

UNIVERSIDAD DE MATANZAS

FACULTAD CIENCIAS TÉCNICAS DEPARTAMENTO QUÍMICA



Trabajo de Diploma

Título: Propuesta para la utilización de la flemaza residual en la destilería de la corporación CubaRon de Cárdenas

Autor: Denise Casola Pérez

Universidad de Matanzas

Tutores: Drc. Agustín Benítez Hernández

Universidad de Matanzas

Ing.: María de los Ángeles Rodríguez

Cuba Ron Cárdenas

Junio, 2018

Declaración de autoridad

Declaro ser el único autor de este trabajo de diploma titulado: *Propuesta para la utilización de la flemaza residual en la destilería de la corporación Cuba Ron de Cárdenas*. Autorizo a la Universidad de Matanzas Camilo Cienfuegos a hacer uso de este para futuras investigaciones. Autorizo para su uso también a la Corporación Cuba Ron que fue la empresa objeto de estudio.

Nota de aceptación

Presidente del Tribunal

Firma

Miembro del Tribunal

Firma

Miembro del Tribunal

Firma

Institución

Fecha

Pensamiento

Nunca consideres el estudio como un deber, sino una oportunidad para penetrar en el bello y maravilloso mundo del saber.

A. Einstein

Dedicatoria

A mi mamá por ser mi fuente de inspiración.

A mi abuela Romilda por su incondicionalidad.

A la memoria de mi abuelo Freddy.

Agradecimientos

A mi abuela Romilda por siempre estar presente y darme su apoyo a lo largo de toda mi vida.

A mi abuelo Freddy que aunque no pudo estar a mi lado en esta etapa de mi vida desde pequeña me enseñó que con los números solo hay que perseverar.

A mi mamá querida por ser mi inspiración, mi ejemplo y una madre excepcional que siempre ha estado presente para mí en todo momento dándome su apoyo y tolerándome siempre en las situaciones de tensión.

A mi papá por su preocupación a lo largo de toda la carrera.

A mi tía Marlen y mis primas por estar siempre ahí para mí y por su preocupación durante toda la carrera.

A mi tutor Agustín Benítez por su infinita paciencia, dedicación, orientación y porque a pesar de su agenda concurrida siempre tuvo tiempo para atenderme y por dar siempre lo mejor para todo lo que lo necesite.

A la Ing. María de los ángeles Rodríguez por darme todo su apoyo, dedicación, orientación y estar siempre disponible en cualquier momento.

A todos mis profesores porque no solo me prepararon para ser ingeniera sino para ser un mejor ser humano y dar siempre lo mejor de mí.

A Cynthia y Patricia por darme su apoyo incondicional siempre, por ser pacientes y dedicadas a la hora de aclararme una duda, por ser unas compañeras de estudio inigualables y enseñarme el valor de la amistad verdadera.

A todos mis compañeros de año por las gratas memorias de esta etapa de mi vida que siempre tendré.

A todas aquellas personas de las que necesite en un momento u otro y pude contar con su apoyo.

Resumen

El presente trabajo de diploma se desarrolla en la destilería de alcohol perteneciente a la corporación Cuba Ron, ubicada en el municipio de Cárdenas provincia de Matanzas. En este se propone hacer el diseño de un sistema que permita la utilización de la flemaza residual del proceso como agua de enfriamiento. Para esto es necesario disminuir la temperatura de la misma puesto que se obtiene con 95 °C y en tales condiciones ningún sistema de enfriamiento puede procesarla. Se plantean dos alternativas para la recuperación del residual. La primera consiste en diseñar un intercambiador de calor con el que se pueda disminuir la temperatura y aprovechar el valor calórico del fluido. La segunda consiste en someter el fluido a condiciones ambientales en un tanque que se encuentra en desuso en la fábrica para lo que se determina un modelo matemático que permita predecir cuanto disminuirá la temperatura y en cuanto tiempo se alcanzaría ese valor. Una vez conocidos los valores de temperatura del residual arrojados por las alternativas anteriores se evalúa el sistema de enfriamiento de la industria para conocer si está en condiciones de procesar el residual o es necesario someterlo a alguna modificación.

Summary

The present diploma work is developed in the distillery of alcohol belonging to the corporation Cuba Ron ,located in the municipality of Cardenas province of Matanzas .It's purpose is to design a system that allows the use of the residual phlegm of the process as cooling wáter. For this it is necessary to lower the temperature of the same since it is obtained at 95°C and in such conditions no cooling system can process it .two alternatives are proposed for the recovery of the reactive .this first is to design a heat exachanger with which you can reduce the temperature and take advantage of the caloric value of the fluid.the second is to subject the fluid to environmental conditions in a tank that is in disuse in the factory for which a mathematical model is determined to predict how much it will decrease the temperature and in how much time that value would be reached.Once the temperature values determined by the previous alternatives are known,the cooling system of the industry is evaluated to know if it is in conditiones to process the residual or if it is necessary to subject it to some modification .

Tabla de contenido

Introducción.....	1
Capítulo 1: Análisis bibliográfico.....	3
1.1 Generalidades del proceso de producción.....	4
1.2 Equipos de intercambio de calor	4
1.2.1 Intercambiadores de calor.....	5
1.2.2 Intercambiadores de tubo y coraza.....	6
1.3 Sistemas de enfriamiento.....	8
1.3.1 Circuitos abiertos con agua de ríos, mar o lagos	9
1.3.2 Torres de enfriamiento.....	10
1.3.3 Estanques de enfriamiento.....	11
1.4 Modelación matemática de sistemas.....	12
1.4.1 Clasificación del modelo matemático.....	13
1.4.2 Niveles de descripción	16
1.4.3 Aplicaciones de la modelación de sistemas.....	17
1.5 Convección y radiación como mecanismos de transferencia de calor.....	19
1.5.1 Convección.....	19
1.5.2 Radiación.....	20
1.6 Conclusiones parciales del capítulo.....	20
Capítulo 2: Materiales y métodos.....	21
2.1 Descripción tecnológica del proceso de destilación de alcohol fino.....	21
2.2 Descripción tecnológica del sistema de enfriamiento.....	22
2.3 Descripción tecnológica del área energética de la industria.....	22
2.4 Alternativas de uso para la flemaza residual	23

2.5 Adaptación realizada por la Chemical Engineering design a la metodología de Kern (1969) para diseño térmico de un intercambiador de tubo y coraza.....	23
2.5.1 Determinación de las temperaturas calóricas de los fluidos.....	23
2.5.2 Obtención de las propiedades físicas de los fluidos a las temperaturas calóricas.....	24
2.5.3 Realizar balance de energía para ambos fluidos.....	24
2.5.4 Cálculo del área de transferencia de calor y determinación del número de tubos.....	24
2.5.5 Determinación del coeficiente individual de transferencia de calor por el lado de los tubos.....	25
2.5.6 Determinación del coeficiente individual de transferencia de calor por el lado de la coraza.....	25
2.5.7 Determinación del coeficiente global de transferencia de calor.....	26
2.5.8 Determinación de la caída de presión	27
2.5.9 Determinación del sobre diseño y sobre superficie.....	28
2.6 Metodología de diseño y evaluación de sistemas de enfriamiento por aspersion Hugot (1987).....	29
2.6.1 Determinación del enfriamiento máximo permisible.....	29
2.6.2 Profundidad.....	29
2.6.3 Superficie.....	29
2.6.4 Distribución de las boquillas.....	30
2.6.5 Selección de las boquillas.....	30
2.6.6 Presión en las boquillas.....	30
2.6.7 Capacidad por boquilla.....	30
2.6.8 Numero de boquillas.....	31
2.6.9 Superficie del estanque correspondiente a una boquilla.....	31
2.6.10 Área de aspersion de la piscina.....	31

2.6.11 Área total de la piscina.....	31
2.6.12 Perdidas de agua	31
2.7 Metodología para la determinación del modelo matemático que describa la variación de temperatura en el tanque analizado como variante para la utilización de la flemaza.....	32
2.7.1 Determinación del nivel de descripción que ajusta al estudio a realizar.....	32
2.7.2 Obtener según la bibliografía las ecuaciones de balances correspondientes al nivel de descripción determinado y con los cuales se le pueda dar solución al estudio.....	32
2.7.3 Ajustar las ecuaciones obtenidas al estudio eliminando los términos correspondientes según las características del mismo.....	32
2.7.4 Solucionar el modelo según la clasificación matemática que corresponda...	34
2.7.5 Clasificación del modelo matemáticos	36
Capítulo 3 :Análisis de resultados	37
3.1 Breve caracterización de la flemaza.....	37
3.2 Cálculos del diseño térmico del intercambiador de tubo y coraza.....	38
3.2.1 Determinación de las temperaturas calóricas para los fluidos.....	39
3.2.2 Obtención de las propiedades físicas de los fluidos a las temperaturas calóricas.....	39
3.2.3 Balance de energía para ambos fluidos	40
3.4.4 Cálculo del área de transferencia de calor y determinación del número de tubos.....	40
3.2.5 Determinación del coeficiente individual de transferencia de calor por el lado de los tubos.....	43
3.2.6 Determinación del coeficiente individual de transferencia de calor por el lado de la coraza.....	44
3.2.7 Determinación del coeficiente global de transferencia de calor.....	45
3.2.8 Determinación de la caída de presión	45
3.2.9 Determinación del sobre diseño y sobre superficie.....	49

3.2.10 Costo del equipo diseñado	47
3.3 Evaluación de sistemas de enfriamiento por aspersion.....	48
3.3.1 Determinación del enfriamiento máximo permisible.....	49
3.3.2 Profundidad.....	49
3.3.3 Superficie.....	50
3.3.4 Distribución de las boquillas.....	50
3.3.5 Selección de las boquillas.....	51
3.3.6 Presión en las boquillas.....	51
3.3.7 Capacidad por boquilla.....	51
3.3.8 Numero de boquillas.....	51
3.3.9 Superficie del estanque correspondiente a una boquilla.....	52
3.3.10 Área de aspersion de la piscina.....	52
3.3.11 Área total de la piscina.....	52
3.3.12 Perdidas de agua	52
3.3.13 Comparación ente las características del enfriadero actual y las características ante las nuevas condiciones.....	53
3.4 Metodología para la modelación matemática de un tanque para el enfriamiento de la flemaza.....	54
3.5 Análisis de los resultados obtenidos	56
Conclusiones.....	57
Recomendaciones.....	58
Nomenclatura.....	59
Bibliografía.....	65
Anexos.....	70

Introducción:

La Destilería de la Ronera Cárdenas es una Unidad Empresarial de Base, cuya misión fundamental es la obtención de alcohol fino A (95 – 96 °GL) que se utiliza como materia prima en la fabricación de rones de exportación y de consumo nacional. Este se obtiene a partir del alcohol técnico B o Flema (mezcla etanol – agua). Cuenta con un sistema de destilación formada por tres columnas: Desflemadora, Rectificadora y Recuperadora. (Zamora ,2009).

Es de gran importancia el buen funcionamiento de todo el conjunto operacional, principalmente que el sistema de condensación cumpla eficazmente la doble función de: garantizar el reflujo líquido a las columnas de destilación y la separación de componentes volátiles.

La ineficacia de esta operación puede traer las siguientes consecuencias:

- Deterioro de la calidad en el producto final.
- Baja eficiencia operacional debido al escape a la atmósfera de compuestos no condensados.
- Descontrol del proceso.
- Desviaciones del índice de consumo de alcohol flema por arrastre de etanol en la composición del subproducto (alcohol D).
- Sobre consumo de portadores energético por concepto de restablecimiento de parámetros de calidad en caso de deterioro de la misma.

En esta planta la operación de condensación de los vapores alcohólicos utiliza agua como agente refrigerante procedente de una red de tuberías que tiene su centro en una piscina de enfriamiento, que es la encargada de enfriar y recolectar la misma, siendo bombeada posteriormente para el sistema de condensación, por lo que en gran medida la eficacia en la separación de compuestos volátiles (impurezas), y la eficiencia de la planta está estrechamente ligada a lo que ocurra en dicha operación y por consiguiente en el sistema de enfriamiento.(León,2010)

La empresa se ha caracterizado por hacer mejoras en su proceso productivo que le permitan elaborar un producto de mayor calidad de la manera más eficiente posible. Teniendo en cuenta lo planteado por León (2010) y que el residual del proceso de fabricación conocido como flemaza o “agua de Lutero” actualmente es enviado a la zanja la utilización de este en el sistema de enfriamiento traería consigo que la planta dejaría de verter el residual y sería capaz de darle un uso. Debido a la importancia esto se propone llevar a cabo la investigación.

Problema: ¿Cómo hacer uso en la fábrica de la flemaza residual?

Hipótesis: Si se utiliza la flemaza como agua de enfriamientos esta sería aprovechada por la industria.

Objetivo: Diseñar un sistema que permita la utilización de la flemaza como agua de enfriamiento.

Objetivos específicos:

- Valorar las alternativas existentes en la empresa para la utilización de flemaza como agua de enfriamiento.
- Diseñar un intercambiador de calor que sea económicamente factible para disminuir la temperatura de la flemaza.
- Determinar un modelo matemático que permita predecir cuanto disminuye la temperatura del residual si se expone a condiciones ambientales en un tanque.
- Probar que el sistema de enfriamiento actual de la entidad es capaz de procesar la flemaza como agua de enfriamiento mediante una evaluación de los parámetros de diseño de este.

Capítulo 1: **Análisis bibliográfico.**

1.1 Generalidad del proceso de producción.

El proceso de obtención de los alcoholes se basa en la destilación de los vinos fermentados obtenidos a partir de la fermentación de los azúcares presentes en los subproductos de la elaboración del azúcar de caña o los productos intermedios de ese proceso susceptibles de ser fermentados, por efecto de la acción de cultivos de levaduras apropiadas (NC: 792:2015).

En concordancia con lo anteriormente expuesto Días et al (2011) plantea que una vez que en la fermentación se ha obtenido el por ciento alcohólico requerido en el vino, éste pasa a la etapa de destilación para alcanzar el grado alcohólico deseado en dependencia del tipo de alcohol que se quiera producir. En la etapa de destilación, la tecnología en Cuba se basa en la configuración que por décadas ha sido empleada en las destilerías brasileñas.

La destilación es un proceso de separación mediante el cual es posible la disociación de una mezcla de líquidos solubles de puntos de ebullición próximos en sus fracciones componentes mediante la aplicación de remoción con calor (León, 2009).

La destilación de alcohol para la producción de bebidas a nivel mundial goza de diversas marcas de gran calidad y prestigio. Cuba se ha visto obligada a perfeccionar continuamente sus procesos de producción para garantizar un lugar reconocido en el mercado internacional. La fabricación de alcohol en Cuba es desarrollada por la compañía Cuba Ron S.A, la cual utiliza los azúcares fermentables presente en los subproducto de la industria azucarera, a través de la destilación de estos se obtiene el alcohol etílico fino el cual cumple con los requisitos de calidad existente en el mercado para este tipo de producto y producir de bebidas capaces de complacer los gustos más refinados.

1.2 Equipos de intercambio de calor.

En los grandes procesos químicos de la industria se generan enormes cantidades de calor que debe ser removido para que todas las unidades operen eficientemente. Los equipos de transferencia de calor más comúnmente utilizados son los intercambiadores de calor y condensadores (Obregón ,2017).

Fonseca (2009) plantea que un equipo de intercambio de calor es el que transfiere energía térmica desde una fuente o fluido de mayor temperatura hacia un fluido de menor temperatura generalmente con ambos fluidos moviéndose a través del equipo. Esta transferencia puede realizarse por contacto directo entre fluidos o a través de una pared que separa la fuente de transmisión y el fluido o fluidos.

Según Kern(1969) un equipo de transferencia de calor se define por la función que desempeña en el proceso .Los intercambiadores recuperan calor entre dos corrientes en un proceso .Los calentadores se usan primeramente para calentar fluidos de proceso , y generalmente se usa vapor para este fin , aun cuando en las refinerías de petróleo el aceite caliente recirculado tiene ese mismo propósito .Los enfriadores se utilizan para enfriar fluidos de un proceso, el agua es el medio enfriador principal .Los condensadores son enfriadores cuyo propósito principal es eliminar calor latente en lugar de calor sensible . Los hervidores tienen el propósito de suplir los requerimientos de calor en los procesos de destilación como calor latente .Los evaporadores se emplean para la concentración de soluciones por evaporación de agua. Si además del agua se vaporiza cualquier otro fluido, la unidad es un vaporizador.

Años más tarde y de acuerdo con lo que planteado por Kern (1969) .Fonseca (2009) afirma que las funciones de los equipos de intercambio de calor son muy variadas y reciben diferentes nombres:

Condensador: Son enfriadores cuyo propósito es eliminar el calor latente.

Enfriador: Enfría un fluido generalmente por medio de agua.

Calentador: Aplica calor sensible a un fluido.

Rehervido: Conectado a la base de una torre fraccionadora proporciona calor de re-ebullición que se necesita para la destilación.

Vaporizador: Un calentador que vaporiza parte del líquido.

Coincidiendo también Reyes (2014) con que los intercambiadores de calor se utilizan en la mayoría de los sistemas térmicos de las industrias y representan el vehículo más usado para la transferencia de calor en los procesos industriales. Ellos son seleccionados para servicios tales como: enfriamiento de líquidos o gases, procesos donde se condensen vapores de refrigerantes o condensación de vapor de agua, procesos de evaporación de refrigerantes agua u otros líquidos; procesos de extracción de calor y calentamiento regenerativo del agua de alimentación a calderas; para la recuperación del calor en efluentes gaseosos y líquidos residuales calientes, para el enfriamiento de aire y aceite de lubricación en compresores, turbinas y motores, mediante camisas de enfriamiento y muchas otras aplicaciones.

De esta forma se puede concluir que los equipos de intercambio de calor son de gran importancia y utilidad dentro de la industria, pues son varias las funciones que pueden desempeñar dentro de un proceso productivo.

1.2.1 Intercambiadores de calor.

Los intercambiadores de calor están presentes en la mayoría de los sistemas térmicos complejos de las industrias y representan el vehículo más ampliamente usado para la transferencia de calor en las aplicaciones de los procesos industriales (Arzu, 2011).

Reafirmando Reyes (2013) lo anteriormente expuesto plantea que los intercambiadores de calor son un componente integral de todos los sistemas térmicos.

Reyes (2013) plantea también que los diseños de intercambiadores de calor deben adaptarse bien a las aplicaciones en que se utilizan, de lo contrario sus comportamientos serán engañosos y sus costos excesivos. Diseñar un de intercambiadores de calor puede ser una tarea compleja y son útiles las

herramientas avanzadas de optimización para identificar el intercambiador de calor mejor y más barato para una demanda específica.

El condensador es un tipo de intercambiador de calor en el cual el vapor pasa al estado líquido al remover el calor latente con la ayuda de un refrigerante.

Para lograr la condensación del vapor se puede utilizar agua como refrigerante (Sistema húmedo) o aire (sistema seco). Como consecuencia de la transferencia de calor que se produce en el condensador se aumenta la temperatura del refrigerante. (Moreno.2016).

Martínez (2009) afirma que los intercambiadores de calor son frecuentemente caracterizados por su construcción, los tres principales tipos de construcción son:

- Intercambiador de calor de doble tubo.

- Intercambiador de calor de placas.

- Intercambiador de calor de coraza y tubos.

a) Intercambiador de calor de doble tubo: Este intercambiador de calor consiste en un tubo pequeño dentro de otro tubo de mayor diámetro, circulando uno de los fluidos en el interior del tubo de menor diámetro y el otro fluido entre ambos, pueden operar con flujo en paralelo y/o contracorriente.

b) Intercambiador de calor de placas. Un intercambiador de placas es un armazón con placas corrugadas o ranuras de metal. La armazón incluye una placa fija, una placa de presión y partes de conexión a presión. Las placas son presionadas unas a otras sobre una armazón.

c) Intercambiador de coraza y tubos: En este intercambiador un fluido fluye por el interior de los tubos (lado de los tubos), mientras el otro es forzado a través de la coraza o casco y sobre el exterior de los tubos lado del casco.

Los intercambiadores de calor se utilizan para controlar la energía calórica, los intercambiadores de calor son dispositivos que regulan eficientemente el calor transferido de un fluido a otro (Primo ,2010).

1.2.2 Intercambiadores de tubo y coraza.

Patel y Rao (2010) plantean que los intercambiadores de calor de tubo y coraza son el tipo más común en los procesos industriales. Además, mencionan que la

minimización del costo de estos equipos es un objetivo clave para diseñadores y usuarios.

De acuerdo con esto Hajabdollahi (2011) asegura que Investigaciones reciente sobre los intercambiadores de calor se ha enfocado en lograr la reducción del costo de estos equipos y del área de transferencia de calor.

Coincidentemente Reyes (2013) opina que los intercambiadores de calor de tubo y coraza son el tipo más usado de los intercambiadores de calor. Los mismos se aplican en numerosas instalaciones industriales. La minimización de los costos de estos intercambiadores de calor es un objetivo tanto para los diseñadores como para los usuarios. El diseño del intercambiador de calor implica procesos complejos, incluyendo la selección de los parámetros geométricos y parámetros de funcionamiento.

Los intercambiadores de tubo y coraza se utilizan ampliamente en muchas plantas industriales de generación de potencia, así como en las industrias química, petroquímica, y del petróleo. Hay parámetros que no se pueden obviar en el diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza tales como el diámetro del tubo, disposición de los tubos, separación de los deflectores y la relación de corte del deflector. La eficiencia y el costo son dos parámetros importantes en el diseño de un intercambiador de calor. El costo total incluye la inversión de capital para el equipo (área superficial del intercambiador de calor) y el costo operativo (relacionado con los gastos de energía para el bombeo). La disposición y colocación de los tubos, el diámetro del tubo, el espaciamiento entre los tubos, la longitud del tubo, el número de tubos, la relación de espacio entre los deflectores y la relación de corte del deflector.

Cuadrado (2010) plantea que cuando se requiere grandes superficies de transferencia de calor, para satisfacer las necesidades industriales, aquellas pueden ser obtenidas más eficientemente por medio de intercambiadores de casco y tubos. La finalidad de este tipo de intercambiador de calor es la de transferir calor entre el fluido que va por el lado del casco y el fluido que va por el lado de los tubos, como el fluido circula por separado en una cámara de

intercambiador, los fluidos nunca se mezclan, y la transferencia de calor ocurre por convección y conducción a través de los tubos.

Butterworthen (2002) introdujo en el diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza la influencia de la temperatura local y de la velocidad en el grado de ensuciamiento. El autor señala que la resistencia al ensuciamiento se considera por la mayoría de los diseñadores como una constante, lo cual es erróneo. No se abordan aspectos de optimización ni de métodos de cálculo.

Azad (2011) plantea optimizar económicamente un intercambiador de tubo y coraza usando un algoritmo que considera como función objetivo el área de transferencia de calor y expresan la relación entre el área de transferencia de calor y el costo total .La relación costo área es proporcional a mayor área mayor costo.

Los intercambiadores de calor de tubo y coraza son ampliamente utilizados en la industria .Un buen diseño de un intercambiador de este tipo puede llegar a ser una tarea compleja pues es importante que su costo no sea excesivo y cumpla el propósito tecnológico para el cual fue diseñado. Para el correcto diseño de estos es primordial el conocimiento de las propiedades termodinámicas, características mecánicas así como su principio de funcionamiento .El área es el parámetro fundamental de diseño dependiendo el costo del equipo de la misma

1.3 Sistemas de enfriamiento.

Se pueden distinguir tres tipos de sistemas de enfriamiento:

- Sin recirculación (o de un paso): agua tomada de una fuente térmica enorme, la que es descargada luego de ser usada hacia la fuente de origen. En general, no se le realiza tratamiento (gran costo y problemas de contaminación). Lo único que se hace es bajar la temperatura (no más de 10 °F) lo que se logra usando grandes caudales.
- Con recirculación en circuito abierto: se recircula el agua de enfriamiento, extrayéndose el calor absorbido por contacto directo con el aire atmosférico

(transferencia de calor) y por evaporación (transferencia de masa), generalmente en torres de enfriamiento.

- Con recirculación en circuito cerrado: el calor absorbido se extrae en un intercambiador de calor, donde no hay contacto directo con el refrigerante. El agua de torre va por tubos, pues es la que más incrusta y los tubos son de más fácil acceso.

Se realiza un tratamiento similar al de un generador de vapor de baja presión. Se trata de evitar corrosión que se da esencialmente en zonas de mayor temperatura. Sólo se reponen pérdidas físicas del circuito con agua tratada. Siendo exigente, agua desmineralizada (Ghislieri, 2010).

De acuerdo con lo planteado Ghislieri (2010), Caballero (2012) plantea que existen tres sistemas principales para enfriamiento

1. Circuitos abiertos en los cuales el agua se toma del mar, ríos o lagos grandes y se regresa con un mínimo de recirculación
2. Estanques de enfriamiento
3. Torres de enfriamiento

Coincidiendo también Hugot (1978) con que si no se dispone de la cantidad necesaria de agua, de ninguna fuente, río o del mar en el caso de las fábricas situadas en la costa es necesario emplear un sistema de enfriamiento al que se bombea el agua caliente del condensador, para enfriarla.

Hay dos tipos principales de sistemas de enfriamiento:

- a) Los estanques de enfriamiento, en el que rompe el agua caliente en una lluvia, por medio de aspersores.
- b) La torre de enfriamiento.

1.3.1 Circuitos abiertos con agua de río, mar o lagos.

En un sistema abierto de enfriamiento se circula agua fría desde un cuerpo de agua (mar, lago, río o estuario) hacia el condensador; y se descarga el agua al

Mismo cuerpo de agua a una mayor temperatura (Moreno, 2016)

1.3.2 Torres de enfriamiento.

Torres de enfriamiento: Equipo de proceso utilizado para enfriar agua industrial mediante el uso de aire y agua (Saldias, 2015).

Las torres de enfriamiento son dispositivos de enfriamiento artificial de agua, se clasifican como cambiadores de calor entre un volumen de circuito cerrado y el aire atmosférico (Caballero 2012).

Según Treybal (2001) las torres de enfriamiento pueden ser con circulación natural o con corriente impulsada mecánicamente.

Entre las torres de circulación natural, en las torres atmosféricas el movimiento del aire depende de los vientos que prevalecen. El diseño con corriente –natural asegura un movimiento de aire más positivo, aun con el tiempo calmo, mediante la dependencia del movimiento del aire caliente interior de aire externo más fresco.

Las torres con corrientes impulsadas mecánicamente pueden ser de tipo forzado, en el que un ventilador sopla el aire desde la porción inferior .estos ventiladores pueden estar dedicados especialmente a la recirculación del aire caliente y húmedo que se descarga a la admisión de los mismo, debido a la baja velocidad de descarga, la que reduce materialmente la eficacia de la torre. La corriente que induce el ventilador en la parte superior evita esto permite además una más uniforme distribución interna del aire.

Saldias (2015) plantea que: El principio básico de la operación de una torre de enfriamiento se debe a dos fenómenos principales; la transferencia de calor latente debido a la evaporación de un porción pequeña de agua y la transferencia de calor sensible debido a la diferencia de temperatura entre el agua y el aire.

La eliminación de calor de aire circulado en una torre de enfriamiento depende de la temperatura y el contenido de humedad del aire, por lo tanto la temperatura de bulbo húmedo es un indicador del contenido de humedad del aire, por ende, esta es la temperatura teórica más baja a la que puede enfriarse el agua.

En el ámbito industrial una torre de enfriamiento es utilizada como un intercambiador de calor, que enfría el agua caliente proveniente de un proceso, esto se realiza con el fin de recircular el agua y/o evitar la contaminación térmica por su vertimiento al ambiente. En la transferencia del calor en una torre de enfriamiento, existe generación de calor sensible y calor latente, al entrar en contacto el agua caliente con el aire (Alean, 2009).

Por otra parte Jingyu (2015) y Feng (2015) plantean que una ventaja que tienen las torres de enfriamiento sobre los intercambiadores de calor comunes es la gran cantidad de agua que manejan debido a que pueden tratar toda el agua de una planta entera mientras que los intercambiadores comunes son utilizados para flujos simples.

Un sistema de enfriamiento de agua tradicional puede considerarse como un sistema integrado de tres componentes: enfriador, torre de enfriamiento y bomba de circulación de agua. La unidad central de un sistema de enfriamiento es la torre de enfriamiento que donde el agua caliente se pone en contacto con el aire cediendo calor para posteriormente ser recirculada al proceso (Matijašević et al, 2016).

1.3.3 Estanque de enfriamiento.

Hugot (1978) afirma que un estanque de enfriamiento consiste simplemente en un receptáculo grande y plano sobre el que el agua caliente se distribuye por medio de tubos en los que se instalan boquillas aspersoras a intervalos regulares. Cuando el agua entra en contacto con la atmósfera, una pequeña parte se evapora. La evaporación y el contacto con el ambiente producen el enfriamiento necesario.

Por otro lado León (2009) plantea que las razones que han limitado su uso en la actualidad:

- Dependencia en la transferencia de calor de las condiciones ambientales (temperatura y humedad relativa)
- Pérdidas considerables de agua tratada por concepto de evaporación y arrastre del viento.

- Necesidad de disposición de grandes aéreas para su montaje y explotación.
- Alto costo de construcción.

Es importante decir que a pesar de las limitaciones de su uso actualmente muchas entidades, sobre todo en los centrales azucareros, ponen en práctica este sistema de enfriamiento

Existen varias formas de enfriar agua proveniente de equipos de calentamiento. En la industria la más usada son las torres de enfriamiento pero también existen en la actualidad y tienen buena eficiencia los estanques o piscinas de enfriamiento. En estos el intercambio de calor y de masa se desarrolla a través de los aspersores, también el tiempo que permanezca el agua en el estanque permite que la temperatura de esta disminuya. Es importante tener en cuenta que en los sistemas de enfriamiento la temperatura ambiental tiene una marcada influencia, puesto que en días cálidos los resultados no serán los mismos que en los días de temperaturas más bajas.

1.4 Modelación matemática de sistemas

Según Muhumuza (2010) la modelación se puede definir como la aplicación de las leyes físicas básicas en un sistema para derivar expresiones matemáticas que representan sus componentes y subsistemas interconectados.

Según Viera (1988) la modelación matemática, por no ser un fin en sí misma, debe realizarse por necesidad de cumplimentar un objetivo concreto que requiera el trabajo de del modelo. Para abordar la modelación matemática de un fenómeno real es imprescindible el conocimiento físico de este.

Concordando con la opinión de ellos Ozilgen (2011) plantea que un modelo matemático es una representación aproximada de un proceso en términos matemáticos. Los modelos matemáticos de procesos industriales nos permiten no sólo entender los procesos más claramente, sino también controlar más de cerca y hacer predicciones sobre ellos. Un buen modelo matemático debe ser general (aplicable a una amplia variedad de situaciones), realista (basado en suposiciones correctas), preciso (las estimaciones deben ser números finitos o entidades

matemáticas definidas), exacto (sus estimaciones deben ser correctas o muy cerca a las correctas) y robusto (relativamente inmune a los errores en los datos de entrada). Sin embargo, un modelo matemático nunca puede ser una representación exacta de un proceso, ya que sería muy difícil, se tornaría confuso o imposible de describir el sistema completo con una formulación matemática exacta.

Por otra parte (Núñez et al. 2012; Yadav y Jana 2010). Coinciden en que la principal diferencia entre los distintos modelos matemáticos es el conocimiento heurístico utilizado para su desarrollo. Las hipótesis incluidas en estos modelos están generalmente relacionadas con el cálculo de propiedades termofísicas o algún parámetro específico –coeficiente global de transferencia de calor, área de transferencia, calor latente de evaporación en cada efecto

1.4.1 Clasificación del modelo matemático.

Par la clasificación de los modelos existen tres categorías generales que corresponden a diferentes aspectos del modelo que son:

- Según la teoría o técnica básica utilizada en la elaboración del modelo.

Según esta primera clasificación los modelos pueden ser: fenomenológicos, de balance de población o empíricos.

- Fenomenológicos.

Dentro de estos modelos se encuentran todos aquellos que se basan en los principios físico-químico, utilizando las ecuaciones fenomenológicas de cambio o sea las ecuaciones que describen la conservación de la masa, la energía y el momento.

- Balances de población.

Estos son los modelos que utilizan los principios del balance de población para modelar las características del flujo y el mezclado en determinados sistemas donde no se pueden utilizar los modelos fenomenológicos o son muy complejos.

- Empíricos.

Este tipo de modelos son los que responden a esta clasificación son aquellos que basan sus técnicas en el ajuste de datos empíricos estudiados en estadística (Viera, 1988).

- Según la naturaleza de las ecuaciones que se utilizan en el modelo.

De acuerdo a esta clasificación se agrupan los modelos matemáticos en los pares opuestos siguientes:

- Determinísticos y estocásticos.

Determinísticos son los modelos en los cuales a cada variable y parámetro le corresponde un número o serie de números fijos y definidos para cualquier conjunto de condiciones establecidas y estocásticos son en los que las variables utilizadas para describir las relaciones de entrada y salida así como la estructura de sus elementos no se conocen con exactitud por lo que el principio de incertidumbre es introducido.

- Lineales y no lineales.

Un modelo lineal es aquel que corresponde a un sistema lineal y que está representado por ecuaciones y condiciones de contorno lineales de no ser así estamos en presencia de un modelo no lineal.

- Estacionario y no estacionario.

Un modelo es estacionario cuando en este se considera que no existen variaciones con respecto al tiempo por parte de los parámetros del sistema por lo tanto en los balances correspondientes el término referido a la acumulación es cero mientras que un modelo no estacionario considera variaciones con respecto al tiempo en el sistema este tipo de modelo también se denominan dinámicos y se utilizan principalmente en estudios del control de proceso y en el comportamiento del sistema en el periodo de arrancada de los equipos.

- Parámetros combinados y parámetros distribuidos.

Los modelos de parámetros combinados ignoran las variaciones en el espacio de las variables dependientes del sistema y de sus parámetros o sea el sistema se

considera homogéneo y los modelos de parámetros distribuidos consideran las variaciones en el comportamiento de un punto a otro del sistema. todos los sistemas reales son de parámetros distribuidos debido a las variaciones que existen en ellos (Viera, 1988).

- Según la estructura matemática del modelo.

De acuerdo con esta clasificación los modelos se dividen en determinísticos y probabilísticos. Los determinísticos se dividen en cuatro grandes grupos: ecuaciones algebraicas, ecuaciones integrales, ecuaciones diferenciales y sistemas de ecuaciones de diferenciales (Viera, 1988)

Por otra parte (Belman, 2008) plantea existen diversos tipos de modelos, ya sea para componentes o sistemas globales. Estos diferentes modelos se realizan con una finalidad en particular, siendo sencillos o complejos en su estructura. En resumen, el modelado de los sistemas clasificar según:

- a) Los fundamentos del modelo, encontrando así, los modelos físicos (basados en Fundamentos físicos característicos de cada componente, balances de masa y energía, propiedades termofísicas,...) y modelos empíricos o de caja negra (basados en correlaciones ajustadas por medio del análisis de datos experimentales).
- b) La dependencia temporal, encontrándose los modelos dinámicos (modelos que evolucionan con el tiempo) y modelos estacionarios (representando al sistema en un instante determinado).
- c) El tratamiento espacial, como son los modelos discretos (tienen en cuenta variaciones detalladas acerca del fenómeno en estudio, centrándose en análisis de pequeños volúmenes de control) y modelos globales (se ignoran las variaciones espaciales y las distintas propiedades en puntos específicos se consideran homogéneas).

Ozilgen (2011) coincide con ambos cuando afirma que los modelos matemáticos pueden ser clasificados como modelos empíricos, analógicos, o fenomenológicos. Un modelo empírico establece una relación funcional entre las variables de

entrada y de salida. Generalmente, no hay base teórica que explique esta relación. Los modelos empíricos son mejores cuando se utilizan dentro del rango de consideraciones de los datos experimentales en que se basan. Un modelo de análogo puede ser sugerido para un proceso relativamente menos conocido, teniendo en cuenta su similitud con un proceso bien conocido, es decir, los circuitos eléctricos pueden ser utilizados de manera análoga para el modelado en los procesos de transferencia de calor o las relaciones entre el proceso de estrés y tensión en un producto. Los modelos fenomenológicos utilizan un enfoque teórico basado en la conservación de la masa, la energía, cantidad de movimiento, y así sucesivamente para sugerir la forma del modelo matemático. Se pueden incluir muchos tipos diferentes, incluyendo modelos microscópicos (parámetros distribuidos) o modelos macroscópicos (parámetros concentrados). La comparación del modelo matemático con los datos experimentales es la etapa final de la modelación. El modelo es validado si este está de acuerdo con los datos. Si no se puede conseguir dicho acuerdo, todas las etapas del modelado, a partir de la definición del sistema, se repiten hasta obtener una representación satisfactoria.

1.4.2 Niveles de descripción.

Los niveles de descripción son utilizados para representar los procesos fenomenológicos reales mediante las matemáticas.

- Nivel de descripción molecular: es el nivel de descripción más elemental de los procesos se basa en consideraciones moleculares esta se distingue por tratar un sistema cualquiera como si estuviera compuesto por entidades individuales, cada una de las cuales cumple ciertas reglas por lo que las variables de estado del sistema son obtenidas por sumatoria global de las entidades individuales.
- Nivel de descripción microscópico: involucra el enfoque fenomenológico y asume que el sistema puede ser representado como continuo, o sea, el detalle de las interacciones moleculares son ignoradas y ciertas ecuaciones

de balance diferencial son formuladas para la masa, la energía y el momento.

- Nivel de descripción gradiente múltiple :este modelo considera menos los detalles internos sobre el sistema que el nivel microscópico las ecuaciones que lo caracterizan son similares a las del nivel microscópico con la diferencia de que en este se utilizan coeficientes modificados o efectivos en lugar de los coeficientes de transporte puntuales .El rasgo esencial de este nivel de descripción es la presencia de uno o más términos de dispersión ,que por su importancia se han retenido pudiendo existir o no los términos convectivos se aplica principalmente en procesos donde el flujo es turbulento o en caminos complicados tales como los que se encuentran camas empacadas y medios porosos ,procesos en los cuales los coeficientes puntuales no pueden ser medidos o calculados .
- Nivel de descripción gradiente máximo :puede ser considerado un caso particular de gradiente múltiple en el cual se han suprimido términos de dispersión y solo un término convectivo se ha retenido ,sin embargo dada la amplia utilización de este tipo de modelo estos se agrupan en una categoría particular.
- Nivel de descripción macroscópico :ignora todos los detalles internos del sistema y como consecuencia en sus ecuaciones no aparecen gradientes espaciales o sea son modelos de parámetros combinados las variables dependientes como concentración y temperatura no son función de la posición sino de valores promedios sobre el volumen del subsistema solo el tiempo aparece como variable independiente para el caso de sistemas dinámicos y por tanto estos modelos son de acuerdo a su estructura matemática ecuaciones diferenciales ordinarias o algebraicas (Viera ,1988).

1.4.3- Aplicaciones de la modelación de sistemas.

Winandy (2002a) presenta un modelo matemático escrito en el software EES (Engineering Equation Solver) específicamente para un compresor alternativo tipo abierto que utiliza el refrigerante R12 como fluido de trabajo, la base del modelo está fundamentada en la evolución y descomposición de dicho fluido al pasar por

el compresor, mediante balances de energía y fundamentos físicos. Así también, el modelo determina las pérdidas de calor al ambiente y el efecto con la temperatura de descarga principalmente para compresores pequeños.

Lei y Zaheeruddin (2005) proponen un modelo dinámico en el que los intercambiadores de calor son divididos en zonas de transferencia de calor, los equipos del sistema son modelados bajo leyes físicas dando origen al desarrollo de un modelo global, el cual va orientado al control de la instalación como efecto de la frecuencia operacional del compresor y de la abertura de la válvula termostática.

Winandy (2002b) analiza experimentalmente compresores tipo *scroll* herméticos bajo diferentes formas de inyección. Se propone un modelo simple basado en descomposición que sufre el refrigerante al paso del compresor bajo ciertos conceptos físicos tradicionales. Los resultados más relevantes son la temperatura de descarga, el flujo másico trasegado y la potencia consumida por el compresor.

Pérez (2005) plantea un modelo de forma discreta basado en fundamentos físicos, balances de masa y energía con gran detalle para un compresor alternativo hermético. Este modelo está dirigido al análisis de las eficiencias volumétrica, isotrópica y combinada (eléctrica y mecánica). Los resultados son validados por medio de una simulación del comportamiento fluido dinámico y térmico del compresor. El criterio propuesto del modelo va encaminado al entendimiento del compresor, como aplicación en el diseño y procesos de optimización.

La modelación matemática permite conocer el comportamiento de sistemas en condiciones reales y explicar estos a través de expresiones matemáticas lo que hace posible predecir comportamiento futuros del sistema, los modelos matemáticos son de gran aplicaciones en las diferentes ramas de las ciencia en la ingeniería por ejemplo son de gran utilidad para estudiar a detalle situaciones se presentan en la industria.

1.5 Convección y radiación como mecanismos de transferencia de calor.

1.5.1 Convección.

Jiménez (2015) afirma La convección es un proceso de transporte de energía que se lleva a cabo como consecuencia del movimiento de un fluido y está íntimamente relacionado con el movimiento de éste.

Compartiendo este criterio Incropera (2011) asegura que la convección describe la transferencia de energía entre la superficie y un fluido en movimiento sobre la superficie.

El fenómeno de transferencia de calor por convección usualmente se clasifica como convección forzada y convección libre o natural.

En la convección libre el movimiento del fluido resulta como una consecuencia de los gradientes en densidad que experimenta éste, al estar en contacto con una superficie a mayor temperatura y en presencia de un campo gravitacional.

En la convección forzada el fluido se hace pasar sobre un sistema mediante la acción de algún agente externo, como un ventilador, una bomba o agentes meteorológicos (Jiménez ,2015).

Coincidiendo con la opinión Jiménez (2015), Álvarez (2011) plantea que existen dos tipos de transferencia de calor por convección: la convección forzada, en la que se provoca el flujo de un fluido sobre la superficie sólida por medio de una bomba, un ventilador, u otro dispositivo mecánico y la convección libre o natural, la cual el fluido más caliente o más frío que está en contacto con la superficie solida causa una circulación debido a la diferencia de densidades que resulta del gradiente de temperatura en el fluido

Coincidiendo con lo todo lo afirmado anteriormente Kern (1969) la transferencia de calor por convección se debe al movimiento del fluido. el fluido frío adyacente a superficie caliente recibe calor que luego transfiere al resto al resto del fluido frío mezclándose con él .La convección libre o natural ocurre cuando el movimiento del fluido no se completa por agitación mecánica .pero cuando el fluido se agita mecánicamente , el calor se transfiere por convección forzada . Las convecciones tanto libres como forzadas ocurren a diferentes velocidades, la última es más rápida y por lo tanto más común.

1.5.2 Radiación.

Un cuerpo negro es aquel que emite energía radiante de su superficie a una razón proporcional a su temperatura absoluta elevada a la cuarta potencia.

Un cuerpo real no satisface las características de un cuerpo negro, dado que emite a una temperatura dada, una fracción constante de la emisión correspondiente a un cuerpo negro, a cada longitud de onda se conoce como cuerpo gris (Jiménez, 2015).

La transferencia de calor por radiación no requiere la intervención de un medio el calor puede ser transmitido por radiación a través del vacío absoluto (Kern ,1969).

1.6 Conclusiones parciales del capítulo.

Existen diversos tipos de intercambiadores de calor según sus características constructivas de ellos los más utilizados y factible son los intercambiadores de calor de tubo y coraza. El diseño de estos equipos suele ser una tarea compleja y se deben tener en cuenta: los parámetros termodinámicos, mecánicos y las necesidades del futuro usuario. De no lograrse un buen diseño el equipo puede resultar excesivamente costoso. El costo depende en gran medida del área que requiera el equipo. Muchos investigadores han realizar estudios sobre la importancia de la optimizar el costo de estos equipo.

De los sistemas de enfriamientos los más utilizados en la industria son las torres de enfriamiento pero esto no quiere decir que hoy en día los estanques de enfriamiento por aspersores no se pongan en práctica. Estos han demostrado dar buenos resultados en la industria azucarera pues es el sistema de enfriamiento usado en este tipo de industria. En la entidad donde se desarrolla el estudio este es el tipo sistema de enfriamiento utilizado actualmente.

La modelación matemática es una herramienta muy demandada en la actualidad esta es de gran aplicación en diversas esferas de la ciencia. En el caso de la ingeniería existen muchos estudios que la utilizan para avizorar un comportamiento futuro de una determinada variable de proceso y complementar el objetivo de investigaciones que requieran un modelado matemático.

Capítulo 2: **Materiales y métodos.**

2.1 Descripción tecnológica del proceso de destilación de alcohol fino.

La flemaza es el líquido residual del proceso de fabricación de alcohol etílico fino A, el cual cuenta con tres columnas de destilación que son calentadas por la parte inferior con vapor directo. Por el fondo de la tercera columna, llamada recuperadora, se obtiene dicho residual que actualmente va a la zanja a 95°C. En esta columna ocurre la destilación de las extracciones intermedias y de cabeza, de las dos columnas anteriores. A la columna recuperadora se le realizan extracciones intermedias de alcoholes superiores que son dirigidas hacia la planta de lavado de alcohol amílico. Por el tope de la misma salen los vapores alcohólicos, que son condensados en dos condensadores parciales. La fracción condensada por el primero regresa a la columna como reflujo y en el segundo condensador aparece el alcohol D, subproducto del proceso. El alcohol recuperado en la columna se consigue de la extracción realizada tres platos por debajo del tope. El alcohol producido por la columna recuperadora se envía a la columna desflemadora.

La columna desflemadora es alimentada con alcohol técnico B previamente calentado, materia prima principal del proceso de producción en cuestión. Una vez caliente se inyecta a la columna desflemadora donde ocurre la dilución de dicha materia prima aplicando para esto la tecnología de hidroselección. En el tope de la columna desflemadora se obtienen vapores de alto grado alcohólico con un gran contenido de impurezas. Por el fondo de la columna desflemadora se obtienen la flema disuelta (mezcla de alcohol y agua ya depurada de impurezas) que pasa a la columna rectificadora donde en la sección de tope se produce el alcohol A. La fracción de condensado correspondiente al quinto condensador (alcoholes de cabeza) se dirige a la columna recuperadora.

Los condensadores finales de cada una de las columnas de destilación tienen conexión con un último condensador que tiene como fin expulsar los gases incondensables con el menor volumen de pérdidas posibles (anexo1).

2.2 Descripción tecnológica del sistema de enfriamiento.

El sistema de enfriamiento, está compuesto por un enfriadero con aspersores que atomizan el agua esparciéndola y elevándola en forma de finas gotas que intercambian con el aire, para luego depositarse en una piscina.

Mediante un sistema de bombeo y redes de tuberías el agua fría que sale del enfriadero es bombeada hasta el piso de operación donde se encuentra un colector o distribuidor, desde donde se distribuye el flujo en dos partes una primera va a cada condensador independientemente, estando habilitada cada línea con válvulas con el objetivo de regular el flujo a cada condensador. La segunda parte pasa directamente a tres tanques de los cuales dos de ellos se utilizan para suministrar agua a los condensadores finales del sistema del general.

En el proceso de enfriamiento se pierde un volumen de agua, la mayor parte de este es por evaporación en el enfriadero, la otra es producto a que parte del flujo de salida del segundo condensador de la columna rectificadora es enviado al proceso de generación de vapor aprovechándose de esta forma las propiedades térmicas del mismo, el cual es devuelto al proceso de destilación, pero se desecha como residual por el fondo de las columnas. El total del agua que se pierde por estos conceptos es repuesta por bombeo (siendo tratada previamente) en un colector donde descargan todos los condensadores para ser enviada por tubería de vuelta al enfriadero, en un circuito que se repite constantemente.

2.3 Descripción tecnológica del área energética de la industria.

Las calderas para la generación de vapor trabajan con agua tratada, que es almacenada en el tanque de agua para la alimentación a caldera y el petróleo es suministrado por CUPET éste debe cumplir con los requisitos de calidad pactados con el proveedor. El petróleo es almacenado en un tanque a condiciones ambientales desde donde es bombeado a dos intercambiadores de calor de tubo y coraza. Estos tienen como objetivo tecnológico elevar la temperatura de dicho combustible hasta aproximadamente 80 °C para posteriormente ser bombeado hacia las calderas para la generación del vapor necesario en la industria. Todo el

vapor generado es enviado a un colector de vapor desde donde es dividido en dos partes una se dirige a las tres columnas de destilación y la otra parte es enviada a los dos intercambiadores de calor para calentar el combustible (anexo2).

2.4 Alternativas de uso para la flemaza residual.

El agua residual del proceso llamada flemaza actualmente se desecha a la zanja con 95 °C. El calor de esta corriente puede ser útil dentro en la industria para sustituir el vapor en el calentamiento del combustible y luego adicionar la corriente al enfriadero para reponer las pérdidas de agua. Siendo necesario diseñar un intercambiador de calor con el que utilice la flemaza como agente de calentamiento y pueda elevar la temperatura del combustible hasta aproximadamente 80°C. Otra alternativa sería enfriar la corriente en un tanque de enfriamiento por pérdidas de calor por convección libre y adicionarla al enfriadero reponiéndose igualmente las pérdidas de agua. Para esto es preciso un modelo matemático capaz de predecir la variación de temperatura que experimentaría el fluido en el tanque. Ambas alternativas deben ser analizadas económicamente.

2.5 Adaptación realizada por la Chemical Engineering Design a la metodología de Kern (1969) para diseño térmico de un intercambiador de calor de tubo y coraza.

2.5.1 Determinación de las temperaturas calóricas de los fluidos.

Para la determinación de las temperaturas calóricas auxiliarse del anexo3.

Se determina el factor kc y posteriormente se determina r .

$$r = \frac{\Delta T_c}{\Delta t_h} = \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2} \quad (1)$$

Con r y kc se determina el factor de temperatura calórica F_c y se determina la temperatura calórica para ambos fluidos.

$$T_{hc} = T_2 + F_c (T_1 - T_2) \quad (2)$$

$$T_{cc} = t_1 + F_c (t_2 - t_1) \quad (3)$$

2.5.2 Obtención de las propiedades físicas de los fluidos a las temperaturas calóricas.

Las propiedades físicas que se deben conocer para ambos fluidos son: densidad, calor específico, gravedad específica, viscosidad y conductividad térmica. Auxiliándose para esto de la bibliografía en la que aparezcan recogidos los valores estas propiedades para los fluidos de interés en este caso se utilizaron: Kern, (1969); Pavlov, (1981); Perry, (1989) (anexos del 4 al 10).

2.5.3 Realizar balance de energía para ambos fluidos.

$$Q = m C_p \Delta T \quad (4)$$

2.5.4 Cálculo del área de transferencia de calor y determinación del número de tubo.

Para determinar el área se utiliza un coeficiente global de transferencia de calor U_d es asumido según lo recomendado en la bibliografía Perry, (1989) para los fluidos involucrados.

Se asumen las características del intercambiador de calor a diseñar dígame: el número de pasos por los tubos y por la coraza, la longitud de los tubos, el diámetro interior de los tubos, el diámetro exterior, tipo de arreglo de los tubos y paso en los tubos. Estas se asume según los valores estándar de fabricación auxiliarse de los anexos 11 y 12.

Determinación de área.

$$A = \frac{Q_{cedido}}{u_d LMTD_{FT}} \quad (5)$$

Determinación del número de tubos.

$$Nt = \frac{A}{\pi d_o L_t} \quad (6)$$

2.5.5 Determinación del coeficiente individual de transferencia de calor por el lado de los tubos.

Para determinar el coeficiente individual es necesario determinar el número de Reynolds. Debe dar un valor mayor o igual a 10000, de no cumplirse esta restricción se regresa al paso anterior y se asumen nuevamente las características del intercambiador. Se varían dichas características hasta cumplir con la restricción. Una vez determinado el número de Reynolds se calcula la velocidad por el lado de los tubos. Posteriormente se determina el factor jH utilizando el anexo13.

Determinación del número de Reynolds.

$$Re = \frac{4 m \left(\frac{np}{nt}\right)}{\pi di \mu} \quad (7)$$

Determinación de la velocidad por los tubos.

$$v = \frac{Re \mu}{di \rho} \quad (8)$$

Determinación del coeficiente individual de transferencia de calor por el lado de los tubos.

$$jH = \frac{hi di}{k} \left(\frac{\mu cp}{k}\right)^{-\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{-0,14} \quad (9)$$

2.5.6 Determinación del coeficiente individual de transferencia de calor por el lado de la coraza.

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor por el lado de la coraza, se debe calcular el diámetro equivalente y el área de flujo por la coraza. Es necesario asumir un valor de espaciado entre los bafles que debe estar entre los valores máximos y mínimos calculados, la velocidad másica, el número de Reynolds por la coraza. Por último se determina el factor jH utilizando el anexo14 y se obtiene el coeficiente.

Para la determinación del diámetro equivalente es necesario tener en cuenta el tipo de arreglo que se eligió para el diseño en caso se determinó que el arreglo fuese cuadrado por las ventajas que este ofrece.

Para arreglo cuadrado
$$De = \frac{4(pt^2 - \frac{\pi}{4} do^2)}{\pi do} \quad (10)$$

Cálculo del área de flujo por la coraza

$$a_s = \frac{(c b ds)^{1/2}}{PT 144} \quad (11)$$

Determinación de la velocidad másica.

$$G_s = \frac{ms}{a_s} \quad (12)$$

Cálculo del número de Reynolds.

$$Re = \frac{De G_s}{\mu} \quad (13)$$

Determinación del coeficiente individual de transferencia de calor.

$$jH = \frac{hi di}{k} \left(\frac{\mu cp}{k} \right)^{-\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0,14} \quad (14)$$

2.5.7 Determinación del coeficiente global de transferencia de calor.

Para determinar el coeficiente global de transferencia de calor es necesario conocer la conductividad térmica del material seleccionado para los tubos y el factor de obstrucción correspondiente a cada fluido utilizando para esto el anexo15.

$$U_{cal} = \left[\frac{1}{h_o} + R_{dc} + \frac{A_o}{A_i} \left(\frac{do-di}{2kw} \right) + \frac{A_o}{A_i} \left(\frac{1}{hi} \right) + \frac{A_o}{A_i} R_{df} \right]^{-1} \quad (15)$$

Posteriormente se determina el porcentaje entre el calculado y el asumido para el cálculo del área. La metodología seguida plantea que debe estar entre 0 y 30 %. De no cumplirse esto se asume otro valor de Ud que este dentro del rango que es recomendado por la literatura que se utilizó y se recalcula a partir del paso en que se asumió este parámetro.

2.5.8 Determinación de la caída de presión.

La caída de presión se determina por el lado de los tubos y por el lado de la coraza.

Para determinar la caída de presión por el lado de los tubos es necesario tener en cuenta la caída de presión por fricción y por retroceso del fluido.

Cálculo para la caída de presión por fricción es necesario calcular la velocidad másica y el área de flujo por los tubos.

Para obtener los valores del factor de fricción f tanto por el lado de los tubos como por el lado de la coraza utilizar los anexos 16 y 17.

$$\Delta p_{ft} = \frac{f (Gt^2) Lt Np}{(5,22 \cdot 10^{10}) di S \Phi t} \quad (16)$$

Cálculo para la caída de presión por retroceso del fluido.

$$\Delta p_{rt} = 1,344 (10^{-13}) (2Np - 1.5) \frac{(Gt^2)}{S} \quad (17)$$

Caída de presión por el lado de los tubos.

$$\Delta p_t = \Delta p_{ft} + \Delta p_{rt} \quad (18)$$

La caída de presión por el lado de los tubos tiene como restricción que debe ser menor que 10 psi.

Para el cálculo de caída de presión en la coraza se necesita conocer el número de cruces y la caída de presión es solo por fricción.

$$(N + 1) = \frac{12 Lt}{B} \quad (19)$$

$$\Delta pfs = \frac{f G t^2 Ds (N+1)}{(5,22 \cdot 10^{10}) De S \phi s} \quad (20)$$

La caída de presión por el lado de la coraza debe ser menor que 7 psi.

2.5.9 Determinación del sobre diseño y sobre superficie.

Para determinar el porcentaje de sobre superficie es necesario obtener el coeficiente global de transferencia de calor limpio Uc .

Determinación del coeficiente global limpio.

$$Uc = \frac{ho-hio}{ho+hio} \quad (21)$$

$$\% \text{Sobre superficie} = \frac{Uc-U0cal}{Uc} 100 \quad (22)$$

Es importante una vez calculado el Uc determinar el factor de obstrucción calculado $Rdcalc$ y el permitido $Rdperm$ para establecer una comparación entre ambos y saber se cumple con el requisito de que $Rdcalc \geq Rdperm$ para poder garantizar que el diseño realizado permite que el equipo no requiera mantenimiento hasta un año o año y medio después de su puesta en funcionamiento.

Para determinar el porcentaje de sobre diseño es necesario determinar el área requerida y el área del intercambiador.

$$A \text{ requerida} = \pi do Lt Nt \quad (23)$$

$$Ac = \pi do Lt nt \quad (24)$$

$$\% \text{Sobre diseño} = \frac{Ac-Arequerida}{Arequerida} 100 \quad (25)$$

2.6 Metodología de diseño y evaluación de sistemas de enfriamiento por aspersión (Hugot, 1987).

2.6.1 Determinación del enfriamiento máximo permisible.

La temperatura mínima a la que puede enfriarse el agua, por su contacto con el aire, es la temperatura indicada por el termómetro de bulbo húmedo.

Si pudiera obtenerse esta temperatura a la salida del sistema de enfriamiento, la eficiencia del enfriadero sería de 100%.

Puede entonces definirse el cálculo de la eficiencia E del sistema de enfriamiento, como:

$$E = \frac{T_2 - T_1}{T_2 - T_0} \quad (26)$$

Por lo general la eficiencia de este tipo de sistemas de enfriamiento varía entre 50 y 70 %.

2.6.2 Profundidad.

El enfriadero debe tener una profundidad de 0,8m a 1m.

2.6.3 Superficie.

Un área del estanque conveniente, permite distribuir las boquillas de manera que las cortinas de agua que forman, no se traslapen o interfieran, y el área pueda circular entre ellas.

El área del estanque se deduce de la cantidad de agua que pueda tratarse en una hora, por unidad de superficie del estanque la bibliografía recomienda varios valores que se pueden encontrar en el anexo 18.

Se considera el mejor valor 750 kg/m²h que el valor medio de los recomendados.

$$\frac{Q_2}{S_e} = 750 \frac{kg}{m^2 h}$$

. 2.6.4 Distribución de las boquillas.

La distancia entre los tubos y la distancia entre las boquillas en cada tubo, depende del tamaño del cono de agua que da cada boquilla. cuando son el tipo ordinario, pueden tomarse aproximadamente:

Distancia entre los tubos (a) = 2,50 m a 4m

Distancia entre las boquillas de cada tubo (b)=2m a 2,50m

El borde del muro que limita el estanque debe tener una pendiente hacia dentro. Una distancia correcta entre los aspersores de la periferia y la pared exterior del estanque puede ser:

Lado del viento = 3 a 4 m

Lado contrario = 6 a 8 m

2.6.5 Selección de boquillas.

En este paso se selecciona el tipo de boquilla a emplear en el sistema de enfriamiento. Existen diversos tipos de boquillas. La mayoría de ellas pretende dar al chorro de agua, la forma de un cono vacío, ya sea formado este cono con la forma de boquilla o dando al agua un movimiento centrífugo o turbulento.

2.6.6 Presión en las boquillas.

La presión que se emplea en las boquillas, generalmente varía de 4 a 7 m de agua. Existen bibliografías que recomiendan 7m de agua y en otras se plantea que la presión óptima es 5m de agua.

2.6.7 Capacidad por boquilla.

La capacidad por boquilla o es más que la cantidad de agua que es capaz de descargar una boquilla.

$$q = 1,6 \text{ cs } \sqrt{H} \quad (28)$$

$$q = 0,36 \text{ cs } \sqrt{2gH} \quad (29)$$

2.6.8 número de boquillas.

$$N = \frac{Fc}{q} \quad (30)$$

2.6.9 superficie del estanque correspondiente a una boquilla.

Puede observarse que la superficie del estanque correspondiente a un aspersor debe ser proporcional a su capacidad siendo:

$$\frac{Q2}{se} = \frac{q}{ab} = 750 \text{ kg/m}^2\text{h} \quad (31)$$

Por lo tanto:

$$ab = \frac{q}{750} \quad (32)$$

2.6.10 Área de aspersion de la piscina.

Este parámetro no incluye el margen de seguridad para minimizar las pérdidas de agua por arrastre del viento.

$$A (asp) = N \ ab \quad (33)$$

2.6.11 Área total de la piscina.

En este parámetro se debe tener en cuenta el margen de seguridad tanto para el largo como para el ancho.

$$A = \text{largo ancho} \quad (34)$$

2.6.12 Pérdidas de agua.

En la bibliografía aparecen varios valores de porcentos de pérdidas de agua que aparecen en el anexo 19.

2.7 Metodología para la determinación del modelo matemático que describa la variación de temperatura en el tanque analizado como variante para la utilización de la flemaza.

2.7.1 Determinación del nivel de descripción que se ajusta al estudio a realizar.

El nivel de descripción seleccionado para el modelo, es el nivel macroscópico este se utiliza para estudiar los cambios por acumulación. Hace un estudio general de las variaciones de las propiedades en el tiempo. Estudia todas las energías y son modelos de parámetros combinados.

2.7.2 Obtener según la bibliografía las ecuaciones de balance correspondiente al nivel descripción determinado y con las cuales se pueda dar solución al estudio.

Balance de masa.

$$\frac{\partial mtot}{\partial T} = -\Delta(\rho < v > S) + Wi^m + Ri \quad Vtot \quad (35)$$

Balance de energía.

$$\frac{\partial Etot}{\partial T} = -\Delta \left[\left(H + \frac{1}{2} \frac{\langle v^3 \rangle}{\langle v \rangle} + \Phi \right) (\rho < v > S) \right] + Q - W + Q^m + SR \quad (36)$$

2.7.3 Ajustar las ecuaciones obtenidas al estudio eliminando los términos correspondiente según las características del mismo.

Balance de masa.

$$\frac{\partial mtot}{\partial T} = -\Delta(\rho < v > Sf) + Wi^m + Ri \quad Vtot$$

$\frac{\partial mtot}{\partial T}$: Se mantiene el término debido que es de interés el estudio de la variación de la masa en el tiempo.

$-\Delta(\rho < v > Sf)$: Se mantiene el término debido a que representa la diferencia entre el flujo que enterada y el que sale.

Wi^m : Se elimina el término debido a que no existe entrada ni salida de ningún componente respecto a la interface.

$Ri \ Vtot$: Se elimina puesto que no existe cambio de ningún componente por reacción química.

Analizado cada uno de los términos de la ecuación el balance de masa quedaría:

$$\frac{\partial mtot}{\partial T} = -\Delta(\rho < v > Sf) \quad (37)$$

Teniendo en cuenta que el término al que se iguala la variación de la masa respecto al tiempo representa la diferencia de flujo se puede decir que:

$$\frac{\partial mtot}{\partial T} = We - Ws \quad (38)$$

Como en un primer momento solo entra flujo y no sale hasta que el tanque este lleno se puede considerar que no sale flujo y entonces:

$$\frac{\partial mtot}{\partial T} = We \quad (39)$$

Balance de energía.

$$\frac{\partial Etot}{\partial T} = -\Delta \left[\left(H + \frac{1}{2} \frac{\langle v^3 \rangle}{\langle v \rangle} + \Phi \right) (\rho < v > Sf) \right] + Q - W + Q^m + SR$$

$\frac{\partial Etot}{\partial T}$: Se mantiene el término pues es de interés el estudio de la variación de energía en el tiempo.

$-\Delta H$: Se mantienen el término debido a que representa la variación de la energía interna.

$-\Delta \frac{1}{2} \frac{\langle v^3 \rangle}{\langle v \rangle}$: Se elimina el término puesto que no existe variación de energía cinética.

$-\Delta \Phi$: Se elimina el término puesto que no existe variación de energía potencial.

$-\Delta(\rho < v > Sf)$: Se mantiene el término pues representa la variación del flujo másico.

Q : El término se mantiene pues representa el calor transferido por intercambio de calor.

W : Se elimina este término puesto que en el estudio a realizar no existe trabajo.

Q^m : Se elimina el término pues no existe calor absorbido o disipado por transferencia de masa.

SR : Se elimina debido a que no existe calor por reacción química.

Según el análisis de los términos de la ecuación el balance de energía sería:

$$\frac{\partial E_{tot}}{\partial T} = -\Delta[H (\rho < v > Sf)] + Q \quad (40)$$

$$E_{tot} = mac \ C_{pt} \ T_s \quad (41)$$

$$-\Delta[H (\rho < v > Sf)] = W_e \ H_e \quad (42)$$

$$H_e = C_{pte} \ T_e \quad (43)$$

$$Q = Q_{perd} \quad (44)$$

2.7.4 Solucionar el modelo según la clasificación matemática que a este corresponda.

Para solucionar el modelo obtenido, se utilizó el software MATLAB. Se programaron las ecuaciones del mismo para determinar el comportamiento de la temperatura en el tiempo a medida que se incorpora el flujo de flemaza al tanque.

Según las ecuaciones la variación de temperatura respecto al tiempo sería

$$\frac{\partial m_{tot}}{\partial T} = W_e$$

$$V_{ac} = \frac{mac}{\rho_{ac}} \quad (45)$$

$$Z = \frac{4 V_{ac}}{\pi d^2} \quad (46)$$

$$S_{lat} = \pi d Z \quad (47)$$

$$S_{fondo \ y \ tope} = \frac{\pi}{4} d^2 \quad (48)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{mac \ c_p \ T - Q_{perd}}{m \ c_p} \quad (49)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{W_{flem} \ c_{pflem} \ T_{flem} - Q_{perd}}{m_{flem} \ c_{pflem}} \quad (50)$$

$$Q_{perd} = Q_{lat} + Q_{fondo} + Q_{tope} \quad (51)$$

Determinación de la pérdida de calor por el lateral del tanque

$$Q_{lat} = Q_{lat\ conv} + Q_{lat\ rad} \quad (52)$$

$$Q_{lat\ conv} = h (T_{ac} - T_{\infty}) S_{lat} \quad (53)$$

$$h = \frac{k\ Nu}{z} \quad (54)$$

$$Nu = \left(0,825 + \frac{0,387\ Ra^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right)^2 \quad (55)$$

$$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_{\infty})Z^3}{\gamma\ \alpha} \quad (56)$$

Las propiedades físicas para calcular Ra deben ser a la $T_{media} = \frac{T_{ac} + T_{\infty}}{2}$ y como las propiedades (anexo20) no aparecen en la bibliografía a la temperatura media se hace necesario interpolar las propiedades lo cual se hizo con el software utilizado.

$$Q_{lat\ rad} = \varepsilon_{acero}\ \sigma (T_{ac}^4 - T_{\infty}^4) S_{lat} \quad (57)$$

La emisividad tanto para el acero como para el líquido se puede encontrar en el anexo21

Tanto para el fondo como para el tope h y Ra se calculan por las ecuaciones 54y56

- Determinación de la perdida de calor por el fondo del tanque

$$Q_{fondo} = Q_{fondo\ conv} + Q_{fondo\ rad} \quad (58)$$

$$Q_{fondo\ conv} = h (T_{ac} - T_{\infty}) S_{fondo} \quad (59)$$

$$Nu = 0,27 Ra^{\frac{1}{4}} \quad (60)$$

$$Q_{fondo\ rad} = \varepsilon_{acero} \sigma (T_{ac}^4 - T_{\infty}^4) S_{fondo} \quad (61)$$

- Determinación de la pérdida de calor por el tope del tanque

$$Q_{tope} = Q_{tope\ conv} + Q_{tope\ rad} \quad (62)$$

$$Q_{tope\ conv} = h (T_{ac} - T_{\infty}) S_{tope} \quad (63)$$

$$Nu = 0,54 Ra^{\frac{1}{4}} \quad \text{Si} \quad Ra \leq 10^7 \quad (64)$$

$$Nu = 0,15 Ra^{\frac{1}{3}} \quad \text{Si} \quad Ra < 10^7 \quad (65)$$

$$Q_{tope\ rad} = \varepsilon_{agua} \sigma (T_{ac}^4 - T_{\infty}^4) S_{tope} \quad (66)$$

2.7.5 Clasificación del modelo matemático

Clasificación del modelo:

- Según la teoría o técnica básica utilizada en la elaboración del modelo: se clasifica como fenomenológico debido a que se utilizan las ecuaciones fenomenológicas de cambio, describen la conservación de la masa, la energía.
- Según la naturaleza de las ecuaciones que se utilizan en el modelo: se clasifica como determinístico pues cada parámetro corresponde un número, no lineal, no estacionario puesto que existe acumulación en el tiempo y parámetros combinados debido a que se ignoran las variaciones espaciales de las variables dependientes del sistema.
- Según la estructura matemática se clasifica: como sistema de ecuaciones diferenciales parciales.

Capítulo 3: Análisis de resultado.

3.1 Breve caracterización de la flemaza.

La flemaza a la que se la quiere dar utilidad es un residual desechado en la industria. Para determinar la magnitud del uso que se le puede dar es importante una caracterización para saber propiedades del fluido como lo son: pH, demanda química de oxígeno DQO, demanda biológica de oxígeno DBO₅, sólidos totales.

Tabla 1: **Resultados de análisis realizados a la flemaza.**

Análisis realizados	Resultados g/d
pH	8,4
DQO	120000
DBO ₅	48000
sólidos totales	250000
Mg	-
Ca	-
CO ₃ ²⁻	-

Analizando los resultado que se muestran en la tabla 1 se puede afirmar que como no existen cantidades de magnesio, calcio y carbonato significativas por lo que la dureza del fluido es baja. Esto permite que el fluido se pueda ser utilizar en cualquier equipo. Los valores de DQO, DBO₅, sólidos totales son altos pero para el uso que se le planea dar al fluido no traerían perjuicio, además es importante mencionar que cuando se necesita aumentar el flujo de agua para caldera este se incrementa con flemaza y no ha existido ningún tipo de problema en el funcionamiento de los equipos involucrados.

3.2 Cálculo del diseño térmico del intercambiador de calor de tubo y coraza.

Tabla 2: Datos de la flemaza.

Flemaza	
Flujo	699,85 kg/h
T1	95°C
T2	¿?

Tabla 3: Datos del combustible.

Combustible	
Flujo	666 kg/h
t1	30°C
t2	85°C
°API	12

- Cálculo de T2:

Considerando una temperatura de salida de 62°C

Temperatura promedio de la flemaza 78,5°C

Cp de la flemaza a la temperatura promedio = 4,19 kJ/kg°C

Temperatura promedio del combustible 57,5°C

Cp del combustible a la temperatura promedio=2,246441 kJ/kg°C

$Q_{\text{absorbido}} = m_{\text{combustible}} C_p_{\text{combustible}} \Delta t = 82287,13 \text{ kJ/h}$

Considerando un 15 %de pérdidas $Q_{\text{cedido}} = 96808 \text{ kJ/h}$

$Q_{\text{cedido}} = m_{\text{cedido}} C_p_{\text{cedido}} \Delta T$

$$96808 = 699,85 \cdot 4,19 \cdot (T1 - T2)$$

$$T2 = 61,9 \approx 62^\circ\text{C}$$

Teniendo en cuenta las temperaturas de ambos fluidos. La flemaza es el fluido caliente y por tanto cede calor mientras que el combustible es el fluido frío absorbiendo calor. Se decidió que el combustible fuera por la coraza y la flemaza por los tubos puesto que el lado de la coraza suele ser designado para fluidos viscosos y condensantes.

3.2.1 Determinación de las temperaturas calóricas para los fluidos.

$$r = \frac{\Delta T_c}{\Delta t_h} = \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2} = 3,2$$

$$k_c = 1,4$$

$$F_c = 0,53$$

$$T_{hc} = T_2 + F_c (T_1 - T_2) = 79,5^\circ\text{C} \approx 80^\circ\text{C}$$

$$T_{cc} = t_1 + F_c (t_2 - t_1) = 59,15^\circ\text{C}$$

3.2.2 Obtención de las propiedades físicas de los fluidos a las temperaturas calóricas.

Tabla 3: Propiedades de la flemaza.

Propiedades	Valor
Densidad (kg/m ³)	972
Calor específico (kJ/kg°C)	4,19
Gravedad específica	1
Viscosidad (cP)	0,35
Conductividad térmica (w/m°C)	0,689

Tabla 4: **Propiedades del combustible.**

Propiedades	Valor
Densidad (kg/m ³)	966
Calor específico (kJ/kg°C)	2,246441
Gravedad específica	0,96
Viscosidad (cP)	5,4
Conductividad térmica (W/m °C)	0,114

3.2.3 Balance de energía para ambos fluidos.

Balance para la flemaza.

$$Q_{cedido} = m_{cedido} C_{p\ cedido} \Delta T$$

$$Q_{cedido} = 96\ 768,3 \frac{kJ}{h}$$

Balance para el combustible.

$$Q_{absorbido} = m_{combustible} C_{p\ combustible} \Delta t$$

$$Q_{absorbido} = 82\ 287,13 \frac{kJ}{h}$$

3.2.4 Cálculo del área de transferencia de calor y determinación del número de tubos.

Para determinar las características asumidas se utilizó una hoja de cálculo de Excel. Se realizaron una serie de iteraciones variando características como: diámetro exterior, paso por los tubos, el diámetro interior de los tubos, el tipo de arreglo, la longitud de los tubos y también el valor del coeficiente global de transferencia de calor en rango recomendado por la bibliografía. Hasta lograr que el número de Reynolds en el interior de los tubos fuese cercano a 10000 obteniéndose este resultado con las características que se muestran en la tabla 5.

Tabla 5: **Características asumidas para el intercambiador**

Características	Valor
Longitud de los tubos (ft)	24
Diámetro interno de los tubos (in)	0,670
Diámetro externo (in)	1
Tipo de arreglo	Cuadrado
Espaciado entre los tubos (in)	1 ¼
Pasos por los tubos	8
Pasos por la coraza	2
Diámetro de la coraza (in)	12

Los tubos más comunes en el diseño de intercambiadores de calor son los de diámetro exterior de ¾ y 1 in.

La ventaja de un arreglo cuadrado para los tubos es que de esta forma son más accesibles para la limpieza externa.

Los espaciados entre los tubos más comunes para arreglo cuadrado son diámetro externo de ¾ in un espaciado de 1 in y para diámetros externos de 1 in un espaciado de 1 ¼.

Según Perry (1989) el coeficiente global de transferencia de calor para los fluidos involucrados debe estar entre 15 y 25 BTU/°F ft² h.

- Determinación de área.

$$Ud = 15 \text{ BTU/°F ft}^2 \text{ h}$$

$$LMTD = 34,19$$

Tabla 6: **Factor de corrección**

Tipo de intercambiador	F_t
1-2	0,5
2-4	0,85
3-6	0,93

Para la determinación de F_t auxiliarse de los anexos 22, 23 y 24

Para diseñar un intercambiador de calor se suele partir del tipo de intercambiador más simple un paso por la coraza y dos por los tubos pero Kern (1988) plantea que un intercambiador 2-4 puede usarse cuando las temperaturas del proceso dan un factor de corrección de menos de 0,75 para un intercambiador 1-2, lo cual es el caso. Si el factor obtenido para un intercambiador 2-4 excede 0,90 con un deflector longitudinal removible o 0,85 con un deflector longitudinal fijo, será adecuado un intercambiador 2-4 simple.

Según lo planteado anteriormente y los valores de factor de corrección determinados se decide realizar el diseño de intercambiador 2-4.

$$A = \frac{Q_{cedido}}{u_{dasumido} LMTD F_t} = 222 \text{ ft}^2$$

Esta área es equivalente a 20 m² y comparada con los intercambiadores de tubo y coraza que funcionan dentro de la industria se puede considerar pequeño por ejemplo :el intercambiador utilizado para calentar la materia prima tiene 52 m² de área, los dos primeros condensadores que corresponden a la columna recuperadora tienen un área de 92,5 m² y el tercero cuenta con 26 m² siendo este el condensador de menor tamaño, el primer condensador de la columna desflemadora tiene un área de 111 m².

Los intercambiadores de calor que actualmente realizan la función de calentar el combustible son dos de tubo y coraza del tipo 1-2 que funcionan en serie. El área de cada uno de ellos es de menos de 20 m²

- Determinación del número de tubos.

$$Nt = \frac{A}{\pi d_o L t} = 35.5$$

$nt = 36$ para ocho pasos por los tubos

Comparando el número de tubos del diseño (36) con el del intercambiador que se utiliza para calentar la flema que ambos son de tubo y coraza y trabajan con dos fluidos líquidos se puede decir que área del calentador de flemas (52 m²) es mayor y por tanto el número de tubos (98) es también mayor.

3.2.5 Determinación del coeficiente individual de transferencia de calor por el lado de los tubos.

- Determinación del número de Reynolds por el lado de los tubos.

$$Re = \frac{4 m \left(\frac{np}{nt}\right)}{\pi di \mu} = 9235,9$$

Este valor de número de Reynolds cumple con la restricción planteada por la metodología por lo que se garantiza un régimen turbulento en los tubos.

- Determinación de la velocidad por los tubos.

$$v = \frac{Re \mu}{di \rho} = 2308,2 \quad \frac{ft}{h} \quad \rho \text{ (lb/ft}^3\text{)}$$

- Determinación del coeficiente individual de transferencia de calor por el lado de los tubos.

$$jH = \frac{hi di}{k} \left(\frac{\mu cp}{k}\right)^{-\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{-0.14}$$

$$jH = 35$$

$$hi = 319,9 \text{ BTU/}^\circ\text{F ft h}$$

3.2.6 Determinación del coeficiente individual de transferencia de calor por el lado de la coraza.

- Determinación del diámetro equivalente.

$$De = \frac{4(PT^2 - \frac{\pi}{4} do^2)}{\pi do} = 0,083 \text{ ft}$$

- Calculo del área de flujo por la coraza.

$$B \text{ mínima} = 0,2 Ds = 2,4 \text{ in}$$

$$B \text{ máxima} = 74 do^{0,75} = 74 \text{ in}$$

El valor B asumido debe estar entre el valor máximo y mínimo calculado anteriormente.

$$B = 7 \text{ in}$$

$$C = PT - do = 0,25 \text{ in}$$

$$as = \frac{(C B Ds)^{1/2}}{PT^{1/4}} = 0,06 \text{ ft}^2$$

- Determinación de la velocidad másica.

$$Gs = \frac{ms}{as} = 24\,471,7 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \text{ft}^2$$

- Calculo del número de Reynolds.

$$Re = \frac{De Gs}{\mu} = 155,4$$

- Determinación del coeficiente individual de transferencia de calor.

$$jH = \frac{hi di}{k} \left(\frac{\mu cp}{k} \right)^{-\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0,14}$$

$$jH = 6,8$$

$$hi = 25,4 \text{ BTU/h ft } ^\circ\text{F}$$

3.2.7 Determinación del coeficiente global de transferencia de calor.

$$R_{dc} = 0,005$$

$$R_{df} = 0,005$$

$$U_{dcal} = \left[\frac{1}{h_o} + R_{dc} + \frac{A_o}{A_i} \left(\frac{d_o - d_i}{2k_w} \right) + \frac{A_o}{A_i} \left(\frac{1}{h_i} \right) + \frac{A_o}{A_i} R_{df} \right]^{-1} = 15,73 \quad \frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F}$$

$$\frac{U_{dcal} - U_{d \text{ asumido}}}{U_{d \text{ asumido}}} 100 = 4,6 \%$$

En la metodología seguida para el diseño de intercambiador se plantea que este resultado debe estar entre 0 y 30 % para que se considere aceptable. Como el valor obtenido está dentro del rango se cumple con lo que se plantea como requisito.

3.2.8 Determinación de la caída de presión.

- Caída de presión por el lado de los tubos.

$$f = 0,039 \text{ ft}^2/\text{ft}^2$$

$$a' = 0,355 \text{ in}$$

$$at = \frac{nt \ a'}{np} = 0,011 \text{ ft}^2$$

$$Gt = \frac{m}{at} = 140 \ 263,6 \quad \frac{lb}{h} \text{ ft}^2$$

$$\Delta p_{ft} = \frac{f (Gt^2) L t \ np}{(5,22 \ 10^{10}) \ di \ S \ \phi_t} = 0,35 \text{ psi}$$

- Cálculo de la caída de presión por retroceso del fluido.

$$\Delta p_{rt} = 1,344 (10^{-13}) (2np - 1.5) \frac{(Gt^2)}{s} = 0,038 \text{ psi}$$

- Caída de presión total por el lado de los tubos.

$$\Delta p_t = \Delta p_{ft} + \Delta p_{rt} = 0,39 \text{ psi}$$

En la metodología se plantea como restricción que la caída de presión por el lado de los debe ser menor que 10 psi.

- Cálculo de caída de presión en la coraza.

$$(N + 1) = \frac{12 Lt}{B} = 41$$

$$\Delta p_{fs} = \frac{f G_s^2 D_s (N+1)}{(5,22 \cdot 10^{10}) D_e S \phi_s} = 0,06 \text{ psi}$$

En la metodología se plantea que la caída de presión por el lado de la coraza debe ser menor que 7 psi.

Ambas caídas de presión tanto por el lado de los tubos como por el lado de la coraza son bajas y por tanto se cumple el límite establecidos por la metodología lo cual es beneficioso pues se puede afirmar que el intercambiador de calor cumple con los requisitos hidráulicos.

3.2.9 Determinación del sobre diseño y sobre superficie.

$$h_{io} = h_i \frac{d_i}{d_o} = 214,4 \text{ BTU/hft}^2\text{°F}$$

$$U_c = \frac{h_o - h_{io}}{h_o + h_{io}} = 22,4 \frac{\text{BTU}}{h} \text{ft}^2\text{°F}$$

Determinación de R_{dcalc} para compararlo con R_{dperm} para saber si una vez puesto en marcha el intercambiador diseñado este puede estar hasta un año sin mantenimiento.

$$R_{dperm} = R_{dc} + R_{df} = 0,01$$

$$R_{dcalc} = \frac{U_c - U_{dcal}}{U_c U_{dcal}} = 0,0189 \approx 0,02$$

Como se cumple el requisito de que $R_{dcalc} \geq R_{dperm}$ se puede garantizar que intercambiador de calor diseñado no necesitará mantenimiento hasta después de un año en funcionamiento cumpliéndose los requisitos térmicos.

$$\% \text{Sobre superficie} = \frac{U_c - U_{0cal}}{U_c} 100 = 29,9 \%$$

Para determinar el porcentaje de sobre diseño es necesario determinar el área requerida y el área del intercambiador.

$$A_{requerida} = \pi d_o L_t N_t = 222,04 \text{ ft}^2$$

$$A_c = \pi d_o L_t n_t = 225,2 \text{ ft}^2$$

$$\% \text{Sobre diseño} = \frac{A_c - A_{requerida}}{A_{requerida}} 100 = 1,4 \%$$

Este valor de sobre diseño es muy buen resultado puesto que para que el resultado sea aceptable debe ser menor que un 20% según lo plasmado en la metodología y el valor es mucho menor.

3.2.10 Costo del equipo diseñado.

Para el cálculo del costo del equipo se utilizó el software Equipcost. Se estimó el costo del equipo para el año 2014. Se seleccionó el tipo de equipo al que se le desea estimar el costo, se introducen los datos necesarios para el funcionamiento del programa: área, presión interna y material de construcción. Posteriormente se actualizó el costo para el año 2017.

Dentro de los tipos de intercambiadores de calor ofrecido por el software se escogió intercambiador de tubo y coraza cabezal flotante medio. El rango de área ofrecido para dicho tipo incluye el área obtenida en el diseño y como materiales se eligió el acero al carbono para la coraza y los tubos de cobre. Para la presión interna de 150 psi el costo resultante para el año 2014 fue de 21400 US \$.

Tabla 7: **Datos para la actualización del costo.**

Año	CEPCI (ChE, 2017)
2014	576,1
2017	553,0

$$C2 = C1 \frac{CEPCI 2}{CEPCI 1} \quad (68)$$

$$C2 = 20542 \text{ US \$}$$

Según los resultados obtenidos a lo largo de toda la metodología el intercambiador de calor diseñado cumpliría su objetivo tecnológico. Pues este aumentaría la temperatura del combustible hasta la temperatura requerida por la caldera y la flemaza tendría una temperatura adecuada para poder ser pasada por el enfriadero. Siendo útil como agua de enfriamiento.

3.3 Evaluación del sistema de enfriamiento por aspersion.

Tabla 8: Datos para la evaluación del sistema de enfriamiento.

Datos	Condiciones actuales	Nuevas condiciones
Flujo de agua a enfriar	320 m ³ /h	320.72 m ³ /h
T1	45°C	¿?
T2	38°C	¿?
T0	33°C	33°C

- Calculo de T1 en nuevas condiciones.

Para calcular la temperatura de entrada del agua se realiza un balance de energía.

$$Q_{condiciones\ actuales} + Q_{flujo\ que\ se\ incrementa} = Q_{nuevas\ condiciones} \quad (69)$$

$$Q_{condiciones\ actuales} = m_{actual} \cdot c_p \cdot T1_{actual} \quad (70)$$

$$Q_{condiciones\ actuales} = 59\,469\,969 \text{ kJ/h}$$

$$Q_{flujo\ que\ se\ incrementa} = m_{flemaza} \cdot c_p \cdot T1_{flemaza} \quad (71)$$

$$Q_{flujo\ que\ se\ incrementa} = 183\,423,08 \text{ kJ/h}$$

$$Q_{nuevas\ condiciones} = m_{total} \cdot c_p \cdot T1_{nuevas\ condiciones} \quad (72)$$

$$T1_{nuevas\ condiciones} = 45^\circ\text{C}$$

- Cálculo de T2 en las nuevas condiciones.

Cálculo de la eficiencia en las condiciones actuales del enfriadero.

$$E = \frac{T_2 - T_1}{T_2 - T_0} = 58 \%$$

La bibliografía consultada plantea que la eficiencia de un sistema de enfriamiento por aspersores debe estar entre 50 y 70 %. El enfriadero que se analiza se encuentra en el rango recomendado por lo que sería bueno mantenerla y se calcula la temperatura de salida para las nuevas condiciones a partir de dicha eficiencia. Como la temperatura de bulbo húmedo y la de entrada calculada para las nuevas condiciones coinciden con las actuales y se decide mantener la eficiencia las temperaturas de salida también serán las mismas.

T2 nuevas condiciones = 38°C

3.3.1 Determinación del enfriamiento máximo permisible.

La temperatura máxima permisible es 33 °C que es la temperatura de bulbo húmedo.

Esta es la temperatura registrada en la entidad para los meses cálidos. Son los meses para los cuales se evalúa el comportamiento del sistema de enfriamiento porque en estos meses es cuando suele ser menor la temperatura de salida del sistema debido a las características del clima tropical del país.

3.3.2 Profundidad.

La profundidad es de 1m valor determinado durante la construcción del enfriadero.

Este valor está dentro los límites recomendados. La bibliografía plantea que no es ventajoso aumentar la profundidad a más de 1m, porque el aumento de la masa de agua en circulación, influye en el enfriamiento.

3.3.3 superficie.

En este caso se decide calcular un rango de superficie tomando los valores extremos recomendados por la bibliografía.

$$\frac{Q2}{Se} = 700 \frac{kg}{m^2h}$$

$$Se = 452,7 m^2$$

$$\frac{Q2}{Se} = 800 \frac{kg}{m^2h}$$

$$Se = 396,09 m^2$$

No es conveniente dar al estanque una superficie excesiva. El agua dentro del él se calienta con el sol, especialmente cuando no está protegida por los conos de los aspersores y el calentamiento solar es proporcional a la superficie expuesta

3.3.4 Distribución de las boquillas.

Distancia entre los tubos (a) =5m

Este valor esta fuera del rango ofrecido por la bibliografía consultada pero mientras más distancia existe entre los tubos menos posibilidad de que se unan los chorros de las boquillas de un tubo y las del otro.

La presión con que trabajan las boquillas es mayor que el rango recomendado por lo que si el chorro tienen mayor presión es necesario más espacio entre los tubos lo que favorece también el contacto con el aire.

Distancia entre las boquillas de cada tubo (b) =2,50m

La distancia entre las boquillas es el límite mayor del intervalo propuesto por la bibliografía por lo que es adecuado

Ambos parámetros fueron fijados durante la construcción del sistema de enfriamiento y la variación de alguno de ellos traería consigo la reconstrucción de todo el sistema de boquillas.

Lado del viento = 3

Lado contrario = 6

Estos valores son los menores del rango que se propone en la metodología y al igual que los anteriores una variación de ellos llevaría a la realización de cambios constructivos.

3.3.5 Selección de boquillas.

Boquillas de chorro cónico, son las que se utilizan actualmente. Se proponen estas para mantener la uniformidad en caso de que sea necesario variar el número de boquillas. Si existen algunas en desuso pueden ser reparadas.

3.3.6 Presión en las boquillas.

11m de agua valor con el que se trabaja en las boquillas actuales a pesar de que no estar entre los límites establecidos por la metodología se decide mantenerlo pues se decide continuar con el mismo tipo de boquillas y trabajando con esta presión se tienen buenos resultados.

3.3.7 Capacidad por boquilla.

$$q = 1,6 c' s' \sqrt{H} = 4,93 \text{ m}^3/\text{h}$$

La capacidad por boquilla es igual a la capacidad existente actualmente, puesto que se mantienen la misma presión en las boquillas, tipo de boquilla y por tanto la sección transversal del orificio de salida también coincide.

3.3.8 Número de boquillas.

$$N = \frac{Fac}{q} = 65$$

El número de boquillas existentes son 60 y visto que se incrementó el flujo de agua a enfriar aumento el número de boquillas y sería necesario el incremento de cinco boquillas para que la flemaza pase por el sistema de enfriamiento.

3.3.9 Superficie del estanque correspondiente a una boquilla.

En este caso se calculó también para los valores extremos recomendados por la bibliografía.

$$ab = \frac{q}{700}$$

$$ab = 6,95$$

$$ab = \frac{q}{800}$$

$$ab = 6,08$$

3.3.10 Área de aspersión de la piscina.

$$A (asp) = N ab = 65 \cdot 6.95 = 451,75 m^2$$

$$A (asp) = N ab = 65 \cdot 6.08 = 395,2 m^2$$

El área de aspersión total de la piscina es de 420 m². Valor menor que el límite mayor rango de áreas de aspersión necesaria. Esto es lógico puesto que este parámetro depende del número de aspersores y el número de aspersores necesarios es mayor que el existente.

3.3.11 Área total de la piscina.

$$A = \text{largo} \cdot \text{ancho} = 918 m^2$$

La piscina tiene un área mayor que la que se requiere por lo tanto puede ser utilizada para el incremento de flujo.

3.4.12 Pérdidas de agua.

La pulverización del agua caliente origina que una pequeña parte del agua se evapore, además el viento arrastra otra pequeña parte.

En la bibliografía se recomiendan varios valores de pérdidas de agua y se consideró un 3% de pérdida por lo que las pérdidas son de 9,6 m³/h

3.3.13 Comparación entre las características del enfriadero actual y las características ante las nuevas condiciones.

Tabla 9: Características en ambas condiciones.

Parámetro	Condiciones actuales	Nuevas condiciones
Flujo de agua a enfriar	320 m ³ /h	320,72 m ³ /h
Enfriamiento máximo permisible	33°C	33°C
Profundidad (m)	1	1
Tipo de boquillas	Chorro cónico	Chorro cónico
Presión en las boquillas (m de agua)	11	11
Capacidad por boquilla	4,93 m ³ /h	4,93 m ³ /h
Número de boquillas	60	65
Área total de aspersión	420 m ²	[395 -452] m ²
Largo de la piscina	38,83 m	38,83 m
Ancho de la piscina	26,50 m	26,50 m
Área total de la piscina	1029 m ²	918m ²
Distancia entere tubos	5m	5m
Distancia entre los aspersores	2,50 m	2,50 m
Largo de los tubos para boquillas	25m	25m
Margen por el lado del viento	3m	3m
Margen por el lado contrario	6m	6m
Temperatura del agua a la entrada	45°C	45°C
Temperatura de salida del agua	38°C	38°C

Flujo de agua que se pierde	9 m ³ /h	9,6 m ³ /h
Eficiencia	58%	58%

Por los resultados obtenidos se puede enviar al enfriadero la flemaza residual una vez pasada por el intercambiador diseñado. Según las características constructivas del enfriadero es posible sin tener que hacer grandes modificaciones. Solo habría que incrementar cinco boquillas del mismo tipo que se usan actualmente.

3.4 Metodología para la modelación matemática de un tanque para el enfriamiento de la flemaza.

Existe un tanque en el interior de la industria el cual se encuentra en desuso. Se quiere analizar la posibilidad de usarlo para enfriar la flemaza residual y posteriormente enviarla al enfriadero. El objetivo de esto sería aumentar un poco el flujo de agua de enfriamiento y darle un uso a dicho residual. Para esto se plantea determinar un modelo matemático que permita conocer la variación de la temperatura del fluido en el tanque a medida que este permanece expuesto a las condiciones ambientales y se le va introduciendo el fluido.

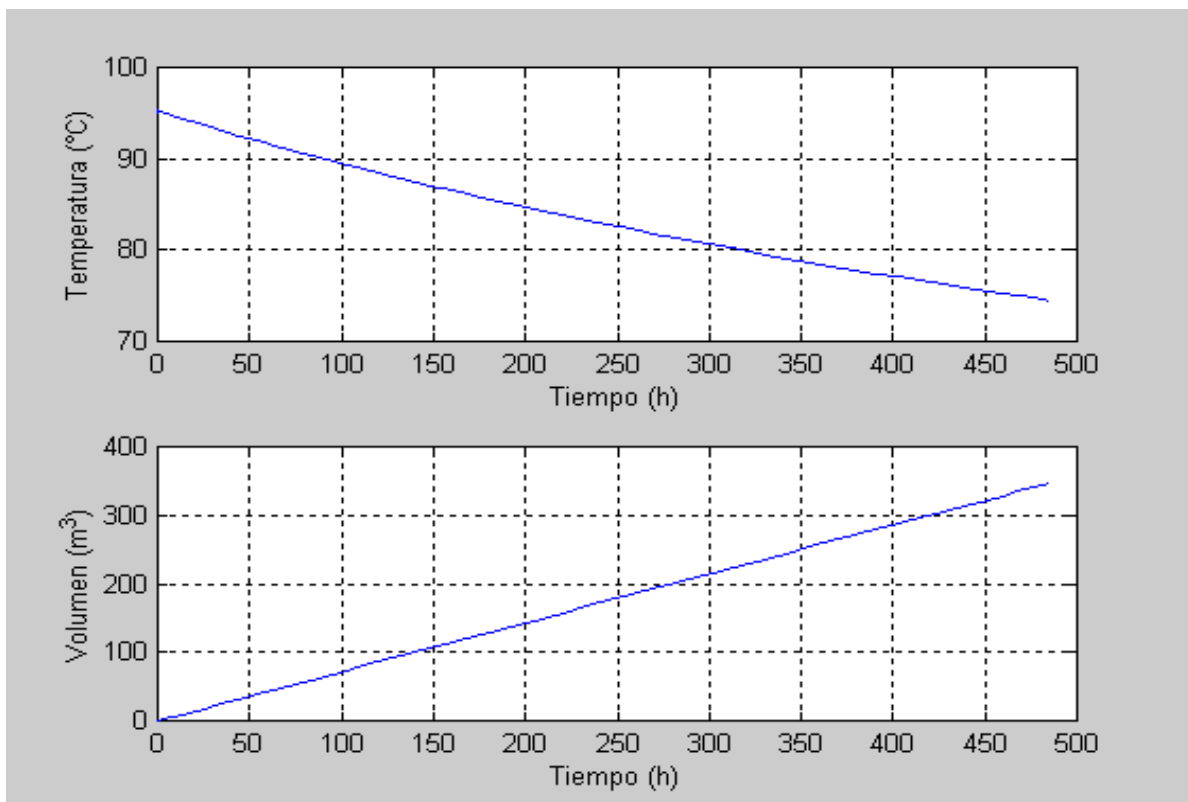
Tabla 10: **Datos para el análisis de esta alternativa**

Datos	Valor
Flujo de flemaza	0,72 m ³ /h
Temperatura de entrada al tanque	95°C
Capacidad del tanque	350 m ³ /h
Diámetro del tanque	9,14 m
Altura del tanque	6,10 m

Con estos datos y con cada uno de los pasos de la metodología se logró obtener un sistema de ecuaciones diferenciales parciales como modelo matemático. Este describe la variación de la temperatura del fluido.

Una vez programadas en el software MATLAB todas las ecuaciones necesarias para la solución del modelo matemático, se obtuvo el gráfico1. Como resultado del estudio realizado se observa que introduciendo el flujo de flemaza el tanque se llena en su totalidad a la 500 h y en este tiempo la temperatura del fluido disminuye hasta 75 °C. Temperatura que se considera elevada para un fluido a procesar en un sistema de enfriamiento cualquiera

Gráfica1: Comportamiento de la temperatura respecto al tiempo hasta que el tanque está lleno.



3.5 Análisis de los resultados obtenidos.

De las dos alternativas analizadas para la utilización de la flemaza residual que actualmente se envía a zanja. Los resultados obtenidos en el diseño del intercambiador de tubo coraza permiten que este pueda ser utilizado dentro de la industria. Este es capaz de calentar el combustible utilizado para la generación de vapor elevando su temperatura desde las condiciones ambientales hasta la temperatura requerida para el funcionamiento de la caldera. Para esto utiliza la flemaza lo que representa un ahorro de vapor para la entidad. Actualmente se calienta el combustible con el vapor proveniente del colector de vapor, Con el intercambiador de calor diseñado solo sería necesario generar la cantidad de vapor que utilizan las columnas de destilación para su funcionamiento. Esto representaría un ahorro de combustible para la entidad pues se consumiría menos. Por otra parte la flemaza disminuye su temperatura hasta 62°C, lo que permite que pueda ser pasada por el enfriadero. Se utilizaría como agua de enfriamiento en los condensadores. Para este aumento de flujo se evaluó el sistema de enfriamiento de la fábrica. Solo habría que aumentar cinco aspersores. El costo de esta alternativa está representado por el costo de los cinco aspersores a incrementar y el valor del costo del intercambiador diseñado que sería una inversión a realizar por parte de la entidad, pero el beneficio estaría en el ahorro de vapor que esta alternativa trae consigo.

La otra alternativa analizada consiste en el enfriamiento de la flemaza en un tanque que se encuentra en desuso en la industria, sometiéndola a condiciones ambientales. El costo de la alternativa estaría representado por el mantenimiento que habría que realizar al tanque para su uso. Los resultados arrojaron que el tanque tardaría 500 h en llenarse a toda capacidad una vez que se comience a suministrar el flujo. La temperatura de la flemaza disminuye hasta 75°C por lo que no puede ser enviada al enfriadero. Esta alternativa a pesar de ser mucho menos costosa que la anterior no puede ponerse en práctica.

Conclusiones

- Se Valoraron las alternativas existentes en la entidad para la utilización de flemaza como agua de enfriamiento. Siendo de las dos planteada la de diseño del intercambiador la de posible realización.
- Se Diseñó un intercambiador de calor para disminuir la temperatura de la flemaza. El costo de adquisición de este equipo es de 20542 US \$
- Se logró Determinar un modelo matemático capaz de predecir cuanto disminuye la temperatura del residual si se expone a condiciones ambientales en un tanque. Dando como resultado que el fluido puede llegar hasta 75°C de temperatura por lo que se descarta la alternativa puesto que a esta temperatura el sistema de enfriamiento no podría llevar el fluido hasta la temperatura necesaria para ser aprovechada como agua de enfriamiento.
- Se determinó que el sistema de enfriamiento actual de la entidad puede procesar la flemaza como agua de enfriamiento para esto se evaluaron los parámetros de diseño de dicho sistema obteniéndose que es necesario incrementar cinco boquillas aspersoras.
- Se Diseñó un sistema que permite utilizar la flemaza residual como agua de enfriamiento.

Recomendaciones

- Poner en práctica el sistema propuesto para la utilización de la flemaza pues con este se la daría uso al residual primeramente utilizándolo para calentar el combustible y posteriormente como agua de enfriamiento.
- Incrementar los cinco aspersores al sistema de enfriamiento para poner en práctica el sistema propuesto.

Nomenclatura

A Área de transferencia de calor.

A (*asp*) Área de aspersion de la piscina.

A_c Área del intercambiador de calor ajustada al catálogo.

A_O Área referida al diámetro exterior.

A_i Área referida al diámetro interior.

a Espacio entre tubos con aspersores en metros.

a' Área de flujo por tubo.

ab Área por aspersor en m^2 .

A *requerida* Área requerida por el intercambiador de calor.

as Área de flujo por la coraza.

at Área de flujo por los tubos.

B Espaciado entre los tubos.

b Distancia entre los aspersores de cada tubo en metros.

C Claro entre los tubos.

c' Coeficiente de contracción.

C_p Calor específico.

C_1 Costo en el año base.

C_2 Costo el año presente.

D_s Diámetro de la coraza.

D_e Diámetro equivalente.

d_i Diámetro interno de los tubos.

d_o Diámetro exterior.

$\frac{\partial E_{tot}}{\partial T}$ Variación de energía respecto al tiempo.

$\frac{\partial m_{tot}}{\partial T}$ Variación de la masa respecto al tiempo.

E Eficiencia del sistema de enfriamiento.

E_{tot} Energía total.

f Factor de fricción.

F_{ac} Flujo de agua caliente.

F_t Factor de corrección.

G_s Velocidad másica del fluido que va por la coraza.

G_t Velocidad másica del fluido que va por los tubos.

H Presión en el aspersor en metros de agua.

H_e Energía interna que inicial.

h_i Coeficiente individual de transferencia de calor por el lado de los tubos.

h_{io} Coeficiente individual de transferencia de calor por el lado de los tubos referido al diámetro interior.

h_o Coeficiente individual de transferencia de calor por el lado de la coraza.

ΔH Variación de energía interna.

$CEPCI 1$ Índice de costo en el año base.

$CEPCI 2$ Índice de costo del año presente.

j_H Factor de transferencia de calor.

k Conductividad térmica del fluido.

k_c Contante calórica.

k_w Conductividad térmica del material de los tubos.

$LMTD$ Diferencia media logarítmica de temperatura.

L_t Longitud de los tubos.

m Flujo del fluido que pasa por los tubos.

mac Masa acumulada.

ms Flujo del fluido que pasa por la coraza.

N Número de aspersores del estanque.

np Número de paso por los tubos.

N_t Número de tubos del intercambiador.

nt Número de tubos correspondiente al catálogo.

$(N + 1)$ Número de cruces.

Nu Número adimensional de Nusselt.

PT Pasos en los tubos.

Δp_{ft} Caída de presión en los tubos por fricción.

Δp_{rt} Caída de presión por retroceso del fluido.

Δp_t Caída de presión por los tubos.

Δp_{fs} Caída de presión por el lado de la coraza.

Q Calor transferido por intercambio de calor.

Q^m Calor absorbido o cedido por transferencia de masa.

$Q_{absorbido}$ Calor absorbido.

Q_{cedido} Calor cedido.

Q_{fondo} Calor del fondo.

$Q_{fondo\ conv}$ Calor del fondo por convección.

$Q_{fondo\ rad}$ Calor del fondo por radiación.

Q_{lat} Calor lateral.

$Q_{lat\ conv}$ Calor lateral por convección.

$Q_{lat\ rad}$ Calor lateral por radiación.

Q_{tope} Calor del tope.

$Q_{tope\ conv}$ Calor de tope por convección.

$Q_{tope\ rad}$ Calor de tope por radiación.

Q_{perd} Calor perdido.

Q_2 Peso del agua caliente a enfriar.

q Capacidad del aspersor.

Ra Número adimensional de Rayleigh.

Rdc Factor de obstrucción para el combustible

Rd_{calc} Factor de obstrucción calculado

Rdf Factor de obstrucción correspondiente a la flemaza.

Rd_{perm} Factor de obstrucción permitido

Re Número de Reynolds.

Ri Cambio de algún componente por reacción química.

S Gravedad específica del fluido.

s' Sección transversal del orificio de salida, en cm^2 .

S_e Superficie del estanque, en m^2 , sin incluir el margen de seguridad.

S_{fondo} Superficie del fondo.

S_{lat} Superficie lateral.

SR Calor por reacción química.

S_{tope} Superficie del tope.

T_{ac} Temperatura acumulada.

T_{cc} Temperatura calórica del fluido frío.

T_{hc} Temperatura calórica del fluido caliente.

T_{media} Temperatura media.

T_0 Temperatura de bulbo húmedo.

T_1 Temperatura de entrada del fluido caliente.

T_2 Temperatura de salida del fluido caliente.

t_1 Temperatura de entrada del fluido frío.

t_2 Temperatura de salida del fluido.

T_{∞} Temperatura del medio.

ΔT_c Diferencia de temperatura en la terminal fría.

Δt_h Diferencia de temperatura en la terminal caliente.

U_c Coeficiente global de transferencia de calor limpio.

U_d *asumido* Coeficiente global de transferencia de calor asumido para el cálculo del área.

U_{dcal} Coeficiente global de transferencia de calor calculado.

v Velocidad del fluido que pasa por los tubos.

V_{ac} Volumen acumulado.

V_{tot} Volumen total.

W Trabajo.

W_e Flujo másico que entra al sistema.

W_i^m Entradas y salidas de un componente a la interface.

W_s Flujo másico que sale del sistema.

Z Altura del tanque.

α'' Grado de biodegradabilidad

ϕ_s Razón de viscosidad en la coraza.

ϕ_t Razón de viscosidad en los tubos.

$\Delta\Phi$ Variación de energía potencial.

μ Viscosidad del fluido que pasa por la coraza.

μ_w Viscosidad a la temperatura de la pared.

ρ Densidad del fluido que pasa por los tubos.

ε Emisividad.

σ Constante de Stefan Boltzmann.

$\Delta(\rho < v > S_f)$ Diferencial de flujo entre la entrada y la salida.

$\Delta \frac{1}{2} \frac{\langle v^3 \rangle}{\langle v \rangle}$ Variación de energía cinética.

Bibliografía

- 1- Alean, D., Gail, A., Chejne, F., Marlon, J. 2009. Simulación de una torre de enfriamiento mecánica, *Información Tecnológica*. Vol. 20(3), 13-18, Disponible en [http:// www. Freeollpdf.com](http://www.Freeollpdf.com) consultado enero 2018.
- 2-Alvarez, J.2011. *Evaluación del Sistema de Intercambiadores de Calor del Residuo no Convertido del Proyecto Conversión Profunda de la Refinería de Puerto de la Cruz*, Puerto de la Cruz Venezuela, p.6.
- 3- An, Y., Feng, J., and Li, L.2015. Technical research and economic analysis for cooling tower with water collecting device of 1000 mw coal-fired power plant, *in 17th IAHR International Conference on Cooling Tower and Heat Exchanger, The University of Queensland*, pp. 13-20
- 4-Arzu, S., Kilic, B., Kilic, U. 2011. *Design and economic optimization of shell and tube heat exchangers using Artificial Bee Colony (ABC) algorithm*. *Energy Conversion and Management* 52 3356–3362. ISSN: 0196-8904.
- 5- Azad V., A., Amidpour, M. 2011. Economic optimization of shell and tube heat exchanger based on constructal theory. *Energy*, 36, 1087–1096.
- 6-Butterworth, D. 2002. *Design of shell-and-tube heat exchangers when the fouling depends on local temperatura and velocity Applied Thermal Engineering* No 22 .p. 789–801. ISSN: 1359-4311.
- 7-Belman, J.M .2008. *Desarrollo de un modelo físico para una instalación de producción de frío por compresión de vapor utilizando el refrigerante R134a. Validación experimental y aplicación para la simulación energética*. Director: Dr. Joaquín Navarro Esbrí. Tesis de doctorado. Universitat JAUME .I, Departamento de Ingeniería Mecánica y Construcción. Castellón España

8-Caballero, M., Silva, L., Montes, L. 2012. Diseño de un sistema de recirculación y enfriamiento del agua para la destilación del mezcal .*Revista Mexicana de Ciencias Agrícolas*, No 4, noviembre-diciembre, p. 774-784 Instituto Nacional de Investigaciones Forestales, Agrícolas y Pecuarias Estado de México, México Disponible en internet [http:// www. Freefolpdf.com](http://www.Freefolpdf.com), consultado enero 2018.

9-Cuadrado, M., Karina, C. 2010. *Diseño, Construcción y Pruebas de un Intercambiador de Carcasa y Tubos para el Laboratorio de Térmicas de la Facultad de Mecánica*, Riobamba Ecuador, p.22.

10-ChE. 2017. Economic indicators. *Chemical Engineering*, vol. 124, No. 6, p. 80 .June, 2017.

11- Días, M., Marcelo, M., Ensinas, A., Nebra, S., Maciel, R. 2011.Improving bioethanol production from sugarcane: evaluation of distillation, thermal integration and cogeneration systems., *Energy*, Vol.36, No. 6, p. 3691-3703. Disponible en [http:// www. Freefolpdf.com](http://www.Freefolpdf.com), consultado enero 2018.

12- Fonseca, P., Vargas, L.A., Marcela, L.2009.*Diseño Térmico y Mecánico de Intercambiadores de Calor de Casco y Tubo* .Bucaramanga Colombia, p.22.

13- Ghislieril, D. 2013. Tecnología y servicios industriales 1.*Tratamiento de agua de sistemas de enfriamiento* Disponible en [http:// www. Freefolpdf.com](http://www.Freefolpdf.com), consultado enero 2018.

14-Hajabdollahi, H.,Ahmadi, P.; Dincer, I. 2011. *Thermo-economic optimization of a shell and tube condenser using both genetic algorithm and particle swarm*. Int. J. Refrig. , 34, 1066–1076.

15-Hugot E.1988. *Manual para ingenieros azucareros*. La Habana. Edición revolucionaria. p.592- 596.

16-Incropera F. 2011. *Fundamentals of heat and mass transfer*. La Habana. Editorial Félix Varela .p.481 -689.

17-Jimenez T. 2015. *Análisis de los mecanismos de transferencia de calor en un secador solar de alimentos*. Universidad veracruzana.

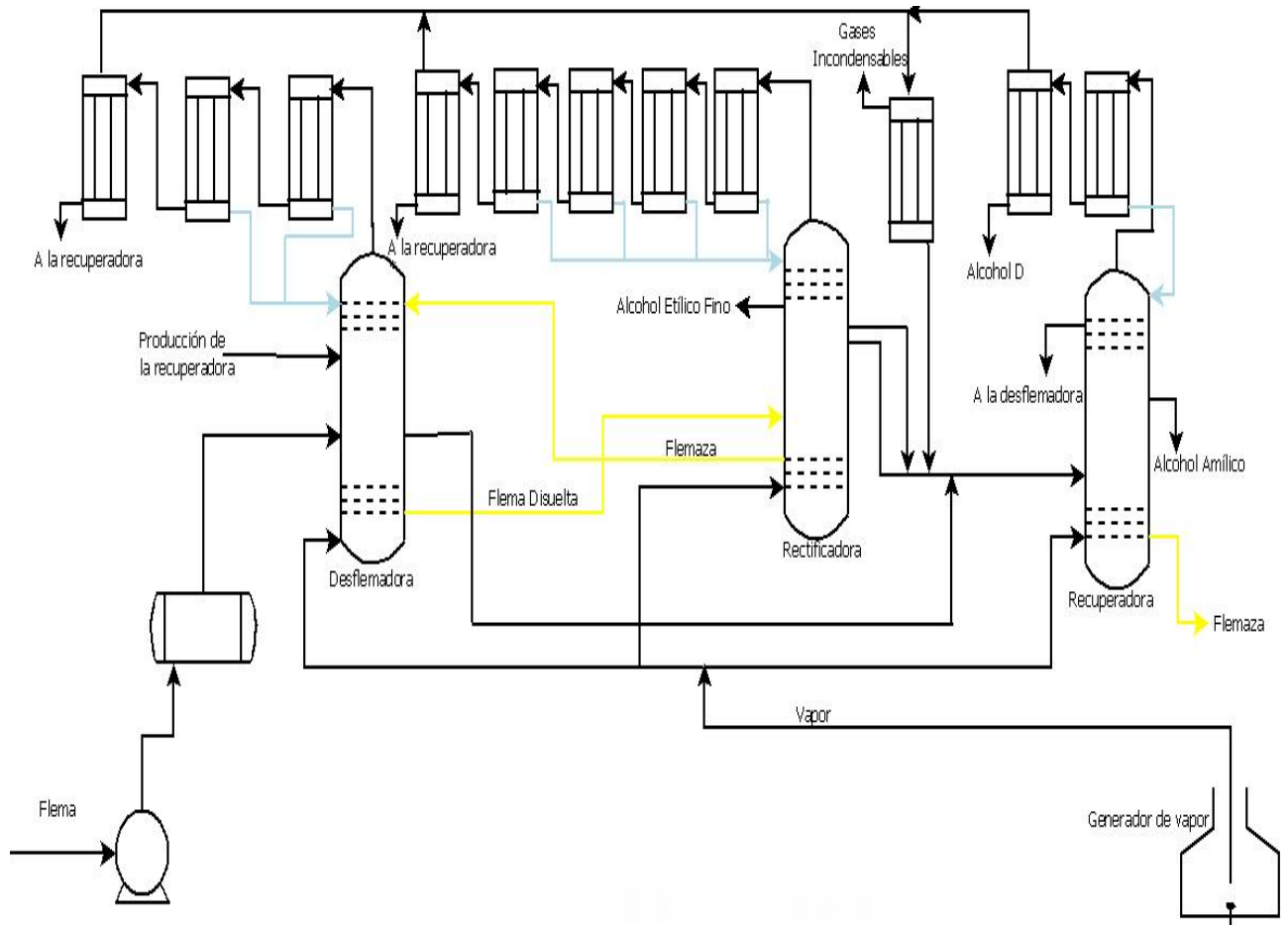
- 18- Jingyu, C., Wuquan, L., and Jingwei Z. 2015 .Research on applying dry cooling technology in conventional island of ap1000 nuclear power in china," *in 17th IAHR International Conference on Cooling Tower and Heat Exchanger*, Queensland, Australia, pp. 101-108.
- 19-Kern, D.1969. *Procesos de Transferencia de Calor*. La Habana , Cuba .Edición Revolucionaria.
- 20- León, R. 2009. *Propuesta de una estrategia técnico económica para el mejoramiento de la remoción de impurezas en la destilería de la corporación Cuba Ron gerencia Cárdenas*. Tesis en opción al título de ingeniero químico. Universidad de Matanzas. Matanzas, 2009.
- 21-León, R. *et al.* 2010. *Diseño de una piscina de enfriamiento atmosférico para la destilería de la Corporación Cuba Ron. Ronera Cárdenas*. En: *Fórum de ciencia y técnica 2010*.
- 22-Lei Zhao, Zaheeruddin, M. 2005. *Dynamic simulation and analysis of water chiller refrigeration system*. *Applied Thermal Engineering* .p. 2258-2271.
- 23-Martinez Rodríguez, E. 2009. *Estudio para la Selección de un Sistema de Enfriamiento de Aire Proveniente de una Batería de Sopladores, de la Planta de Efluentes del Complejo Petroquímica Morelos*. Coatzacoalcos Veracruz. P.11.
- 24- Matijašević.*et al.* 2014.Analysis of Cooling Water Systems in a Petroleum Refinery. *Chem. Biochem. Eng. Q.*, 28 (4) 451–457 Disponible en [http:// www.Freefolpdf.com](http://www.Freefolpdf.com) consultado enero 2018.
- 25- Moreno, J. 2016. *Guía de buenas prácticas en el uso de agua para refrigeración en centrales termoeléctricas*, p.20-26 Disponible en <http:// www.Freefolpdf.com>, consultado enero 2018.

- 26- Muhumuza, R.2010. *Modelling, Implementation and Simulation of a Single-Effect Absorption Chiller in MERIT*. A thesis submitted in partial fulfilment for the requirement of degree in Master of Science in Renewable Energy Systems and the Environment. Department of Mechanical Engineering. University of Strathclyde. Scottish.
- 27- NC .2015. *Alcohol Etílico-Requisitos*. 792:2015.La Habana, Cuba 2015.
- 28-Núñez, A., Tarifa, E., Farfán, N. 2012. Simulación Estacionaria de un Evaporador de Doble Efecto para Jugo de Tomate. *Avances en Ciencias e Ingeniería*, vol. 3.p.1-9.
- 29- Obregón, G., Pertuz, J., Dominguez, A. 2017. Performance analysis of a laboratory scale cooling tower for different packing materials, water inlet temperature and mass flow ratio water-air”, *Prospect*, Vol 15, No 1, 42-52, .Disponible en [http:// www. Freefollpdf.com](http://www.Freefollpdf.com), consultado enero 2018.
- 30-Özilgen, M.2011.*Handbook of food process modeling and statistical quality control*. Second edition. CRC Press. Boca Ratón, USA. P14-16,411.
- 31- Patel, V.K. y Rao, R.V.2010.Design optimization of shelland- tube heat exchanger using particle swarm optimization technique. *Applied Thermal Engineering* 30 1417 e1425. ISSN: 1359-4311
- 32-Pavlov, K.F. 1981.*Problemas y ejemplos para el curso de operaciones básicas y aparatos en tecnología química*. Moscú. Editorial Mir.1981.p.570.
- 33-Pérez Segarra ,C.D., Rigola, J., Soria. M., Oliva, A. 2005. *Detailed thermodynamics of hermetic reciprocating compressors*. *International Journal of Refrigeration* 28 579-593.
- 34-Perry R. et al .1989. *Chemical Engineers Handbook*. Edición Revolucionaria.
- 35-Primo J.2012. *Shell and tuve heat exchangers basic calculations*.Disponible en www.PDHonline.org . p.2-35.
- 36- Reyes, M. B., et al .2013. Diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza mediante el método de eficiencia–número de unidades de transferencia y optimización de los costos usando MATLAB.*CentroAzúcar*, Vol. 40,abril-junio.Disponible en <http://centroazucar.qf.uclv.edu.cu> consultado enero 2018.

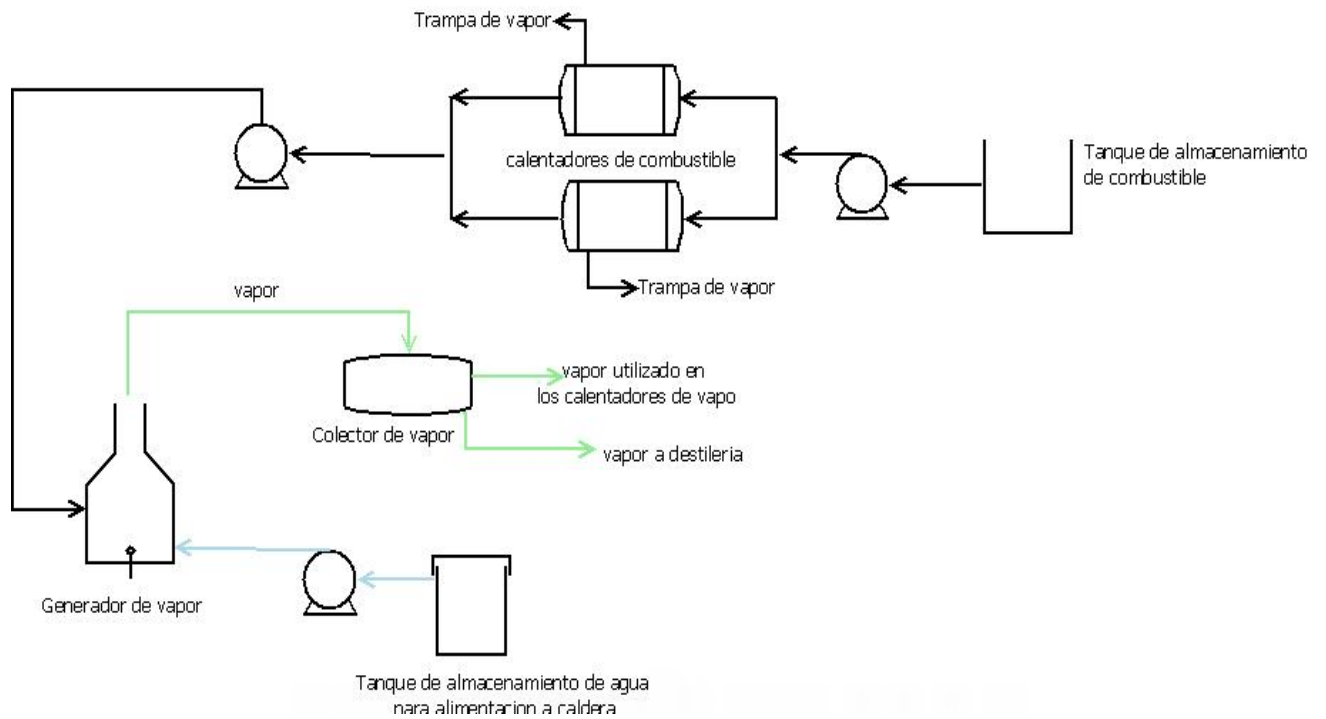
- 37- Reyes, M. B., *et al.* Impacto ecológico de los intercambiadores de calor. *AFINIDADADA LXXI*, No568, p.279-285. Disponible en [http:// www. Freefolpdf.com](http://www.Freefolpdf.com) consultado enero 2018.
- 38-Saldias, F. 2015. *Diseño del sistema de enfriamiento de partes hidráulicas mecánicas de un circuito de molienda*. Tesis en opción al título de ingeniero civil químico. Pontificia universidad católica de Valparaíso, facultad de ingeniería, escuela de ingeniería química. Director: Carlos Carlesi Chile, 2015. Disponible en internet [http:// www. Freefolpdf.com](http://www.Freefolpdf.com), consultado enero 2018.
- 39-Treybal R.2001.*Operaciones de transferencia de masa*. Editorial: MC Graw Hill. México.
- 40-Viera, R.*et al.*1988.*Modelacion matemática para ingenieros químicos*. Editorial Pueblo y educación .La Habana, Cuba .p. 22-42.
- 41-Winandy, E., Saavedra, O. C., Lebrun, J.2002.*Simplified modeling of an open-type reciprocating compressor. International Journal of Thermal Sciences* 41 183-192.
- 42-Winnady, E., Lebrun, J.2002. *Scroll compressors using gas and liquid injection: experimental analysis and modeling. International Journal of Refrigeration* 25 1143-1156.
- 43-Yadav, P.; Jana, A. K. 2010. Simulation and Control of a Commercial Double Effect Evaporator. Tomato Juice. *Chemical Product and Process Modeling*, vol. 5.p1-22.
- 44- Zamora, Y. 2009. *Evaluación energética del sistema de destilación de la Ronera Cárdenas*. Trabajo de diploma para optar por el título de ingeniero químico. Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría. La Habana ,2009.

ANEXOS

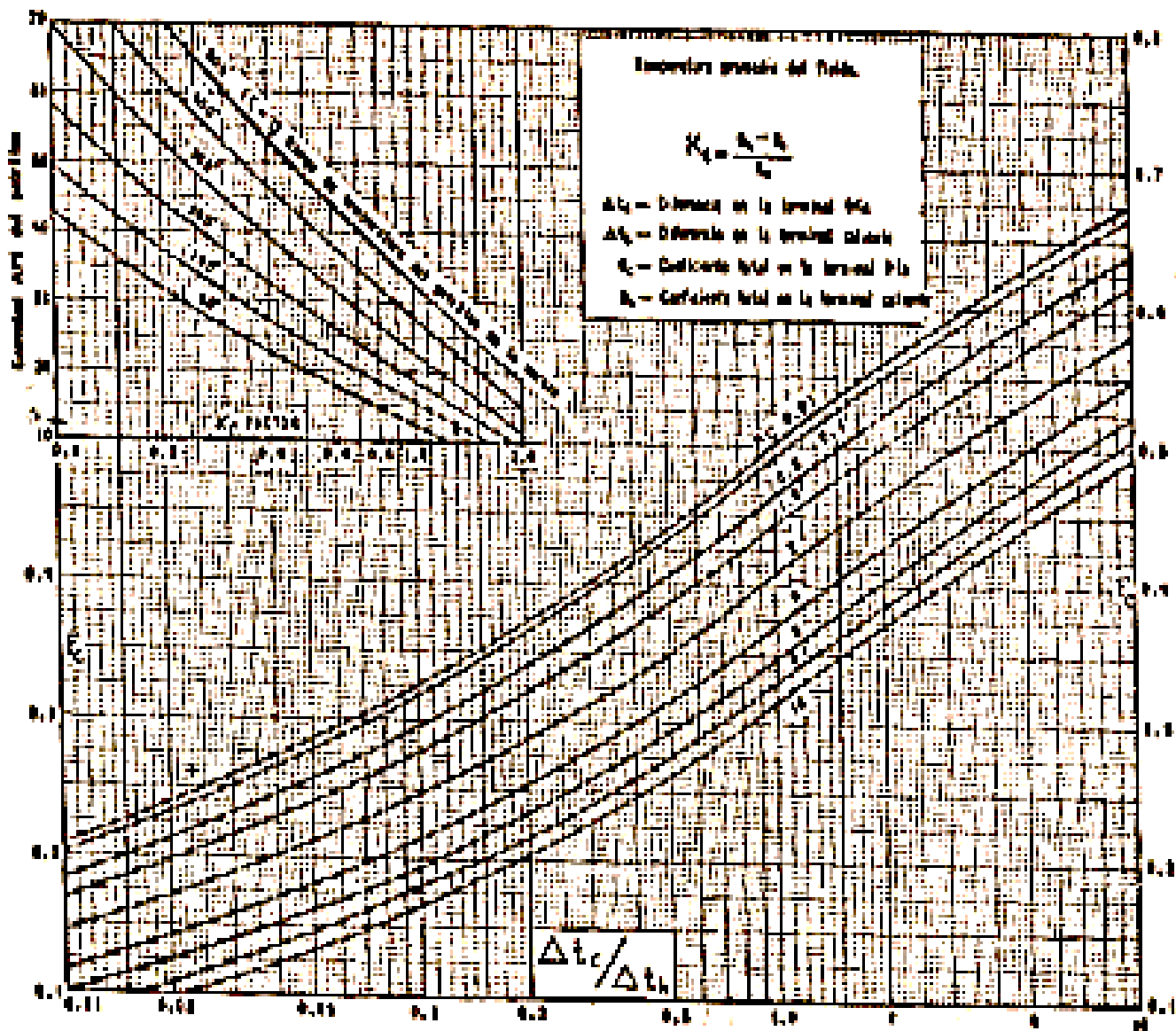
Anexo 1: Diagrama de flujo del proceso de producción de alcohol etílico fino.



Anexo 2: Diagrama del área de caldera en la industria.



Anexo 3: Factor F de temperatura calórica. (Kern, 1969) página 392.



Anexo 4: Propiedades físicas del agua. (Pavlov, 1981) página 570.

T, °C	ρ, kg/m³	γ, kg/m³	β, 10⁻⁴	α, 10⁻⁴	κ, 10⁻⁷	μ, 10⁻³	ν, 10⁻⁶	η, 10⁻³	λ, 10⁻³	σ, 10⁻⁸	z, 10⁻⁸
0	1000	0	4,23	55,1	1,31	1730	1,73	-0,073	716	13,7	1,00
5	999	41,3	4,19	51,2	1,27	1320	1,31	-0,073	742	9,20	1,00
10	998	83,3	4,16	39,9	1,43	1000	1,04	1,42	727	7,20	1,00
15	996	124	4,15	61,8	1,40	804	0,84	3,21	712	5,20	1,00
20	992	166	4,15	63,4	1,53	661	0,66	3,55	697	4,20	1,00
25	988	210	4,16	64,8	1,57	549	0,549	4,49	677	3,20	1,00
30	983	251	4,16	65,9	1,61	470	0,470	5,11	662	2,20	1,00
35	978	293	4,19	66,6	1,63	406	0,406	5,70	643	1,20	1,00
40	972	335	4,19	67,3	1,66	353	0,353	6,22	628	0,20	1,00
45	965	377	4,19	68,0	1,68	312	0,312	6,69	607	1,20	1,00
50	958	419	4,23	68,3	1,69	282	0,282	7,1	589	1,20	1,00
55	951	461	4,23	68,5	1,69	254	0,254	8,0	569	1,20	1,00
60	943	503	4,23	68,6	1,72	231	0,244	8,6	549	1,20	1,00
65	935	545	4,27	68,6	1,72	212	0,228	9,2	529	1,20	1,00
70	926	587	4,27	68,5	1,72	196	0,212	9,7	507	1,20	1,00
75	917	629	4,22	68,4	1,72	183	0,202	10,3	487	1,20	1,00
80	907	671	4,26	68,3	1,72	174	0,191	10,8	466	1,20	1,00
85	897	713	4,30	67,9	1,72	168	0,181	11,3	444	1,20	1,00
90	887	755	4,34	67,5	1,72	163	0,172	11,2	424	1,20	1,00

Anexo 5: Densidad de hidrocarburo según los °API (Perry, 1989) página 9-10.

°API	Density at 15°C, kg/ dm³
<14,9	0,966
15 to 34,9	0,8499
35 to 50,9	0,7754
51 to 63,9	0,7239

Expresiones matemáticas para el cálculo del calor específico de combustibles (Perry, 1989) página 9-10 ecuación 9-11

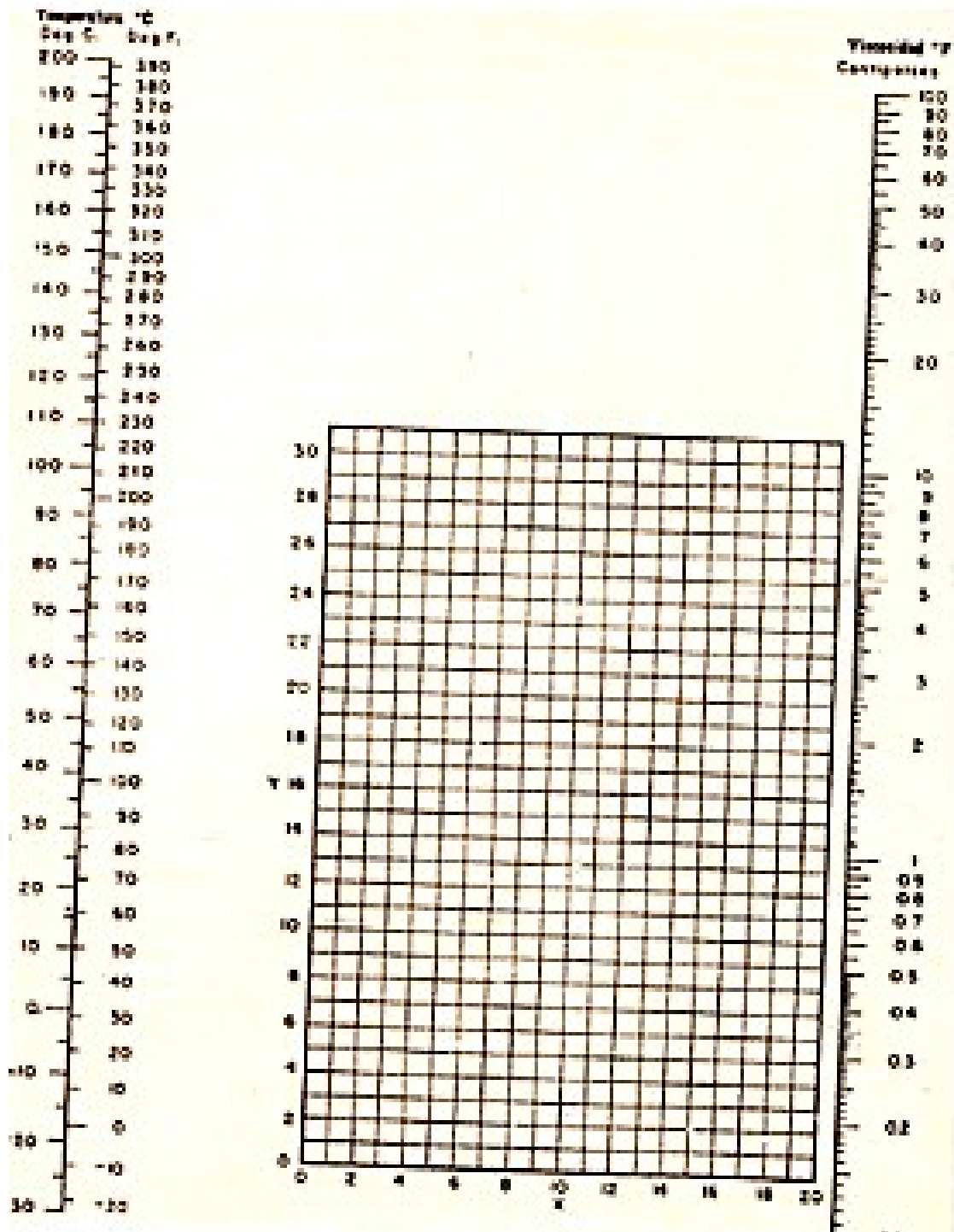
$$c = (1,685 + 0,0039^{\circ}\text{C})/s$$

Donde:

c Calor específico, (kJ/kg)

S Densidad relativa a 15°C (gravedad específica 60/60°F)

Anexo 6: Viscosidad para líquidos y fracciones de hidrocarburos (Kern, 1969) página 926.



Líquido	X	Y	Líquido	X	Y
Acetaldehído	15.2	4.8	Cloruro Estánico	13.5	19.8
Acetato de Amilo	11.8	12.5	Cresol, meta	9.5	20.8
Acetato de Butilo	12.3	11.0	Dibromacetano	12.7	15.2
Acetato de Etilo	13.7	9.1	Dicloroetano	13.2	12.2
Acetato de Metilo	14.2	8.2	Diclorometano	14.6	8.0
Acetato de Vinilo	14.0	8.8	Difenilo	12.0	18.3
Acetona 100%	14.5	7.2	Eter Etilico	14.3	5.3
Acetona 35%	7.9	15.0	Étilbenzeno	13.2	11.5
Agua	10.2	13.0	Étilenglicol	6.0	23.2
Acido Acético 100%	12.1	14.2	Fenol	6.9	20.8
Acido Acético 70%	9.5	17.0	Formiato de Etilo	14.2	6.4
Acido Benzoico	12.1	15.3	Fresno 11	14.4	9.0
Acido Clorosulfónico	11.2	18.1	Fresno 12	16.8	5.6
Acido Fórmico	10.7	15.8	Fresno 31	13.7	7.5
Acido Isobarico	12.2	14.4	Fresno 32	17.2	4.7
Acido Nítrico 95%	12.4	13.8	Fresno 113	12.5	11.4
Acido Nítrico 60%	10.8	17.0	Fresno 114	14.0	8.3
Acido Propiónico	12.8	13.8	Glicerina 100%	5.0	20.0
Acido Sulfúrico 110%	7.2	27.4	Glicerina 50%	6.9	19.6
Acido Sulfúrico 98%	7.0	24.5	Heptano	14.1	6.4
Acido Sulfúrico 66%	10.2	21.3	Hexano	14.7	7.0
Alcohol Alílico	10.2	14.3	Hidróxido de Sodio 50%	3.0	25.0
Alcohol Anílico	7.5	18.4	Yoduro de Etilo	14.7	10.3
Alcohol Butílico	8.8	17.2	Yoduro de Propilo	14.1	11.6
Alcohol Etilico 100%	10.5	13.8	Isobutano	14.5	3.7
Alcohol Etilico 95%	9.6	14.3	Mercurio	10.4	16.4
Alcohol Etilico 45%	8.5	15.6	Metanol 100%	12.4	10.5
Acido Clorhídrico 31.5%	13.0	15.6	Metanol 90%	12.3	11.8
Alcohol Isobutilico	7.1	18.0	Metanol 40%	7.5	13.5
Alcohol Isopropílico	8.2	16.0	Metilacetona	13.9	8.6
Alcohol Octílico	6.2	21.1	Naftaleno	7.9	18.1
Alcohol Propílico	8.1	15.5	Nitrobenzeno	10.6	13.2
Amoniaco 100%	12.6	8.0	Nitrotolueno	11.0	17.0
Amoniaco 26%	10.1	13.6	Octano	13.7	10.0
Anhídrido Acético	12.7	12.6	Oxalato de Dietilo	11.0	16.4
Anilina	8.1	18.7	Oxalato de Dimetilo	12.1	15.8
Anisol	12.3	13.5	Oxalato de Dipropilo	10.3	17.7
Benceno	12.2	10.9	Pentacloroetano	15.9	17.3
Bóxido de Azufre	12.2	7.1	Pentano	14.9	5.2
Bóxido de Carbono	11.6	9.3	Propano	15.3	1.0
Bisulfuro de Carbono	16.1	7.5	Salmuera CaCl 25%	6.6	15.9
Bromo	14.2	13.2	Salmuera NaCl 25%	10.2	16.6
Bromotolueno	20.0	15.9	Sodio	16.4	13.0
Bromuro de Etilo	14.5	8.1	Tetracloroetano	11.9	18.7
Bromuro de Propilo	14.5	9.6	Tetracloroetileno	14.2	12.7
n-Butano	15.3	3.3	Tetracloruro de Carbono	12.7	13.1
Ciclohexanol	2.5	24.2	Tetracloruro de Titanio	14.4	12.2
Ciclohexano	12.3	12.4	Trí bromuro de Fósforo	13.8	16.7
Cloroformo	14.4	10.2	Tricloruro de Arsénico	13.9	14.2
Clorotolueno, orto	13.0	13.3	Tricloruro de Fósforo	16.2	10.9
Clorotolueno, meta	13.3	12.5	Tricloroetileno	14.6	10.5
Clorotolueno, para	13.2	12.5	Tolueno	12.7	10.4
Cloruro de Etilo	14.9	6.0	Terpentina	11.5	14.9
Cloruro de Metilo	15.0	5.8	Xileno, orto	13.5	12.1
Cloruro de Propilo	14.4	7.5	Xileno, meta	13.5	12.1
Cloruro de Sulfúrico	15.2	12.4	Xileno, para	13.4	10.6

Coordenadas para viscosidades Líquidos (Kern, 1969) página 927.

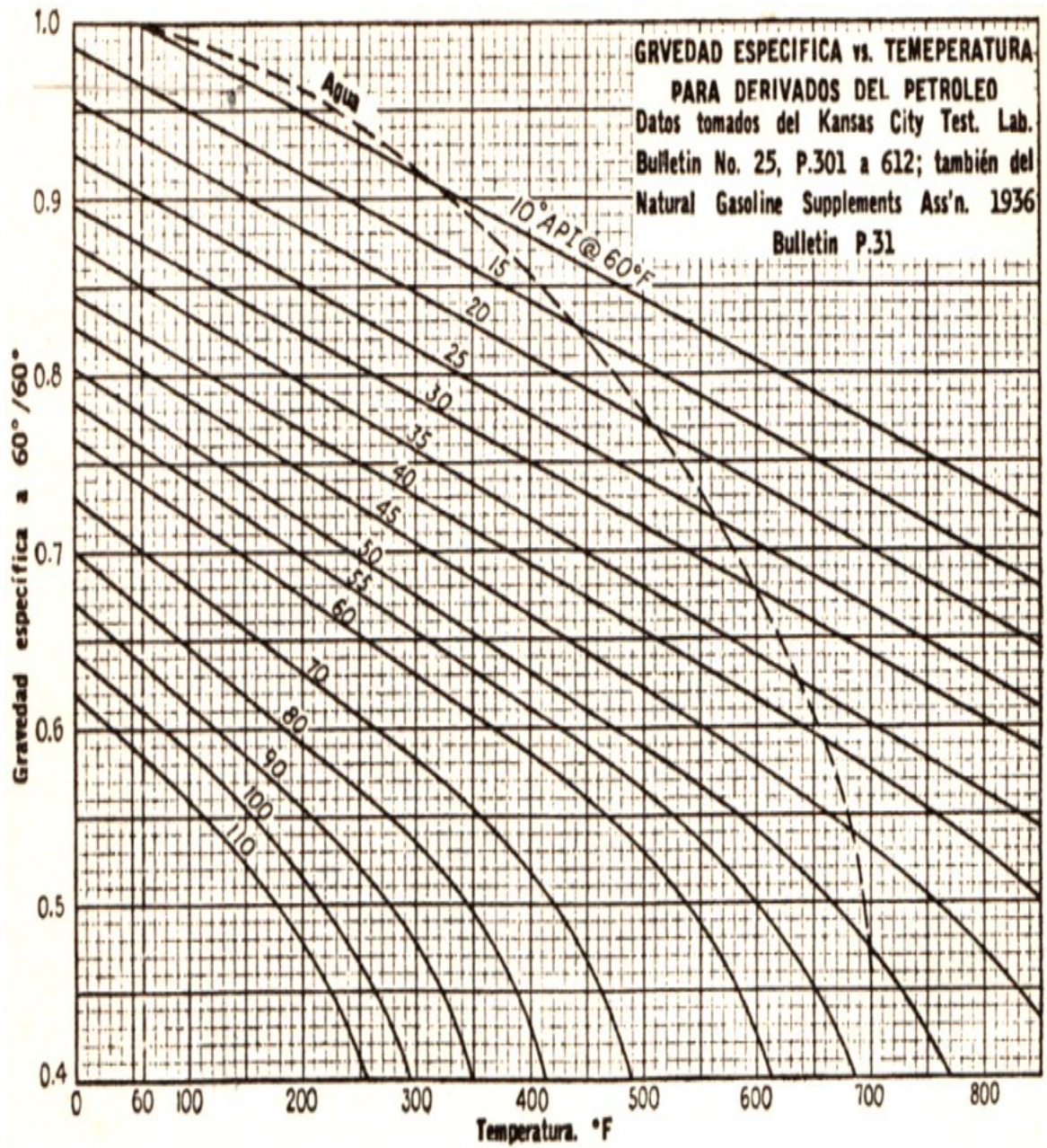
	X	Y
76° API gasolina natural	14.4	6.4
56° API gasolina	14.0	10.5
42° API kerosén	11.6	16.0
35° API destilado	10.0	20.0
34° API crudo continental	10.3	21.3
28° API gas-oil	10.0	23.6

Coordenadas para fracciones de hidrocarburos (Kern, 1969) página 926.

Anexo 7: Gravedades específicas de líquidos y peso molecular (Kern, 1969)
 página 913.

Compuesto	Mol.	g +	Compuesto	Mol.	g +
Acetaldehído	44.1	0.78	Cloruro de etilo	64.5	0.92
Acetato de amilo	130.2	0.88	Cloruro de metilo	50.5	0.92
Acetato de etilo	88.1	0.90	Cloruro de n-propilo	78.5	0.89
Acetato de metilo	74.9	0.93	Cloruro de sulfúrico	138.0	1.47
Acetona	58.1	0.79	Diclorometano	187.0	2.09
Acetato de butilo	116.2	0.88	Diclorometano	99.0	1.17
Acetato de vinilo	86.1	0.93	Difenilo	88.9	1.34
Agua	18.0	1.0	Eter etílico	154.2	0.99
Acido acético 100%	60.1	1.05	Etilbenceno	74.1	0.71
Acido acético 70%	1.07	Etilglicol	106.1	0.87
Acido n-butírico	88.1	0.96	Fenol	88.1	1.04
Acido i-butírico	88.1	0.96	Formiato de etilo	94.1	1.07
Acido clorosulfónico	116.3	1.77	Glicerina 100%	74.1	0.92
Acido fórmico	46.0	1.22	Glicerina 50%	92.1	1.20
Acido nítrico 80%	1.50	n-heptano	1.13
Acido nítrico 60%	1.38	n-hexano	100.2	0.68
Acido propiónico	74.1	0.99	Hidróxido de sodio 30%	88.1	0.66
Acido sulfúrico 100%	98.1	1.83	Yoduro de etilo	155.9	1.53
Acido sulfúrico 98%	1.84	Yoduro de n-propilo	170.0	1.73
Acido sulfúrico 60%	1.65	Mercurio	200.0	13.55
Alcohol amílico	88.1	0.86	Metacresol	108.1	1.03
Alcohol amílico	88.2	0.81	Metanol 100%	32.5	0.79
Alcohol n-butílico	74.1	0.81	Metanol 80%	0.82
Alcohol i-butílico	74.1	0.83	Metanol 40%	0.94
Alcohol etílico 100%	46.1	0.79	Metilacetona	72.1	0.81
Alcohol etílico 85%	0.81	Naftaleno	128.1	1.14
Alcohol etílico 40%	0.94	Nitrobenzeno	123.1	1.20
Alcohol isopropílico	60.1	0.79	Nitrotolueno, orto	137.1	1.16
Alcohol octílico	130.23	0.83	Nitrotolueno, meta	137.1	1.16
Alcohol n-propílico	60.1	0.80	Nitrotolueno, para	137.1	1.29
Amoniaco 100%	17.0	0.91	n-octano	114.2	0.70
Amoniaco 25%	0.91	Oxalato de dietilo	146.1	1.08
Anhidrido acético	102.1	1.08	Oxalato de dimetilo	116.1	1.42
Anilina	93.1	1.02	Oxalato de dipropilo	174.1	1.09
Anisol	98.1	0.99	Pentacloroetano	202.3	1.67
Benceno	78.1	0.88	n-Pentano	72.1	0.63
Bóxido de azufre	64.1	1.35	Propano	44.1	0.59
Bisulfuro de carbono	44.0	1.29	Salmuera, Ca Cl, 25%	1.23
Bromocloroetano, orto	76.1	1.26	Salmuera, Na Cl, 23%	1.19
Bromocloroetano, meta	171.0	1.42	Sodio	23.0	0.97
Bromocloroetano, para	171.0	1.41	Tetracloroetano	187.9	1.60
Bromuro de etilo	171.0	1.39	Tetracloroetileno	165.9	1.63
Bromuro de n-propilo	108.9	1.43	Tetracloruro de carbono	153.8	1.60
n-butano	112.0	1.35	Tetracloruro de titanio	189.7	1.73
i-butano	58.1	0.60	Tribromuro de fósforo	270.8	2.85
Ciclohexanol	98.1	0.80	Tricloruro de arsénico	181.3	2.16
Clorobenceno	100.2	0.98	Tricloruro de fósforo	137.4	1.57
Cloroformo	112.6	1.11	Tricloroetileno	131.4	1.48
Clorotolueno, orto	119.4	1.49	Tolueno	92.1	0.87
Clorotolueno, meta	126.6	1.08	Xileno, orto	106.1	0.87
Clorotolueno, para	126.6	1.07	Xileno, meta	0.88
Cloruro acético	260.3	2.23	Xileno, para	0.86

Anexo 8: Gravedad específica para derivados del petróleo (Kern, 1969) página 914.

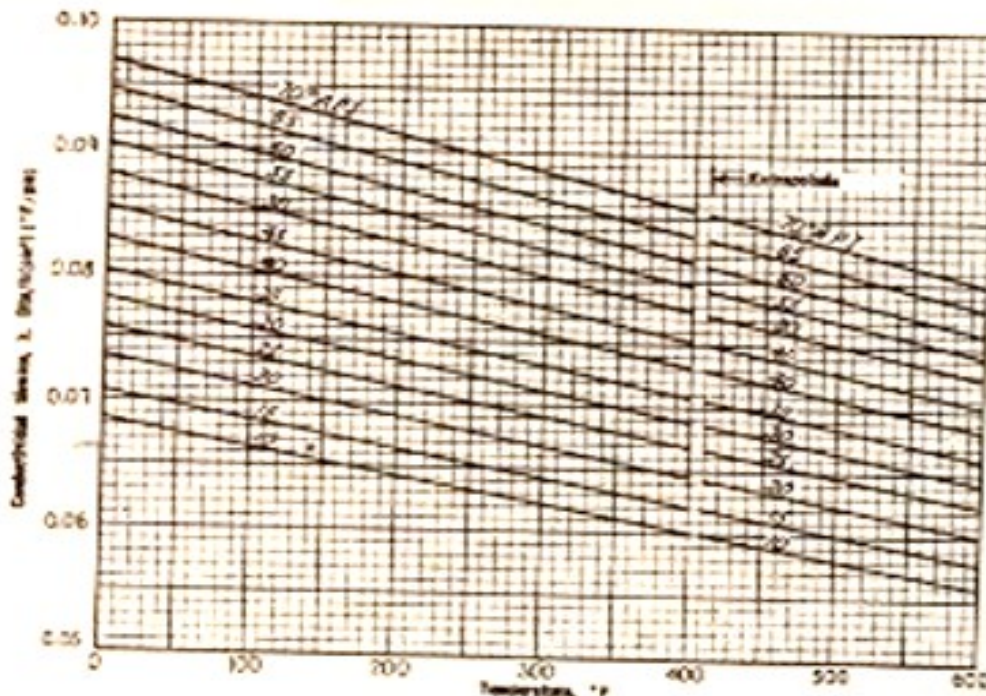


Anexo 9: Conductividad térmica de líquidos (Kern ,1969) página 906.

Puede suponerse una variación lineal con la temperatura. Los valores extremos que se dan constituyen también los límites de temperatura en los cuales se recomiendan los datos.

Líquida		γ	k	Líquida		γ	k
Acetona		44	0.104	Hexafluorobenceno		55	0.078
Etano		212	0.129	Etano		212	0.129
Óleo		48	0.097	Etano		50	0.128
Acetato de etilo		212	0.099	Bisulfuro de carbono		80	0.111
Alcohol 100%		48	0.133	Tetracloruro		147	0.084
80%		48	0.127	Cloruro de calcio, salmorsa 30%		154	0.094
60%		48	0.124	Cloruro de sodio, salmorsa 18%		80	0.34
40%		48	0.124	Cloruro de sodio, salmorsa 26.0%		80	0.34
100%		152	0.083	Cloruro de sodio, salmorsa 22.8%		80	0.34
Benceno		48	0.090	Clorobenceno		50	0.082
Propano		48	0.070	Cianuro (para)		55	0.080
Eter		48	0.083	Cetano (n-)		140	0.079
Yoduro		100	0.084	Diclorodifluorometano		140	0.083
Acetato de etilo		117	0.083	Diclorodifluorometano		140	0.083
Alcohol (n-)		48	0.088	Diclorodifluorometano		140	0.083
Acetato butílico (n-)		77-80	0.088	Diclorodifluorometano		140	0.083
Alcohol (n-)		48	0.097	Diclorodifluorometano		140	0.083
Acetona (iso-)		30	0.092	Diclorodifluorometano		140	0.083
Acido acético 100%		48	0.105	Diclorodifluorometano		140	0.083
Acido acético 80%		48	0.098	Diclorodifluorometano		140	0.083
Acido acético 60%		48	0.092	Diclorodifluorometano		140	0.083
Acido acético 40%		48	0.086	Diclorodifluorometano		140	0.083
Acido acético 20%		48	0.080	Diclorodifluorometano		140	0.083
Agua		22	0.030	Diclorodifluorometano		140	0.083
Alcohol etílico		140	0.100	Diclorodifluorometano		140	0.083
Alcohol isopropílico (n-)		140	0.100	Diclorodifluorometano		140	0.083
Alcohol metílico (n-)		140	0.100	Diclorodifluorometano		140	0.083
Alcohol metílico 95%		140	0.100	Diclorodifluorometano		140	0.083
60%		140	0.100	Diclorodifluorometano		140	0.083
40%		140	0.100	Diclorodifluorometano		140	0.083
20%		140	0.100	Diclorodifluorometano		140	0.083
Cloruro		152	0.114	Diclorodifluorometano		140	0.083
Alcohol propílico (n-)		48	0.090	Diclorodifluorometano		140	0.083
Alcohol (iso-)		48	0.093	Diclorodifluorometano		140	0.083
Acetato de etilo		140	0.091	Diclorodifluorometano		140	0.083
Acetato de etilo, salmorsa 85%		48	0.085	Diclorodifluorometano		140	0.083
Acetato de etilo, salmorsa 75%		48	0.081	Diclorodifluorometano		140	0.083
Anilina		32-48	0.100	Diclorodifluorometano		140	0.083
Benceno		48	0.087	Diclorodifluorometano		140	0.083

Anexo 10: Conductividad de hidrocarburos líquidos (Kern, 1969) página 908.



Anexo 11: Disposiciones de los espejos de tubo (cuenta de tubos) arreglo cuadrado (Kern, 1969) página 946.

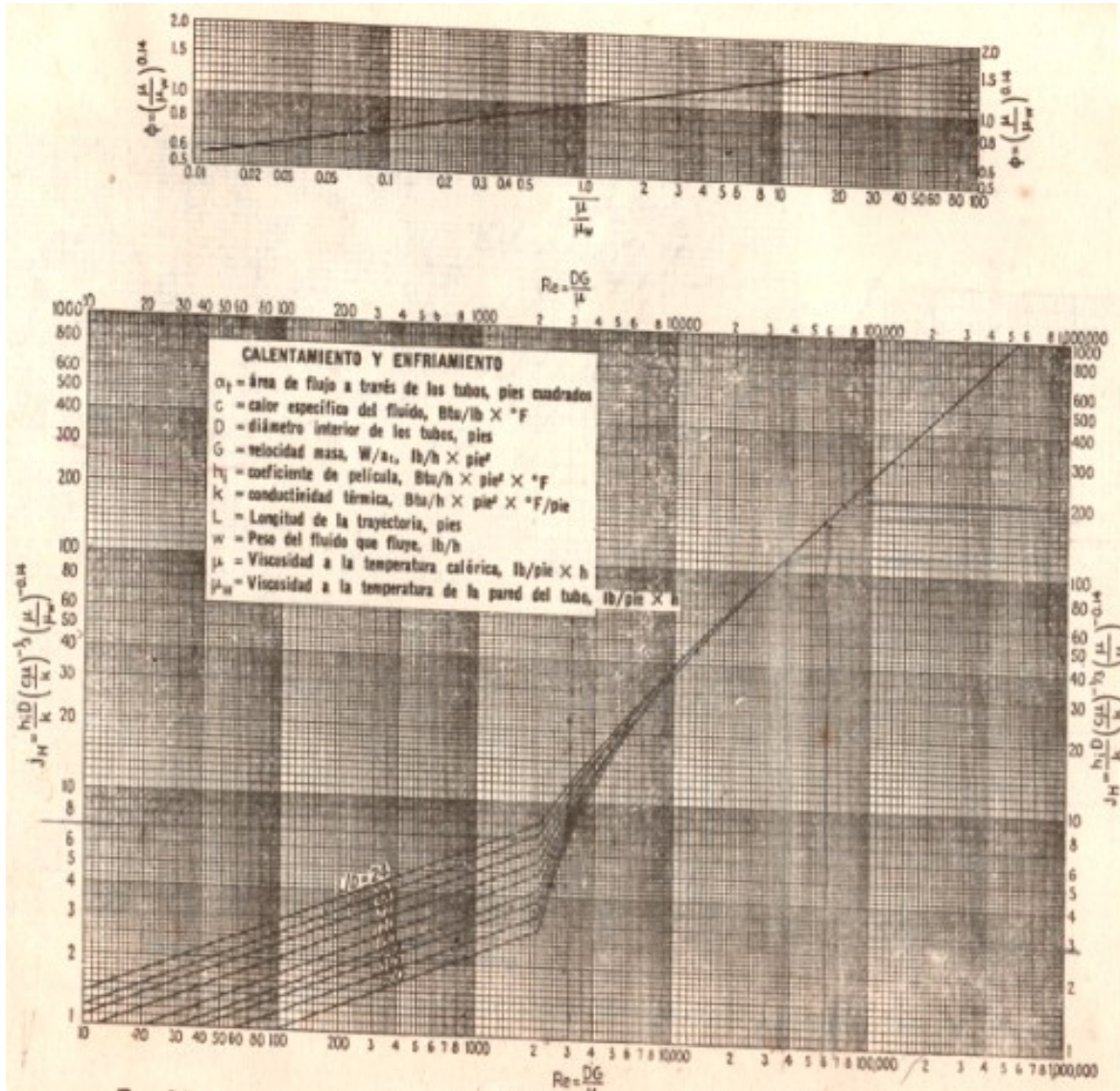
Tubos de 3/4" DE, arreglo en cuadro de 1 plg						Tubos de 1" DE, arreglo en cuadro de 1 1/4 plg					
Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	32	26	20	20		8	21	16	14		
10	62	52	40	36		10	32	22	26	24	
12	81	76	68	68	60	12	48	35	40	38	36
13 1/4	97	90	82	76	70	13 1/4	61	56	52	48	44
15 1/4	137	124	116	108	108	15 1/4	81	76	68	68	64
17 1/4	177	166	158	150	142	17 1/4	112	102	96	90	82
19 1/4	224	220	204	192	188	19 1/4	138	132	128	122	116
21 1/4	277	270	246	240	234	21 1/4	177	166	158	152	148
23 1/4	341	324	308	302	292	23 1/4	213	208	192	184	184
25	413	394	370	356	346	25	260	252	238	226	222
27	481	460	432	420	408	27	300	288	278	268	260
29	553	526	480	468	456	29	341	326	300	294	286
31	657	640	600	580	560	31	406	398	380	368	358
33	749	718	688	676	648	33	465	460	432	420	414
35	845	824	780	766	748	35	522	518	488	484	472
37	934	914	866	856	838	37	586	574	562	544	532
39	1049	1024	982	968	948	39	665	644	624	612	600

Tubos de 1 1/4" DE, arreglo en cuadro de 1 3/4 plg						Tubos de 1 3/4" DE, arreglo en cuadro de 1 7/8 plg					
10	16	12	10			10	16	16	12	12	
12	30	24	22	16	16	12	22	22	16	16	
13 1/4	32	30	30	22	22	13 1/4	22	22	16	16	
15 1/4	44	40	37	35	31	15 1/4	29	29	25	24	22
17 1/4	56	53	51	48	44	17 1/4	39	39	34	32	29
19 1/4	78	73	71	64	55	19 1/4	50	48	45	43	39
21 1/4	96	90	86	82	78	21 1/4	62	60	57	54	50
23 1/4	117	112	106	102	96	23 1/4	78	74	70	66	62
25	140	135	127	123	115	25	94	90	86	84	78
27	166	160	151	146	140	27	112	108	102	98	94
29	193	188	178	174	166	29	131	127	120	116	112
31	226	220	209	202	193	31	151	147	141	138	131
33	258	252	244	238	226	33	176	170	164	160	151
35	293	287	275	268	258	35	202	196	188	182	176
37	334	322	311	304	293	37	224	220	217	210	202
39	370	362	348	342	336	39	252	246	237	230	224

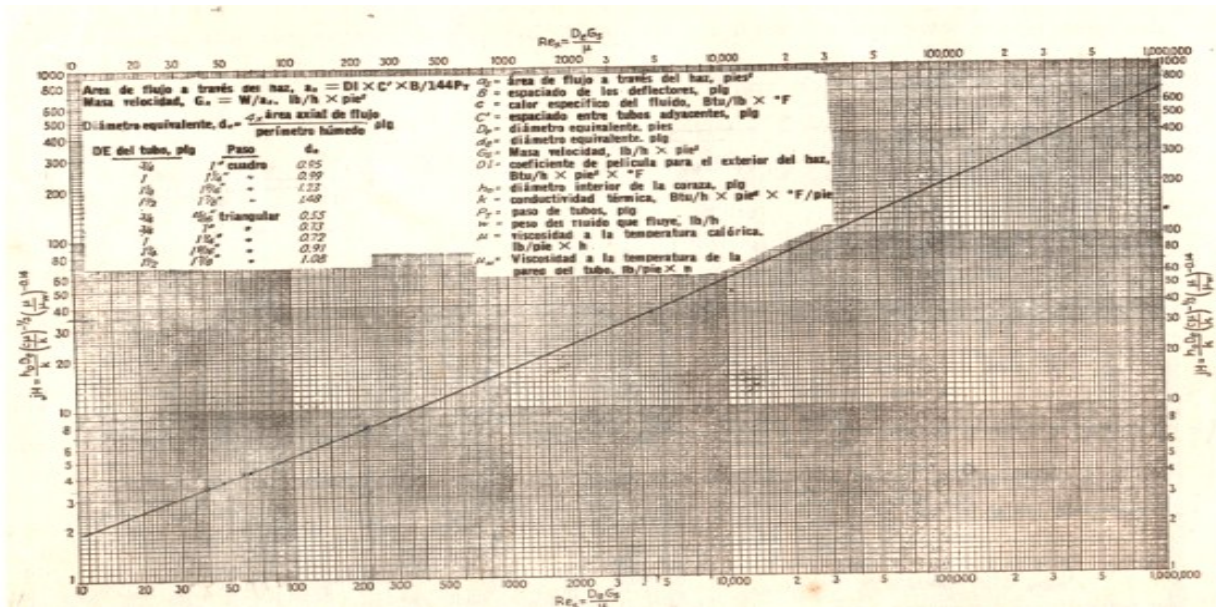
Anexo 12: Datos de tubos para condensadores e intercambiadores de calor (Kern, 1969) página 948.

Tubo DE, plg	BWG	Espesor de la pared, plg	DI, plg	Área de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lin. pies ²		Peso por pie lineal, lb, de acero
					Exterior	Interior	
3/8	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876			0.403
	16	0.065	0.370	0.1076			0.329
	18	0.049	0.402	0.127			0.258
	20	0.035	0.430	0.145			0.190
1/4	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204			0.884
	12	0.109	0.532	0.223			0.817
	13	0.095	0.560	0.247			0.727
	14	0.083	0.584	0.268			0.647
	15	0.072	0.605	0.289			0.571
	16	0.065	0.620	0.302			0.520
	17	0.058	0.634	0.314			0.469
18	0.049	0.652	0.334	0.401			
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389			1.47
	10	0.134	0.732	0.421			1.36
	11	0.120	0.760	0.455			1.23
	12	0.109	0.782	0.479			1.14
	13	0.095	0.810	0.515			1.00
	14	0.083	0.834	0.546			0.890
	15	0.072	0.856	0.576			0.781
	16	0.065	0.870	0.594			0.710
17	0.058	0.884	0.613	0.639			
18	0.049	0.902	0.639	0.545			
1 1/4	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.714			1.91
	10	0.134	0.982	0.757			1.75
	11	0.120	1.01	0.800			1.58
	12	0.109	1.03	0.836			1.45
	13	0.095	1.06	0.884			1.28
	14	0.083	1.08	0.923			1.13
	15	0.072	1.11	0.960			0.991
	16	0.065	1.12	0.985			0.900
17	0.058	1.13	1.01	0.808			
18	0.049	1.15	1.04	0.688			
1 3/4	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14			2.34
	10	0.134	1.23	1.19			2.14
	11	0.120	1.26	1.25			1.98
	12	0.109	1.28	1.29			1.77
	13	0.095	1.31	1.35			1.56
	14	0.083	1.33	1.40			1.37
	15	0.072	1.36	1.44			1.20
	16	0.065	1.37	1.47			1.09
	17	0.058	1.38	1.50			0.978
18	0.049	1.40	1.54	0.831			

Anexo 13: Curva de transferencia de calor de lado de los tubos (Kern, 1969) página 939.



Anexo 14: Curva de transferencia de calor lado de la coraza (Kern, 1969) página 943.



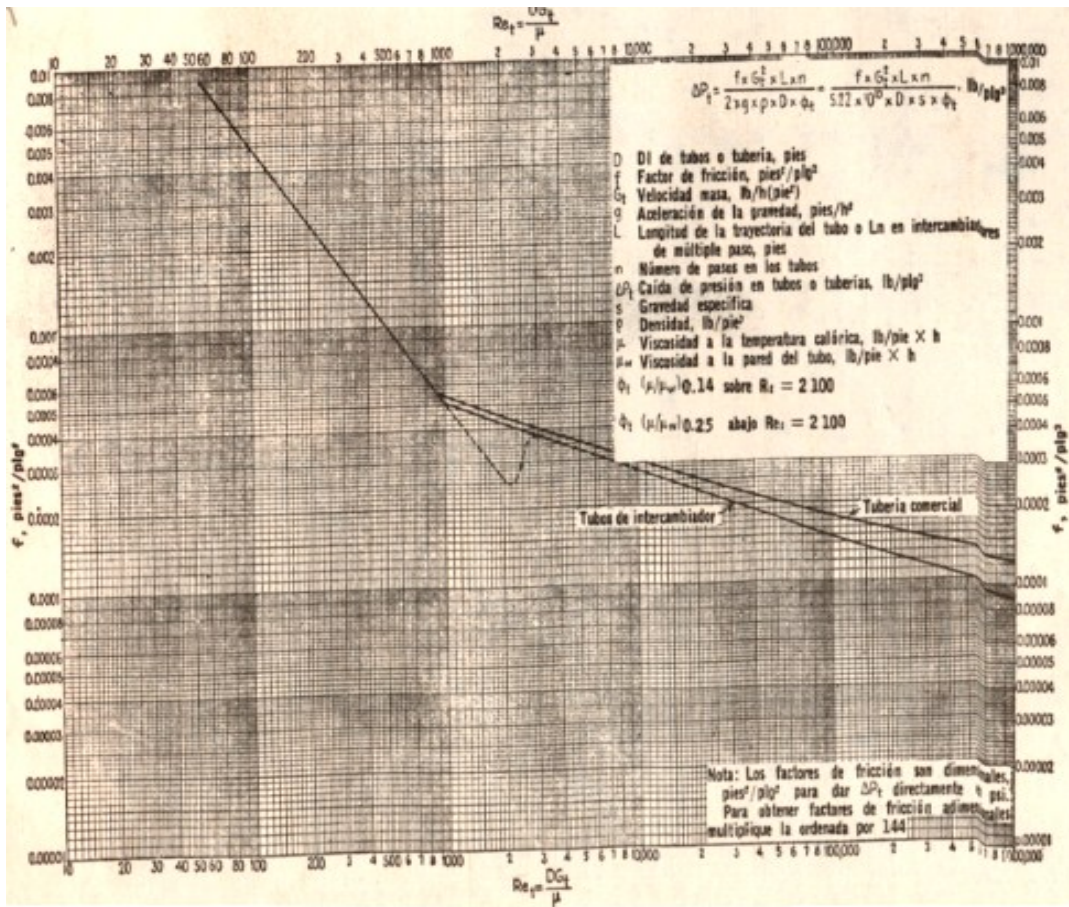
Anexo 15: Factor de obstrucción (Kern, 1969) página 950.

Temperatura del medio calefactor	Hasta 240°F		240-400°F †	
	125°F o menos		Más de 125°F	
Temperatura del agua	Velocidad del agua, pps		Velocidad del agua, pps	
Agua	3 pies o menos	Más de 3 pies	3 pies o menos	Más de 3 pies
Agua de mar	0.0005	0.0005	0.001	0.001
Salmuera natural	0.002	0.001	0.003	0.002
Torre de enfriamiento y tanque con rocío artificial:				
Agua de compensación tratada	0.001	0.001	0.002	0.002
Sin tratar	0.003	0.003	0.005	0.004
Agua de la ciudad o de pozo (como Grandes Lagos)	0.001	0.001	0.002	0.002
Grandes Lagos	0.001	0.001	0.002	0.002
Agua de río:				
Mínimo	0.002	0.001	0.003	0.002
Mississippi	0.003	0.002	0.004	0.003
Delaware, Schuylkill	0.003	0.002	0.004	0.003
East River y New York Bay	0.003	0.002	0.004	0.003
Canal sanitario de Chicago	0.003	0.002	0.004	0.003
Lodosa o turbia	0.003	0.002	0.004	0.003
Dura (más de 15 granos/gal)	0.003	0.003	0.005	0.005
Enfriamiento de máquinas	0.001	0.001	0.001	0.001
Destilada	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
Alimentación tratada para calderas	0.001	0.0005	0.001	0.001
Purga de calderas	0.002	0.002	0.002	0.002

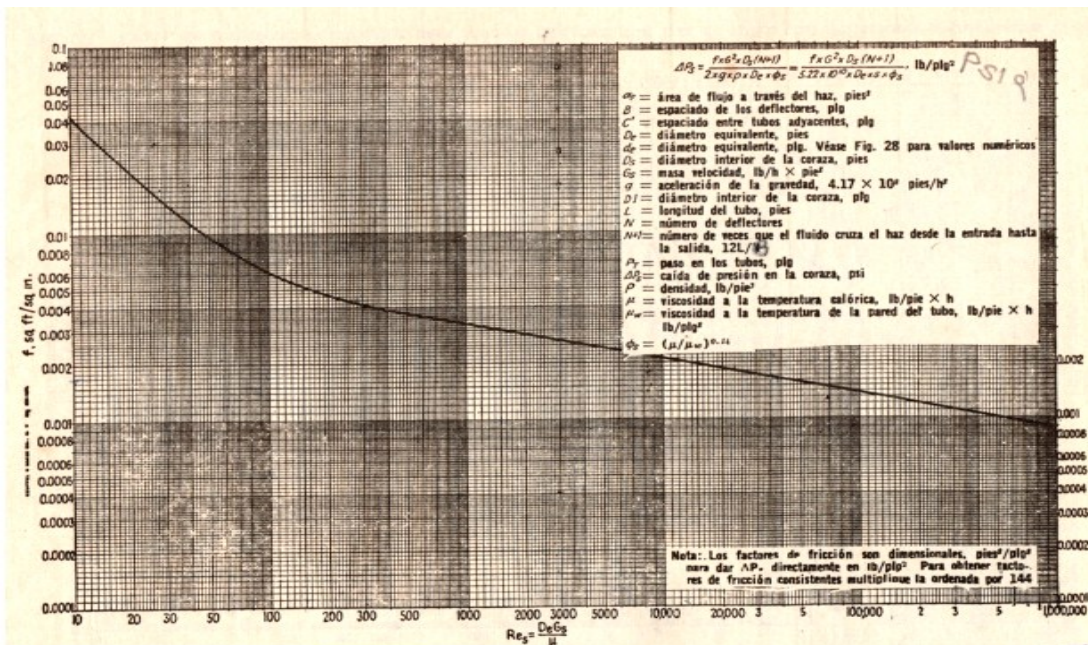
† Las cifras de las últimas dos columnas se basan en una temperatura del medio calefactor de 240 a 400°F. Si la temperatura de este medio es mayor de 400°F, y si se sabe que el medio enfriador forma depósitos, estas cifras deben modificarse convenientemente.

FRACCIONES DE PETROLEO			
Aceites (industriales):		Líquidos (industriales):	
Combustible	0.005	Orgánicos	0.001
Aceite de recirculación limpio	0.001	Líquidos refrigerantes, calefacción, enfriadores, o evaporantes	0.001
Aceites para maquinarias y transformadores	0.001	Salmueras (enfriamiento)	0.001
Aceite para quenching	0.004	Unidades de destilación atmosférica:	
Aceites vegetales	0.003	Fondos residuales, menos de 25° API	0.005
Gas, vapores (industriales):		Fondos residuales, de 25° API o más	0.002
Gas de hornos de coque, gas manufacturado	0.01		

Anexo 16: Factor de fricción para el lado de los tubos (Kern, 1969) página 941.



Anexo 17: Factor de fricción para el lado de la coraza (Kern, 1969) página 944.



Anexo 18: Superficie del tanque de enfriamiento (Hugot, 1988) página 594.

Bibliografía	Mínima	Máxima	Media
Hawaii (1931)	700	800	750
Queensland(1941)	650	850	750

Anexo 19: Pérdidas de agua en el estanque (Hugot, 1988) página 596.

Autor	Evaporación (%)	Arrastre (%)	Total (%)
Noel Deerr (Pág. 371)			3 – 5
Webre y Robinsón (Pág. 159)			3
Trom (Pág. 491)	2.6	3	5.6

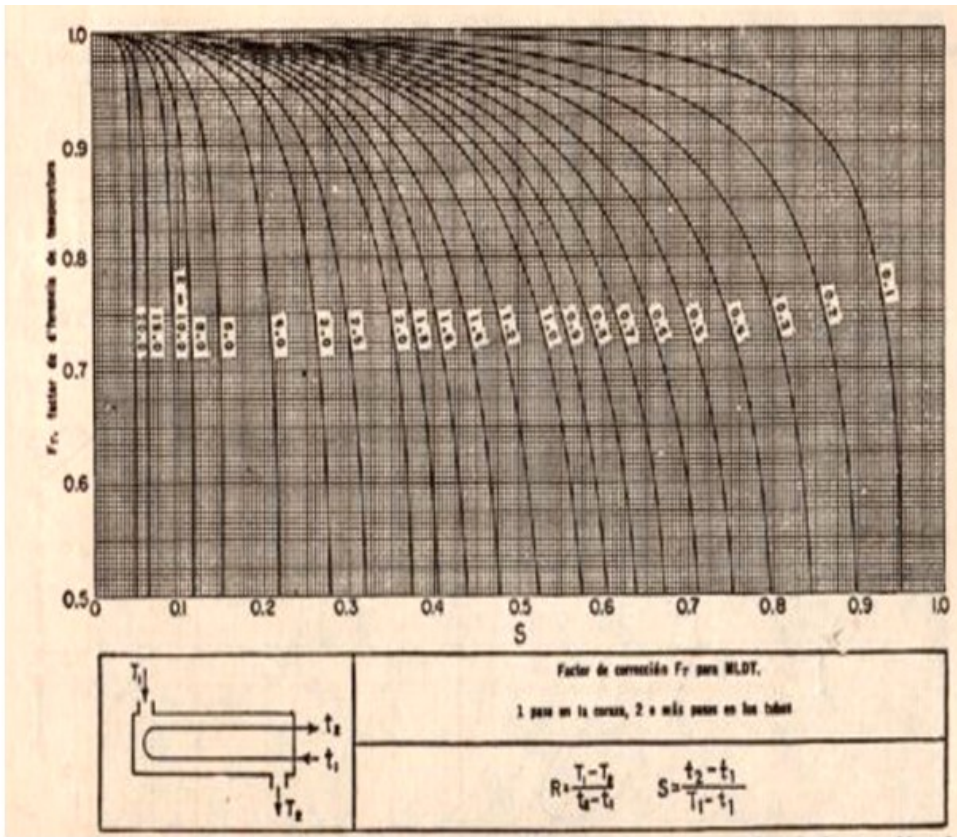
Anexo 20: Propiedades físicas del aire (Incropera, 2011) página 839.

Temperatura(k)	$K \cdot 10^{-3}$ (w/mk)	$V \cdot 10^{-6}$ (m²/s)	$\alpha \cdot 10^{-6}$ (m²/s)	Pr
300	26,3	15,89	22,5	0,707
350	30,10	20,92	29,9	0,700
400	33,8	26,41	38,3	0.690

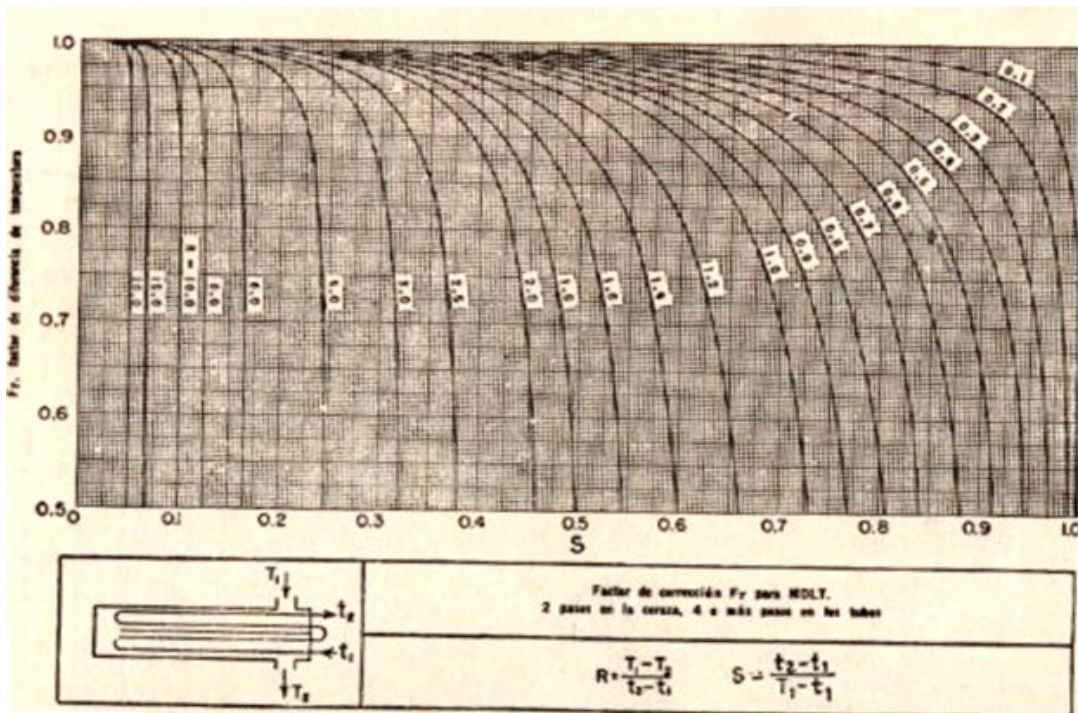
Anexo 21: Emisividad (Incropera, 2011) páginas 851y 853.

Emisividad	300 k	400 k
acero	0.22	0.22
agua	0.96	0.96

Anexo 22: Factor de corrección para intercambiador 1-2.



Anexo 23: Factor de corrección para intercambiador 2-4.



Anexo 24: Factor de corrección para intercambiador 3-6.

