



*República de Cuba
Ministerio de Educación Superior
Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa
“Dr. Antonio Núñez Jiménez”
Departamento de Metalurgia Electromecánica*

Trabajo de Diploma

En opción al Título de Ingeniero Mecánico

Título: *Evaluación del proceso de enfriamiento del mineral laterítico reducido en la empresa “Cmdte. Ernesto Che Guevara”.*

Autor: *Israel Osorio Góngora.*

Tutor(es): *Ms.C. Ever Góngora Leyva.
Ms.C. Marbelis Lamorú Urgelles.
Dr.C. Ángel Oscar Columbié Navarro.*

*Moa – 2009
“Año del 50 Aniversario del Triunfo de la Revolución”*



DECLARACIÓN DE AUTORIDAD

Yo **Israel Osorio Góngora**:

Autor de este trabajo de Diploma y los tutores MsC. Ever Góngora Leyva, MsC. Marbelis Lamorú Urgelles y Dr.C. Ángel Oscar Columbié Navarro declaramos la propiedad intelectual de este servicio del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa para que disponga de su uso cuando estime conveniente.

Diplomante: Israel Osorio Góngora

Tutor: Msc. Ever Góngora Leyva

Tutor: Msc. Marbelis Lamorú Urgelles

Tutor: Dr.C. Ángel Oscar Columbié Navarro



PENSAMIENTO

“En la tierra hacen falta personas que trabajen más y critiquen menos, que construyan más y destruyan menos, que prometan menos y resuelvan más, que esperen recibir menos y den más, que digan mejor ahora que mañana.”

Che



AGRADECIMIENTOS

A mis tutores M.Sc. Ever Góngora Leyva y M.Sc. Marbelis Lamorú Urgelles por la confianza y ayuda depositada durante la realización de la tesis.

A mis padres que siempre confiaron en mí y que se sienten orgullosos ya que nunca los defraudó.

A mi hermano Luis Ángel por tenerme como un hijo y darme siempre su ayuda incondicional.

A mi hermano Yeral que me sobrellevó durante estos cinco años con dedicación y esmero en todos los trabajos que me imprimió.

A mi esposa Yakelín por estar junto a mí en los momentos difíciles con todo su amor y dedicación.

A todos los profesores de la facultad de Ingeniería Mecánica que de una forma u otra me ayudaron alcanzar este éxito.

A mis compañeros de estudio y en especial a Yonnis Guilarte Domínguez (Jabao) por la excelente amistad que me brindó durante estos cinco años.

A los nombrados hoy y a quienes imperdonablemente no hemos recordado...

Muchas Gracias.



DEDICATORIA

Dedico la culminación de este trabajo:

En especial a mis Padres Israel y Clara por haberme guiado en la vida y darme una educación basada en valores y principios.

A mis hermanos Luis Ángel y Yeral que siempre se preocuparon por mí y me dieron el aliento necesario en todo momento.

A mi esposa Yarellín por su apoyo y dedicación para poder llegar hasta aquí.

A los profesores que durante estos cinco años me han ayudado a formarme como profesional.

A todos "les dedico este éxito"

Israel Osorio Góngora



RESUMEN

En la presente investigación titulada "Evaluación del proceso de enfriamiento del mineral laterítico reducido en la empresa "Cmdte. Ernesto Che Guevara" se realizó una revisión bibliográfica de documentos que abordan sobre la temática en cuestión. Se identificaron los modos de transferencia de calor existentes en el proceso, permitiendo de esta forma hacer una mejor caracterización del proceso de transferencia de calor en el objeto real.

Luego se estableció el modelo teórico para el proceso de enfriamiento en los cilindros rotatorios de la planta Hornos de Reducción, así como el procedimiento para la solución del mismo, obteniendo los coeficientes de transferencia de calor por unidad de longitud.

Se empleó el Software Profesional Mathcad para la solución de ecuaciones y para el procesamiento estadístico de los resultados se utilizó como herramienta "Microsoft Excel".

En el trabajo se refleja la valoración económica a través de la cual se pudo estimar que por razones de elevada temperatura del mineral a la salida del enfriador cilíndrico horizontal rotatorio se pierde un por ciento elevado de amoníaco, en el impacto medioambiental se relacionan las principales afectaciones que causa este proceso, tanto para el medio ambiente como para el hombre.



ABSTRACT

In the present titled investigation "Evaluation of the process of cooling of the ore lateritic reduced in the company "Cmdte. Ernesto Che Guevara" it's was carried out a bibliographical revision of documents that approach on the thematic one in question. The existent ways of transfer of heat were identified in the process, allowing this way to make a better characterization of the process of transfer of heat in the real object.

Then the theoretical pattern settled down for the cooling process in the rotational cylinders of the plant Reduction Ovens, as well as the procedure for the solution of the same one, obtaining the coefficients of transfer of heat for unit of longitude.

It uses the Professional Software Mathcad for the solution of equations and for the statistical prosecution of the results it was used as tool "Microsoft Excel".

In the work is reflected the economic valuation through which could be considered that for reasons of high temperature of the mineral to the exit of the rotational horizontal cylindrical cooler gets lost a high percent of ammonia, in the environmental impact are related the main affectations that it causes this process, as much for the environment as for the man.

ÍNDICE

Contenido	Págs.
Introducción	1
Capítulo I Marco teórico de la investigación	5
1.1 Introducción	5
1.2 Trabajos precedentes	5
1.3 Descripción del flujo tecnológico de la planta	13
1.4 Descripción de la instalación de estudio	14
1.5 Estado actual de la automatización del proceso de enfriamiento del mineral	15
1.6 Conclusiones del capítulo I	17
Capítulo II Materiales y Métodos	18
2.1 Introducción	18
2.2 Definición del modelo teórico para el proceso de enfriamiento	18
2.3 Conclusiones del capítulo II	32
Capítulo III Análisis de los Resultados	34
3.1 Introducción	34
3.2 Resultados de las mediciones realizadas	34
3.3 Principales parámetros calculados en la preidentificación de los coeficientes de transferencia de calor	35
3.4 Análisis de los resultados	36
3.5 Valoración económica	41
3.6 Impacto ambiental	41
3.7 Conclusiones del Capítulo III	45
Conclusiones generales	46
Recomendaciones	47
Bibliografía	48
Anexos	-

INTRODUCCIÓN

La industria cubana del níquel juega un papel importante 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. Actualmente se encuentra enfrascada en dos grandes procesos: el de modernización de sus plantas, con el objetivo de disminuir los costos en la producción de cada tonelada de níquel, y el perfeccionamiento empresarial para hacerla más competitiva en el mercado internacional.

Existen dos fábricas en funcionamiento para la obtención de concentrado de níquel más cobalto con tecnología carbonato – amoniacal: una, la Empresa "Cmdte. René Ramos Latour" y la empresa "Cmdte. Ernesto Che Guevara", esta última se ha desarrollado a partir de la década anterior, esto se ve reflejado en los índices de producción presentes en ella, que sin lugar a dudas han contribuido exitosamente a la reanimación de la economía, dando valiosos aportes económicos en aras del desarrollo social.

Se encuentra situada al norte del yacimiento de mineral de Punta Gorda, provincia de Holguín entre los ríos Moa y Yagrumaje a 4 km de la Ciudad de Moa y a 2 km del pueblo de Punta Gorda, al noroeste a 3 km se encuentra el puerto marítimo.

El proceso tecnológico de la fábrica de Níquel de Punta Gorda está basado en el esquema de lixiviación carbonato – amoniacal, o proceso CARON, según el cual el mineral oxidado de níquel es reducido selectivamente. Esta tecnología comienza con la extracción del mineral en las minas a cielo abierto de los yacimientos de níquel de Punta Gorda, incorporándose al flujo tecnológico, por la planta de Secaderos y Molinos, a partir de este momento el material circula por las diferentes plantas del proceso entre las que se encuentran: la planta de Hornos de Reducción, la planta de Lixiviación y Lavado, y la planta de Calcinación y Sínter, donde culmina el proceso CARON con la obtención del sínter de níquel más cobalto.

La decisión de utilizar el proceso de lixiviación carbonato – amoniacal en la fábrica "Cmdte. Ernesto Che Guevara" se explica por las ventajas propias de esta tecnología, la misma, es un proceso continuo que se realiza en las condiciones de presión atmosférica. El equipamiento tecnológico del proceso se distingue por su sencillez y

amplia utilización de los aparatos conocidos (hornos de soleras múltiples, espesadores, columnas de destilación, etc.).

Estas características favorecen la producción con un alto nivel de mecanización y automatización. El esquema amoniaco admite la elaboración de las mezclas de los minerales lateríticos y serpentínicos, mientras que el esquema por ejemplo de lixiviación ácida permite solamente la elaboración de la fracción laterítica.

De igual forma este proceso se realiza con un consumo de reactivo relativamente pequeño. El único reactivo utilizado en cantidades grandes es el amoníaco, el consumo del cual es necesario solo para compensar las pérdidas mecánicas.

Este complejo minero metalúrgico de níquel comprende varias entidades, entre ellas la planta Hornos de Reducción, la cual debido a la modificación de sus cámaras de combustión trajo como resultado la posibilidad de aumentar la cantidad de mineral reducido, a más del doble de producción, obtenida por la planta desde su inauguración hasta el momento de la modificación anterior. Al producirse un aumento brusco en la capacidad de los hornos, comenzaron a existir una serie de problemas en todo el equipamiento posterior a dichos hornos. Una de las problemáticas principales surgidas es la incapacidad de los enfriadores de mineral de lograr enfriar el mineral reducido desde 700 hasta 170 °C , que es la temperatura de diseño para el mineral después de los enfriadores.

Fundamento de la investigación

El proceso de enfriamiento del mineral laterítico ha sido objeto de estudio con el objetivo de profundizar en los complejos fenómenos que tienen lugar durante el proceso industrial. Los investigadores han realizado grandes esfuerzos dirigidos hacia el mejoramiento de la eficiencia de este proceso, apoyándose en la modelación matemática y simulación del mismo.

La situación actual del proceso de enfriamiento en los cilindros rotatorios se caracteriza por las siguientes deficiencias:

- El insuficiente conocimiento teórico acerca del mismo.



- Las limitaciones de los métodos existentes para la selección y cálculo de los parámetros racionales del proceso.
- Las limitaciones para realizar las mediciones de las variables a escala industrial, que imposibilita emitir criterios certeros sobre su funcionamiento.

Teniendo en cuenta lo planteado y sobre la base de los trabajos realizados por Góngora (2004), (2007) y Lamorú (2008), donde abordan temas relacionados con la modelación matemática y se establecen ecuaciones de enlace que permiten una aproximación en la determinación de los coeficientes de transferencia de calor en el proceso de enfriamiento de mineral reducido a escala industrial, se impone la necesidad de hacer una preidentificación de dichos coeficientes en una instalación que permita el monitoreo de las principales variables que intervienen en el proceso, por tanto se declara como **problema:**

Desconocimiento del comportamiento de los diferentes coeficientes de transferencia de calor por unidad de longitud, para las condiciones de operación de los enfriadores de mineral de la empresa "Cmdte. Ernesto Che Guevara".

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

El proceso de enfriamiento del mineral reducido en cilindros rotatorios.

El correcto análisis de esta problemática exige una evaluación integral del enfriador de mineral dada la gran complejidad del proceso de transferencia de calor, desde el punto de vista tecnológico y académico, de esta manera se requieren encontrar soluciones que permitan mejorar los índices de eficiencia del objeto mediante un enfoque sistémico del mismo.

Sobre la base del problema a resolver se establece la siguiente **hipótesis:**

El estudio detallado de las leyes que rigen la transferencia de calor conjugado con el análisis integral del proceso de enfriamiento, permitirán la determinación de los coeficientes de transferencia de calor por unidad de longitud en un cilindro horizontal rotatorio para el enfriamiento de mineral reducido.



En correspondencia con la hipótesis planteada, se define como **objetivo general del trabajo**:

La determinación de los coeficientes de transferencia de calor por unidad de longitud basado en el análisis térmico del proceso de enfriamiento del mineral.

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

1. Realizar el análisis bibliográfico sobre el proceso de enfriamiento del mineral reducido que permita el establecimiento del estado actual de la temática.
2. Describir el proceso de enfriamiento del mineral.
3. Identificar las principales variables del proceso, su relación, instrumentos y puntos para su medición.
4. Establecer el procedimiento de cálculo para la determinación de los coeficientes de transferencia de calor en el proceso estudiado.
5. Determinar los coeficientes de transferencia de calor por unidad de longitud.
6. Obtener la valoración técnico-económica del proceso y las afectaciones medioambientales asociadas al mismo.

CAPÍTULO I: MARCO TEÓRICO DE LA INVESTIGACIÓN

1.1 Introducción

La planta de Hornos de Reducción tiene una importancia vital dentro del proceso de obtención del Níquel, es en ésta donde se crean las condiciones (reducción de los óxidos de Níquel y Cobalto) para la extracción del mineral en su forma metálica. Un eslabón importante de la planta lo constituyen los enfriadores de mineral (donde ocurre el proceso de enfriamiento), de los cuales depende en gran medida la realización óptima del proceso de Lixiviación y Lavado, en tal sentido el objetivo del capítulo es, establecer el estado del arte del proceso de enfriamiento del mineral mediante el desarrollo del marco teórico de la investigación.

1.2 Trabajos Precedentes

En el desarrollo de la investigación se consultaron diferentes bibliografías, la cual estuvo dirigida aquellos trabajos que abordan criterios sobre el intercambio de calor en cilindros horizontales rotatorios desde el punto de vista científico, técnico y práctico que se han efectuado en los últimos años.

Resulta de gran interés el experimento realizado por **Peller** (1984), con un fluido termodinámico calentado en un cilindro circular giratorio, teniendo en cuenta importantes parámetros prácticos como, la intensidad del fluido libre-turbulento y la carga de temperatura, empleando un número de Reynolds de $8.3 \cdot 10^3 < Re_f < 7.1 \cdot 10^4$ y un número de Nusselt de 300 .

Fue de mucho interés el análisis experimental que realiza **Iannetta** (1992), de campos termalés en cilindros excéntricos horizontales. El estudio se dirige por medio de las técnicas ópticas, para Rayleigh entre $1.07 \cdot 10^4 \leq Ra_L \leq 8.27 \cdot 10^4$ y un rango de excentricidad ancho que altera el campo termal así como el promedio del número de Nusselt.

Es de gran importancia la investigación realizada por **Chen** (1997), sobre la convección de doble difusividad para un cilindro calentado sumergido en una capa fluida de sal estratificada, donde las condiciones de flujo dependerá fuertemente del número de

Rayleigh y de la proporción de flotación. Además el número de Nusselt local refleja las características de transferencia de calor por convección y la estructura de la capa, y el número de Nusselt promediado está entre la conducción pura y los modos de la convección natural.

Resulta muy útil la revisión del artículo de **Olivas** (1997), el cual realiza una simulación en un cilindro circular bajo convección forzada para un número de Reynolds de 10 y 200, empleando las soluciones numéricas de Navier-Stokes y las ecuaciones de transporte de masa. Las comparaciones con los resultados numéricos y teóricos se presentan más temprano para un número de Reynolds de 10, también muestra que la estela que aparece para un número de Reynolds mayor que 50, afecta el traslado de masa de la superficie del cilindro.

Por su parte **Peng** (1998), analiza la película de condensación laminar en el interior de la pared de un cilindro giratorio con un raspador, con el que obtiene un modelo que mejora la predicción del coeficiente de transferencia de calor y deduce que la velocidad de rotación tiene un efecto significativo en las características hidrodinámicas y la distribución de los coeficientes de transferencia de calor local.

Gran interés le dedica **Hossain** (1998), a la interacción de la radiación-conducción en la convección mixta de un cilindro circular horizontal cuando la temperatura de la superficie es uniforme, usando el método de diferencia finita, donde muestra el efecto de los parámetros, como, los números de Planck, la temperatura de la superficie y el coeficiente de transferencia de calor local.

Resulta muy importante la revisión del artículo de **Mahfouz** (1999), en el que combina la convección (forzada y natural) de un cilindro horizontal que transmite oscilaciones rotatorias en dimensiones infinitas de fluidos. Mientras la convección forzada es causada por la oscilación del cilindro, la convección natural es causada por la flotación del fluido. El proceso de transferencia de calor es gobernado por el número de Rayleigh, Reynolds y la frecuencia dimensional de oscilaciones, del mismo concluye que el efecto global de oscilación es reducido por la transferencia de calor, el promedio de frecuencia del número de Nusselt es dos veces la frecuencia de oscilación del cilindro y se encuentra entre dos límites. El límite superior corresponde a la convección

natural de un cilindro fijo al mismo número de Rayleigh y el más bajo a la convección de un cilindro que gira a una velocidad igual a la velocidad de la superficie máxima de oscilación.

Tunra (1998), encargada para la investigación de las propiedades del mineral concluyó que la conductividad térmica del mineral es deficiente y se reduce con la disminución de la temperatura, de modo que solamente el mineral más próximo al shell es enfriado. Sus recomendaciones son encaminadas a incrementar el área efectiva de los enfriadores o asegurar un buen mezclado de mineral en su interior para obtener 150 °C a 38 t/h reducidas.

Naumenko (2001), realiza la determinación numérica de un flujo viscoso bidimensional llevado a cabo por los procesos de intercambio de calor en una superficie libre de un cilindro horizontal estacionario, usa el método de marcador y celda en un sistema de coordenada polar y analiza la influencia del número de Reynolds en el régimen de la pared-capas y en el régimen del flujo circulante que ocurre en la rotación rápida y la rotación lenta.

Dorokhov y Kileeva (2001), presentan los resultados de un análisis de datos experimentales en el intercambio de calor en los cilindros horizontales rotatorios con un flujo en su interior de gas-líquido. Estos determinaron los parámetros hidrodinámicos de una película delgada en una cama centrífuga-burbujeante basándose en un modelo matemático de una película de flujo, en el caso de un flujo de gas-líquido de alta velocidad sobre él. En el mismo se dan los resultados de una generalización de los datos en el intercambio de calor, y el criterio de estabilidad hidrodinámica para la película del flujo en la superficie del cilindro que se evalúa y, basándose en los valores de los números de Reynolds de la misma, mostraron una posibilidad fundamental de describir el intercambio de calor en un cilindro con un flujo de gas-líquido.

Scurtu (2001), realiza un análisis de la convección libre entre dos cilindros concéntricos horizontales. A través del uso de la expansión de perturbación regular y adoptando la aproximación Darcy-Boussinesq, asume que el flujo se maneja por una pendiente de temperatura vertical constante y presenta las líneas e isothermas que corresponden a estos modos críticos.

Gschwendtner (2002), investigó por medio de las técnicas de medición óptica el traslado de calor de un cilindro giratorio en un flujo de aire-cruzado. También desarrolla un dispositivo óptico basado en la luz de desviación en un campo de temperatura para examinar las pendientes de temperaturas locales en la capa límite del cilindro giratorio. Por medio de esta investigación Gschwendtner plantea que las velocidades medidas cerca de la pared del cilindro indican la influencia de una pared caliente en la capa límite del espesor y que la velocidad del fluido cercana a una pared caliente es superior debido a que la expansión tiene lugar en temperaturas más altas.

Incropera et al. (2003), abordan la temática relacionada con la teoría general de la transferencia de calor y masa, en esta publicación existe una amplia conceptualización de las leyes y principios físicos relacionados con la transmisión del calor y constituye un pilar fundamental para la comprensión de las mismas en sus más diversas formas.

Yapici (2003), investiga las temperaturas y la distribución de tensión termalmente inducidas en un cilindro calentado, teniendo en cuenta la conducción dentro del cilindro, la transmisión del fluido circulante en el cilindro y la tensión termal producido por la pendiente de alta temperatura dentro del cilindro.

Mahfouz (2003), investiga el problema de la convección libre de un cilindro isotérmico puesto horizontalmente en un fluido micropolar, en el cual controla los principales parámetros que influyen, como, el número de Rayleigh y de Prandtl con el objetivo de determinar el rango de mayor exactitud con el que deben experimentar.

Nazar (2004), hace un estudio teórico de la convección en un cilindro circular horizontal sumergido en un fluido viscoso e incompresible con un flujo de calor constante, con el objetivo de determinar como el parámetro de convección y los números de Prandtl afectan el flujo y las características de transferencia de calor, así como la posición de los puntos de separación de los límites de capa.

Wang (2004), experimenta bajo diferentes condiciones con el transporte de gránulo y el tiempo de residencia en un tambor horizontal rotatorio, con el que demostró que los gránulos pueden ser transportados firmemente y que la velocidad de rotación del tambor afecta el tiempo de residencia del gránulo.

Shrager (2004), realiza la modelación de un fluido de alta viscosidad dentro de un cilindro horizontal giratorio que gira a velocidad constante. Realiza estudios paramétricos de la cinemática y de las características dinámicas del proceso, se revelan dos modelos de flujo, así como las curvas específicas para cada flujo que caracteriza la intensidad de dispersión líquida.

Díaz (2004 a, b), en su artículo hace un estudio de los resultados numéricos obtenidos, utilizando modelos estacionarios y pseudoestacionarios para determinar perfiles de temperatura en coordenadas cilíndricas. Se utiliza como modelo un cilindro sólido homogéneo de longitud infinita con propiedades físicas constantes sometido a calentamiento por convección, del mismo concluye que la temperatura en la pared obtenida con ambos modelos es muy similar obteniéndose variaciones mucho menores del 2% cuando se utilizan incrementos en las variables discretas lo suficientemente pequeños y que las diferencias en las temperaturas de los puntos cercanos a la pared se incrementan alcanzando valores cercanos al 5% en los casos de máxima discrepancia observadas, también realiza un estudio de la aplicación de las condiciones límites para la solución de ecuaciones diferenciales parciales en problemas de transferencia de calor por convección en coordenadas cilíndricas, utilizando tres variantes de área de transferencia en la dirección radial y emplea como modelo un cilindro hueco que es sometido a un cambio brusco de temperatura en la pared interior.

Molla (2004), estudia el flujo de la convección libre en un cilindro circular horizontal isotérmico sumergido en un fluido con viscosidad proporcional a una función lineal inversa de temperatura. En este artículo llega a la conclusión de que la distribución de velocidad aumenta y la viscosidad del fluido disminuye para el valor creciente de parámetros de viscosidad-variación y también que el aumento de este parámetro de viscosidad-variación lleva a un aumento de la proporción de calor local que se transfiere, así como la suposición de las propiedades de los fluidos constantes pueden introducir errores severos en la predicción del factor de fricción de superficie y de la proporción de calor que se transfiere.

Abdalla (2005), realiza la simulación numérica de la convección natural de doble difusividad en un cilindro horizontal, con el cual demuestra que el aumento de la

transferencia de calor puede lograrse aumentando la amplitud de la fuerza termal y frecuencia, aumentando el número de Rayleigh o también disminuyendo el número de Lewis y aumentando el parámetro de proporción de flotación.

Panday (2005), presenta los resultados experimentales de la transferencia de calor local en un cilindro al caer la película de agua por evaporación. En el cual muestra que el coeficiente de transferencia de calor local aumenta, aumentando la velocidad del flujo de aire y propone correlaciones para coeficientes de baja transferencia de calor en ausencia de flujos sobrepuestos para la región del estancamiento, para región termalmente desarrollada y el fondo del cilindro calentado.

Díaz (2005), hace un estudio de los resultados numéricos obtenidos utilizando modelos estacionarios y pseudoestacionarios para determinar perfiles de temperatura en coordenadas rectangulares. Usa como modelo un paralelepípedo de material homogéneo con propiedades físicas constantes sometido a calentamiento por convección natural. El cuerpo se encuentra a una temperatura inicial constante y se sumerge abruptamente en una corriente de un fluido de temperatura mayor. Se obtienen los modelos en ecuaciones en diferencias finitas para describir el comportamiento del perfil de temperatura en el tiempo, y se lleva a cabo un estudio de los resultados numéricos obtenidos con dos cuerpos de propiedades físicas diferentes.

En la industria del níquel se han realizado diversos trabajos relacionados con el estudio de procesos que se desarrollan en sus plantas, dentro de los cuales se destacan:

Valle (2000 a, b), hace una evaluación de los enfriadores de mineral de la empresa "Cmdte. Ernesto Che Guevara" de Moa, mostrando los principales defectos que presentan en su funcionamiento, llegando a las siguientes conclusiones. Por la piscina se transfiere aproximadamente el 67 % del calor total transferido y el 33 % en la zona no sumergida mediante la vaporización de una parte de la película de agua adherida al shell. La transferencia de calor por radiación representa por lo menos el 25 % del calor total transferido, y el calor por conducción representa un poco más de 75 % del calor total, por lo que es el mecanismo predominante.

Guzmán (2001), simula el sistema del Tanque de Contacto de mineral reducido con licor carbonato-amoniaco existente en la Industria del Níquel. Partiendo de un estudio

de su comportamiento en lazo abierto, se seleccionan los tipos de controladores para ser implementados. Se elige primeramente una técnica de control clásica basada en el Controlador PID Multilazo y se compara con una técnica de control de avanzada, representada por el Controlador Multivariable con desacoplamiento a partir del Arreglo Inverso de Nyquist. Los resultados finales son mostrados en gráficos y curvas de respuestas, simulados con MATLAB, lo que permite determinar el mejor desempeño.

Ramírez (2001), desarrolla un modelo matemático en el espacio de estado, que refleja de forma satisfactoria el comportamiento dinámico del subproceso de postcombustión de un horno de múltiples hogares destinado a la reducción de níquel mediante el esquema carbonato-amoniaco. El cual se utilizará para el diseño de un algoritmo de control de la temperatura del hogar 4, la cual influye decisivamente sobre la estabilidad del perfil de temperatura del horno. Se empleó como herramienta de cálculo el "Toolbox" de Identificación de Sistemas del programa MATLAB.

Góngora (2004), establece el modelo teórico para el proceso de enfriamiento en los cilindros rotatorios de la planta Hornos de Reducción, así como el procedimiento para la solución del mismo, realizando una identificación de los coeficientes de transferencia de calor por unidad de longitud, utilizando para ello la media de los resultados experimentales obtenidos. Producto de este trabajo demuestra que dentro de los parámetros más influyentes en la transferencia de calor del proceso se encuentran la temperatura de entrada y el flujo másico de mineral. Obtiene tres ecuaciones diferenciales en derivadas parciales que conforman el modelo matemático que caracteriza el comportamiento dinámico del proceso de enfriamiento de mineral en los cilindros rotatorios horizontales. Las curvas obtenidas muestran la tendencia a la disminución de la temperatura del mineral con la variación de la longitud del tambor para diferentes valores de coeficientes superficiales de transferencia de calor, de temperatura de la pared y de temperatura del agua en la piscina.

Tabera y García (2006), desarrollan un procedimiento de cálculo para la determinación de los coeficientes de transferencia de calor por unidad de longitud basado en el análisis térmico del proceso de enfriamiento del mineral a escala piloto. Estos autores

omiten la transferencia de calor por radiación en el interior del cilindro, realizan algunas suposiciones que resultan importantes en el análisis térmico del proceso.

Rodríguez (2007), para determinar el mecanismo de rotura del tubo en el transportador de mineral laterítico reducido, modela y simula tubos con agujeros circulares, usando diferentes relaciones diámetro interior, diámetro exterior con el fin de conocer la respuesta en el dominio de las tensiones. Se analizaron dos variantes, una con agujero rectangular de extremos redondeados y otra con agujero elíptico. Se observó que las tensiones aumentan linealmente en la medida que el diámetro del agujero se hace mayor y que las tensiones tangenciales máximas ocurren en los concentradores de tensión. En las variantes analizadas la grieta que provoca la ruptura comienza por la parte interior de los agujeros para las mayores relaciones diámetro interior, diámetro exterior así como en aquellos lugares donde la concentración de tensiones es mayor.

Góngora (2007), expone las ecuaciones que conforman el modelo matemático multivariable para un proceso de enfriamiento industrial de sólidos en cilindros rotatorios horizontales y la fundamentación científica sobre la cual fueron obtenidas. La modelación se basa principalmente en el planteamiento de las ecuaciones del balance energético en forma dinámica de lo cual se obtiene un sistema de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales, las cuales se complementan con otras ecuaciones que establecen la relación entre los coeficientes y parámetros físicos.

Lamorú (2008) estableció el procedimiento de cálculo para la evaluación térmica de la instalación a escala piloto, haciendo uso del procedimiento de cálculo expuesto por Tabera y García (2006), aunque el autor realizó su cálculo con una data experimental significativa, determinó la eficiencia térmica del proceso y el flujo de agua óptimo para que la instalación trabaje de forma más eficiente.

No todos abordan el proceso relacionado con los cilindros horizontales rotatorios, solamente Valle (2000 a, b), Tabera y García (2006), Lamorú (2008) y Góngora (2004), (2007) abordan el estudio de este proceso lo cual constituye el objeto de estudio de esta investigación.

Como se puede apreciar no existe suficiente información sobre el proceso de enfriamiento del mineral en los materiales consultados. En el manual de operaciones de

la planta de Hornos de Reducción de la empresa "Cmdte. Ernesto Che Guevara" (1985) solo se encuentran algunos datos de la instalación utilizada actualmente.

La consulta bibliográfica hasta el momento no da respuesta a la problemática escogida, en su mayoría aborda elementos aislados del proceso de transferencia de masa y calor. Esto impone la necesidad de ejecutar una investigación que contribuya a la mayor eficiencia del proceso de enfriamiento del mineral en las industrias del níquel con tecnología carbonato amoniacal.

1.3 Descripción del flujo tecnológico de la planta

El objetivo del proceso que se realiza en esta planta es reducir el óxido de níquel a níquel metálico, haciéndolo apto para la lixiviación amoniacal. Para ello la planta cuenta con la instalación de 24 hornos, 12 transportadores rotatorios e igual número de enfriadores.

Una vez el mineral en las tolvas, pasa a los dosificadores de pesaje automático que son los equipos encargados de garantizar una alimentación uniforme al horno a través del pesaje que éstos realizan de acuerdo al tonelaje fijado, estos equipos tienen una capacidad hasta de 22 t/h .

Después que el mineral es pesado, se produce la descarga del mismo al sinfín alimentador el cual transporta el mineral al horno hacia el hogar cero.

El mineral una vez dentro del horno es sometido al proceso de reducción, el que se logra estableciendo un perfil de temperatura dentro del mismo y una concentración determinada de gases reductores, para ello el horno dispone de 10 cámaras de combustión dispuestas en los hogares 6, 8, 10, 12 y 15 con quemadores de petróleo de alta presión, que son los encargados de producir los gases para el calentamiento del mineral.

La presión del aire utilizado en las cámaras de combustión es facilitada por el uso de ventiladores centrífugos capaces de mantener una operación estable, se cuentan con tres de ellos por cada bloque, dos en operación y uno de reserva.

El proceso de reducción se efectúa en un horno de hogares múltiples, contando con 17 hogares. Además, el horno, cuenta con un eje central al cual se le articulan 68 brazos

(4 en cada hogar). Estos brazos tienen dispuestos dientes o paletas, los cuales mediante la rotación del eje central son encargados de facilitar el traslado de mineral de un hogar a otro en forma de zigzag. Los hogares pares tienen su descarga por la periferia y los hogares impares por el centro.

Los gases que salen del horno arrastran consigo partículas muy finas de mineral, las cuales se hace necesario recuperar para evitar mayores pérdidas en el proceso, para ello, el taller cuenta con un sistema de limpieza de gases formado por un grupo de 6 ciclones en cada horno, 12 electrofiltros y un electrofiltro en la sección de los silos para la purificación del aire del transporte neumático y del aire de succión de las tolvas.

El mineral recuperado en la batería de ciclones cae por gravedad al horno a través del hogar 0. El mineral que se recupera en los electrofiltros es transportado por unos transportadores de paleta hacia una tolva, debajo de la cual se encuentran unas bombas neumáticas de 120 t/h de capacidad, las cuales envían el mineral hacia las tolvas de los molinos para más tarde ser bombeado hacia los silos formando así el ciclo de la planta de Hornos de Reducción.

1.4 Descripción de la instalación de estudio

Después que el mineral sale de los hornos es transportado por el tambor rotatorio cuya función es transportar el mineral reducido de los hornos hasta el enfriador.

El transportador rotatorio consta de un cuerpo tubular que rota en 6 rodillos de apoyo. Dentro del cuerpo está colocado un tornillo transportador. El cuerpo tiene 6 llantas, cada una se asienta en 2 rodillos de apoyo. La rotación del cuerpo se realiza por el accionamiento electromagnético. Los desplazamientos axiales posibles del cuerpo del transportador son asimilados por dos rodillos de apoyo, el cuerpo se enfría con agua.

El mineral después de pasar por el transportador rotatorio es descargado en los enfriadores rotatorios los cuales tienen las siguientes funciones:

Transportar: en el interior del enfriador existe una estructura donde cuelgan los rastrillos pendulares que transportan el mineral que se va enfriando.

Mezclar: el rastrillo, una vez que sigue el movimiento del tambor y alcanza una determinada altura, por su propio peso cae y mezcla la masa caliente a través de

superposición de capas, empujando la capa caliente adyacente al cuerpo y transportando la capa fría.

Enfriar: es el intercambio calórico entre el calor que aporta el mineral al shell y al agua de la piscina en el cual está sumergido el enfriador. Debiendo disminuir la temperatura del mineral por debajo de 200 °C en la descarga.

Durante el régimen de trabajo del enfriador es suministrada el agua en una piscina a temperatura ambiente, la cual fluye a contracorriente con el mineral, controlándose el nivel de agua en la piscina a través de unas anillas en la zona caliente de evacuación en función del tonelaje que se está alimentando. El tiempo de retención del mineral en el interior del enfriador es de 30 minutos. La temperatura del agua a la salida de la piscina es de 70 a 85 °C .

El accionamiento está compuesto por el grupo motor-reductor principal y motor-reductor auxiliar que se acoplan a través de un embrague frontal. En el cuerpo existen dos puntos de apoyo (rodillos) que se apoyan en chumaceras, los cuales están revestidos por un material sintético conocido como textolita.

El material enfriado es un mineral que contiene una granulometría de 200 mesh (0.074 mm) que pasa al tambor a través de un muñón de tope del enfriador. Con el paso del mineral, éste se enfría con el contacto del cuerpo del tambor que se enfría con el agua en la piscina. De la cámara de salida, el mineral enfriado llega al transportador que no constituye parte del enfriador.

El mineral que sale del enfriador cae a una de las canales de Lixiviación, por donde se introduce una corriente de una solución carbonato amoniacal formando una pulpa que va a los tanques de contacto (225- TK- 213), los cuales tienen una capacidad de 70 m³ .

1.5 Estado actual de la automatización del proceso de enfriamiento del mineral

Actualmente el proceso de enfriamiento del mineral en la empresa "Cmdte. Ernesto Che Guevara" se encuentra desde el punto de vista de su automatización y control, en una etapa primaria, pues sólo contempla la medición y registro de varios parámetros del proceso, para ello se utiliza el sistema de supervisión y control de procesos CITECT (Ver Anexo 2).

A continuación se muestran los parámetros que se registran con sus correspondientes instrumentos de medición y las características técnicas de los mismos.

PARÁMETRO: Flujo de mineral alimentando el enfriador.

EQUIPO: Báscula de pesaje continuo, tipo WESTERDAM.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS:

Alimentación 220 V AC

Entrada 0 – 18 t/h

Salida 4 – 20 mA

PARÁMETRO: Temperatura del mineral a la entrada y salida del enfriador.

EQUIPO: Termómetro de resistencia PT-100 con vaina y cabezal de conexión de roscado con convertidor de señal programable mediante la PC alojado en el cabezal.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS:

Temperatura de servicio hasta 873 K

Cabezal de conexión tipo B, construido de material ligero, para alojar un convertidor.

Convertidor de señal programable con rango ajustado.

PARÁMETRO: Temperatura del agua en la piscina.

EQUIPO: Termómetro de resistencia PT-100 con vaina y cabezal de conexión de roscado con convertidor de señal programable mediante PC alojado en el cabezal.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS:

Longitud de inmersión 250 mm

Convertidor de señal programable con rango ajustado. 273 – 393 K

PARÁMETRO: Flujo de agua que entra a la piscina.

EQUIPOS: Elemento primario de caudal tipo PITOT delta.

TUBE modelo 301 - AK - 10 - AD para agua.

Transmisor de presión diferencial para la medida de caudal, inteligente, no smart, modelo SITRANS P serie HK.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS:

Alcance de medida ajustable	2,5 - 25 kPa
Margen de medida ajustado	0 - 15 kPa
Precisión	mejor que el 1 % incluido la histéresis y la repetibilidad.
Rangeabilidad	1 - 10
Indicador local incorporado, analógico	escala 0 - 100 %
Conexión eléctrica	conector HAN 7D

PARÁMETRO: Velocidad de rotación del enfriador

EQUIPO: Tacogenerador.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS:

0 – 8,0 rev/min 0 – 10 V

El sistema de control se realiza mediante la medición de cada uno de estos parámetros por su equipo correspondiente, luego envían la señal a la PC donde se registra la información y se muestra la interrelación entre los parámetros antes mencionados.

1.6 Conclusiones del capítulo I

- En la bibliografía consultada se observa que la problemática del enfriamiento del mineral reducido aun no se resuelve y que pocos se han dedicado a estudiar el comportamiento de las diferentes variables que caracterizan el proceso a escala industrial.
- El estado actual de la automatización del proceso de enfriamiento del mineral evidenció la no existencia de un sistema de control integral y la etapa primaria en que éste se encuentra, limitando el mismo a solo algunas mediciones de control aisladas, entre ellas: temperatura del mineral a la entrada y a la salida del enfriador respectivamente.

CAPÍTULO II: MATERIALES Y MÉTODOS

2.1 Introducción

El conocimiento del proceso y el desarrollo de expresiones matemáticas que representen los fenómenos físicos de los sistemas y el proyecto para la implementación de las nuevas tecnologías es un tema de primordial importancia en el desarrollo actual del sector industrial, ya que conociendo los elementos o factores que influyen en la transferencia de calor se puede tener un mayor control de la temperatura del mineral a la salida de los enfriadores y así aumentar la eficiencia de los mismos.

En este capítulo se plantea como objetivo:

Establecer un modelo teórico para el proceso de enfriamiento del mineral en cilindros rotatorios de la planta Hornos de Reducción de la empresa "Cmdte. Ernesto Che Guevara".

2.2 Definición del modelo teórico para el proceso de enfriamiento

Una vez determinado el alcance de la investigación, establecidas las variables de entrada, de salida y las perturbaciones propias del proceso, expresadas las ecuaciones generales que rigen la transferencia de calor, fundamentada la no existencia de expresiones matemáticas que permitan predecir el comportamiento de la temperatura del mineral a la salida de los enfriadores cilíndricos rotatorios, se fundamenta el modelo teórico con el empleo de las ecuaciones que describen el balance de energía.

Tomando como punto de partida el principio fundamental de conservación de la energía, el cual plantea que: la energía ni se crea, ni se destruye; solo se transforma, se puede obtener la expresión matemática que servirá como ecuación de balance (2.1).

$$-\rho \cdot C \cdot A dx \frac{\delta\theta(x,t)}{\delta t} = -C \cdot \dot{m}[\theta(x,t) - \theta(x+dx,t)] + K_l dx [\theta(x,t) - \theta_p(x,t)] \quad (2.1)$$

$$\dot{m}_{entrada} = \dot{m}_{salida} = \dot{m}$$

Donde:

$\dot{m}_{entrada}$, \dot{m}_{salida} - Flujo de mineral que entra y que sale del enfriador; kg/s

θ, θ_p - Temperatura del mineral y de la pared; K

C - Calor específico del mineral; kJ/kg K

ρ - Densidad del mineral; kg/m³

A - Sección transversal del sólido; m²

K_1 - Coeficiente superficial de transferencia de calor del sólido a la pared por unidad de longitud; W/m K

En la expresión (2.1) el miembro izquierdo caracteriza la velocidad de variación de la temperatura en el tiempo $\theta(t)$ del elemento de material dx ; el primer miembro de la derecha relaciona el calor que entra con el flujo de material al elemento dx y el calor que sale con el material; el tercer y cuarto término son el calor entregado por el material a los gases y a la pared del cilindro respectivamente según la ley de Newton.

Para la aplicación de la ecuación 2.1 es necesario conocer el área que ocupa el mineral en el interior del cilindro. Existen varios investigadores que se han dedicado a establecer la relación entre los parámetros que caracterizan el proceso y el área que ocupa el mineral.

El área de la sección transversal del sólido se calcula según la expresión (2.2), desarrollada por Columbié (2001).

$$A = \frac{2}{3} R_i^2 \cdot \beta^3 \quad (2.2)$$

Donde:

R_i - Radio interior del cilindro; m

Para ello es necesario determinar el ángulo (β), mostrado en la Figura 2.1, según la ecuación (2.3).

$$\beta = \sqrt[3]{\frac{3\dot{m}}{2 \cdot R_i^2 \cdot \rho \cdot V_m}} \quad (2.3)$$

Donde:

V_m - Velocidad del sólido; m/s

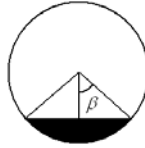


Figura 2.1 Representación del ángulo β , con respecto al diámetro vertical y al área que ocupa el mineral dentro del cilindro.

La velocidad del sólido según expresión desarrollada por Diomidovskiy D.A. en el Instituto de Minas de Leningrado, referenciado por Chang (1997), se calcula mediante la ecuación (2.4).

$$V_m = 5,78 D_i \cdot \varphi \cdot n \quad (2.4)$$

Donde:

φ - Ángulo de inclinación del cilindro; °

n - Velocidad de rotación; 1/s

Para la determinación del coeficiente K_1 es necesario tener en cuenta las formas de transferencia de calor presentes en el enfriador de mineral.

El calor del sólido a la pared se transmite por conducción y radiación del sólido a la pared cubierta y del sólido a la pared descubierta por radiación y convección. Para el primer caso el coeficiente de transferencia de calor puede definirse por la ecuación (2.5).

$$\alpha_{pcs} = k\sqrt{C \cdot \lambda \cdot \gamma \cdot n} + \sigma \cdot \frac{\xi_s \cdot \xi_p}{\frac{1}{\xi_s} + \frac{1}{\xi_p} - 1} \cdot \frac{(\theta^4 - \theta_p^4)}{(\theta - \theta_p)} \quad (2.5)$$

Donde:

α_{pcs} - Coeficiente de transferencia de calor del sólido a la pared cubierta por el mineral;
W/m² K

σ - Constante de Stefan-Boltzman; ($5,67 \cdot 10^{-8}$ W/m²K)

k - Coeficiente de no-uniformidad de la temperatura del mineral

λ - Conductividad térmica del mineral; W/m² K

n - Velocidad de rotación del enfriador; s⁻¹

γ - Masa (a granel) del mineral; kg/m³

ξ_p - Emisividad de la pared

ξ_s - Emisividad del sólido

Para el segundo caso el coeficiente de transferencia de calor puede definirse por la ecuación (2.6).

$$\alpha_{pds} = h_g + \sigma \cdot 10^{-8} \cdot \xi_s \cdot \xi_p \cdot \frac{[\theta^4 - \theta_p]}{\theta - \theta_p} \quad (2.6)$$

Donde:

α_{pds} - Coeficiente de transferencia de calor del sólido a la pared no cubierta por el mineral; W/m² K

h_g - Coeficiente de transferencia de calor por convección del sólido al gas; W/m² K

Para el cálculo del coeficiente h_g , se recomienda la ecuación (2.7) para cuando se tiene un tubo circular caracterizado por el flujo de calor uniforme a través de la superficie, laminar y completamente desarrollado, para este caso el número de Nusselt es una constante, independiente del número de Reynolds, de Prandtl y una situación axial según Incropera et al. (2003).

$$N_{uD} = \frac{h_g \cdot D_i}{\lambda_g} = 4,36 \quad (2.7)$$

Donde:

N_{uD} - Número de Nusselt

λ_g - Conductividad térmica de los gases; W/m K

Posteriormente se despeja (h_g) de la ecuación (2.7), quedando expresado en la ecuación (2.8).

$$h_g = 4,36 \cdot \frac{\lambda_g}{D_i} \quad (2.8)$$

Para calcular el coeficiente superficial de transferencia de calor del sólido a la pared por unidad de longitud del cilindro se emplea la ecuación (2.9) y las ecuaciones (2.10, 2.11) para las respectivas áreas de transferencia de calor según Columbié (2001).

$$K_l = \alpha_{pcs} \cdot A_{pcs} + \alpha_{pds} \cdot A_{pds} \quad (2.9)$$

$$A_{pcs} = \frac{2\pi D_i \cdot \beta}{360^\circ} \quad (2.10)$$

$$A_{pds} = \pi \cdot D_i \cdot \left(1 - \frac{2\beta}{360^\circ}\right) \quad (2.11)$$

A_{pcs} - Área de la pared cubierta por el sólido; m²

A_{pds} - Área de la pared descubierta por el sólido; m²

Luego la expresión (2.1) toma la forma de la ecuación (2.12).

$$\rho \cdot C \cdot A \cdot \frac{\delta\theta(x,t)}{\delta t} + C \cdot \dot{m} \cdot \left(\frac{\delta\theta(x,t)}{\partial x}\right) = K_l \theta(x,t) - K_l \theta_p(x,t) \quad (2.12)$$

Del balance térmico para la pared, según la ecuación diferencial de la conducción se obtiene la expresión (2.13).

$$C_p M_p dx \frac{\partial \theta_p}{\partial t} + C_p M_p \cdot a \cdot \frac{\partial^2 \theta_p}{\partial x^2} = -K_1 (\theta - \theta_p) dx - K_2 (\theta_p - \theta_{agua}) dx \quad (2.13)$$

Donde:

C_p - Calor específico de la pared; kJ/kg K

M_p - Masa de la pared; kg/m

θ_{ma} - Temperatura del medio; K

θ_{agua} - Temperatura del agua en la piscina; K

a - Coeficiente de temperatura; m²/s

K_2 - Coeficiente de transferencia de calor de la pared del enfriador por unidad de longitud al agua de la piscina; W/m K

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor K_2 , se tienen en cuenta los modos de transferencia de calor por conducción y convección, resolviéndose a través de la ecuación (2.14).

$$K_2 = \frac{1}{\frac{\ln \frac{R_i}{R_e}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{carca}} + \frac{1}{\Pi_{pca} \pi \cdot \alpha_{c.agua} \cdot D_e} + \frac{1}{\Pi_{pca} \pi \cdot \alpha_{sat.} \cdot D_e}} \quad (2.14)$$

La ecuación (2.14) tiene en cuenta la transferencia de calor por conducción a través de la pared del cilindro, por convección del área de la pared del cilindro sumergida en la piscina (flujo de Couette,) y por ebullición del área de la pared del cilindro no sumergida en la piscina y donde se considera que la temperatura en la pared exterior del cilindro alcance valores superiores a los 105 °C . Esta consideración es válida si se tiene en cuenta que el mineral entra al enfriador a una temperatura entre los 700 y 500 °C después de haber sido preenfriado en el transportador Jacoby, por lo que la temperatura en la superficie podría alcanzar los valores supuestos.

Luego teniendo en cuenta que las mediciones realizadas con una Termocámara de mano, Modelo FLUKE y Pirómetro Digital de mano, Modelo RAYMXPE, demuestran

que la temperatura en la superficie del cilindro no alcanza los 100 °C , se asume que todo el calor absorbido por el cilindro es entregado al agua por convección, ya que éste siempre está cubierto por una capa fina de agua que se mueve conjuntamente con la rotación del cilindro. Quedando entonces la ecuación (2.14) expresada de la forma de la ecuación (2.15).

$$K_2 = \frac{1}{\frac{\ln \frac{R_i}{R_e}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{carca}} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \alpha_{c.agua} \cdot D_e}} \quad (2.15)$$

Donde:

λ_{carca} - Conductividad térmica del material del cilindro; W/m K

Con el objetivo de determinar el área del enfriador que está sumergido en el agua, se desarrolló la ecuación (2.16).

$$\Pi_{pca} = \frac{\left(2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{H_{agua}}{R_2} \right) \right)}{180^\circ} \quad (2.16)$$

Donde:

H_{agua} - Altura del agua de la piscina con respecto al enfriador; m

Para la solución de la ecuación (2.15) se debe calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección al agua $\alpha_{c.agua}$, que depende del número de Reynolds. En este caso considerando que el enfriador se mueve a baja velocidad y que es éste quien le transmite el movimiento al fluido, se asume que la velocidad del agua es aproximadamente igual a la del enfriador lo cual está en correspondencia con la conclusión más importante referida a la velocidad para la convección en flujo de Couette, donde según Incropera et al. (2003) el movimiento del fluido es en una sola dirección en flujo paralelo, que involucra planos estacionarios y en movimiento, separados por una distancia L, con el espacio intermedio ocupado por un fluido incompresible.

El número de Reynolds (R_{eD}) se obtiene por la expresión (2.17).

$$R_{eD} = \frac{v_{agua} \cdot D_e}{\nu_{agua}} = \frac{\rho_{agua} \cdot v_{agua} \cdot D_e}{\mu_{agua}} \quad (2.17)$$

Donde:

ρ_{agua} - Densidad del fluido; kg/m³

v_{agua} - Velocidad del fluido; m/s

D_e - Diámetro exterior del enfriador; m

μ_{agua} - Coeficiente dinámico de viscosidad; N s/m²

ν_{agua} - Coeficiente cinemático de viscosidad; m²/s

Según Incropera et al. (2003), plantea que mientras el momento del fluido en una capa límite turbulenta es más grande que en la capa límite laminar, es razonable esperar por la transición para que ocurra la separación. Si $Re_D \leq 2 \cdot 10^5$, la capa límite sigue siendo laminar, y la separación ocurre a 80° . Sin embargo, si $Re_D \geq 2 \cdot 10^5$, la transición de la capa límite ocurre, y la separación se retarda a 140° .

El valor de la velocidad del fluido se calcula por la ecuación (2.18).

$$v = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot R_2 \quad (2.18)$$

Luego de sustituir la ecuación (2.18) en la (2.17) se calcula el número de Reynolds en función del número de revoluciones del cilindro (n) a través de la ecuación (2.19).

$$R_{eD} = \frac{\pi \cdot n \cdot D^2}{60 \cdot \nu} = \frac{\pi \cdot n \cdot \rho \cdot D^2}{60 \cdot \mu} \quad (2.19)$$

Esta expresión del Reynolds se combina con la correspondiente al número de Nusselt a través de la ecuación (2.20).

$$N_{uD} = \frac{\alpha_{c.agua} \cdot D_e}{\lambda_{agua}} = C \cdot (R_{eD})^m \cdot (P_r)^{\frac{1}{3}} \quad (2.20)$$

Donde:

$\alpha_{c.agua}$ - Coeficiente de transferencia de calor por convección de la pared sumergida en la piscina al agua; W/m² K

N_{uD} - Número de Nusselt

λ_{agua} - Conductividad térmica del fluido; W/m K

C y m - Constantes para flujo por el exterior de cilindros; (adimensionales)

P_r - Número de Prandtl

Las constantes C y m correspondientes a la ecuación (2.20) se buscan en la Tabla 2.1 en correspondencia con el valor del número de Reynolds calculado utilizando la expresión (2.19).

Tabla 2.1 Constantes de la ecuación (2.20) para flujo por el exterior de cilindros

R_{eD}	C	m
0,4 - 4	0,989	0,33
4-40	0,911	0,385
40 - 4000	0,683	0,466
4000 - 40 000	0,193	0,618
40 000 – 400 000	0,027	0,805

Fuente: Incropera, 2003.

Posteriormente se despeja ($\alpha_{c.agua}$) de la ecuación (2.20), el mismo queda expresado de la manera siguiente en la ecuación (2.21).

$$\alpha_{c.agua} = \frac{\lambda_{agua} \cdot \left(C \cdot R_{eD}^m \cdot P_r^{\frac{1}{3}} \right)}{D_e} \quad (2.21)$$

El $\alpha_{c.agua}$ obtenido se sustituye en la ecuación (2.14) o (2.15) según corresponda para calcular el coeficiente de transferencia de calor a través de la pared del cilindro por unidad de longitud al agua de la piscina.

Como se planteó anteriormente se necesita conocer el área de la superficie no sumergida en el agua, con este objetivo se desarrolló la ecuación (2.22).

$$\Pi_{pda} = \frac{\left(360^\circ - 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{H_{agua}}{R_2} \right) \right)}{180^\circ} \quad (2.22)$$

Para realizar el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección de la superficie del enfriador que no está sumergida en la piscina se tuvo en cuenta la transferencia de calor por ebullición y por convección al aire.

Primero se da paso a la determinación del coeficiente de convección por ebullición α_{sat} de la pared a la película de agua que cubre a la zona no sumergida en la piscina, procediendo como sigue:

Se calcula el flujo de calor por unidad de área (q_{s^n}), utilizando la ecuación (2.23) obtenida por Rohsenow (1952).

$$q_{s^n} = \mu_f \cdot h_{fg} \cdot \left[\frac{g \cdot (\rho_l - \rho_v)}{\sigma_s} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{C_{p,L} \cdot \Delta T_e}{C_{s,f} \cdot h_{fg} \cdot P_{r,L}^n} \right)^3 \quad (2.23)$$

Donde:

μ_f - Viscosidad; N s/m²

h_{fg} - Calor latente de vaporización; kJ/kg

g - Constante de la gravedad; m/s²

ρ_l y ρ_v - Densidad del líquido y el vapor respectivamente; kg/m³

σ_s - Tensión superficial; N/m

$C_{p,L}$ - Calor específico del líquido; kJ/kg K

ΔT_e - Diferencia de temperatura entre la superficie exterior y la temperatura de saturación a la presión de trabajo; K

$C_{s,f}$ y n - Constantes adimensionales que están preestablecidas de acuerdo con la combinación (superficie-fluido) existente, los posibles valores a tomar por éstas se seleccionan en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2 Valores de $C_{s,f}$ y n para varias combinaciones Superficie-Fluido.

FLUID-SURFACE COMBINATION	$C_{s,f}$	n
Stainless steel		
Chemically etched	0.0130	1.0
Mechanically polished	0.0130	1.0
Ground and polished	0.0060	1.0

Fuente: Incropera, 2003.

Nota: Todos los parámetros expresados en la ecuación (2.23) se buscan en la Tabla A6 del Incropera.

Después de establecer la expresión para el cálculo del flujo de calor por unidad de área y conociendo además que esta variable puede ser relacionada en función de la ecuación (2.24).

$$q_{s''} = \alpha_{sat.} \cdot [\theta_{superf} - \theta_{sat}] = \alpha_{sat.} \cdot \Delta T_e \quad (2.24)$$

Donde:

$\alpha_{sat.}$ - Coeficiente de transferencia de calor por convección de la pared no sumergida en la piscina al agua; W/m² K

θ_{Sat} - Temperatura de saturación del agua a la presión de trabajo; K

Se despeja el coeficiente de transferencia de calor por convección $\alpha_{sat.}$.

$$\alpha_{sat.} = \frac{q_{s''}}{\Delta T_e} = \frac{\mu_f \cdot h_{fg} \cdot \left[\frac{g \cdot (\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{C_{p,L} \cdot \Delta T_e}{C_{s,f} \cdot h_{fg} \cdot P_{r,L}^n} \right)^3}{\Delta T_e} \quad (2.25)$$

Resolviendo la ecuación (2.13) se obtiene la ecuación (2.26).

$$C_p M_p \frac{\partial \theta_p}{\partial t} + C_p M_p a \frac{\partial^2 \theta_p}{\partial x^2} + K_3 \theta_p = K_1 \theta + K_2 \theta_{agua} \quad (2.26)$$

Donde:

$$K_3 = K_1 + K_2 \quad (2.27)$$

Del balance térmico para el agua, según la ecuación diferencial de la conducción resulta.

$$\rho_{agua} C_{agua} A_{agua} dx \frac{\partial \theta_{agua}(x,t)}{\partial t} = C_{agua} m_{agua} \theta_{agua}(x,t) - C_{agua} m_{agua} \theta_{agua}(x+dx,t) + K_2(\theta_p - \theta_{agua})dx - K_4(\theta_{agua} - \theta_{aire})dx \quad (2.28)$$

Donde:

ρ_{agua} - Densidad del agua; kg/m³

C_{agua} - Calor específico del agua; kJ/kg K

A_{agua} - Área ocupada por agua; m

\dot{m}_{agua} - Flujo de agua; kg/s

θ_{agua} , θ_{aire} - Temperatura del agua y del aire; K

K_4 - Coeficiente superficial de transferencia de calor del agua al medio por unidad de longitud; W/m K

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección del agua al medio es necesario tener en cuenta la cantidad de calor que se transfiere por evaporación del agua.

La energía exigida para la evaporación proviene de la energía interior del líquido que entonces trae consigo reducciones en la temperatura del mismo.

Aplicando la ley de conservación de energía a un control de superficie sobre el líquido, se obtiene la expresión (2.29).

$$q''_{conv} + q''_{add} = q''_{evap} \quad (2.29)$$

Si no hay ninguna suma de calor por otros medios, la ecuación (2.29) se reduce a un equilibrio entre la transmisión de calor por convección del gas y el calor perdido por evaporación desde el líquido representada en la ecuación (2.30).

$$q''_{conv} = q''_{evap} \quad (2.30)$$

Donde el flujo de calor por evaporación q''_{evap} puede calcularse como el producto de flujo de masa evaporado y el calor latente de vaporización, ecuación (2.31).

$$q''_{evap} = n''_A \cdot h_{fgv} \quad (2.31)$$

Donde:

n''_A - Flujo de agua que se evapora; kg/s

El flujo de agua que se evapora se determina según la ecuación (2.32).

$$n''_A = h_m (\rho_{A,sat} - \rho_{A,\infty}) \quad (2.32)$$

Donde:

h_m - Coeficiente de transferencia de masa; m/s

$\rho_{A,sat}$ - Densidad del vapor de agua saturado a la temperatura de la superficie; kg/m³

$\rho_{A,\infty}$ - Densidad del vapor de agua saturado a la temperatura del aire; kg/m³

El número de Sherwood es igual al gradiente de concentración adimensional de la superficie, y proporciona una medida de la transferencia de masa por convección de la superficie y se obtiene a través de la ecuación (2.33).

$$Sh = 0.0296 \cdot R_e^{\frac{4}{5}} \cdot S_C^{\frac{1}{3}} \quad (2.33)$$

Donde:

S_C - Número de Schmidt

El número de Reynolds se determina a través de la ecuación (2.34).

$$R_{eD} = \frac{v_{aire} \cdot D_e}{\nu_{aire}} \quad (2.34)$$

Donde:

v_{aire} - Velocidad del aire; m/s

ν_{aire} - Coeficiente cinemático de viscosidad del aire; m²/s

Para calcular el número de Schmidt se emplea la ecuación (2.35).

$$S_C = \frac{\nu_{aire}}{D_{AB}} \quad (2.35)$$

Donde:

ν_{aire} - Viscosidad cinemática; m²/s

D_{AB} - Coeficiente de difusión de masa; m²/s

Conociendo las ecuaciones (2.32), (2.33), (2.35), y a través de la ecuación (2.36) se puede determinar el coeficiente de transferencia de masa.

$$h_m = \frac{Sh \cdot D_{AB}}{D_e} \quad (2.36)$$

El calor transmitido por convección del agua al aire se determina a través de la ecuación (2.37).

$$q''_{\text{conv}} = \alpha_{\text{agua}} (\theta_{\text{agua}} - \theta_{\text{aire}}) \quad (2.37)$$

Donde:

α_{agua} - Coeficiente de transferencia de calor por convección y evaporación del agua al medio; W/m²K

Sustituyendo las ecuaciones (2.31) y (2.37) en la ecuación (2.30) y despejando el coeficiente de transferencia de calor por convección y evaporación del agua al aire α_{agua} , se obtiene la ecuación (2.38).

$$\alpha_{\text{agua}} = \frac{h_{fg} \cdot h_m (\rho_{A,\text{sat}} - \rho_{A,\infty})}{(\theta_{\text{agua}} - \theta_{\text{aire}})} \quad (2.38)$$

Entonces el coeficiente de transferencia de calor a través del agua por unidad de longitud al medio se determina por la ecuación (2.39).

$$K_4 = \alpha_{\text{agua}} \cdot A_{\text{agua}} \quad (2.39)$$

Donde:

A_{agua} - Área que ocupa el agua; m

De la ecuación (2.28) se obtiene la ecuación (2.40):

$$\begin{aligned} & \rho_{\text{agua}} \cdot C_{\text{agua}} A_{\text{agua}} \frac{\partial \theta_{\text{agua}}(x, t)}{\partial t} + C_{\text{agua}} \dot{m}_{\text{agua}}(x, t) \frac{\partial \theta_{\text{agua}}(x, t)}{\partial x} + K_5 \theta_{\text{agua}}(x, t) \\ & = K_2 \theta_p(x, t) + K_4 \theta_{\text{aire}}(x, t) \end{aligned} \quad (2.40)$$

Donde:

$$K_5 = K_2 + K_4 \quad (2.41)$$

2.3 Conclusiones del capítulo II

- Quedó establecido el procedimiento de cálculo para la evaluación del proceso de enfriamiento de mineral en cilindros horizontales rotatorios.



-
- Para la realización del procedimiento de cálculo se tuvieron en cuenta los modos de transferencia de calor del agua al medio.

CAPÍTULO III: ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

3.1 Introducción

La medición de los principales parámetros en las instalaciones industriales es necesaria para la realización de una investigación. Con el objeto de estudio funcionando es difícil el desarrollo experimental, debido a que afecta la estabilidad de las operaciones, no obstante, la presencia en el enfriador de medios de instrumentación permite llevar a cabo el seguimiento de los principales parámetros influyentes en el proceso. En este capítulo con el objetivo de dar una visión general de la problemática de los enfriadores de mineral, se realizará la preidentificación de los coeficientes de transferencia de calor existentes en el proceso, se obtendrá la valoración económica asociada al enfriamiento de mineral y las afectaciones de este proceso al medio ambiente.

3.2 Resultados de las mediciones realizadas

Para la preidentificación de los coeficientes de transferencia de calor se utilizaron los valores mínimos, medios y máximos de las mediciones realizadas en un periodo de cuatro meses de los principales parámetros que caracterizan el proceso de enfriamiento de mineral, los cuales se recogieron a través del CITECT y almacenados en la computadora del panel central de la planta, estos valores se obtuvieron a través de un análisis estadístico descriptivo con la ayuda del Software Microsoft Excel, un resumen del análisis se muestra en la Tabla 3.1, los cuales se obtuvieron de las Tablas 1, 2, 3 y 4 (Anexo 1).

Tabla 3.1 Resumen del análisis estadístico descriptivo.

	Flujos		Temperaturas (°C)		
	Mineral (t/h)	Agua (m ³ /h)	entrada mineral	salida mineral	agua de la piscina
Mínimo	39.00	22.60	746.35	203.53	76.44
Media	40.70	29.69	769.38	242.42	79.13
Máximo	41.60	34.13	788.93	281.15	82.04

3.3 Principales parámetros calculados en la preidentificación de los coeficientes de transferencia de calor

En la tabla 3.2 se relacionan los modos de transferencia de calor existente en el enfriamiento de mineral, obtenidos para valores mínimo, medio y máximo, así como los coeficientes de transferencia de calor por unidad de longitud según la metodología desarrollada en materiales y métodos. Los coeficientes K_3 y K_5 no se relacionan en la tabla porque son la sumatoria de K_1 más K_2 y K_2 más K_4 , respectivamente, ver ecuaciones 2.27 y 2.41.

Tabla 3.2 Resumen de los principales parámetros calculados en la preidentificación de los coeficientes de transferencia de calor.

Coeficiente de transferencia de calor por unidad de longitud (W/(m.K))	Valores empleados			Ecu.
	mínimo	medio	máximo	
del mineral a la pared (K_1)	788.53	906.97	1014	2.9
de la pared al agua (K_2)	1845	1903	1986	2.15
del agua al aire (K_4)	665.47	572.84	486.51	2.39
Coeficiente de transferencia de calor (W/(m ² K))	mínimo	medio	máximo	Ecu.
por conducción del mineral a la pared cubierta por el sólido	114.62	123.12	127.16	2.5
por radiación del mineral a la pared cubierta por el sólido	52.916	60.284	68.769	2.5
por convección del mineral a la pared no cubierta por el sólido	0.052	0.063	0.079	2.6
por radiación del mineral a la pared no cubierta por el sólido	64.675	73.68	84.051	2.6
por convección al agua	101.98	105.45	110.37	2.21
por evaporación del agua al medio	68.775	59.202	50.280	2.38

En el proceso de enfriamiento de mineral se manifiestan diferentes modos de transferencia de calor, al caer el mineral en la superficie del cilindro le transfiere calor a

la pared cubierta por conducción y radiación aunque este último en una proporción menor y a la pared descubierta por el mineral se le transfiere calor por convección y radiación. La superficie del cilindro absorbe el calor entregado por el mineral el cual lo utiliza para aumentar su temperatura y a la vez le entrega calor al agua de la piscina por convección. El agua al absorber el calor entregado por la pared por convección incrementa su temperatura y a su vez entrega calor al medio ambiente por convección y evaporación.

Para incrementar la transferencia de calor del mineral a la pared del cilindro se debe trabajar sobre los elementos mecánicos de raspado y transporte, los carros son dispositivos encargados de mezclar la masa caliente a través de superposición de capas, empujando la capa caliente adyacente al cuerpo y transportando la capa fría.

Para mejorar el intercambio de calor entre la superficie del enfriador y el agua de la piscina se debe tener en cuenta, el flujo de agua que circula por la piscina el cual garantiza que la temperatura del agua se mantenga en un rango estable que le permita absorber mayor cantidad de calor incrementando la transferencia de calor y manteniendo un nivel de agua en la piscina acorde con el nivel de flotación del enfriador.

Nota: Para la realización de los cálculos y la preidentificación de los coeficientes superficiales de transferencia de calor, se utilizó el Software Profesional Mathcad, del cual aparecen las hojas de cálculo en el Anexo 3.

3.4 Análisis de los resultados

El incremento de la productividad del horno se realiza de manera progresiva, es decir se inicia con 10 t/h en cada horno y ha medida que se garantiza el perfil térmico del horno se incrementa el flujo de mineral alimentando al mismo, garantizando el perfil térmico que es de quien depende la eficiencia del proceso de reducción del óxido de níquel a níquel metálico y para ello se debe mantener una temperatura constante en los hogares. Los hornos deben operar a una capacidad de 20 t/h y en algunos casos a 22 t/h que es su capacidad máxima, cualquier valor inferior a estos se debe a problemas de operación o averías en el proceso.

En la figura 3.1 se observa como el incremento del flujo de mineral incrementa el coeficiente de transferencia de calor del mineral a la pared del cilindro. Este coeficiente se comporta de igual forma con respecto a la temperatura del mineral a la entrada del enfriador.

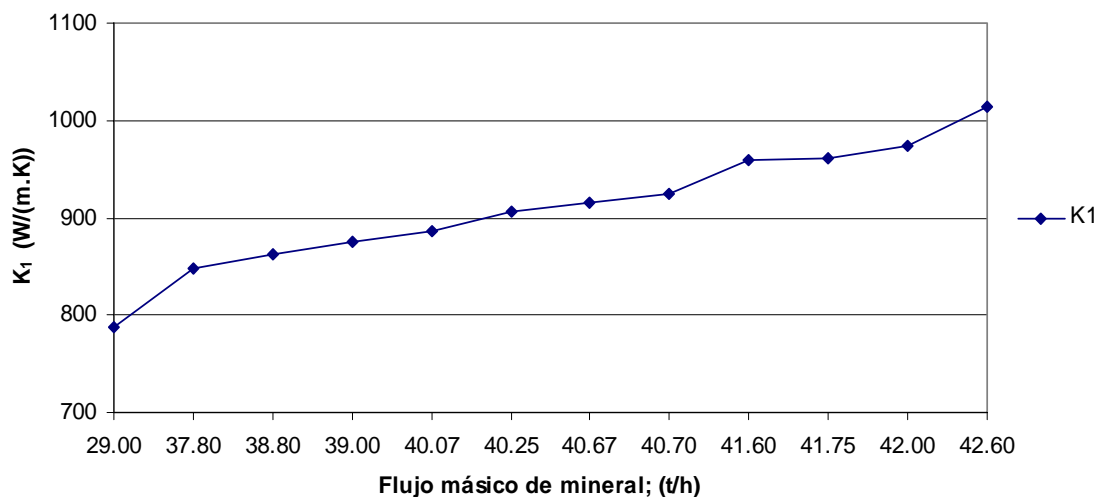


Figura 3.1 Comportamiento del coeficiente de transferencia de calor del sólido a la pared por unidad de longitud (K_1) contra flujo másico de mineral.

En la figura 3.2 se aprecia como un aumento del flujo de mineral provoca un incremento del área que caracteriza la posición del mineral en el enfriador, incrementando el área de transferencia de calor del sólido hacia la pared.

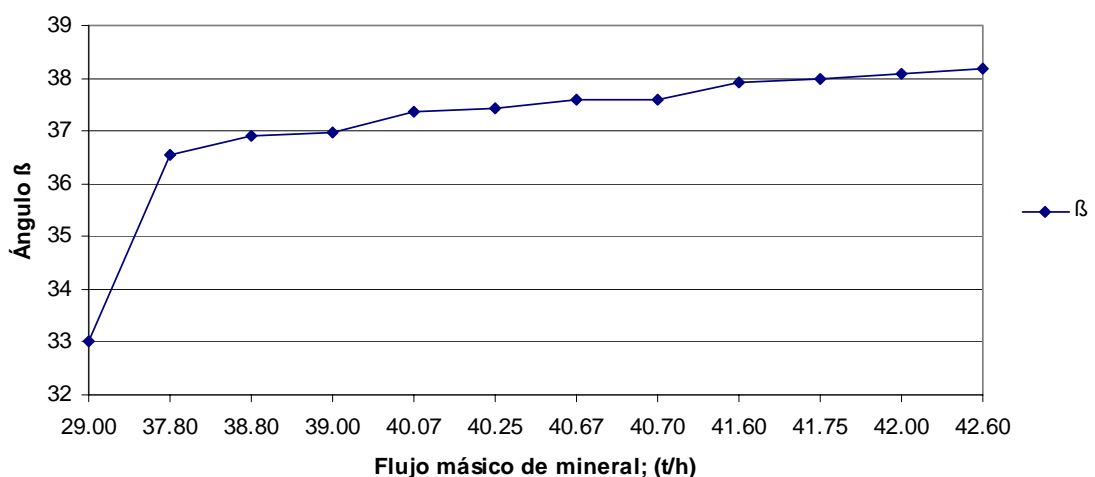


Figura 3.2 Comportamiento del ángulo respecto al diámetro vertical y al área que ocupa el mineral dentro del cilindro (β) contra flujo másico de mineral.

Al analizar el coeficiente de transferencia de calor de la pared al agua por unidad de longitud (K_2) (Figura 3.3) su comportamiento refleja un incremento con el aumento de la temperatura del agua en la piscina, logrando que el agua absorba mayor cantidad de calor durante el proceso.

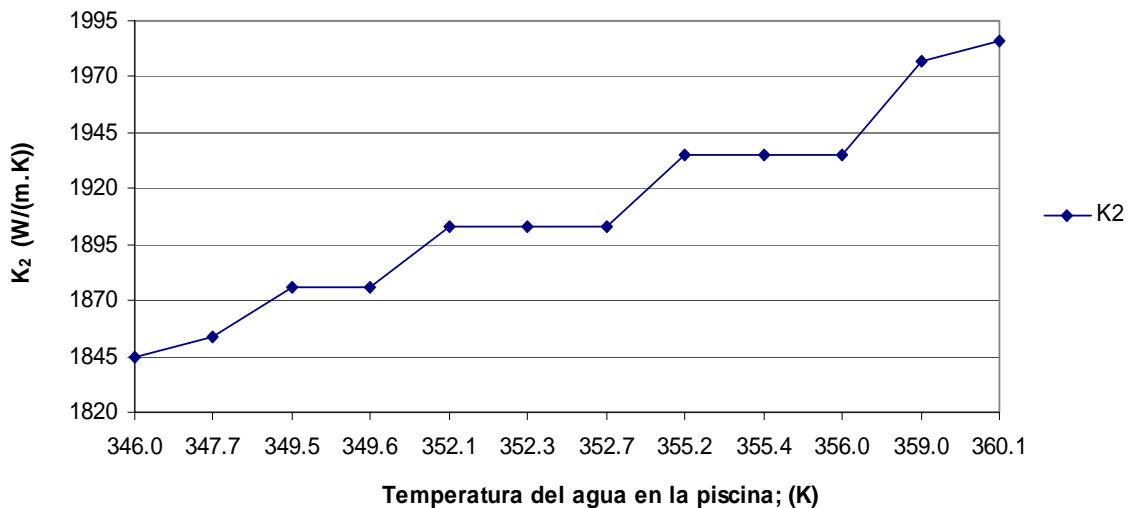


Figura 3.3 Comportamiento del coeficiente de transferencia de calor a través de la pared por unidad de longitud al agua de la piscina (K_2) contra temperatura del agua en la piscina.

La figura 3.4 muestra que un aumento de la temperatura de 346.01 a 360.13 K provoca un aumento del número de Reynolds de $1.288 \cdot 10^5$ a $1.512 \cdot 10^5$, ésto se debe a que el Re depende de las propiedades del agua, las cuales experimentan variaciones con el aumento de la temperatura. Se debe destacar que el Re no solo depende de las propiedades del agua, quien más influye es la velocidad del agua pero como ésta es constante solo queda en función de las propiedades del agua. (Ver ecuación 2.17).

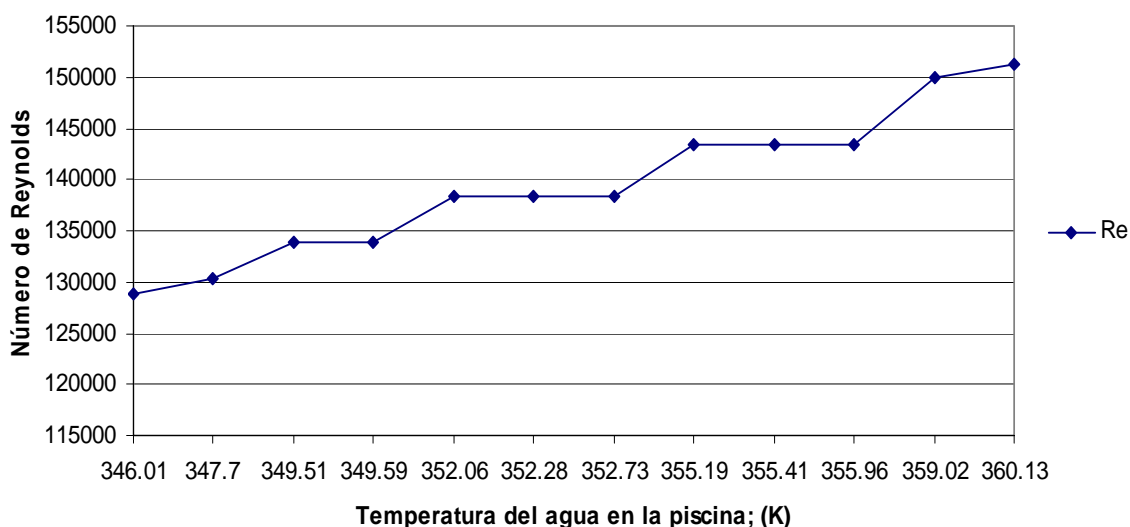


Figura 3.4 Comportamiento del número de Reynolds contra temperatura del agua en la piscina.

El incremento del flujo de agua ocasiona la disminución de la temperatura del agua en la piscina y ésta a su vez la disminución del coeficiente de transferencia de calor del agua al medio por unidad de longitud, comportamiento que se muestra en la figura 3.5.

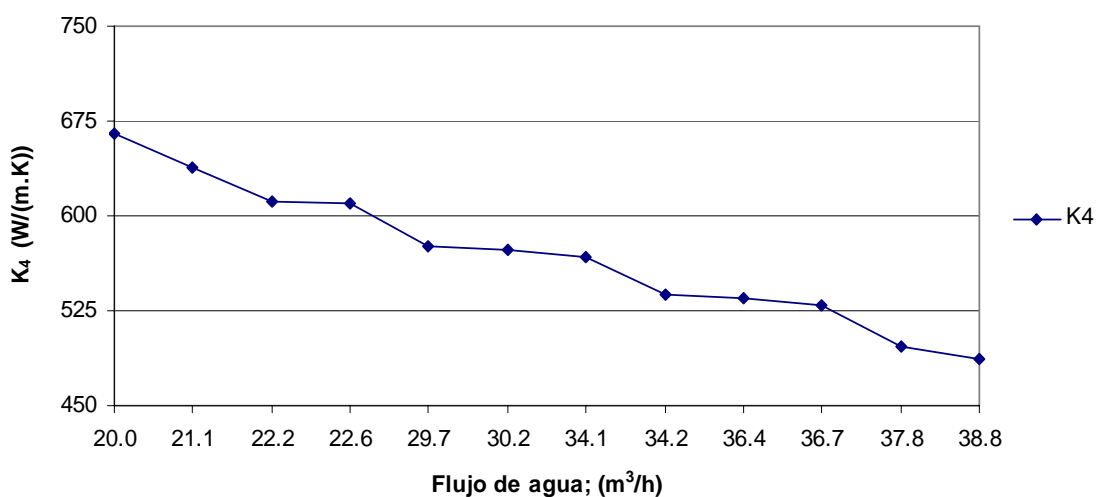


Figura 3.5 Comportamiento del coeficiente de transferencia de calor del agua al medio por unidad de longitud (K_4) contra flujo de agua.

Las figuras 3.6 y 3.7 muestran que al aumentar el flujo de mineral, tanto el flujo y la temperatura del agua, así como las temperaturas del mineral a la entrada y a la salida

del enfriador muestran un incremento en sus valores, esto se debe a que el área de intercambio de calor se mantiene constante y de hecho lo que queda por hacer para evacuar el calor que acompaña al mineral es incrementar el flujo de agua, así se evita un aumento excesivo de la temperatura del agua y se garantiza que el enfriador no se apoye al dejar de flotar a causa de que el agua haya disminuido su densidad.

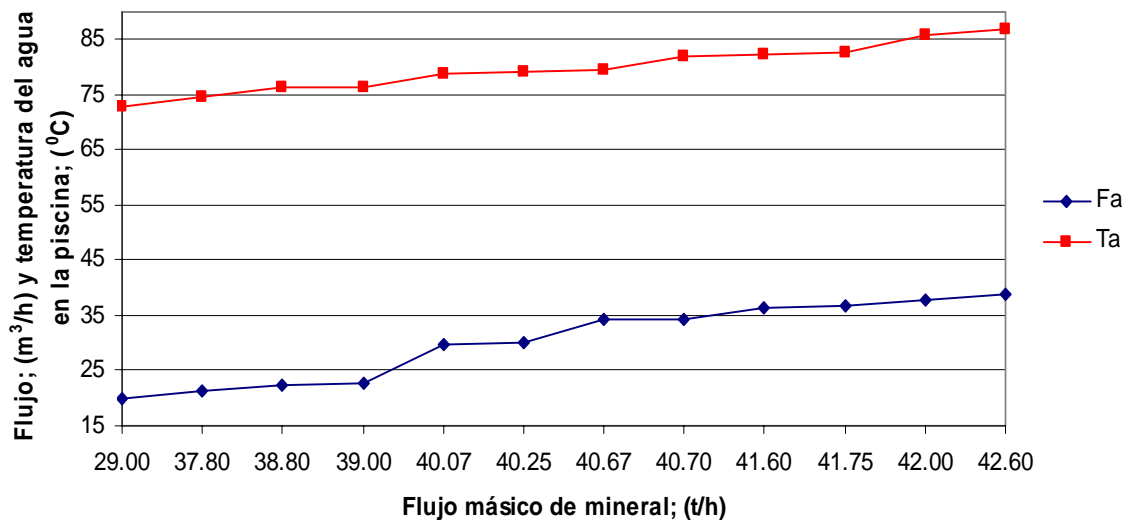


Figura 3.6 Comportamiento del flujo y temperatura del agua en la piscina contra flujo másico de mineral.

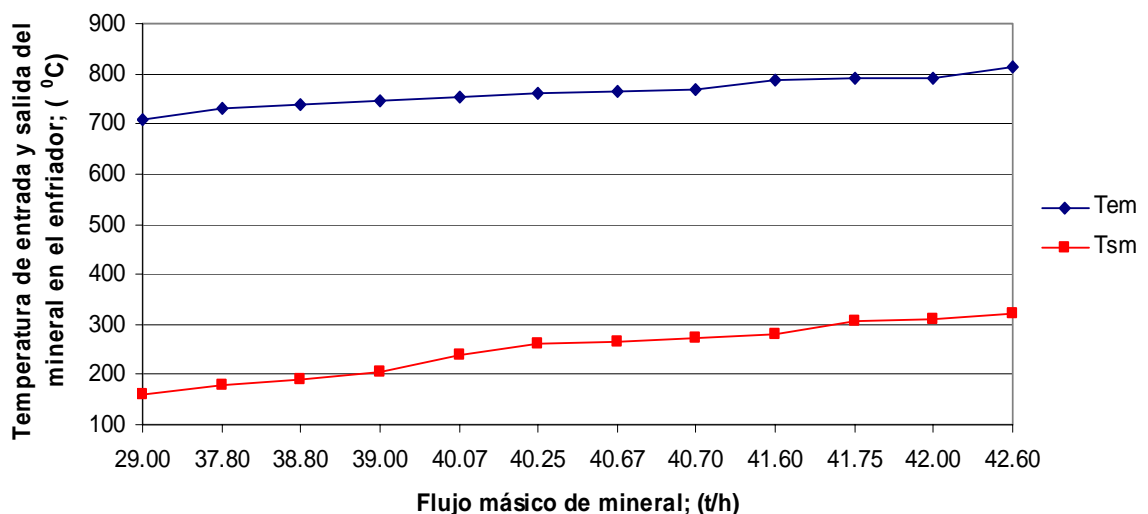


Figura 3.7 Comportamiento de la temperatura de entrada y salida del mineral en el enfriador contra flujo másico de mineral.

3.5 Valoración económica

El análisis de las pérdidas de amoníaco que existen actualmente son provocadas fundamentalmente por el proceso de enfriamiento en la planta de Hornos de Reducción el cual repercute en los tanques de contacto que es donde incide el efecto de las altas temperaturas influyendo directamente en la eficiencia de extracción de níquel en el proceso, estas pérdidas se clasifican en:

- Pérdidas por evaporación de amoníaco (NH_3)
- Pérdidas por mantenimiento.

Por otra parte las elevadas temperaturas del mineral que salen del enfriador debido al deficiente proceso de enfriamiento repercuten negativamente en la planta de Lixiviación, incidiendo en la evaporación del amoníaco, en trabajos investigativos realizados se demuestra que existe una pérdida aproximada de 10 t/día . Considerando que el precio actual del amoníaco es 584 CUC/t , el daño económico para un año de trabajo continuo es 2131600 CUC .

El deterioro prematuro de algunos elementos y accesorios que componen el sistema de los tanques de contacto provocan las pérdidas por mantenimiento, este problema está dado porque el magnesio a altas temperaturas se hace soluble en la pulpa; se incrusta en las paredes de los tanques de contacto y en todo el sistema interno del mismo, lo que provoca que muchas piezas sean renovadas cada cuatro meses aproximadamente, generando pérdidas de 16787.38 CUC al año por concepto de materiales según estudios realizados por el personal de mantenimiento de la planta. Aparejado a esto, se encuentra el costo de la mano de obra que asciende a un valor de 836.9 CUC por año.

En los enfriadores el promedio mensual del consumo de agua es de 271 066 m³ con un precio de 0,28 CUC el m³, para un promedio anual es de 3 252 790 m³ lo que significa un costo de 910 781 CUC por año.

3.6 Impacto ambiental

En la fábrica "Cmdte. Ernesto Che Guevara" se intensifica el esfuerzo para garantizar el uso racional de los recursos naturales, minimizando su impacto en el entorno, pensando en el futuro de la región. La entidad participa además en la reforestación

popular territorial, mediante la siembra de un promedio anual de 50 000 posturas de árboles maderables y frutales. También el proceso de modernización y el incremento de la eficiencia metalúrgica de la fábrica han repercutido favorablemente en la situación medioambiental.

En esta área se producen emanaciones de polvo principalmente por salideros en la parte superior de los silos (rajaduras), esto ocurre cuando los silos son llenados a máxima capacidad, esta contaminación afecta el área de trabajo. La limpieza que se realiza en esta parte es manual.

En esta planta la contaminación es provocada por salideros de mineral, en romanas, alimentadores, sinfines de polvo, etc. El derrame de mineral cae a los pisos inferiores y este es eliminado mediante el soplado con aire (provocando contaminación en el área y en el exterior de la planta).

El derrame y salideros de mineral en la planta por los sellos de los transportadores, cae a la planta baja, este mineral se somete a la limpieza con agua y es trasladado por canales hacia tres pozos (uno para cada ocho hornos), mediante bombas la pulpa se envía hacia la canalización oeste de la fábrica, que lo descarga al río Moa (este residual contiene grandes cantidades de sólidos y grasas) sin tratamiento previo.

Otro foco de contaminación es provocado por los salideros de grasas (escotillas, mirillas, cámaras, sellos de los transportadores), estos gases contienen CO_2 , H_2 , CO y son expulsados a la atmósfera y al área de trabajo.

Los gases de la planta son ventilados hacia secaderos y parte oeste de la planta, cuando cambia el sentido del aire estos gases afectan la fábrica en general y áreas aledañas.

El agua en la piscina de los enfriadores se contamina con polvo y grasa por los salideros de los sellos del enfriador del mineral y por las grasas de la transmisión del mismo que necesita para su movimiento. También puede ser afectada por las rajaduras del shell lo cual permite la entrada de agua al interior del mismo y esto provoca la contaminación de la misma. Otra afectación que provoca este equipo es la salida del mineral a una temperatura por encima de $200\text{ }^\circ\text{C}$ que trae consigo la evaporación del licor fresco hacia la atmósfera en la sección de contacto.

En la planta la contaminación del aire por el polvo reduce la visibilidad resultante de absorción y dispersión de la luz por los materiales líquidos y sólidos arrastrados por el aire. La visibilidad se altera por las partículas que se forman en la atmósfera, por las reacciones en las partes gaseosas. Su reducción no solo resulta desagradable para el individuo, sino que puede sufrir fuertes efectos psicológicos. Además se presentan algunos peligros que afectan la seguridad.

- **Efectos de las partículas (en el aire) sobre la salud humana**

Las partículas, solas o en combinación con otras contaminantes representan un peligro muy grave para la salud. Los contaminantes entran principalmente al cuerpo humano por las vías respiratorias, los daños pueden presentarse directamente, ya que se ha estimado que el 50 % de las partículas que penetran a las cavidades pulmonares se depositan en el mismo.

- **Influencia del polvo en el medio ambiente**

Las partículas suspendidas en la atmósfera absorben la luz solar, reduciendo la energía que llega a la tierra y produciendo cambios que disminuyen notablemente la luminosidad y visibilidad, además de la luz solar las partículas en suspensión adsorben la luz producida por medio artificiales.

Este fenómeno se encuentra ligado a la concentración de partículas, pero así mismo influye el tamaño de éstas. Para una misma concentración las partículas que absorben una mayor cantidad de energía son las de diámetros comprendido entre 0.1 a 1 μm .

Éstas influyen sobre los materiales, entre los efectos que pueden tener sobre estos tenemos:

- Abrasión: realizadas por aquellas partículas de mayor tamaño y dotadas de elevada velocidad (efecto de pequeña incidencia).
- Ataque químico: puede realizarse directamente por las partículas o generalmente por los gases existentes conjuntamente, tras el efecto de abrasión realizado por las partículas.

La partícula de tamaño superior a 5 μm de diámetro quedan retenida en los bellos de la cavidad nasal y también pueden quedar atrapadas por la mucosa que tapiza la traquea

y la cavidad nasal. Los comprendidos entre 0.5 y 5 μm son capaces de penetrar hasta el sistema respiratorio inferior depositándose en los bronquios.

Las partículas sólidas de pequeño tamaño generalmente menores de 10 μm de diámetro, son de gran importancia porque dado su tamaño permanecen en el aire antes de sedimentarse.

Efectos tóxicos:

1. Pueden ser considerablemente tóxicas por las características inherentes químicas.
2. Pueden interferir con uno o más de los mecanismos que despejan usualmente el aparato respiratorio.
3. Puede actuar como un conductor de una sustancia tóxica absorbida en su superficie.

El estado de salud del trabajador depende en gran medida de las condiciones de trabajo, su entorno laboral y su labor específica, pues en este medio es donde el mismo se expone a los diferentes contaminantes, entre los que se encuentran el polvo industrial, ruidos, gases, etc.

- **Caracterización de los impactos ambientales**

El proceso de caracterización de los impactos ambientales es de gran importancia, pues posibilita la comprensión de la dimensión exacta del análisis desarrollado, determinando como repercuten sobre el medio ambiente cada uno de los impactos ambientales que tienen lugar en el objeto. En la Tabla 3.3 se muestran los impactos ambientales del proceso de enfriamiento.

Tabla 3.3 Identificación de los impactos ambientales del proceso de enfriamiento.

Acciones o Actividades	Factores ambientales	Impactos Ambientales
Derrame de mineral	Económico	Pérdidas por concepto económico
Derrame de agua		
Evaporación de Amoniaco	Aire	Disminución de la calidad del aire
	Hombre	Aumento de enfermedades respiratorias
	Económico	Pérdidas por concepto económico
Emisiones de polvo	Hombre	Aumento de enfermedades respiratorias
Emisiones de Ruido continuo		Pérdidas de la sensibilidad auditiva

3.7 Conclusiones del capítulo III

- Se presentaron gráficamente los resultados más importantes obtenidos del modelo teórico para el proceso de enfriamiento.
- Las altas temperaturas del mineral a la salida del proceso de enfriamiento repercuten negativamente en la planta de Lixiviación y Lavado, destacándose las pérdidas por evaporación de amoniaco en los tanques de contacto.



CONCLUSIONES GENERALES

1. En la bibliografía consultada se observa que la problemática del enfriamiento del mineral reducido aun no se resuelve y que pocos se han dedicado a estudiar el comportamiento de las diferentes variables que caracterizan el proceso a escala industrial.
2. Quedó establecido el procedimiento de cálculo para la evaluación térmica del enfriador de mineral laterítico, el mismo conjuga diferentes aspectos teóricos y metodológicos expuestos en las investigaciones precedentes.
3. Los valores del coeficiente K_1 experimentaron una variación de 788.53 a 1014 W/m.K , para el coeficiente K_4 fueron de 665.4 a 486.5 W/m.K para flujos de mineral y agua de 29 a 42.6 t/h y 20.04 a 38.84 m³/h respectivamente.
4. El coeficiente K_2 experimentó una variación de $1.845 \cdot 10^3$ a $1.986 \cdot 10^3$ W/m.K y para el Número de Reynolds fue de $1.288 \cdot 10^5$ a $1.512 \cdot 10^5$ para variaciones de temperatura del agua en la piscina de 346.01 a 360.13 K.
5. Las principales afectaciones medioambientales existentes en la instalación son los derrame de mineral, el escape de gases contaminantes y las emisiones continuas de polvo y ruido.



RECOMENDACIONES

1. Continuar con el estudio de la temática en cuestión contribuyendo al perfeccionamiento de la metodología propuesta.
2. Aplicar una limpieza general tanto en el interior como en el exterior del cilindro con el objetivo de eliminar la existencia de incrustaciones, que actúan como aislante térmico, disminuyendo la transferencia de calor.
3. Emplear un flujo de agua apropiado para evitar un aumento excesivo de la temperatura del agua y garantizar que el enfriador no se apoye al dejar de flotar a causa de que el agua haya disminuido su densidad.
4. Se debe disminuir la temperatura del mineral a la salida del enfriador para lograr una menor pérdida de amoniaco.



BIBLIOGRAFÍA

1. ABDALLA, M. Unsteady numerical simulation of double diffusive convection heat transfer in a pulsating horizontal heating annulus. *Heat Mass Transfer*, 2005. 9p.
2. COLUMBIÉ, A. *Modelación matemática del proceso de calcinación del carbonato básico de níquel en el horno tubular rotatorio*. Tesis doctoral. ISMMANJ, Moa, 2001. 98p.
3. CHANG, A. *Cálculo de los principales procesos en los hornos metalúrgicos*. Editorial Feliz Varela, La Habana, 1997. 227 p.
4. CHEN, M. Double-diffusive convection for a heated cylinder submerged in a salt-stratified fluid layer. *Heat Mass Transfer* 33, 1997: 17-26
5. DOROKHOV, A. R. Heat exchange with horizontal cylinders in a centrifugal-bubbling bed. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, Vol. 74, No. 3, 2001: 800-805
6. a) DÍAZ, A. Estudio comparativo de la solución de ecuaciones diferenciales parciales en coordenadas cilíndricas aplicadas a la transferencia de calor utilizando balances de calor no estacionarios y pseudoestacionarios. *Tecnología Química*, 2004. 17p.
7. b) DÍAZ, A. Estudio de la solución de ecuaciones diferenciales parciales para la aplicación de condiciones límites de transferencia de calor en coordenadas cilíndricas. *Tecnología Química*, 2004. 22p.
8. DÍAZ, A. Estudio comparativo de la solución de ecuaciones diferenciales parciales en coordenadas rectangulares aplicadas a la transferencia de calor utilizando balances de calor estacionarios y pseudoestacionarios. *Tecnología Química*, Vol. XXV, No. 2, 2005: 71-82
9. GSCHWENDTNER, M. A. Optical investigation of the heat transfer from a rotating cylinder in a cross flow. *Heat and Mass Transfer* 40, 2004: 561–572



10. GUZMÁN, D. Proceso de lixiviación carbonato-amoniaca: control multivariable a través del arreglo inverso de Nyquist para el mezclado de mineral y licor. *Minería y Geología*, Vol. XVII I, No. 2, 2001. 6p.
11. GÓNGORA, E. *Modelación físico-matemática del proceso de enfriamiento de mineral en cilindros rotatorios de la planta hornos de reducción de la empresa "Comandante Ernesto Che Guevara"*. Tesis de maestría. ISMMANJ, Moa, Cuba, 2004. 80p.
12. GÓNGORA, E. Modelo matemático multivariable para un proceso de enfriamiento industrial de sólidos en cilindros rotatorios horizontales. *Energética*, Vol. XXVIII, No. 2, 2007: 15 -25
13. HOSSAIN, M. A. Radiation-conduction interaction on mixed convection from a horizontal circular cylinder. *Heat and Mass Transfer* 35, 1998: 307-314
14. INCROPERA, F. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Tercera edición. La Habana: Editorial Pueblo y Educación, 2003 Tomo I, II. III.
15. IANNETTA, S. Experimental analysis of thermal fields in horizontally eccentric cylindrical annuli. *Experiments in Fluids* 12, 1992: 385-393
16. LAMORÚ, M. *Evaluación del proceso de transferencia de calor en el enfriamiento del mineral laterítico para diferentes condiciones de trabajo*. Góngora, E, Columbié, A. Tesis de Maestría. ISMMANJ. Moa, 2008. 54p.
17. MAHFOUZ, F. M. Heat convection from a cylinder performing steady rotation or rotary oscillation. *Heat and Mass Transfer* 34, 1999: 375-380
18. MAHFOUZ, F. M. Transient free convection from a horizontal cylinder placed in a micropolar fluid. *Heat and Mass Transfer* 39, 2003: 455-462
19. MOLLA, M. Natural convection flow from an isothermal horizontal circular cylinder with temperature dependent viscosity. *Heat Mass Transfer* 41, 2004: 594-598
20. Manual de Operaciones de la planta Hornos de Reducción de la empresa "Cmdte. Ernesto Che Guevara", 1985. 219p.



21. NAUMENKO, Y. V. Numerical calculation of the flow regimes of a fluid partially filling a horizontal rotating heat-exchange cylinder. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, Vol. 74, No. 3, 2001: 736-744
22. NAZAR, R. Mixed convection boundary-layer flow from a horizontal circular cylinder with a constant surface heat flux. *Heat and Mass Transfer* 40, 2004: 219–227
23. OLIVAS, P. On unsteady electrochemical coating of a cylinder at moderately large Reynolds number. *Journal of Applied Electrochemistry* 27, 1997: 1369-1379
24. PELLET, H. Thermofluiddynamic experiments with a heated and rotating circular cylinder in crossflow. *Experiments in Fluids* 2, 1984: 113-120
25. PENG, S. W. Theoretical analysis of laminar film condensation in a rotating cylinder with a scraper. *Heat and Mass Transfer* 34, 1998: 279-285
26. PANDAY, P. K. Experimental analysis of the local heat transfer coefficient of falling film evaporation with and without co-current air flow velocity. *Heat Mass Transfer* 41, 2005: 1066–1076
27. RODRÍGUEZ, I. Modelación por Elementos Finitos de la ruptura del tubo en el transportador de mineral laterítico reducido. *Minería y Geología* Vol.23 No.4, 2007. 13p.
28. RAMÍREZ, M. Identificación experimental del subproceso de postcombustión en un horno de reducción de níquel. *Minería y Geología* Vol. XVII I, No. 2, 2001: 61-66
29. ROHSENOW, W. M., M "A method of correlating heat transfer data for surface boiling liquids". *Trans. ASME*, 74, 969, 1952.
30. SCURTU, N. D. Free convection between two horizontal concentric cylinders filled with a porous medium a perturbed solution. *Acta Mechanica* 151, 2001: 115-125
31. SHRAGER, G. R. Modeling of the Viscous Flow with a Free Surface inside a Rotating Horizontal Cylinder. *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*, Vol. 39, No. 3, 2004: 283–289



32. TUNRA. Ore Cooler Evaluation. *The University of New Castle Research Associates Limited*, 1998. 18p.
33. TABERA, Y; R. *García. Estudio del comportamiento de los coeficientes de transferencia de calor en el proceso de enfriamiento del mineral laterítico a escala piloto*. Góngora, E; Retirado, Y. Tesis de grado. ISMMANJ. Moa, 2006. 61p.
34. a) VALLE, M. Evaluación de los enfriadores de mineral de la empresa Cmdte "Ernesto Che Guevara" de Moa (1). *Tecnología Química*, Vol. XX, No. 1, 2000: 70-77
35. b) VALLE, M. Evaluación de los enfriadores de mineral de la empresa Cmdte "Ernesto Che Guevara" de Moa (2). *Tecnología Química*, Vol. XX, No. 2, 2000: 10-15
36. WANG, T. Granule transport and mean residence time in horizontal drum with inclined flights. *Powder Technology* 162, 2004: 50 – 58
37. YAPICI, H. Transient temperature and thermally induced stress distributions in a partly-circumferentially heated cylindrical workpiece. *Heat Mass Transfer* 41, 2004:104–111

ANEXO 1. Resumen de las mediciones obtenidas en la instalación.

Tabla 1. Resumen de las mediciones obtenidas en Enero

No.	Flujos		Temperaturas (°C)		
	Mineral (t/h)	Agua (m ³ /h)	entrada mineral	salida mineral	agua de la piscina
1	39.00	27.50	769.16	261.20	80.37
2	39.00	28.48	769.62	261.73	81.10
3	39.05	31.33	768.11	253.69	77.08
4	40.00	22.60	764.54	244.54	81.42
5	40.00	27.51	770.24	269.82	81.97
6	40.00	28.57	774.39	249.07	80.65
7	40.00	29.43	779.88	240.19	79.20
8	40.00	30.42	770.50	246.09	77.39
9	40.00	32.77	786.18	203.53	76.48
10	40.00	33.63	761.37	203.91	76.71
11	41.00	27.38	771.78	248.13	82.04
12	41.00	28.53	778.34	268.00	79.86
13	41.00	29.56	781.52	254.52	79.61
14	41.00	30.39	777.19	261.32	79.71
15	41.00	31.14	765.47	253.04	77.94
16	41.00	32.69	788.93	208.77	76.44
17	41.00	34.13	753.46	215.59	76.64
18	41.08	29.78	761.15	261.40	78.82
19	41.17	29.03	767.75	245.64	79.39
20	41.20	28.59	779.08	218.77	79.73
21	41.40	27.58	768.42	240.08	78.65
22	41.40	29.67	776.49	266.86	79.69
23	41.40	30.18	763.37	281.15	79.52
24	41.60	26.92	776.10	224.25	82.04
25	41.60	27.37	769.28	225.23	80.76
26	41.60	28.07	751.81	224.90	76.92
27	41.60	33.82	752.20	226.33	77.85
28	41.60	34.10	746.35	229.94	77.62
29	41.65	32.50	757.52	244.82	76.20
30	41.65	33.78	763.10	225.40	80.44

ANEXO 1

Tabla 2. Resumen de las mediciones obtenidas en Febrero.

No.	Flujos		Temperaturas (°C)		
	Mineral (t/h)	Agua (m ³ /h)	entrada mineral	salida mineral	agua de la piscina
1	39.00	33.56	767.15	274.31	78.93
2	39.00	33.52	766.63	269.80	78.94
3	39.00	33.09	766.28	264.06	78.92
4	39.00	33.48	765.98	260.19	79.05
5	39.00	33.42	766.27	257.34	79.08
6	39.00	33.38	766.69	257.02	79.09
7	39.00	33.46	766.26	257.89	79.08
8	39.00	33.61	765.31	257.09	79.05
9	39.00	33.31	764.78	256.39	79.04
10	39.00	33.59	763.47	256.67	78.93
11	39.00	33.37	762.58	257.75	79.00
12	39.00	33.32	761.58	258.64	79.09
13	39.00	33.51	760.80	259.75	79.12
14	39.00	33.73	760.26	261.65	79.15
15	39.00	33.43	759.61	262.08	79.23
16	39.00	33.82	758.43	260.99	79.13
17	39.00	33.63	758.10	261.35	79.07
18	39.00	33.43	758.37	261.79	79.00
19	39.00	33.65	758.28	262.54	79.06
20	39.00	33.31	758.16	263.47	79.18
21	39.00	33.53	758.39	265.86	79.38
22	39.00	33.40	758.06	266.63	79.48
23	39.00	33.61	757.59	267.26	79.52
24	39.00	33.50	756.98	269.25	79.58
25	39.00	33.75	757.03	272.02	79.60
26	39.00	33.64	756.74	273.66	79.69
27	39.00	33.68	757.04	273.80	79.79
28	39.00	33.55	757.66	273.61	79.91
29	39.00	33.38	756.92	273.28	80.06
30	40.00	33.32	756.59	275.34	80.09

ANEXO 1

Tabla 3. Resumen de las mediciones obtenidas en Marzo.

No.	Flujos		Temperaturas (°C)		
	Mineral (t/h)	Agua (m ³ /h)	entrada mineral	salida mineral	agua de la piscina
1	37.80	25.65	754.34	276.46	85.70
2	38.00	31.53	730.59	216.14	85.46
3	38.00	37.30	762.13	244.13	72.02
4	38.00	38.32	760.03	252.80	73.59
5	38.80	24.62	749.39	299.34	86.22
6	39.00	35.74	759.14	277.97	83.72
7	39.00	32.16	747.56	257.16	85.33
8	39.00	20.97	750.08	306.11	86.18
9	39.00	36.55	764.80	227.66	85.42
10	39.00	37.52	762.09	229.53	76.73
11	39.00	33.60	767.57	261.08	85.22
12	39.00	38.42	763.49	246.30	83.79
13	39.00	25.71	758.54	227.33	74.99
14	39.00	37.40	759.32	262.77	76.75
15	39.00	36.39	766.22	254.25	77.30
16	39.00	30.71	771.49	216.74	80.36
17	39.00	29.15	766.95	226.06	82.07
18	39.60	30.93	756.10	301.09	83.35
19	39.60	31.09	752.59	304.87	83.16
20	39.60	37.79	749.88	305.95	83.25
21	39.60	38.06	748.45	314.13	82.75
22	39.60	27.75	779.54	321.13	74.05
23	39.60	28.11	775.50	317.85	74.03
24	39.80	30.53	758.14	314.63	86.84
25	39.80	36.47	756.40	260.45	76.08
26	39.80	32.85	769.25	305.76	79.94
27	39.80	33.41	761.25	291.24	75.52
28	39.80	34.24	758.04	289.09	73.16
29	40.00	35.80	762.01	264.10	85.71
30	40.00	38.14	753.13	266.06	85.07

ANEXO 1

Tabla 4. Resumen de las mediciones obtenidas en Abril.

No.	Flujos		Temperaturas (°C)		
	Mineral (t/h)	Agua (m ³ /h)	entrada mineral	salida mineral	agua de la piscina
1	29.00	26.92	758.24	238.94	82.05
2	29.00	26.92	758.40	222.22	82.01
3	29.00	26.93	758.01	231.12	82.01
4	29.00	26.95	760.28	212.49	81.48
5	29.00	26.98	760.55	213.19	81.46
6	29.00	26.99	760.75	211.54	81.53
7	29.00	26.99	759.13	215.87	82.02
8	29.00	27.00	759.56	214.52	81.85
9	29.00	27.03	758.46	207.88	81.42
10	29.00	27.03	759.83	213.58	81.79
11	29.00	27.04	759.89	212.71	81.79
12	29.00	27.06	761.01	212.88	81.49
13	29.00	27.06	759.23	210.37	81.46
14	29.00	27.07	758.40	226.42	82.01
15	29.00	27.07	758.36	235.85	82.02
16	29.00	27.08	758.08	205.32	81.45
17	29.00	27.09	758.86	218.35	82.04
18	29.00	27.09	760.93	214.52	81.49
19	29.00	27.11	759.69	212.57	81.72
20	29.00	27.12	760.98	213.92	81.49
21	29.00	27.23	757.82	204.06	81.42
22	29.00	27.23	760.28	211.79	81.61
23	30.00	27.25	755.16	240.25	81.57
24	30.00	27.48	753.35	239.71	81.59
25	30.00	27.25	752.14	238.73	81.60
26	30.00	27.12	750.77	238.20	81.50
27	30.00	27.26	750.00	237.12	81.51
28	31.00	30.86	778.02	165.34	80.47
29	31.00	30.86	786.48	197.29	81.93
30	31.00	30.88	789.51	176.19	81.11

ANEXO 2

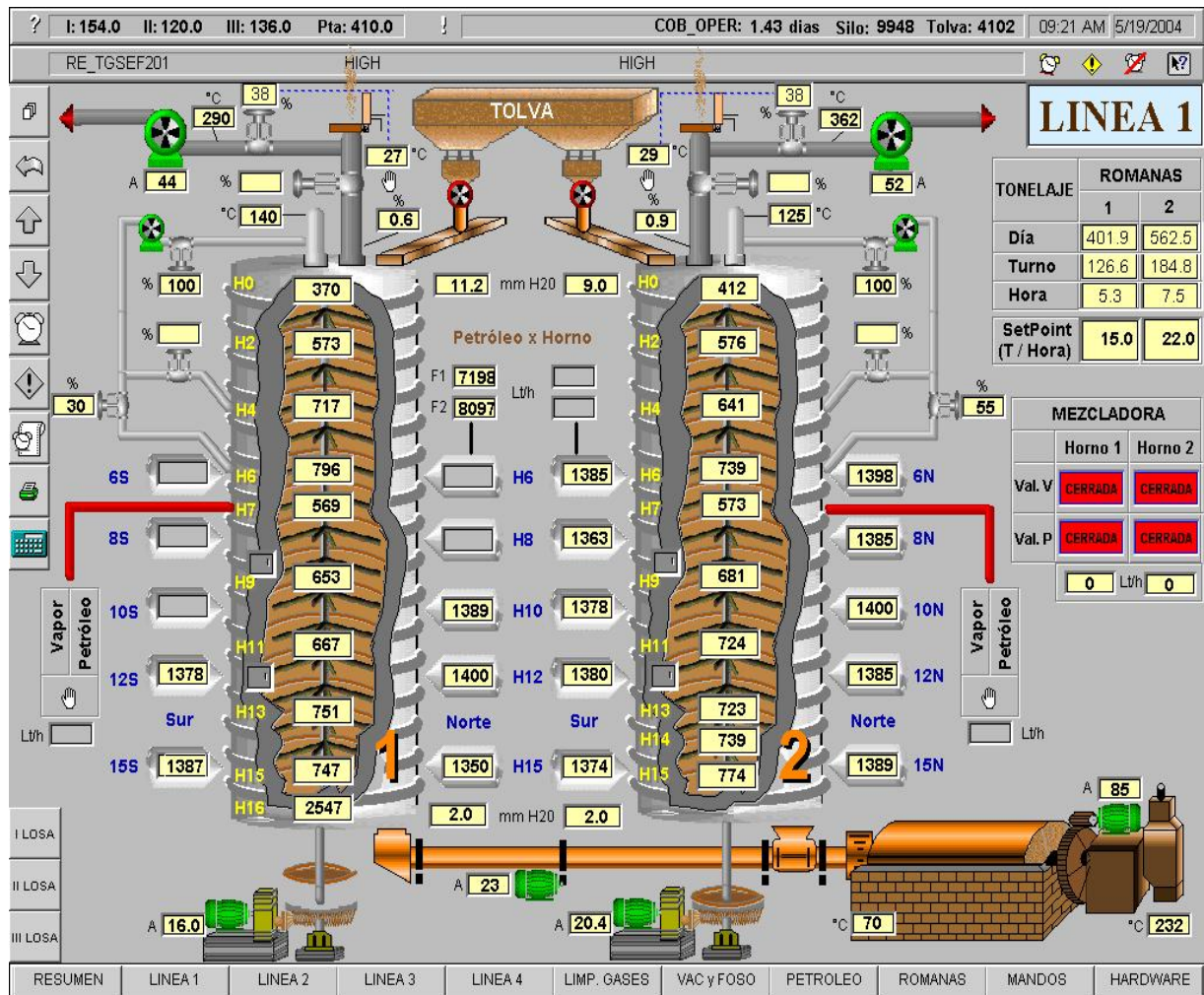


Figura 1 Representa el proceso de control de los parámetros correspondiente al proceso de enfriamiento del mineral.

Anexo 3. Hoja de cálculo

Preidentificación de los coeficientes superficiales de transferencia de calor.

n := 0, 1 .. 11

TEMPERATURAS

Flujo másico de mineral; t/h **del mineral a la entrada; K** **del mineral a la salida; K** **del agua en la piscina; K** **de la pared; K**

$Mm_n :=$	$\theta_n :=$	$\theta_{sn} :=$	$\theta_{fagua_n} :=$	$\theta_{pn} :=$
29 $\frac{\text{tonne}}{\text{hr}}$	981.68·K	434.16K	346.01K	330.68·K
	1004·K	450.78K	347.70K	330.68·K
37.80 $\frac{\text{tonne}}{\text{hr}}$	1012·K	464.49K	349.51K	330.68·K
	1020·K	476.68K	349.59K	330.68·K
38.80 $\frac{\text{tonne}}{\text{hr}}$	1025·K	512.68K	352.06K	330.68·K
	1033·K	534.67K	352.28K	330.68·K
39 $\frac{\text{tonne}}{\text{hr}}$	1038·K	539.86K	352.73K	330.68·K
	1043·K	547.08K	355.19K	330.68·K
40.07 $\frac{\text{tonne}}{\text{hr}}$	1062·K	554.3K	355.41K	330.68·K
	1063·K	580.36K	355.96K	330.68·K
40.25 $\frac{\text{tonne}}{\text{hr}}$	1065·K	583.16K	359.02·K	330.68·K
	1087·K	594.28K	360.13K	330.68·K
40.67 $\frac{\text{tonne}}{\text{hr}}$				
40.70 $\frac{\text{tonne}}{\text{hr}}$	$n_{rpm} := 0.102 \cdot \frac{1}{\text{sec}}$		Número de revoluciones del cilindro	
41.60 $\frac{\text{tonne}}{\text{hr}}$	$\rho_M := 3500 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$		Densidad del mineral; kg/m³	
41.75 $\frac{\text{tonne}}{\text{hr}}$	$\theta_{sat} := 373.15 \cdot \text{K}$		Temperatura de saturación del agua a la Po; K	
	$\theta_{aire} := 305.35 \cdot \text{K}$		Temperatura de saturación del aire; K	
42 $\frac{\text{tonne}}{\text{hr}}$				
42.60 $\frac{\text{tonne}}{\text{hr}}$	$Le := 30 \cdot \text{m}$		Longitud del enfriador; m	

Radio interior del cilindro; m

R1 := 1.52·m

Diámetro interior del enfriador; m

Di := 2·R1

Di = 3.04 m

$\xi_p := 0.90$

$\xi_s := 0.90$

Radio exterior del cilindro; m

R2 := 1.54·m

Diámetro exterior del enfriador; m

De := 2·R2

De = 3.08 m

Emisividad de la pared; (Incropera et al., 2003)

Emisividad del sólido; (Incropera et al., 2003)

$$\Omega := 0.295 \cdot \text{deg}$$

Ángulo de inclinación del cilindro

$$\sigma := 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^4}$$

Constante de Stefan-Boltzman

$$VM1 := 5.78 \cdot Di \cdot \Omega \cdot nrpm$$

Velocidad lineal del mineral dentro del cilindro; m/s

$$VM1 = 0.554 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Tiempo de retención del mineral; min; (Valle, 2000)

$$TR := \frac{Le}{VM1}$$

$$TR1 := 40 \cdot \text{min} \quad (\text{TUNRA, 1998})$$

$$TR = 54.184 \text{ min} \quad (\text{Valle, 2000})$$

$$VM := \frac{Le}{TR}$$

$$VM = 0.554 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

$$\theta_{1n} := \sqrt[3]{\frac{3 \cdot Mm_n}{2 \cdot R1^2 \cdot \rho M \cdot VM}}$$

$$\beta_{1n} := \text{asin}(\theta_{1n}) \cdot \frac{180}{\pi} \quad A_{1n} := \frac{2}{3} R1 \cdot \sin(\theta_{1n})$$

$$\theta_{1n} =$$

0.545
0.595
0.601
0.602
0.607
0.608
0.61
0.61
0.615
0.615
0.617
0.62

$$\beta_{1n} =$$

33.029
36.541
36.913
36.987
37.379
37.445
37.597
37.608
37.931
37.985
38.074
38.287

$$A_{1n} =$$

0.525
0.568
0.573
0.574
0.578
0.579
0.581
0.581
0.584
0.585
0.586
0.588

m

El calor del sólido a la pared se transmite por conducción, convección y radiación, de la pared del sólido a la pared cubierta y del sólido a la pared descubierta.

$$k := 1.13$$

Coef. de no-uniformidad de la temperatura del mineral

$$Cpm := 0.970 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Calor específico del mineral ; J/kgK; (Valle, 2000)

$$\gamma := 800 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Masa (a granel) del mineral; kg/m³; (Valle, 2000)

$\lambda_{mine_n} :=$

0.13 · $\frac{\text{watt}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
0.14 · $\frac{\text{watt}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
0.14 · $\frac{\text{watt}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
0.14 · $\frac{\text{watt}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
0.14 · $\frac{\text{watt}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
0.15 · $\frac{\text{watt}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
0.15 · $\frac{\text{watt}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
0.15 · $\frac{\text{watt}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
0.15 · $\frac{\text{watt}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
0.15 · $\frac{\text{watt}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
0.16 · $\frac{\text{watt}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
0.16 · $\frac{\text{watt}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

Conductividad térmica del mineral; W/m K; (TUNRA, 1998)

Coefficiente de transferencia de calor por conducción y radiación del mineral a la pared cubierta; W/m²K

$$\alpha_{pcs_n} := k \cdot \sqrt{C_{pm} \cdot \lambda_{mine_n} \cdot \gamma \cdot nr_{pm}} + \left[\sigma \cdot \frac{\xi_s \cdot \xi_p}{\frac{1}{\xi_s} + \frac{1}{\xi_p} - 1} \cdot \frac{(\theta_n)^4 - (\theta_{pn})^4}{\theta_n - \theta_{pn}} \right]$$

$\alpha_{pcs_n} =$

167.542	$\frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$
174.991	
176.141	
177.307	
178.044	
183.411	
184.165	
184.925	
187.873	
188.03	
192.385	
195.935	

Conductividad térmica del CO para temperatura de 200 a 527 °C ; (Incropera et al., 2003)

$\lambda_{CO_n} :=$

0.036 $\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
0.038 $\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
0.039 $\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
0.041 $\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
0.042 $\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
0.044 $\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
0.045 $\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
0.047 $\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
0.048 $\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
0.050 $\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
0.052 $\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
0.055 $\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

Coefficiente de transferencia de calor por convección del sólido al gas; W/m^2K

$$h_{g_n} := 4.36 \cdot \frac{\lambda_{co_n}}{Di}$$

$$h_{g_n} =$$

0.052
0.055
0.056
0.059
0.06
0.063
0.065
0.067
0.069
0.072
0.075
0.079

$$\frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Coefficiente de transferencia de calor por convección y radiación del mineral a la pared descubierta; W/m^2K

$$\alpha_{pds_n} := h_{g_n} + \sigma \cdot \xi_s \cdot \xi_p \cdot \frac{(\theta_n)^4 - (\theta_{p_n})^4}{\theta_n - \theta_{p_n}}$$

$$\alpha_{pds_n} =$$

64.727
68.547
69.953
71.381
72.283
73.743
74.666
75.597
79.202
79.397
79.787
84.13

$$\frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Área de la pared cubierta por el mineral por unidad de longitud; m

$$A_{pcs_n} := \frac{2 \cdot \pi \cdot Di \cdot \theta_{1_n}}{360 \cdot \text{deg}}$$

$$A_{pcs_n} =$$

1.657
1.81
1.826
1.829
1.846
1.848
1.855
1.855
1.869
1.871
1.875
1.884

$$m$$

Área de la pared descubierta por el mineral por unidad de longitud; m

$$A_{pds_n} := \pi \cdot Di \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot \theta_{1_n}}{360 \cdot \text{deg}} \right)$$

$$A_{pds_n} =$$

7.893
7.74
7.725
7.721
7.705
7.702
7.696
7.695
7.682
7.679
7.676
7.667

$$m$$

Área que ocupa el sólido; m^2

$$A_{sol_n} := A_{pcs_n} \cdot Le$$

$$A_{sol_n} =$$

49.709
54.3
54.775
54.869
55.366
55.449
55.641
55.655
56.062
56.13
56.241
56.508

$$m^2$$

Coefficiente de transferencia de calor del mineral a la pared por unidad de longitud; W/m K

$$K1_n := \alpha_{pcs_n} \cdot A_{pcs_n} + \alpha_{pds_n} \cdot A_{pds_n}$$

**Conductividad térmica del material;
W/m K ; (Incropera et al., 2003)**

$$K1_n =$$

788.533	$\frac{W}{m \cdot K}$
847.317	
861.965	
875.454	
885.52	
906.979	
916.179	
924.809	
959.489	
961.531	
973.089	
1.014 · 10 ³	

$$\lambda_{mate_n} :=$$

58.7 · $\frac{watt}{m \cdot K}$
58.7 · $\frac{watt}{m \cdot K}$
58.7 · $\frac{watt}{m \cdot K}$
58.7 · $\frac{watt}{m \cdot K}$
58.7 · $\frac{watt}{m \cdot K}$
58.7 · $\frac{watt}{m \cdot K}$
58.7 · $\frac{watt}{m \cdot K}$
58.7 · $\frac{watt}{m \cdot K}$
58.7 · $\frac{watt}{m \cdot K}$
58.7 · $\frac{watt}{m \cdot K}$
58.7 · $\frac{watt}{m \cdot K}$
58.7 · $\frac{watt}{m \cdot K}$
58.7 · $\frac{watt}{m \cdot K}$
58.7 · $\frac{watt}{m \cdot K}$
58.7 · $\frac{watt}{m \cdot K}$

Balance térmico para la pared.

Determinación del coeficiente de T.C total de la pared al agua.

$$\rho_{mate} := 7832 \cdot \frac{kg}{m^3} \quad \text{Densidad del material; } kg/m^3 ; \text{ (Incropera et al., 2003)}$$

$$V_{ch} := \pi \cdot (Le) \cdot (R2 - R1) \quad M_{mate} := \rho_{mate} \cdot \frac{V_{ch}}{30 \cdot m} \quad M_{mate} = 492.099 \frac{kg}{m^2}$$

$$V_{ch} = 1.885 m^2$$

**Volumen específico
del agua; m³/kg**

vespec_n :=

$1.024 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$
$1.025 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$
$1.026 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$
$1.026 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$
$1.028 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$
$1.028 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$
$1.028 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$
$1.030 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$
$1.030 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$
$1.030 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$
$1.033 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$
$1.034 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$

Densidad del agua; kg/m³

$$\rho_{\text{agua}_n} := \frac{1}{\text{vespec}_n}$$

$$\rho_{\text{agua}_n} = \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

976.563
975.61
974.659
974.659
972.763
972.763
972.763
970.874
970.874
970.874
968.054
967.118

**Coefficiente dinámico de
viscosidad; Ns/m²**

μ_n :=

$384 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{newton} \cdot \text{sec}}{\text{m}^2}$
$379 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{newton} \cdot \text{sec}}{\text{m}^2}$
$369 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{newton} \cdot \text{sec}}{\text{m}^2}$
$369 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{newton} \cdot \text{sec}}{\text{m}^2}$
$356 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{newton} \cdot \text{sec}}{\text{m}^2}$
$356 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{newton} \cdot \text{sec}}{\text{m}^2}$
$356 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{newton} \cdot \text{sec}}{\text{m}^2}$
$356 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{newton} \cdot \text{sec}}{\text{m}^2}$
$343 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{newton} \cdot \text{sec}}{\text{m}^2}$
$343 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{newton} \cdot \text{sec}}{\text{m}^2}$
$343 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{newton} \cdot \text{sec}}{\text{m}^2}$
$343 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{newton} \cdot \text{sec}}{\text{m}^2}$
$327 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{newton} \cdot \text{sec}}{\text{m}^2}$
$324 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{newton} \cdot \text{sec}}{\text{m}^2}$

Conductividad térmica del fluido; W/m K ; (Incropera et al., 2003)

$k_{f_n} :=$

$0.668 \frac{W}{m \cdot K}$
$0.668 \frac{W}{m \cdot K}$
$0.668 \frac{W}{m \cdot K}$
$0.668 \frac{W}{m \cdot K}$
$0.668 \frac{W}{m \cdot K}$
$0.669 \frac{W}{m \cdot K}$
$0.669 \frac{W}{m \cdot K}$
$0.669 \frac{W}{m \cdot K}$
$0.671 \frac{W}{m \cdot K}$
$0.671 \frac{W}{m \cdot K}$
$0.671 \frac{W}{m \cdot K}$
$0.673 \frac{W}{m \cdot K}$
$0.674 \frac{W}{m \cdot K}$

Número de Reynolds

$$Re_{1_n} := \frac{\rho_{agua_n} \cdot V_{agua} \cdot D_e}{\mu_n}$$

$Re_{1_n} =$

1.288·10 ⁵
1.304·10 ⁵
1.338·10 ⁵
1.338·10 ⁵
1.384·10 ⁵
1.384·10 ⁵
1.384·10 ⁵
1.434·10 ⁵
1.434·10 ⁵
1.434·10 ⁵
1.5·10 ⁵
1.512·10 ⁵

Velocidad del fluido; m/s

$$V_{agua} := \frac{\pi \cdot n \cdot r_{rpm}}{30} \cdot R_2$$

$$V_{agua} = 0.016 \frac{m}{s}$$

Constantes para flujo por el exterior de cilindros; (adimensionales)

Constantes para flujo por el exterior de cilindros		
R_{eD}	C	M
0,4 - 4	0,989	0,33
4 - 40	0,911	0,385
40 - 4000	0,683	0,466
4000 - 40 000	0,193	0,618
40 000 - 400 000	0,027	0,805

Fuente: Incropera, 2003. $C_{\text{www}} := 0.027$ $M := 0.805$

Número de Prandtl; (Incropera et al., 2003)

$Pr_n :=$

2.41
2.38
2.32
2.32
2.23
2.23
2.23
2.14
2.14
2.14
2.04
2.02

Coefficiente de transferencia de calor por convección; W/m² K

$$\alpha_{c_{agua_n}} := \frac{k_{f_n} \cdot \left[C \cdot (Re_{1_n})^M \cdot (Pr_n)^{\frac{1}{3}} \right]}{D_e}$$

$\alpha_{c_{agua_n}} =$

101.984
102.556
103.818
103.818
105.452
105.452
105.452
107.328
107.328
107.328
109.84
110.373

$\frac{W}{m^2 \cdot K}$

Hagua := 1·m *Altura del agua de la piscina con respecto al enfriador; m*

$$\Pi pca := \frac{2 \cdot \text{acos}\left(1 - \frac{\text{Hagua}}{R2}\right)}{180 \cdot \text{deg}}$$

$\Pi pca = 0.772$ *Área del enfriador que está sumergido en el agua*

$$\Pi pda := \frac{360 \cdot \text{deg} - 2 \cdot \text{acos}\left(1 - \frac{\text{Hagua}}{R2}\right)}{180 \cdot \text{deg}}$$

$\Pi pda = 1.228$ *Área del enfriador no sumergida en el agua*

Coefficiente de transferencia de calor de la pared por unidad de longitud al agua de la piscina; W/m K

$$K2_n := \frac{1}{\frac{\ln\left(\frac{De}{Di}\right)}{2\pi \lambda_{mate_n}} + \frac{1}{2\pi \cdot \alpha_{cagua_n} \cdot De}}$$

$$K3_n := K1_n + K2_n$$

$K2_n =$

1.845·10 ³	$\frac{W}{m \cdot K}$
1.854·10 ³	
1.876·10 ³	
1.876·10 ³	
1.903·10 ³	
1.903·10 ³	
1.903·10 ³	
1.935·10 ³	
1.935·10 ³	
1.935·10 ³	
1.977·10 ³	
1.986·10 ³	

$K3_n =$

2.633·10 ³	$\frac{\text{watt}}{m \cdot K}$
2.702·10 ³	
2.738·10 ³	
2.751·10 ³	
2.789·10 ³	
2.81·10 ³	
2.819·10 ³	
2.859·10 ³	
2.894·10 ³	
2.896·10 ³	
2.95·10 ³	
3·10 ³	

Balance térmico para el agua.

Determinación del coeficiente de T.C total del agua al aire.

Velocidad del aire; m/s

Coefficiente de difusión de masa; m²/s ; (Incropera et al., 2003)

Coefficiente cinemático de viscosidad del aire; m²/s

$$\text{Vaire} := 2.2 \cdot \frac{m}{\text{sec}}$$

$$\text{DAB} := 0.26 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{m^2}{\text{sec}}$$

$$\text{vaire} := 15.89 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{m^2}{\text{sec}}$$

Número de Reynolds

Número de Schmidt

Número de Sherwood

$$\text{Reaire} := \frac{\text{Vaire} \cdot De}{\text{vaire}}$$

$$\text{Sc} := \frac{\text{vaire}}{\text{DAB}}$$

$$\text{Sh} := 0.0296 \text{Reaire}^{\frac{4}{5}} \cdot \text{Sc}^{\frac{1}{3}}$$

$$\text{Reaire} = 4.264 \times 10^5$$

$$\text{Sc} = 0.611$$

$$\text{Sh} = 801.472$$

Coefficiente de transferencia de masa; m/s

$$hm := \frac{Sh \cdot DAB}{De} \quad hm = 6.766 \times 10^{-3} \frac{m}{s}$$

Volumen específico del vapor de agua a la temperatura del aire a 32°C; m³/kg

Densidad del vapor de agua a la temperatura del aire; kg/m³

$$vva := 27.90 \cdot \frac{m^3}{kg}$$

$$\rho va := \frac{1}{vva} \quad \rho va = 0.036 \frac{kg}{m^3}$$

$$vvas := 4.683 \cdot \frac{m^3}{kg}$$

Volumen específico del vapor de agua saturado a la temperatura de la superficie 70°C; m³/kg

$$\rho vas := \frac{1}{vvas}$$

Densidad del vapor saturado a la temperatura de la superficie; kg/m³

$$\rho vas = 0.214 \frac{kg}{m^3}$$

$$hfgv_n :=$$

Calor latente de vaporización a la temperatura del agua en la piscina; J/kg

$2326 \cdot 10^3 \cdot \frac{joule}{kg}$
$2324 \cdot 10^3 \cdot \frac{joule}{kg}$
$2319 \cdot 10^3 \cdot \frac{joule}{kg}$
$2319 \cdot 10^3 \cdot \frac{joule}{kg}$
$2311 \cdot 10^3 \cdot \frac{joule}{kg}$
$2311 \cdot 10^3 \cdot \frac{joule}{kg}$
$2311 \cdot 10^3 \cdot \frac{joule}{kg}$
$2304 \cdot 10^3 \cdot \frac{joule}{kg}$
$2304 \cdot 10^3 \cdot \frac{joule}{kg}$
$2304 \cdot 10^3 \cdot \frac{joule}{kg}$
$2293 \cdot 10^3 \cdot \frac{joule}{kg}$
$2291 \cdot 10^3 \cdot \frac{joule}{kg}$

$$Aagua := \pi \cdot De$$

Área ocupada por el agua; m

$$Aagua = 9.676 \text{ m}$$

$$Na := hm \cdot Aagua \cdot (\rho vas - \rho va) \quad \text{Cantidad de agua vaporizada; kg/ms}$$

$$Na = 0.012 \frac{kg}{s \cdot m} \quad Nad := Na \cdot 30 \cdot m \cdot 24 \cdot 12 \quad Nad = 3.618 \times 10^5 \frac{kg}{hr}$$

Coefficiente de transferencia de calor por convección y evaporación del agua al medio; W/m²K

$$\alpha_{agua_n} := \frac{hfgv_n \cdot [hm \cdot (\rho vas - \rho va)]}{\theta_{fagua_n} - \theta_{aire}}$$

$$\alpha_{agua_n} =$$

68.775	$\frac{watt}{m^2 \cdot K}$
65.974	
63.134	
63.019	
59.481	
59.202	
58.64	
55.577	
55.332	
54.731	
51.364	
50.28	

Coeficiente de transferencia de calor del agua al medio por unida d de longitud; W/mK

$K4_n := \alpha_{agua_n} \cdot A_{agua}$

$K4_n =$

$K5_n := K2_n + K4_n$

$K5_n =$

665.475	$\frac{\text{watt}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
638.369	
610.887	
609.782	
575.545	
572.847	
567.406	
537.766	
535.403	
529.584	
497.006	
486.51	

$2.51 \cdot 10^3$	$\frac{\text{watt}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
$2.493 \cdot 10^3$	
$2.486 \cdot 10^3$	
$2.485 \cdot 10^3$	
$2.479 \cdot 10^3$	
$2.476 \cdot 10^3$	
$2.47 \cdot 10^3$	
$2.472 \cdot 10^3$	
$2.47 \cdot 10^3$	
$2.464 \cdot 10^3$	
$2.474 \cdot 10^3$	
$2.472 \cdot 10^3$	

