



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

**“Anteproyecto para la Modificación del Sistema de
Enfriamiento de la Planta Almacenadora de Amoniaco
de Pemex en Salina Cruz, Oaxaca.”**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO QUIMICO
P R E S E N T A
HORACIO VIDANA CEPEDA

MEXICO, D. F.

1978



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

20/48

A

MI

ESPOSA, GLADYS MARIA
AMOR DE MI VIDA

A MI HIJO HORACIN
CON CARÍÑO

PRESIDENTE: Ing. ROBERTO ANDRADE CRUZ _____

VOCAL: Ing. ALFONSO MONDRAGON MEDINA _____

SECRETARIO: Ing. ARIEL HECTOR VEGA PEREZ _____

1er. SUPLENTE: Ing. ENRIQUE BRAVO MEDINA _____

2o. SUPLENTE: Ing. CARITINO MORENO PADILLA _____

Sitio donde se desarrolló el tema: Salina Cruz, Oaxaca. Planta
Almacenadora de Amoníaco.

SUSTENTANTE: HORACIO VILAÑA CEPEDA _____

ASESOR DEL TEMA: Ing. ARIEL HECTOR VEGA PEREZ _____

APUNTES DEL TEMA DE TESIS.

TITULO: "ANTEPROYECTO PARA LAS MODIFICACIONES AL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE LA PLANTA ALMACENADORA DE AMONIACO DE PEMEX EN SALINA CRUZ, OAXACA".

CAPITULO I.- INTRODUCCION.

CAPITULO II.- DESCRIPCION DE LA PLANTA ALMACENADORA.

CAPITULO III.- PRESENTACION DEL PROBLEMA.

CAPITULO IV.- SOLUCION PROPUESTA.

CAPITULO V.- REPORTE DE COSTOS.

CAPITULO VI.- CONCLUSIONES.

CAPITULO I

INTRODUCCION.

La Planta Almacenadora de Amoniaco de FEMEX en Salina Cruz, Oax., que nos ocupa, está diseñada con un Sistema de Enfriamiento en el cual el agente intercambiador de calor es el agua de Mar.

Lo anterior ha ocasionado incrustaciones de las sales contenidas en solución y de materia orgánica, que en consecuencia provocan un ensuciamiento excesivo hasta llegar a la obstrucción completa de los conductos por donde circula el agua; estos problemas dan como resultado un deficiente intercambio de calor en el equipo del sistema de enfriamiento de toda la planta.

Por la razón anterior los períodos de mantenimiento son muy frecuentes, reduciendo la eficiencia de la planta en el manejo y almacenamiento de Amoniaco, por lo que los costos de operación se han incrementado considerablemente.

El presente estudio es un ejemplo de una de las tareas principales a la que debe avocarse el Ingeniero Químico en el ejercicio de su profesión y que consiste en solucionar los problemas originados por consideraciones de diseño erróneo que reducen la capacidad de producción de las plantas industriales. En este caso se intenta realizar un análisis de la situación descrita anteriormente en la Planta Almacenadora de Amoniaco para establecer la forma más apropiada de mejorar el funcionamiento del equipo; se lleva a cabo un estudio técnico de los equipos más afectados, proponiendo una solución que implica las mínimas modificaciones posibles, se muestra un reporte de costos de dicha alter-

nativa; así como de la operación por tonelada de amoníaco manejada en el estado actual y después también de la solución propuesta; con el fin de hacer una comparación en la que hacen evidentes los beneficios de la modificación.

Todo el esfuerzo realizado, obedece a la importancia que tienen la Planta en lo que corresponde a la distribución del amoníaco al mercado de la Costa del Pacífico por medio de buques acondicionados; pues las necesidades del consumo de amoníaco en la Industria Agroquímica, se ha incrementado de 90 000 toneladas en 1956 a 482 000 toneladas en 1968, alcanzando en 1969 la cantidad de 542 000 toneladas; o sea que en 13 años se incrementó el consumo en un 600% y actualmente se puede estimar del orden de 1 200 000 toneladas al año, ya que el amoníaco se consume como fertilizante en forma directa.

El más reciente incremento de la capacidad de producción se consiguió mediante la instalación de dos Plantas; una en Cd. Camargo, Chihuahua para 400 toneladas diarias y otra en Cosolegcaque, Veracruz para 1000 toneladas diarias, que es de donde se recibe, a través de un amoniaducto en la Planta Almacenadora que nos ocupa.

CAPITULO II.

DESCRIPCION DE LA PLANTA DE ALMACENAMIENTO.

La Planta de almacenamiento, cuenta con 2 circuitos de compresión: El Sistema de Llenado y el Sistema de Mantenimiento.

Comenzaremos la descripción con el Sistema de Llenado, cuyo diagrama de flujo de proceso se presenta en la figura 1a.

El amoníaco líquido anhidro proveniente del Complejo Petroquímico de Cosoleacaque, Veracruz, llega a través del aroniaducto con una presión de 30 Kg/Cm^2 manométrica y una temperatura de -30°C pasando por una placa de orificio que mide el flujo; al llegar a la Planta pasa por una válvula automática que sirve para controlar la presión fijándose a 21 Kg/Cm^2 manométrica con una temperatura de 32.2°C (corriente ①) con la que entra al tanque acumulador intermedio FA-502 cuya función es la de recibir amoníaco líquido condensado proveniente del condensador EA-501, separar el vapor del amoníaco proveniente del primer paso de compresión.

En este tanque el líquido vaporiza a una presión manométrica de 4.14 Kg/Cm^2 por lo cual enfría los vapores de amoníaco provenientes del primer paso de compresión (corriente ⑤) que vienen con una presión manométrica de 4.5 Kg/Cm^2 y una temperatura de 109°C .

De este recipiente el amoníaco líquido anhidro, (corriente ②) fluye a 4.14 Kg/Cm^2 man. y 5°C a control de nivel pasando antes por un filtro separador de aceites, hacia el tanque principal de almacenamiento FB-501.

Debido al bombeo y desplazamiento, el amoníaco líquido gana energía, además del calor transferido al interior del tanque ya que el aislamiento térmico consistente en una doble pared, no es perfecto, por lo que se origina una evaporación de amoníaco líquido, aumentándose la presión del tanque. Con el objeto de evitar contingencias debidas a este fenómeno, el tanque cuenta con dispositivos de seguridad que están calibrados para operar a diferentes presiones, siendo la presión normal de trabajo de $0.014 \text{ Kg/cm}^2 \text{ Man.}$

En la parte superior interna cuenta con un anillo acondicionado en forma de regaderas, que en el caso de que la presión manométrica interior del tanque se incremente hasta 0.02 Kg/cm^2 una de las alarmas lo señalará y será necesario poner en operación el Equipo Antichoque, que está formado de una bomba que succiona parte del contenido del tanque con un flujo de 189 Lt/min. de amoníaco líquido que circula por la parte superior del tanque y a través del anillo es espreado, poniéndolo en contacto con el vapor formado para enfriarlo y recuperar la presión normal de trabajo del tanque.

También cuenta con un Sistema de Rompimiento de Vacío, que se usa si se tiene una disminución de la presión manométrica hasta 0.004 Kg/cm^2 , se acciona una alarma e inmediatamente se pondrá a funcionar la bomba que alimenta el sistema, succionando amoníaco líquido que pasa por un calentador eléctrico, donde se evapora y estos vapores se inyectan en el interior del tanque hasta alcanzar nuevamente la presión normal de operación de 0.014 Kg/cm^2 manométrica.

Si la presión disminuye abajo de 0.004 Kg/cm^2 manométrica, o si se alcanza una igualdad con la presión barométrica, una válvula dejará entrar aire de instrumentos a temperatura de bulbo húmedo 25° C , hasta que se logre la presión normal de trabajo -- dentro del tanque.

En el caso, de que la presión del tanque aumente hasta una presión de 0.03 Kg/cm^2 manométrica, la parte del equipo de seguridad calibrado a esta presión, accionará una alarma que indicará la necesidad de poner en operación el equipo del Circuito de Compresión de Llenado, el procedimiento a seguir sería: los vapores de amoníaco son sacados por el domo del tanque, (corriente ④) con una presión manométrica de 0.03 Kg/cm^2 y 33° C , fluyendo al tanque de succión de vapores FA-503 que tiene como función recibir los vapores de amoníaco acumulados y separarlos de las pequeñas cantidades de líquido que hubieran sido arrastradas o condensadas. Estos vapores son conducidos por la línea de succión del primer paso de compresión del sistema de llenado, que está formado por el compresor GB-501-A cuyo pistón tiene un diámetro de 55.82 cm. carrera de 22.86 cm. movido por un motor diesel de 8 cilindros y con una potencia de 770.6 C.V. con una velocidad de 550 r.p.m.; de donde salen los vapores (corriente ⑤) a 109° C y presión manométrica de 4.5 Kg/cm^2 .

Estos vapores fluyen al acumulador intermedio FA-502, en donde son enfriados con el amoníaco líquido proveniente de la línea del amoniaducto (corriente ①), y con el amoníaco proveniente del acumulador final FA-501, (corriente ⑨) hasta una temperatura de 5° C .

Los vapores formados en el acumulador intermedio FA-502, -- (corriente $\diamond 6$) con una temperatura de 5°C y una presión de -- 4.14 Kg/cm^2 manométrica, son conducidos al segundo paso de com-- presión formado por el compresor GB-501 cuyo pistón tiene un diá-- metro de 34.29 cm. carrera de 22.86 cm, movido por un motor die-- sel de 8 cilindros con una potencia de 770.6 C.V. a una veloci-- dad de 550 r.p.m.; de donde salen los vapores, (corriente $\diamond 7$) a una temperatura de 84°C y a una presión manométrica de 12 Kg/cm^2 que fluyen hacia el condensador de llenado FA-501 cuya capacidad es de 12450 Kg/hora; el condensado (corriente $\diamond 8$) tiene una -- temperatura de 37°C y una presión manométrica de 12 Kg/cm^2 , que se recibe en el acumulador final FA-501, de donde el amoníaco lí-- quido se dirige, a control de presión (corriente $\diamond 9$), al acumu-- lador intermedio FA-502.

Por otro lado, si la presión en el interior del tanque au-- mentara a más de 0.03 Kg/cm^2 , provocará que una válvula de segu-- ridad releve a una línea que conduce los vapores a una fosa de -- burbujeo.

El Sistema de Carga a Barcos, está formado por una línea de carga hasta la boquilla del muelle (corriente $\diamond 10$) con una tem-- peratura de -33°C y presión manométrica de 0.014 Kg/cm^2 que co-- rresponde a la presión normal de operación; una línea de vapores de retorno, bombas de preenfriado para esta línea y las bombas -- de carga. La figura 2, muestra el diagrama de flujo de carga a Barcos.

Descripción del Sistema de Mantenimiento. El diagrama de -- flujo de Proceso se muestra en la figura 1b.

El Sistema de Mantenimiento tiene como función, la de recomprimir, condensar y regresar al tanque principal, los vapores -- que continuamente se están formando dentro del tanque, debido a que éste contiene amoníaco líquido a temperaturas subambientales del orden de -33° C.

Este sistema se usa cuando no se está reciendo amoníaco ni cargando a barcos.

Cuando se recibe amoníaco o se está dando carga a barcos; -- aumenta la producción de vapores y el sistema de mantenimiento -- sería insuficiente para manejarlos; por lo que es necesario usar el Sistema de llenado para poder mantener la presión dentro de valores adecuados, situación de proceso explicada anteriormente.

La descripción del flujo de proceso del Sistema de Mantenimiento es la siguiente:

Los vapores acumulados en el tanque principal son sacados -- por el domo de éste (corriente $\diamond 3$) a una presión manométrica -- de 0.03 Kg/cm^2 y a una temperatura de -33° C, fluye hacia el tanque de succión de vapores FA-503, de donde salen hacia el primer paso de compresión formado por el compresor GB-502-A que cuenta con un pistón de 48.26 cm de diámetro, carrera de 22.86 cms, movido por un motor eléctrico que cede una potencia de 304.2 C.V. -- con 3 fases, 45 amperes y una diferencia de potencial de 4160 -- volts; los vapores comprimidos (corriente $\diamond 4$) a una presión -- manométrica de 2.4 Kg/cm^2 y a una temperatura de 90° C, se dirige al acumulador intermedio FA-505, que también tiene la función de ser tanque de succión del 2º paso de compresión formado por -- el compresor GB-502-B; en este acumulador se enfrían los vapores

a -7°C con una presión manométrica de 2.4 Kg/cm^2 ; los vapores formados en este acumulador, (corriente $\diamond 5$) a una temperatura de -7°C y presión manométrica de 2.4 Kg/cm^2 , fluyen por la línea de succión hacia el 2° paso de compresión formado por el compresor GB-502-B, que cuenta con un pistón de 33.86 cm de diámetro, carrera de 22.86 cm movido por un motor diesel de 4 cilindros cediendo una potencia de 285.9 C.V. a una velocidad de 550 r.p.m. de donde salen comprimidos, (corriente $\diamond 6$), a presión manométrica de 13 Kg/cm^2 y temperatura de 104°C , fluyendo hacia el condensador FA-503 cuya capacidad es de 3000 Kg/hora.

El condensado (corriente $\diamond 7$), con una presión manométrica de 13 Kg/cm^2 y temperatura de 37°C se dirige hacia el acumulador final FA-504. De éste, el amoníaco líquido fluye a control de nivel (corriente $\diamond 8$), a una presión manométrica de 13 Kg/cm^2 y temperatura de 37°C , hacia el acumulador intermedio FA-505 donde se encontrará a -7°C y presión manométrica de 2.4 Kg/cm^2 .

De ahí el amoníaco líquido acumulado fluye a control de nivel, (corriente $\diamond 1$), hacia el tanque principal de almacenamiento a una presión Manométrica de 2.4 Kg/cm^2 y una temperatura de -7°C .

CAPITULO III.

PRESENTACION DEL PROBLEMA.

La Planta fue diseñada para recibir 1000 toneladas al día de amoníaco líquido anhidro, pero se ha reducido a 250 toneladas al día, debido a que el equipo del sistema de enfriamiento, consistente en: chaquetas de los compresores, chaquetas de los motores de estos compresores y condensadores; se encuentran prácticamente fuera de servicio, por la excesiva incrustación de las sales, Planton, flora y fauna contenida en el agua del mar usada como agente de enfriamiento, que se presenta a pesar de las filtraciones realizadas en la toma de agua. Esta situación se ve agravada, porque el diseño original consideró que el agua de mar tiene 25°C como temperatura mínima fría, correspondiendo en la realidad a 28°C .

Por estas consideraciones se tienen temperaturas inadecuadas en todos los equipos de enfriamiento del sistema de llenado y de mantenimiento. La figura 3 muestra el diagrama de flujo actual para el agua de enfriamiento.

El deficiente sistema de enfriamiento trae como consecuencia que la planta tenga que pararse por largos períodos de mantenimiento, resultando en altos costos de operación y mantenimiento; así como también el costo de amoníaco de 250 toneladas que corresponden a solamente a un cuarto de la capacidad de la planta.

Al hacer un análisis más detallado del sistema de enfriamiento se encontró, que los problemas más graves se presentan:

- 1.- En la toma de agua de mar.
- 2.- En los compresores.
- 3.- En los motores de los compresores.
- 4.- En los condensadores.

En la toma de agua, se han encontrado taponamientos por basura, desechos de barcos, etc., lo que impide el funcionamiento correcto de los filtros; lo anterior se debe a que al hacer las consideraciones de diseño, no se tomó en cuenta la dirección de los vientos dominantes en el Puerto de Salina Cruz, que es de norte a sur o sea de tierra a mar y debido a que la planta se localiza en el sur, existen los taponamientos de los filtros; esto ha ocasionado insuficiencia en el suministro de agua de enfriamiento. Por lo que en ocasiones se ha tenido que reducir el gasto de recibo de amoníaco hasta suspenderse totalmente mientras se realizan complejadas operaciones de mantenimiento.

La otra consideración errónea fue la del nivel mínimo de la marea, que en determinados momentos baja tanto, que queda descubierta la entrada de la toma, dando también como resultado problemas de ensuciamiento.

El problema de los compresores se debió al insuficiente abastecimiento de agua y las altas temperaturas de operación a consecuencia de un intercambio de calor insuficiente en las chaquetas. Por lo tanto, la energía calorífica en exceso es absorbida en el aceite lubricante, ocasionando inclusive descomposiciones del aceite, además de que en el agua se provocan evaporaciones, causando la precipitación de los minerales en solución, una excesiva incrustación que además de producir corrosión forma capaz de considerable espesor en las chaquetas disminuyendo el -

el coeficiente de transferencia de calor a valores muy bajos, lo que ocasiona que las temperaturas de trabajo de los compresores sean altas y se encuentran fuera de las especificaciones; por lo que se paran para esperar que se enfríen.

Otro problema que se presenta en el aceite es de lubricación, que consiste en que al alcanzarse temperaturas elevadas, el aceite pierde sus propiedades, hasta consumirse formando depósitos de carbón en los claros de los anillos, dando como resultado que se pegan, dañando las camisas y los pistones; que desde luego provocan un incremento en el período de mantenimiento.

En los motores de los compresores se presenta también la ineficiencia del sistema de enfriamiento, ya que éste está formado por chaquetas en las cuales circula agua de mar como agente enfriador del aceite lubricante.

Las temperaturas de operación y el agua de mar usada, altamente incrustante e insuficiente, da como resultado que la energía calorífica en exceso, que tiene que ser transmitida al agua, produzca evaporaciones, obteniéndose incrustaciones y ensuciamientos excesivos hasta obstruir los conductos de las chaquetas; en forma similar a lo descrito en los compresores; debido a esto resulta un bajo coeficiente de transferencia de calor, lo cual origina que las temperaturas del aceite lubricante sean excesivamente altas, teniendo que pararlos para que se enfríen; ya que de hecho el aceite estaba fungiendo como agente enfriador. La tabla 1 presenta un reporte de las temperaturas máximas en grados centígrados del aceite lubricante en los cilindros de los motores diesel.

La gravedad del problema de los motores, se debe a que son-

los que mueven a los compresores y al pararlos se corta el recibo de amoníaco.

Por otro lado el calor excedente en el aceite hace que se consuma, dejando depósitos de carbón por lo que los anillos se pegan, dañándose además las camisas y pistones; tal como sucede en los compresores. Estos problemas traen como consecuencia largos períodos de mantenimiento.

En los condensadores de llenado y de mantenimiento, el flujo de agua es insuficiente debido a las incrustaciones que se presentan las que traen como consecuencia un deficiente intercambio de calor, el cual originada que el proceso de condensación no se realiza.

En base a estos hechos que se presentan en los equipos más importantes de la planta, se intentará desarrollar la solución más adecuada para el sistema de enfriamiento.

CAPITULO IV

SOLUCION PROPUESTA.

Por los problemas planteados en el capítulo anterior, sobre el Sistema de enfriamiento y buscando evitar al máximo modificaciones e inversiones excesivas, se intenta dar una solución conservando el diseño original. Las alternativas de solución son:

- 1a.- El uso de agua de mar tratado.
- 2a.- El uso de aire como agente enfriador.
- 3a.- El uso de agua potable.

Es obvio que el agua de mar filtrada como lo establece el diseño original no sirve como agente enfriador por su alto índice incrustante. Lo que nos lleva a pensar como primera alternativa, en un tratamiento adecuado; sin embargo, considerando el alto contenido de sales (más de 3 % de sólidos por peso) correspondientes a 34 000 ppm de sales de sodio, potasio, calcio, magnesio además del contenido de materia orgánica (plancton, flora y fauna); se infiere que el sistema de tratamiento para obtener Agua potable, consistiría en un Destilador de Salmuera, en el cual el equipo necesario de la instalación sería:

- 4 bombas.
- 1 tanque separador.
- Servicio de vapor de calentamiento.
- 6 Evaporadores.
- 1 Tanque desgasificador.
- 1 Tanque medidor.

Requiriendo de una inversión muy grande por lo que la alter

nativa puede desecharse a priori.

La segunda alternativa que se puede manejar consiste en usar aire como agente enfriador, siendola temperatura de bulbo seco de 40° C promedio y la temperatura de bulbo húmedo de 25°C.

En los condensadores es factible el uso del aire como agente enfriador, aunque deberán tener como limitación de diseño la temperatura de bulbo húmedo y la temperatura de bulbo seco, así como cuestiones de espacio inherentes a intercambiadores de calor enfriados por aire (soloaires).

Para el caso de los compresores y motores diesel sería necesario usar un sistema de enfriamiento en el cual se tenga chaquetas de agua, que tendrían que intercambiar calor con el aceite lubricante de los cilindros, y después el agua intercambiaría calor con aire en un equipo del tipo Soloaire, pero la dificultad para que el intercambio de calor sea eficiente son las temperaturas de bulbo seco 40° C promedio y de bulbo húmedo de 25° C en el aire que darían un bajo coef. de transferencia de calor -- por lo que esta alternativa también es improcedente.

La tercera alternativa es la de usar agua potable, solución que fue planteada en la Secretaría de Recursos Hidráulicos para el abastecimiento de la planta, sin afectar el consumo de la población, obteniendo una respuesta positiva.

Por tanto, este anteproyecto plantea el uso de agua potable, ya que las ventajas que se obtienen con este agente enfriador, son los siguientes:

- 1a.- La inversión se reduce a adquirir una torre de enfriamiento con dos bombas, si el equipo de intercambio re-

sulta suficiente.

- 2a.- Radicalmente contiene menor salinidad el agua potable que el agua de mar.
- 3a.- Es más fácil y económica reducir la salinidad a un mínimo realizando un tratamiento químico (a base de hexa metafosfato de sodio como inhibidor de corrosión, ácido tánico como dispensante, ácido sulfúrico para el control de pH), que se realizará en la torre.
- 4a.- Para evitar la formación de flora en el estanque de la torre, se utiliza la dosificación de paquetes de compuestos clorados (mono cloro acetaldehído).
- 5a.- Las incrustaciones en todos los conductos por donde fluye el agua son eliminadas.
- 6a.- Se reduce la corrosión del equipo.
- 7a.- Los intercambios de color se realizan más eficientemente.
- 8a.- La economía en el consumo de agua de la operación no sería afectada, ya que el agua de repuesto se usa para pérdidas por evaporación y arrastre en la torre de enfriamiento exclusivamente.
- 9a.- Los costos de operación y mantenimiento en la planta se reducen a un mínimo por lo que ésta trabaja a toda su capacidad. *Agua de Enfriamiento*

El sistema de enfriamiento que se propone es un sistema cerrado de agua potable, tratada, usada como agente enfriador y está fundamentalmente formado por:

- 1.- Una torre de Enfriamiento para el agua, con 2 bombas.

15 y 30
2

- 2.- Flujo de agua de enfriamiento en los condensadores.
- 3.- Chaquetas de agua de enfriamiento para los motores diesel y para los compresores.

La figura 4 muestra el diagrama de flujo de agua de enfriamiento propuesta.

De estas consideraciones y tomando los mismos flujos de agua del diseño original, con el objeto de reducir modificaciones; establecemos el siguiente procedimiento para el estudio técnico del equipo:

- 10.- Cálculo de la torre de enfriamiento.
- 20.- Estudio de los condensadores.
- 30.- Selección de las bombas.
- 40.- Dimensionamiento de la tubería del sistema propuesto.

EL CALCULO DE LA TORRE.

Calculamos la carga térmica a eliminar en la torre de enfriamiento para obtener después la temperatura del agua caliente; considerando que la temperatura de bulbo húmedo del aire es de 25° C, por lo tanto la temperatura del agua fría mínima es de 28° C.

La carga térmica a eliminar será la suma de las energías caloríficas que se tienen en cada uno de los equipos a enfriar, y la simbolizaremos como Q_{total} .

Q_{total} = Calor Eliminado en las chaquetas de los motores diesel sistema de llenado. Q_1

+

Calor Eliminado en las chaquetas del motor diesel del siste

ma de mantenimiento. Q_2 .

+

Calor Eliminado en las chaquetas de los compresores de ---
llenado. Q_3 .

+

Calor Eliminado en las chaqueta de los compresores de --
mantenimiento. Q_4 .

+

Calor Eliminado en el Condensador de Llenado. Q_5 .

+

Calor Eliminado en el Condensador de Mantenimiento. Q_6 .

+

20% de la suma anterior para equipos auxiliares. Q_7 .

El cálculo de cada uno de estos calores se hace por la ecua

ción:

$$Q = W C_p \Delta t,$$

donde:

W = flujo de aceite o amoníaco en Kg/hora; C_p = Capacidad calorí-
fica a presión constante del aceite = $0.47 \frac{\text{K cal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$; gravedad espe-
cífica del aceite 0.898.

Cálculo de Q_1 : como son dos motores idénticos: $W_1 = 8462$
kg/hora; motor x 2 motores = 16924 Kg/hora, de aceite determina--
do por capacidad del carter.

$$t_{\text{fría}} = 70^\circ\text{C}; \quad t_{\text{caliente}} = 140^\circ\text{C}$$

$$Q_1 = 16924 \frac{\text{Kg}}{\text{hora}} \times 0.47 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times (140-70)^\circ\text{C}$$

$$Q_1 = 556800 \text{ Kcal/hora.}$$

~~Considerando que en el diseño original se usaban:~~

$L_1 = 9600$ Kg/hora de agua por los 2 motores; si el agua entra a 28° C, obtenemos la temperatura de salida del agua:

$$t_s = \frac{Q_1}{L_1 \times C_p} + t_e$$

de donde:

$$C_p \text{ agua} = 1 \text{ Kcal/Kg}^\circ \text{ C.}$$

$$t_s = \frac{556800}{9600 \times 1} + 28^\circ \text{ C} = 86^\circ \text{ C}$$

Cálculo de Q_2 : es un motor

$$Q_2 = W_2 \times C_p \times (t \text{ caliente} - t \text{ fría})$$

donde:

$$W_2 = 2800 \text{ Kg/hora}; t_c = 140^\circ \text{ C}; t_f = 70^\circ \text{ C}; C_p = 0.47 \text{ Kcal/Kg}^\circ \text{ C}$$

$$Q_2 = 2800 \times 0.47 \times (140 - 70) = 92800 \text{ Kcal/kg.}$$

Considerando que el diseño origi al usaba: $L_2 = 600$ Kg/hora de agua y si el agua entra a 28° C obtenemos la temperatura de salida del agua:

$$t_s = \frac{Q_2}{L_2 \times C_p} + t_e$$

donde:

$$C_p = 1 \text{ Kcal/Kg}^\circ \text{ C}$$

$$t_s = \frac{92800}{600 \times 1} + 28^\circ \text{ C} = 86^\circ \text{ C}$$

Cálculo de Q_3 :

$$W_3 = 6144 \text{ Kg/hora de aceite}; t_c = 100^\circ \text{ C}; t_f = 70^\circ \text{ C}$$

$$C_p = 0.45 \text{ Kcal/kg}^\circ \text{ C}$$

$$Q_3 = 6144 \times 0.45 \times (100 - 70) = 82944 \text{ Kcal/hora}$$

Considerando que el diseño original usaba : $L_3 = 9216$ Kg/hora de agua y si el agua entra a 28° C obtenemos la temperatura de salida del agua.

$$t_s = \frac{Q_3}{L_3 \times C_p} + t_e;$$

$$C_p = 1 \text{ Kcal/Kg}^\circ \text{ C.}$$

$$t_s = \frac{82944}{9216 \times 1} + 28^\circ \text{ C} = 37^\circ \text{ C}$$

Cálculo de Q_4

$$W_4 = 2592 \text{ Kg/hora de aceite; } t_c = 100^\circ \text{ C; } t_f = 70^\circ \text{ C;}$$

$$C_p = 0.45 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ \text{ C}}$$

$$Q_4 = 2592 \times 0.45 \times (100 - 70) = 34992 \text{ Kcal/hora}$$

Considerando que el diseño original usaba $L_4 = 3888 \text{ Kg/hora}$ de agua y si el agua entra a 28° C obtenemos la temperatura de salida del agua.

$$t_s = \frac{Q_4}{L_4 C_p} + t_e$$

de donde:

$$C_p = 1 \text{ Kcal/Kg}^\circ \text{ C}$$

$$t_s = \frac{34992}{3888 \times 1} + 28^\circ \text{ C} = 37^\circ \text{ C}$$

Cálculo de Q_5 :

$Q_5 = Q_{\text{amoníaco}} = G (H_v - h_l)$ donde $T_e = 84^\circ \text{ C}$; $t_s = 38^\circ \text{ C}$;
la presión = 12 Kg/cm^2 de (6) $H_v = 384 \text{ Kcal/Kg}$; $h_l = 79.6 \text{ Kcal/Kg}$

$G = 11743 \text{ Kg/hora de amoníaco, por tanto:}$

$Q_5 = 11743 \times (384 - 79.6) = 3574569.4 \text{ Kcal/hora más 10\% de diseño;}$

$$Q_5 = 3932026 \text{ Kcal/hora}$$

Si consideramos que el diseño original usaba $L_5 = 496000 \text{ Kg/hora}$ de agua y si el agua entra a 28° C , obtenemos la temperatura de salida del agua.

$$t_s = \frac{Q_5}{L_5 C_p} + t_e$$

de donde:

$$C_p = 1 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$$

$$t_s = \frac{3932026}{496000 \times 1} + 28^\circ \text{C} = 35.9^\circ \text{C}$$

Cálculo de Q_6

$$Q_6 = G (H_v - h_l)$$

de donde:

$$T_e = 104^\circ \text{C}; \quad T_s = 38^\circ \text{C} \quad \text{si la presión} = 13/\text{Kg/cm}^2$$

$$\text{de (6) } H_v = 399.8 \text{ Kcal/Kg}; \quad h_l = 83.16 \text{ Kcal/Kg}$$

$$G = 2777 \text{ Kg/hora de amoníaco.}$$

$$Q_6 = 2777 \times (399.8 - 83.16) = 879309.28 \text{ Kcal/hora más } 10\% \text{ por --}$$

consideración de diseño.

$$Q_6 = 967240.2 \text{ Kcal/hora.}$$

Si consideramos que el diseño original usaba $L_6 = 133000$ Kg/hora de agua y la temperatura de entrada del agua es de 28°C calcularemos la temperatura de salida del agua:

$$t_s = \frac{Q_6}{L_6 C_p} + t_e$$

de donde:

$$C_p = 1 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$$

$$t_s = \frac{967240}{133000 \times 1} + 28^\circ\text{C} = 35^\circ\text{C}$$

Así la carga térmica será:

$$Q \text{ equipos importantes} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 = 566680.2 \frac{\text{Kcal}}{\text{hora}}$$

$$Q \text{ equipos auxiliares} = Q \text{ equipos importantes} \times 0.2 = 1133360.4 \frac{\text{Kcal}}{\text{hora}}$$

La carga térmica : $Q \text{ total} = Q \text{ equipos importantes}$

$$+ Q \text{ equipos auxiliares} = 6800040.4 \text{ Kcal/hora}$$

Para obtener la temperatura del agua a la entrada de la to-

re (temperatura del agua caliente), t_e y ya que $C_p = 1 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$

$$t_e = \frac{L_1 t_{s_1} + L_2 t_{s_2} + L_3 t_{s_3} + L_4 t_{s_4} + L_5 t_{s_5} + L_6 t_{s_6}}{L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_6}$$

$$t_e = 36.6^\circ\text{C}.$$

Cálculo de la torre.- Se usará una torre de tiro inducido debido a su mayor seguridad y rendimiento, que además dan mejor distribución del aire y menor riesgo de recirculación del aire-húmedo; (3), (4), (8), (9); usando un empaque de tipo película líquida que consiste en rejas aserradas de madera de 5.08 cm de altura, 0.95 cm de ancho y con espaciado de 5.08 cm entre sí.

Ya que en el enfriamiento de agua la mayor resistencia a la transferencia es la de la fase gaseosa, por tanto para una transferencia eficiente se requiere una elevada velocidad de aire y - la pérdida de presión se hace crítica, los rellenos se diseñan - bajo este punto de vista; por tanto, el tipo de empaque usado en el enfriamiento de agua es el de rejas aserradas de madera de tipo película líquida ya que los flujos de agua y aire son grandes (3).

LA LINEA DE OPERACION

$t_h = 25^\circ\text{C}$ se requiere una aproximación a t_h de 3 grados por
 $T_e = 36.6^\circ\text{C}$; tanto $T_s = 25 + 3 = 28^\circ\text{C}$

El caudal másico del agua = $L = L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_6$

Por tanto:

$$L = 653304 \text{ Kg/hora.}$$

Con la temperatura de bulbo húmedo

$$t_h = 25^\circ\text{C en la figura 6 (3)}$$

y obtenemos:

$$Y_s = 0.0215 \text{ Kg/kg}$$

La entalpia correspondiente:

$$h_s = (0.24 + 0.45 Y_s) t_h + 595 Y_s$$

$$h_s = 19 \text{ Kcal/kg}$$

Si el agua entra a la torre a:

$$T_e = 36.6^\circ\text{C}$$

en la figura 5 localizamos los puntos:

$$(28, 19) \text{ y } (36.6^\circ\text{C}, 33)$$

donde 33 Kcal/Kg es la entalpia correspondiente a la saturación total.

Trazamos la línea de $L/V_{\text{mínima}} = (h_e - h_s)/(T_e - T_s)$

$$\frac{L}{V_{\text{mínima}}} = \frac{33.5 - 19}{36.6 - 28} = 1.686$$

$$V_{\text{mínima}} = L/1.686 = 653304/1.686 = 387476.86 \text{ Kg/hora}$$

Como en las torres de enfriamiento se considera:

$$V_{\text{operación}}/V_{\text{mínima}} = 1.5$$

por tanto:

$$V_{\text{operación}} = 1.5 V_{\text{mínima}} = 1.5 \times 387476.86 = 581215.28$$

Kg/hora.

Así:

$$\frac{L}{V_{\text{operación}}} = 653304/581215.28 = 1.12$$

En la figura 5, localizamos la línea de operación; para esto necesitamos calcular la entalpía del agua a la entrada por medio de:

$$L/V_{\text{operación}} = (h_e - h_s) / (T_e - T_s) = 1.12;$$

de donde:

$$h_s = 1.12 (36.6 - 28) + 19 = 28.6 \text{ Kcal/kg};$$

la línea de operación tendrá en la base de la torre el punto - - (28, 19) y en la parte superior (36.6, 28.6).

La temperatura de saturación correspondiente a este punto - de entalpía es 33.4°C del diagrama psicrométrico.

Cálculo de la Sección transversal de la torre:

Consideramos la velocidad del aire $u = 2.44 \text{ m/seg}$ por el -- tipo de empaque usado (3); obtenemos el volumen saturado V_s a la temperatura de bulbo húmedo $t_h = 25^\circ\text{C}$ del diagrama psicrométrico.

Fig. 6 (3)

$$V_s = 0.872 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

La Sección de la Torre:

$$A = \frac{V_s V_s}{u} = 57.69 \text{ m}^2 = 60 \text{ m}^2$$

La carga del líquido, del gas y la velocidad del aire en -- esta sección transversal serán:

$$L' = L/A = 653304 \text{ m}^2 = 10888.4 \text{ Kg/m}^2 \text{ hora.}$$

$$V' = V/A = 581215/60 \text{ m}^2 = 9686.9 \text{ Kg/m}^2 \text{ hora.}$$

$$u = V' V_s = 9686.9 \text{ Kg/m}^2 \text{ hora} \times 0.872 \text{ m}^3/\text{Kg} \times 1 \text{ hora}/3600 \text{ seg} \\ = 2.346 \frac{\text{m}}{\text{seg.}}$$

Verificación del caudal del líquido respecto a las condiciones de carga:

Los cálculos anteriores suponen que la velocidad del aire - es la única variable determinante del área de la sección transversal de la torre.

Pero se debe comprobar el efecto del caudal del líquido, es decir, debe comprobarse la capacidad de carga de la torre, para establecer que la torre está dentro de los límites de funcionamiento satisfactorio (3).

$$L'_{\text{mínima}} < L' < L'_{\text{máxima}}.$$

Para un buen rendimiento el caudal del líquido debe ser suficientemente elevado para un mojado satisfactorio del empaque usado, pero no debe exceder a un límite superior en el que comienza el fenómeno de cascada.

$$L'_{\text{mínima}} = CMH \times a' \times \rho_L ;$$

de donde:

$L'_{\text{mínima}}$ es el caudal mínimo del líquido;

CMH es el caudal mínimo de humectación que para el empaque usado se recomienda:

$$CMH = 0.08 \text{ m}^2/\text{hora} \quad (3)$$

a' es el área superficial del empaque por unidad de volumen de lecho que para rejas aserradas de madera (5.08 cm x 0.95 cm x 5.8 cm).

$$a' = 42.65 \text{ m}^2/\text{m}^3;$$

así:

$$L'_{\text{mínima}} = 0.08 \times 42.65 \times 1000 = 3412 \text{ Kg/hr.m}^2$$

Con la figura 7 -(3) la razón de los caudales volumétricos del aire-agua, en nuestro caso es:

$$V_g/V_1 = (V'/L') V_s = 0.8896 \times 0.872 \times 1000 = 775.7$$

donde:

$$L'/V_{op.} = 1.12; \quad \rho_L = 1000 \text{ Kg/m}^3; \quad V_g = 0.872 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

con la figura 7 -(3) y para el tipo de empaque usado, el caudal de humectación requerido:

$$L_h = 0.35 \text{ m}^3/\text{hora};$$

por tanto:

$$L' \text{ máxima} = L_h \times a' \times \rho_L = 0.35 \times 42.65 \times 1000 = 14927 \text{ Kg/hora m}^2$$

Para comprobar el caudal del líquido respecto a las condiciones de carga: $L' \text{ mínima} < L' < L' \text{ máxima}$; o sea:

$$3412 \text{ Kg/hora m}^2 < 108888.4 \text{ Kg/hora m}^2 < 14927.5 \text{ Kg/hora m}^2$$

Por consiguiente, la carga de líquido de la torre está dentro de los límites de funcionamiento satisfactorio y por tanto es justificable el uso del empaque especificado en el cálculo.

CALCULO DE LA ALTURA DEL EMPAQUE

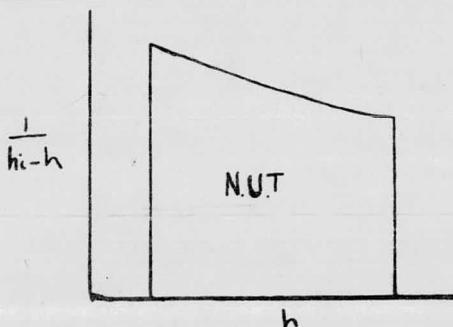
$$\text{Será igual: } Z = \text{NUT} \times \text{AUT} = \int_{h_s}^{h_e} \frac{dh}{h_i - h} \times \frac{V'}{K_y a}$$

Para calcular el número de unidades de transferencia-NUT, suponemos que la resistencia a la transmisión de calor se encuentra íntegramente en la fase gaseosa, con lo cual la temperatura de interface es igual a la temperatura del líquido en cada punto de la columna y hL (coeficiente de transmisión de calor en la fase líquida) es mucho mayor que para la fase gaseosa; ---

$hL = \infty$; y $-hL/k_y = -\infty$; por tanto las rectas de unión son -
rectas paralelas al eje de las entalpías, en un diagrama ental-
pias-temperaturas.

Con esta condición evaluamos: $\int_{h_s}^{h_e} \frac{dh}{h_i - h} = N.U.T.$, numérica-
mente ya que la integral corresponde al área bajo la curva en un
diagrama $1/(h_i - h)$ contra h ; por tanto la integral se puede expre-
sar en su forma aproximada:

$$NUT = \frac{h_e}{h_s} \frac{dh}{h_i - h}$$



de la fig. 5

h	Δh	h_i	$h_i - h$	$(h_i - h)^{-1}$	$(h_i - h)^{-1}_{media}$	$\Delta h / (h_i - h)_{m.}$
19		21.3	2.3	.4347		
21	2.0	23.5	2.5	.4000	.41735	.8347
23	2.0	26.0	3.0	.3330	.36665	.7333
25	2.0	28.0	3.0	.3330	.33333	.6666
27	2.0	31.0	4.0	.2500	.29165	.5833
28.6	1.6	36.0	7.4	.1350	.19250	.3080

$$NUT = 3.1300$$

Para el cálculo de la altura de la unidad de transferencia
AUT.(3); $AUT = V'/K$; usamos la figura 8 -(3) con el caudal má-
sido del gas por sección transversal de la torre

$$V' = 9686.9 \frac{Kg}{hora/m^2}$$

por tanto:

$$K_{ya} = 6561.57 \text{ Kg/hora m}^3.$$

$$\text{AUT.} = 9686.9/6561.57 = 1.5 \text{ mts.}$$

y la altura del empaque:

$$Z = \text{NUT} \times \text{AUT} = 3.13 \times 1.5 \text{ mts.} = 4.6 \text{ metros.}$$

Cálculo de la Pérdida de la Presión:

Para rejas de madera aserrada de 5.08 cm de altura, 0.95 cm de ancho y 5.08 cm de espaciado entre sí;

(3) $\Delta P' = 3.94 \times 10^{-10} \times (9.85 Z + 5) \times V'^2 V_a$ en cms. - de agua.

$$\Delta P' = 3.94 \times 10^{-10} \times (9.85 \times 4.6 + 5) (9686.9)^2 \times 0.872$$

$$\Delta P' = 1.6 \text{ cm de agua.}$$

Cálculo de la Potencia del Ventilador.

$$(3) P_v = \frac{2.72 \times 10^6}{10^2} V P' \frac{V_a}{E_v} \text{ en Kw;}$$

los coeficientes han sido modificados para su uso en unidades métricas.

$$V = V' \times A = 9686.9 \text{ Kg/hora m}^2 \times 60 \text{ m}^2 = 581214 \text{ Kg/hora}$$

$$E_v = \text{eficiencia total del ventilador} = 0.6;$$

puesto que el ventilador está situado a la salida del aire, el volumen específico del aire V_a que hay que usar se refiere a las condiciones del aire en la parte superior de la torre

$$h_g = 28.6 \text{ Kcal/Kg}$$

y del diagrama psicométrico figura 6 -(3)

$$V_a = 0.915 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$P_v = \frac{2.72 \times 10^{-6}}{100^2} \times 581124 \times 1.6 \times 1000 \times 0.915/0.6 = 39 \text{ Kw}$$

los coeficientes han sido modificados en función de uso en unidades métricas.

$P_v = 39 \text{ Kw} \times \text{HP}/0.75 \text{ Kw} = 52 \text{ HP}$ es un ventilador, con un motor de 60 HP.

Cálculo del agua de repuesto.

(3) Las pérdidas por evaporación:

$L = \text{Caudal del aire seco} \times \text{variación de humedad}$

$$L = V \frac{1}{1 + Y_s} (Y_{\text{sat.}} - Y_s)$$

de donde:

$V = 581124 \text{ Kg/hora}$ del diagrama psicométrico. Fig. 6 -(3)

$Y_s = 0.0215 \text{ Kg/Kg}$; $h_s = 19 \text{ Kcal/Kg.}$; $Y_{\text{sat.}} = 0.0336 \text{ Kg/Kg}$;

$h_e = 28.6 \text{ Kcal/Kg}$;

así:

$$L = 581124 \times \frac{1}{1 + 0.0215} \times (0.0336 - 0.0215)$$

$L = 6872.11 \text{ Kg/hora}$; más 10% por arrastre

$L = 7559.3 \text{ Kg/hora de agua.}$

2.- Estudio de los Condensadores de Llenado y Mantenimiento. Como se planteó, el problema de los condensadores se debió a las incrustaciones, además por otro lado la consideración de diseño equivocada de la temperatura de bulbo húmedo del aire de 21°C y de la temperatura mínima del agua fría de 25°C, ya que realmente estas temperaturas son de 25°C y 28°C, respectivamente.

Así, considerando que los condensadores podrían servir, se checará el Área de Transferencia y la Caída de Presión por el

lado de los tubos por donde circulará el agua; pero con la temperatura real mínima del agua fría 28°C; infiriendo por los resultados del estudio si se pueden usar o se tendrá que adquirir otros.

Así comenzaremos con el Condensador de Llenado:

El Area de Transferencia del Condensador de Llenado.

El calor a eliminar en el amoníaco es:

$$Q_{NH_3} = G (H_v - h_1) ;$$

Por lo que necesitamos los datos siguientes:

$$T_e = 84^\circ C; \quad H_v = 384 \text{ Kcal/Kg}; \quad P = 12 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T_s = 37^\circ C; \quad h_L = 79.6 \text{ Kcal/Kg}; \text{ de (6).}$$

$$G = 11743 \text{ Kg/hora}$$

$Q_{NH_3} = 11743 \times (384 - 79.6) = 3574569 \text{ Kcal/hora}$, más 10% por --- consideraciones de diseño:

$Q_{NH_3} = 3932026 \text{ Kcal/hora}$; si el agua entra a 28°C; calcularemos la temperatura de salida del agua, por medio de la ecuación:

$$t_s = \frac{Q_{NH_3}}{L C_p} = t_e$$

de donde:

$$Q_{NH_3} = 3932026 \text{ Kcal/hora}$$

$$L = 496000 \text{ Kg/hora de agua};$$

$$C_p = 1 \text{ Kcal/Kg}^\circ C \text{ del agua.}$$

$$t_s = \frac{3932026}{496000 \times 1} + 28^\circ C = 36^\circ C$$

Para calcular el Area de Transferencia:

$$A = \frac{Q_{NH_3}}{U_d \text{MLDT}_c}$$

donde:

$$q_{\text{NH}_3} = 3932026 \text{ Kcal/hora.}$$

$$U_d = \frac{1}{\frac{1}{U_L} + R_{di} + R_{do}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} + R_d}$$

Lo que es el coeficiente por el lado de la coraza no cambia con respecto al diseño original.

h_{io} (coeficiente por el lado del agua) está dado por la siguiente ecuación:

$$h_{io} = h_i \times \frac{DI}{De}$$

Donde:

$$\frac{h_i D}{k} = 0.027 \left(\frac{DG}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{c\mu}{k} \right)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Debido a que el caudal másico (G) tomado; es el considerado en el diseño original y a la constancia de las propiedades, como la viscosidad (μ), la capacidad calorífica (c) y la conductividad térmica (k); del agua provocada por la poca variación de las temperaturas de operación con respecto a las originales ($t_e = 23^\circ\text{C}$ y $t_s = 29^\circ\text{C}$; y actualmente $t_e = 28^\circ\text{C}$, $t_s = 36^\circ\text{C}$), podemos considerar que también que h_i conserva su valor original.

Por otra parte, como se intenta conservar el mismo equipo los Diámetros tanto interior como exterior, de los tubos no se han alterado y h_{io} no tiene variación considerable respecto a su valor en el diseño original.

Por lo anterior, es aceptable tomar el valor de U_d igual al considerado en el diseño original.

$$U_d = 513 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$\text{La MLDT} = \frac{(T_e - T_s) - (t_s - t_e)}{\ln \frac{T_e - t_s}{T_s - t_e}}$$

de donde: para el amoníaco

$$T_e = 84^\circ\text{C}; \quad T_s = 37^\circ\text{C} \text{ y en el agua } t_e = 28^\circ\text{C} \quad t_s = 36^\circ\text{C}$$

$$\text{MLDT} = 23.3^\circ\text{C}$$

$$R = \frac{T_s - T_e}{t_s - t_e} = 5.875; \quad S = \frac{t_s - t_e}{T_e - t_e} = 0.14$$

de la figura 9 (5)

$$F_t = 0.95$$

$$\text{MLDT}_c = 23.3^\circ\text{C} \times 0.95 = 22^\circ\text{C}$$

como :

$$A = \frac{Q_{\text{NH}_3}}{U_d \text{MLDT}_c} = 348.4 \text{ m}^2$$

que es satisfactoria ya que el Area de diseño del equipo disponible es de 500 m^2 ; se debe usar el mismo equipo a pesar de que está sobrado para evitar un gasto innecesario.

Las características del condensador disponible son:

tubos: 14 BWG, longitud 7.315 m.; DE = 0.019 m.

$$\text{DI} = 0.0148 \text{ m.}$$

Superficie por metro lineal = $0.0598 \text{ m}^2/\text{m}$.

El Area de flujo $a'_t = .000645 \text{ m}^2/\text{tubo}$.

$N_t = 830$; 2 pasos

Arreglo triangular de: 0.0254 m.

Coraza DI = 0.838 m. 4 pasos.

Calculamos la caída de presión por los tubos.

$$a'_t = 1.729 \text{ cm}^2/\text{tubo};$$

$$a_t = Nt a'_t/n = 0.072 \text{ m}^2.$$

$$G_t = W/at = 496000 / 0.072 = 6912675.8 \text{ Kg/hora m}^2.$$

$$V = Gt/3600 \times \rho_L = 6912675/3600 \times 1000 = 1.7 \text{ m/seg.}$$

La temperatura media del agua:

$$t_m = t_e + t_s/2 = 28 + 36/2$$

$$t_m = 32.15^\circ\text{C}$$

de la figura 10 (5)

$$\mu = 0.84 \text{ cps} \times 3.6 = 3.024 \frac{\text{kg}}{\text{hrm}}$$

$$\text{Ret} = DIGt/\mu = 0.0148 \times 6912675.8/3.024 = 34000;$$

con la figura 11 (5) el factor de fricción: $f = 0.0000029$ en UNIDADES métricas

$$(5) \Delta P_t = f G_t^2 n L / 4.5 \times 10^{11} \times DI \cdot s \cdot \phi_t$$

$$\Delta P_t = 0.3 \text{ Kg/cm}^2$$

la cte. 4.5×10^{11} resulta en función del uso de las unidades métricas.

La caída de presión de retorno:

$$\Delta P_r = (0.087 \times n/s) (V^2/2g)$$

donde la cte. 0.087 resulta en función del uso de las unidades métricas

$$\Delta P_r = 0.026 \text{ Kg/cm}^2 \quad \Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r = 0.56 \text{ Kg/cm}^2,$$

es satisfactoria.

Estudio técnico para el condensador de mantenimiento.

El calor a eliminar en el amoníaco es:

$$Q_{\text{NH}_3} = G(H_v - h_L);$$

para el cálculo necesitamos: la presión = 13 Kg/cm^2
 obteniendo de la tabla de las propiedades termodinámicas del ---
 amoníaco (6) y con las temperaturas $T_e = 104^\circ\text{C}$;
 $H_v = 399.8 \text{ Kcal/Kg}$; $T_s = 37^\circ\text{C}$; $h_L = 83.16 \text{ Kcal/Kg}$ y el -
 flujo $G = 2777 \text{ Kg/hora}$.

$$Q_{\text{NH}_3} = 879309.3 \text{ Kcal/hora};$$

más el 10% por consideraciones de diseño:

$$Q_{\text{NH}_3} = 967240 \text{ Kcal/hora.}$$

En el agua: $t_e = 28^\circ\text{C}$; obtenemos la temperatura de sali-
 da del agua por la ecuación:

$$t_s = \frac{Q_{\text{NH}_3}}{L C_p} + t_e$$

donde:

$$C_p = 1 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$$

$$L = 133000 \text{ Kg/hora}$$

$$t_e = 35^\circ\text{C.}$$

Para chequear el Area de Transferencia:

$$A = \frac{Q_{\text{NH}_3}}{U_d \Delta T_{LMTC}}$$

donde:

$$Q_{\text{NH}_3} = 967240 \frac{\text{Kcal}}{\text{hora}}$$

puesto que:

$$U_d = \frac{1}{\frac{1}{U_L} + R_{d1} + R_{d2}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{ic}} + \frac{1}{h_o} + R_d}$$

y $h_{ic} = h_i \times \frac{D_i}{D_o}$ del lado de los tubos que es de donde circula
 el agu

$$\frac{h_i D}{k} = 0.027 \left(\frac{D G}{M} \right)^{0.8} \left(\frac{C M}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{M}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Usaremos el valor de U_d considerado para el diseño original por la siguiente razón:

El caudal másico del agua (G), es el original; la viscosidad (μ), capacidad calorífica (c) y la conductividad térmica (k), que son función de la temperatura, pero la diferencia entre las temperaturas del diseño propuesto y el original son mínimas, por lo que hi puede considerarse sin variación.

Además de que al conservar el equipo las características de los tubos (DI diámetro interno y DE diámetro externo) no han cambiado, conservándose el mismo valor para hi.

Por otra parte no es definitivamente el mismo que en el diseño original, ya que por el lado de la coraza la única variación fué de 5 grados en la temperatura de salida del amoníaco lo que no afecta al coeficiente.

$$MLDT = \frac{U_d = 919 \text{ Kcal/hr m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{(T_e - T_s) - (t_s - t_e)} \ln \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e}$$

donde, para el amoníaco:

$$T_e = 104^\circ\text{C} \quad T_s = 37^\circ\text{C} \quad \text{y en el agua:}$$

$$t_e = 25^\circ\text{C}; \quad t_s = 35^\circ\text{C} .$$

$$MLDT = 30^\circ\text{C} \quad R = \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e} = 9.57$$

$$S = \frac{t_s - t_e}{T_e - t_e} = 0.09$$

la figura 12 (5), $F_t = 0.9$;

$$MLDT = 30^\circ\text{C} \times 0.9 = 27^\circ\text{C}$$

$A = 39 \text{ m}^2$; es satisfactoria porque el Area de diseño es de 60 m^2 .
 en el equipo disponible, se debe usar éste a pesar de que está sobrado para evitar gastos innecesarios.

Las características del condensador disponible son:

tubos 14 BWG; longitud 3.7 m. DE = 0.019 m; DI = 0.0148 m.

Superficie por metro lineal = $0.0598 \text{ m}^2/\text{m}$.

Area de flujo: $a'_t = 1.729 \text{ cm}^2/\text{tubo}$;

número de tubos $N_t = 170$ 2 pasos; arreglo triangular de 0.0254 m

Coraza DI = 38.73 cm.

Cálcul de de la caída de presión:

$$a_t = N_t a'_t / 10000 \times n = 0.0147 \text{ m}^2$$

$G_t = W/a_t$ donde:

$$W = 133000 \text{ Kg/hora}; \quad G_t = 9047619 \text{ Kg/hora m}^2.$$

$$V = G_t / 3600 \times \rho = 2.4 \text{ m/seg.}$$

La temperatura media del agua: $t_m = t_e + t_s/2$

$$t_m = 28 + 35/2 = 30.15^\circ\text{C}; \quad \text{de la figura 10 (5)} \mu = 0.8 \text{ cps} \times 3.6 = 3.024 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

$Re_t = DI G_t / \mu = 44934$; con la figura 11 (5) el factor de fricción: en UNIDADES métricas,

$$f = 3 \times 10^{-6}; \quad \Delta P_t = f G_t^2 L / 4.5 \times 10^{11} \times DI \times S \times \phi_t$$

$$\Delta P_t = 0.28 \text{ Kg/cm}^2$$

donde la cte. 4.5×10^{11} resulta en función de las unidades métricas donde la cte. 0.87 resulta en función de las unidades métricas.

La caída de presión de retorno:

$$\Delta P_r = (0.87 \times n/s) (V^2/2g)$$

$$\Delta P_r = 0.13 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\Delta P_{\text{total}} = \Delta P_t + \Delta P_r = 0.41 \text{ Kg/cm}^2$$

Por los resultados obtenidos del estudio técnico a los dos condensadores podemos inferir, que solo queda para que estos equipos funcionen bien dárles el adecuado mantenimiento.

El exceso de área a su vez nos garantiza que quede suficiente área de transferencia si se tuviese que taponar tubos incrustados con el agua usada actualmente.

3.- Selección de las bombas para la torre de enfriamiento

Para realizar la selección necesitamos especificar: el líquido a manejar: Agua; gravedad específica 1; el gasto a manejar en galones/minuto: 653304 lt/hora por 1 hora/60 minutos x 1 galón/3.785 Galones/minuto = 2876.4

$$(10) \text{ HP hidráulico} = \frac{\text{lt/min.} \times H \times s \times 8.33}{38889.65}$$

donde la cte. 3888.65 resulta en función de las unidades métricas.

Donde:

H es la cabeza de la bomba en m. de agua

$$H = 10 \text{ m. de agua/Kgcm}^2 \times P_T \text{ (Kg/cm}^2\text{)}$$

$$\Delta P_T = \Delta P \text{ equipo crítico} + \Delta P \text{ tubos} + \Delta P \text{ accesorios}$$

$$\Delta P \text{ equipo crítico} = .56 \text{ Kg/cm}^2;$$

ΔP tubos del apéndice B-14 (10), si sabemos que se manejan 2876.4 galones/minuto en la línea de 10 pulgadas de diámetro. ΔP tubos = 1.76 lb/in² en 100 pies, como el recorrido total en la planta es aproximadamente de 300 pies; P tubos = 0.1232 Kg/cm² x 3 = 0.369 Kg/cm²; si consideramos 50% de ΔP tubos para ΔP accesorios.

$$\Delta P \text{ accesorios} = 0.369 \text{ Kg/cm}^2 \times 0.5 = 0.1845 \text{ Kg/cm}^2 ;$$

por tanto:

$$\Delta P \text{ total} = (0.56 + 0.369 + 0.1845) \text{ Kg/cm}^2 = 1.1135 \text{ Kg/cm}^2.$$

$H = 10 \text{ m. de agua/Kg./cm}^2 \times 1.1135 \text{ Kg/cm}^2 = 11.135 \text{ m. de agua}$
 HP hidráulico = 11144 litros/minuto $\times 11.135 \times 1. \times 8.33/38889.65$
 HP hidráulico = 26.5 HP

de (10), HP real = ~~litros~~ litros/minuto $\times H \times s \times 1/3960 \times \text{ef. bomba}$
 HP real = 11144 lt./min. $\times 11.135 \text{ m de agua} \times 1/4651 \times 0.65 = 41 \text{ HP.}$
 donde la cte. 4.51 resulta en función de las unidades métricas.

Como son dos bombas cada una tendrá un motor de 50 HP, de las cuales una se usa para relevar a la otra.

4.- Dimensionamiento de la tubería para el sistema de enfriamiento propuesto de la figura 4, como se había especificado que se pretende conservar el diseño original para evitar gastos innecesarios en el dimensionamiento nos basaremos en el apéndice B-14 de Crane y con los criterios de caídas de presión y velocidad, (10).

Así: el caudal que pasa por la línea AE-1 es de 653304 lt/hora teniendo un diámetro de 25.4 cm. (10 pulg.) no se modifica y la línea AC-1 debe ser también de un diámetro de 25.4 cm (10 pulg) dado que el caudal que lleva AE-1 será la misma que se enfriará en la torre pasando por la línea AC-1.

La corriente que va por la línea AE-2, tiene un caudal de 9600 lt/hora + lt/hora + 496000 lt /hora = 514816 lt/hora el diámetro de la línea es de 20.32 cm (8 pulg).

Para la línea AE-2-1 con un caudal de 9600 lt/hora; el diámetro es de 3.8 cm (1.5 pulg).

Para la línea AE-2-2 con un caudal de 496000 lt/hora el diámetro es de 3.8 cm (1.5 pulg.)

Para la línea AE-3 se tiene un caudal de 1600 lt/hora + 3888 lt/hora + 133000 lt/hora = 138488 lt/hora; el diámetro es de 17.4 cm. (6 pulg).

Para la línea AE-3-1 con un caudal de 1600 lt/hora el diámetro es de 1.9 cm. (3/4 pulg).

Para la línea AE-3-2 con un caudal de 3883 lt/hora el diámetro es de 3.8 cm. (1.5 pulg).

Para la línea AE-3-3 con un caudal de 133000 lt/hora el diámetro es de 17.4 cm. (6 pulg).

Para la línea AC-2 con un caudal de 496000 lt/hora el diámetro es de 17.4 cm. (6 Pulg).

Para la línea AC-3 con un caudal de 9600 lt/hora + 9216 lt/hora + 1600 lt/hora + 3888 lt/hora = 24304 lt/hora el diámetro es de 7.6 cm (3 pulg).

Para la línea AE-1 con un caudal de 3077 lt/hora el diámetro es de 6.3 cm (2.5 pulg).

CAPITULO V

REPORTE DE COSTOS

El objeto de éste es el de analizar la conveniencia económica de aceptar la solución propuesta al Sistema de Enfriamiento de la Planta; reporte que se realiza en base a la cantidad de amoníaco que se recibe y los gastos que ocasiona la operación; así pues los gastos debido a la operación del equipo de enfriamiento serán el objeto del análisis.

Reporte de Costos Actual.

El agua de enfriamiento manejada es: 700 ton/hora que al año serán : 6132000 ton. al año; si vale: \$0.026 1/ton., el costo será:

$6132000 \text{ ton/año} \times 0.0261 \text{ \$/ton.} = 160045.2 \text{ \$/año.}$

Los gastos de Mantenimiento: (datos tomados de los reportes de la planta)

Mano de Obra exterior:	\$/año 361050
Refacciones:	309517
Mantenimiento Interior:	<u>346550</u>
TOTAL:	1 017117

Los Gastos de Energía Eléctrica:

Si son 2 bombas de agua de enfriamiento de 50 HP cada una; la potencia total será: $50 \text{ HP} \times 2 = 100 \text{ HP}$; en KW será:

$100 \text{ HP} \times .75 \text{ KW/HP} = 75 \text{ KW}$;

en una hora será:

75 KW/hora;

en un mes:

$75 \text{ KW/hora} \times 720 \text{ horas/mes} = 53712 \text{ KW/mes}$;

así el costo mensual será:

$$53712 \text{ KW/mes} \times 0.232 \text{ \$/KW} = 12461.2 \text{ \$/mes.}$$

Con el impuesto de 0.0242 \\$/KW; que en el mes será:

$$53712 \text{ KW/mes} \times 0.0242 \text{ \$/KW} = 1298 \text{ \$/mes.}$$

El costo total mensual de la energía eléctrica será:

$$12461.2 \text{ \$/mes} + 1298 \text{ \$/mes} = 13759 \text{ \$/mes}$$

El costo anual total de la energía eléctrica será:

$$13759 \text{ \$/mes} \times 12 \text{ meses/año} = 165108 \text{ \$/año.}$$

La amortización del equipo de enfriamiento es de 137358 \\$/año. (tomado del reporte de costos del diseño original)

Los Gastos Anuales son:

	\\$/AÑO
Agua de Enfriamiento	160 045.2
Mantenimiento:	1 017 117
Energía Eléctrica:	165 108
Amortización:	137 358
TOTAL:	<u>1 479 628</u>

Como el flujo de amoníaco es de 1/4 de la capacidad de la planta, en las condiciones actuales será

$$1000 \text{ ton/día} \times 1/4 = 250 \text{ ton/día;}$$

que en el año representa:

$$250 \text{ ton/día} \times 365 \text{ días/año} = 91250 \text{ ton/año.}$$

El costo de manejo por tonelada de amoníaco será:

$$1\ 479\ 628 \text{ \$/año} / 91250 \text{ ton/año} = 16.2 \text{ \$/ton.}$$

Reporte de Costos para la solución propuesta.

Solución Propuesta.- Representa la inversión en el siguiente equipo:

	\$/año
1 Torre de Enfriamiento:	693 100
2 Bombas para la Torre:	217 500
	<hr/>
TOTAL:	910 600

Los Gastos de Instalación e Instrumentación se consideran iguales al 15% del costo del equipo. (7):

$$910600 \times 0.15 = 136590 \$$$

Por tanto, el costo del equipo instalado será:

$$910 600 \$ + 136590 \$ = 1 047 190 \$$$

Los Gastos Fijos Anuales si se considera 10 años de vida-útil para el equipo la amortización (7) se obtiene de la siguiente ecuación:

$$1047190 (0.14/n - (1 + 0.14)^{-10}) = 200831 \$/año;$$

Los Gastos de Mantenimiento (7) se consideran iguales al 5% del costo del equipo, por tanto:

$$910600 \$/año \times 0.05 = 45530 \$/año.$$

Por tanto, los Gastos Fijos Anuales serán:

	\$/año
Amortización:	200 831
Mantenimiento:	45 530
	<hr/>
TOTAL:	246 361

El agua de repuesto ya la habíamos calculado:

$$7559.3 \text{ Kg/hr} \times \frac{1 \text{ ton}}{1000 \text{ Kg}} \times \frac{24 \text{ hr}}{1 \text{ día}} \times \frac{365 \text{ Días}}{\text{año}} = 66219.5 \frac{\text{ton}}{\text{año}}$$

Calculando los metros cúbicos por año el agua manejada será:

$$66219.5 \text{ ton/año} \times 1 000 \text{ lt/ton} \times 1 \text{ m}^3/1000 \text{ lt.} \times = 66219.5$$

como el costo de agua: 1.1 \$/M³; el costo del agua de repuesto -

será:

$$66219.5 \text{ m}^3/\text{año} \times 1.1 \text{ \$/m}^3 = 72841 \text{ \$/año.}$$

Las 2 bombas de la torre y el ventilador consumirán:

$$60 \text{ HP} + 50 \text{ HP} + 50 \text{ HP};$$

por tanto:

$$160 \text{ HP} \times 0.75 \text{ KW/HP} = 120 \text{ KW};$$

en una hora: 120 KW/hora; en un mes: 120 KW/hora x 720 hora/mes;

si se cobra 0.0242 \\$/KW mensualmente, así el impuesto mensual --

será = 86400 KW/mes; el costo mensual será:

$$86400 \text{ KW} \times 0.0242 \text{ \$/KW} = 2090 \text{ \$/mes}$$

el impuesto anual será:

$$2090 \frac{\$}{\text{mes}} \times 12 \frac{\text{mes}}{\text{año}} = 25090 \text{ \$/año.}$$

El consumo de energía eléctrica por mes:

$$120 \text{ KW/hora} \times 720 \text{ Hr/mes} = 86400 \text{ KW/mes y su costo será:}$$

$$86400 \text{ KW/mes} \times 0.232 \text{ \$/KW} = 20044.8 \text{ \$/mes que al año representa:}$$

$$20\ 044.8 \text{ \$/mes} \times 12 \text{ meses/año} = 240537.6 \text{ \$/año;}$$

el total:

$$(240537.6 + 25090) \text{ \$/año} = 265628. \text{ \$/año.}$$

Como el personal no crecerá los gastos de operación serán iguales: 346550 \\$/año; el gasto anual con la solución propuesta al sistema de enfriamiento será:

	\\$/año
Amortización:	200 831
Mantenimiento:	45 530
Agua de Repuesto:	72 841
Energía Eléctrica:	265 628
Gastos de Operación:	<u>346 550</u>
TOTAL:	931 380

Como el Equipo Calculado está diseñado para recibir 1000 toneladas al día, la terminal podrá trabajar con toda eficiencia y se calcula el flujo en un año, nos da: las toneladas de amoníaco manejadas por año.

$$1000 \text{ ton/día} \times 360 \text{ días/año} = 360\,000 \text{ ton/año.}$$

Calculando el costo por tonelada de amoníaco manejada, -- nos queda:

$$931380 \text{ \$/año} / 360\,000 \text{ ton/año} = 2.58 \text{ \$/ton.}$$

CAPITULO VI

CONCLUSIONES.

Con los resultados obtenidos en el Reporte de Costos en el que se calculó el costo por tonelada de amoníaco manejada en la terminal al máximo de eficiencia y capacidad, se infiere que la Solución Propuesta para el Sistema de Enfriamiento de la planta es conveniente por el aspecto técnico planteado y además que se obtiene un beneficio económico; ya que originalmente el costo -- por tonelada de amoníaco manejada es del orden de 16.2 \$/ton, tray bajando la planta a un cuarto de su capacidad, es decir, recibiendo 250 ton/día; el gasto anual sería del orden de:

$$250 \text{ ton/día} \times 365 \text{ días/año} = 91\ 250 \text{ ton/año.}$$

así el costo anual es de:

$$16.2 \text{ $/ton} \times 91250 \text{ ton/año} = 1\ 478\ 250 \text{ $/año.}$$

En cambio el costo por tonelada de amoníaco manejada con la solución propuesta sería, si se maneja 360 000 ton/año de amoníaco, siendo el costo por su manejo de 2.58 \$/ton que al año representa:

$$2.58 \text{ $/ton} \times 360000 \text{ ton/año} = 928800 \text{ $/año}$$

De lo anterior se deduce que se obtiene un beneficio por manejo de:

$$1478250 \text{ $/año} - 928\ 800 \text{ $/año} = 549\ 450 \text{ $/año.}$$

Por otro lado, se podrán vender 360 000 ton/año en lugar de 91250 ton/año; si se considera que el amoníaco se vende a 2500 \$/ton el incremento de entradas por venta de amoníaco será del orden de:

$$360\ 000\ \text{ton/año} \times 2500\ \$/\text{ton} - 91250\ \text{ton/año} \times 2500\ \$/\text{ton} \\ = 671\ 875\ 000\ \$/\text{año}.$$

Si obtenemos el beneficio total que estará formado del ahorro anual por el manejo del amoníaco con la modificación y el -- beneficio por el incremento de entradas en la venta del amoníaco, se obtiene:

$$549450\ \$/\text{año} + 671875000\ \$/\text{año} = 672\ 424\ 450\ \$/\text{año}.$$

Se puede inferir que es conveniente hacer la modificación ya que la productividad de la planta se incrementa, pues así trabajará a la capacidad diseñada.

Los beneficios técnicos serán también de gran importancia, ya que al no producir el agua potable incrustaciones y ensuciamientos, el equipo trabajará a temperaturas adecuadas, incrementándose así la vida útil; los períodos de mantenimiento más cortos y menos frecuentes, reduciéndose los costos de éste tal como se mostró.

Por otro lado, al analizar las consideraciones técnicas de los Condensadores de Llenado y Mantenimiento, se obtuvo que están sobrados para el servicio que prestarán; pero debemos considerar que se haría un desperdicio económico al desecharlos para adquirir los adecuados; además que la planta necesita trabajar para mantener sus costos de operación sin hacer otras inversiones; por esto se plantea trabajar en esas condiciones ya que solo se tendrá que dar mantenimiento para la limpieza de los tubos, el cual será de un costo mínimo en comparación con una inversión.

Se debe hacer notar que los diseños de Ingeniería Química requieren de un conocimiento fiel de las características y condiciones de la localización donde se encontrará una planta cualquiera.

Si es necesario requerir los servicios de compañías de diseño, nacionales o extranjeras, se debe hacer la entrega de datos de diseño en forma responsable y tener una supervisión de proyecto y diseño muy estricta para evitar malas consideraciones, que como en el caso de esta planta traen consigo pérdidas económicas posteriores.

	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	⑩
Flujo	3125	4327	3374	5478	5478	11740	11740	11243	11243	33338
Flujo	3333	2545	2215	522	322	690	690	690	690	2125
Flujo	1180	1130	1100	(17)	(17)	(37)	(37)	3333	3333	711
P. mmHg	21.5	4.14	.03	.03	4.45	4.14	1.2	1.2	1.2	.03
T °C	32.7	5	-33	-33	109	5	68	37	37	-33
Flujo	572	635	671	.89	.7	4.6	7.4	58.6	58.6	691
Flujo	14.6	48.45	7.1	555.8	404	34.5	58.4	27.6	14.6	7.1

FB-501 TANQUE DE ALMACENAMIENTO
 FA-503 TANQUE DE SUCCION
 G B-501 COMPRESOR
 EA 501 CONDENSADOR
 FA 501 ACUMULADOR FINAL
 FA 502 ACUMULADOR INTERMEDIO

SISTEMA DE LLENADO

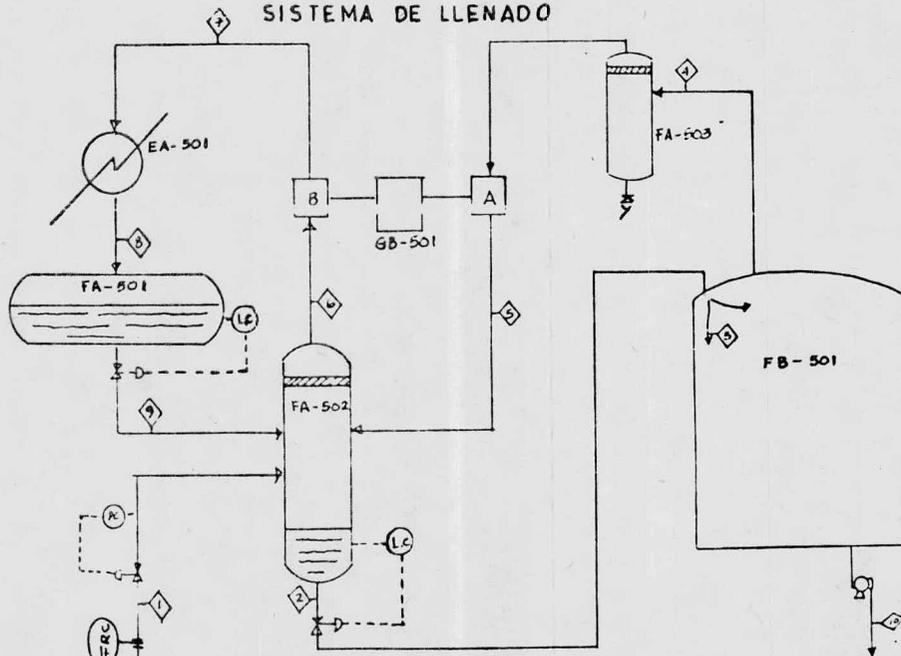


FIG 1a

diagrama de flujo
de proceso

Sistema de
llenado

	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦
W/h	45277	57719	5478	5478	2777	2777	2777
W/h	25458	22235	322	322	163.3	163.3	163.3
W/h	111	90.2	.11	.11	.081	.081	.081
W/h	2.4	.03	.03	2.4	2.4	13	13
T °C	-7	-33	-33	9.0	-7	10.4	37
W/h	648	641	.84	1.89	2.6	8	803
W/h	24.9	7.1	333	399	3483	379.8	83.16

FB-501 TANQUE DE ALMACENAMIENTO
 GB-502 COMPRESOR
 EA 503 CONDENSADOR
 FA 505 ACUMULADOR INTERMEDIO
 FA 504 ACUMULADOR FINAL

SISTEMA DE MANTENIMIENTO

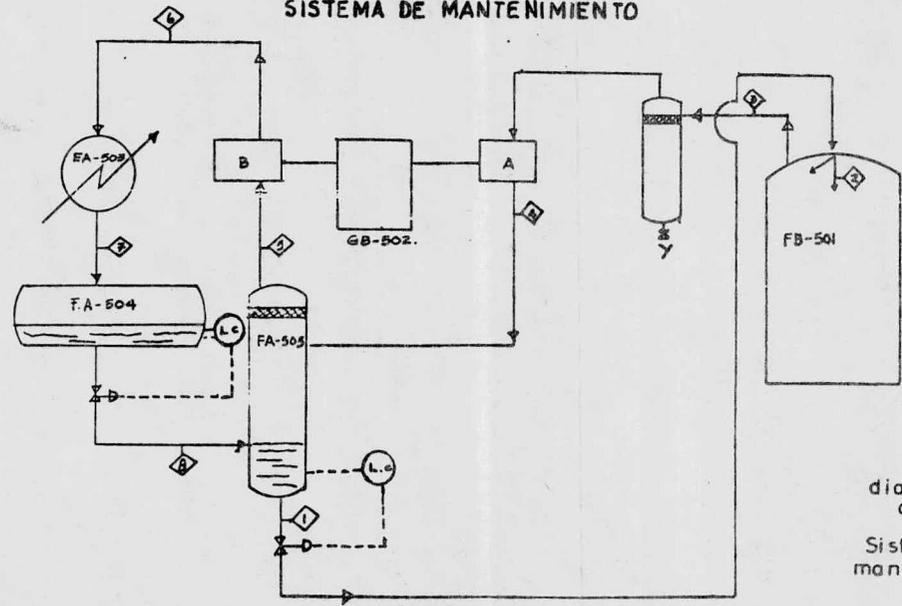
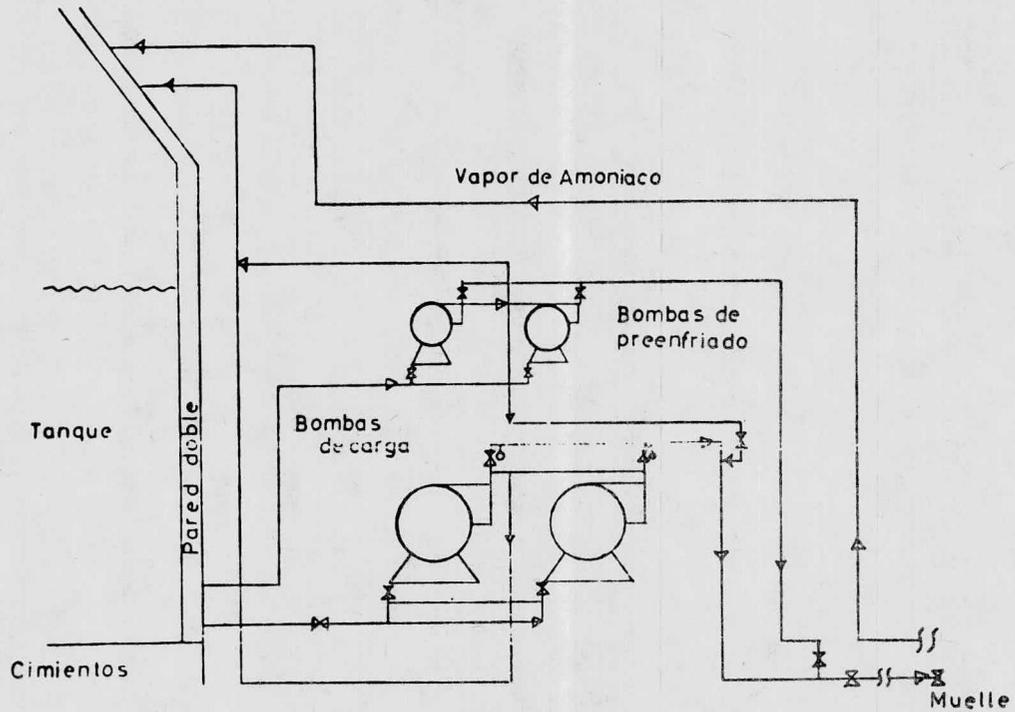


diagrama de flujo de proceso
 Sistema de mantenimiento

FIG 1b



CARGA A BARCOS

FIG: 2

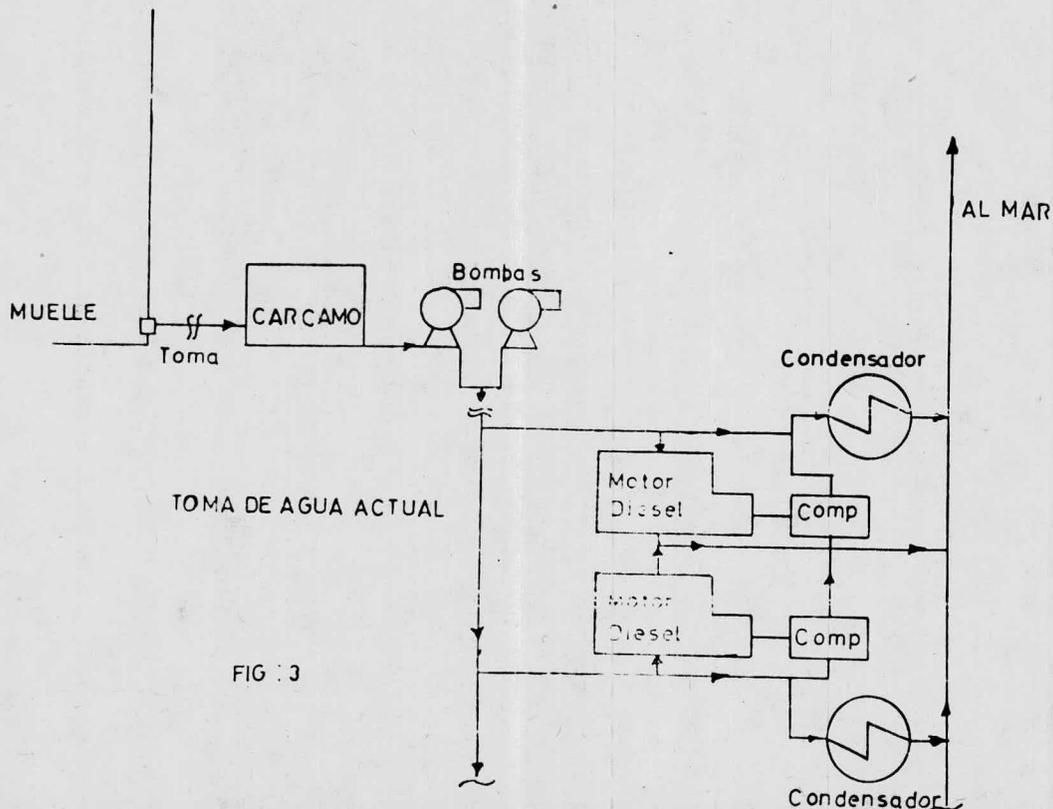
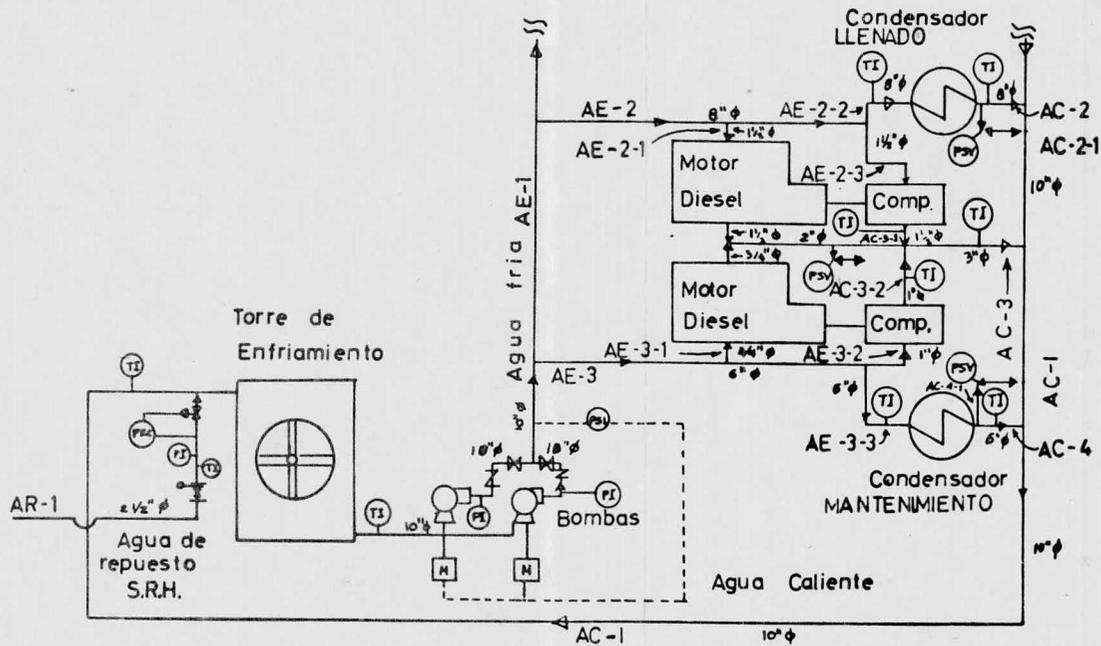


FIG : 3



TOMA DE AGUA PROPUESTA

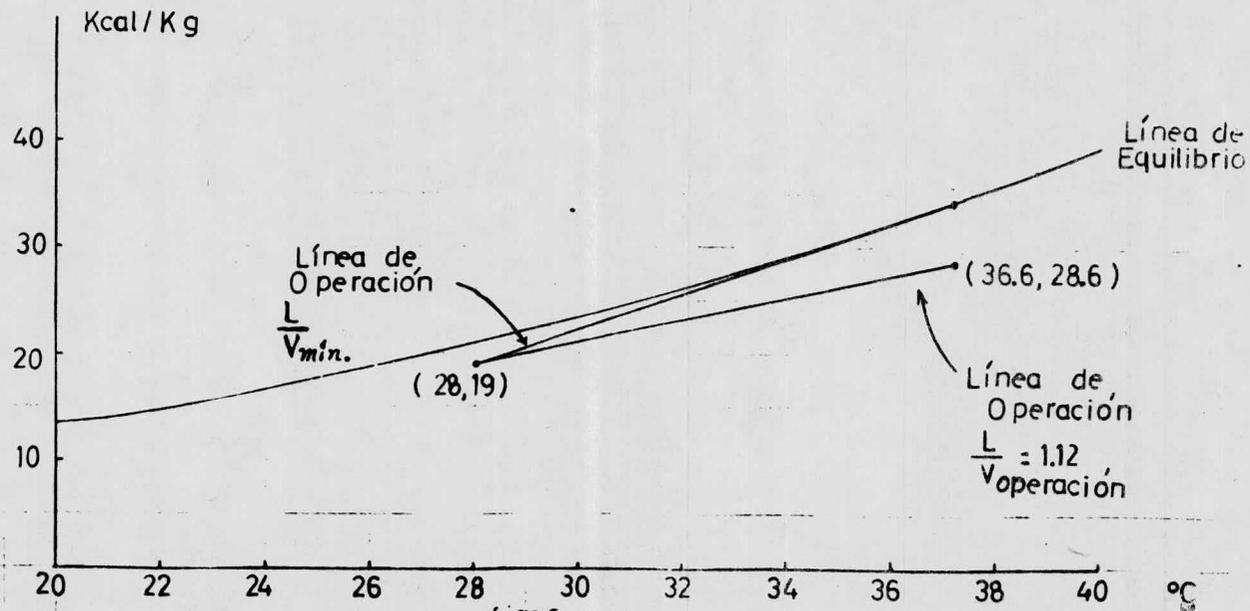


fig: 5

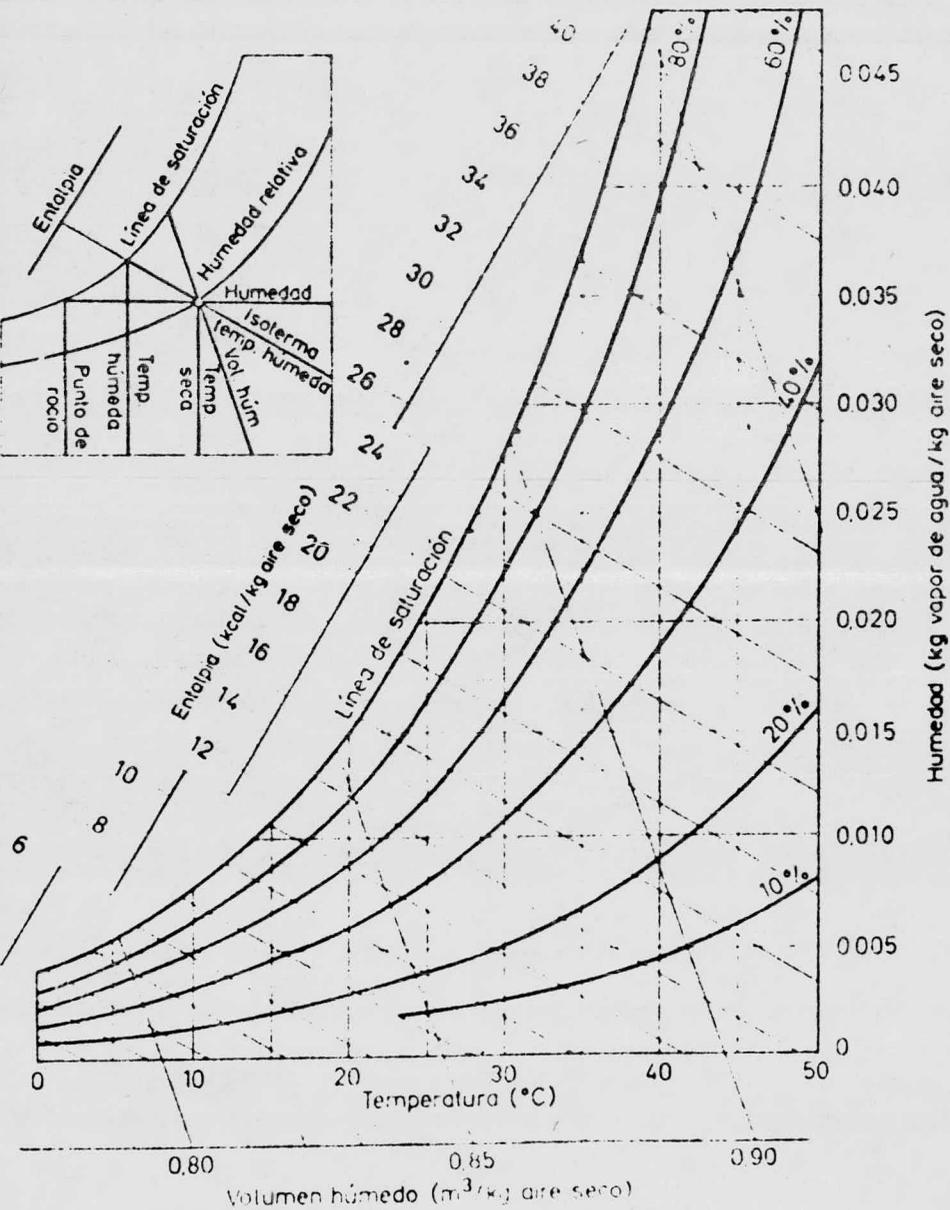


fig. 6

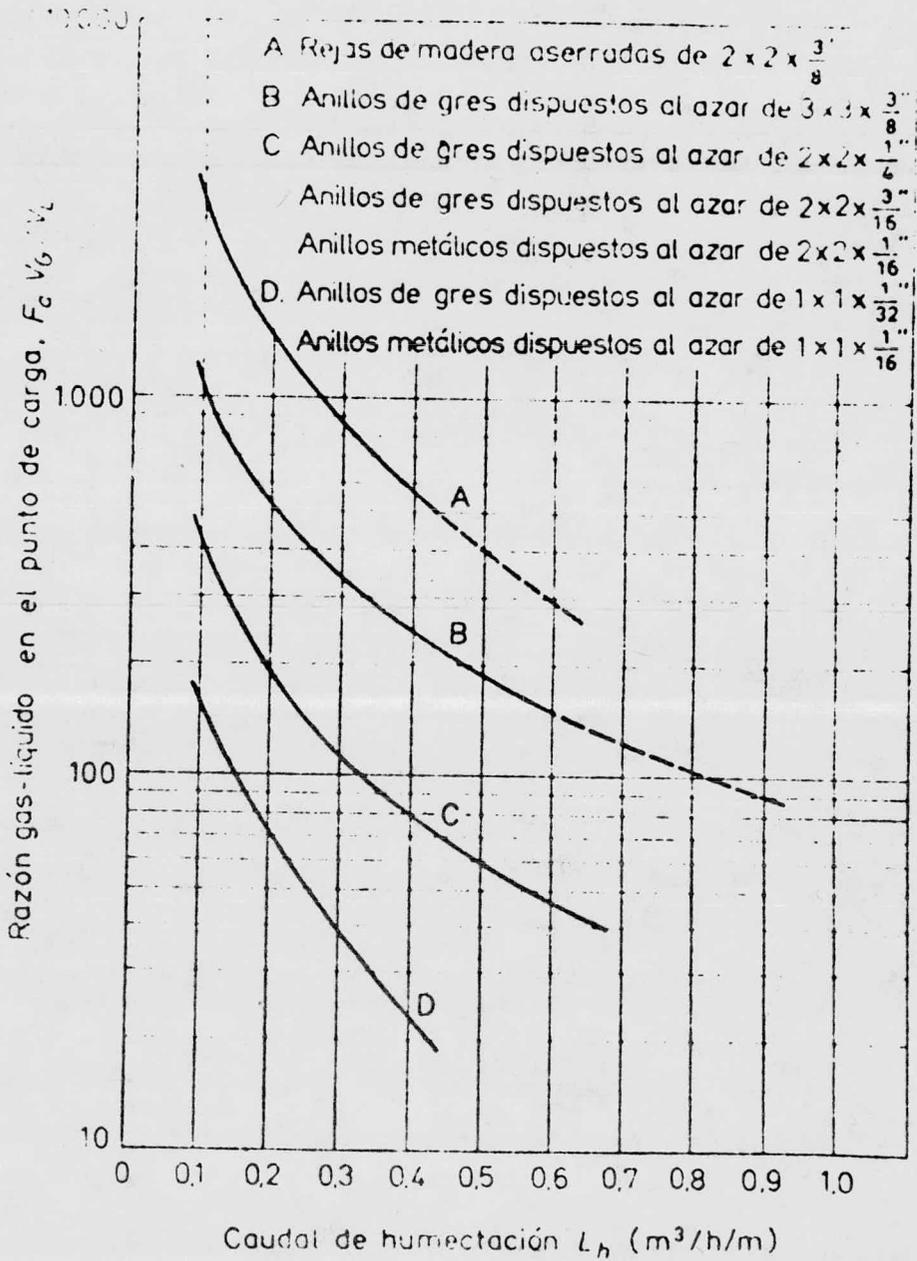
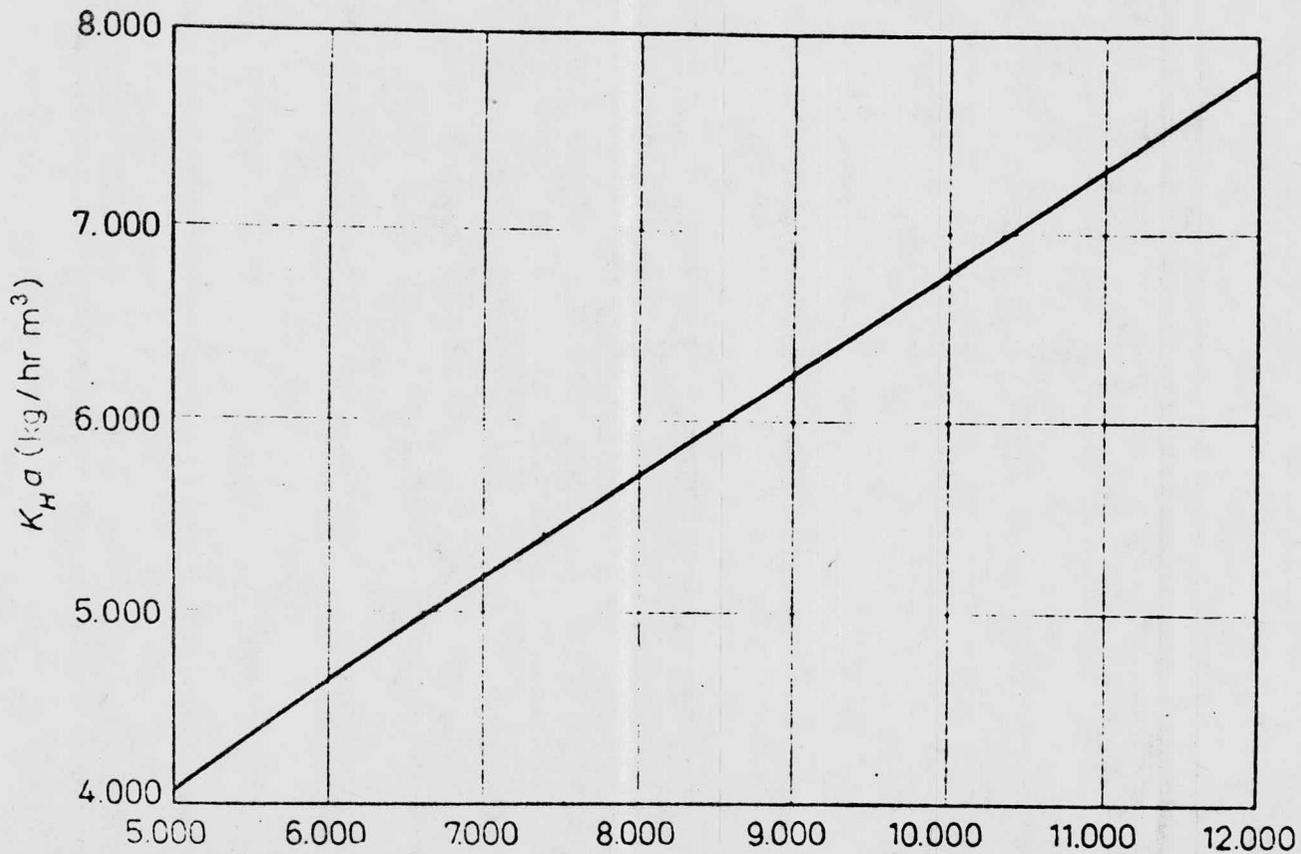
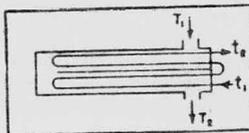
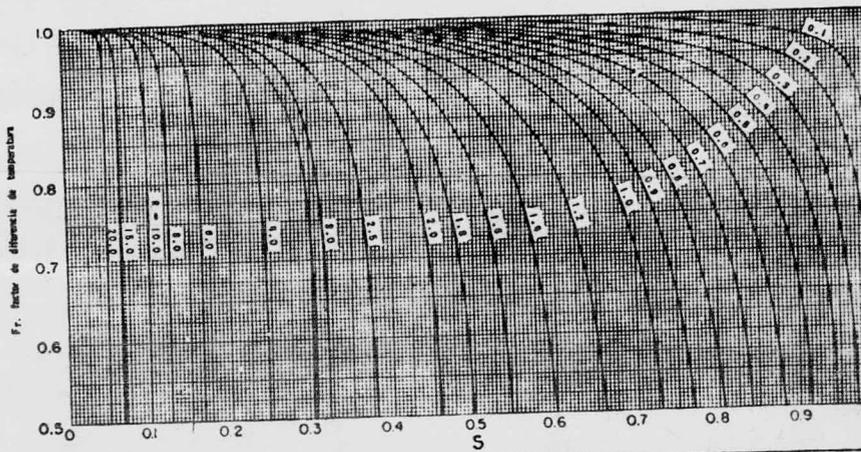


fig 7





Factor de corrección F_r para NDLT.
2 pasos en la carcasa, 4 o más pasos en los tubos

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

fig 9

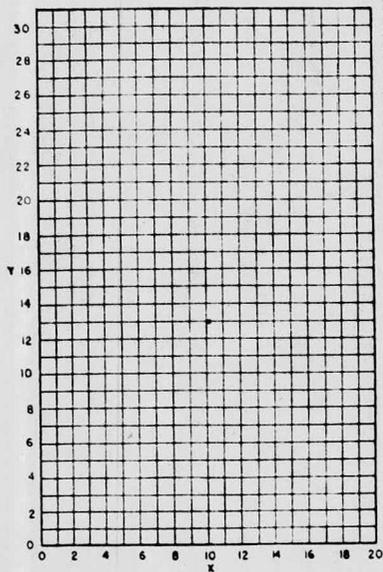
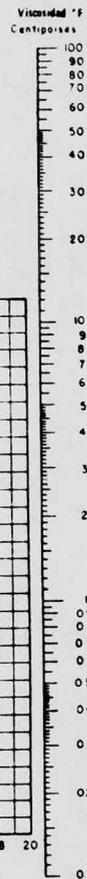
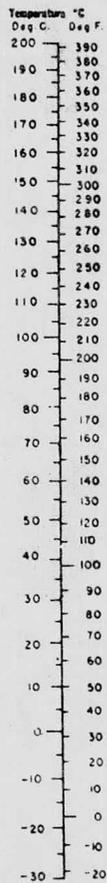
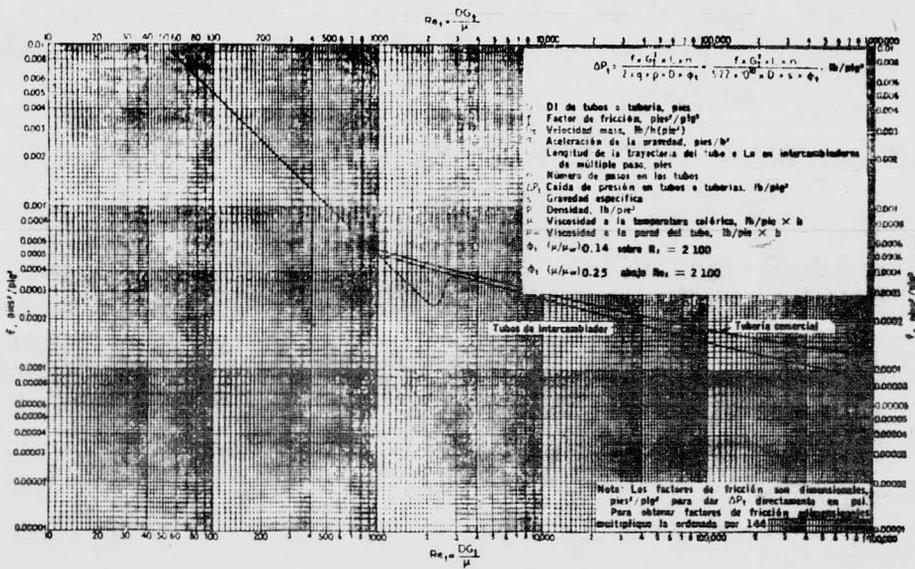
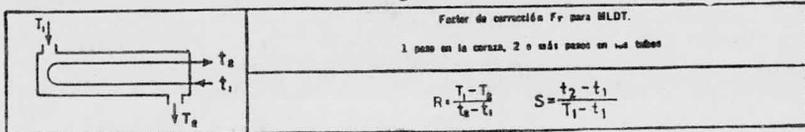
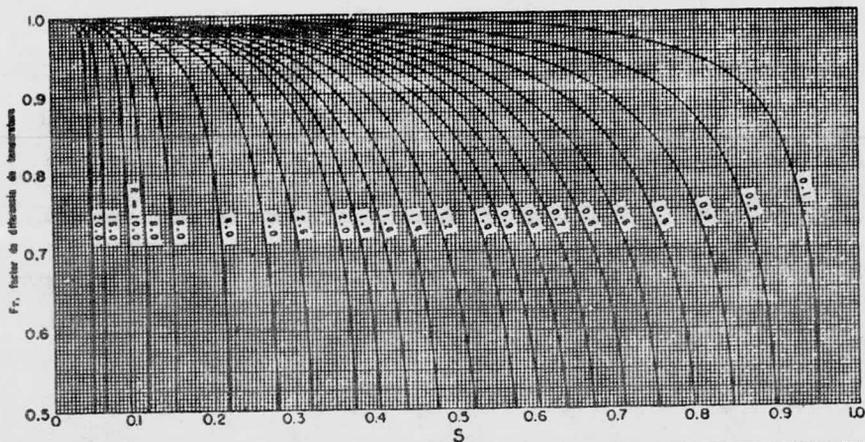


fig 10



Nota: Los factores de fricción son dimensionales, pies²/pie⁴ para dar ΔP_1 directamente en psi. Para obtener factores de fricción adimensionales multiplique la ordenada por 1.647.



Factor de corrección F_r para MLDT.
 1 paso en la correa, 2 o más pasos en los tubos

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

fig.12

B I B L I O G R A F I A

- 1.- Manual de Operación de la Planta Almacenadora de Amoníaco de Pemex en Salina Cruz, Oax.
- 2.- Manual de Operación de la Planta Productora de Amoníaco - en Cosoleacaque, Ver.
- 3.- Métodos de Cálculo en los Procesos de Transferencia de Materia por H. Sawistowski - W. Smith.
- 4.- Torres de Enfriamiento por Mc Kelvey y Brook.
- 5.- Procesos de Transferencia de Calor por Donald Q. Kern.
- 6.- Tablas de las Propiedades Termodinámicas del Amoníaco. U.S. Bureau of Standard C. 142, 1923.
- 7.- Process Engineering Economics por Herbert E. Schwyer.
- 8.- Mass Transfer Operations por Robert E. Treybal.
- 9.- Problemas de Ingeniería Química por Ocón - Tojo.-Volumen 1.
- 10.- Flow of Fluids. Through Valves, Fitting and Pipes. Technical Paper # 410.- Crane, Co.