

UNIVERSIDAD DE MATANZAS

“CAMILO CIENFUEGOS”



FACULTAD DE LAS INGENIERIAS QUÍMICA Y MECÁNICA

DEPARTAMENTO DE QUÍMICA E INGENIERÍA QUÍMICA

# TRABAJO DE DIPLOMA

**Título:** Propuesta de una estrategia técnico económica para el mejoramiento de la remoción de impurezas en la destilería de la corporación Cuba Ron gerencia Cárdenas.

**Autor:** Reniel León Sanabria.

**Tutores:** Dr. Mario Yll Lavin.

Ing. Vicente Sánchez Hernández

**Matanzas**

**Julio 2009**

**Nota de aceptación.**

---

---

---

---

---

---

---

---

Presidente del tribunal

---

Tribunal

---

Tribunal

---

Reniel León Sanabria

Autor

Matanzas, 19 de junio del 2009

---

**Declaración de Autoridad.**

Declaro que soy el único autor de este trabajo de diploma, y autorizo a la Universidad de Matanzas Camilo Cienfuegos, a hacer uso del mismo para posteriores investigaciones.

---

Reniel León Sanabria

Pensamiento.

*El poder no radica en el conocimiento acumulado*

*Sino en el conocimiento compartido”*

*William (Bill) Gates*

**Dedicatoria.**

A mis hijas Angélica Y Alejandra por inspirarme a alcanzar mis metas.

## **Agradecimientos.**

A mis compañeros de aula por el tiempo que pasamos juntos, unidos y apoyándonos mutuamente, especialmente a Ana y María por haberme brindado el preciado regalo de su amistad.

Al Ing. Vicente Sánchez por ser el motor impulsor en mi superación.

A mi familia que me ha estimulado y apoyado en todo este tiempo, especialmente a mi esposa Ibelsys y mi hermana Mairim.

También a mis compañeros de trabajo por apoyarme durante este periodo.

A todos los profesores de la facultad de ingeniería química por la dedicación y apoyo brindado para alcanzar mi formación. Especialmente a Santiago Díaz, José Luis Orosco, Ramón García, Agustín Veintes, Luís García Plasencia y Camilo Cabrera, por representar cada uno modelo de profesional para mí.

A mi tutor el Dr. Mario Yll por su orientación y ayuda dando lo mejor de sí para la realización de este trabajo.

## **Resumen.**

La extracción de impurezas en cualquier proceso productivo tiene que permanecer bajo un estricto control en cada una de las etapas que lo conforman porque de la eficacia en esta operación depende en gran medida la calidad del producto final. En la destilería de la corporación "Cuba Ron" del municipio de Cárdenas se utiliza como materia prima para su proceso el alcohol técnico B para rectificarlo y convertirlo finalmente en alcohol fino A, donde el primero debe ser despojado de compuestos volátiles y alcoholes superiores, constituyendo ambos las impurezas del proceso, esto se realiza mediante destilación continua en columnas de destilación, unido a la condensación fraccionada de los vapores de alcoholes en cada una de las etapas; donde esta última operación para su realización necesita de un agua de enfriamiento con las condiciones térmicas adecuadas, sin embargo el agua que se distribuye a la red de enfriamiento hacia los condensadores de dicha destilería por diferentes motivos no está llegando a los condensadores con los parámetros adecuados que se requieren, esto provoca descontrol en la operación de remoción de impurezas y abrogación de la misma en algunas etapas. En este trabajo se propone dos soluciones técnicas que se unen una abarcadora estrategia económica para así obtener los resultados para los cuales fue diseñado el proceso.

## **Abstract.**

The extraction of impurities in any productive process has to remain low a strict control in each join of the stages that conform it because of efficacy in this operation the quality depends on the final product to a large extent. At the corporation's distillery Cuba Ron of Cárdenas's municipality the "Technician B" to rectify it to turn it into "fine alcohol A" finally utilizes like matter for his process the technical alcohol itself To, where the first must be stripped of volatile compounds and superior alcohols, constituting both the process's impurities, this comes true by means of continuous distillation in columns of distillation, united to condensation fractioned of the alcohols vapors in each of stages; Where this last operation for his realization is in need of a water of cooling with thermic conditions made suitable, however the water that is distributed to the net of cooling toward the condensers of the aforementioned distillery for different motives is not arriving at condensers with the adequate parameters that are required, this provokes lack of control in the operation of removal of impurities and abrogation of the same in some stages. In this work an inclusive strategy cheap to run intends two technical solutions that join up stop thus obtaining the results which it went for once the process was designed.

## Tabla de Contenido.

	Página
Introducción	1
Capitulo 1: Revisión bibliográfica	5
1.1 Transferencia de calor.	5
1.1.1 Mecanismos básicos de la transferencia de calor	6
1.1.2 Conducción.	6
1.1.3 Convección.	6
1.1.4 Radiación	7
1.2 Ley de Fourier para la conducción del calor.	7
1.3 Conductividad térmica.	8
1.4 Equilibrio líquido vapor	10
1.4.1 Condensación.	11
1.4.2 Evaporación.	12
1.5 Primer principio de la termodinámica.	13
1.5.2 Balance de masa.	13
1.6 Flujo de fluidos.	14
1.7 Intercambiadores de calor.	19
1.7.1 Tipos de Intercambiador de calor	19
1.7.2 Intercambiadores de calor de doble tubo.	19
1.7.3 Intercambiadores de tubo y coraza.	19
1.7.4 Clasificación de los intercambiadores de calor.	20
1.7.5 Clasificación de los cambiadores de superficie.	21
1.7.6 Cambiadores de placas.	22
1.7.7 Ventajas e inconvenientes de la utilización de cambiadores de placas.	23
1.7.8 Cambiador de haz	24
1.7.9 Algunas consideraciones a la hora de seleccionar por donde circulan los fluidos.	27
1.8 Diseño de intercambiadores.	28
1.8.1 Procedimiento para el diseño de un intercambiador de calor.	29
1.8.2 Selección en catálogo de un intercambiador de calor.	31
1.9 Conclusiones parciales.	39
Capitulo 2 Características y funcionamientos de la destilería.	41
2.1 Descripción tecnológica del proceso.	41
2.2 Características de los materiales a utilizar en el proceso.	43
2.2.1 Características fundamentales del alcohol flema.	43
2.2.2 Características fundamentales del agua	44
2.3 Principales parámetros de operación de los diferentes equipos.	44
2.4 Materiales de construcción de los diferentes equipos.	44
2.4.1 Materiales de construcción de las columnas de destilación.	45
2.4.2 Materiales de construcción de los condensadores.	45

2.4.3	Materiales de construcción de las bombas.	46
2.5	Parámetros característicos de los diferentes equipos.	46
2.5.1	Parámetros característicos de los equipos de transferencia de calor.	46
2.6	Descripción tecnológica del sistema de enfriamiento.	46
2.6.1	Parámetros del diseño de la piscina de enfriamiento.	47
2.6.2	Principales parámetros de operación del enfriadero.	48
2.7	Conclusiones parciales.	48
Capítulo 3	Desarrollo de estrategia técnico económico.	49
3.1	Levantamiento del sistema de enfriamiento y condensación.	49
3.1.1	Análisis y discusión de los resultados del levantamiento.	50
3.2	Diseño de la estrategia.	51
3.3	Desarrollo de la estrategia técnico económica.	52
3.3.1	Rediseño de la red del sistema de enfriamiento de agua o alternativa a corto plazo.	52
3.3.1.1	Cálculos para Rediseño de la red del sistema de enfriamiento de agua.	53
3.3.2	Desarrollo de la alternativa diseño del intercambiador de calor, o alternativa a largo plazo.	60
3.3.2.1	Cálculos para el diseño de un intercambiador de calor o alternativa a largo plazo.	61
3.4	Selección de la bomba.	71
3.4.1	Características de la bomba	77
3.5	Análisis general de los resultados	77
3.6	Conclusiones parciales.	77
3.7	Estimación económica	78
	Conclusiones.	81
	Recomendaciones	82
	Nomenclatura	83
	Bibliografía	86
	Anexos	87

## **Introducción.**

La corporación “Cuba Ron S.A” gerencia Cárdenas ubicada en la calle Sáez esquina Pinillo de dicho municipio de la provincia de Matanzas tiene entre sus objetivos de producción la rectificación del “alcohol técnico B” o “alcohol flema” para producir “alcohol fino A” cuyo proceso se verifica a través de tres etapas fundamentales las cuales son:

- Dilución y separación de impurezas volátiles y alcoholes superiores.
- Rectificación y concentración.
- Recuperación

En la composición de la materia prima que se suministra a la planta están presentes impurezas indeseables tales como: aldehídos, cetonas denominados compuestos volátiles y amílicos, isoamílicos y n-propanol llamados alcoholes superiores, que de no ser separados en el proceso afectarían considerablemente la calidad del producto final. Aquí juega un papel primordial la extracción de estos compuestos volátiles por condensación fraccionada que se realiza en cada una de las etapas.

Es de gran importancia el buen funcionamiento de todo el conjunto operacional y principalmente para evitar arrastres de las impurezas hacia el producto final se hace necesario que el sistema de condensación acoplado en el proceso 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.
- Bajo rendimiento debido al escape a la atmósfera de compuestos no condensados.
- Descontrol del proceso.

- Desviaciones de los principales indicadores de consumo por arrastre de etanol en la composición del subproducto (alcohol D)
- Sobre consumo de portadores energéticos por concepto de restablecimiento de parámetros de calidad.

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 el éxito de la eficacia en la separación de compuestos volátiles (impurezas) está estrechamente ligada a lo que ocurra en dicha operación y por consiguiente en el sistema de enfriamiento.

Si bien las piscinas de enfriamiento de agua tienen sus ventajas, cuando se instalan también van con ellas sus desventajas. A continuación se exponen algunas 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.

La piscina de enfriamiento de la destilería de la corporación "Cuba Ron" no está excepto a estos problemas, donde además está incidiendo marcadamente el hecho de que en el año 2003 se ejecuto una modificación en la planta, cambiando la tecnología de producción de alcohol por fermentación de mieles finales a la rectificación o refinación de alcoholes utilizando método de hidroselección, modificación que introdujo un aumento en los volúmenes de producción y por consiguiente de demanda energética en lo referente a calor

para el proceso de destilación el cual debe ser disipado en la piscina. Este sistema de enfriamiento al no ser modificado para las nuevas condiciones tecnológicas y además de ir perdiendo eficacia por deterioro y falta de mantenimiento no garantiza un valor adecuado de temperatura en el flujo de agua fría para sistema de condensación de la planta, provocando ineficiencias en el proceso de separación de impurezas y desviaciones de otras variables del proceso, acentuándose el problema en los meses más cálidos del año.

Actualmente cuando en el alcohol final no se alcanza los parámetros de calidad en cuanto al contenido de impurezas entonces se hace necesario desviar la producción para un tanque de producto no conforme para su posterior redestilación, causando considerables gastos económicos.

La solución a esta problemática puede estar encaminada hacia un rediseño de la piscina de enfriamiento para dotarla de la capacidad necesaria y condicionarla para que suministre un agua con las condiciones térmicas suficientes, pero ahí entraría en juego el último aspecto contemplado en las desventajas que sería el alto costo de la inversión por un lado, y por otro, el tiempo que se necesitaría para su ejecución que se traduce en pérdidas económicas considerables por concepto de planta parada, esto ha limitado esta opción como solución bajo la situación económica actual.

Sobre la base de lo expuesto, se formula el **problema** siguiente:

- ***¿Cómo se podría lograr la adecuada separación de los compuestos volátiles por el sistema de condensación fraccionada en la destilería de la corporación “Cuba Ron” gerencia Cárdenas?***

La verificación de la **hipótesis** siguiente podría dar solución al problema planteado:

- *El restablecimiento de las condiciones térmicas del agua de enfriamiento a los condensadores del sistema conllevaría a la separación suficiente de los compuestos volátiles.*

Como *objetivo principal* de este trabajo se plantea lo siguiente:

- *Diseñar una estrategia técnico-económica para restablecer las condiciones térmicas del agua de enfriamiento suministrada al sistema de condensadores.*

Como *objetivos específicos* se plantean los siguientes:

- Modificar la red de agua de enfriamiento de la planta.
- Diseñar un intercambiador de calor para flujo de agua a la salida de la piscina de enfriamiento.

## **Capítulo 1. Revisión bibliográfica.**

### **Introducción.**

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.

Este proceso está basado en el hecho de que los vapores de una mezcla en ebullición serán más rico en el componente que tiene menor punto de ebullición, es decir, en el componente más volátil, por tanto cuando este vapor es enfriado y condensado, la fracción condensada contendrá mayor proporción del componente más volátil que la mezcla original, la cual a su vez, se irá enriqueciendo en el componente menos volátil, de tal manera que operaciones sucesivas de evaporación y condensación conducen a la separación de los componentes con alto grado de pureza.

La destilación, por su eficiencia y aplicación es una de las técnicas de separación que más comúnmente se emplean en el campo de la Ingeniería Química aunque requiere el consumo de cantidades considerables de energía, por lo que el diseño de equipos y la tecnología empleada deciden en gran medida la eficiencia económica de la instalación

Los equipos fundamentales que se emplean en el proceso de destilación son las columnas de fraccionamiento y los condensadores, el calor es aplicado al sistema en la base de las columnas y es extraído en los condensadores, siendo los agentes más comunes utilizados para el transporte del calor el vapor de agua saturado y agua a temperatura ambiente.

En el proceso de rectificación de alcohol etílico, la temperatura del agua empleada para la extracción del calor en los condensadores es de principal importancia para lograr la calidad del producto y la eficiencia del proceso.

## **1.1 Transferencia de calor:**

### **Fundamentos de la transferencia de calor.**

Según (Geankoplis, C. 1998) la transferencia de calor es la ciencia que estudia el intercambio de energía que puede tener lugar entre cuerpos materiales como resultado de una diferencia de temperatura y predice la rapidez con que se efectúa este proceso, (Holman, J. 1998) por lo que la transferencia de calor analiza los cambios de temperatura que ocurren en los cuerpos en el proceso de transferencia en función del tiempo.

#### **1.1.1 Mecanismos básicos de transferencia de calor**

La transferencia de calor puede verificarse por medio de uno o más de los tres mecanismos de transferencia: conducción, convección o radiación.

**1.1.2 Conducción:** Por este mecanismo, el calor puede ser conducido a través de sólidos, líquidos y gases. La conducción se verifica mediante la transferencia de energía cinética entre moléculas adyacentes. En un gas las moléculas “más calientes”, que tienen más energía y movimiento, se encargan de impartir energía a moléculas colindantes que están a niveles energéticos más bajos. Este tipo de transferencia siempre está presente, en mayor o menor grado, en sólidos, líquidos y gases en los que existe un gradiente de temperatura. En la conducción la energía también se transfiere por medio de electrones “libres”, un proceso muy importante en los sólidos metálicos. Entre los ejemplos en los que la transferencia se verifica ante todo por conducción, se cuentan la transferencia a través de paredes o intercambiadores de una nevera, el tratamiento térmico en el forjado de acero, la congelación del suelo durante el invierno, etcétera.

**1.1.3. Convección:** La transferencia de calor por convección implica el transporte de calor en un volumen y la mezcla de elementos macroscópicos de porciones calientes y frías de un gas o un líquido. Además, con frecuencia

incluye también el intercambio de energía entre una superficie sólida y un fluido. Conviene aclarar que hay una diferencia entre la transferencia de calor por convección forzada en la que se provoca el flujo de un fluido sobre una superficie sólida por medio de una bomba, un ventilador, u otro dispositivo mecánico y la convección libre o natural, en la cual un fluido más caliente o más frío que está en contacto con la superficie sólida causa una circulación debido a la diferencia de densidades que resulta del gradiente de temperaturas en el fluido. Entre los ejemplos de transferencia de calor por convección puede citarse la pérdida de calor en el radiador de un automóvil (un ventilador hace circular aire), la cocción de alimentos en un recipiente que se agita, el enfriamiento de una taza de café caliente al soplar en su superficie, etcétera.

**1.1.4. Radiación:** La radiación difiere de la conducción y la convección en cuanto a que no se requiere un medio físico para la transferencia. La radiación es la transferencia de energía a través del espacio por medio de ondas electromagnéticas, de manera similar a las ondas electromagnéticas que propagan y transfieren la luz. La transferencia radiante de calor se rige por las mismas leyes que dictan el comportamiento de la transferencia de luz. Los sólidos y los líquidos tienden a absorber la radiación que está siendo transferida a través de ellos, por lo que la radiación es más importante en la transferencia a través del espacio o de gases. El ejemplo de radiación más ilustrativo es el transporte de calor del Sol a la Tierra. Otros ejemplos son la cocción de alimentos cuando se hacen pasar bajo calentadores eléctricos al rojo, el calentamiento de fluidos en serpentines dentro de un horno de combustión, etcétera. (Holman, J.1999).

## **1.2 Ley de Fourier para la conducción de calor.**

La mayoría de las operaciones unitarias están basada en el estudio de los fenómenos de transporte, los cuales comprenden los aspectos relacionados con la transferencia de calor, la transferencia de masa y la transferencia de momento en los flujos de fluidos. En muchas operaciones unitarias, como por

ejemplo la destilación, se manifiestan simultáneamente los tres fenómenos de transporte.

Estas operaciones están regidas por el mismo tipo de ecuación básica:

**Velocidad de un proceso de transferencia = fuerza impulsora / Resistencia**

Esta igualdad establece un principio que ya conocíamos de manera intuitiva: para que se pueda transferir una propiedad como el calor o la masa, es necesario que exista una fuerza impulsora que contrarreste la resistencia llamada gradiente impulsor.

La transferencia de calor por conducción también obedece esta ecuación básica y se expresa como la ley de Fourier para la conducción de calor en fluidos y sólidos.

$$\frac{q_x}{A} = -K \frac{dT}{dx} \quad (1)$$

Donde  $q_x$  es la velocidad de transferencia de calor en la dirección x, en watts (W), A es el área de corte transversal normal a la dirección del flujo de calor en  $m^2$ , T es la temperatura en K, x la distancia en m y k es la conductividad térmica en W/m K en el sistema SI. La cantidad  $q_x/A$  se llama flujo específico (flux) de calor y se expresa en W/m<sup>2</sup>. La cantidad  $dT/dx$  es el gradiente de temperatura en la dirección x. El signo negativo de la ecuación se incluye debido a que si el flujo de calor es positivo en determinado sentido, la temperatura disminuye en ese mismo sentido. (Howell, J. 1990).

### 1.3 Conductividad térmica.

La expresión de definición de la conductividad térmica es la ecuación (1), y las mediciones experimentales de las conductividades térmicas de diversos materiales, se basan en esta definición.

**Gases.** El mecanismo de conducción térmica de los gases es bastante simple. Las moléculas poseen un movimiento continuo y desordenado y chocan entre sí intercambiando energía y momento lineal. Si una molécula se desplaza de

una región de temperatura elevada a otra de temperatura inferior, transporta energía cinética a esa región y la cede al chocar con moléculas de baja energía.

Puesto que las moléculas se mueven con más rapidez cuanto menor es su tamaño, los gases como el hidrógeno tienen conductividades térmicas más elevadas, La conductividad térmica aumenta aproximadamente según la raíz cuadrada de la temperatura absoluta y es independiente de la presión por lo menos hasta algunas atmósferas. Sin embargo, a presión muy baja (vacío) la conductividad térmica tiende a cero.

**Líquidos.** El mecanismo físico de conducción de energía en los líquidos es bastante similar al de los gases, ya que las moléculas de energía más alta chocan con las de energía menor. Sin embargo, las moléculas de los líquidos están mucho más juntas entre sí y los campos de fuerza moleculares ejercen un efecto considerable sobre el intercambio de energía. Puesto que no existe una teoría molecular adecuada para los líquidos, la mayoría de las correlaciones para predecir sus conductividades son de tipo empírico. Reid y Shenvood han estudiado esto en forma detallada. La conductividad térmica de los líquidos varía de manera moderada con la temperatura, variación que casi siempre puede expresarse con una función lineal  $k=a+bT$

Donde  $a$  y  $b$  son constantes empíricas. Las conductividades térmicas de los líquidos son esencialmente independientes de la presión.

El agua tiene una conductividad térmica elevada en comparación con los líquidos orgánicos como el benceno. La conductividad térmica de la mayoría de los alimentos sin congelar, como la leche descremada, o el puré de manzana que contiene grandes cantidades de agua, tienen conductividades térmicas cercanas a la del agua pura.

**Sólidos.** Las conductividades térmicas de los sólidos homogéneos son muy variables.

Los sólidos metálicos como el cobre y el aluminio tienen valores muy elevados, mientras que algunos materiales aislantes no metálicos, del tipo de la lana mineral y el corcho, tienen conductividades muy bajas.

La conducción de calor o energía a través de los sólidos se verifica mediante dos mecanismos:

En el primero, que se aplica principalmente a los sólidos metálicos, el calor, al igual que la electricidad, es conducido por los electrones libres que se mueven en la red estructural del metal.

En el segundo, que existe en todos los sólidos, el calor es conducido por la transmisión de energía vibracional entre átomos adyacentes. (Himmelblau, H. 1991).

#### **1.4 Equilibrio líquido vapor.**

Si calentamos una mezcla líquida heterogénea constituida por dos componentes totalmente inmiscibles, hasta que comience a hervir y aparezca una fase gaseosa, se tendrán tres 3 fases (dos líquidas y una gaseosa) y 2 componentes.

Es decir, solamente existe un grado de libertad, lo que significa que fijada una variable, por ejemplo la presión, todas las demás (temperatura y composición de todas las fases) quedan determinada

Esto supone que, a una presión dada, sean cuales sean las cantidades de A y B presentes, la mezcla hervirá a una temperatura fija y la composición del vapor será también constante.

En estas mezclas, cada uno de los componentes se comporta como si estuviese solo. Al ir aumentando la temperatura, irá aumentando la presión de vapor de cada componente y la mezcla hervirá cuando la suma de las presiones de vapor de los componentes iguale a la presión exterior fijada.

(Mc Cabe, L. 1998)

### 1.4.1- Condensación

#### Proceso de condensación:

Si se parte de un vapor sobrecalentado constituido por dos componentes A y B, y se va enfriando la mezcla, manteniendo la presión constante las presiones parciales de A y B se mantendrán constantes puesto que P es constante, mientras que, al descenderla temperatura, irán disminuyendo las presiones de vapor

Llegará un momento en que una de las dos presiones de vapor igualará a la presión parcial de su mismo componente, entonces pasará a la fase líquida.

#### Mecanismos de la condensación:

Tanto la condensación de un vapor para formar un líquido, como la vaporización de un líquido para producir un vapor, implican cambios de fase de un fluido con valores de coeficientes de transferencia de calor bastante elevados. La condensación se verifica cuando un vapor saturado, como el vapor de agua, entra en contacto con un sólido cuya temperatura superficial es inferior a la temperatura de saturación, formándose un líquido como el agua.

Por lo general, cuando un vapor se condensa sobre una superficie, como un tubo vertical u horizontal u otras superficies, se forma una película de condensado en la superficie y fluye sobre ella por la acción de la gravedad. Es esta película de líquido entre la superficie y el vapor lo que constituye la principal resistencia a la transferencia de calor. Esto se llama *condensación tipo película*.

Puede existir otro tipo de condensación, llamada condensación en gotas, cuando se forman gotas pequeñas sobre la superficie. Durante esta condensación, hay grandes áreas del tubo libres de líquido que quedan expuestas directamente al vapor.

La condensación en gotas es muy común en superficies contaminadas y cuando hay impurezas presentes. La condensación de tipo película es más

predecible y frecuente. Por tanto, para los propósitos normales de diseño, se supone una condensación tipo película. (Mc Cabe, 1998)

### **Coeficientes de condensación tipo película para superficies verticales:**

La condensación de tipo película sobre una pared o tubo vertical, puede analizarse suponiendo un flujo laminar de la película condensada hacia abajo de la pared. El espesor de la película es cero en la parte superior de la pared o tubo y aumenta a medida que fluye hacia abajo, debido a la condensación. Nusselt (Hi, W 1) supuso que la transferencia de calor desde el vapor condensado a través de la película líquida para llegar a la pared a  $T, K$ , se verifica por conducción, resultando, por consiguiente, que el coeficiente local es inversamente proporcional al espesor de película líquida. (Geankoplis, C. 1998).

### **1.4.2- Evaporación.**

La evaporación es una operación unitaria consistente en la separación de una mezcla líquida, generando a partir de la misma, por ebullición, un vapor integrado por los componentes más volátiles de aquélla. Se utiliza para concentrar disoluciones obteniéndose vapor del disolvente. Es una operación muy empleada en diversas industrias, bien sea para aprovechar la disolución concentrada (por ejemplo la concentración de la leche), o para aprovechar el vapor del disolvente (por ejemplo la obtención de agua desalinizada por ebullición del agua del mar y posterior condensación del vapor de agua). Normalmente se disponen varios evaporadores combinados, en los que se emplea el vapor generado en un evaporador, como medio de calefacción del siguiente se denominan; Evaporadores de múltiple efecto. Conceptualmente, la evaporación es análoga a la destilación simple. Se diferencian en que en la evaporación, el alimento contiene un soluto cuyo punto de ebullición está muy por encima del punto de ebullición del disolvente, con lo que los vapores obtenidos en la operación son de disolvente puro. La condensación es la

operación inversa a la evaporación, por la que un vapor pasa a estado líquido al intercambiar calor con un líquido frío.

### 1.5- Primer principio de la termodinámica.

Es reconocido por la experiencia que la masa y la energía total en un proceso en la naturaleza puede cambiar de una forma a otra, pero la cantidad de total del sistema y sus alrededores permanece constante.

El intercambio de energía entre el sistema y sus alrededores se realiza en forma de calor y trabajo, se dice que estas son formas de energía en tránsito, ya que no se pueden almacenar como tal en un cuerpo o en un sistema.

$$\Delta U = Q + W \quad (1.1)$$

La ecuación 1.1 es la forma más simple de expresar el primer principio de la termodinámica y plantea que la variación de energía interna de un sistema cerrado es igual a la suma del calor y el trabajo intercambiado con los alrededores

Las variaciones de energía que puede experimentar el sistema entre dos estados diferentes, viene dado por:

$$\Delta U + \Delta u^2/2 + \Delta Z = Q + W \quad (1.2)$$

#### 1.5.2- Balance de masa.

En Ingeniería Química la forma general del balance de masa como una expresión de la ley de conservación de la masa aplicada a un proceso industrial es:

$$\left\{ \begin{array}{c} \text{acumulación} \\ \text{dentro} \\ \text{del} \\ \text{sistema} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} \text{entrada} \\ \text{por las} \\ \text{fronteras} \\ \text{del sistema} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{c} \text{salida} \\ \text{por las} \\ \text{fronteras} \\ \text{del sistema} \end{array} \right\}$$

$$+ \left\{ \begin{array}{c} \text{generación} \\ \text{dentro del} \\ \text{sistema} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{c} \text{consumo} \\ \text{dentro} \\ \text{del} \\ \text{sistema} \end{array} \right\}$$

El término de acumulación se refiere a un cambio de masa o de moles (positivo o negativo) dentro del sistema respecto al tiempo, en tanto que la transferencia a través de las fronteras del sistema se refiere a las entradas y salidas del sistema.

En la práctica industrial, es más frecuente realizar los balances materiales al proceso en estado estacionario, es decir, cuando no hay acumulación de masa y por tanto el termino acumulación es cero. (Howell, 1990).

### 1.6- Flujo de fluidos.

Flujo de fluidos incompresibles por tuberías:

Se dice que un fluido es incompresible cuando su densidad no cambia al variar la presión ejercida sobre el a los efectos de la practica industrial los líquidos se consideran fluidos incompresibles. Las relaciones energéticas de un fluido real incompresible (Densidad constante y viscosidad igual a cero) en movimiento estacionario esta descrito por la ecuación de Bernoulli, cuya expresión para un elemento de fluido que circula por una tubería de sección variable entre dos puntos de diferentes alturas relativas es:

{Ecuación de Bernoulli}

$$z_1 + \alpha_1 * \frac{(v_1)^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho * g} + H_b = z_2 + \alpha_2 * \frac{(v_2)^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho * g} + h_f \quad (1.3)$$

Cada uno de los términos de esta expresión tiene las unidades de altura y se denominan

$Z_1$  altura o carga geométrica

$V^2/2g$  altura o carga de velocidad

$P_1/\rho * g$  altura o carga estática

La suma total de los tres términos para un punto dado se denomina altura o carga hidrodinámica y expresa que un sistema o de flujo ideal la carga hidráulica a lo largo de una línea de corriente se mantiene constante.

La forma dimensional de los términos de la ecuación de Bernoulli corresponde a la sumatoria de energía por unidad de masa, lo que permite realizar una interpretación energética de esta ecuación, como una forma de la ley de la conservación de la energía para un fluido ideal y expresa que la energía mecánica total del fluido no cambia durante un movimiento a lo largo de una línea de corriente y es por tanto la expresión básica de un balance de energía mecánica. (Rosabal, J. 2006)

Para un fluido ideal ( $\mu$  diferente de 0), la explicación del balance de energía según Bernoulli implica considerar las pérdidas por fricción y es necesario introducir un término en la ecuación que se denomina pérdidas hidráulicas de energía o de carga ( $h_f$ ) esto significa que parte de la energía inicial del fluido o se pierde (En realidad lo que sucede es que esta cantidad de energía se transforma en calor) y por consiguiente la suma de la carga gravitatoria dinámica y estática no se mantiene constante si no que va disminuyendo progresivamente a lo largo del sistema debido a las pérdidas por fricción.

$$\frac{(u_1)^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho * g} + z_1 = \frac{(u_2)^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho * g} + z_2 + h_f \quad (1.4)$$

Por lo que para mantener la igualdad de los términos de la ecuación se introduce el factor ( $h_f$ ) que comprende las pérdidas totales de energía debido a la fricción y a la resistencia del sistema de tuberías.

Perdidas por fricción:

El valor de las pérdidas por fricción en una tubería de fricción constante no necesariamente horizontal puede ser evaluado por el factor de fricción definido por la fórmula:

$$h_f = \frac{fL(V)}{2gD} \quad (1.5)$$

El factor de fricción es función de la relación longitud a diámetro de la tubería, de la relación de su rugosidad al diámetro denominada rugosidad relativa: (e/D) y del valor del criterio de Reynolds.

$$F = f\left(\frac{L}{D}, \frac{e}{D}, R_e\right) \quad (1.6)$$

Actualmente existen gráficos altamente confiables que relacionan el factor de fricción con la rugosidad y el número de Reynolds, de donde se puede estimar el valor de f para analizar el cálculo de las pérdidas por fricción.

#### **Pérdidas locales:**

El cálculo de las pérdidas por fricción locales para el flujo completamente turbulento viene dado por la formula:

$$h_f = K \frac{v^2}{2g} \quad (1.7)$$

Donde:

K: coeficiente de resistencia de accesorios o válvulas y es función del mismo y del numero de Reynolds.

Según (Rosabal, J. 2006) la ecuación de Bernoulli y otros métodos para el cálculo de pérdidas por fricción se aplican en la ingeniería química, a tres tipos de situaciones fundamentales:

1. Cuando se conoce el valor del flujo y las características (longitud, diámetro, etc.) de la tubería y se desea conocer el valor de las pérdidas por fricción.
2. Cuando se conoce el valor de las pérdidas por fricción y las características la tubería y se desea conocer el valor del flujo.

3. Cuando se conoce el valor del flujo y las pérdidas de presión y de altura y se desea conocer el valor del diámetro de tubería necesario para una longitud dada.

Estos tres casos son típicos de problemas prácticos. Obsérvese que en ellos se relaciona siempre para la aplicación de la ecuación de Bernoulli, puntos tales que dicha selección constituye a simplificar el problema. Por ejemplo, en una superficie de tanques de gran diámetro la velocidad puede considerarse nula, lo que elimina un término de la ecuación. Si el punto seleccionado está en contacto con la atmósfera, lo cual sucede en las superficies líquidas libres y en las tuberías que descargan a atmósfera. (Rosabal, J. 2006).

El caso número tres de estos ejemplos puede encontrar analogía en algún punto en el desarrollo experimental de este trabajo por lo que a continuación se hace referencia a la metodología empleada en la solución de estas situaciones para:

$$P_A = P_B$$

$$V_A = 0$$

$$Z_A = 0$$

**Balance de carga:**

$$Z_A * g + P_A / \rho * g + \alpha_A * (V_A)^2 / 2g = Z_B * g + P_B / \rho * g + \alpha_B * (V_B)^2 / 2g + \sum H_f \quad (1.8)$$

Quedando:

$$Z_A * g = \alpha_B * (V_B)^2 / 2g + \sum H_f \quad (1.8.1)$$

Si:

$$\sum H_f = F * L * V^2 / 2D_i + \sum K_i * V^2 / 2 \quad (1.9)$$

Entonces:

$$Z_A * g = \alpha_B * (V_B)^2 / 2g + F * L * V^2 / 2D_i + \sum K_i * V^2 / 2 \quad (1.10)$$

Quedando:

$$Z_A * g = \sum K_i + \alpha_B * (V^2) / 2 + F * L * V^2 / 2D_i \quad (1.11)$$

En este punto se podría despejar de la ecuación (1.10) V, sustituyendo este término por su relación, si se despeja del mismo el diámetro de tubería se concluiría.

Pero para conocer las pérdidas por fricción es necesario fijar previamente un diámetro de tubería por lo que se procede a explicar la resolución de la problemática por el método siguiente. (Rosabal, J. 2006).

Relacionando V con  $D_i$

$$V = q / 0,785 * D_i \quad (1.12)$$

Sustituyendo (1.8.1) en (1.8) y suponiendo  $\alpha_B=1$  (régimen turbulento)

$$Z_A * g = \sum K_i + \alpha_B * (q / 0,785 * D_i) / 2 + (F * L * (q / 0,785 * D_i)) / 2 D_i$$

Arreglando convenientemente queda:

$$Z_A * g = (\sum K_i + 1 * q^2) / 1,232 D_i^4 + (F L q^2) / 1,232 D_i^5 \quad (1.13)$$

Entonces:

$$1/\sqrt{f} = -2 \text{ Log } [(\xi/3,7) + (6,81/Re)^{0,9} * D^{0,9}] \quad (1.14)$$

$$\xi = e/D \quad (1.15)$$

$$Re = (D V \rho) / \mu \quad (1.16)$$

$$V = q / 0.785 D_i \quad (1.17)$$

$$1/\sqrt{f} = 2 \log^*(3,7/E) \quad (1.18)$$

Sustituyendo G en F:

$$Re = (D V) / 0.785 \mu D_i \quad (1.19)$$

Sustituyendo E y G en D

$$1/\sqrt{f} = -2 \text{ Log } [(e/3,7) + (5,35\mu/\rho g)^{0,9} * D^{0,9}] \quad (1.20)$$

Despejando diámetro interno de la ecuación C

$$D_i = [(F L q^2 + (\sum K_i (F/F_{turb}) + 1) * q^2 D) / 1,235 g Z_A]^{0,2} \quad (1.21)$$

De inicio debe suponerse un valor de  $D_i$ , comprobarse el régimen de flujo por medio de (1.19) y calcular F por medio de (1.20),  $F_{turb}$  por medio de (1.18) y un nuevo valor de D por medio de (1.21). Si el valor calculado no coincide con el supuesto, se usa este último para repetir el ciclo de cálculos, y se continúa de este modo hasta que coincida el valor supuesto con el calculado.

Para seleccionar valor supuesto inicial de  $D_i$  puede partirse de la experiencia práctica acerca de las velocidades de líquidos más comunes por tubería que oscilan entre 0.3 y 5 m/s. (Rosabal, 2006)

## **1.7 Intercambiadores de calor.**

### **1.7.1 Tipos de intercambiadores de calor:**

En las industrias de proceso, la transferencia de calor entre dos fluidos casi siempre se lleva a cabo en intercambiadores de calor. El tipo más común es uno en el cual el fluido caliente y el frío no entran en contacto directo el uno con el otro, sino que están separados por una pared de tubos o una superficie plana o curva. La transferencia de calor se efectúa por convección desde el fluido caliente a la pared o la superficie de los tubos, a través de la pared de tubos o placa por conducción, y luego por convección al fluido frío.

(Levenspiel, O. 1987).

### **1.7.2 Intercambiador de calor de doble tubo.**

El intercambiador más simple es el intercambiador de doble tubo o de tubos concéntricos, donde uno de los fluidos fluye en el interior de una tubería y el otro lo hace en el espacio anular entre ambas tuberías. Los fluidos pueden circular en paralelo o a contracorriente. El intercambiador puede fabricarse con un simple par de tubos adaptando las conexiones en los extremos, o con varios pares interconectados en serie.

Este tipo de intercambiador es útil principalmente para velocidades de flujo bajas. (Levenspiel, O. 1987).

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

Cuando se manejan flujos más grandes se usa un intercambiador de tubos y coraza, que es el tipo más importante en las industrias de proceso. Los flujos de estos intercambiadores son continuos. Se usan muchos tubos en paralelo

con uno de los fluidos circulando en su interior. Los tubos, distribuidos en forma de manojo, están encerrados en una sola coraza y el otro fluido fluye por el exterior de los tubos, dentro de la coraza. (Criz, R. 2001).

En la figura (8) se muestra el modelo más simple de intercambiador de tubos y coraza que corresponde a un solo paso por los tubos y un solo paso por, la coraza, es decir, se trata de un intercambiador I-I a contracorriente. El fluido frío entra y circula por los tubos en paralelo en un solo paso, mientras que el fluido caliente entra por el otro extremo y fluye a contracorriente por el exterior de los tubos. Se usan deflectores transversales de tal manera que el fluido se ve forzado a fluir perpendicularmente por la batería de tubos en lugar de hacerlo en paralelo. Esta turbulencia adicional generada por el flujo transversal, aumenta el coeficiente de transferencia de calor de la coraza.

En la figura No 7 se muestra un intercambiador 1-2 paralelo-contracorriente. El líquido en los tubos fluye pasando dos veces (tal como se indica) y el líquido de la coraza fluye en un solo paso. En el primer paso por los tubos, el fluido frío fluye a contracorriente del fluido caliente de la coraza y en el segundo paso por los tubos fluye en paralelo con el fluido caliente.

Otro tipo de intercambiador opera con 2 pasos por la coraza y 4 pasos por el tubo. Se usan también otras combinaciones de número de pasos y las más comunes son I-2 y 2-4. (Kern, D. 1969).

#### **1.7.4 Clasificación de los intercambiadores de calor.**

La clasificación más general que puede realizarse de los cambiadores de calor, se efectúa atendiendo al grado de contacto entre los fluidos. Según este criterio, los cambiadores de calor se dividen en dos grandes grupos:

- Intercambiadores de contacto directo.
- Intercambiadores de contacto indirecto.

Estos últimos pueden a su vez dividirse en alternativos y de superficie.

Los intercambiadores de contacto directo, también conocidos como cambiadores de mezcla, son aquellos dispositivos en los que los fluidos sufren

una mezcla física completa, realizándose, como consecuencia, la transferencia energética entre ellos. Pertenecen a este grupo, entre otros tipos de cambiadores, las denominadas torres de refrigeración o torres húmedas, así como los enfriadores de gases.

En cuanto a los intercambiadores alternativos, ambos fluidos recorren un mismo espacio de forma alternada, sin coincidencia entre ellos, de forma tal que la mezcla física de ambos fluidos puede considerarse despreciable. El elemento fundamental de este subgrupo de cambiadores es la superficie que alternativamente recibe y cede la energía térmica.

Por otra parte, se denominan intercambiadores de superficie a aquellos equipos o dispositivos en los que la transferencia térmica se realiza a través de una superficie, plana o cilíndrica, que separa físicamente las corrientes de ambos fluidos, no existiendo por tanto ninguna posibilidad de contacto directo o contaminación entre dichos fluidos, salvo en el caso de rotura de la antedicha superficie de separación. (Criz, R. 2001).

#### **1.7.5 Clasificación de los cambiadores de calor de superficie**

La clasificación más usual de este grupo de cambiadores, se realiza en base a la dirección relativa de los flujos de ambos fluidos, pudiéndose hablar entonces de cambiadores de flujos paralelos y de cambiadores de flujos cruzados, según sus direcciones, sean paralelas en el espacio o formen cualquier ángulo.

Los cambiadores de flujos paralelos, son generalmente utilizados en el intercambio térmico líquido-líquido, mientras que los de flujos cruzados se utilizan generalmente en el intercambio líquido-gas.

Como se decía anteriormente se denomina cambiadores de calor de flujos paralelos a aquellos cambiadores en los que circulan ambos fluidos con direcciones paralelas en el espacio, si además de tener ambos flujos la misma dirección, tienen el mismo sentido, reciben el nombre de “en equicorriente”, denominándose en “contracorriente” a aquellos en los que los flujos tienen sentidos contrarios. (Kern, D. 1969).

Dentro del subgrupo de cambiadores de flujos paralelos, se emplean entre otros, los denominados “de placas”, “de tubo”, también llamados “de doble tubo”, de “inmersión”, “multitubulares” o de “carcasa y tubos”.

En los cambiadores multitubulares o de carcasa y tubos, es normal combinar la clasificación anterior con otra, basada en el número de veces que cada partícula de los fluidos recorre el cambiador, recibiendo el nombre de *paso* cada recorrido, así, un cambiador en equicorriente o contracorriente, sería un cambiador de un paso por carcasa y un paso por tubos.

#### **1.7.6 Cambiadores de placas.**

Los cambiadores de placas (Fig. No 8) están integrados por una serie de placas metálicas, de tamaños normalizados, por cada constructor, que se acoplan unas a otras en mayor o menor número, según la necesidad térmicas, en un bastidor que las sostiene unidas.

Con objeto de que las placas queden correctamente enfrentadas unas a otras, están dotadas en su parte superior e inferior de dos aberturas, mediante las cuales pueden deslizarse a lo largo de las guías del bastidor. La abertura superior permite además que la placa quede suspendida de la correspondiente guía portadora. (Criz, R. 2001).

En este tipo de cambiadores se denomina “paso” al conjunto de placas, montadas en paralelo, que son recorridas con el mismo sentido de flujo en cada fluido, como muestra la figura.

En cuanto a los materiales de que están contruidos estos intercambiadores dependen fundamentalmente de las características de los fluidos que vayan a intercambiar calor; siendo las principales condiciones que deben tenerse en cuenta al seleccionar el material de las placas las siguientes:

- Facilidad de deformación por prensado.
- Pequeña resistencia térmica.
- Inatacabilidad por los fluidos a emplear.

Esta última condición limita a su vez al material empleado en las juntas entre las placas.

A la vista de estas condiciones, los materiales más usualmente empleados en la construcción de las placas son los aceros inoxidable y las aleaciones de níquel, cromo, y titanio, mientras que para las juntas se emplean siliconas, caucho natural y sintético.

### **1.7.7 Ventajas e inconvenientes de la utilización de cambiadores de placas.**

#### **Ventajas:**

Elevados valores del coeficiente de transmisión superficial, lo que conlleva valores muy elevados del coeficiente global de transmisión del calor.

Menores pérdidas caloríficas, ya que sólo los bordes de las placas están expuestas al ambiente exterior y además de tener pequeños espesores pueden aislarse fácilmente.

Menor espacio necesario que otros tipos de cambiadores dada su elevada relación superficie de intercambio / volumen total, lo que supone también que la cantidad de líquido contenido por unidad de superficie de intercambio es muy baja en comparación con otros intercambiadores, lo que da lugar a menores pérdidas de fluido al abrir el cambiador, así como a menores problemas de depósito de residuos.

Fácil accesibilidad a ambas caras de cada placa, lo que permite una mejor inspección y limpieza, lo que puede realizarse en el mismo lugar de su emplazamiento.

Facilidad de sustituir elementos con la consiguiente ventaja de facilitar las reparaciones y realizar ampliaciones con máxima economía.

En el caso de deterioro de las juntas, se produce escape de fluido hacia el exterior, siendo posible repararlas inmediatamente, evitándose mezclas o contaminaciones de los fluidos. (Criz, R. 2001).

**Inconvenientes:**

Limitación que imponen las juntas de unión entre placas, ya que no permiten trabajar con temperaturas superiores a 250°C o presiones mayores de 20 atm.

Presentan mayor pérdida de presión en la circulación de fluidos.

De no ser necesarios materiales especiales, el cambiador de placas es más caro que los multitubulares. (Criz, R. 2001).

**1.7.8 Cambiadores de haz tubular y carcasa:**

Este tipo de aparato es el más extendido. En principio, el haz alojado en el interior de una carcasa se ha mantenido en la construcción de condensadores y rehervidores igualmente. El aparato está constituido por un haz de tubos montados sobre dos placas tubulares que llevan un número determinado de placas deflectoras. Por cada extremo se fijan las cajas de distribución que aseguran la circulación del fluido por el interior del haz, en varias fases. El haz está alojado en una carcasa provisto de una tobera de entrada y otra de salida para el segundo fluido que circula por el exterior de los tubos, siguiendo el camino impuesto por las placas deflectoras. Todos los elementos que entran en la construcción de los intercambiadores, han sido objeto de una normalización publicada por T.E.M.A (Estándar of Tubular exchanger Manufactures Association), que especifica las características mecánicas y térmicas correspondientes a las diversas condiciones de funcionamiento.

**Carcasa:**

El material más usado para la construcción de las carcasas es el acero al carbono. Para diámetros inferiores a 24", en la carcasa se emplea un tubo de acero L.P.S (Schedule 30 hasta 12" y 1 cm de espesor entre 12" y 24"), si la presión de servicio es inferior a 20 Kg/cm<sup>2</sup>.

Para más de 24" la carcasa se realiza con planchas de acero enrolladas y soldadas. Por cada extremo se sueldan las bridas que llevarán las tapas y las cajas de distribución. Las toberas de entrada y salida se sueldan, o no, con una

placa de refuerzo según la presión de servicio. Por último la carcasa se podrá equipar con anillos para poder levantarla y llevará, además, la placa de identidad del aparato. (Kern, D.1969)

### **Haz de tubos:**

Los tubos se fijan a cada una de sus extremidades por mandrilado (o ensanche) en las dos placas tubulares, (figura No 7)

Las perforaciones de los huecos en estas placas están normalizadas, efectuándose según una disposición, ya sea de paso cuadrado o paso triangular. Teniendo en cuenta la orientación del haz en relación a la dirección general del fluido que circula en la carcasa, se obtienen las cuatro disposiciones, (Fig. No 8).

El paso triangular permite colocar alrededor de un 10% de tubos más que en el paso cuadrado sobre una placa tubular de diámetro dado pero, en contrapartida, la disposición de los tubos hace imposible la limpieza exterior, introduciendo rascadores a través del haz. Para estos aparatos, es necesario recurrir a la limpieza química y reservar su empleo a productos limpios.

En estos arreglos existe mayor turbulencia debido a que el fluido que fluye entre los tubos adyacentes a alta velocidad golpea directamente en la hilera siguiente. Esto indica que cuando la caída de presión y la limpieza son de pocas consecuencias, el arreglo triangular es superior para alcanzar valores altos de coeficientes de películas en el lado de la coraza, los arreglos triangulares dan coeficientes cercanos al 25% mayor que el arreglo en cuadro. (Kern, D. 1969)

El haz de tubos lleva deflectoras transversales que tienen por finalidad alargar el camino del fluido que circular por la carcasa y mejorar así, la transmisión por el exterior de los tubos. Estas deflectoras están constituidas, generalmente, por un disco que tiene un diámetro ligeramente inferior al de la carcasa y que posee un segmento libre igual al 25% del diámetro interior  $D_c$  de la carcasa. El espaciado entre deflectoras, que condiciona directamente la velocidad del fluido, está comprendida entre  $D_c/5$  y  $D_c$ . (Geankoplis, C.1998).

Además estas reflectoras aseguran la rigidez del haz y son solidarias de la placa tubular fija por medio de unos tirantes.

En ciertos casos se emplean deflectoras longitudinales constituidas por una simple chapa inserta en el medio del haz. Esta disposición obliga a efectuar al fluido un ir y venir en la carcasa y se tiene en este caso, un aparato que se denomina “dos pasos del lado carcasa.

Los intercambiadores de calor son aparatos para transferir calor desde una corriente fluida caliente a una corriente fluida fría. Existen tres grandes tipos de intercambiadores:

- el recuperador o intercambiador a través de una pared sin almacenar calor.
- el intercambiador de contacto directo sin almacenar calor;
- el regenerador, acumulador o intercambiador con almacenamiento de calor.

En los recuperadores las dos corrientes circulantes están separadas por una pared y el calor tiene que pasar a través de esta pared. Los recuperadores son ciertamente menos eficaces que los intercambiadores de contacto directo, ya que la presencia de la pared estorba el flujo de calor, Pero este tipo de intercambiador se utiliza cuando los fluidos no pueden ponerse en contacto directo, como sistemas gas-gas, líquidos miscibles, sólidos solubles o productos reactivos.

En los intercambiadores de contacto directo sin almacenamiento de calor las corrientes contactan una con otra íntimamente, cediendo la corriente más caliente directamente su calor a la corriente más fría. Este tipo de intercambiador se utiliza naturalmente cuando las dos fases en contacto son mutuamente insolubles y no reaccionan una con otra. Por consiguiente, no puede utilizarse con sistemas gas-gas, pueden mezclarse sin afectar el proceso, como es el caso de la aplicación de calor a la columna de destilación en la producción de alcohol, en la cual el vapor se aplica en contacto directo en la base de la columna y el producto de interés se extrae por evaporación de la

mezcla en ebullición, cuyo residuo es agua que se utiliza con otros fines dentro del propio proceso.

En los regeneradores una corriente caliente de un gas transfiere su calor a un compuesto intermedio, normalmente un sólido, que posteriormente cede este calor a otra corriente que se quiere calentar, alternando el contacto entre ambas corrientes con el sólido intermedio.

Para los intercambiadores de carcasa y tubos se tienen varios modelos de flujo diferentes del sencillo de flujo en pistón en paralelo y en contracorriente. Todos son menos eficaces que el flujo en pistón en contracorriente. Esto significa que se necesita más área superficial del intercambiador para las condiciones finales dadas.

A pesar de este inconveniente estos intercambiadores se utilizan ampliamente en la industria, ya que con frecuencia son más convenientes, más compactos y menos caros de construir para una finalidad dada.

Existen todo tipo de modelos de contacto, que se designan por pares de números 1-2, 1-4, 2-4, entre otros. El primer número se refiere al número de pasos del fluido en la carcasa; el segundo se refiere al número de pasos en los tubos, donde el término «paso» representa el flujo desde un extremo del intercambiador al otro. (Levenspiel, O. 1987)

#### **1.7.9 Algunas consideraciones a la hora de seleccionar por donde circulan los fluidos.**

- El interior de los tubos es mucho más fácil de limpiar que la carcasa, por tanto el fluido que forme espuma o depósitos salinos deberá circular a través de los tubos.
- El fluido corrosivo deberá circular a través de los tubos para evitar el gasto de metales especiales para ambos, carcasa y tubos.
- El fluido menos viscoso deberá pasar a través de los tubos.

## 1.8 Diseño de intercambiadores.

El cálculo de un intercambiador de calor consiste en proyectar un equipo que sea capaz de transferir la cantidad de calor deseada entre dos corrientes de flujo en contacto a través de una pared tubular entre los rangos de temperaturas previstas con el mínimo de consumo de materiales y al más bajo costo de operación.

Una metodología de cálculo conveniente para un intercambiador de calor comienza conociendo las temperaturas de los fluidos de entrada y de salida, obteniendo  $C_p$  a la temperatura promedio y se determina la carga térmica ( $Q$ ) transferida en el intercambiador.

Se calcula MLDT de acuerdo a la disposición de los flujos y se determina el  $F_t$ .

Se estiman los coeficientes de películas para los fluidos y se obtiene el coeficiente total de transferencia de calor ( $U_d$ ) A partir del cual basado en la ecuación de Fourier se calcula el área ( $A$ ) que es el término más importante del diseño.

Después se determina que flujo deberá ponerse en el anulo y cual en el interior de tubo, basado en los tamaños rotativos de las áreas de flujo para ambas corrientes y las consideraciones de suciedad de los fluidos.

Se calcula la caída de presión por el lado de la coraza y por el lado de los tubos con lo que estamos en condiciones de estimar el cálculo de la bomba necesaria para impulsar los fluidos por el sistema. (Kern,D.1969).

Generalmente, el Ingeniero de Procesos no tiene que realizar el diseño riguroso de un Intercambiador de Calor, debido a que existen, a nivel internacional, compañías especializadas con una vasta experiencia en el diseño de estos equipos.

Tal es el caso de las compañías ALFA – LAVAL, ASME y la Tubular Exchanger Manufacturers Association (**TEMA**).

Por tal motivo, el trabajo del Ingeniero de Procesos se reduce a seleccionar de los catálogos y evaluar el equipo que cumpla con los requerimientos operacionales de un proceso determinado

### **1.8.1 Procedimiento para el diseño de un intercambiador de calor.**

Un buen procedimiento de diseño incluye algunas reglas basadas en la práctica común (Heurísticas).

#### **Heurísticas para Intercambiadores de Calor.**

Una heurística es un enunciado, basado en la experiencia acumulada, en relación con el tamaño de los equipos, las condiciones de operación y la eficiencia de los equipos, que reduce la necesidad de los cálculos.

1 – Para estimados conservadores  $FT = 0,9$  para intercambiadores de tubo y coraza sin cambio de fase. Cuando  $\Delta T$  en los extremos del intercambiador difiere mucho entonces chequeé el  $FT$  y reconfigure el equipo si es menor que 0,8.

2– Una coraza puede acomodar la siguiente área de transferencia de calor

Diámetro coraza, cm	Área, m <sup>2</sup>
30	9,3
60	37,2
90	102

3 – El lado del tubo es para los fluidos corrosivos, incrustantes y a altas presiones.

4 – El lado de la coraza es para fluidos viscosos y condensantes.

5 – Las caídas de presión son de 0,1 bar para ebullición y de 0,2 a 0,62 bar para otros servicios.

6 – La diferencia mínima de temperatura es de 10°C para fluidos y de 5°C para refrigerantes.

7 – El agua de enfriamiento a 30°C y la temperatura máxima de salida es de 45°C.

8 – Los intercambiadores de doble tubo son competitivos para tareas que requieren de 9,3 -18,6 m<sup>2</sup>.

El factor de corrección ( $F_T$ ) se determina según grafico (**Fig.19-Kern**) siendo:

$$S = \frac{(T_{CO} - T_{CI})}{(T_{HI} - T_{CI})} \quad (1.22)$$

$$R = \frac{(T_{HI} - T_{HO})}{(T_{CO} - T_{CI})} \quad (1.23)$$

Basado en estos criterios se calculan S, R y se determina  $F_T$  para diferentes valores de temperatura de salida y se elige una, según la Regla Heurística N° 1.

Definida la temperatura, se debe realizar el diagrama de temperatura y se estiman las propiedades de los fluidos a la temperatura calórica de los fluidos.

Posteriormente se debe calcular la cantidad de calor intercambiado (Q).

Se calcula el calor cedido por el fluido caliente y aplicando la primera ley de la termodinámica.

Cálculo del Área de Transferencia de Calor preliminar o aproximada.

Este cálculo se realiza despejando el área de la ecuación de diseño. (Ecuación fundamental de Transferencia de Calor)

$$A = \frac{Q(ced)}{U_D \times F_T \times LMTD} \quad (1.24)$$

Se necesita conocer un valor estimado del Coeficiente Global de Transferencia de Calor ( $U_D$ ) Utilizando Tabla N° 8. (Kern, D. 1969).

En la literatura especializada se recomiendan valores aproximados del mismo para diferentes sistemas, en función de los fluidos de trabajo.

### **Cálculo de la Diferencia Media Logarítmica de Temperaturas (LMTD).**

Si el sistema tiene pasos pares debe afectarse la Diferencia Media Logarítmica de Temperatura (LMTD) por el factor de corrección de temperatura ( $F_T$ ).

El cálculo de la diferencia media de temperatura efectiva ( $\Delta T_e$ ) se debe realizar usando la siguiente ecuación:

$$\Delta T_e = F_T \times LMTD \quad (1.25)$$

Calculándose la LMTD según se indica a continuación:

$$LMTD = \frac{(\Delta T_h - \Delta T_c)}{\ln \frac{\Delta T_h}{\Delta T_c}}. \quad (1.26)$$

### **1.8.2 Selección en catálogo de un intercambiador de calor.**

Deben revisarse en los diferentes catálogos y seleccionarse varios posibles intercambiadores que garanticen el servicio y finalmente escoger el mejor de los propuestos como la normativa TEMA que aparece en:

Perry R.H., 1996, Chemical Engineers Handbook (6th Ed.), McGraw – Hill Inc. USA.

Tabla N<sup>o</sup> 11.3 A – H págs. 11.13 – 11.16

Las configuraciones más comunes son: BEM, AEM, NEN, BEP, AEP, AES, BES, AET, BET, BEU y AEU.

Con el Número de Tubos acudimos al catálogo TEMA (Tb. 11-3 E pág.11.13), en función del diámetro exterior y el paso entre tubos, donde disponemos de equipos con cabezal de salida P, S y U.

Por lo tanto, los equipos a considerar serán:

BEP, AEP, AES, BES, BEU y AEU

Un análisis de ventajas, desventajas y aplicaciones nos permitirá decidir que configuración quedará.

Los tipos: **BEM y AEM (tubos fijos)** tienen menor costo de diseño que los de cubierta removible, pueden ser aplicados en servicios líquido – líquido, pero sólo pueden ser limpiados por métodos químicos y el haz de tubos no puede ser reemplazado.

Los tipos: **BEP y AEP (cabezal flotante)** pueden ser **limpiados con vapor** y por **limpieza mecánica**, el **haz de tubos** puede ser limpiado o **reemplazado** sin alterar la coraza, menos costo que **BES** y **muy bueno para líquidos incrustantes**.

Los tipos: **AES y BES** pueden ser limpiados con vapor y por limpieza mecánica si el paso es cuadrado. Tienen altos costos de mantenimiento y pueden ser usados para servicios generales en la industria.

Los tipos: **BEU y AEU** menor costo de diseño que los de cabezal flotante, el haz de tubos puede ser desmontado en la limpieza, pero los tubos en U son muy difíciles de reemplazar y sólo pueden ser limpiados químicamente. Son excelentes para generación de vapor.

### **Selección el número de tubos del haz.**

Se selecciona el Número de Tubos del haz por la descritas según el fabricante de estos equipos.

### **Cálculo del Número de tubos.**

Para el cálculo del Número de tubos es necesario prefijar algunos parámetros de diseño, tales como la longitud de los tubos, el diámetro exterior, el paso y la disposición de los tubos en el haz.

Según Perry, 1996, las longitudes disponibles para equipos TEMA son 8,10,12,16 y 20 ft. Siendo esta última la más común en plantas químicas.

Los diámetros de tubos standard son 1/4, 3/8, 1/2, 5/8, 3/4, 1, 1<sup>1/4</sup> y 1<sup>1/2</sup> pulgadas. Los más usados son 3/4 y 1 pulgada con 12 BWG.

### **Cálculo del Área por catálogo y el Coeficiente Global de “servicio”.**

Una vez seleccionado el intercambiador se debe calcular el Área real del equipo seleccionado.

$$N_T = \frac{A}{(L_T \times a'')} \quad (1.27)$$

$$a'' = (\text{Tabla } N_O \cdot 10 / \text{Kern})$$

$$A_{CAT} = N_T \times L_T \times a'' \quad (1.28)$$

Posteriormente se rectifica el Coeficiente Global de Transferencia de Calor de “servicio”,  $U_D$  por la ecuación:

$$U_D = \frac{Q(\text{ced})}{A \times \Delta T_E} \quad (1.29)$$

### **Cálculo de la velocidad por el interior de los tubos.**

Una vez seleccionado el intercambiador se debe evaluar si la velocidad cumple con lo establecido.

Existen varios criterios para la velocidad de líquidos por el interior de los tubos.

Pavlov: 0,5 – 2,5 m/s.

McCabe: 1.2 – 2.4 m/s

ChemCAD: 0.9 – 1.52 m/s

La velocidad por el interior del haz de tubos se determina:

$$V_t = \frac{4 \times Ft}{\left(\frac{N_t}{np}\right) \times \pi \times Di^2 \times \rho} \quad (1.30)$$

## Diseño del Intercambiador de Calor seleccionado.

Para la coraza:

Claridad entre tubos:

$$C = P_T - DE \quad (1.31)$$

Espaciado entre *baffles*.

$$B_{\text{MÍN}} = D_s/5 \quad (1.32)$$

$$B_{\text{MÁX}} = 74 \cdot D_i^{0.25} \quad (1.33)$$

A partir de este momento los cálculos se realizan fijando un espaciado entre los *baffles* que garantice una caída de presión en la coraza que generalmente debe ser menor de 10 lb/in<sup>2</sup>.

Esto es un criterio general; sin embargo, en servicios específicos, bajo diferentes condiciones de proceso, este parámetro puede variar.

Si esto no se cumple, debemos reconfigurar el equipo y comenzar de nuevo el diseño – evaluación.

**Área de flujo.**

$$a_s = \frac{D_s \times C \times B}{144 \times P_T} \quad (1.34)$$

**Velocidad másica.**

$$G_s = \frac{Ft}{a_s} \quad (1.35)$$

**Selección del Modelo de transferencia de calor.**

Para el cálculo de los Coeficientes peliculares de Transferencia de Calor se debe realizar la selección del modelo de termo transferencia, el cual depende de varios factores.

Debiéndose definir el modelo a utilizar, tanto para el lado de los tubos, como para el lado de la coraza.

Lo primero que hay que definir es lo referente al tipo de transferencia de calor que está ocurriendo en el proceso, es decir, si solo se transfiere calor sensible o si existe condensación.

Determinación del número de Reynolds

de = 0.72 in (Fig No 28/Kern)

$$D_E = \frac{de}{12} \quad (1.36)$$

$$Re_S = \frac{G_S \times D_E}{\mu} \quad (1.37)$$

**Modelo de transferencia de calor.**

$$h_O = j_H \times \frac{k}{D_E} \times \left( \frac{cp \times \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \times \phi_S \text{ Ec. 6.15 b} \quad (1.38)$$

$$\phi_S = \left( \frac{\mu}{\mu_W} \right)^{0.14} \quad (1.39)$$

Si se desconoce la temperatura de la pared en la parte de la coraza, se determina:

$$t_w = t_{mc} + \frac{\frac{h_O}{\phi_S}}{\frac{h_O}{\phi_S} + \frac{h_{IO}}{\phi_T}} \times (T_{mH} - t_{mc}) \quad (1.40)$$

$$\frac{h_O}{\phi_S} = j_H \times \frac{k}{D_E} \times \left( \frac{cp \times \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (1.41)$$

$j_H =$  (Fig No 28/Kern)

### **Diseño del Intercambiador de Calor seleccionado.**

#### **Para los tubos: (Flujo frio)**

$a''_T = 0.479$  (Tabla No 10 Kern, D. 1969).

Área de flujo.

$$a_T = \frac{N_T \times a''_T}{144 \times n_p} \quad (1.43)$$

Velocidad másica.

$$G_T = \frac{Ft}{a_T} \quad (1.44)$$

Para poder definir el Modelo de Transferencia de Calor del lado de los tubos, se hace necesario conocer si el Régimen de flujo es Laminar o Turbulento, por lo que se debe calcular el número de Reynolds, según se indica.

$$Re_T = \frac{G_T \times D_I}{\mu} \quad (1.45)$$

#### **Modelo de transferencia de calor lado de los tubos.**

$j_H$ : (Fig No 24 Kern, Donald 1969).

$$\frac{h_I}{\phi_T} = j_H \times \frac{k}{D_I} \times \left( \frac{cp \times \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (1.46)$$

**Expresando el coeficiente pelicular interior en función del diámetro exterior, queda:**

$$\frac{h_{IO}}{\phi_T} = \frac{h_I}{\phi_T} \times \left( \frac{D_I}{D_E} \right) \quad (1.47)$$

$$\phi_S = \left( \frac{\mu_S}{\mu_{WS}} \right)^{0.14} \quad (1.48)$$

$$\phi_T = \left( \frac{\mu_T}{\mu_{WT}} \right)^{0.14} \quad (1.49)$$

**Viscosidades de ambos fluidos a la temperatura de la pared. Se puede obtener en la (Fig. No 14 Kern, D. 1969).**

$\mu_{WS}$

$\mu_{WT}$

**Coefficientes peliculares de Transferencia de Calor.**

$$h_O = \frac{h_O}{\phi_S} \times \phi_S \quad (1.50)$$

$$h_{IO} = \frac{h_{IO}}{\phi_T} \times \phi_T \quad (1.51)$$

**Cálculo del Coeficiente Global de Transferencia de Calor “Limpio”.**

$$U_C = \frac{h_{IO} \times h_O}{h_{IO} + h_O} \quad (1.52)$$

**Cálculo del Factor de Obstrucción real,  $R_D$ .**

$$R_{D \text{ CALC}} = \frac{U_C - U_D}{U_C \times U_D} \quad (1.53)$$

El  $R_D$  permitido debe ser mayor que el  $R_D$  calculado para que el equipo este apto para su uso según lo referido por (Kern, D. 1969).

**Caída de Presión en el Intercambiador seleccionado.**

Para que el equipo quede totalmente listo para su explotación, sólo queda el cálculo de la Caída de Presión que ejercen los fluidos al circular por el interior del equipo.

Para ambos lados (Coraza y Tubos) la Caída de Presión debe ser menor que  $10 \text{ lb/in}^2$

**Caída de Presión en la CORAZA**

-Factor de fricción en función del número de Reynolds.

f : (Fig. 29/Kern)

**Número de cruces del fluido por la coraza**

$$N + 1 = \frac{12 \times L_T}{B} \tag{1.54}$$

**Diámetro de la coraza:**

$$D_s = \frac{D_l}{12} \tag{1.55}$$

**Caída de Presión en la coraza:**

$$\Delta P_s = \frac{f \times G_s^2 \times D_s \times (N + 1)}{5.22 \cdot 10^{10} \times D_E \times s \times \phi_s} \tag{1.56}$$

**Caída de Presión en los tubos:**

Factor de fricción en función del número de Reynolds.

-f :( Fig. No 26/ Kern, D. 1969).

$$\Delta P_{TUBOS} = \frac{f \times G_T^2 \times L_T \times n}{5.22 \cdot 10^{10} \times D_I \times s \times \phi_T} \quad (1.57)$$

**Caída de Presión por retorno del líquido en los cabezales.**

$$\Delta P_{RETORNO} = \frac{4 \times V_T^2 \times n}{s \times 2 \times g} \quad (1.58)$$

**Caída de Presión en el haz de tubos:**

$$\Delta P_T = \Delta P_{TUBOS} + \Delta P_{RETORNO} \quad (1.59)$$

**Calculo del Exceso de Área:**

$$A_{EXC} = ABS \left[ \frac{A_{CAT} - A_{CALC}}{A_{CAT}} \right] \times 100 \quad (1.60)$$

Para cuestiones de diseño y evaluación de intercambiadores de calor se admite hasta un 20% de Exceso de Área. (Kern, D .1969)

### **1.9- Conclusiones parciales.**

En los procesos de destilación el desarrollo de una correcta condensación fraccionada de los vapores de alcoholes conducirá a la obtención de la calidad deseada en el producto final.

Cuando en un proceso de destilación la condensación es deficiente además de influir en la calidad del producto final puede conllevar a la inestabilidad en el funcionamiento de la columna de destilación al ser reciclados a la misma, los compuestos volátiles no separados.

Las mejores condiciones térmicas del agua de enfriamiento utilizadas en la estación de condensación de la destilería es una de las garantías para el correcto funcionamiento de los equipos de condensación de dicha estación, responsables directos de la remoción de las impurezas en el proceso.

Puede ser factible técnica y económicamente la utilización de intercambiadores de calor para propiciar las condiciones térmicas al agua que se destine para los procesos de condensación.

## **Capítulo 2. Características y funcionamiento de la destilería.**

### **2.1-Descripción tecnológica del proceso:**

El objetivo tecnológico principal del proceso es la rectificación de “alcohol técnico B” o alcohol flema como también se le conoce en término fabril para producir alcohol fino A, para lo cual la planta cuenta con tres columnas de destilación alimentadas con vapor en contacto directo por la parte inferior de las mismas, como forma de energía calórica necesaria para garantizar el flujo de vapores que irán ascendiendo al tope de la columna poniéndose en contacto en cada plato con el flujo líquido que desciende por la misma intercambiando masa y energía, de esta forma los vapores se enriquecerán en su componente más volátil según se ascienda de plato, lo contrario le sucederá al líquido según se descienda de plato, para garantizar el flujo líquido cada columna cuenta con un sistema de condensadores interconectados en serie de los cuales solo el último condensa la totalidad del flujo de vapores que le llega, para ser separado del reflujo a la columna, debido a la composición rica de éste flujo en impurezas volátiles, los anteriores lo hacen parcialmente, fraccionando la composición de la mezcla según el punto o temperatura de rocío de sus componentes, para lo cual es necesario tener un control preciso de la temperatura en estos condensadores.

Para garantizar una separación adecuada de las impurezas presentes en la materia prima se disminuye la concentración de la misma desde 93 hasta 25 % Alc.vol aproximadamente diluyéndola con agua o flemaza, proceso que ocurre en el interior de la primera columna o etapa del proceso. Este mecanismo está basado en el fundamento tecnológico de separación de impurezas por hidroselección de alcoholes.

El alcohol “técnico B” es la materia prima principal para la producción de “alcohol fino A” en la UEB destilería, el cual es suministrado por la UEB comercial, la materia prima es recibida en la destilería por bombes que se producen del almacén central ó por descarga directa de ésta en los tanques habilitados al efecto en el interior de la planta. De los tanques interiores, el alcohol técnico B, es bombeado hacia un calentador de tubo y coraza donde

se eleva la temperatura del mismo hasta 70 °C aproximadamente, aprovechándose para ello el calor residual del agua proveniente del primer condensador de la columna rectificadora. El agua resultante va a la piscina de enfriamiento.

El alcohol técnico B caliente se inyecta a la columna desflemadora, donde se produce la dilución de éste aplicando la tecnología antes descrita, para lo cual se utiliza el agua residual del fondo o paila de la columna rectificadora (flemaza) producida en su mayoría en la condensación del vapor directo suministrado a la misma. En el tope de la columna se obtienen vapores de alto grado conteniendo mayormente impurezas como aldehídos y cetonas, estos vapores son condensados en tres condensadores verticales, en los dos primeros la fracción condensada pasa a formar parte del reflujo que regresa a la columna desflemadora, en el tercero el total condensado pasa a través de rotámetro donde se chequea el volumen extraído, el cual es enviado a la columna recuperadora para su redestilación y recuperación del etanol remanente. Por el fondo de la columna desflemadora se obtiene la flemaza disuelta: mezcla de alcohol y agua ya depurada de impurezas indeseables en un 80 % aproximadamente debido a la extracción de las mismas por el último condensador de esta columna, posteriormente es enviada por bombeo a la columna rectificadora poniéndose en contacto con el vapor directo alimentado a la paila, donde a través de otra rectificación se obtiene en la sección del pasteurizado o platos del tope, la producción de “alcohol fino A”.

Los vapores alcohólicos del tope de la columna rectificadora pasan a cuatro condensadores verticales. En los tres primeros la fracción condensada pasa completamente a formar parte del reflujo que se introduce de nuevo a la columna rectificadora en el último plato, en el cuarto la fracción condensada (alcohol de cabeza) pasa a través de rotámetro donde se chequea el volumen extraído el cual es enviado a la columna recuperadora. El flujo residual que sale por el fondo de la columna rectificadora es enviado a un tanque receptor de flemaza realizándose previamente un control de su composición, la cual como se explicó anteriormente es utilizada como agente de disolución del alcohol técnico B en la columna desflemadora.

Tanto en la columna desflemadora como en la rectificadora se producen extracciones intermedias de impurezas que también son enviadas a la columna recuperadora en la cual a través de la alimentación de vapor se produce una nueva destilación de las corrientes que le llegan donde se produce una extracción intermedia de “alcoholes superiores” tanto líquida como en forma de vapor que es enviada a la planta de separación de estos componentes.

Por el tope se obtienen vapores alcohólicos ricos en aldehídos que pasan a dos condensadores, del primero toda la fracción condensada entra de nuevo por el tope de la columna como reflujo y la totalidad condensada en el segundo es chequeada a través de un rotámetro y es enviada al tanque de almacenamiento de “alcohol D” declarado como subproducto del proceso. El flujo proveniente del pasteurizado de esta columna retorna a la columna desflemadora para ser destilado nuevamente, debido a la posible presencia de etanol en su composición. El residual que sale por el fondo de la columna recuperadora es enviado a zanja.

Todos los últimos condensadores de las tres columnas de destilación tienen conexión con un condensador final en aras de condensar vapores alcohólicos remanentes además de expulsar a través de él los incondensables.

## **2.2- Caracterización de las materias primas utilizadas en el proceso**

En el proceso descrito en el epígrafe anterior se utilizan solamente dos materias primas, una es el “alcohol flema” a destilar y la otra el agua utilizada para alimentar la caldera suministrada en forma de vapor a las columnas de destilación. Seguidamente se realizará una breve caracterización de las mismas.

### **2.2.1- Características fundamentales del alcohol flema.**

El “alcohol técnico B” es una mezcla alcohólica obtenida a partir de la fermentación de las mieles finales del proceso de producción de azúcar crudo y posterior destilación de sus vinos, dicha mezcla contiene una composición rica

en etanol pero también contienen otras sustancias como pueden ser aldehídos, cetonas, metanol, N-propanol, amílicos e iso-amílicos.

El porcentaje de cada componente de la mezcla puede variar dependiendo de las características del proceso fermentativo.

### **2.2.2- Características fundamentales del agua tratada.**

Las Características fundamentales del agua tratada se exponen en la Tabla No 2.1 de de los anexos de este trabajo.

### **2.3- Principales parámetros de operación de los diferentes equipos.**

Los parámetros fundamentales de operación de los diferentes equipos se exponen en las Tablas No 2.2, 2.3 y 2.4 de de los anexos de este trabajo.

### **2.4- Materiales de construcción de los diferentes equipos.**

Uno de los aspectos de mayor interés en un proceso tecnológico es la calidad de los equipos con que se realiza dicho proceso. Sin dudas, uno de los puntos que hay que tener en cuenta para que un equipo realice su función

eficientemente, es la correcta selección del material de construcción del mismo. Para esta selección hay que tener en cuenta algunos aspectos fundamentales como por ejemplo: el uso que se le va a dar al equipo, si el material que se va a destinar para la construcción del mismo resulta económico, entre otros.

Los equipos que intervienen en este proceso, están fabricados fundamentalmente de acero, cobre y bronce. EL empleo del acero en nuestro país es muy difundido, porque tiene aplicación en la construcción de armaduras, de vigas, pasadores, equipos en la industria química, etc. El mismo presenta, una fácil maquinabilidad, buena soldabilidad, no es necesario aplicar métodos especiales para la soldadura, es un acero muy dúctil, forjable alcanzando valores de dureza de 56-58 HRC, es un acero medio de contenido carbono, su producción es nacional el cual requiere de un valor mínimo de

costo de producción. Por otra parte el cobre es muy dúctil, posee gran resistencia a la acción atmosférica. Su ductibilidad es sobrepasada únicamente por la plata y el oro.

El cobre colado tiene una resistencia a la tracción de 1680 Kg/ centímetro cuadrados y una dureza de 35 Brinell, el cobre puede ser mas duro trabajándolo en frío, en este estado tiene una resistencia a la tracción de 4900 kg/cm<sup>2</sup>.

El cobre es extremadamente tenaz, teniendo una notable resistencia a la rotura para cargas de choque repentinas. El hecho de que su límite elástico sea solamente un 50% de su coeficiente de rotura, puede tomarse como índice de su habilidad para deformarse sin romperse, cuando se carga por encima de su límite elástico.

El cobre tiene una elevada conductividad del calor y electricidad, la resistencia a la corrosión, así como su maleabilidad, ductilidad. La resistencia a la tracción de un alambre de cobre estirado es de unos 4200 Kg/cm<sup>2</sup>. Presenta un alto grado de acritud (se vuelve quebradizo si es sometido a martilleo). Otro de los materiales utilizados es el bronce, este no es mas que una aleación del cobre con otros metales que le confieren al material características muy similares a los ya mencionados en cuanto a resistencia a la corrosión, dureza y durabilidad.

Seguidamente se muestran algunas tablas donde se reflejan los principales equipos y sus materiales de construcción.

#### **2.4.1- Materiales de construcción de las columnas de destilación.**

Los Materiales de construcción de las columnas de destilación se muestran en la tabla No 2.6 de los anexos de este trabajo.

#### **2.4.2- Materiales de construcción de los condensadores.**

Los materiales de construcción de los condensadores se muestran en la tabla No 2.7 de los anexos de este trabajo.

### **2.4.3- Materiales de construcción de las bombas.**

Los materiales de construcción de las bombas de agua que alimentan los condensadores se muestran en la Tabla No 2.8.

Los materiales de construcción de las bombas de alcohol flema se muestran en la Tabla No 2.9.

Los materiales de construcción de las bombas de uso general se muestran en la Tabla No 2.10.

### **2.5- Parámetros característicos de los diferentes equipos.**

Si bien es importante el conocimiento acerca de los materiales de construcción de los equipos, es también necesario conocer sus principales parámetros en cuanto a dimensiones, número de platos (en caso de ser una columna de destilación), número de tubos, y área de transferencia de calor, en caso de ser un equipo de transferencia de calor.

Tabla No 2.11, Se muestran diferentes los principales parámetros de diseño de los equipos:

#### **2.5.1- Parámetros de diseño de los equipos de transferencia de calor.**

El sistema de condensación cuenta con un total de once condensadores todos de tubo y coraza del tipo 1-1, colocados verticalmente y distribuidos de la siguiente manera:

Se muestran sus principales características de estos equipos en las Tablas No 2.12 a la 2.16.de los anexos.

### **2.6-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, cediendo calor en el cambio de fase (calor latente) y enfriándose (fenómeno físico), 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, el cual distribuye el total del flujo a cada condensador independientemente, estando habilitada cada línea con válvulas con el objetivo de regular el flujo a cada condensador.

Otra parte del flujo general pasa directamente a tres tanques que se encuentran en último nivel 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, para enfriarse nuevamente estableciéndose un circuito que se repite constantemente.

### **2.6.1- Parámetros de diseño de la piscina de enfriamiento.**

Largo: 29 m

Ancho: 21 m

N<sup>o</sup> de atomizadores: 40

Tipo de atomizador: 50 GPM

N<sup>o</sup> filas: 4

N<sup>o</sup> de hileras: 2

N<sup>o</sup> ramilletes: 8

Presión en la boquilla del atomizador: 1.986 kg/cm<sup>2</sup>

### **2.6.2-Principales parámetros de operación del enfriadero.**

Los principales parámetros de operación de la piscina de enfriamiento se muestran en la Tabla No 2.5 de los anexos.

### **2.7 Conclusiones parciales.**

El proceso de la destilación de la corporación “Cuba - Ron” está constituido por tres etapas bien definidas, teniendo cada una sus objetivos específicos para lograr una buena rectificación de la del alcohol flema con el fin de obtener alcohol fino A.

La segunda etapa del proceso productivo es una de las más responsables en el alcance de los resultados finales, puesto que es en esta etapa donde se obtiene o se separa del sistema el producto final, la indebida separación de compuestos volátiles en la misma podría afectar considerablemente la calidad de la producción al contaminar la zona de extracción.

La caracterización de la materia prima demuestra que debe de existir una eficiente operación en la estación de condensación para el éxito de la separación deseada de compuestos volátiles y alcoholes superiores.

### **Capítulo 3: Desarrollo de estrategia técnico económica.**

Como se plantea en la introducción de este trabajo la deficiente separación de impurezas en el sistema de condensación producto a las condiciones térmicas del agua de enfriamiento procedente de la piscina provocan afectaciones de diversa índole al proceso. Esto obliga a realizar un análisis con el objetivo de mejorar los valores de los parámetros de operación sin incurrir en excesivos gastos de recursos, económicos y de pérdidas de tiempo de operación de la planta.

Como paso importante en este análisis se realiza un levantamiento de todo el sistema de enfriamiento y condensación, y así constatar en situ la situación general existente y las particularidades del proceso, que para una mejor comprensión puede ser utilizada la Figura N<sup>o</sup> 1 de los anexos de este documento.

#### **3.1 Levantamiento del sistema de enfriamiento y condensación.**

Las acciones y resultados que fueron acometidas en el levantamiento se exponen a continuación:

➤ **Se evaluó el estado del sistema de enfriamiento de agua donde se obtuvieron los siguientes parámetros:**

- Flujo de agua que recibe: 297.826 m<sup>3</sup>/h
- Flujo de agua que sale: 289.556 m<sup>3</sup>/h
- Flujo de agua que se pierde: 8.270 m<sup>3</sup>/h
- Temperatura de entrada del agua: 65<sup>o</sup> C
- Temperatura de salida del agua: 40<sup>o</sup> C
- Temperatura de bulbo seco: 30<sup>o</sup> C
- Temperatura de bulbo húmedo: 27<sup>o</sup> C
- Estado técnico: regular
- Flujo de agua de reposición: 17.992 m<sup>3</sup>/h
- Temperatura de agua de reposición: 30<sup>o</sup> C

- Eficiencia: 65 %

Los valores de temperatura expuestos fueron tomados en los meses más cálidos del año.

➤ **Se evaluó el estado del sistema de condensación donde se obtuvieron los siguientes parámetros:**

- Temperatura de entrada del agua a los condensadores parciales de fraccionamiento de vapores alcohólicos: 40<sup>o</sup> C.
- Flujo de condensado del condensador N<sub>o</sub> 3 de la columna desflemadora: 12 l/min
- Flujo de condensado del condensador N<sub>o</sub> 4 de la columna rectificadora: más de 16 l/min.
- Flujo de condensado del condensador N<sub>o</sub> 2 de la columna recuperadora: 1.5 l/min.

### **3.1.1 Análisis y discusión de los resultados del levantamiento:**

Para realizar el análisis del levantamiento se toman como base los parámetro de operación para los cuales fue diseñada la planta reflejados en las Tablas N<sub>o</sub> 2.2, a la 2.4 del capítulo 2.

De la comparación de estos datos se observa que el flujo de condensado del condensador N<sub>o</sub> 4 de la columna rectificadora está desviado de los parámetros de operación, retornando todo al reflujo y contaminando los platos superiores de la columna (zona de extracción del producto final) con impurezas volátiles, causado por la elevada temperatura (desviada también de los parámetros adecuados) del agua de alimentación al condensador anterior No 3 encargado de fraccionar o condensar parcialmente los vapores alcohólicos que le llegan, para lo cual este condensador debe operar bajo un control preciso de temperatura, no lográndose el mismo por lo ya expuesto.

Se observa también que existen desviaciones en los otros parámetros del flujo de extracciones de impurezas en el sistema de la columna desflemadora

causados también por la elevada temperatura de del agua de alimentación al sistema de condensación.

Como se observa existen problemas localizados en la estación de condensación y otros en el sistema de destilación ambos relacionados con las condiciones térmicas del agua de enfriamiento, esto conduce a la necesidad de realizar una estrategia técnica que resuelva la situación existente.

### **3.2 Diseño de la estrategia.**

Sobre la base del análisis realizado en el levantamiento al sistema de condensación y de enfriamiento se confirma la necesidad de crear una estrategia que debe iniciarse en la piscina de enfriamiento ya que los cambios realizados en la tecnología del proceso no incluyó a la misma, se valora la posibilidad técnica de rediseñar la piscina de enfriamiento para que sea capaz de garantizar los parámetros requeridos. Pero se descarta esta opción por motivo a que la misma requerirá de un gran costo de inversión y se necesitará **detener** el proceso productivo de la destilería, sumándose las pérdidas que esto ocasionara en el plano económico a los costos en la ejecución de la inversión, además otras afectaciones en el plano comercial por incumplimiento de planes de entrega de “alcohol fino A” para la producción de Rones tanto para comercialización nacional en las dos monedas como para la exportación. siendo esta última la principal atenuante, estas consideraciones son de gran importancia en la actual situación económica que enfrenta el país.

Entonces la solución al problema se dirigió hacia la posibilidad de instalación de un intercambiador de calor que disminuya la temperatura del agua a la salida del enfriadero, pero esto conllevaría a ciertos gastos de relativa consideración, otros adicionales de operación y de un mayor tiempo de ejecución aunque no deja de ser una aceptada alternativa de solución.

Lo expresado en el párrafo anterior condujo a la búsqueda de una alternativa mas económica e inmediata, por lo que se desvía la atención en un primer paso hacia la etapa más crítica de separación de impurezas en el

proceso.(tercer condensador de la columna rectificadora), constituyendo otra alternativa de solución.

En un análisis se estima que estas dos alternativas podrían integrarse en una **estrategia** técnico económica en que se consideren ambas.

Ésta, estaría dividida en dos momentos que no serían necesariamente excluyentes entre sí, la diferencia radica en el tiempo de ejecución de cada una, su nivel de solvencia del problema y sus costos.

Por lo tanto la estrategia consistirá en el desarrollo de un primer momento que sería: rediseño de la red del sistema de enfriamiento de agua o alternativa a corto plazo, y en un segundo momento el diseño de un intercambiador de calor para ser instalado en la salida de agua de la piscina, o alternativa a largo plazo.

### **3.3 Desarrollo de la estrategia técnico económica**

A continuación se desarrolla cada una de las alternativas de la estrategia propuesta. Se le denominan a las mismas:

- Rediseño de la red del sistema de enfriamiento de agua o alternativa a corto plazo.
- Diseño del intercambiador de calor, o alternativa a largo plazo.

#### **3.3.1 Desarrollo de la alternativa rediseño de la red del sistema de enfriamiento de agua o alternativa a corto plazo.**

Como primer paso se decide utilizar el flujo de reposición de agua al enfriadero para su utilización como agente refrigerante en el condensador N<sup>o</sup> 3 de la columna rectificadora, flujo que posee condiciones físicas adecuadas donde se tienen en cuenta que está a temperatura ambiente y su tratamiento de dureza previo, pronosticándose que el mismo asumirá la totalidad o parte de la demanda calórica de este condensador antes de ser enviado directamente al enfriadero, acomodándose así las deficiencias térmicas del sistema . De esta forma se pretende lograr una suficiente remoción de impurezas en este punto

el cual juega un papel importante en lograr la calidad adecuada del producto final. Se puede asumir que este primer tiempo de la estrategia está encaminada a palear una situación puntual del sistema, tiene la ventaja de que se puede lograr con pocos recursos económicos pues solo se tendrá que hacer un pequeño rediseño de la red de alimentación de agua de enfriamiento de la planta, sin necesidad de paradas prolongadas de la producción.

### 3.3.1.1 Cálculos para el rediseño de la red del sistema de enfriamiento de agua.

Como primer paso se escoge el flujo del agente refrigerante (agua del enfriadero) que alimenta a este condensador en condiciones de operación estacionaria de la planta y flujo productivo acorde con la capacidad instalada de la misma, para calcular la carga térmica del condensador, teniendo en cuenta que en este flujo solo hay involucrado calor sensible y las posibilidades prácticas que existen para su medición, se toman los valores de temperatura a la entrada y salida del condensador con los respectivos valores de sus propiedades físicas, se afora su flujo de salida bajo las condiciones mencionadas de operación estacionaria de la planta. Para realizar los cálculos se plantea un balance de energía en este condensador asumiendo un 5% de pérdidas de calor al medio ambiente, (Kernd, 1969)

#### Datos para el agua de la piscina de enfriamiento:

$$T_{IN(\text{agua})} = 35^{\circ} \text{C}$$

$$Q_{ced} = Q_{abs} + Q_{perd}$$

$$T_{FIN(\text{agua})} = 60^{\circ} \text{C}$$

$$T_m(\text{agua}) = 45^{\circ} \text{C}$$

$$Q_{abs} = Q_{ced} * 0,95$$

$$g(\text{agua}) = 64665 \text{ kg/h}$$

$$Q_{abs} = (g C_p (T_{fin} - T_{IN})) * 0,95$$

$$Q_{perd} = 0,5 * Q_{ced}$$

$$Q_{abs} = Q = 6756280 \text{ kJ/h}$$

$$C_{pm} = 4.1792 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{K} \text{ (Fig No 2 Kern, D. 1969)}$$

Se realizan los cálculos en Microsoft Excel para poder ir variando las condiciones del proceso, obteniéndose la carga térmica demandada por el condensador.

Posteriormente se plantea un nuevo balance de energía con los resultados obtenidos para evaluar si el **flujo de agua de reposición** puede asumir toda la carga térmica del condensador, se calcula el necesario con estas propiedades físicas, para compararlo posteriormente con el que se cuenta.

Datos: (agua de reposición)

$$T_{IN} = 30^{\circ} \text{C}$$

$$q_{\text{(agua necesario)}} = Q_{\text{abs}} / C_p * (T_{FIN} - T_{IN})$$

$$T_{FIN} = X$$

$$q_{\text{(agua necesario)}} = X$$

$$Q = 6756280 \text{ kJ/h}$$

$$q_{\text{(agua necesario)}} = X$$

$$q_{\text{(agua de reposición)}} = 17992 \text{ kg/h.}$$

En este paso se tiene una ecuación lineal con dos incógnitas al no conocerse la temperatura de salida del flujo de agua del condensador. Siendo necesario recurrir a la ecuación general de diseño de estos equipos para calcular dicha temperatura.

$$A = Q / U_D * F_T * LMTD$$

Quedando:

$$LMTD = Q_{\text{abs}} / A * U_D * F_T$$

Siendo:

$$Q = 6756280 \text{ kJ/h}$$

$$A = 92.5 \text{ m}^2 \text{ ( Fig No 1 de los anexos)}$$

$$U_D = 2549 \text{ kJ/hm}^2 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad \text{(Tabla No 8 Kern, D. 1969)}$$

$F_T = 1$  (se trabaja con vapor saturado a liquido saturado)

$$T_{(VAPOR)} = 79.5^{\circ}C$$

Se determina este valor de temperatura del vapor por instrumentación montada en el proceso.

Entonces:

$$LMTD = 28.65^{\circ}C$$

$$\text{Siendo: } LMTD = \frac{\Delta T_{(punto caliente)} - \Delta T_{(punto frio)}}{\ln \left( \frac{\Delta T_{(punto caliente)}}{\Delta T_{(punto frio)}} \right)}$$

Siendo:  $\Delta T_{(punto frio)}$  = (temperatura de entrada del vapores alcohólicos menos **temperatura de salida del agua**).

Se determina la temperatura de salida del agua por aproximaciones sucesivas, dándole valores a la misma en la ecuación de la LMTD, buscándose la igualdad con valor calculado, asumiendo un error de 0.1 %. (Hoja de calculo No 1 de los anexos)

$$T_{FIN} = 64^{\circ}C$$

Entonces:

Conocido el valor de temperatura de salida se evalúa si el flujo de agua de reposición puede asumir toda la carga térmica del condensador.

Datos: (agua de reposición)

$$T_{IN} = 30^{\circ}C$$

$$q_{(agua necesario)} = Q_{abs} / Cp * (T_{FIN} - T_{IN})$$

$$T_{FIN} = 64^{\circ}C$$

$$q_{(agua necesario)} = 47547.22 \text{ kg/h}$$

$$Cp = 4.1275 \text{ kJ/kg}^{\circ}K \text{ (Fig No 2 Kern)}$$

$$Q = 6756280 \text{ kJ/h}$$

$$q_{(agua necesario)} = X$$

$$q_{(agua de reposición)} = 17992 \text{ kg/h.}$$

Estos resultados demuestran que:

$$q_{\text{(agua de reposición)}} = 17992 \text{ kg/h.} < q_{\text{(agua necesario)}} = 47547.22 \text{ kg/h}$$

Como se puede apreciar el flujo de agua con que se cuenta y sus propiedades físicas son insuficientes para asumir toda la carga térmica del condensador, no existiendo mas disponibilidad del mismo, hay que valorar la opción de **complementar** con agua del enfriadero.

Debido a la situación presentada entonces se calcula la cantidad de calor que absorbe el flujo de agua de reposición para posteriormente determinar la cantidad de flujo que se necesita para complementar con agua del enfriadero:

Datos: (agua de reposición)

$$T_{\text{IN(agua)}} = 30^{\circ} \text{ C}$$

$$Q_{\text{ced}} = Q_{\text{abs}} + Q_{\text{perd}}$$

$$T_{\text{FIN(agua)}} = 64^{\circ} \text{ C}$$

$$Q_{\text{abs}} = Q_{\text{ced}} * 0,95$$

$$q_{\text{(agua de reposición)}} = 17992 \text{ kg/h}$$

$$Q_{\text{abs}} = (q \text{ Cp } (T_{\text{fin}} - T_{\text{IN}})) * 0,95$$

$$Q_{\text{perd}} = 0,5 * Q_{\text{ced}}$$

$$Q_{\text{abs}} = 2556564 \text{ kJ/h}$$

$$C_p = 4.1785 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{K} \text{ (Fig No 2 Kern, D. 1969)}$$

Estos cálculos arrojaron que el flujo de agua de reposición asume un 44.35% de la carga térmica total. Quedando un 55.65% de calor por asumir:

$$Q_{\text{(restante)}} = Q_{\text{abs}} * 0.5565 = 3759869.82 \text{ kJ/h}$$

Se calcula el flujo de agua del enfriadero o complemento que se necesita para asimilar el resto de la carga térmica.

Datos:(agua del enfriadero o complemento)

$$T_{IN} = 35^{\circ} \text{ C}$$

$$q \text{ ( agua complemento) } = Q_{\text{(restante)}} / C_p * (T_{FIN} - T_{IN})$$

$$T_{FIN} = 60^{\circ} \text{ C}$$

$$q \text{ ( agua complemento) } = 36159.58 \text{ kg/h}$$

$$C_p = 4.1782 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{K}$$

$$Q_{\text{(restante)}} = 3759869.82 \text{ kJ/h}$$

$$q \text{ ( agua complemento) } = X$$

Se necesita complementar con 36159.58 kg/h de agua del enfriadero para asumir el total de la carga térmica.

$$q_{\text{(total mezcla)}} = q \text{ (agua de reposición)} + q \text{ ( agua complemento)}$$

$$q_{\text{(total mezcla)}} = 54151.58 \text{ kg/h} = \mathbf{54.36 \text{ m}^3/\text{h}}$$

Con el valor del flujo de la mezcla de agua necesario a suministrar al condensador, se pasa a valorar el modo más idóneo para mezclar ambos flujos.

Para ello se decide aprovechar un tanque que se encuentra (en desuso en el último nivel) lugar este donde se encuentra el sistema de condensadores para mezclar ambos flujos y alimentar por carga gravitacional al condensador en cuestión, teniendo el cual tiene una capacidad de 20 m<sup>3</sup>.

Los cambios de diseño en la alimentación al condensador con el tanque elevado consisten en:

1. Elevar el tanque por encima del condensador a la altura máxima posible.
2. Alimentar directamente el tanque con la misma bomba de reposición de agua para el enfriadero.

3. Alimentar con agua del enfriadero el tanque para reponer el déficit, colocando válvula de flotante.
4. Conectar la salida del tanque a la entrada de agua del condensador, operación que se debe realizar con dos ramales.
  - 4.1. Ramal 1: directamente del tanque al condensador colocándose válvula intermedia.
  - 4.2. Ramal 2: del tanque al condensador pasando por el piso de operación con la finalidad de regular flujo con las válvulas de globo.

Estos cambios se muestran en la Fig No 3 de los anexos de este documento.

Ya prediseñado el sistema de alimentación al condensador por el tanque elevado se procede a calcular el diámetro de tubería que se necesita para suministrar ese flujo según las condiciones existentes. Resulta evidente que la capacidad de una tubería de descarga está dada por su diámetro. Una vez calculado este diámetro mínimo podrá instalarse uno mayor con la seguridad de que el líquido podrá ser evacuado al régimen necesario sin problemas.

Para resorber el cálculo del diámetro de tubería necesario se plantea un balance de energía mecánica y se utiliza la metodología descrita por (Rosabal, J. 2006). Procediéndose de la manera siguiente:

**Datos para el balance de energía mecánica:** (Fig No 3 de los anexos)

Pto A: nivel máximo del líquido en el tanque.

Pto B: descarga del condensador a la atmósfera.

Sistema de referencia = Pto B

$$P_A = P_B$$

$$V_A = 0$$

$$Z_A = 0$$

$$Z_A - Z_B = 9\text{m}$$

**Datos del sistema:**

<b>Accesorios</b>	<b>% de apertura</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Coefficiente (<math>K_{\text{turb}}</math>)</b>
-------------------	----------------------	-----------------	--

**Ramal 1**

Codos de $90^\circ$ :	-	5	0,75
-----------------------	---	---	------

Codos de $45^\circ$ :	-	1	0,35
-----------------------	---	---	------

Válvulas de globo:	75	1	10
--------------------	----	---	----

**Ramal 2**

Codos de $90^\circ$ :	-	1	0,75
-----------------------	---	---	------

Codos de $45^\circ$ :	-	1	0,35
-----------------------	---	---	------

Válvulas de diafragma:	100	1	2,1
------------------------	-----	---	-----

$\Sigma K_i$ :

-Ramal (1): 14,5

-Ramal (2): 2,45

Rugosidad (e):0,0008

(Tabla No 9 Rosabal, J. 2006)

Longitud total de tuberías (L):

-Ramal (1): 70 m

-Ramal (2): 6,8 m

Diferencia de altura (Z): 9 m

**Flujo de agua total del tanque elevado  $q_{(total\ mescla)} = 54.36\ m^3/h = 0.02\ m^3/s$**

-Ramal (1): 0,4 del flujo total =  $0.008\ m^3/s$

-Ramal (2): 0,6 del flujo total =  $0.012\ m^3/s$

Densidad del agua a  $36.5^{\circ}C$ :  $994,5\ kg/m^3$  (Tabla No 5 Rosabal, J. 2006)

Viscosidad del agua a  $36.5^{\circ}C$ :  $0,7489\ cP$  (Tabla No 5 Rosalba, J. 2006)

En este caso el resultado converge con rapidez para los dos ramales ejecutándose los cálculos en Microsoft Excel (hoja de cal No 1 de los anexos de este trabajo )

Obteniéndose:

**Diámetro necesario:**

**Estandarizado**

-Ramal (1)= 4.61 in.

5 in = 130 mm

-Ramal (2)= 2,82 in

3 in = 75 mm

Un resumen de los resultados se muestra la Tabla No 3.2 de los anexos, donde se puede apreciar que los diámetros de tubería calculados están en un rango apropiado, es decir, no son grandes que puedan dificultar la realización de esta alternativa. También se puede decir que se necesitaran pocos recursos para su ejecución.

### **3.3.2. Desarrollo de la alternativa diseño del intercambiador de calor, o alternativa a largo plazo.**

El segundo momento de la estrategia está encaminado a restablecer las condiciones térmicas adecuadas en el flujo de agua de alimentación al sistema general de condensación con la instalación de un intercambiador de calor que sea capaz de disminuir la temperatura del agua de enfriamiento a los valores lo

mas cercano posible a los establecidos, para lo cual se pretende utilizar agua del subsuelo como agente refrigerante en este intercambiador donde es posible el abasto por la existencia de pozos en el lugar, y que estos momentos no se encuentran en explotación, este sumisito posee características térmicas adecuadas para usarla como se pretende, ya que un muestreo de la misma realizados en los meses mas cálidos del año arrojaron los valores promedios siguientes:

Temperatura: 25<sup>0</sup> C

Característica: agua salobre.

Análisis físico: incolora, inodora.

### **3.3.2.1 Cálculos para el diseño de un intercambiador de calor o alternativa a largo plazo:**

**Solución:** Para el diseño de este intercambiador de calor se sigue la metodología ( $F_T$ , L.M.T.D) propuesta por (Kern, D. 1999), que se desarrolla a continuación:

#### **Selección del fluido caliente y frío.**

Para realizar los cálculos se selecciona la temperatura que se obtiene del levantamiento a la salida del enfriadero o entrada al intercambiador (flujo caliente) que es de 40<sup>0</sup> C, la temperatura a salida se debe oscilar entre los 30 y 35<sup>0</sup> C.

La temperatura de entrada al intercambiador del flujo frio (agua del subsuelo) es de 25<sup>0</sup> C, resultado del muestreo realizado, la temperatura de salida de este flujo quedara determinada según el factor de corrección  $F_t$  más apropiado,

#### **Selección del fluido que irá por dentro de los tubos**

La corriente de agua del subsuelo por ser agua salobre con posibilidades de incrustación debe ir por dentro de los tubos por, **regla heurística No 4**: El lado de los tubos es para los fluidos corrosivos, incrustantes y a altas presiones.

### **Extracción de los datos del problema**

$$F_s = 289556 \text{ l/h} = 289,556 \text{ m}^3/\text{h} = 634475 \text{ lb/h}$$

$$F_t = \text{¿?}$$

$$T_{Hi} = 40 \text{ °C} = 104^0 \text{ F}$$

$$T_{Ho} = 30 \text{ °C} = 86^0 \text{ F}$$

$$T_{Ci} = 25 \text{ °C} = 77^0 \text{ F}$$

$$T_{Co} = \text{¿?}$$

### **Estimación de las propiedades de los fluidos caliente y frío**

La capacidad calorífica ( $C_p$ ) la densidad ( $\rho$ ), viscosidad dinámica ( $\mu$ ) y el coeficiente de conductividad térmica ( $k$ ) de los fluidos para este caso se deben estimar a partir de las temperaturas medias de los mismos:

#### **Flujo caliente:**

$$T_{mH} = (T_{Hi} + T_{Ho})/2$$

#### **Flujo frío:**

$$T_{mC} = (t_{Ci} + t_{Co})/2$$

No se conoce la temperatura de salida del fluido refrigerante. Este es un problema común en el diseño de estos equipos y se necesita fijar un valor de temperatura de salida que garantice un funcionamiento adecuado del equipo

Atendiendo a esto, es necesario calcular el factor de corrección de temperaturas,  $F_T$ . Teniendo en cuenta las reglas de heurísticas **Nº1** y **Nº7** expuestas en el capítulo 1 de este trabajo se procede a calcular  $F_T$ .

El factor de corrección ( $F_T$ ) se determino para un intercambiador con una combinación de **cuatro pasos** por los tubos y **dos pasos** por la coraza atendiendo a que los cálculos de ( $F_T$ ) realizados para un intercambiador de dos pasos por los tubos y un paso por la coraza no se correspondían con las reglas de diseño establecidas

Basado en estos criterios se calculan S, R por ecuación (1.22) y (1.23) respectivamente. Se determina  $F_T$  según grafico: (Fig No19 Kern) para diferentes valores de temperatura de salida y se elige una atendiendo a Regla Heurística N° 1.

Tabla No 3.1 Factor de corrección  $F_T$  en función de la temperatura de salida.

$t_2$ (°C)	$t_2$ (°F)	S	R	$F_T$
30	86	0.33	2	0.96
31	87.8	0.4	1.6	0.95
32	89.6	0.46	1.42	0.93
<b>33</b>	<b>91.4</b>	<b>0.53</b>	<b>1.25</b>	<b>0.9</b>
34	93.2	0.6	1.1	0.88
35	95	0.66	1.0	0.84

Se escoge  $t_2$  igual a 33 °C el cual corresponde a un valor de  $F_T$  de 0.9.

#### **Determinación de las temperaturas medias:**

Flujo caliente:

$$T_{m_H} = 35^\circ \text{C} = 95^\circ \text{F}$$

Flujo frío:

$$T_{mC} = 29^{\circ} \text{C} = 84^{\circ} \text{F}$$

### Estimación de las propiedades de los fluidos a la temperatura media:

#### Flujo caliente (agua del enfriadero)

- Cp<sub>TM</sub>: 1.0 BTU/ Lb °F (Fig No 2-Kern)
- S: 1 (Tabla No 6- Kern)
- μ<sub>S</sub>: 0.8 Cp (Fig No 14-Kern)
- p: 995.7 kg/m<sup>3</sup> = 62.03 Lb/Ft<sup>3</sup> (Tabla No 5 Rosabal )
- K: 0,36 (h) (F<sub>t</sub><sup>2</sup>) (F<sup>0</sup>/F<sub>t</sub>) (Tabla No 4-Kern)

#### Flujo frío (agua del subsuelo)

- Cp<sub>TM</sub>: 1.0 BTU/ Lb °F (Fig No 2-Kern)
- S: 1 (Tabla No 6- Kern)
- μ<sub>T</sub>: 0,9 Cp (Fig 14-Kern)
- p: 994.0 kg/m<sup>3</sup> = 62,0 Lb/Ft<sup>3</sup> (Tabla No 5 Rosabal)
- K: 0,35 (h) (F<sub>t</sub><sup>2</sup>) (F<sup>0</sup>/F<sub>t</sub>) (Tabla No 4-Kern, D. 1999)

### Cálculo de la cantidad de calor intercambiado (Q)

Se calcula el calor cedido por el fluido caliente, usando los datos recopilados y aplicando la primera ley de la termodinámica.

#### Balance de energía aplicada al fluido caliente:

$$Q = F_s * Cp * (T_1 - T_2)$$

$$Q \text{ (ced)} = 634475 * 1 * (104 - 86) = 11420550 \text{ BTU/h}$$

#### Primera ley (Balance de energía) aplicada al fluido frío.

$$Q = F_t * Cp * (t_2 - t_1)$$

$$F_t = \frac{Q(\text{ced})}{cp \times (t_2 - t_1)} = \frac{11420550}{1,0 \times (91 - 77)} = 815753.57 \frac{\text{lb}}{\text{h}} = 368.93 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

### **Cálculo del Área de Transferencia de Calor preliminar o aproximada.**

Este cálculo se realiza despejando el área de la ecuación 1.23 del Capítulo 1, para un coeficiente global de transferencia de calor igual a:

$$U_D = 250 \text{ BTU/hft}^2\text{°F. (Tabla N}_o\text{ 8 Kern)}$$

### **Cálculo de la Diferencia Media Logarítmica de Temperaturas (LMTD).**

Se calcula la diferencia Media Logarítmica de Temperatura por ecuación (1.26) donde:

$$\Delta t_h = 44.60 \text{ °F}$$

$$\Delta t_c = 41.0 \text{ °F}$$

Como el sistema tiene cuatro pasos por los tubos, debe afectarse la (LMTD) por el factor de corrección de temperatura ( $F_T$ ).

El cálculo de la diferencia media de temperatura efectiva ( $\Delta T_e$ ) se debe realizar usando la ecuación (1.25).

$$\Delta T_e = 9.7 \text{ °F}$$

Dando como **resultado** un área de transferencia de calor del intercambiador igual a:

$$A = 3172.37 F_T^2 = 389.72 \text{ m}^2$$

### **Selección en catálogo del intercambiador de calor necesario.**

Para este Caso se utilizará la normativa T.E.M.A que aparece en:

(Perry H, 1996). Tabla N<sub>o</sub> 11.3 A – H págs. 11.13 – 11.16

### **Cálculo del Número de tubos.**

El cálculo del número de tubos se realiza por la ecuación (1.27) según los parámetros seleccionados a continuación:

Disposición: **triangular**

$$L_T = 20 \text{ ft}$$

$$D_E = 1 \text{ in } 12 \text{ BWG}$$

$$P_T = 1^{1/4} \text{ in (Corresponde a } D_E = 1\text{")}$$

Dando como resultado:

$$N_T = 605$$

### **Selección en Catálogo del modelo a utilizar.**

Se decide escoger el tipo **AEP** según la normativa **T.E.M.A** teniendo en cuenta las ventajas que ofrece una cubierta removible y demás características de acuerdo al uso que se la dará a este intercambiador.

Posteriormente se selecciona el Número de Tubos del haz por la Tabla No 11.3 –E. (Perry H, 1996).

### **Cálculo del Área por catálogo y el Coeficiente Global de “servicio”.**

Una vez seleccionado el intercambiador se debe calcular el área real del equipo seleccionado por la ecuación (1.28), y rectificar el Coeficiente Global de Transferencia de Calor de “servicio”,  $U_D$  por la ecuación (1.29) y la velocidad por el interior de los tubos por la ecuación (1.30)

$$A_{CAT} = 3267.26 \text{ ft}^2 = 303.53 \text{ m}^2$$

$$U_D = 243 \frac{\text{BTU}}{\text{hft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$V_t = 25462 \text{ ft} / \text{h} = 2.2 \text{ m} / \text{s}$$

La velocidad está en el rango recomendado por (Mc Cabe L. 1991).

### Diseño del Intercambiador de Calor seleccionado para el lado de la coraza: (Fluido caliente).

El cálculo de los parámetros claridad entre tubos, espaciado entre *baffles*, área de flujo y la velocidad másica se realiza por las ecuaciones (1.31),(1.32),(1.33),(1.34)y(1.35) respectivamente.

$$C = 0.63 \text{ cm}$$

$$B_{\text{MÍN}} = 0.23 \text{ m}$$

$$B_{\text{MÁX}} = 1.9 \text{ m}$$

A partir de este momento los cálculos se realizan fijando un espaciado entre los *baffles* de **B =152 cm**, con el objetivo de garantizar la mínima caída de presión en la coraza.

$$a_s = 3.25 \text{ ft}^2 = 0.30 \text{ m}^2$$

$$G_s = \frac{Ft}{a_s} = 251000 \frac{\text{lb}}{\text{hft}^2}$$

### Selección del modelo de transferencia de calor.

Primeramente se determinó el número de Reynolds en la coraza por ecuación (1.37)

$$de = 0.72 \text{ in (Fig N}_o\text{ 28/Kern)}$$

$$D_E = \frac{de}{12} = 0.06 \text{ ft}$$

$$Re_s = 20064 \text{ Re( turb )}$$

El modelo de transferencia de calor para el lado de la coraza se determina por la ecuación (1.41).

$$j_H = 80 \text{ (Fig N}_o\text{ 28/Kern)}$$

$$\frac{h_O}{\phi_S} = j_H \times \frac{k}{D_E} \times \left( \frac{cp \times \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$\frac{h_O}{\phi_S} = 775 \frac{\text{BTU}}{\text{hft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

**Diseño del Intercambiador de Calor seleccionado para el lado de los tubos: (Flujo frío).**

El cálculo de los parámetros área de flujo y la velocidad másica se realiza por las ecuaciones (1.43),(1.44),respectivamente.

$$a''_T = 0.479 \text{ (Tabla N}_o \text{ 10 Kern)}$$

$$a_T = 0.5 \text{ ft}^2$$

$$G_T = \frac{Ft}{a_T} = \frac{815723}{0.5} = 1631446 \frac{\text{lb}}{\text{hft}^2}$$

$$\text{Re}_T = 48688 \text{ (Re } g.\text{Turb )}$$

Para determinar el modelo de transferencia de Calor del lado de los tubos, se hace necesario conocer, si el Régimen de flujo es Laminar o Turbulento realizándose por la ecuación (1.45).

El modelo de transferencia de calor lado de los tubos se determina por misma ecuación que el de la coraza.

$$j_H = 100 \text{ (Fig N}_o \text{ 24 Kern)}$$

$$\frac{h_I}{\phi_T} = 932 \frac{\text{BTU}}{\text{hft}^2 \text{ } ^\circ F}$$

Expresando el coeficiente pelicular interior en función del diámetro exterior por ecuación (1.47), queda:

$$\frac{h_{IO}}{\phi_T} = 728 \frac{\text{BTU}}{\text{hft}^2 \text{ } ^\circ F}$$

$$\frac{L_T}{D_I} = \frac{20}{0.065} = 307$$

La determinación de la temperatura de la pared se realiza por la ecuación (1.40).

$$t_w = 92^\circ F$$

Las Viscosidades de ambos fluidos a la temperatura de la pared se determinan por la Fig No 14 Kern, D. 1999.

$$\mu_{WS} = 0.86 \times 2.42 = 2.1cP$$

$$\mu_{WT} = 0.86 \times 2.42 = 2.1cP$$

Los coeficientes peliculares de transferencia de calor para ambos lados de la pared del tubo se determinan por las ecuaciones (1.50) y (1.51).

$$h_o = 294 \frac{BTU}{hft^2 \circ F}$$

$$h_{io} = 305 \frac{BTU}{hft^2 \circ F}$$

Coefficiente Global de Transferencia de Calor "Limpio" se determina por la ecuación (1.52).

$$U_C = 149.7 \frac{BTU}{hft^2 \circ F}$$

Cálculo del Factor de Obstrucción por ecuación (1.53).

$$R_{D\text{ CALC}} = 0.003 \frac{hft^2 \circ F}{BTU}$$

Factor de obstrucción tabulado. (Tabla No 12 Kern, D. 1999).

$$R_{D\text{ (agua)}} = 0.005 \frac{hft^2 \circ F}{BTU}$$

$$R_{D\text{ (refr)}} = 0.001 \frac{hft^2 \circ F}{BTU}$$

$$R_{D\text{ PERMITIDO}} = R_{D\text{ (agua)}} + R_{D\text{ (refr)}}$$

$$R_{D\text{ PERMITIDO}} = 0.005 + 0.001$$

$$R_{D\text{ PERMITIDO}} = 0.006 \frac{hft^2 \circ F}{BTU}$$

El  $R_D$  (PERMITIDO)  $>$   $R_D$  (CALCULADO) por lo tanto, según lo referido por Kern, D. 1999, el equipo está apto para su uso y tendrá un período de servicio, sin mantenimiento y/o limpieza, de aproximadamente año y medio.

Número de cruces del fluido por la coraza. Ec (1.54)

$$N + 1 = 4$$

Corresponde a 3 *baffles* con corte horizontal segmentados arriba y abajo al 25 %.

El diámetro de la coraza se calcula por la ecuación (1.55).

$$D_s = 3,25 \text{ ft} = 1 \text{ m}$$

Caída de Presión en la coraza. Ec (1.56)

-Factor de fricción en función del número de Reynolds.

$f = 0.0018$  (Fig. 29/Kern)

$$\Delta P_s = 8.24 \text{ lbf} / \text{in}^2 = 0.58 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

$$\Delta P_{TUBOS} = 6.17 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} = 0.43 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Caída de Presión en los tubos. Ec (1.57)

Factor de fricción.

$f = 0.00004$  (Fig. 26/Kern)

Caída de Presión por retorno del líquido en los cabezales. Ec (1.58)

$$\Delta P_{RETORNO} = 2.6 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} = 0.18 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Caída de Presión en el haz de tubos. Ec. No 1.59.

$$\Delta P_T = 8.77 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} = 0.62 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Cálculo del Exceso de Área. Ec. No 1.60.

$$A_{EXC} = 2.9 \%$$

Para cuestiones de diseño y evaluación de intercambiadores de calor se admite hasta un 20% de Exceso de Área. Estando en parámetro en este caso.

**El Resumen de resultados se expone desde la tabla No 3.3 a la 3.5 de los anexos.**

Como análisis comparativo de esta propuesta se puede decir que la misma requiere de un mayor costo en recursos de inversión y de tiempo para su implementación. Así como costos de operación después de montado el sistema, al demandar de un motor eléctrico para suministrar de agente refrigerante (agua del subsuelo) al intercambiador, los cuales solo se asumirán bajo la necesidad de poner en funcionamiento dicho sistema cuando la temperatura a la salida de la piscina de enfriamiento se desvíe de los valores requeridos. Sin embargo los trabajos de montaje y preinstalación de este intercambiador pueden ser realizados con la plata en producción.

Se seleccionan los materiales de construcción del intercambiador de calor atendiendo a las posibilidades de deterioro que pueden presentarse por corrosión al trabajar el mismo con agua salubre. Se hace la selección consultando Tabla No 28.2 (Perry, H.1996).

### **3.4 Selección de la bomba**

A continuación se procede a la selección de la bomba que suministrará al intercambiador el agente refrigerante (agua fría).

Antes de realizar el balance de carga se calcularán algunos parámetros tales como: velocidad del fluido, el número de Reynolds y las pérdidas por fricción totales antes y después de la bomba. Estos valores serán utilizados posteriormente en el balance de carga.

#### **Datos:**

$\mu_T$ : 0.800 cPs (Tabla No 5 Rosabal, J. 2006)

$\rho$ : 995.7 kg/m<sup>3</sup> (tabla 5 Rosabal)

$T_{Cl}$ : 30 °C

$F_t$ : 368 m<sup>3</sup>/h

$D_i$ : 8 in = 0.2032m = 203 mm

$e$  : 0.2 (Tabla No 9 Rosabal, J. 2006)

$L$  : 33.3 m (ver anexo)

$P_v$  (agua a 30°C): 4248 Pa (Tabla No 16 Rosabal, J. 2006)

$\Delta P_T$ : 8.77 lbf/in<sup>2</sup> = 156 kgf/m<sup>2</sup> = 0.156 kgf/cm<sup>2</sup>

#### Datos del sistema:

Accesorios	% de apertura	Cantidad	Coefficiente ( $K_{turb}$ )
Codos de 90° :	-	4	0,75
Codos de 45° :	-	0	0
Válvulas de globo:	100	4	10

#### Cálculo de la velocidad del fluido en tubería.

$$v = \frac{ft}{A}$$

$$v = \frac{ft}{\frac{\Pi * D_i^2}{4}}$$

$$v = \frac{4ft}{\Pi * D_i^2}$$

$$v = \frac{4 * 368}{3.14 * (0.2032)^2}$$

$$v = 12266m / h$$

$$v = 3.4m / s$$

### **Pérdidas por fricción en tuberías antes de la bomba.**

Para calcular estas pérdidas es necesario conocer un factor de fricción (f) que depende del número de Reynolds y de la relación que existe entre la rugosidad (e) y el diámetro de la tubería. El valor del factor de fricción se busca en la figura N<sup>o</sup> 3.9 Rosabal, J. 2006.

### **Valor del número de Reynolds.**

$$R_E = \frac{\rho * v * d}{\mu}$$

$$R_E = \frac{995.7 * 3.4 * 0.2032}{0.8 * 10^{-3}}$$

$$R_E = 846875. (\text{Re Turb})$$

$$f = 0.26$$

$$h_f = f \frac{l}{d} * \frac{v^2}{2g}$$

$$h_f = 0.026 * \frac{8.5}{0.2032} * \frac{(3.14)^2}{2 * 9.81}$$

$$h_f = 0.61m$$

### **Pérdidas por fricción en accesorios antes de la bomba.**

Para conocer este valor es necesario buscar en la tabla No 3.1 (Rosabal, J. 2006) los coeficientes de resistencia (K) de cada uno de los accesorios.

$$h_f = K \frac{v^2}{2g}$$

$$h_f = 0.75 + (2 * 0.17) * \frac{(3.14)^2}{2 * 9.81}$$

$$h_f = 0.13m$$

### **Pérdidas por fricción totales antes de la bomba.**

$$h_f = h_{facc} + h_{tub}$$

$$h_f = 0.13 + 0.61$$

$$h_f = 0.74m$$

### Pérdidas por fricción en tuberías después de la bomba.

$$h_f = f \frac{l}{d} * \frac{v^2}{2g}$$

$$h_f = 0.026 * \frac{24.8}{0.2032} * \frac{(3.14)^2}{2 * 9.81}$$

$$h_f = 1.6m$$

### Pérdidas por fricción en accesorios después de la bomba.

$$h_f = K \frac{v^2}{2g}$$

$$h_f = (3 * 0.75) + (1 * 0.17) * \frac{(3.14)^2}{2 * 9.81}$$

$$h_f = 2.1m$$

### Pérdidas por fricción en el equipo después de la bomba.

Para calcular este valor se realizó un balance de carga entre la entrada y la salida del equipo quedando de la siguiente manera:

$$z_1 + \alpha_1 * \frac{(v_1)^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho * g} + H_b = z_2 + \alpha_2 * \frac{(v_2)^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho * g} + h_f$$

$$h_f = \frac{\Delta P}{\rho} * \frac{g_c}{g} = \frac{156}{995.7} * \frac{9.8}{9.8} = 0.15m$$

### Pérdidas por fricción totales después de la bomba.

$$h_f = h_{facc} + h_{tub} + h_{equipo}$$

$$h_f = 2.1 + 1.6 + 0.15$$

$$h_f = 3.9m$$

### Pérdidas por fricción totales del sistema.

$$hf(total) = hf(antes) + hf(despues)$$

$$hf(total) = 0.74 + 3.9$$

$$h_f(\text{total}) = 4.59\text{m}$$

### Cálculo de la carga de la bomba.

$$z_1 + \alpha_1 * \frac{(v_1)^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho * g} + H_b = z_2 + \alpha_2 * \frac{(v_2)^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho * g} + h_f$$

En esta ecuación  $z_1=0$  por estar en el punto de referencia.

El término  $\frac{\alpha_1 * v_1^2}{2g}$  se considera igual a 0 por existir el efecto piscina en el punto 1, la presión en el punto 1 es igual a la del punto 2 por estar ambos puntos abiertos a atmosfera.  $\alpha_2=1$  por ser régimen turbulento.

Después de todos estos cambios la ecuación quedará de la siguiente forma:

$$H_b = Z_2 + \frac{\alpha_2 * v_2^2}{2g} + h_f(\text{totales})$$

$$H_b = 4 + \frac{(3.4)^2}{2 * 9.81} + 4.59 = 9.5\text{m}$$

Se recomienda instalar una bomba de 12 m de carga con el objetivo de asimilar cualquier variación en la demanda.

### Prueba de cavitación.

Posteriormente a la selección de la bomba se realiza los cálculos de cavitación de la misma, para evitar problemas en el proceso tecnológico. La cavitación es un fenómeno que ocurre cuando la presión de entrada del líquido a la bomba, es menor que la presión de vapor del mismo. Esta prueba se basa en la comparación de los NPSH (carga neta de succión positiva) de la bomba y del sistema.

Si el NPSH del sistema es mayor que el NPSH de la bomba se puede decir que la bomba no cavita, si ocurre lo contrario entonces la bomba cavita.

Para conocer la presión de entrada a la bomba se realiza un balance de carga antes de la bomba:

### **Balance de carga antes de la bomba.**

Para realizar este balance de carga se utiliza la ecuación de Bernoulli. En la misma  $H_b$  es la carga de la bomba y  $z_1$  es el nivel de referencia de la altura. Como en el balance de carga antes de la bomba el término  $H_b$  no existe, entonces este término se hará 0, al igual que  $z_1$  por ser el nivel de referencia. También se debe tener en cuenta que el término  $(V_1)^2 / 2g$  es igual a 0 por efecto piscina.

$$z_1 + \alpha_1 * \frac{(v_1)^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho * g} + H_b = z_2 + \alpha_2 * \frac{(v_2)^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho * g} + h_f$$

### **Despejando la presión de entrada ( $p_2$ )**

$$p_2 = \rho * g * \left( \frac{p_1}{\rho * g} - \frac{\alpha_2 (v_2)^2}{2g} - h_f - z_2 \right)$$

$$p_2 = 995.7 * 9.81 * \left( \frac{101325}{995.7 * 9.81} - \frac{1(3.4)^2}{2 * 9.81} - 0.74 - 2 \right)$$

$$p_2 = 68664.Pa$$

### **Calculo del NPSH del sistema**

El NPSH del sistema puede calcularse por la siguiente ecuación:

$$P_E = P_2$$

$$NPSH(sistema) = \frac{P_E - P_v}{\rho * g}$$

$$NPSH(sistema) = \frac{68664 - 4248}{995.7 * 9.81}$$

$$NPSH(sistema) = 6.6 m$$

### **3.4.1 Características de la bomba.**

Para la selección de la bomba se utiliza el folleto de curvas característica de bombas ITUR. Las Características de la bomba se exponen en la Tabla No 3.2 de los anexos.

### **3.5 Análisis de los resultados.**

El resultado de los cálculos realizados para el rediseño de la red de agua de enfriamiento demuestra que si se reacondiciona como se sugiere se podrá realizar la operación de condensación fraccionada en este punto, además de seguir reponiendo de agua al enfriadero, sin la necesidad de grandes gasto de recursos económicos.

Los cálculos realizados para la determinación de las características técnicas que debe cumplir el intercambiador de calor que se pretende instalar, arrojan que es posible el mejoramiento de las condiciones térmicas de dicha agua acercándola a los valores adecuados, utilizando agua del subsuelo con este propósito. Alternativa está que aunque tiene un costo mas elevado en cuanto a recursos, propone una solución más abarcadora del problema.

### **3.6 Conclusiones parciales.**

La introducción de una nueva tecnología en el proceso productivo condujo a la desestabilización del sistema de enfriamiento agua-condensación ya que está no fue contemplada dentro de las modificaciones.

El desajuste de los parámetros de operación en el tercer condensador de la segunda etapa del proceso producto a las inadecuadas condiciones de suministro de agente refrigerante es el causante de la baja remoción de los compuestos volátiles en esa etapa.

La piscina de enfriamiento de agua bajo condiciones de altas temperaturas ambientales no garantiza el parámetro de temperatura establecido para una correcta operación de condensación que se traduce en buena medida al aseguramiento de la calidad del producto final.

Las alternativas desarrolladas de la estrategia planteada demuestran que pueden ser ejecutables desde el punto de vista técnico económico.

La primera alternativa se caracteriza porque puede ser ejecutable a corto plazo con pocos recursos y no necesita de gasto de energía eléctrica adicional, pudiendo acomodar las condiciones térmicas del agua de enfriamiento en esa importante etapa de separación de impurezas volátiles utilizando un flujo de agua fría que anteriormente se reponía directamente en la piscina de enfriamiento.

La acción abarcadora sobre todo en el sistema de enfriamiento de la segunda alternativa le imprime el sello distintivo a la misma, garantizando una temperatura adecuada en flujo de agua para condensación, pudiendo ser utilizada o puesta en funcionamiento cuando las condiciones térmicas del sistema lo requieran, minimizando así los gastos operacionales por concepto de ahorro de energía eléctrica.

### **3.7 Estimación económica**

Como la estrategia propuesta contempla dos momentos atendiendo a las dos alternativas que se sugieren, entonces se realizará la estimación económica de cada una por separado y posteriormente el de la estrategia en general, todo ello sobre la base del costo de adquisición de los componentes que lo constituyen.

#### **Estimación económica del primer tiempo de la estrategia (modificación de la red de enfriamiento)**

<b>Componente</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Costo \$</b>
Tanque de mezcla	1	recuperado

**Longitud de tuberías (m)**

-Di 130 (mm)	70	280
-Di 75 (mm)	6.5	13

**Válvulas**

-Globo	1	40
-Diafragma	1	recuperado

**Codos**

-90 <sup>0</sup> , 130 (mm)	5	50
-90 <sup>0</sup> , 75 (mm)	1	8
-45 <sup>0</sup> , 75 (mm)		

**Costo total: 691****Estimación económica del segundo tiempo de la estrategia (intercambiador de calor).**

<b>Componente</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Costo \$</b>
Intercambiador de calor	1	378700
Bomba centrífuga	1	13500
Longitud de tuberías (m)		
- Di 200 (mm)	33.3	120
Válvulas		
-Globo 200 (mm)	4	160
Codos		
-90 <sup>0</sup> 200 (mm)	4	24

**Costo total: 392504**

Los costos de la bomba, intercambiador de calor y accesorios fueron calculados según el programa de estimación de costos EquipCost disponible en <http://www.matche.com>.

Esto satisface que la estimación económica de toda la estrategia propuesta en cuanto a costo de adquisición asciende a 392895 \$; donde resulta interesante destacar que en el primer tiempo de la estrategia propuesta representa un porcentaje muy pequeño con respecto al segundo tiempo.

Se obtuvo que la diferencia económica de los dos tiempos de la estrategia que se valoran difieren sustancialmente entre sí pero en el caso de la modificación del sistema de enfriamiento de agua, es decir el primer tiempo de la estrategia solo incide y da solución inmediata y muy necesaria actualmente al restablecimiento de las condiciones térmicas apropiadas del agua de enfriamiento suministrada al tercer condensador de la segunda etapa del proceso que es el principal causante de la baja remoción de impureza; sin embargo el segundo tiempo de esta estrategia lleva implícito la solución de este problema, además de otros que ocurren en la estación de condensación en general, pero que no se muestran como objetivo en este trabajo pero que pueden llegar a ser protagonistas como el que se estudia y que con la instalación de este intercambiador de calor se evitarían. Pero como se aprecia el costo es muy superior.

## **Conclusiones.**

- El desarrollo de la estrategia técnico-económica propuesta demuestra la factibilidad de verificación de la hipótesis planteada en este trabajo porque se podrán restablecer las condiciones térmicas del agua de enfriamiento para la operación de condensación de los vapores de alcoholes y con ello se mejorará la remoción de las impurezas.
- La modificación del sistema de enfriamiento de agua que se le suministra al tercer condensador de la segunda etapa del proceso productivo es una alternativa que: restaura los parámetros de condensación en esa etapa crítica a través del reacomodo de la red de enfriamiento, puede ser de construcción inmediata, bajo costo y ser usada sin gastos adicionales de operación.
- La ejecución del primer momento de la estrategia propuesta daría en breve plazo una solución parcial al problema disminuyendo la posibilidad de deterioro de la calidad del producto final y la redestilación del producto no conforme, eliminándose las complicaciones que esto conlleva al proceso.
- La instalación del intercambiador de calor diseñado para el flujo de agua procedente de la piscina de enfriamiento, le proveerá al mismo las condiciones térmicas adecuadas para toda la estación de condensación y etapas del proceso de la planta, pero a un costo mayor que la primera parte de la estrategia.
- El paso del primer momento al segundo de la estrategia propuesta está condicionado por la cobertura económica que pueda existir para llevarla a vías de hecho.

La estrategia propuesta no contribuye al deterioro del medio ambiente.

---

**Recomendaciones.**

- Continuar con la aplicación de la estrategia propuesta en su primer momento y realizar un estudio posterior de los resultados prácticos.
- Llevar a efecto el segundo tiempo de la estrategia en el momento en que las posibilidades económicas lo permitan.
- Evaluar técnica y económicamente a la piscina de enfriamiento atmosférica para decidir su permanencia o su sustitución, en correspondencia a los resultados y tendencias.

## Nomenclatura.

$\Delta T$ : diferencia de temperatura.

$\Delta t_c$ : diferencia de temperatura en la punta fría del intercambiador.

$\Delta t_h$ : diferencia de temperatura en la punta caliente del intercambiador.

$\Delta U$ : variación de energía.

$\mu$ : viscosidad.

$\mu_{ws}$ : viscosidad a la temperatura de la pared por el lado de la coraza.

$\mu_{wt}$ : viscosidad a la temperatura de la pared por el lado de los tubos.

A: área.

$a_s$ : área de flujo.

B: espaciado entre *baffles*.

C: claridad entre tubos.

$C_p$ : capacidad calorífica.

$D_E$ : diámetro externo de tubería.

$D_I$ : diámetro interno de tubería.

$D_S$ : diámetro de coraza.

$e$  : coeficiente de rugosidad.

F: factor de fricción.

$F_s$ : flujo lado de la coraza.

$F_T$ : factor de corrección de temperatura.

$F_t$ : flujo lado de Los tubos.

$g$ : aceleración de la gravedad.

$G_s$ : velocidad másica.

Hb: carga de la bomba.

Hf: pérdidas por fricción.

$h_i$  : coeficiente pelicular de transferencia de calor interior.

$h_o$ : coeficiente pelicular de transferencia de calor exterior.

L : longitud de tubería.

LMTD: diferencia media logarítmica de temperatura.

NPSH: carga neta de succión positiva de la bomba.

P: presión.

Pv: Presión de vapor.

q : flujo.

Q: calor.

$Q_{abs}$ : calor absorbido.

$Q_{ced}$ : calor cedido.

$Q_{perd}$ : calor perdido.

$R_D$ : factor de obstrucción.

Re: factor adimensional Reynolds.

S: gravedad específica.

T: temperatura.

$T_{Ci}$ : temperatura de entrada del flujo frío.

$T_{Co}$ : temperatura de salida del flujo frío.

$T_{FIN}$ : temperatura final.

P: densidad.

$T_{Hi}$ : temperatura de entrada del flujo caliente.

$T_{Ho}$ : temperatura de salida del flujo caliente.

$T_{IN}$ : temperatura inicial.

$T_{FIN}$ : temperatura final.

$T_{mC}$ : temperatura de media del flujo frío.

$T_{mH}$ : temperatura de media del flujo caliente.

$T_w$ : temperatura en la pared en los tubos del intercambiador.

$U_c$ : coeficiente de transferencia de calor limpio.

$U_D$ : coeficiente de transferencia de calor de diseño.

$V$ : velocidad.

$W$ : trabajo.

$Z$ : altura.

$\alpha_B$ : factor de régimen de flujo.

## **Bibliografía.**

Crane, W. (1996).Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. México. Ed Trillas.

Criz, R.F Cambiadores de calor (on line) (citado el 25 de marzo del 2005). Disponible en Internet [http:// www. Línea nueva.com /presión.html](http://www.Línea nueva.com /presión.html)

Daily,J, (1975) Dinámica de los fluídos.Mexico.Ed Trillas.

Geankoplis,C. (1998).Procesos de transporte y operaciones unitarias. México. Ed Compañía Continental.S.A.

Himmelblau, D. (1991).Principios básicos y cálculos en ingeniería química. EE.UU. Pretice - Hall. Hispanoamérica. S.A.

Holman, J. (1999). Transferencia de calor. México. Compañía editorial continental. 236p.

Howell, J. (1990).Principios de termodinámica para ingenieros. México. Mc Gran-Hill interamericana.365p.

Kern, D.(1999). Procesos de Transferencia de Calor,Mexico. Compañía editorial continental, s.a. de c.v.

Levenspiel. O, (1993). Flujo de fluido e intercambio de calor. España. Ed. Reverté. S.A.

McCabe, W. (1991). Operaciones unitarias en ingeniería química. Cuarta edición.España.p89. McGraw-Hill Interamericana de España, s. a. u.

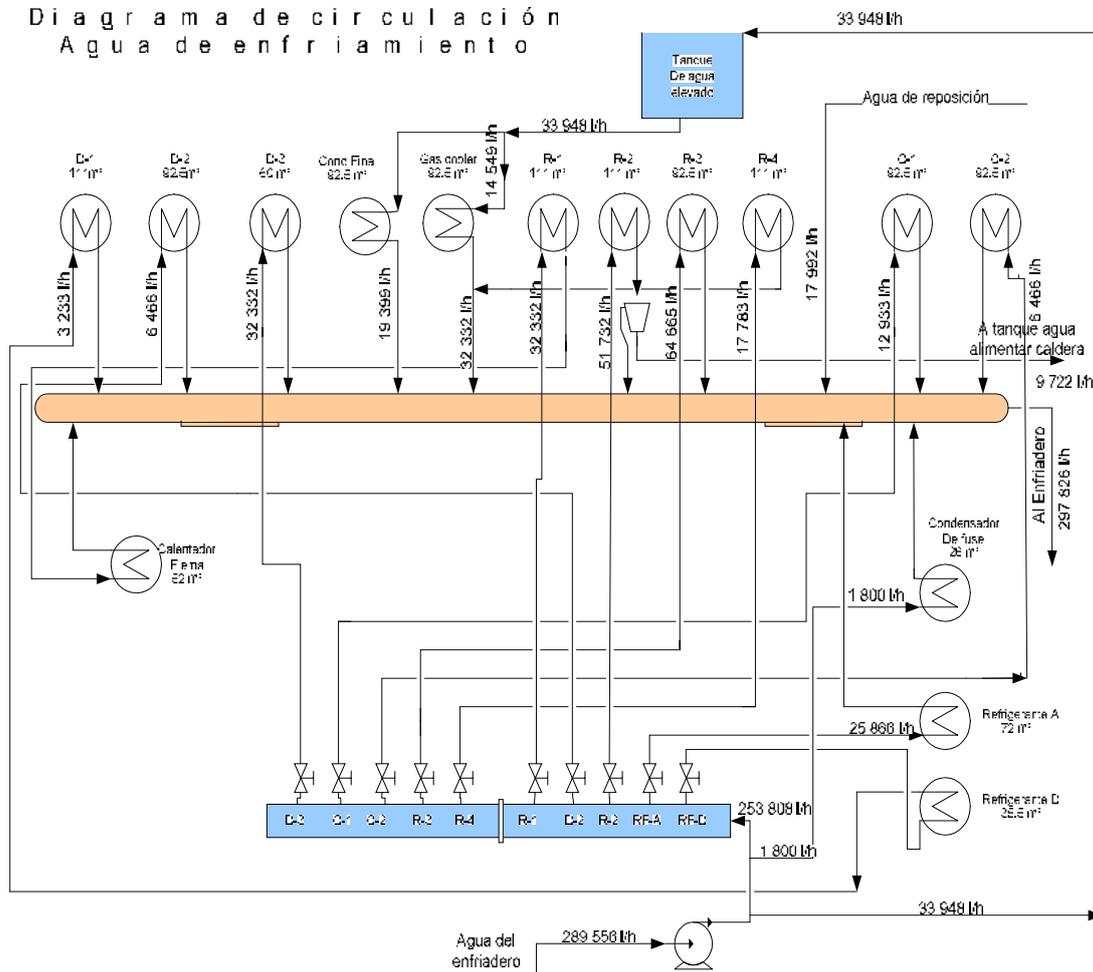
Perry R.H. (1996), Chemical Engineers Handbook (6th Ed.), McGraw – Hill Inc. USA.

Rosabal, J. (2006).Hidrodinámica y separaciones mecánicas. La Habana. Cuba. Ed Félix Varela. Tomo I. 71p.

Usos de los aceros inoxidables [consulta junio, 2009] visitado en [http://www.utp.edu.co/~publio17/ac\\_inox.htm#clasificacion](http://www.utp.edu.co/~publio17/ac_inox.htm#clasificacion).

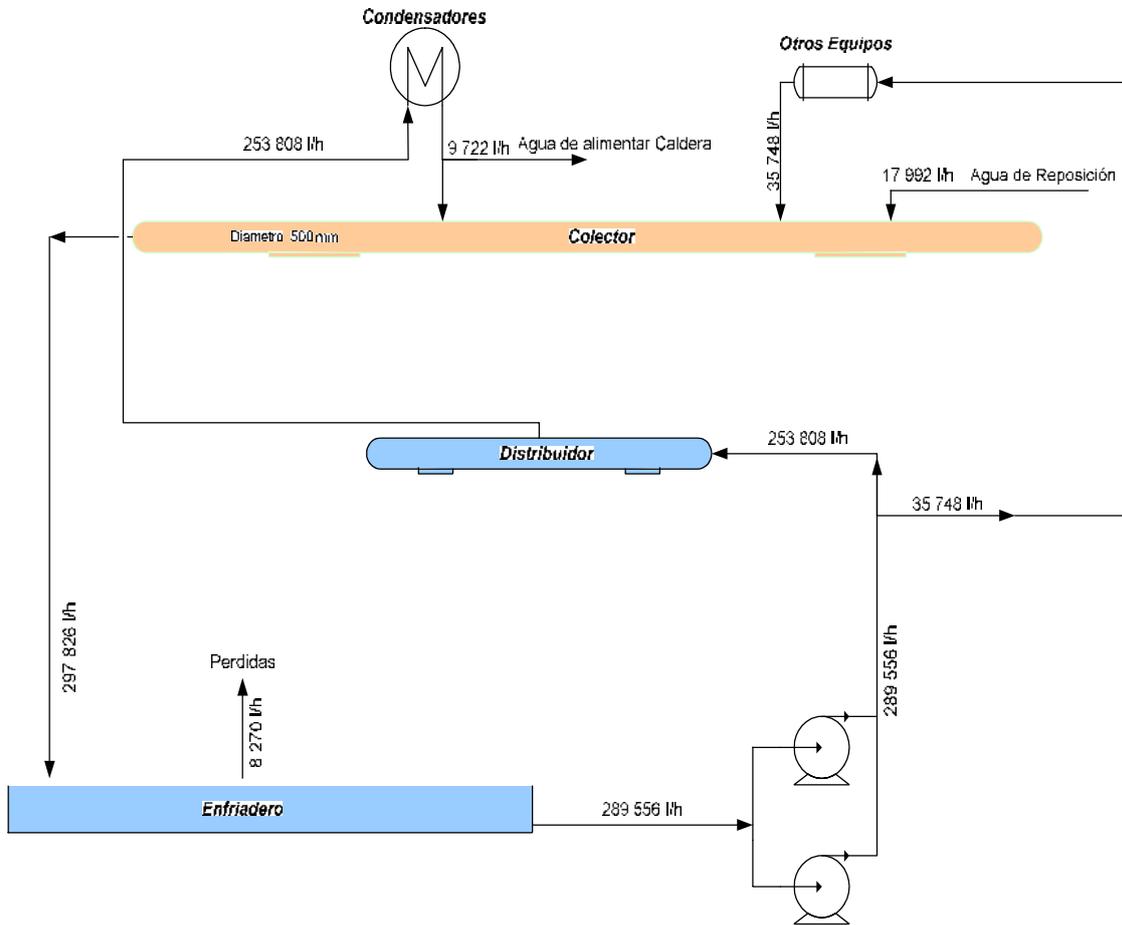
**Anexos.**

**Fig No 1- Balance agua condensadores.**



**Fig No 2 Balance agua de enfriamiento.**

Diagrama de flujo del agua de enfriamiento



**Fig No 3 DF Modificación de alimentación al condensador No 3.**

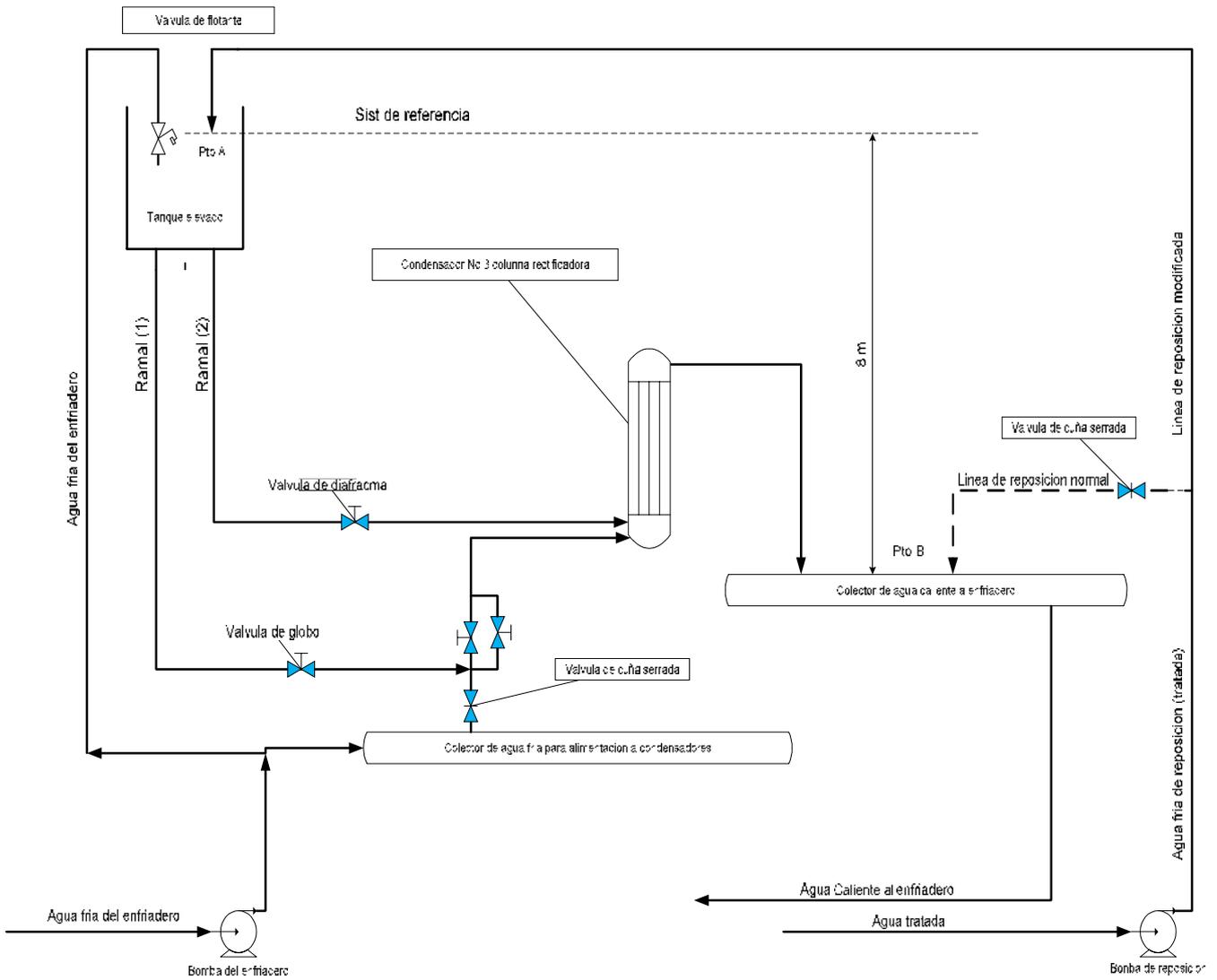
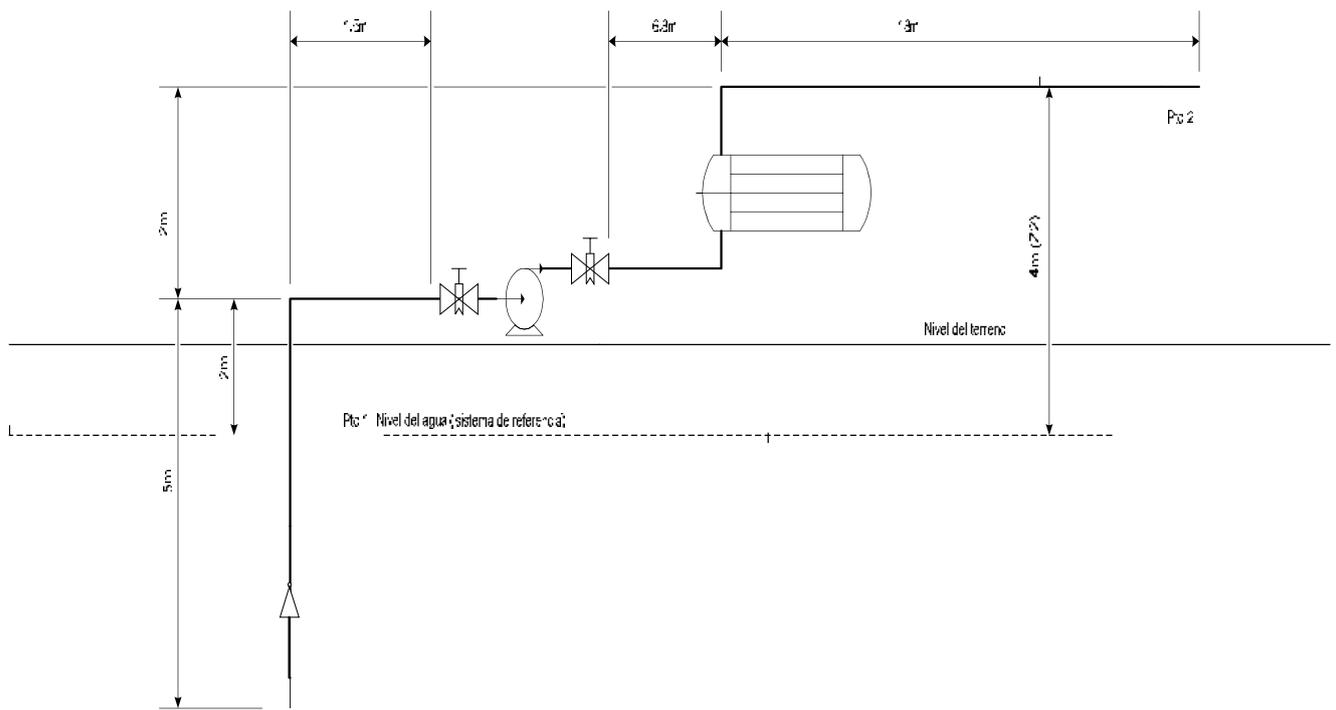


Fig No 4 DF Bomba de agua.



**Fig No 5 Instalación del intercambiador.**

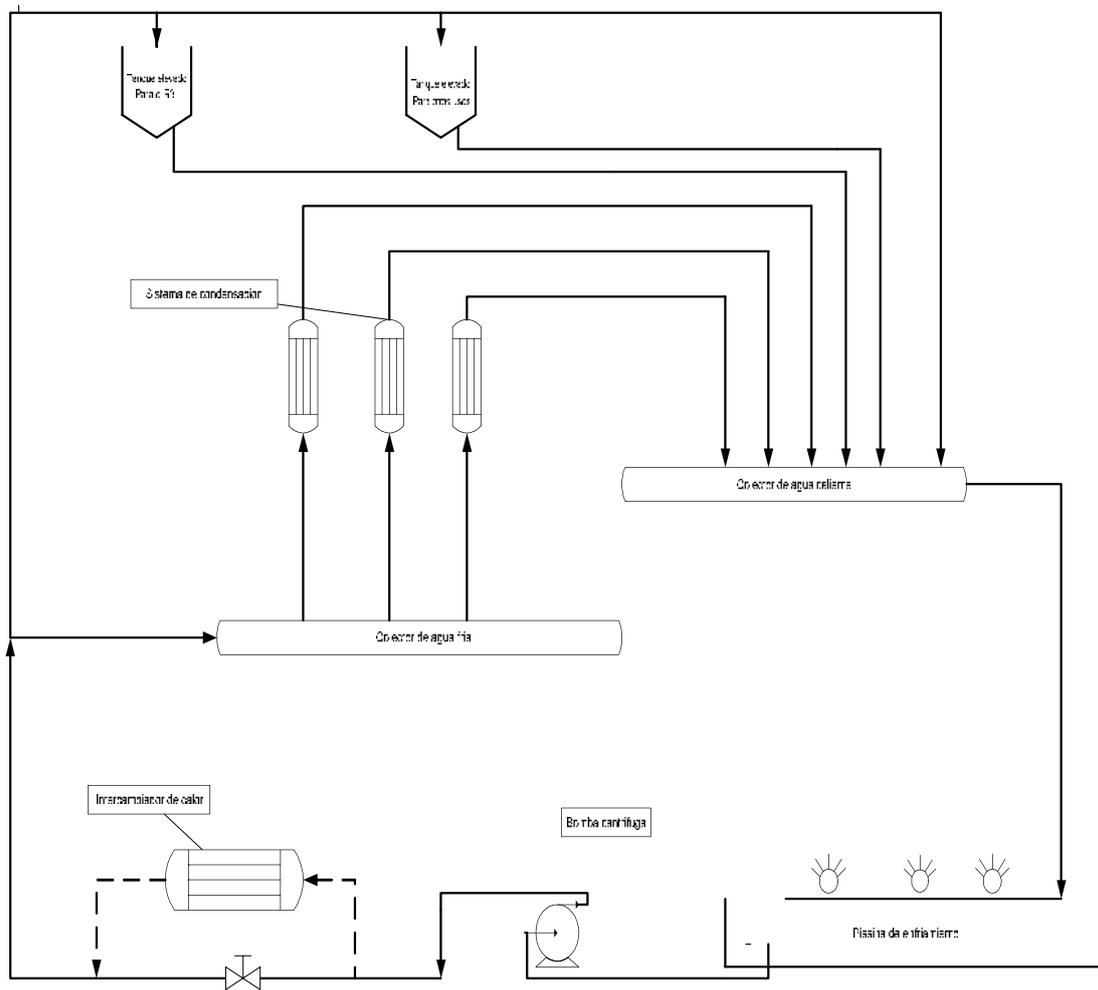


Fig No 6 DF del proceso.

Esquema tecnologico Destileria (23/abril/2000)

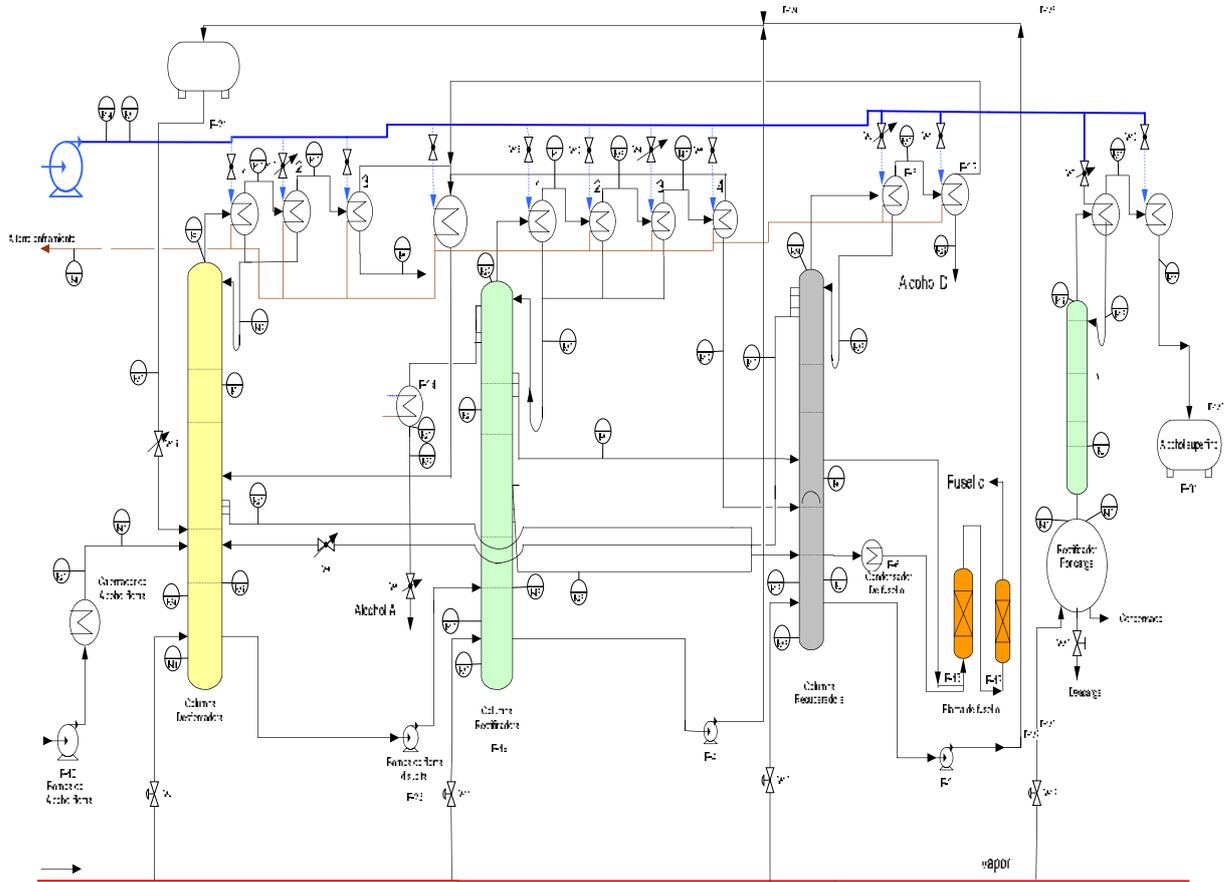
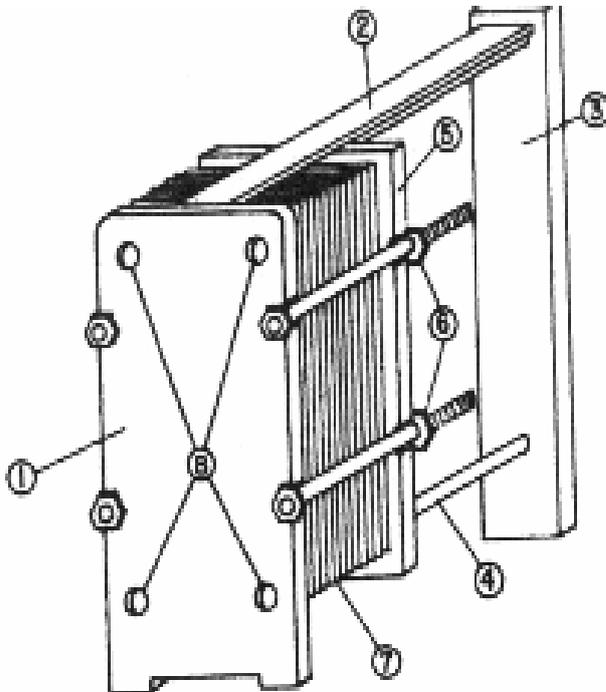


Figura No 7 Intercambiador de tubo y coraza del tipo 1-2.



Figura No 8 Intercambiador de placas.



1. Placa delantera fija.
2. Guía portadora superior.
3. Soporte trasero.
4. Guía inferior.
5. Placa trasera móvil.
6. Tirantes y tuercas de apriete.
7. Placas intercambiadoras.
8. Conexiones de entrada y salida.

**Tabla No 2.1: Características del agua tratada.**

Dureza máxima	0-10 mg/l
pH	9-10.5
Alcalinidad parcial	10-30mg/l
Alcalinidad total	20-80 mg/l

**Tabla No 2.2: parámetros de operación de la columna desflemadora.**

<b>Parámetros</b>	<b>Valor</b>
<b>Presión de la paila en la columna</b>	<b>0.12 kg/cm</b>
<b>Temperatura de la paila</b>	<b>(94 –96) °C</b>
<b>Grado alcohólico a la salida de la paila (flema disuelta) (PCC)</b>	<b>(15 – 25) % Alc.vol</b>
<b>Extracción Lateral (extracción de amílico)</b>	<b>2.5 lpm</b>

<b>Temperatura del plato intermedio de la columna</b>	<b>(92-94 )°C</b>
<b>Extracción de compuestos volátiles del el tercer condensador.</b>	<b>3.0 lpm</b>

**Tabla No 2.3: parámetros de operación de la columna recuperadora.**

<b>Parámetros</b>	<b>Valor</b>
Presión de la paila en la columna, según el manómetro de agua	1.1m, 0.11 kg./cm
Temperatura de la paila	105°C mínimo
Grado alcohólico de la flemaza (Corriente de salida por el fondo)	0 °C
Temperatura del plato superior a la campana	92-94 °C
Grado alcohólico en la producción	(+93) ° GL
Tiempo de permanganato en producción	1 minutos mín.
Extracción de alcohol D del segundo	

condensador	(1.5-2) lpm
Grado alcohólico de la extracción del segundo cond.	96.5 ° GL mínimo
Tiempo de permanganato	30 Minutos como mínimo

**Tabla No 2.4: parámetros de operación de la columna rectificadora.**

<b>Parámetros</b>	<b>Valor</b>
Presión paila columna, según manómetro de agua	0.3 kg/cm
Temperatura de paila	(108 – 112) °C
Grado alcohólico salida paila (Flemaza)	0 °C
Extracción lateral No 1	1.5 lpm
Extracción lateral No 2	1.5 lpm

Extracción lateral	(3.5-4) lpm
Temperatura plato 22	(92 – 94) °C
Extracción de n-propanol	(0.7-1) lpm
Extracción del cuarto condensador (alcoholes volatiles)	2 lpm mínimo
Temperatura de salida del agua del R1 al calentador de flema	68-70 °C
Grado alcohólico producto final	(95.8 – 96) ° GL
Tiempo de permanganato	30 Minutos como mínimo

**Tabla No 2.6 Materiales de construcción de las columnas de destilación.**

<b>Partes de la columna</b>	<b>Material</b>
Cuerpo de la columna	Cobre
Platos	Cobre
Cazuelas	Cobre
Bridas	Acero al carbono

**Tabla No 2.7 Materiales de construcción de los condensadores.**

<b>Partes de los intercambiadores de calor</b>	<b>Material</b>
Cuerpo de los intercambiadores de calor	Cobre
Tubos	Cobre
Placas	Acero al carbono

**Tabla No 2.8 Bombas de agua que alimentan los condensadores**

<b>Partes del equipo</b>	<b>Materiales</b>
Cuerpo de la bomba	Acero inoxidable
Impelente	Acero inoxidable

**Tabla No 2.9 Bombas de alcohol flema**

<b>Partes del equipo</b>	<b>Materiales</b>
Cuerpo de la bomba	Bronce
Impelente	Bronce

**Tabla No 2.10 Bombas de agua de uso general**

<b>Partes del equipo</b>	<b>Materiales</b>
Cuerpo de la bomba	Cobre
Impelente	Bronce

**Tabla No 2.11 Parámetros característicos de las columnas de destilación**

<b>Equipo</b>	<b>Número de platos.</b>	<b>Número de cazuelas por platos.</b>	<b>Diámetro de las cazuelas (mm).</b>
Columna desflemadora	52	199	80
Columna rectificadora	74	230	80
Columna recuperadora	56	58	80

**Tabla No 2.12 Condensadores de la columna desflemadora.**

<b>Condensadores</b>	<b>Número de tubos</b>	<b>Diámetro de los tubos (mm)</b>	<b>Longitud de los tubos (mm)</b>	<b>Superficie de intercambio (m<sup>2</sup>)</b>
1	313	38	3000	111
2	313	38	2500	92.5
3	199	38	2500	60

**Tabla No 2.13 Condensadores de la columna rectificadora.**

<b>Condensadores</b>	<b>Número de tubos</b>	<b>Diámetro de los tubos (mm)</b>	<b>Longitud de los tubos (mm)</b>	<b>Superficie de intercambio (m<sup>2</sup>)</b>
1	313	38	3000	111
2	313	38	3000	111
3	313	38	2500	92.5
4	313	38	3000	111

**Tabla No 2.14 Condensadores de la columna recuperadora.**

<b>Condensadores</b>	<b>Número de tubos</b>	<b>Diámetro de los tubos (mm)</b>	<b>Longitud de los tubos (mm)</b>	<b>Superficie de intercambio (m<sup>2</sup>)</b>
1	313	38	2500	92.5

**Tabla 2.15 características de los condensadores finales.**

	Nº de tubos	Diámetro de tubos (mm)	Longitud de tubos (mm)	Área de transferencia (m <sup>2</sup> )
1 <sup>er</sup> conden final	313	38	2500	92.5
2 <sup>do</sup> condensador. final	313	38	2500	92.5

**Tabla No 2.16 Características del calentador.**

<b>Tipo</b>	<b>Número de tubos</b>	<b>Diámetro de los tubos (mm)</b>	<b>Longitud de los tubos (mm)</b>	<b>Superficie de intercambio (m<sup>2</sup>)</b>
Calentador de alcohol flema	98	38	4000	52

**Tabla No 2.5: parámetros de operación de la piscina de enfriamiento.**

<b>Parámetros</b>	<b>Valor</b>
Temperatura del agua a la salida de la piscina.	34 <sup>o</sup> C máx.
Temperatura del agua a la entrada de la piscina	70 <sup>o</sup> C máx.
Presión en el colector de agua	4 bar. Min.

**Tabla No 3.1 principales resultados de primera etapa de la estrategia.**

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Flujo de agua de reposición (m <sup>3</sup> /h)	18.08
Flujo de agua de complemento ( m <sup>3</sup> /h)	36,34
<b>Ramal 1</b>	
Diámetro de tubería necesario (mm)	130
Longitud de tubería (m)	70
Codos de 90 <sup>0</sup>	5
Codos de 45 <sup>0</sup>	1
<b>Ramal 2</b>	
Diámetro de tubería necesario (mm)	75
Longitud de tubería (m)	6.8
Codos de 90 <sup>0</sup>	1
Codos de 90 <sup>0</sup>	1

**Tabla No 3.3 principales resultados de la segunda etapa de la estrategia.**

<b>Parámetro</b>	<b>Tubos</b>	<b>Coraza</b>
Coeficiente pelicular, $h$ (BTU/hft <sup>2</sup> °F)	305	294
Velocidad del fluido, $V$ (ft/s)	2.26	-----
Caída de Presión, $\Delta P$ (lbf/in <sup>2</sup> )	8.77	8.94
	<b>Real</b>	<b>Requerido</b>
Factor de obstrucción, $R_D$ (hft <sup>2</sup> °F/BTU)	0.003	0.006
Coeficiente Global, $U$ (BTU/hft <sup>2</sup> °F)	243	149
Área de Transferencia de Calor, $A$ (ft <sup>2</sup> )	3267.26	
Corrección de Temperatura, $F_T$	0.9	

**Tabla No 3.4 Características del intercambiador seleccionado.**

<b>INTERCAMBIADOR DE CALOR</b>	
TEMA Standard	R (Refinerías)
Tipo TEMA	AEP
<b>TUBOS</b>	
Número de Tubos	624 (lisos)
Arreglo	Triangular
Paso	1 <sup>1/4</sup>
BWG	12
Longitud, ft	20
Diámetro Exterior, in.	1
Número de pasos.	4

<b>CORAZA</b>	
Número de pasos	2
Diámetro interior, ft	3.25

Tipo de <i>Baffles</i>	Horizontales segmentados 25%
Espaciado entre <i>Baffles</i> , in	60
Número de <i>Baffles</i>	3

**Tabla No 3.5 Materiales de construcción del intercambiador.**

<b>PARTE DEL EQUIPO</b>	<b>MATERIAL</b>
Coraza	Acero inoxidable ausetenitico, 20 Cr, 2.5 Mo, 3.5 Cu .
Espejos	Acero inoxidable ausetenitico, 20 Cr, 2.5 Mo, 3.5 Cu.
Tubos	Acero inoxidable ausetenitico, 20 Cr, 2.5 Mo, 3.5 Cu.

**Tabla No 3.6 Características de la bomba.**

Tipo de bomba	Centrifuga
Marca	ITUR
r.p.m	1740
Diámetro del impelente (mm)	210/180
N.P.S.H (m)	5
Carga (m)	12