas computacionales** para el procesamiento estadístico de los datos experimentales, la validación de las expresiones matemáticas obtenidas y la creación de los gráficos de comportamiento del proceso.

## CAPÍTULO I. MARCO TEÓRICO CONCEPTUAL

### 1.1. Introducción

El marco teórico conceptual permite el estudio de las teorías y las investigaciones precedentes que pueden contribuir en el análisis y la solución del problema investigado. En el presente capítulo se abordan los elementos teóricos fundamentales del proceso de intercambio térmico y las particularidades del proceso de enfriamiento del licor en la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara”.

**El objetivo** es establecer los fundamentos teóricos necesarios para la evaluación del proceso de enfriamiento del licor amoniacal, a partir de la sistematización de los conocimientos científico-técnicos establecidos en los trabajos precedentes.

### 1.2. Aspectos generales de los procesos de intercambio térmico

Un intercambiador de calor de superficie se puede describir de un modo muy elemental como un equipo en el que dos corrientes a distintas temperaturas fluyen sin mezclarse con el objeto de enfriar una de ellas o calentar la otra o ambas cosas a la vez.

La búsqueda continua de economía y mayor eficiencia en el equipo de transferencia de calor ha tenido como consecuencia el desarrollo de diversos tipos de intercambiadores. Entre ellos cabe destacar el intercambiador de carcasa y tubo, el compacto aleteado y el intercambiador de placas. En muchas aplicaciones de la industria moderna el intercambiador de calor de placas ha desplazado al tradicional de tipo multitubular (Incropera, 2003; Webb, 2003; Martínez, 2004), por dos razones principales:

- El coeficiente de transferencia de calor es mayor, lo que permite construir equipos más compactos y con menor tiempo de residencia de los fluidos.
- Son fácilmente desmontables, con lo cual se puede proceder a su limpieza con mayor rapidez. Algunos modelos de intercambiadores de placas no se pueden desmontar debido a que las placas están soldadas.

El intercambiador de placas se empezó a utilizar en la década de 1930 para el tratamiento y la pasteurización de la leche. En un principio este tipo de intercambiador se usó para satisfacer la necesidad de contar con un equipo de fácil limpieza, sin

irregularidades ni rincones donde se pudieran albergar bacterias ni se fomentara su desarrollo, requisito básico de sanidad para esta industria. Además, la elaboración de este producto, requiere de elevados coeficientes de transferencia de calor para que el tiempo de residencia, especialmente a altas temperaturas, sea mínimo. Con el transcurso del tiempo se reconoció que las características de esos primeros diseños se podrían aplicar a otras industrias que manejan líquidos, ya sea como parte del proceso o en los servicios de enfriamiento de una planta. De esta manera el intercambiador de calor de placas se ha introducido en múltiples aplicaciones industriales. Hoy en día son ampliamente utilizados en aquellos sistemas que trabajan a temperaturas comprendidas entre  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$  y  $250\text{ }^{\circ}\text{C}$  y a presión inferior a 30 bar (Rau, 1980; Izquierdo, 2002; Ramesh, 2003; Wan, 2004).

Los intercambiadores de calor de placas, en comparación con los de carcasa y tubos, son los más eficientes siempre que la diferencia de temperaturas entre ambas corrientes fluidas sea baja. Logran una alta eficiencia gracias a la gran superficie de intercambio que existe entre las dos corrientes fluidas, ellas circulan por canales muy estrechos en los que es posible lograr elevada superficie de contacto entre ambos fluidos, pero en cambio presentan problemas de incrustaciones y elevada pérdida de carga debido al uso de fluidos incrustantes, ello se pone de manifiesto en la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara” en el enfriamiento del licor amoniacal (Torres et al, 2011; Quintana, 2010).

La selección adecuada de los equipos de intercambio térmico es importante para la reducción de: los consumos energéticos, los costos de las instalaciones, gastos de mantenimiento y máximo aprovechamiento de la energía disponible en el sistema. Una parte esencial de cualquier análisis de un intercambiador de calor es la determinación del coeficiente global de transferencia de calor, este coeficiente se define 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 métodos tradicionales para la selección de equipos de intercambio térmico se encuentran en la literatura (Isachenko et al, 1979; Kasatkin, 1985; Kern, 1999; Perry,

1999). En la selección de un intercambiador de calor es necesario tener en cuenta diferentes factores que dependen de las condiciones concretas en que trabajará el equipo y las características de los fluidos a usar, es por ello que se necesitan resultados experimentales que difieren de los reportados en los textos, aunque es posible el uso de los procedimientos y las expresiones de balance de energía y masa que no se modifican en el análisis de las instalaciones.

El uso de métodos computacionales para la simulación de intercambiadores de calor ha sido ampliamente usado en la literatura consultada, ello permite simular el comportamiento en diferentes condiciones de operación sin la necesidad de experimentos adicionales que incrementa los costos de las investigaciones. Los aportes fundamentales de los trabajos consultados (Cabral, 2004; Moraga, 2004; Sundén, 2006; Anderson, 2007; Andrés, 2009) están encaminados a lograr mayor precisión y rapidez en la selección de los equipos de intercambio térmico, además de usar herramientas computacionales que permiten la simulación tridimensional de diferentes procesos de transferencia de calor. Las limitantes de las investigaciones anteriores están dadas en que solo es posible su aplicación para las condiciones descritas por los investigadores. Cuando se usan otros fluidos, como es el caso del licor amoniacal, es necesario realizar experimentos previos que permitan precisión en las expresiones de cálculo empleadas.

En la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara” se han realizado diversos estudios relacionados con los procesos de intercambio térmico en diferentes instalaciones. Es meritorio señalar los trabajos desarrollados por Charchaval (2010) y Vega (2011) quienes proponen un nuevo método de aprovechamiento del calor proveniente de aguas residuales con el uso de intercambiadores de calor de placas. Rodríguez (2008) evalúa el proceso de intercambio térmico en un equipo de tubos y carcasa, en ambos casos se expone el procedimiento de cálculo y los parámetros de trabajo de los equipos que permiten realizar comparaciones relacionadas con la presente investigación, aunque los fluidos usados difieren del licor amoniacal.

En la planta de Recuperación de Amoniaco, los trabajos realizados han estado dirigidos a la búsqueda de eficiencia del proceso de enfriamiento del licor amoniacal (Girón, 2004; Betancourt, 2005; Fuentes, 2007; Hernández, 2010; Fernández, 2011; López,

2011). Se observa un estudio progresivo de los problemas asociados con el uso de intercambiadores de calor de tubos y carcaza y la necesidad de sustituirlo por intercambiadores de placas. En los trabajos anteriores es insuficiente el tratamiento que se hace relacionado con la influencia de las incrustaciones en la pérdida de eficiencia de la instalación y se usan expresiones generales para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor que difieren de los fluidos usados en el proceso.

### **1.3. Antecedentes y estado actual de la teoría relacionada con los coeficientes de transferencia y pérdida de eficiencia en intercambiadores de calor.**

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; González, 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 investigación 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.

Existen varios trabajos de investigación desarrollados con el fin de obtener modelos matemáticos para el análisis de procesos de intercambio térmico (Burley, 1991; Martínez et al, 2004; Bergles, 2005; Giraldo, 2005; Giraldo, 2006; 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 comenten 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.

#### **1.4. Estado actual del proceso de enfriamiento del licor amoniacal en la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara”.**

La Unidad Básica de Producción (U.B.P) Recuperación de Amoniacado tiene la función de recuperar el  $\text{NH}_3$  y el  $\text{CO}_2$  tanto de los licores, como de las colas recibidas de la U.B.P. Lixiviación y Lavado, obteniéndose al mismo tiempo la cola, como desecho y como producto, la pulpa de Carbonato de Níquel y los licores fuertes de amoniacado y  $\text{CO}_2$  (Colectivo de Autores, 2005).

El licor recibido, se distribuye en tres partes en el distribuidor (255-DI-100), pasando cada porción a las baterías de turboaeradores (255-TA-101, 102 y 103), que están constituidos por tres baterías (A, B y C) donde se le agrega  $\text{O}_2$  para oxidar el hierro ferroso a férrico. Este licor tiene aproximadamente la siguiente composición:  $\text{Ni} > 10,88$  g/l;  $\text{NH}_3 \approx 62,7$ g/l;  $\text{CO}_2 \approx 33,3$ g/l; a una temperatura menor de  $43^\circ\text{C}$  y 100 p.p.m. de sólidos en suspensión.

El licor, después de los turboaeradores, es bombeado por las bombas (255-BO-104, A, B, C y D) a los filtros de hojas (255-FI-105...110) donde se disminuye el sólido en suspensión desde 100 p.p.m. hasta 15 p.p.m. Este licor filtrado es almacenado en un tanque y es bombeado a la sección de Cobalto donde se realiza la separación del Cobalto; la cuál ocurre al agregar sulfuro de hidrogeno ( $\text{H}_2\text{S}$ ) con carga negativa que se equilibra con la carga positiva del cobalto para formar sulfuro de cobalto ( $\text{CoS}$ ), una vez descobaltizado el licor pasa a los tanques de licor producto (255-TK-118 a 120) de

3000 m<sup>3</sup>, desde donde se bombea (255-BO-121-A, B y C) a las torres de destilación o alambiques (AB-30-201 a 208), donde mediante un proceso de evaporación se separa parte del NH<sub>3</sub> y el CO<sub>2</sub>, formándose el precipitado de Carbonato básico de Níquel (2CO<sub>3</sub>Ni) 3Ni(OH)<sub>2</sub>. 4H<sub>2</sub>O, que es descargado de dichas torres a una presión aproximada de 1, 3 Kgf/cm<sup>2</sup>, por lo que se envía a los tanques despresurizadores (255-EV-209 y 210) con el objetivo de disminuir las presiones provocadas por el aumento de la temperatura, desprendiéndose parte del agua de la pulpa en forma de vapor que se escapa a la atmósfera a través de las chimeneas de dichos tanques. La pulpa despresurizada se bombea (255-BO-211-A, B, C y D) hasta los sedimentadores de carbonato de la U.B.P. Calcinación y Sínter.

Los gases obtenidos (NH<sub>3</sub>, CO<sub>2</sub> y H<sub>2</sub>O), con una temperatura que varía entre los (90-100) °C se enfrían en los intercambiadores de calor de tubo y coraza condensadores (255-CS-201 al 208) hasta una temperatura no menor de 57 °C para evitar la formación de carbonato de amonio, pasando luego al sistema de absorción, donde cederán parte de su calor al licor con el objetivo de separar el NH<sub>3</sub> y el CO<sub>2</sub> en forma de gases.

La cola recibida desde la U.B.P. Lixiviación y Lavado se distribuye por los precalentadores (255-PC-301 a 309), cuya función es aumentar la temperatura de la cola hasta 50 °C antes de enviarla a las columnas de destilación (255-AB-301 a 309), recuperando parte del calor de los gases desprendidos de las propias columnas.

La pulpa es descargada por gravedad desde los precalentadores hasta los tanques de retención de colas (255-TK-321,323 y 325 A y B) desde donde se bombea a las torres de destilación (255-AB-301 a 309). La pulpa descargada de estas torres aproximadamente a 1.3 Kgf/cm<sup>2</sup> se envía por gravedad a los tanques despresurizadores (255-EV-310 y 311) donde parte del agua se desprende en forma de vapor y sale a la atmósfera a través de las chimeneas de estos tanques.

Una vez despresurizada, la pulpa pasa por gravedad al Pozo de Cola (255-TK-312) desde donde se bombea (255-BO-313-A, B, C y D) hasta el dique de cola.

Los gases desprendidos de las columnas de destilación ceden parte de su calor a la pulpa en los precalentadores, que por ser de contacto directo, el condensado pasa a

destilación y los gases compuestos por  $\text{NH}_3$ ,  $\text{CO}_2$  y  $\text{H}_2\text{O}$  continúan hacia el hidrociclón, donde se separan las partículas de cola arrastradas por ellos. Del hidrociclón los gases pasan a los condensadores (255-CS - 301 a 309), donde se enfrían hasta una temperatura no menor de  $57\text{ }^\circ\text{C}$ , formando una mezcla líquido - gas que se une con la mezcla procedente de la destilación del licor para ser sometida al proceso de absorción del  $\text{NH}_3$  y el  $\text{CO}_2$ .

La absorción de estos compuestos se efectúa en las torres absorbedoras (255-TS-401 a 404) formando cuatro sistemas (A, B, C y D). El proceso de absorción se desarrolla a contracorriente, es decir el líquido absorbente se introduce por la parte superior de las torres y los gases se introducen por la parte inferior, el agua se introduce por las dos últimas torres de cada serie (404 y 403) y los gases se introducen por la torre (401) absorbiendo con licores fuertes enfriados y además, con los licores débiles bombeados desde los tanques (255-TK-406 y 407). Este licor débil se forma con los efluentes de las torres 402, 403 y 404 y se depositan en los tanques antes mencionados para ser bombeado hacia las primeras torres, las mismas absorben con licor fuerte enfriado y con licor débil. Las torres 402 absorben con licores fuertes enfriados los gases lavados que se reciben de las torres 401 y los gases de combustión de la U.B.P. Termoeléctrica que compensan las pérdidas de  $\text{CO}_2$  en el sistema.

El licor fuerte extraído del fondo de la primera torre (absorbedora - condensadora) se bombea (255-BO-409-A, B, C y D) hasta baterías de enfriadores (255-EN-411 a 415) formado por seis unidades (A, B, C, D, E y F) y un enfriador de placas G, el licor enfriado es almacenado en los tanques de licor fuerte (255-TK-416 y 417), de donde se bombea (255-BO-418-A y B) una parte a la U.B.P. Lixiviación y la otra realimenta las primeras torres de absorción.

Como medio de enfriamiento se utiliza el agua del sistema de retorno y para el sistema de absorción se utiliza agua suavizada proveniente de la U.B.P. Termoeléctrica. En los tanques (255-TK-406 y 407 se recibe solución compensadora al 25 % de amoníaco para recuperar las pérdidas de  $\text{NH}_3$  en el circuito de Recuperación y Lixiviación, esta solución proviene de los tanques de almacenaje (255-TK-421 a 424) que se encuentran

ubicado próximos a la U.B.P. Recuperación de Amoniaco los cuales reciben desde el depósito del puerto.

Durante el proceso de absorción, las primeras torres (absorbedoras-condensadoras) necesitan licor fuerte enfriado para realizar su función, el cuál llega desde los enfriadores a una temperatura aproximadamente de 30 grados. Estos equipos reciben el licor de dichas torres en un rango de temperaturas de 53-56 grados.

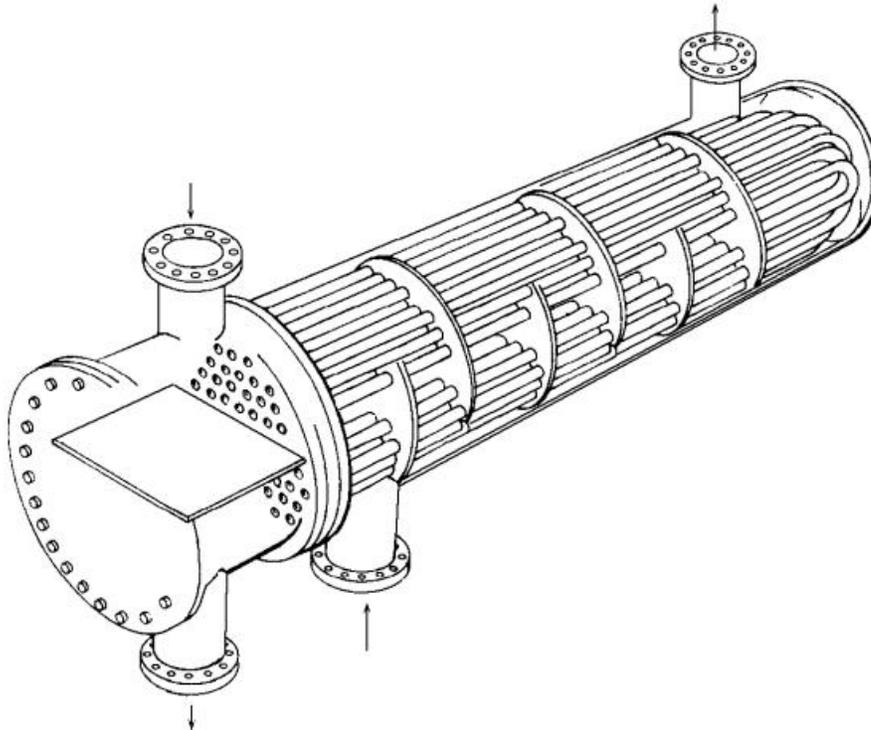
Durante su transcurso por el intercambiador de placas, el licor experimenta cambios de temperatura y presión, esto se debe a los parámetros de diseño del equipo y a la velocidad de dicho fluido, ya que al descender por las placas aparecen caídas de presión en el mismo (favorece el intercambio de calor) y estas aumentan con la velocidad, las mismas no pueden exceder los valores prefijados por los fabricantes del equipo. El fluido frío en este caso es el agua; la cuál entra a una temperatura promedio de 28 grados y una presión igual a 1,2 atmósferas, siendo la del licor de 2,6 atmósferas. En el interior del intercambiador el agua asciende por un lado de las placas y por el otro se mueve el licor, ocurriendo el intercambio de calor entre los fluidos. A la salida del equipo el agua ha aumentado su temperatura y su presión hasta un valor promedio de 35 grados y 3,3 atmósferas respectivamente, provocando a su vez que la temperatura del licor sea del orden de los 34 grados y que su presión no exceda de 1,8 atmósferas. Luego del proceso de enfriamiento, el flujo de licor se divide en dos gastos, uno igual a 600 m<sup>3</sup>/h que recircula a las torres absorbedoras, y otro de 200 m<sup>3</sup>/h que retorna a la planta de Lixiviación.

La instalación en estudio tiene gran importancia en el proceso de recuperación de amoniaco, ya que rige la temperatura a que entra el licor a las torres absorbedoras, determinando a su vez la eficiencia durante la absorción del amoniaco.

### **1.5. Intercambiadores de tubos y coraza**

Los intercambiadores de tipo haz de tubos y coraza se usan para servicios en los que se requieren grandes superficies de intercambio, generalmente asociadas a caudales mucho mayores de los que puede manejar un intercambiador de doble tubo. En efecto, el intercambiador de doble tubo requiere una gran cantidad de horquillas para manejar servicios como los descritos, pero a expensas de un considerable consumo de espacio,

y con aumento de la cantidad de uniones que son puntos débiles porque en ellas la posibilidad de fugas es mayor. La solución consiste en ubicar los tubos en un haz, rodeados por un tubo de gran diámetro denominado coraza como se muestra en la figura 1.1. De este modo los puntos débiles donde se pueden producir fugas, en las uniones del extremo de los tubos con la placa, están contenidos en la coraza. En cambio en un conjunto de horquillas estos puntos están al aire libre.



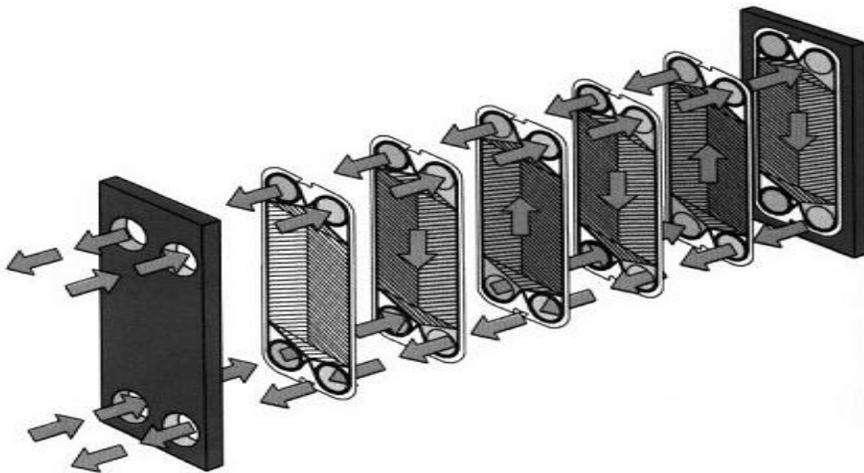
**Figura 1.1. Intercambiador de calor de tubos y coraza (Raju, 1987).**

### **1.6. Aspectos teóricos relacionados con los intercambiadores de calor de placas**

Un intercambiador de placas está compuesto por un conjunto de placas de metal, corrugadas, que se mantienen unidas mediante presión en un bastidor y selladas por medio de una junta, de manera que se forman una serie de pasillos interconectados a través de los cuales se hacen circular los fluidos de trabajo. Estos fluidos son impulsados mediante bombas. Un intercambiador de placas típico se compone de dos secciones principales: El bastidor y las placas.

### 1.6.1. Funcionamiento de los intercambiadores de calor de placas

Los fluidos frío y caliente se introducen por los orificios de conexión y circulan por los canales que se forman entre placas de manera alternativa. Un fluido es conducido por los canales impares mientras que el otro es conducido por los pares. Los dos fluidos se encuentran así separados, sin poderse mezclar, por una delgada placa a través de la cual se produce la transferencia de calor. La distribución de los fluidos por sus canales correspondientes se hace mediante una serie de juntas en los canales impares que no permiten la entrada del fluido que ha de circular por los pares, y en los pares que no permite la entrada del de los impares. Generalmente, aunque existen múltiples configuraciones, el flujo de ambos fluidos se hace en contracorriente (figura 1.2).



**Figura 1.2 Movimiento de los fluidos en un intercambiador de calor de placas; (Izquierdo, 2002).**

#### **Bastidor**

Tiene la misión de mantener la pila de placas unidas, proporcionando un buen sellado y formando una estructura rígida mediante una serie de barras horizontales que soportan las placas (figura 1.3). Sus componentes son de acero al carbono, con excepción de aquellos que, como las conexiones de entrada y salida, tienen contacto con los fluidos. En las esquinas del bastidor se encuentran las conexiones para permitir la entrada y salida de los fluidos. El sellado se hace por medio de juntas fabricadas de elastómeros, que se seleccionan de acuerdo con el tipo de servicio, para que sean compatibles con el fluido utilizado, y que se colocan en el borde de las placas rodeando completamente

las bocas de los extremos, de manera que el flujo se pueda distribuir de lado a lado de la placa.



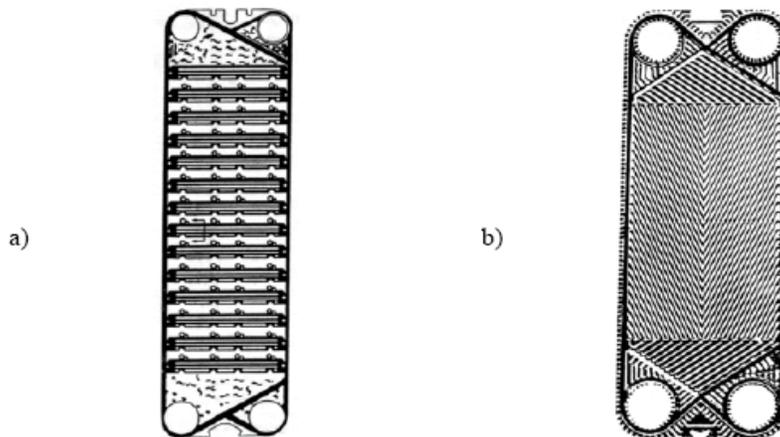
**Figura 1.3 Bastidor de los intercambiadores de placas (Izquierdo, 2002).**

### **Placas**

Cuando se monta un conjunto completo de placas, la estructura de los canales de flujo es simétrica en ambos lados, por lo que se elimina la necesidad que existía en los de carcasa-tubo de decidir que fluido pasará por los tubos y cuál por la carcasa, ya que los lados de la placa son equivalentes. El número de placas se determina en función de los caudales, propiedades físicas de los fluidos, pérdidas de carga admisible y programa de temperaturas.

Las placas de transferencia de calor se fabrican prensando láminas delgadas de gran variedad de aleaciones y metales, resistentes a la corrosión. El más usado es el acero inoxidable aunque en función de los fluidos a tratar y de sus propiedades pueden ser más adecuados unos metales (o aleaciones) que otros. El espesor de las placas está comprendido entre 0,6 mm y 1 mm. Con el objeto de aumentar la superficie de transferencia de calor, las placas presentan un relieve corrugado o acanaladuras que ayudan a inducir un alto nivel de turbulencia para velocidades medias relativamente

bajas (0,25 m/s a 1 m/s). Este aumento de la superficie varía mucho en función de la forma de las corrugaciones. Gracias a la corrugación de las placas y el aumento de la turbulencia se consigue una mejor transferencia del calor (coeficientes de transmisión mucho mayores que en el caso de carcasa-tubo). Existen varias formas para las corrugaciones, pero pueden diferenciarse dos grandes grupos: tipo “intermating” y tipo “chevron” (figura 1.4). Las corrugaciones de una placa apoyan en distintos puntos con las corrugaciones de la placa adyacente de tal manera que se provee de rigidez al conjunto sin restringir el flujo.



**Figura 1.4.** Formas para las corrugaciones de las placas; (Izquierdo, 2002).

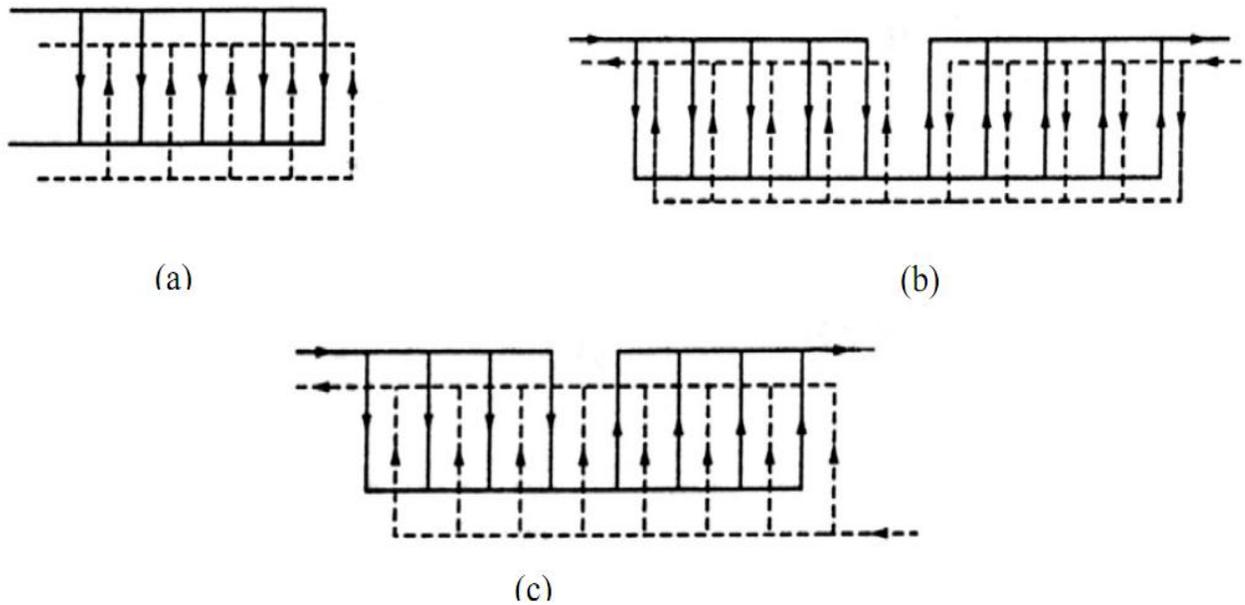
a) corrugaciones tipo “Intermating.”

b) corrugaciones tipo “Chevron.”

### **Movimiento del fluido por el interior del equipo**

El movimiento de los fluidos por el interior del intercambiador de placas, de forma general, se realiza a contraflujo (figura 1.5). La transferencia de calor es más efectiva y se alcanzan valores del coeficiente global elevados en comparación con el movimiento en paralelo.

Los de un paso funcionan solo a contracorriente (figura 1.5a). En el caso de dos pasos, pueden funcionar a contracorriente (figura 1.5b), también mixta (figura 1.5c), por uno de ellos los fluidos trabajan en contracorriente, mientras que el segundo paso los fluidos circulan en paralelo.



**Figura 1.5. Movimiento de los fluidos por el interior de un intercambiador de calor de placas.**

### Ventajas

- Los intercambiadores de placas logran una alta eficiencia gracias a la gran superficie de intercambio que existe entre las dos corrientes fluidas.
- Fácil desmontaje. Las operaciones de mantenimiento y limpieza se efectúan de manera más fácil y rápida. Todas las superficies se pueden limpiar fácilmente ya sea por métodos manuales o químicos, se reducen los tiempos muertos y no se requiere de un equipo especial de limpieza, los costos de mantenimiento son menores.
- Mayor coeficiente global de transferencia de calor, hasta cinco veces superiores a los que se pueden conseguir para unidades de tubos y coraza.
- Menor inversión. Hasta un 90 % menor en costo como consecuencia de necesitar menor área de transferencia.
- Permiten la aplicación de flujos a contracorriente en las mayorías de las aplicaciones.
- Aproximaciones de temperatura más cercanas. Se puede trabajar incluso con diferencias de temperaturas de hasta 1 °C, maximizando la posibilidad de recuperación de calor.

- Bajo costo de operación, que resulta de la combinación el elevado coeficiente de transferencia y de la menor acumulación de la suciedad.
- Adaptabilidad y diseño modular. La capacidad puede aumentarse o disminuirse con solo poner o quitar placas. La modificación de la disposición de las placas permite modificar fácilmente el programa de temperatura de trabajo e incluso su utilización en distintos procesos. Esta característica no la presentan los termo-soldados ya que su desmontaje y ampliación no son posibles. En el caso de los de carcasa y tubo no es fácil adaptarlos a los cambios de la demanda térmica.
- Flexibilidad. Pueden adaptarse y ser utilizados para una diversa gama de fluidos y condiciones, incluyendo fluidos viscosos.

**Desventajas:**

- La chapa del metal, esté o no ondulada, no es el elemento adecuado para soportar presiones elevadas, de modo que las presiones máximas para los modelos más comunes son de 10 a 15 bar, aunque existen modelos capaces de soportar presiones algo mayores. Este problema no es tan acusado en el caso de los intercambiadores termo-soldados que pueden llegar a soportar presiones que rondan los 30 – 32 bar. Esta es la principal limitación que presenta este intercambiador.
- Debido a los estrechos canales entre placas, la caída de presión a través de un intercambiador de placas es relativamente grande, por lo que es necesario tener en cuenta la inversión y los costos de operación y mantenimiento del sistema de bombeo a la hora de compararlo con otros tipos de intercambiadores.
- No son convenientes para el uso con líquidos tóxicos o altamente inflamables debido a la posibilidad de rotura de las juntas. El termo-soldado no presenta este problema y puede utilizarse para este tipo de líquidos siempre y cuando el material sea el adecuado.

## 1.7. Conclusiones del capítulo 1

- En las literaturas científicas consultadas existe suficiente información para la evaluación del proceso de intercambio térmico entre dos fluidos a diferentes temperaturas. Sin embargo, en el caso del enfriamiento del licor amoniacal es necesario considerar las características del fluido y sus particularidades dentro del proceso.
- En el análisis del comportamiento de la eficiencia y evaluación continua de los intercambiadores de calor se necesitan 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 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.

## CAPÍTULO II. PROCEDIMIENTO PARA LA EVALUACIÓN DEL PROCESO DE ENFRIAMIENTO DEL LICOR AMONIACAL.

### 2.1. Introducción

El proceso de enfriamiento y calentamiento de fluidos en intercambiadores de calor depende de diversos parámetros los cuales deben ser considerados en el procedimiento de cálculo. El conocimiento del proceso y el desarrollo de expresiones matemáticas que representen el fenómeno físico permiten la interpretación de las múltiples situaciones que se presentan durante su análisis.

**El objetivo** de este capítulo es establecer el procedimiento de cálculo que incide en la eficiencia y parámetros de trabajo del sistema de enfriamiento del licor amoniacal en la U.B.P. Recuperación de Amoniacó de la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara”.

### 2.2. Cálculo del flujo de calor transferido

En la evaluación de un sistema de intercambio térmico es posible el uso de dos métodos:

- Método de la diferencia efectiva de temperatura
- Método de la efectividad y el número de unidades de transmisión del calor.

En la presente investigación se usa el método de la diferencia efectiva de temperatura debido a que se conocen los valores de temperaturas en la entrada y salida del intercambiador.

El flujo de calor transferido en un equipo de intercambio térmico se puede obtener a partir del conocimiento de las temperaturas de entrada y salida del fluido; o mediante el conocimiento del coeficiente global de transferencia de calor, el área de intercambio térmico y la diferencia de temperatura media logarítmica (Incropera, 2003).

$$q = m_l \cdot C_{pl}(T_{el} - T_{sl}) = m_a \cdot C_{pa}(T_{sa} - T_{ea}) = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{lm} \quad (2.1)$$

Donde:

$m_l$ ,  $m_a$ : flujo másico del licor amoniacal (fluido caliente) y el agua de enfriamiento (fluido frío); kg/s.

$C_{pl}, C_{pa}$ : capacidad calorífica del licor amoniacal y agua de enfriamiento; J/kg K.

$T_{el}, T_{sl}, T_{ea}, T_{sa}$ : temperaturas de entrada y salida del licor amoniacal y agua de enfriamiento; K.

$U$ : coeficiente global de transferencia de calor; W/m<sup>2</sup> K.

$A$ : área de transferencia de calor; m<sup>2</sup>.

$F$ : factor de corrección; adimensional.

$\Delta T_{lm}$ : diferencia de temperatura media logarítmica; K.

La dirección de los fluidos por el interior del intercambiador de calor es en contracorriente. Como se sabe por la teoría general de intercambiadores, la diferencia de temperaturas entre ambos fluidos a lo largo del equipo no es constante. Para el cálculo de la diferencia efectiva se usa la temperatura media logarítmica, que viene expresada en función de las temperaturas en las secciones de entrada y salida de los fluidos.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{el}-T_{sa})-(T_{sl}-T_{ea})}{\ln \frac{T_{el}-T_{sa}}{T_{sl}-T_{ea}}} \quad (2.2)$$

Para el cálculo del factor de corrección ( $F$ ) es necesario definir la llamada relación de capacidades ( $R$ ) y la efectividad ( $P$ ), que ofrecen información sobre cómo son las capacidades caloríficas de ambos fluidos y cuál es la efectividad del intercambiador.

$$R = \frac{T_{el}-T_{sl}}{T_{sa}-T_{ea}} \quad (2.3)$$

$$P = \frac{T_{sa}-T_{ea}}{T_{el}-T_{ea}} \quad (2.4)$$

En los intercambiadores de calor donde el número de placas es superior a 50, los efectos de los extremos dejan de ser significativos y es posible despreciarlos. En este caso no es necesario el cálculo del factor de corrección (Izquierdo; 2002).

### 2.3. Procedimiento para determinar el coeficiente global de transferencia de calor.

La determinación del coeficiente global de transferencia de calor en una instalación de intercambio térmico depende de varios factores, los más significativos son los siguientes:

- Coeficiente de transferencia de calor por convección.

- Coeficiente de transferencia de calor por conducción.
- Resistencias por incrustaciones.
- Principales parámetros y propiedades de los fluidos (temperatura, presión, velocidad, viscosidad, densidad, número de prandtl, etc).

Debido a la dependencia del coeficiente global de las condiciones concretas de cada proceso y las particularidades del licor amoniacal; en la presente investigación se determinaron los coeficientes de transferencia y la influencia de las incrustaciones en la pérdida de eficiencia de la instalación para el intercambiador de placas. Los equipos de tubos y coraza se evaluaron usando las expresiones reportadas en la literatura (Kasatkin, 1985; Kern, 1999; Perry, 1999; Incropera, 2003).

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):

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_l \cdot A} + R_{cond} + \frac{1}{h_a \cdot A} + R_l + R_a \quad (2.5)$$

Donde:

$h_l, h_a$ : coeficientes de transferencia de calor por convección para el agua y el licor;  $W/m^2 K$ .

$R_{cond}$ : resistencia térmica por conducción;  $K/W$

$R_l, R_a$ : resistencias térmicas de ensuciamiento del licor y agua;  $K/W$

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/m K, se tiene que para el espesor de placa de 0,4 mm, la resistencia de conducción es (Izquierdo, 2002):

$$R_{cond} = \frac{e}{k_m \cdot A} = \frac{4}{134000 \cdot A} \quad (2.6)$$

Donde:

$e$ : espesor de las placas; m.

$k_m$  - coeficiente de conductividad térmica de las placas; W/m K

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 y Prandtl. Su forma general se puede expresar por la siguiente ecuación (Incropera, 2003).

$$h = \frac{c \cdot \text{Re}^n \cdot \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \cdot k}{L_c} \quad (2.7)$$

Donde:

$\text{Re}$ : número de Reynolds; adimensional.

$\text{Pr}$ : número de Prandtl; adimensional.

$k$ : conductividad térmica del fluido (licor amoniacal o agua de enfriamiento); W/m K.

$L_c$ : longitud característica del canal; m.

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, también denominada diámetro hidráulico se calcula a partir de la geometría del canal.

$$L_c = \frac{4 \cdot S_c}{P_c} = \frac{4 \cdot b \cdot W}{2 \cdot (b + W)} \quad (2.8)$$

Debido a que la distancia entre placas ( $b$ ) es mucho menor que el ancho de la placa ( $W$ ) la ecuación anterior se puede expresar de la forma siguiente:

$$L_c \cong \frac{4 \cdot b \cdot W}{2 \cdot W} = 2 \cdot b \quad (2.9)$$

El número de Reynolds, relaciona las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas, su expresión es:

$$\text{Re} = \frac{V \cdot L_c \cdot \rho}{\mu} \quad (2.10)$$

El número de Prandtl relaciona la difusividad viscosa y la difusividad térmica.

$$\text{Pr} = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad (2.11)$$

El número de Nusselt, cuyo significado físico es el gradiente de temperatura adimensional en la superficie, se determina por la siguiente expresión.

$$\text{Nu} = \frac{h \cdot L_c}{k} \quad (2.12)$$

Donde:

$S_c$ : sección transversal del canal; m<sup>2</sup>.

$P_c$ : perímetro de la sección del canal; m.

$b$ : ancho del canal o espacio entre placas; m.

$W$ : ancho de la placa; m.

$V$ : velocidad del fluido (licor amoniacal o agua de enfriamiento); m/s.

$\rho$ : densidad del fluido; kg/m<sup>3</sup>.

$\mu$ : coeficiente dinámico de viscosidad; Pa.s.

Cuando se realiza una limpieza en el intercambiador de calor las resistencias por incrustaciones y conducción son prácticamente despreciables en comparación con las resistencias por convección para ambos fluidos (Torres et al, 2011), de las ecuaciones (2.5) y (2.7) se obtiene:

$$\frac{1}{U} = \frac{L_c}{c_l \cdot k_l \cdot \text{Re}_l^n \cdot \text{Pr}_l^{\frac{1}{3}}} + \frac{L_c}{c_a \cdot k_a \cdot \text{Re}_a^n \cdot \text{Pr}_a^{\frac{1}{3}}} \quad (2.13)$$

Multiplicando ambos lados de la ecuación (2.13) por el término  $\text{Re}_l^n \cdot \text{Pr}_l^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{k_l}{L_c}$  se obtiene:

$$\frac{1}{U} \cdot \frac{k_l}{L_c} \cdot \text{Re}_l^n \cdot \text{Pr}_l^{\frac{1}{3}} = \frac{1}{c_l} + \frac{1}{c_a} \cdot \left( \frac{k_l \cdot \text{Re}_l^n \cdot \text{Pr}_l^{\frac{1}{3}}}{k_a \cdot \text{Re}_a^n \cdot \text{Pr}_a^{\frac{1}{3}}} \right) \quad (2.14)$$

Para calcular el valor de los coeficientes  $n, c_l, c_a$  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  $n$ , debido a que la ecuación (2.14) presenta la forma de la ecuación de una recta (ecuación 2.15).

$$Y_1 = \frac{1}{c_l} + \frac{1}{c_a} \cdot X_1 \quad (2.15)$$

Donde:

$$Y_1 = \frac{1}{U} \cdot \frac{k_l}{L_c} \cdot \text{Re}_l^n \cdot \text{Pr}_l^{\frac{1}{3}} \quad (2.16)$$

$$X_1 = \left( \frac{k_l \cdot \text{Re}_l^n \cdot \text{Pr}_l^{\frac{1}{3}}}{k_a \cdot \text{Re}_a^n \cdot \text{Pr}_a^{\frac{1}{3}}} \right) \quad (2.17)$$

Para conseguir que los valores converjan es necesaria la obtención de una nueva ecuación. En la expresión (2.13) se pasa el sumando del coeficiente de convección del lado frío al otro lado, junto al término de la transferencia de calor.

$$\frac{1}{U} - \frac{L_c}{c_a \cdot k_a \cdot \text{Re}_a^n \cdot \text{Pr}_a^{\frac{1}{3}}} = \frac{L_c}{c_l \cdot k_l \cdot \text{Re}_l^n \cdot \text{Pr}_l^{\frac{1}{3}}} \quad (2.18)$$

Se opera pasando términos formado por el coeficiente de película caliente al lado izquierdo de la ecuación, quedando la siguiente expresión:

$$\left( \frac{1}{U} - \frac{L_c}{c_a \cdot k_a \cdot \text{Re}_a^n \cdot \text{Pr}_a^{\frac{1}{3}}} \right) \cdot \frac{k_l \cdot \text{Pr}_l^{\frac{1}{3}}}{L_c} = \frac{1}{c_l \cdot \text{Re}_l^n} \quad (2.19)$$

Se calcula la inversa en los dos lados de la ecuación y se obtiene:

$$\frac{1}{\left( \frac{1}{U} - \frac{L_c}{c_a \cdot k_a \cdot \text{Re}_a^n \cdot \text{Pr}_a^{\frac{1}{3}}} \right) \cdot \frac{k_l \cdot \text{Pr}_l^{\frac{1}{3}}}{L_c}} = c_l \cdot \text{Re}_l^n \quad (2.20)$$

Se aplica en ambos lados de la ecuación logaritmos neperianos y se obtiene:

$$\text{Ln} \left[ \frac{1}{\left( \frac{1}{U} - \frac{L_c}{c_a \cdot k_a \cdot \text{Re}_a^n \cdot \text{Pr}_a^{\frac{1}{3}}} \right) \cdot \frac{k_l \cdot \text{Pr}_l^{\frac{1}{3}}}{L_c}} \right] = \text{Ln}(c_l \cdot \text{Re}_l^n) \quad (2.21)$$

Se opera en el lado derecho utilizando las propiedades de los logaritmos, llegando a la segunda ecuación del método (Torres et al, 2011)

$$\text{Ln} \left[ \frac{1}{\left( \frac{1}{U} - \frac{L_c}{c_a \cdot k_a \cdot \text{Re}_a^n \cdot \text{Pr}_a^{\frac{1}{3}}} \right) \cdot \frac{k_l \cdot \text{Pr}_l^{\frac{1}{3}}}{L_c}} \right] = \text{Ln}(c_l) + n \cdot \text{Ln}(\text{Re}_l) \quad (2.22)$$

Al igual que la ecuación (2.14) esta nueva expresión presenta la forma de la ecuación de una recta.

$$Y_2 = \text{Ln}(c_l) + a \cdot X_2 \quad (2.23)$$

Donde:

$$Y_2 = \text{Ln} \left[ \frac{1}{\left( \frac{1}{U} - \frac{L_c}{c_a \cdot k_a \cdot \text{Re}_a^n \cdot \text{Pr}_a^{\frac{1}{3}}} \right) \cdot \frac{k_l \cdot \text{Pr}_l^{\frac{1}{3}}}{L_c}} \right] \quad (2.24)$$

$$X_2 = \text{Ln}(\text{Re}_l) \quad (2.25)$$

Con los valores de  $c_l$  y  $c_a$  obtenidos en la expresión (2.14), se introducen en la ecuación (2.22) 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.

## 2.4. 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).

$$U = \frac{m_l \cdot C_{pl} \cdot (T_{el} - T_{sl})}{A \cdot \left[ \frac{(T_{el} - T_{sa}) - (T_{sl} - T_{ea})}{\ln \left( \frac{T_{el} - T_{sa}}{T_{sl} - T_{ea}} \right)} \right]} \quad (2.26)$$

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 (2.26) en función del tiempo (Raju & Chand, 1987; Varona, 2007; Abril, 2008).

$$R_d = \frac{U_{máx} - U}{U_{máx} \cdot U} \quad (2.27)$$

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).

$$\eta = \left( \frac{T_{el} - T_{sl}}{T_{el} - T_{ea}} \right) \cdot 100 \quad (2.28)$$

## 2.5. Pérdida de carga en el intercambiador de calor

En el diseño mecánico de cualquier intercambiador la pérdida de carga es decisiva, ya que determina la potencia y el consumo de energía en los motores de las bombas que impulsan los fluidos y por tanto influye en la inversión, en el costo de operación y en el mantenimiento del sistema de bombeo.

La caída de presión total en un intercambiador de placas tiene los siguientes componentes: caída de presión debida a la fricción, a los cambios de velocidad, a los cambios de dirección y a los cambios de altura. De ellas la que mayor influencia tiene en el comportamiento térmico del equipo es la que se origina por la fricción. En este

trabajo se supone que la caída de presión permitida es igual a la pérdida por fricción. La expresión que permite evaluar esta componente es (Picón, 2004):

$$\Delta P = \frac{f \cdot m^2 \cdot L}{b \cdot \rho \cdot A^2} \quad (\text{Pa}) \quad (2.29)$$

Donde:

$f$  : factor de fricción; adimensional

$m$ : flujo másico del licor o el agua; kg/s.

$L$ : longitud de la placa; m.

$A$ : área efectiva de intercambio térmico

El factor de fricción  $f$  se puede calcular a partir de tablas o de la ecuación de Shah y Focke (Izquierdo, 2002) que presenta la forma:

$$f = C \cdot \text{Re}^m \quad (2.30)$$

Los valores de los coeficientes  $C$  y  $m$  dependen del número de Reynolds y se escoge de la literatura (Izquierdo, 2002). De la definición de  $\Delta P$  y  $f$  ambos parámetros aumentan cuanto menor es la longitud característica (el factor  $f$  se ve afectado por  $l_c$  a través de la definición del Reynolds). Es decir, cuanto menor es la distancia entre placas (o tamaño de los canales) la caída de presión es mayor.

La demanda de potencia necesaria para el movimiento del fluido por las instalaciones de intercambio térmico se obtiene a partir de los valores de pérdida de presión en el interior de los intercambiadores de calor, la expresión usada es la siguiente (Izquierdo, 2002):

$$N = \frac{\Delta P \cdot m}{1000 \cdot \rho} \quad (2.31)$$

Donde:

$N$ : potencia demandada; kW.

Si se divide la ecuación 2.31 por el flujo másico del fluido se obtiene la demanda de energía específica expresada en kJ/kg.

$$E = \frac{N}{m} \quad (2.32)$$

## 2.7. Instalación experimental para la evaluación del proceso de enfriamiento del licor amoniacal.

El proceso de enfriamiento del licor amoniacal en la U.B.P. Recuperación de Amoniacó de la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara” se evaluó usando la propia instalación industrial. Los equipos y accesorios más importante que la componen son los siguientes:

- Bombas centrífugas
- Intercambiador de calor de placas
- Baterías de intercambiadores de tubos y coraza
- Sistema regulador de flujo
- Instrumentación y control de los parámetros

### **Bombas centrífugas de licor fuerte y agua de enfriamiento.**

*Bombas de licor fuerte:* Son las encargadas de bombear todo el licor obtenido en el fondo de las torres absorbedoras y pasarlo a través de los intercambiadores recirculando parte del fluido a las propias torres y otro a las torres de CO<sub>2</sub>. Se mueven mediante motores eléctricos, son centrífugas y pueden funcionar cinco en total. Sus características técnicas son las siguientes:

- Capacidad: 280 m<sup>3</sup>/h
- Altura de presión: 3.5 kgf/ cm<sup>2</sup>
- Potencia: 55 kW
- Voltaje: 440 V
- Frecuencia: 60 Hz

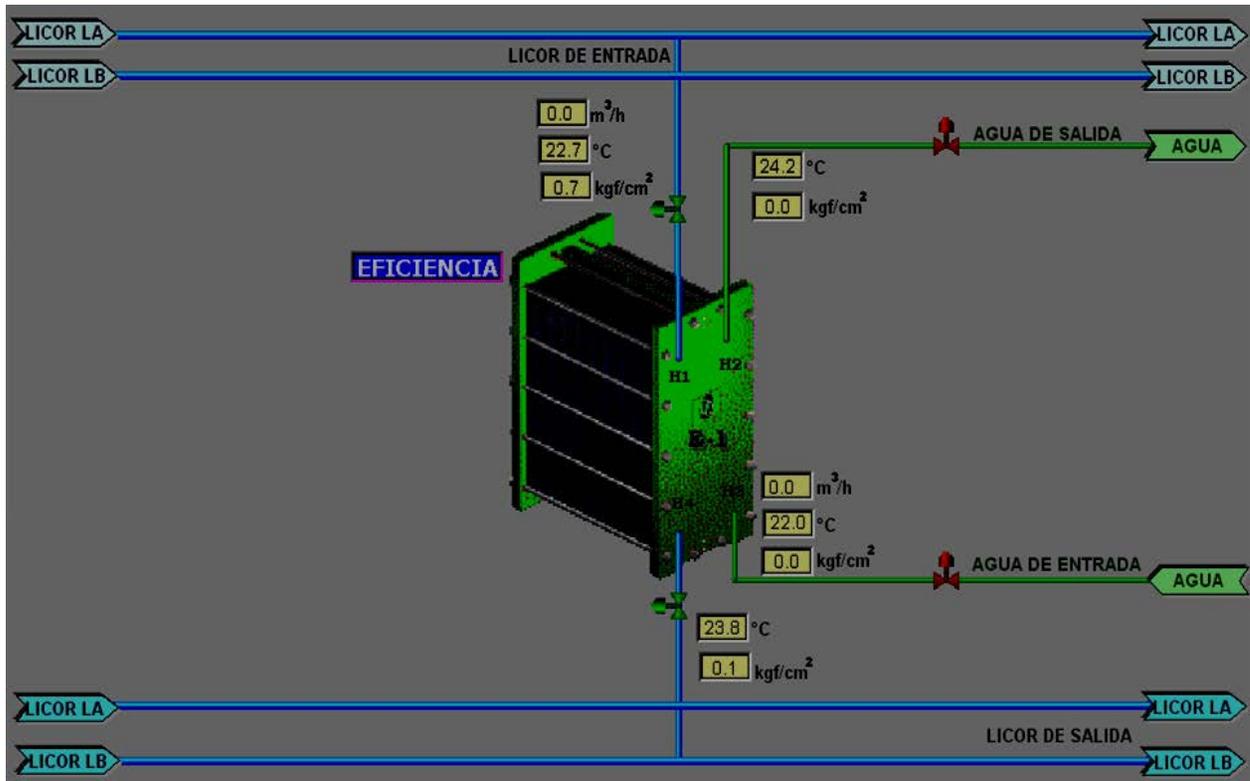
*Bombas de agua de enfriamiento:* Bombeán el agua de enfriamiento desde las torres de enfriamiento en un sistema centralizado que distribuye el fluido a varios consumidores de la empresa, las principales características de las mismas son las siguientes:

- Capacidad: 3200 m<sup>3</sup>/h
- Altura de presión: 67 m de H<sub>2</sub>O
- Potencia: 630 kW
- Voltaje: 440 V
- Frecuencia: 60 Hz

- Número de revoluciones: 900 rpm

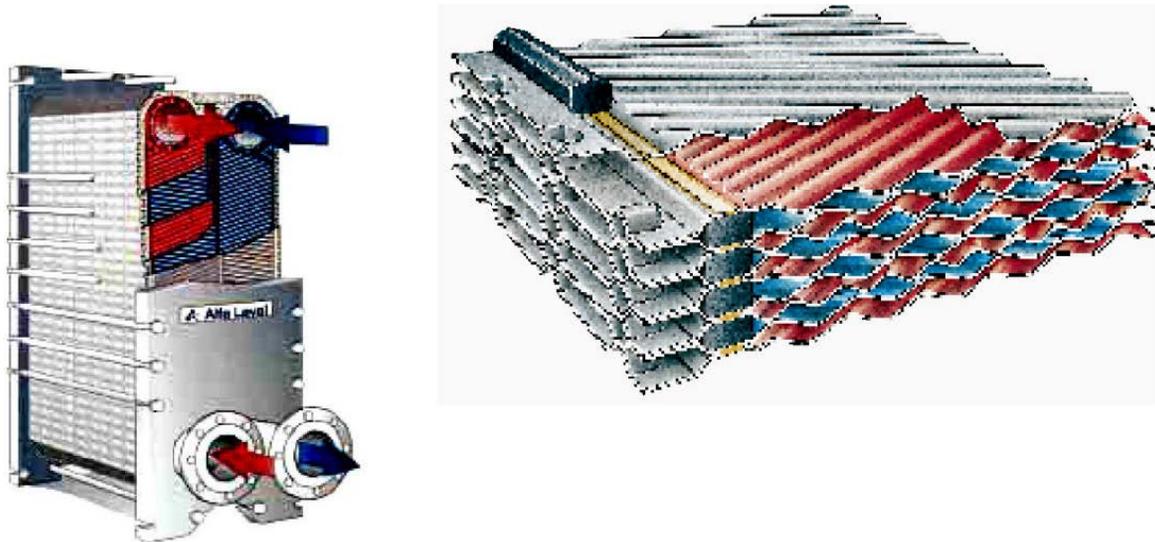
### Intercambiador de calor de placas.

El intercambiador de calor de placas usado en el proceso de enfriamiento del licor amoniacal es de la firma APV HEAT TRANSFER procedente de Dinamarca, este se coloca en paralelo con la batería de intercambiadores de tubos y coraza. En la figura (2.1) se muestran las particularidades de la instalación.



**Figura 2.1. Diagrama de flujo del intercambiador de calor de placas.**

En la figura 2.2 se muestra un corte del intercambiador de calor de placas y el movimiento del fluido por el interior del mismo, las flechas en el lado izquierdo corresponden con el fluido caliente (licor amoniacal) y en el lado derecho con el agua de enfriamiento.



**Figura 2.2. Movimiento del licor amoniacal y el agua por el interior del intercambiador de placas**

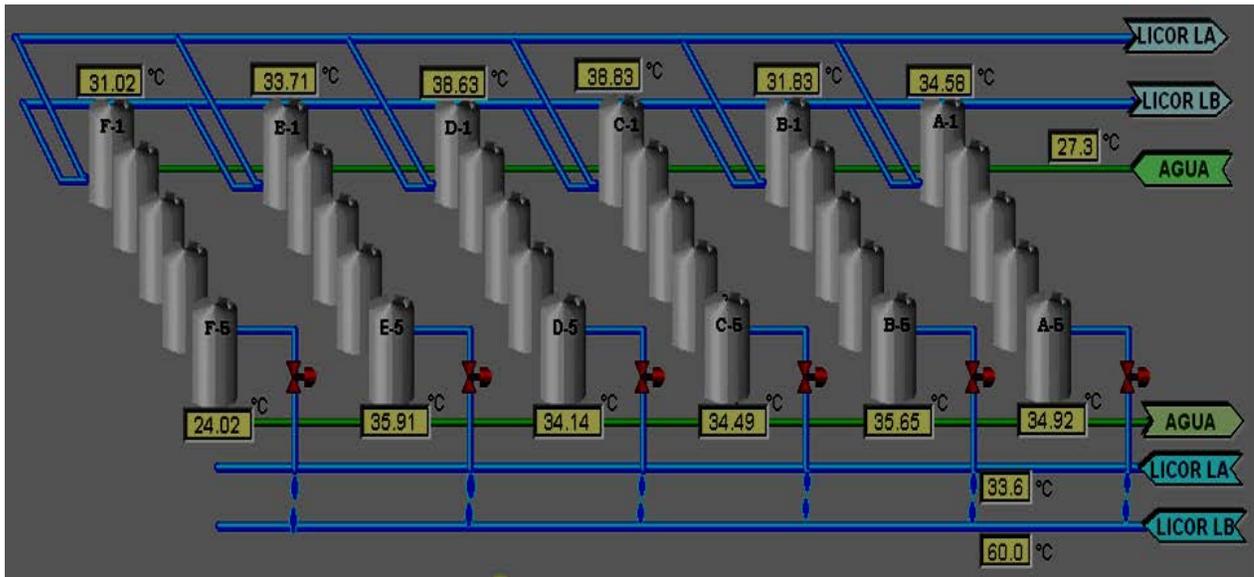
En la tabla 2.1 se exponen los principales parámetros de trabajo del intercambiador suministrado por la firma productora de estos equipos.

**Tabla 2.1. Datos Técnicos del intercambiador de calor de placas.**

Parámetros y dimensiones	Unidad de medida	Lado caliente	Lado frío
Fluido	-	Licor producto	Agua
Área de intercambio de calor	m <sup>2</sup>	589	
Número de placas	U	471	
Temperaturas promedio			
Entrada	°C	55.0	28.0
Salida	°C	35.0	54
Máxima temperatura de trabajo	95 °C		
Presión de trabajo	6 bar		
Presión de prueba	9 bar		
Dirección relativa de los fluidos	Contracorriente		
Material de las placas (Acero inoxidable)	Placas tipo B: AISI 316		

### Baterías de intercambiadores de tubos y coraza

Las baterías de enfriadores de tubos y coraza (seis en total) están formadas por cinco unidades cada una, en la figura (2.3) se exponen los principales elementos de la instalación.



**Figura 2.3. Baterías de enfriadores de tubos y coraza**

El licor proveniente de las torres de absorción circula por el interior del haz tubular de cada enfriador en dos pasos. Entra por la parte superior del intercambiador y desciende por el interior de los tubos que conforman el primer paso. Al llegar a la parte inferior comienza su movimiento de ascenso por el interior de los tubos que forman el segundo paso de la unidad, al llegar a la parte superior de esta abandonan la misma pasando a la parte superior de la segunda unidad hasta recorrer las 5 unidades que conforman cada batería.

**Tabla 2.2. Datos Técnicos del enfriador de tubos y coraza.**

Características	Unidad de medida	Coraza	Tubos
País de origen	Checoslovaquia		
Sobrepresión de trabajo	Kgf/cm <sup>2</sup>	6	6
Temperatura de trabajo	°C	34-59	29-49
Sobrepresión de diseño	Kgf/cm <sup>2</sup>	8	8

Temperatura de trabajo de diseño	°C	100	100
Sobrepresión de prueba	Kgf/cm <sup>2</sup>	11	11
Fluidos	---	Agua	Licor fuerte
Concentración NH <sub>3</sub>	%		14
Concentración CO <sub>2</sub>	%		7
Área de intercambio de calor	m <sup>2</sup>	36	
Cantidad de pasos	-	-	4
Número total de tubos	-	-	569
Numero de tubos en 1 <sup>er</sup> paso	-	-	145
Numero de tubos en 2 <sup>do</sup> paso	-	-	150
Numero de tubos en 3 <sup>er</sup> paso	-	-	150
Numero de tubos en 4 <sup>to</sup> paso	-	-	124

### Sistema regulador de flujo

La regulación del flujo de agua de enfriamiento y licor amoniacal, a la entrada de la batería de enfriadores, se realiza mediante válvulas de diafragmas tipo Saunders AF 08. Las válvulas se seleccionan en función del tipo de fluido, la presión, velocidad de trabajo y el diámetro de tuberías.

### Instrumentación y control de los parámetros

La medición de los diferentes parámetros durante el proceso de experimentación se realizó con la instrumentación disponible en la propia empresa, previo a la toma de datos se calibraron los instrumentos con vista a garantizar la confiabilidad de los resultados.

*Medición de flujo de licor y de agua de enfriamiento:* se usaron flujómetros inductivos con salida de corriente de 4 a 20 mA, conectado a un PLC S7 300 y se visualiza la

medición en las máquinas de proceso ubicada en el cuarto de control con un sistema supervisor CITEC.

*Medición de presión de agua y licor a la entrada y salida del enfriador:* se usaron transmisores de presión diferencial SMAR de 360 PSI, con salida de corriente de 4 a 20 mA, conectado a un PLC S7 300 y se visualiza la medición en computadoras ubicadas en el cuarto de control con un sistema supervisor CITEC.

*Medición de temperaturas del licor y agua de enfriamiento a la entrada y salida del enfriador:* se usaron termoresistencias PT100 de 0 a 100 °C, con salida de corriente de 4 a 20 mA, conectadas a un PLC S7 300 y se visualizan las mediciones en computadoras ubicadas en el cuarto de control con un sistema supervisor CITEC.

## **2.8. Diseño experimental**

De acuerdo con la literatura consultada (Varona, 2007; Torres, 2011) y el procedimiento de cálculo establecido, las principales variables involucradas en el proceso de enfriamiento del licor amoniacal en la U.B.P. Recuperación de amoniaco de la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara” son las siguientes:

- Temperatura de entrada del licor amoniacal
- Temperatura de entrada del agua de enfriamiento
- Temperatura de salida del licor amoniacal
- Temperatura de salida del agua de enfriamiento
- Flujo másico del licor amoniacal
- Flujo másico del agua de enfriamiento
- Presión de entrada y salida del licor amoniacal y agua de enfriamiento

### **2.8.1. Técnica experimental para determinar los coeficientes de transferencia de calor.**

Los experimentos, para determinar los coeficientes de transferencia de calor, se efectuaron fijando dos variables: el flujo másico de agua y el flujo másico del licor amoniacal, el resto de las variables se consideraron aleatorias. 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 experimentación 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 suma un número de 25; 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, lo que concluye con un total de 75 corridas experimentales. En la tabla 2.3 se muestra un resumen del diseño experimental efectuado.

**Tabla 2.3. Matriz del diseño experimental seleccionado**

Cantidad de experimentos	Flujo másico de agua (kg/s)	Flujo másico de licor (kg/s)
75	90	65
	100	70
	110	75
	120	80
	130	85

### **2.8.2. Técnica experimental para determinar la pérdida de eficiencia en función de las incrustaciones.**

La influencia de las incrustaciones en la pérdida de eficiencia de los intercambiadores de placas durante el enfriamiento del licor amoniacal en la empresa “Ernesto Che Guevara” se determinó mediante cinco corridas experimentales con un tiempo de duración de 28 días cada uno. 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 con ayuda de un cepillo. En caso de presentarse incrustaciones ligeras estas son removidas mediante el lavado de la superficie con ácido acético. Si las incrustaciones son severas se utiliza ácido clorhídrico concentrado (37 % p/p). Finalmente las placas se enjuagan con agua, una vez seca son colocadas en los soportes de las etapas. 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 y el agua.

### 2.8.3. Técnica experimental para la evaluación comparativa del intercambiador de calor de placas y las baterías de tubos y coraza.

La evaluación comparativa del intercambiador de calor de placas con dos baterías de intercambiadores de tubos y coraza se realizó mediante mediciones de los principales parámetros que intervienen en el proceso de intercambio térmico.

Se efectuaron cinco corridas experimentales circulando el mismo flujo de licor amoniacal por ambas instalaciones térmicas y se midieron los flujos máxicos de agua necesarios para el enfriamiento y las pérdidas de presión en ambos sistemas, luego se realizó el cálculo comparativo de la potencia necesaria y eficiencia en las instalaciones.

### 2.8.4. Procedimiento para el procesamiento estadístico de los resultados.

El procesamiento estadístico se efectúa mediante los errores admisibles de los valores de las variables. Los parámetros de cálculo del análisis estadístico son:

*Media aritmética:*

$$\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X_i \quad (2.31)$$

Donde:

$x_i$  - elementos de la serie.

$n$  - número de pruebas.

*Desviación media:*

$$\Delta\bar{X} = \frac{\sum |X_i - \bar{X}|}{n} \quad (2.32)$$

*La varianza muestral:*

$$S_x^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2}{n-1} \quad (2.33)$$

La raíz cuadrada de la varianza muestral se denomina error estándar  $S_x$ . El error estándar de la media aritmética es:

$$\delta = \frac{t_d \cdot S_x}{\sqrt{n}} \quad (2.34)$$

El procesamiento estadístico se ejecuta con el empleo del criterio de Student para una probabilidad  $t_{0,95}$  mediante la comparación del  $t$  observado con  $t_d$  de la tabla:

$$t = \frac{|X_i - \bar{X}|}{S_x} \quad (2.35)$$

### **Cálculo de los errores relativo puntual y promedio**

La confirmación de la validez de los valores experimentales con los teóricos se desarrolla a través del error relativo, o sea, la diferencia entre el módulo del valor experimental “ $X_{\text{exp}}$ ” del coeficiente global de transferencia de calor, y los obtenidos mediante los coeficientes:  $C_l, C_a, n$

El error relativo puntual se calcula por la siguiente expresión:

$$E_p = \left| \frac{X_{\text{exp}} - X_{\text{teo}}}{X_{\text{exp}}} \right| \cdot 100 \quad (2.36)$$

El error relativo promedio se expresa por:

$$E = \sum_{i=1}^n \left| \frac{X_{\text{exp}} - X_{\text{teo}}}{X_{\text{exp}}} \right| \cdot \frac{100}{n} \quad (2.37)$$

En la literatura (Lesme, 1996) se hace un examen de los errores y sus posibles fuentes, se especifica que en cálculos de ingeniería una desviación del (20 – 25) % es satisfactoria, pues en cada error influyen los siguientes factores:

- Características de los instrumentos de medición, que en algunos casos pueden ser industriales con menor precisión.
- Perturbaciones que puedan ocurrir en las variables prefijadas durante las mediciones.
- Los valores experimentales son promedios de las réplicas.
- Posibles errores de apreciación cometidos en las mediciones, por pequeñas oscilaciones que ocurren en los líquidos manométricos durante los experimentos.

## 2.9. Composición química del licor amoniacal.

El licor amoniacal se obtiene a partir de la absorción de los gases de CO<sub>2</sub> y NH<sub>3</sub> obtenidos como consecuencia de la destilación del licor producto y la cola. Es un líquido incoloro, su densidad promedio es de 1 g/cm<sup>3</sup> a la temperatura de 35 °C. Su composición química se expone en la siguiente tabla.

**Tabla 2.4. Composición química del licor amoniacal**

Ni	<0,005 %
NH <sub>3</sub>	14 %
CO <sub>2</sub>	7 %
H <sub>2</sub> O	79 %
Sólidos en suspensión	20 ppm

## 2.10. Conclusiones del capítulo 2

- Se estableció el procedimiento de cálculo que permite determinar: los coeficientes de transferencia de calor, los parámetros racionales de trabajo y la eficiencia del proceso de enfriamiento del licor amoniacal en la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara”.
- El diseño experimental seleccionado para determinar los coeficientes de transferencia de calor en el intercambiador de placas es el factorial completo con cinco niveles de las variables, se efectuaron tres réplicas para un total de 75 corridas experimentales.
- La influencia de las incrustaciones en la pérdida de eficiencia de los intercambiadores de placas durante el enfriamiento del licor amoniacal, en la empresa “Ernesto Che Guevara”, se determinó mediante cinco corridas experimentales con un tiempo de duración de 30 días cada uno, previa limpieza del intercambiador de calor.

## CAPÍTULO III. RESULTADOS EXPERIMENTALES Y OBTENCIÓN DE LOS PARÁMETROS RACIONALES DE TRABAJO DEL PROCESO DE ENFRIAMIENTO DEL LICOR AMONIACAL.

### 3.1. Introducción

El procedimiento de cálculo obtenido en el capítulo precedente exige la ejecución de experimentos para obtener los coeficientes de transferencia de calor del proceso de enfriamiento del licor amoniacal. Los resultados experimentales permiten, además, el análisis del comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor en función de las incrustaciones y la propuesta de acciones para reducir los consumos energéticos y la pérdida de amoniaco en el proceso posterior.

Los objetivos de este capítulo son:

- Obtener los coeficientes de transferencia de calor del proceso de enfriamiento del licor amoniacal mediante el diseño experimental apropiado.
- Evaluar el comportamiento de los principales parámetros de trabajo del proceso a partir de los resultados experimentales obtenidos.

### 3.2. Resultados de los coeficientes de transferencia de calor por convección

Los resultados experimentales de las variables medidas en el intercambiador de placas, para determinar los coeficientes de transferencia de calor por convección, se exponen en el anexo (1). En todos los casos se confirma que  $t < t_d$  por lo que la dispersión entre los resultados obtenidos no es significativa, encontrándose el error estándar de la media aritmética por debajo del 5 %.

Los valores de  $n, c_l, c_a$  (ecuaciones 2.14 y 2.22) se determinaron mediante un proceso iterativo usando el software profesional Mathcad 13 (ver anexo 3). La obtención de los coeficientes comienza fijando un valor de  $n$  en la ecuación (2.14) 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 se conocen estos resultados es posible determinar  $c_l$  y  $c_a$ . Los coeficientes anteriores se introducen en la ecuación (2.22), 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:  $n=0,657$ ;  $c_a=0,2883$ ;  $c_l=0,2817$ .

Con el uso de la ecuación (2.14) 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.

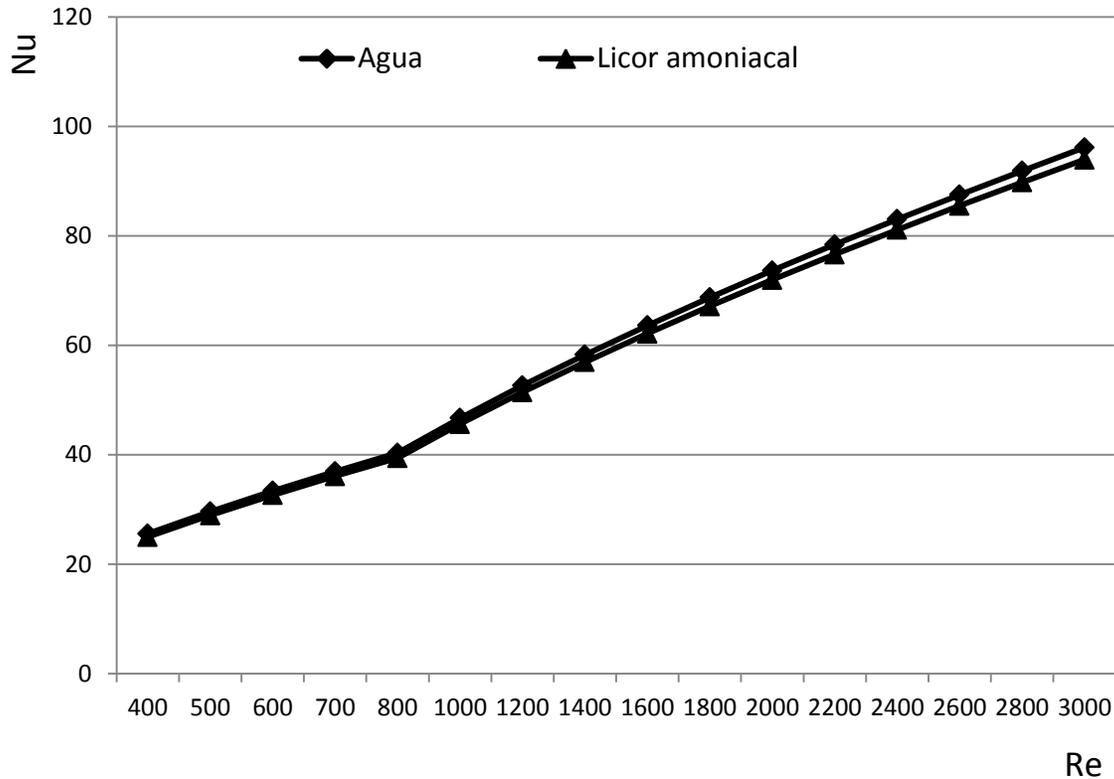
Resultado del número de Nusselt para el agua

$$Nu_a = 0,2883 \cdot Re_a^{0,657} Pr_a^{\frac{1}{3}} \quad (3.1)$$

Resultado del número de Nusselt para el licor amoniacal

$$Nu_l = 0,2817 \cdot Re_l^{0,657} Pr_l^{\frac{1}{3}} \quad (3.2)$$

La figura (3.1) 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 velocidad del fluido por el interior de los canales del intercambiador de placas y con ello un incremento de la turbulencia que favorece la transferencia de calor entre ambas corrientes fluidas. 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 2.4) que reducen el coeficiente de transferencia de calor por convección.



**Figura 3.1. Comportamiento del número de Nusselt en función del Reynolds para el agua y el licor amoniacal**

Los resultados del número de Nusselt para el licor amoniacal se compararon con los obtenidos por otros investigadores reportados en la literatura (Zahid, 2003), las principales ecuaciones son las siguientes:

Modelo de Thonon (fluido: agua)

$$Nu_a = 0,2946 \cdot Re_a^{0,7} Pr_a^{\frac{1}{3}} \quad (3.3)$$

Modelo de Buonapane (fluido: agua)

$$Nu_a = 0,2536 \cdot Re_a^{0,65} Pr_a^{0,4} \quad (3.4)$$

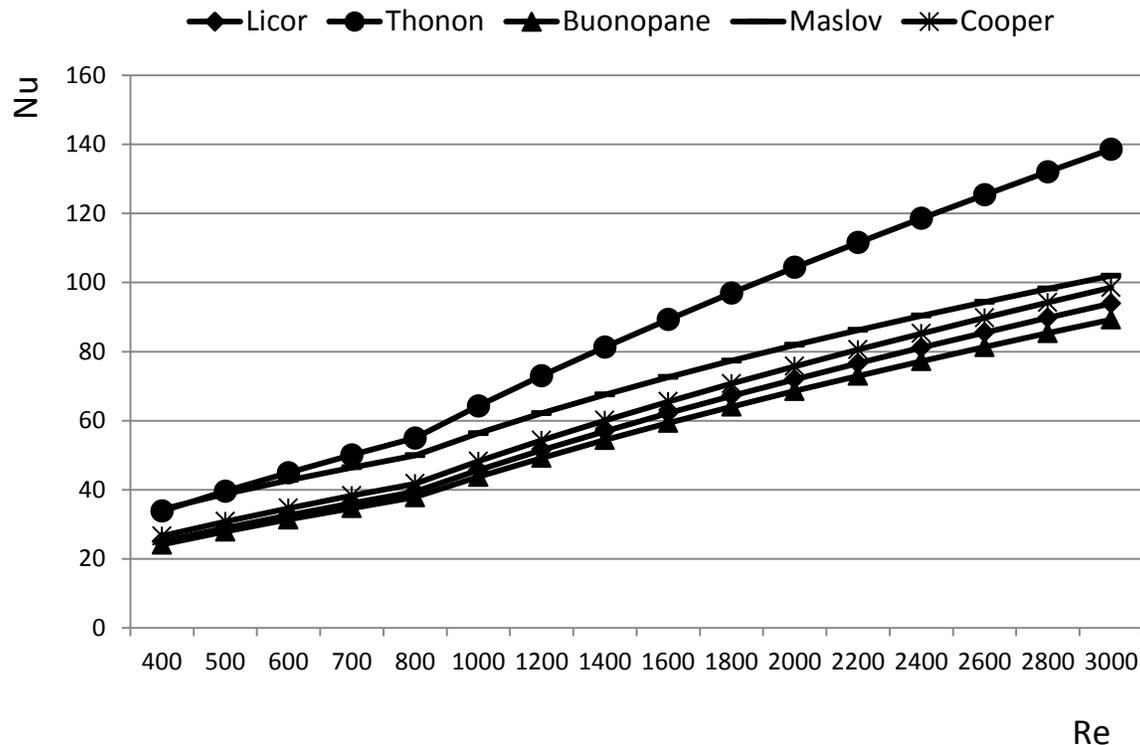
Modelo de Maslov (cualquier fluido)

$$Nu_a = 0,78 \cdot Re_a^{0,5} Pr_a^{\frac{1}{3}} \quad (3.5)$$

Modelo de Cooper (cualquier fluido)

$$Nu_a = 0,2983 \cdot Re_a^{0,65} Pr_a^{0,4} \quad (3.6)$$

En la figura (3.2) 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 “Licor” en la gráfica. Las expresiones de Buonopane y Cooper presentan un comportamiento similar al obtenido en esta investigación con un error comparativo inferior al 5,3 %.



**Figura 3.2. Comportamiento del número de Nusselt en función del Reynolds en intercambiadores de calor de placas.**

Los resultados obtenidos por Thonon y Maslov se alejan de los aquí presentados con valores superiores de los coeficientes de transferencia de calor y un error comparativo superior al 15 % por lo que no es recomendable el empleo de esos resultados en los cálculos ingenieriles para la selección y evaluación de instalaciones térmicas en la industria del níquel con el uso de intercambiadores de calor de placas. En la tabla 3.1 se exponen los modelos y el porcentaje de error comparativo con los resultados del licor amoniacal.

**Tabla 3.1. Valores comparativos de los modelos obtenidos**

Nombre del autor	Ecuación	Error comparativo (%)
Licor	$Nu_l = 0,2817 \cdot Re_l^{0,657} Pr_l^{\frac{1}{3}}$	--
Thonon	$Nu_a = 0,2946 \cdot Re_a^{0,7} Pr_a^{\frac{1}{3}}$	29,75
Buonapane	$Nu_a = 0,2536 \cdot Re_a^{0,65} Pr_a^{0,4}$	4,44
Maslov	$Nu_a = 0,78 \cdot Re_a^{0,5} Pr_a^{\frac{1}{3}}$	16,13
Cooper	$Nu_a = 0,2983 \cdot Re_a^{0,65} Pr_a^{0,4}$	5,22

Mediante la expresión (3.7) se compararon los resultados experimentales obtenidos en función de los parámetros de entrada y salida del intercambiador de calor de placas, con los resultados teóricos del coeficiente global de transferencia de calor obtenidos a partir de los valores de  $n$ ;  $c_a$  y  $c_l$ , (ecuación 3.8).

$$U_e = \frac{m_l \cdot C_{pl} \cdot (T_{el} - T_{sl})}{A \cdot \left[ \frac{(T_{el} - T_{sa}) - (T_{sl} - T_{ea})}{\ln \left( \frac{T_{el} - T_{sa}}{T_{sl} - T_{ea}} \right)} \right]} \quad (3.7)$$

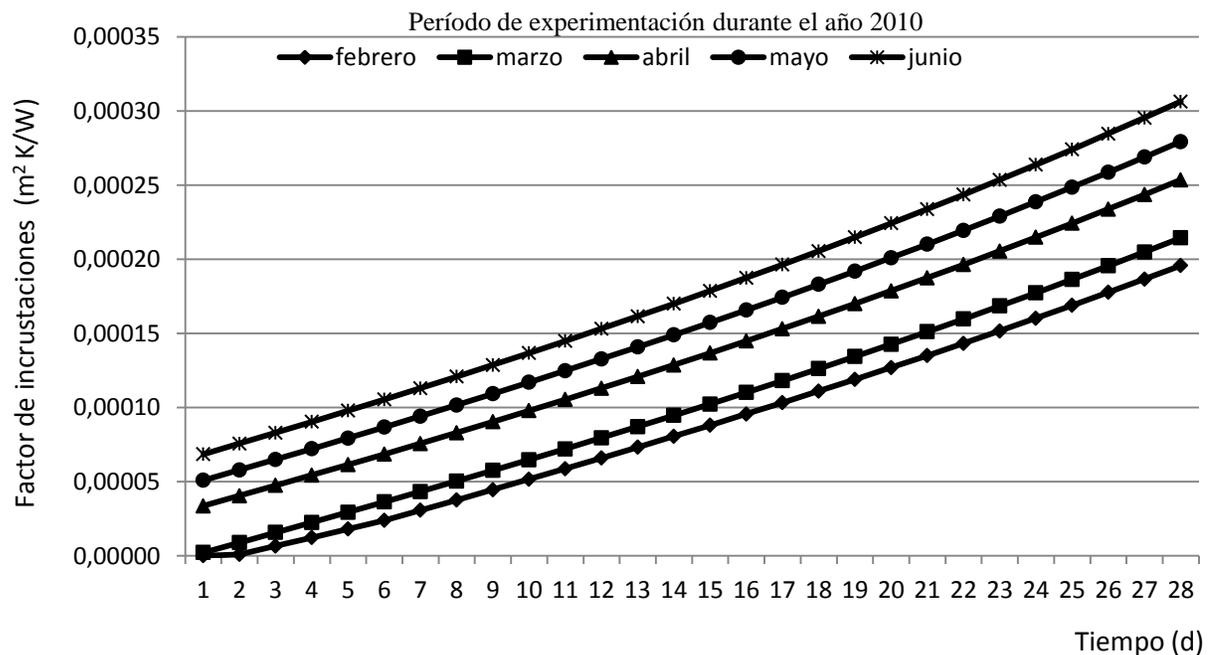
$$\frac{1}{U_t} = \frac{1}{h_a} + \frac{1}{h_l} \quad (3.8)$$

Los valores de los errores relativos puntual y promedio, en la estimación del coeficiente global de transferencia de calor, se exponen en el anexo 2. El 72 % de los errores relativos puntuales es inferior al 10 % y el error relativo promedio es del 7,42 %, ello confirma la validez de los resultados obtenidos.

### 3.3. Resultados de la pérdida de eficiencia en el intercambiador de calor de placas.

El factor de incrustaciones ( $R_d$ ) se obtuvo mediante la ecuación 2.27 y el procedimiento descrito en el epígrafe 2.4. El comportamiento del factor, correspondiente a cada día de

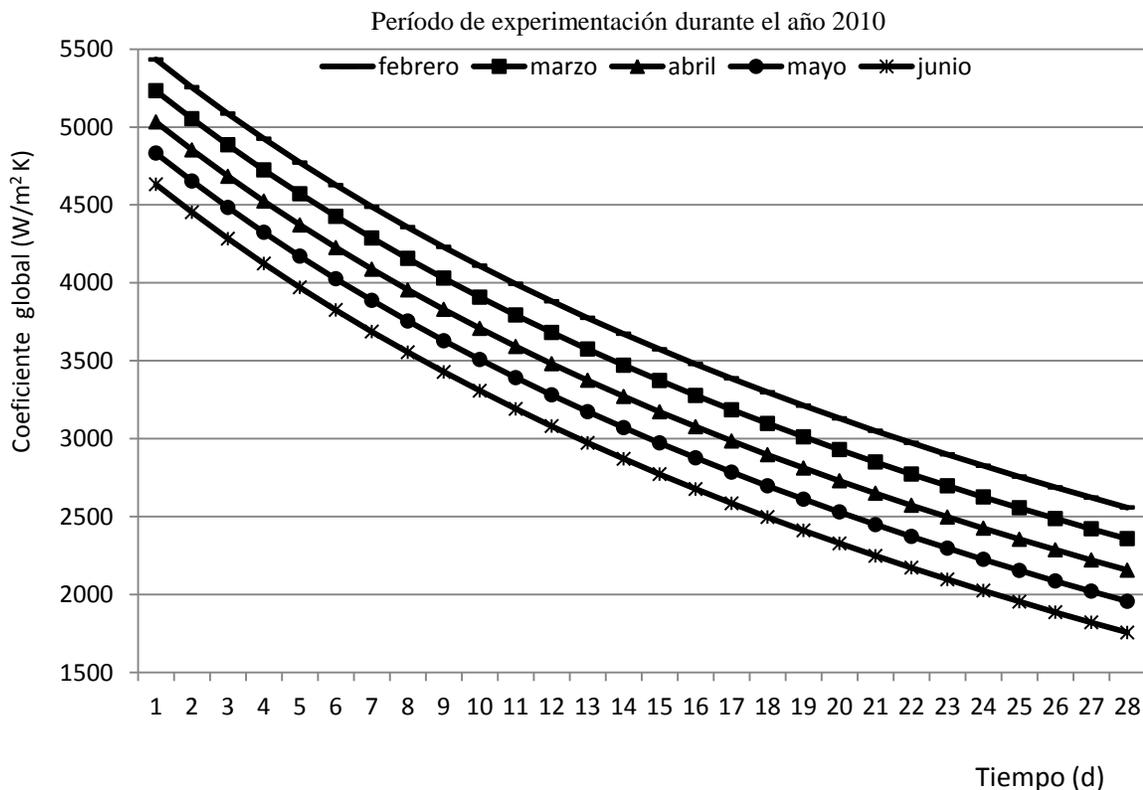
recorrido o servicio de ambas corrientes, se expone en La figura (3.3). Se observa tendencia al incremento, alcanzando valores que sobrepasan los  $0,00025 \text{ m}^2\text{K/W}$ . Es necesario prestar atención al incremento del factor luego de la limpieza, ello debe estar asociado a la existencia de partículas incrustadas en las placas que provocan la pérdida de capacidad y de eficiencia del proceso de enfriamiento del licor amoniacoal. Los resultados obtenidos en la presente investigación recomiendan la selección de valores elevados del factor (cercanos a  $0,0002 \text{ m}^2\text{K/W}$ ) para garantizar el diseño racional de instalaciones de intercambio térmico que usen fluidos con características similares al estudiado.



**Figura 3.3. Comportamiento del factor de incrustaciones en función del tiempo**

El comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor en función del tiempo se obtuvo de forma experimental a partir de los parámetros de entrada y salida del equipo (ecuación 2.26). Los valores obtenidos (figura 3.4) muestran tendencia decreciente con el incremento del tiempo para los fluidos analizados, ello depende de los coeficientes de transferencia por convección y el factor de incrustaciones, se observan resultados que alcanzan los  $5000 \text{ W/m}^2\text{K}$  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  $2500 \text{ W/m}^2\text{K}$  la temperatura de salida del licor amoniacal supera los  $40 \text{ }^\circ\text{C}$  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  $3500 \text{ W/m}^2\text{K}$  que garantizan un factor de seguridad en el diseño y explotación del equipo.

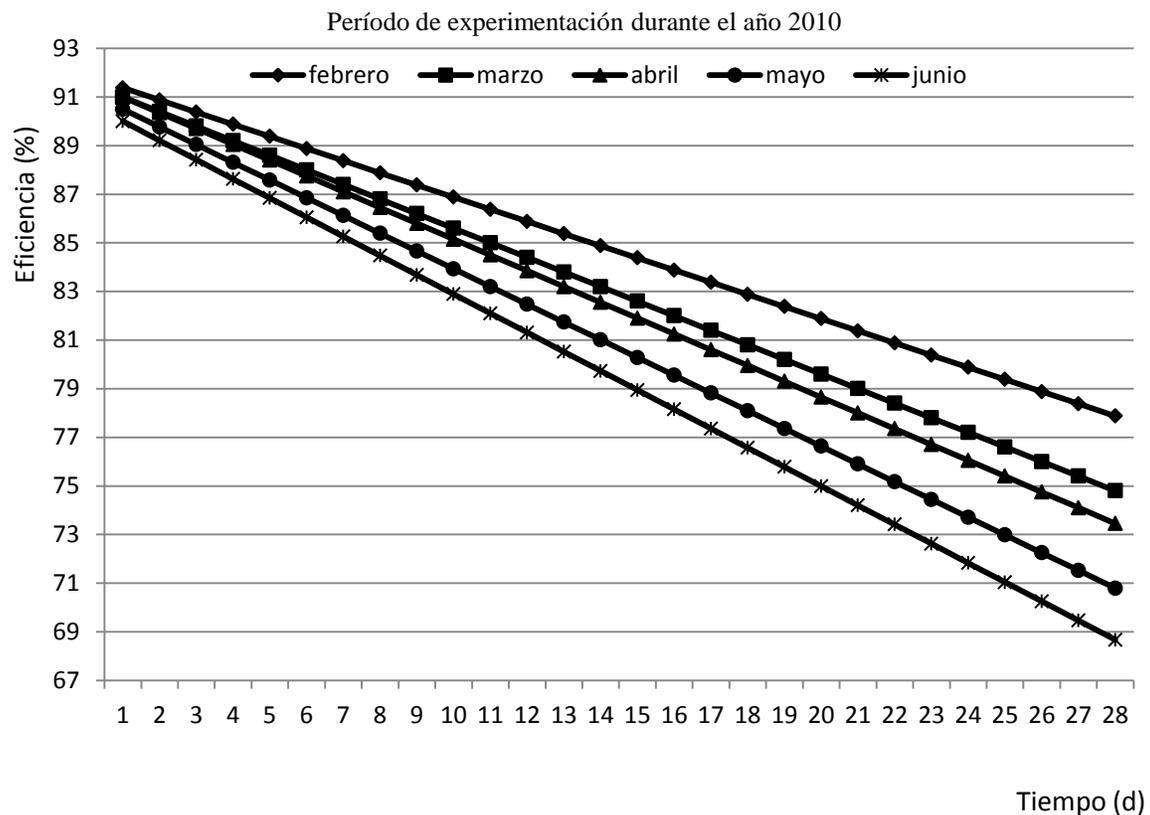


**Figura 3.4. Comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor en función del tiempo.**

En la figura (3.5) se muestra el comportamiento de la eficiencia en función del tiempo. El comportamiento exponencial se obtuvo a partir de las variables del proceso (2.28). Con esta información es posible mayor precisión en la estimación futura 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  $30 \text{ }^\circ\text{C}$ , 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.

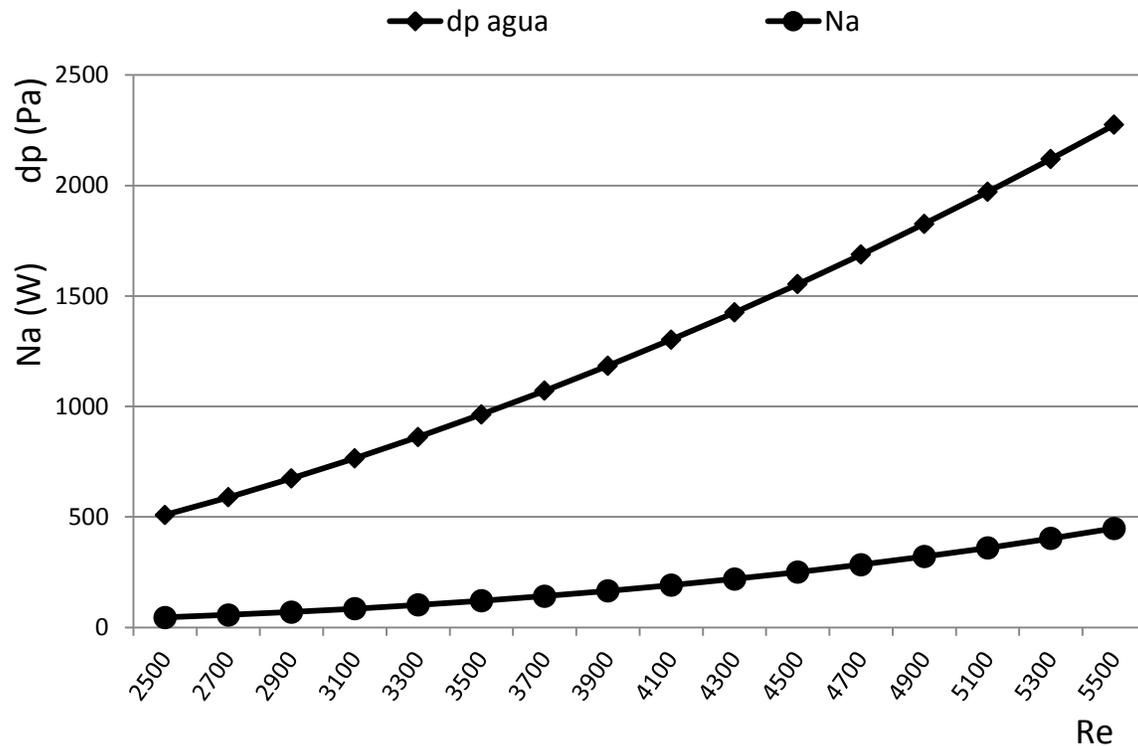


**Figura 3.5. Comportamiento de la eficiencia del intercambiador de calor en función del tiempo.**

### 3.4. Resultados de la pérdida de carga en el intercambiador de calor de placas.

En la figura 3.6 se expone el comportamiento de las pérdidas de presión y la demanda de potencia en función del número de Reynolds para el agua de enfriamiento, se observa un incremento de los parámetros con el incremento del Reynolds, ello está asociado al aumento de la velocidad del fluido por el interior de los canales entre placas. Los máximos valores alcanzados son:

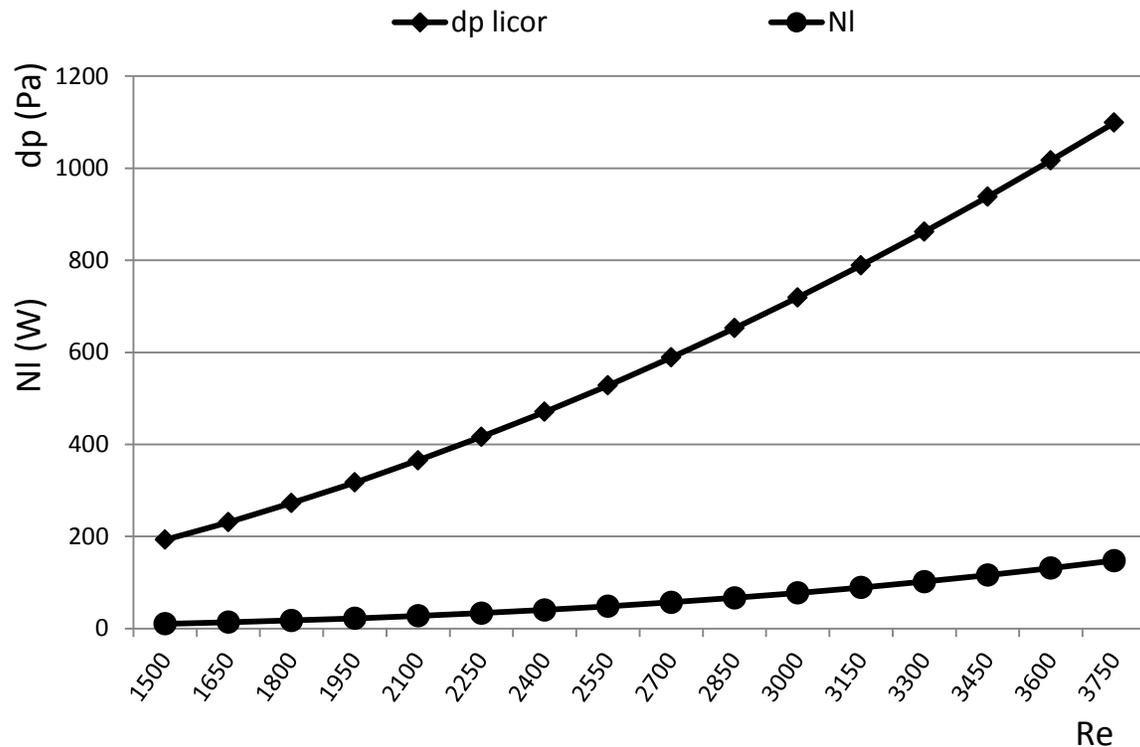
- Pérdida de presión: 2300 Pa
- Potencia demandada: 450 W



**Figura 3.6. Comportamiento de las pérdidas de presión y la potencia demandada para el agua de enfriamiento.**

En la figura 3.7 se muestra el comportamiento de las pérdidas de presión y la demanda de potencia en función del número de Reynolds para el licor amoniacal. Los valores son inferiores comparados con el agua, ello se debe a que se usa mayor cantidad de agua para el enfriamiento del licor, la proporción de flujo (flujo másico de agua/ flujo másico del licor) es superior a 1,4. Los máximos valores alcanzados son:

- Pérdida de presión: 2000 Pa
- Potencia demandada: 150 W



**Figura 3.7. Comportamiento de las pérdidas de presión y la potencia demandada para el licor amoniacal.**

La demanda de energía específica máxima para ambos fluidos es la siguiente:

- Demanda de energía específica para el agua de enfriamiento: 2,286 J/kg
- Demanda de energía específica para el licor amoniacal: 1,104 J/kg

### 3.5. Resultados comparativos de los intercambiadores de tubos y coraza con los de placas.

En la tabla 3.2 se muestran los valores promedios de las mediciones realizadas en condiciones normales de operación y el cálculo de los principales parámetros de trabajo del intercambiador de calor de placas. Los valores de los parámetros fueron obtenidos por medio de mediciones reales efectuadas en condiciones nominales de operación, con vista a realizar un análisis comparativo con la instalación de intercambiadores de calor de tubos y coraza.

**Tabla 3.2. Valores promedio de los parámetros de trabajo del intercambiador de calor de placas.**

<b>Parámetros</b>	<b>Valores promedio</b>
Temperatura de entrada del licor amoniacal	54,71 °C
Temperatura de salida del licor amoniacal	29,34 °C
Temperatura de entrada del agua de enfriamiento	28,21 °C
Temperatura de salida del agua de enfriamiento	46,92 °C
Flujo volumétrico de licor	272,07 m <sup>3</sup> /h
Flujo volumétrico de agua de enfriamiento	380,8 m <sup>3</sup> /h
Potencia demandada en la instalación de bombeo por el licor amoniacal	48,92 kW
Potencia demandada en la instalación de bombeo por el agua de enfriamiento	73, 57 kW
Demanda de energía específica para el licor amoniacal	0,65 kJ/kg
Demanda de energía específica para el agua de enfriamiento	0,71 kJ/kg

Los resultados anteriores se compararon con las mediciones efectuadas en la instalación de intercambio térmico de tubos y coraza. Para realizar la comparación adecuada se efectuaron mediciones en dos baterías de intercambiadores por donde circula un flujo volumétrico de licor equivalente al usado en la instalación de placas. En la tabla 3.3. se exponen los resultados obtenidos.

**Tabla 3.3. Valores promedio de los parámetros de trabajo en la instalación de tubos y coraza.**

<b>Parámetros</b>	<b>Valores promedio</b>
Temperatura de entrada del licor amoniacal	54,68 °C
Temperatura de salida del licor amoniacal	32,41 °C
Temperatura de entrada del agua de enfriamiento	28,24 °C
Temperatura de salida del agua de enfriamiento	37,64 °C
Flujo volumétrico de licor	274,23 m <sup>3</sup> /h

Flujo volumétrico de agua de enfriamiento	537,48 m <sup>3</sup> /h
Potencia demandada en la instalación de bombeo por el licor amoniacal	50,67 kW
Potencia demandada en la instalación de bombeo por el agua de enfriamiento	84, 31 kW
Demanda de energía específica para el licor amoniacal	0,67 kJ/kg
Demanda de energía específica para el agua de enfriamiento	0,57 kJ/kg

Los resultados anteriores (tabla 3.2 y 3.3) demuestran las ventajas del proceso de intercambio térmico en el intercambiador de calor de placas respecto a la instalación de tubos y coraza. Mediante un análisis comparativo es posible comprobar que para el enfriamiento de un flujo másico de licor constante (272,07 m<sup>3</sup>/h - 274,23 m<sup>3</sup>/h), se produce una reducción del consumo de agua de enfriamiento en un 29,15 %; la potencia demandada en la instalación de bombeo se reduce en 12,74 %.

En las tablas anteriores se observa una reducción de la demanda de energía específica, ello se debe a que el incremento del consumo de agua en la instalación no es proporcional al incremento de la demanda de potencia, debido a que en este último intervienen otros parámetros relacionados con el rendimiento de la instalación, el factor de potencia y el método de regulación empleado que en este caso es por estrangulación.

### 3.6. Valoración económica de la propuesta

En la tabla 3.4 se realiza una valoración comparativa de los principales indicadores económicos en ambas instalaciones de intercambio térmico, ellos están relacionados con la demanda de potencia de ambas instalaciones y el consumo de agua para el enfriamiento del licor amoniacal. Los valores comparativos finales se refieren al enfriamiento de 800 m<sup>3</sup>/h que corresponden con el flujo de licor que se obtiene en la U.B.P. Lixiviación y lavado y es procesado en la U.B.P. Recuperación de amoniacal.

**Tabla 3.4. Principales indicadores económicos comparativos entre ambas instalaciones de intercambio térmico.**

Indicadores	Intercambiadores de tubos y coraza	Intercambiador de placas	Diferencia y costo monetario
Consumo de agua de enfriamiento	537,48 m <sup>3</sup> /h	380,8 m <sup>3</sup> /h	156,68 m <sup>3</sup> /h
Potencia demandada para el bombeo del licor	50,67 kW	48,92 kW	1,75 kW
Potencia demandada para el bombeo del agua de enfriamiento	84, 31 kW	73, 57 kW	10,74 kW
Costo total de 1 m <sup>3</sup> de agua			0,25 USD/día
Costo promedio de la energía			70 USD/ MW-h
Ahorro diario por concepto de consumo de agua de enfriamiento para el enfriamiento de 800 m <sup>3</sup> /h de licor.			940,8 USD/día
Ahorro diario por concepto de bombeo de agua de enfriamiento para 800 m <sup>3</sup> /h de licor.			20,98 USD/día
Ahorro anual por concepto de consumo de agua para el enfriamiento y demanda de potencia para el bombeo.			346240,8 USD/año

### 3.6. Aspectos teóricos relacionados con el impacto ambiental

El deterioro del medio ambiente es uno de los problemas más complejos que enfrenta la humanidad actualmente, el desarrollo vertiginoso de la industria en los últimos años ha llevado a niveles sin precedentes la contaminación ambiental, dañando el aire y las aguas con sustancias nocivas al hombre y la vida animal. Actualmente la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara” se ve obligada a realizar cambios tecnológicos, sociales y productivos, esto implica la necesidad de que los obreros estén protegidos ante las mutables exigencias del entorno en que trabajan.

Los principales riesgos a que se exponen los trabajadores en la U.B.P. Recuperación de Amoníaco son:

- Exposición a sustancias tóxicas (Amoniaco).
- Contacto con sustancias extremadamente calientes (vapor, licor y cola).

Las afectaciones que produce el amoniaco en la salud del hombre son las siguientes:

- El amoniaco tanto el líquido como el vapor es fuertemente irritante para la piel los ojos y las vías respiratorias.
- El amoniaco es muy tóxico y la exposición a altas concentraciones puede producir quemaduras, cegueras y hasta la muerte.
- Las concentraciones medias de amoniaco pueden causar decaimiento, irritación, congestión, hinchazón o entumecimiento de las membranas mucosas de los ojos, nariz y garganta.
- El líquido produce quemaduras graves, parecidas a las quemaduras cáusticas.
- La ingestión del amoníaco líquido origina una severa acción corrosiva en la boca, la garganta y el estómago.

Medidas de seguridad:

- El personal que trabaja con amoníaco siempre debe tener en cuenta la dirección en que circula el aire para situarse de manera que este no fluya hacia él, para que los vapores del amoníaco sean alejados del mismo.
- Conocer dónde están situadas las duchas y lavadores de ojos para que cualquier obrero afectado se lave con agua rápidamente.
- Utilizar los medios de protección personal como: careta/gases, botas de goma, guantes de goma y traje de protección química con aire asistido en caso que se requiera.
- Cumplir todo lo establecido en las instrucciones de los puestos de trabajo con el objetivo de prevenir el contacto directo del líquido o una exposición imprevista al gas.

### **3.7. Conclusiones del capítulo 3**

- Se obtuvieron los coeficientes de transferencia de calor del proceso de enfriamiento del licor amoniacal. Las expresiones de Buonopane y Cooper, para

el cálculo del número de Nusselt, presentan un comportamiento similar al obtenido en esta investigación con un error comparativo inferior al 5,3 %.

- Los valores del coeficiente global de transferencia de calor obtenidos muestran tendencia decreciente con el incremento del tiempo para los fluidos analizados, se observan resultados que alcanzan los 5000 W/m<sup>2</sup>K cuando el intercambiador se encuentra libre de incrustaciones. El análisis implica el uso de coeficientes cercanos a 3500 W/m<sup>2</sup>K que garantizan un factor de seguridad en el diseño y explotación del equipo.
- Mediante el empleo de intercambiadores de calor de placas se produce la reducción del consumo de agua de enfriamiento en 156,68 m<sup>3</sup>/h, ello representa el 29,15 %; la potencia demandada en la instalación de bombeo se reduce en 10,74 kW que representa el 12,74 %.

## CONCLUSIONES GENERALES

1. 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.
2. 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 a 90 % y los mínimos se localizan en 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.
3. Para el enfriamiento de un flujo másico de licor constante en un intercambiador de placas, se produce una reducción del consumo de agua de enfriamiento en un 29,15 %; la potencia demandada en la instalación de bombeo se reduce en 12,74 %. El ahorro anual mediante el uso de intercambiadores de calor de placas es de 19166 USD.

## RECOMENDACIONES

1. Utilizar las expresiones obtenidas para el cálculo del Nusselt en la selección y evaluación de intercambiadores de placas para el proceso de enfriamiento del licor amoniacal en las empresas del níquel.
2. Continuar la investigación para la determinación de los coeficientes de transferencia de calor que se emplean en otros procesos de intercambio térmico en la industria del níquel y los servicios y la profundización del fenómeno de las incrustaciones.

## **PUBLICACIONES DEL AUTOR**

1. Método para evaluar la pérdida de eficiencia en intercambiadores de calor de placas en la industria del níquel, Evento ENERMOA 2010, ISBN 987-959-16-1216-8, ISMM, Moa, Cuba, 2010.
2. Coeficientes de transferencia de calor y pérdida de eficiencia en intercambiadores de calor de placas durante el enfriamiento del licor amoniacal. Revista Minería y Geología. 27(2), pp. 67-83. ISMM, Moa, Cuba, 2011.

## **REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

1. 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), pp. 26-35. Colombia.
2. 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. Barcelona, España.
3. ANDERSON, D. A (2007). Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer, Taylor & Francis, Bristol, PA. USA.
4. ANDRÉS F. L. 2009. Identificación del coeficiente de transferencia de calor en una ecuación diferencial ordinaria. México.
5. BERGLES, A. E. (2005). Prediction of the effects of temperature-dependent fluid properties on laminar heat transfer, low Reynolds Number Flow Heat Exchanger, 451 – 471, Hemisphere, Washington, DC.
6. BETANCOURT A. R. 2005. Interv1.12 Software para el cálculo y la selección de intercambiadores de calor. Trabajo de Diploma. Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, Holguín, Cuba.
7. 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 (fouling). Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Cataluña, España.

8. BURLEY, JAMES R. 1991. "The Performance Attractions of Plate and Spiral Exchangers are Steadily Growing". Chemical Engineering 8(18), pp 90-96.
9. CABRAL G. T. (2004). Solución numérica al problema transferencia de calor en pozo intercambiador de calor vertical en el subsuelo. Revista Tecnológica 18(2). Universidad Nacional del nordeste. Argentina.
10. CHARCHAVAL S. L. 2010. Evaluación del sistema de calentamiento de agua de alimentación a las calderas con el uso de agua residual en la empresa "Ernesto Che Guevara". Trabajo de Diploma, ISMM, Moa, Cuba.
11. COLECTIVO DE AUTORES (2005). Manual de Operaciones de la UEB Recuperación de Amoniaco. Empresa "Ernesto Che Guevara". Moa, Cuba.
12. FERNÁNDEZ M. E. 2011. Evaluación térmica de la batería de intercambiadores de calor en la planta de lixiviación en la empresa "Cdte. Ernesto Che Guevara". Trabajo de Diploma. ISMM, Moa, Cuba.
13. 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), pp. 263-272.
14. FUENTES S. Y. 2007. Cálculos vericativos para la selección de intercambiadores de calor de placas en el proceso de enfriamiento del Licor de la planta de Recuperación de Amoniaco. Trabajo de Diploma. ISMM, Moa, Cuba.
15. GIRALDO, G.D. 2005. Cálculo numérico de un modelo de evaporador con recompresión mecánica de vapor, Revista Ingeniería Javeriana. 40(1), pp. 47-55.
16. GIRALDO G. D. 2006. Estrategia de control predictivo sobre un modelo matemático de un evaporador. Revista Ingeniería e Investigación, 26(1), pp 37-44. ISSN 0120-5609. Bogotá, Colombia.
17. GIRÓN A. 2004. Cálculo vericativo de los intercambiadores de calor de placas en el proceso de lixiviación y lavado de la empresa "Cdte. Ernesto Che Guevara". Trabajo de Diploma. ISMM, Moa, Cuba.
18. GÓNGORA L.E. 2009. Coeficientes de transferencia de calor en enfriadores de

- mineral laterítico a escala piloto. *Revista Minería y Geología*. 25(3), pp. 1-18. Cuba.
19. GONZÁLEZ F. N. 2008. Determinación experimental del coeficiente de convección y el factor de fricción de un intercambiador de placas. Trabajo de diploma. Universidad Carlos III, Madrid, España.
  20. HERNÁNDEZ A. A. 2010. Evaluación Energética del sistema de enfriamiento del licor de la planta Recuperación de Amoniaco en la empresa "Cmdte. Ernesto Che Guevara". Trabajo de Diploma. ISMM. Moa, Cuba.
  21. INCROPERA, F. P. & DAVID P. W. 2003. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley & Sons. New York. U.S.A.
  22. ISACHENKO, V.; V. OSIPOVA; A. SUKOMEL. 1979. *Transmisión del calor*. Pueblo y Educación, La Habana, 556 p.
  23. IZQUIERDO M. M. 2002. Intercambiadores de calor de placas. Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad de Carlos Tercero. Madrid, España.
  24. JAMES, C.A. 2005. The application of Uncertainty Analysis to cross-flow Heat Exchanger Performance Predictions, ASME/JSME Thermal Eng. Conf.
  25. KASATKIN A. G. 1985. *Operaciones básicas y aparatos en la tecnología química*. Editorial pueblo y educación.
  26. KERN, D. 1999. *Procesos de Transferencia de Calor*. Primera Edición. Trigésima. Editorial Continental S.A. 970 p.
  27. LESME J. R. 1996. Modelación del movimiento de las partículas y pérdidas en codos durante el transporte neumático del bagazo. Tesis doctoral. Universidad de Oriente, Santiago de Cuba. 112p.
  28. LÓPEZ M. J. 2011. Evaluación energética del sistema de enfriamiento del licor amoniacal de la planta de Recuperación de Amoniaco en la empresa "Cdte. Ernesto Che Guevara". Trabajo de Diploma. Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, Holguín, Cuba.
  29. MARTÍNEZ M.T., E. TORRES Y J.A. SOTO. 2004. Evaluación de Intercambiadores de Calor Compactos de Tubos Aletados. *Revista Información Tecnológica*. 15(4), pp. 47-54, México.

30. MARTÍNEZ, M.T.; E. TORRES & J.A. SOTO. 2004. Evaluación de Intercambiadores de Calor Compactos de Tubos Aletados. *Información Tecnológica* 15 (4), pp. 47-54.
31. MORAGA N. O. 2004. Numerical simulation of three-dimensional mixed convection in an air-cooled cavity. ISSN: 1040-7782. Universidad de Santiago de Chile, Chile.
32. PERRY R. H. 1999. *Chemical Engineers' Handbook* [cd-rom]. The McGraw-Hill Companies, INC. USA.
33. 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), pp. 22-34.
34. QUINTANA L. E. 2010. Método para evaluar la pérdida de eficiencia en intercambiadores de calor de placas en la industria del níquel, Evento ENERMOA 2010, ISBN 987-959-16-1216-8, ISMM, Moa, Cuba.
35. 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.
36. RAMESH K. S. 2003. *Fundamentals of heat exchanger design*. Editorial John Wiley & Sons. New York, E.U.A.
37. RAMOS P. N. (1999). *Bombas Ventiladores y Compresores*. Editorial ISPJAE, Ciudad de La Habana, Cuba.
38. RAU K. S. 1980. "Consideraciones sobre los intercambiadores de placa", en *Chemical Engineering*, 87 (16). pp 133-144.
39. RODRÍGUEZ S. L. 2008. Evaluación del Calentador de Baja Presión de la Termoeléctrica "Lidio Ramón Pérez" de Felton. Trabajo de Diploma. ISMM. Moa, Cuba.
40. SUAREZ RAMON I. M. 2003. Modelización de condensadores de centrales térmicas mediante métodos CFD (Computational Fluid Dynamics) y aplicación a la predicción del ensuciamiento. Tesis Doctoral. Universidad de Oviedo, España.
41. SUNDÉN B. 2006. *Computer Simulations in Compact Heat Exchangers*. Computational Mechanics Publications. Southampton, UK.

42. TORRES T. E. et al. 2011. Coeficientes de transferencia de calor y pérdida de eficiencia en intercambiadores de calor de placas durante el enfriamiento del licor amoniacal. *Revista Minería y Geología*. 27(2), pp. 67-83.
43. VARONA B. F. 2007. Análisis del intercambiador de calor de placas enfriador de mosto en la cervecería "tínima". *Tecnología Química* 27 (3), pp 61-67.
44. VEGA A. O. 2010. Evaluación del sistema de calentamiento de agua de alimentación a las calderas con el uso de agua residual en la Empresa "Ernesto Che Guevara". Evento ENERMOA 2010, ISBN 987-959-16-1216-8, ISMM, Moa, Cuba.
45. WANG C. 2004. Comprehensive Study of Convex-Louver and Wavy Fin and Tube Heat Exchangers. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*. 12 (3), pp. 423-430. USA.
46. WEBB, R. L. 2003. Compact heat Exchangers, Heat exchanger Design handbook, section 3.9, Hemisphere publishing, New York. E.U.A.
47. ZAHID H. A. 2003. "Plate Heat Exchanger Literature Survey and New Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Refrigerant Evaporators". *Heat Transfer Engineering*. Wiley & Sons. New York. U.S.A.

## ANEXO 1. RESULTADOS EXPERIMENTALES DE LAS VARIABLES EN EL INTERCAMBIADOR DE PLACAS.

Exp.	Ma (kg/s)	M <sub>l</sub> (kg/s)	T <sub>ea</sub> (°C)	T <sub>el</sub> (°C)	T <sub>sa</sub> (°C)	T <sub>sl</sub> (°C)
1	89,89	64,87	28,12	54,96	47,12	28,99
2	89,96	69,93	28,19	55,04	47,07	29,03
3	90,27	74,34	28,03	54,98	46,85	29,21
4	90,30	79,25	28,17	54,93	46,93	29,40
5	90,29	84,34	28,00	55,17	47,18	29,51
6	100,25	65,23	28,21	55,13	46,93	28,87
7	99,91	69,89	28,13	54,97	47,00	28,92
8	100,12	75,10	28,11	54,99	47,07	29,10
9	99,96	79,92	28,18	55,00	46,25	29,27
10	100,16	85,14	28,19	55,10	46,93	29,39
11	109,93	64,91	28,03	54,98	47,18	28,78
12	110,14	70,18	28,17	54,93	46,93	28,84
13	109,92	74,94	28,00	55,17	47,00	28,99
14	110,17	80,16	28,21	55,13	47,11	29,15
15	110,11	85,12	27,96	55,00	47,07	29,28
16	120,10	65,13	28,00	54,94	46,25	28,68
17	119,97	69,93	28,15	55,00	46,94	28,75
18	120,13	75,25	28,13	55,13	47,00	28,88
19	119,94	79,97	28,06	55,08	46,88	29,03
20	119,98	84,96	28,00	54,96	47,12	29,17
21	130,13	65,15	28,19	55,04	47,07	28,52
22	130,19	70,18	28,03	54,98	46,85	28,65
23	129,89	74,88	28,17	54,93	46,93	28,79
24	130,23	80,25	28,00	55,17	47,18	28,91
25	130,13	85,10	28,21	55,13	46,93	29,03

Donde:

Ma: flujo másico del agua de enfriamiento; kg/s

M<sub>l</sub>: flujo másico del licor amoniacal; kg/s

T<sub>ea</sub>: temperatura de entrada del agua de enfriamiento; °C

T<sub>el</sub>: temperatura de entrada del licor amoniacal; °C

T<sub>sa</sub>: temperatura de salida del agua de enfriamiento; °C

T<sub>sl</sub>: temperatura de salida del licor amoniacal; °C

## ANEXO 2. RESULTADOS COMPARATIVOS DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Exp.	$Nu_a$	$Nu_l$	$h_a$ (W/m <sup>2</sup> K)	$h_l$ (W/m <sup>2</sup> K)	$U_t$ (W/m <sup>2</sup> K)	$U_e$ (W/m <sup>2</sup> K)	Error (%)
1	75,231	62,787	7774	6634	3580	3770	5,31
2	75,341	65,965	7773	6970	3675	4072	10,80
3	75,552	68,716	7782	7250	3753	3774	0,56
4	75,64	71,679	7778	7562	3834	3970	3,55
5	75,675	74,714	7769	7870	3910	3948	0,97
6	80,82	63,015	8351	6659	3705	4061	9,61
7	80,717	65,941	8327	6968	3794	4158	9,59
8	80,871	69,177	8330	7298	3890	4139	6,40
9	80,863	72,077	8315	7604	3972	3967	0,13
10	81,013	75,179	8317	7919	4057	4274	5,35
11	85,866	62,812	8873	6637	3797	4008	5,56
12	86,055	66,12	8878	6987	3910	4395	12,40
13	85,988	69,08	8857	7288	3998	4092	2,35
14	86,199	72,219	8864	7619	4097	4474	9,20
15	86,214	75,167	8851	7918	4179	4213	0,81
16	91,005	62,952	9404	6652	3896	3860	0,92
17	91,027	65,965	9391	6970	4001	4535	13,35
18	91,155	69,267	9389	7308	4109	4526	10,15
19	91,147	72,106	9373	7607	4199	4364	3,93
20	91,216	75,074	9365	7908	4287	4433	3,41
21	95,93	62,964	9913	6653	3981	5109	28,33
22	96,05	66,12	9909	6987	4098	4493	9,64
23	95,956	69,043	9883	7284	4193	4812	14,76
24	96,212	72,272	9894	7625	4306	4588	6,55
25	96,215	75,156	9878	7916	4395	4916	11,85
Error relativo promedio							7,42

Donde:

$Nu_a$ : número de Nusselt para agua de enfriamiento; adimensional

$Nu_l$ : número de Nusselt para licor amoniacal; adimensional

$h_a$ : coeficiente de convección para agua de enfriamiento; W/m<sup>2</sup>K

$h_l$ : coeficiente de convección para el licor amoniacal; W/m<sup>2</sup>K

$U_t$ : coeficiente global de transferencia de calor teórico; W/m<sup>2</sup>K

$U_e$ : coeficiente global de transferencia de calor experimental; W/m<sup>2</sup>K

### ANEXO 3. PROGRAMACIÓN EN MATHCAD DEL CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN.

#### Datos provenientes de los resultados experimentales

Datos :=

	0	1	2	3	4	5
0	89.89	64.87	28.12	54.96	47.12	28.99
1	89.96	69.93	28.19	55.04	47.07	29.03
2	90.27	74.34	28.03	54.98	46.85	29.21
3	90.3	79.25	28.17	54.93	46.93	29.4
4	90.29	84.34	28	55.17	47.18	29.51
5	100.25	65.23	28.21	55.13	46.93	28.87
6	99.91	69.89	28.13	54.97	47	28.92
7	100.12	75.1	28.11	54.99	47.07	29.1
8	99.96	79.92	28.18	55	46.25	29.27

$Ma := \text{Datos}^{(0)}$  Flujo másico de agua de enfriamiento, kg/s

$Ml := \text{Datos}^{(1)}$  Flujo másico de licor amoniacal, kg/s

$Tea := \text{Datos}^{(2)}$  Temperatura de entrada del agua de enfriamiento, °C

$Tel := \text{Datos}^{(3)}$  Temperatura de entrada del licor amoniacal, °C

$Tsa := \text{Datos}^{(4)}$  Temperatura de salida del agua de enfriamiento, °C

$Tsl := \text{Datos}^{(5)}$  Temperatura de salida del licor amoniacal, °C

#### Propiedades de los fluidos

Propiedades :=

	0	1	2	3	4	5
0	995.02	991.08	$7.69 \cdot 10^{-4}$	$6.31 \cdot 10^{-4}$	$7.73 \cdot 10^{-3}$	$6.37 \cdot 10^{-3}$
1	995	991.05	$7.68 \cdot 10^{-4}$	$6.309 \cdot 10^{-4}$	$7.728 \cdot 10^{-3}$	$6.369 \cdot 10^{-3}$
2	994.85	991.03	$7.68 \cdot 10^{-4}$	$6.306 \cdot 10^{-4}$	$7.726 \cdot 10^{-3}$	$6.368 \cdot 10^{-3}$
3	994.83	991	$7.67 \cdot 10^{-4}$	$6.302 \cdot 10^{-4}$	$7.724 \cdot 10^{-3}$	0.637
4	994.81	990.96	$7.67 \cdot 10^{-4}$	$6.301 \cdot 10^{-4}$	$7.722 \cdot 10^{-3}$	$6.365 \cdot 10^{-3}$
5	995.03	991.07	$7.69 \cdot 10^{-4}$	$6.31 \cdot 10^{-4}$	$7.73 \cdot 10^{-3}$	$6.37 \cdot 10^{-3}$
6	995.01	991.04	$7.68 \cdot 10^{-4}$	$6.309 \cdot 10^{-4}$	$7.728 \cdot 10^{-3}$	$6.369 \cdot 10^{-3}$
7	995	991.02	$7.68 \cdot 10^{-4}$	$6.306 \cdot 10^{-4}$	$7.726 \cdot 10^{-3}$	$6.368 \cdot 10^{-3}$
8	994.93	991	$7.67 \cdot 10^{-4}$	$6.302 \cdot 10^{-4}$	$7.724 \cdot 10^{-3}$	0.637

$\rho_a := \text{Propiedades}^{(0)}$	Densidad del agua de enfriamiento, $\text{kg/m}^3$
$\rho_l := \text{Propiedades}^{(1)}$	Densidad del licor amoniacal, $\text{kg/m}^3$
$\mu_a := \text{Propiedades}^{(2)}$	Coefficiente dinámico de viscosidad del agua de enfriamiento, Pas
$\mu_l := \text{Propiedades}^{(3)}$	Coefficiente dinámico de viscosidad del licor amoniacal, Pas
$\nu_a := \text{Propiedades}^{(4)}$	Coefficiente cinemático de viscosidad del agua de enfriamiento, $\text{m}^2/\text{s}$
$\nu_l := \text{Propiedades}^{(5)}$	Coefficiente cinemático de viscosidad del licor amoniacal, $\text{m}^2/\text{s}$
$C_{pa} := \text{Propiedades}^{(6)}$	Capacidad calorífica del agua de enfriamiento, $\text{J/kg.K}$
$C_{pl} := \text{Propiedades}^{(7)}$	Capacidad calorífica del licor amoniacal, $\text{J/kg.K}$
$K_a := \text{Propiedades}^{(8)}$	Coefficiente de conductividad térmica del agua de enfriamiento, $\text{W/m.K}$
$K_l := \text{Propiedades}^{(9)}$	Coefficiente de conductividad térmica del licor amoniacal, $\text{W/m.K}$

### Geometría del Intercambiador de Calor

$L := 0.719$  Longitud de las placas, m

$w := 0.483$  Ancho de las placas, m

$b := 2.4 \cdot 10^{-3}$  Distancia entre placas, m

$N := 471$  Número total de placas

$N_{\text{útiles}} := 469$  Número de placas útiles

$L_c := 2 \cdot b$  Longitud característica, m

$L_c = 4.8 \times 10^{-3}$

$A_t := 589$  Área total de intercambio térmico,  $\text{m}^2$

$A_p := \frac{A_t}{N_{\text{útiles}}}$  Área de intercambio térmico para una placa,  $\text{m}^2$

$A_c := 0.56$  Área de las corrugaciones,  $\text{m}^2$

$A_{tp} := A_p + A_c$  Área total de intercambio térmico para una placa,  $\text{m}^2$

**Velocidad del agua de enfriamiento y el licor amoniacal en cada canal, m/s**

$$V_a := \left( \frac{Ma}{\rho_a \cdot b \cdot w} \right) \quad V_l := \left( \frac{Ml}{\rho_l \cdot b \cdot w} \right)$$

**Número de Reynolds para el agua de enfriamiento y licor amoniacal, adimensional**

$$Re_a := \left( \frac{\rho_a \cdot Lc \cdot V_a}{\mu_a} \right) \quad Re_l := \left( \frac{\rho_l \cdot Lc \cdot V_l}{\mu_l} \right)$$

**Número de Prandtl para el agua de enfriamiento y licor amoniacal, adimensional**

$$Pr_a := \left( \frac{C_{pa} \cdot \mu_a}{K_a} \right) \quad Pr_l := \left( \frac{C_{pl} \cdot \mu_l}{K_l} \right)$$

**Flujo de calor transferido por el Licor Amoniacal (W)**

$$Q_l := [Ml \cdot C_{pl} \cdot (T_{el} - T_{sl})]$$

**Diferencia de temperatura media logarítmica**

$$\Delta T_{lm} := \frac{(T_{el} - T_{sa}) - (T_{sl} - T_{ea})}{\ln \left( \frac{T_{el} - T_{sa}}{T_{sl} - T_{ea}} \right)}$$

**Coefficiente global de transferencia de calor**

$$U := \frac{Q_l}{A_{tp} \cdot \Delta T_{lm}}$$

**Primer ajuste del método (ecuación 2.14)**

$$n_1 := 0.718$$

$$x1(n) := \frac{\overrightarrow{\frac{1}{3}}}{\frac{1}{3}} \cdot \frac{K1 \cdot \text{Rel}^n \cdot \text{PrI}^{\frac{1}{3}}}{\text{Ka} \cdot \text{Rea}^n \cdot \text{Pra}^{\frac{1}{3}}}$$

$$y1(n) := \frac{\overrightarrow{\frac{1}{3}}}{U \cdot Lc} \cdot \frac{\text{Ka} \cdot \text{Rea}^n \cdot \text{Pra}^{\frac{1}{3}}}{1}$$

$$m1(n) := \text{slope}(x1(n), y1(n))$$

$$b1(n) := \text{intercept}(x1(n), y1(n))$$

$$m1(n_1) = 29,67$$

$$b1(n_1) = 14,18$$

$$Ca(n) := \frac{1}{m1(n)}$$

$$Cl(n) := \frac{1}{b1(n)}$$

$$Ca(n_1) = 0,034$$

$$Cl(n_1) = 0,07$$

**Segunda ecuación (Ec. 219)**

$$x2(n) := \ln(\overrightarrow{\text{Rel}})$$

$$y2(n) := \ln \left[ \frac{\overrightarrow{1}}{\left( \frac{1}{U} - \frac{Lc}{\frac{1}{3}} \right) \cdot \frac{K1 \cdot \text{PrI}^{\frac{1}{3}}}{Lc} - \text{Ca}(n) \cdot \text{Ka} \cdot \text{Rea}^n \cdot \text{Pra}^{\frac{1}{3}}} \right]$$

$$m2(n) := \text{slope}(x2(n), y2(n))$$

$$n := \left| \begin{array}{l} \text{error} \leftarrow 10^{-6} \\ n_0 \leftarrow n_1 \\ n_{\text{new}} \leftarrow m2(n_0) \\ \text{while } |n_{\text{new}} - n_0| > \text{error} \\ \quad \left| \begin{array}{l} n_0 \leftarrow n_{\text{new}} \\ n_{\text{new}} \leftarrow m2(n_0) \end{array} \right. \\ n_{\text{new}} \end{array} \right.$$

### Resultados de los coeficientes

$$n = 0,657$$

$$Ca(n_1) = 0,2883$$

$$Cl(n_1) = 0,2817$$

### Número de Nusselt para el agua de enfriamiento

$$Nua(n) := \overline{\left( Ca(n) \cdot Rea^n \cdot Pra^{\frac{1}{3}} \right)}$$

### Número de Nusselt para el licor amoniacal

$$Nul(n) := \overline{\left( Cl(n) \cdot Rel^n \cdot Prl^{\frac{1}{3}} \right)}$$

**Coefficiente de transferencia de calor por convección para el agua de enfriamiento**

$$ha(n) := \overrightarrow{\left( Nua(n) \cdot \frac{Ka}{Lc} \right)}$$

**Coefficiente de transferencia de calor por convección para el licor amoniacal**

$$hl(n) := \overrightarrow{\left( Nul(n) \cdot \frac{Kl}{Lc} \right)}$$

**Coefficiente global de transferencia de calor**

$$U_2 = \frac{1}{ha(n)} + \frac{1}{hl(n)}$$