

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

**Modificaciones al Sistema de Enfriamiento
del Equipo de Refrigeración de Amoniáco en
Salina Cruz, Oaxaca**

T E S I S

Que para obtener el título de :

INGENIERO QUIMICO

p r e s e n t a :

JESUS MIGUEL ESPINOSA ESCOBAR



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



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.

LAB. Tesis
AGE 1975
FECHA 1975
PROC. H.L. 98
8



QUIMICA

A MIS PADRES:

Sr. Miguel Angel Espinosa Benítez.
Sra. María Luisa Escobar de Espinosa.
Con inmenso agradecimiento y admiración
por la confianza depositada en mí.

A MIS HERMANOS:

Marta Guadalupe
María del Rosario
Mario Alberto
Luis Angel
Hugo Jaime
Gloria Elena y
Rosa Irma

A MI ESPOSA E HIJOS:

Sra. Rebeca Silva de Espinosa.

Miguel Angel y Carlos Eduardo

Espinosa Silva.

AL SR. ING.: LEONEL SIGUENZA ROBLES

Por su valiosa colaboración en
la realización de este trabajo.

A MIS FAMILIARES.

A MIS MAESTROS.

A MIS AMIGOS.

I N D I C E

	Pág.
INTRODUCCION	
Capítulo I GENERALIDADES Y JUSTIFICACION DE LA MODIFICACION AL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO	5
1.1. Finalidad de la Terminal	6
1.2. Capacidad de la Terminal	8
1.3. Descripción del Equipo	8
a) Tanque de almacenamiento	8
b) Compresores de llenado y mantenimiento	9
c) Motores de los compresores	11
d) Condensadores de llenado y mantenimiento	12
e) Acumuladores	12
f) Tanque de succión	13
1.4. Condiciones en que opera la terminal	13
1.5. Los problemas y sus análisis	21
a) Problemas en la toma de agua	22
b) Problemas de los compresores	25
c) Problemas de los motores	27
d) Problemas de los condensadores	29
Capítulo II MODIFICACIONES AL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO	31
2.1. Cambio del Sistema de enfriamiento de agua de mar a agua potable	32
2.2. Eliminación del sistema de enfriamiento por aceite en los motores diesel - por enfriamiento con agua	33
2.3. Sustitución de los cambiadores de calor utilizados para el enfriamiento - del aceite de chaquetas de los motores diesel	34
2.4. Sustitución del condensador del circuito de llenado por uno de mayor capacidad	37
2.5. Modificaciones al sistema de lubricación de los pistones de los compresores	40
2.6. Cambio del material de los anillos de los pistones de los compresores	41

	Pág.
Capítulo III	
CALCULO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO Y CAMBIADORES DE CALOR	44
3.1. Cálculo de la torre de enfriamiento	45
3.1.1. Determinación de la carga -- térmica	45
3.1.2. Cálculo del área de la sec-- ción de la torre	57
3.1.3. Cálculo de la potencia del ventilador de la torre de en- friamiento	57
3.1.4. Cálculo de la altura de la - torre	59
3.2. Cálculo del condensador de llenado	63
3.3. Cálculo de los cambiadores de calor	68
Capítulo IV	
CONDICIONES DE OPERACION CON EL NUEVO SIS- TEMA	77
Capítulo V	
ESTUDIO ECONOMICO	81
CONCLUSIONES	88
BIBLIOGRAFIA	90

INTRODUCCION

La demanda de fertilizantes, que continuamente ha ido creciendo, debido principalmente al mejoramiento de las técnicas de cultivo en nuestro país, ha traído como consecuencia el crecimiento de la industria de los fertilizantes ya sea creando nuevas plantas o ampliando las que actualmente existen.

Debido precisamente al continuo crecimiento de esta importante industria, la repercusión se ha manifestado directamente en los proveedores de las materias primas, que se han visto en la necesidad de incrementar su producción, para que de esta manera satisfagan los requerimientos de esta industria.

Pretendiendo proporcionar el mejor servicio posible y, siendo Petróleos Mexicanos el proveedor de amoníaco, una de las materias primas de mayor consumo en la industria de los fertilizantes, ha tenido a bien instalar nuevas plantas para la producción de esta materia prima, así como también ha mejorado considere

rablemente el sistema de producción de las ya existentes y aumentado su red de distribución.

Es por eso, que queriendo cooperar simultáneamente con el objetivo de Petróleos Mexicanos, o sea, el de prestar un me-jor servicio, se ha realizado este presente estudio en el que se sugieren algunas modificaciones al sistema de refrigeración de la terminal de amoniaco de Salina Cruz, Oaxaca, para aumentar el rendimiento de la misma, la cual está destinada específicamente para proporcionar servicio de almacenamiento y distribución de este producto.

La terminal cuenta con un tanque de almacenamiento con capacidad para 20,000 toneladas, con un sistema de bombeo para el llenado de barcos con un régimen de 500 toneladas por hora. Además está diseñada para una capacidad de recibo de 900 ton/día.

El rendimiento de la terminal, por lo que respecta al re-cismo de amoníaco, se ha visto afectado en forma negativa, debido a que durante su diseño se tomaron consideraciones que no fueron completamente representativas de las necesidades de opera-ción de la planta, así como también no se tomaron en cuenta o-tros factores técnicos importantes que han tenido como consecuencia directa el bajo rendimiento de la terminal elevando, por lo consiguiente, el costo de mantenimiento por tonelada de amoníaco manejado.

Actualmente el proyecto y la instalación adolece de ineficiencia por el uso de agua de mar, debido precisamente a las

incrustaciones y corrosiones que produce en el equipo de operación por su elevado contenido de sales en solución, así como el sistema de enfriamiento en circuito cerrado de los motores diesel y otros que describimos más ampliamente en el capítulo en -- donde se analizan los problemas.

Como se hiciera un análisis técnico de las causas de -- los diferentes problemas que motivaban la deficiente operación -- de la terminal, se llegó a la conclusión de que había necesidad de efectuar urgentemente algunas modificaciones a la misma, para que nos eliminara o redujera al mínimo, cada uno de los proble-- mas existentes, reflejándose todo esto en un aumento en el rendi-- miento general de la terminal, para lo cual se tenía que calcu-- lar el equipo necesario a emplear en dichas modificaciones y que nos ayudaría a disminuir considerablemente el costo de manteni-- miento por tonelada de amoníaco manejado, como se demuestra en -- el capítulo destinado al Estudio Económico.

CAPITULO I

GENERALIDADES Y JUSTIFICACION DE LA MODIFICACION

AL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

1.1 FINALIDAD DE LA TERMINAL

En concordancia a las técnicas de fertilización, la adición de nitrógeno al suelo puede llevarse a cabo directamente como amoníaco líquido o en forma de sólidos solubles ricos en nitrógeno, tales como el fosfato de amonio, sulfato de amonio, nitrato de amonio y urea, productos que se obtienen industrialmente a partir del amoníaco.

En nuestro país, el consumo de amoníaco para todos los usos, ha ido creciendo de 90,000 toneladas en 1956 a 482,000 toneladas en 1968, y el que se empleó en 1969 alcanzó la cifra de 542,000 toneladas, es decir, que en un período de 13 años el aumento ha sido de un 600% aproximadamente.

En los últimos 10 años, la tasa de crecimiento ha tenido un promedio de 15% anual. Recientemente se logró un aumento

en la capacidad para alcanzar el nivel actual mediante la construcción de dos unidades: una en Camargo, Chih. para 400 toneladas diarias y otra en Cosoleacaque, Ver. para 1000 toneladas diarias.

Petróleos Mexicanos no solo se ha concretado a construir plantas de amoníaco, sino que ha integrado un sistema para su almacenamiento y transporte con el propósito de poder acercar -- las cantidades de amoníaco requeridas en una forma masiva y económica.

Lo anterior garantiza que cuando se presentan los consumos de estación en las grandes áreas de riego, se disponga inmediatamente de los volúmenes necesarios.

El sistema lo constituyen seis tanques para almacenar - 20,000 toneladas de amoníaco en cada uno, manejándolo a una temperatura de - 27°C. Estos tanques son del mayor tamaño que se han construido al presente para el almacenamiento de amoníaco refrigerado.

Se cuenta, además de los tanques, con la tubería entre-Cosoleacaque, Ver. y Salina Cruz, Oax. denominada "amoniacoducto" capaz de transportar 1000 toneladas de amoníaco líquido, que son recibidas para su almacenamiento y distribución posterior por medio de embarcaciones que están acondicionadas para este menester, al mercado de la costa del pacífico, siendo por lo consiguiente la principal finalidad de la terminal.

1.2 CAPACIDAD DE LA TERMINAL

La terminal de almacenamiento y distribución de amoníaco líquido de Salina Cruz, Oax. fué diseñada para una capacidad de recibo de 1000 toneladas de amoníaco por día y para poder entregar a barcos con un flujo de 500 toneladas por hora contando con un tanque de almacenamiento con capacidad de 20,000 toneladas.

1.3 DESCRIPCION DEL EQUIPO

Las principales partes de que está constituida la terminal de almacenamiento y distribución de amoníaco las describiremos de la siguiente manera:

- a.- Tanques de almacenamiento
- b.- Compresores de llenado y mantenimiento
- c.- Motores de los compresores
- d.- Condensadores de llenado y mantenimiento
- e.- Acumuladores
- f.- Tanque de succión.

1.3.a TANQUE DE ALMACENAMIENTO.

El tanque de almacenamiento (FB - 1101) instalado en la terminal de Salina Cruz, Oax. con capacidad para 20,000 toneladas de amoníaco líquido está acondicionado y equipado de acuerdo con las técnicas más modernas para esta finalidad.

El tanque está constituido por una doble pared con el -

fin de evitar una fácil transmisión de calor que nos provocaría una evaporación excesiva dentro del mismo, que traería como consecuencia que la terminal estuviera continuamente funcionando.

Por lo que respecta a los cimientos del tanque, decimos que tiene una cimentación que está equipada con un control de temperatura para evitar las tensiones que se pudieran producir en el fondo del mismo debido a las bajas temperaturas de trabajo y que nos ocasionaría serios deterioros en el fondo del tanque.

Además cuenta con un sistema de alarmas que están calibradas para funcionar de acuerdo con las condiciones de trabajo que se presenten y que posteriormente describiremos.

1.3.b COMPRESORES DE LLENADO Y MANTENIMIENTO.

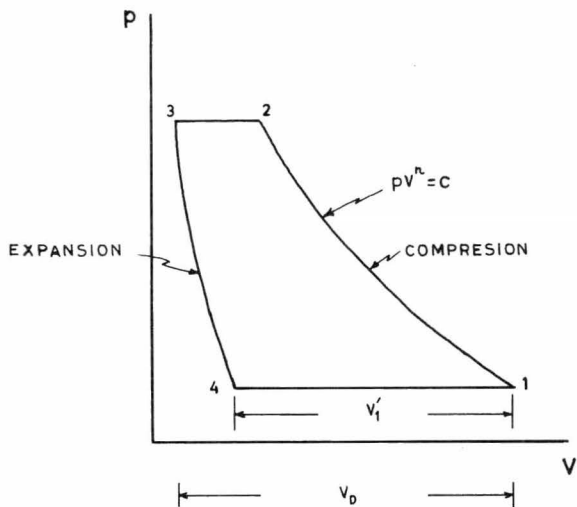
El equipo de compresión lo componen cuatro compresores-Cooper Bessemer, de los cuales dos están destinados para el circuito de mantenimiento y dos para el circuito de llenado.

Los compresores para mantenimiento están constituidos por dos cabezotes, uno que corresponde al primer paso de compresión y el otro para el segundo. El primer paso de compresión cuenta con un pistón de 48.26cm (19") de diámetro y una carrera de 22.86 cm (9").

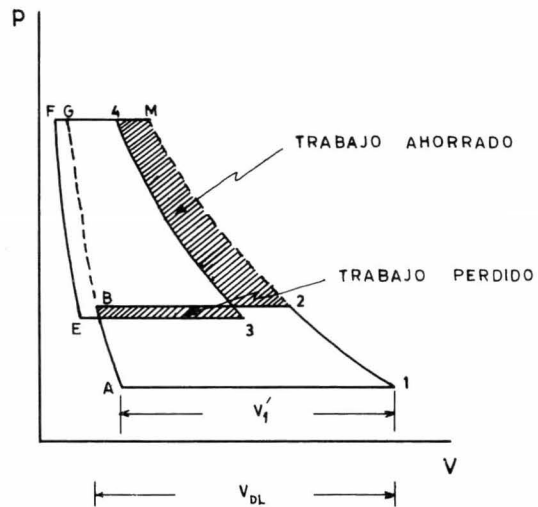
Para el segundo paso, el pistón tiene un diámetro más pequeño. Pues solo tiene 33.86 cm (13"), siendo la carrera igual que para el primer paso, o sea de 22.86 cm (9").

Lógicamente, los compresores para el circuito de llena-

COMPRESION SIMPLE



COMPRESION ESCALONADA



VENTAJAS DE LA COMPRESION ESCALONADA A LA COMPRESION SIMPLE

do resultan ser de mayor tamaño, pues el primer paso de compresión cuenta con un pistón de 55.82 cm (22") de diámetro, siendo la carrera igual a la de los pistones del circuito de mantenimiento, o sea, de 22.86 cm (9"), y el segundo paso con pistones de 34.29 cm (13.5") de diámetro y una carrera de 22.86 cm (9").- Estos compresores son dobles, es decir, que cada compresor tiene dos primeros pasos y dos segundos pasos.

1.3.c MOTORES DE LOS COMPRESORES.

Existen cuatro motores que generan el movimiento de los compresores y son de dos tipos: tres motores diesel y un motor eléctrico.

La energía suministrada a los compresores del circuito de llenado es proporcionada por dos motores diesel iguales de 8-cilindros, W - Allen, que desarrollan una potencia de 760 H.P. a una velocidad de 550 rpm.

En lo referente al circuito de compresión de mantenimiento se cuenta con un motor diesel de 4 cilindros que nos entrega 282 H.P. a una velocidad de 550 rpm. para uno de los compresores, y para el suministro de fuerza motriz del otro compresor, contamos con un motor eléctrico Mather y Platt, que nos proporciona una potencia de 300 H.P. a una velocidad de 505 rpm. -- trabajando con tres fases, 45 amp. de corriente y una diferencia de potencial de 4160 volts.

1.3.d CONDENSADORES DE LLENADO Y MANTENIMIENTO.

En la terminal existen dos condensadores para vapor de amoníaco. Uno destinado para el circuito de llenado que tiene una capacidad para condensar de 12,450 Kg/hr (dato de diseño) y el restante para el circuito de mantenimiento, con una capacidad de condensación de 1610 Kg/hr de amoníaco.

Como agente enfriador para estos condensadores se utiliza agua de mar, que la proporciona el sistema de bombeo del cárcamo de la terminal.

1.3.e ACUMULADORES.

Existen en la terminal dos tipos de acumuladores que desempeñan funciones diferentes: acumuladores finales y acumuladores intermedios.

Los del primer tipo se utilizan para concentrar el amoníaco líquido obtenido en los condensadores de ambos circuitos, de llenado y mantenimiento, y que trabajan a la presión de los circuitos.

Los acumuladores intermedios, además de estar recibiendo el amoníaco líquido condensado, sirven como pasos intermedios de enfriamiento para el vapor caliente de amoníaco que proviene del primer paso de compresión de cada uno de los circuitos.

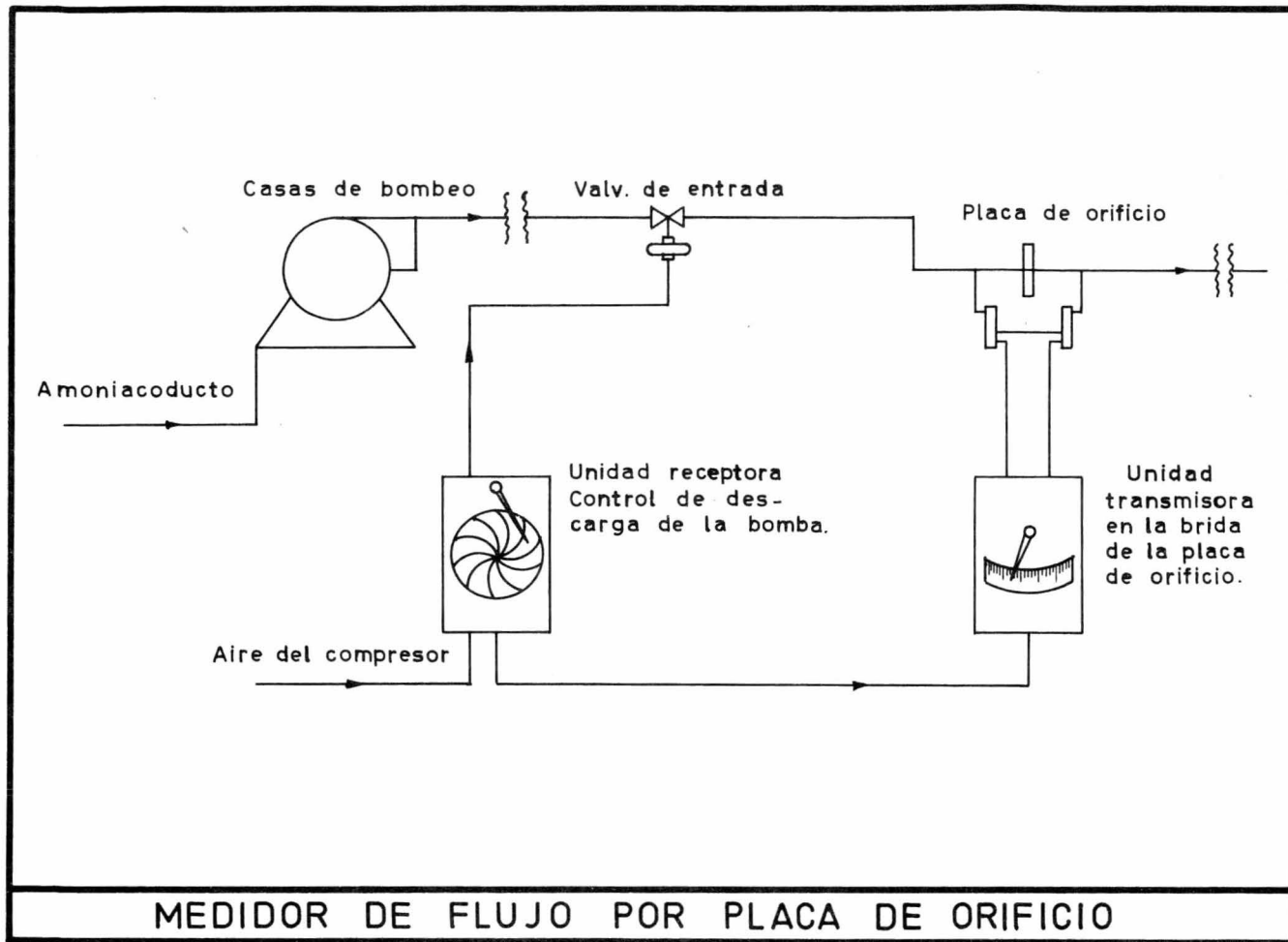
1.3.f TANQUE DE SUCCION.

Este recipiente, la función primordial que desempeña es la de ayudar a eliminar las vibraciones en las líneas, derivadas de la operación de los motores diesel y los compresores.

1.4 CONDICIONES EN QUE OPERA LA TERMINAL

El amoníaco líquido que proviene del complejo petroquímico de Cosoleacaque, Ver. a través del amoniacoducto, al llegar a la terminal de Salina Cruz, Oax., pasa primeramente a través de una trampa de diablos, posteriormente por un medidor de flujo de placa de orificio, enseguida por una válvula automática que nos sirve para controlar la presión de operación de la línea, que generalmente es de 30 Kg/cm^2 , continuando su flujo a través de un filtro y después por un registrador de flujo; por último, pasa por un control de presión en el que la presión es controlada a 21 Kg/cm^2 antes de entrar al tanque de rocío, tanque "flash" o acumulador intermedio del circuito de llenado, en donde la presión se abate de 21 Kg/cm^2 hasta 4.5 Kg/cm^2 , y que es utilizado para enfriar los vapores calientes de amoníaco provenientes del primer paso de compresión. El amoníaco líquido fluye de este recipiente al tanque de almacenamiento a control de nivel pasando antes por el separador de aceite.

Durante el bombeo y recorrido del amoníaco a través del amoniacoducto, este absorbe una cierta cantidad de calor, además del que absorbe en el interior del tanque de almacenamiento debido a que el aislante térmico no es perfecto, provocando todo este



MEDIDOR DE FLUJO POR PLACA DE ORIFICIO

calor, que se produzca una evaporación de amoníaco y traiga como consecuencia un aumento de presión dentro del tanque.

Previendo estos casos, el tanque cuenta con dispositivos de seguridad calibrados para operar a diferentes presiones.

En el interior del tanque debe conservarse la presión normal de trabajo que debe ser de 140 mm de agua, tomando como base esta presión para calibrar los dispositivos.

Si la presión interior del tanque rebasa la presión normal de trabajo y llega a 190 mm de columna de agua, inmediatamente sonará una de las alarmas señalando la anomalía y será necesario poner en operación el equipo de compresión de mantenimiento.

Si la presión aún continúa elevándose y llega a alcanzar un valor de 280 mm col. de agua, la parte del equipo de seguridad calibrado a esta presión, ocasionará que suene una alarma que nos indicará la necesidad de poner en operación el equipo de compresión de llenado.

Un aumento posterior de presión arriba de 280 mm col. de agua, provocará que la válvula de seguridad releve a la línea que conduce a la fosa de burbujeo.

Por el contrario, si la dificultad no consiste en un aumento de presión, sino en una disminución de la misma en el interior del tanque de almacenamiento, y se llegara a tener una presión de 39 mm de col. de agua, inmediatamente un rompedor de vacío consistente principalmente en un calentador eléctrico, eva

porará amoníaco, cuyos vapores se inyectarán posteriormente al interior del tanque hasta restablecer la presión normal de trabajo.

Cuando existe una mayor disminución de la presión dentro del tanque, o inclusive llegara a igualarse con la presión atmosférica, la válvula de rocío permitirá la entrada de aire de instrumentos hasta que se alcance la presión normal de trabajo en el interior del tanque de almacenamiento.

El tanque de la terminal cuenta con controles de temperatura, así como también, con indicadores de nivel, además de los controles de presión.

La parte anular del tanque se encuentra equipada con controles para alta o baja presión, lo mismo que para altas o bajas temperaturas. También se encuentran colocados controles de temperatura en los cimientos del tanque, con el propósito de evitar cualquier congelamiento que pueda ocasionar deformaciones perjudiciales en el fondo del mismo.

Cuando se presenta un aumento en la presión del tanque y se requiere la operación de alguno de los equipos de compresión, se sigue el proceso siguiente:

Por el domo del tanque de almacenamiento son sacados los vapores de amoníaco y llevados al tanque de succión o de choque, en donde estos vapores son calentados con amoníaco líquido que proviene del acumulador intermedio para que posteriormente sean conducidos a través de la línea de succión de los compresores.

res del tanque de pulsaciones de la entrada del primer paso, para pasar después al primer paso de compresión de donde salen a una temperatura de 120 °C y una presión de 6 Kg/cm² del circuito de llenado, y del primer paso de compresión del circuito de mantenimiento salen a una temperatura de 90°C y a una presión de -- 4.5 Kg/cm².

Tanto a la entrada como a la salida del primero y segundo paso de todos los compresores se tienen tanques de pulsación, por lo que, para fines de descripción del flujo, ya no mencionaremos estos recipientes y daremos por considerado el paso de los vapores de amoníaco por los mismos.

Los vapores que fluyen del primer paso de compresión -- son llevados al tanque flash o acumulador intermedio, en donde son enfriados al ponerlos en contacto con el amoníaco de la línea del amoniacoducto y con el amoníaco que proviene del acumulador final de cada uno de los circuitos hasta una temperatura de 5°C, en el circuito de llenado. La temperatura que se alcanza en el acumulador intermedio para el circuito de mantenimiento es de - 7°C.

Con el fin de proteger a los compresores, tanto a los acumuladores intermedios, como al tanque de succión, se les instaló un control de nivel para poder evitar que amoníaco líquido entre a los compresores, ya que ocasionaría la destrucción de estos equipos o cuando menos una falla mecánica cuya reparación resultaría muy costosa, debido precisamente a que los líquidos son **incompresibles**.

Si en estos recipientes el amoníaco llegara a rebasar - el límite al que están calibrados los controles de nivel, sonará una alarma e inmediatamente se activará el interruptor de seguridad que parará la operación de los compresores.

Los vapores frios que se obtienen en los acumuladores - intermedios, fluyen hacia el segundo paso de compresión de donde salen a una presión de 17 Kg/cm^2 y a una temperatura de $120 \text{ }^\circ\text{C}$ - en el circuito de llenado, y en el circuito de mantenimiento los vapores salen a una presión de 14 Kg/cm^2 y a una temperatura de $110 \text{ }^\circ\text{C}$.

Estos vapores son conducidos a los condensadores respectivos de cada circuito a estas presiones, en donde son enfriados con agua de mar hasta una temperatura de 32°C , pasando con esta misma temperatura al acumulador final, que es de donde se provee de amoníaco líquido al acumulador intermedio para enfriar los vapores provenientes del primer paso de compresión.

El amoníaco líquido que se empleó en el acumulador intermedio para enfriar los vapores que fluyen del primer paso de compresión, sale de estos recipientes a control de nivel pasando por el separador de aceites y finalmente es llevado al tanque de almacenamiento.

Los acumuladores finales cuentan con indicadores de nivel para verificar y controlar el nivel de amoníaco líquido en - estos recipientes, así como también con un sistema de venteo para los gases inertes que se disuelven en el amoníaco.

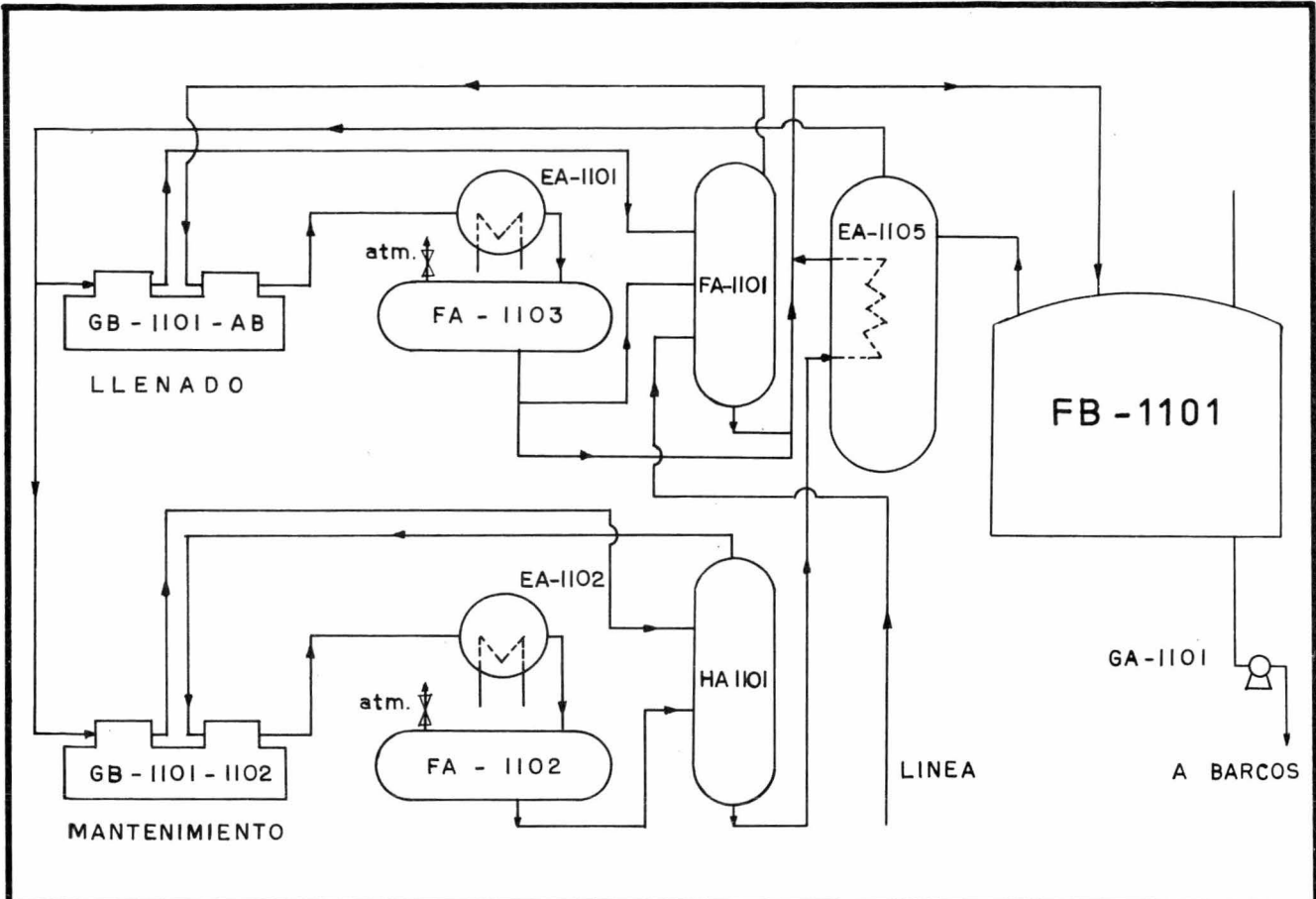
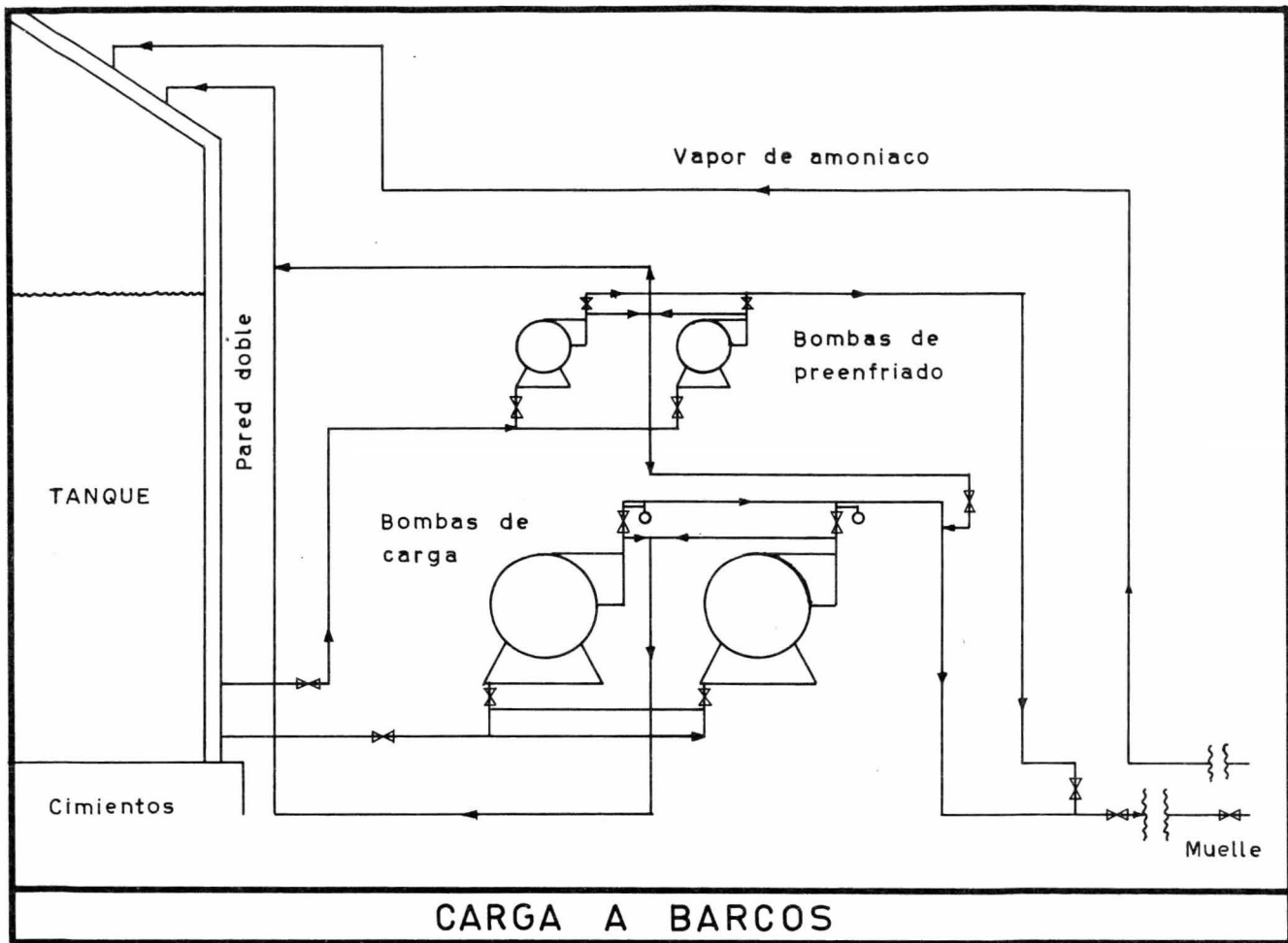


DIAGRAMA DE FLUJO



El amoníaco gaseoso y líquido que fluye a través de ambos circuitos, está representado en el Diagrama de Flujo.

Por lo que respecta al sistema de carga a barcos, principalmente está constituido por la línea de carga hasta la boquilla en el muelle, la línea de retorno de los vapores, las bombas de preenfriado de la línea de carga y las bombas de carga. Existe una válvula automática que puede controlarse desde el tablero o localmente y es la que permite el paso del amoníaco del tanque a la línea. Además este sistema de carga a barcos cuenta con una válvula de seguridad que retorna el amoníaco al tanque cuando hay un bloqueo brusco, evitándose de esta manera daños a la línea y al sistema en general.

Como información adicional diremos que el agua necesaria para enfriar las partes que así lo requieran, como son los compresores, el sistema de aceite estático para enfriar los motores diesel, los condensadores, el aceite lubricante de motores y compresores, etc., es proporcionado por tres bombas operando a una presión de 5.5 Kg/cm^2 a la temperatura ambiente.

1.5 LOS PROBLEMAS Y SUS ANALISIS

El agua de mar empleada como medio de refrigeración de la terminal de amoníaco de Salina Cruz, Oax., debido a su elevado contenido de sales disueltas, ha ocasionado serias anomalías en todo el equipo por donde circula y principalmente en aquellos lugares en donde existe un mayor intercambio de calor. Las principales fallas que se localizaron fueron las siguientes:

- a).- La formación de carbonatos en exceso con taponamiento de los conductos de refrigeración en las máquinas y taponamiento en los tubos de condensación en los condensadores.
- b).- Un excesivo calentamiento en todo el equipo de combustión Interna y altas presiones en los condensadores.
- Lo anterior trajo como consecuencia:
- c).- Paros periódicos de 3 a 5 días para realizar una limpieza a los condensadores.
- d).- Paros periódicos para la limpieza de los ductos de refrigeración del equipo de combustión interna.

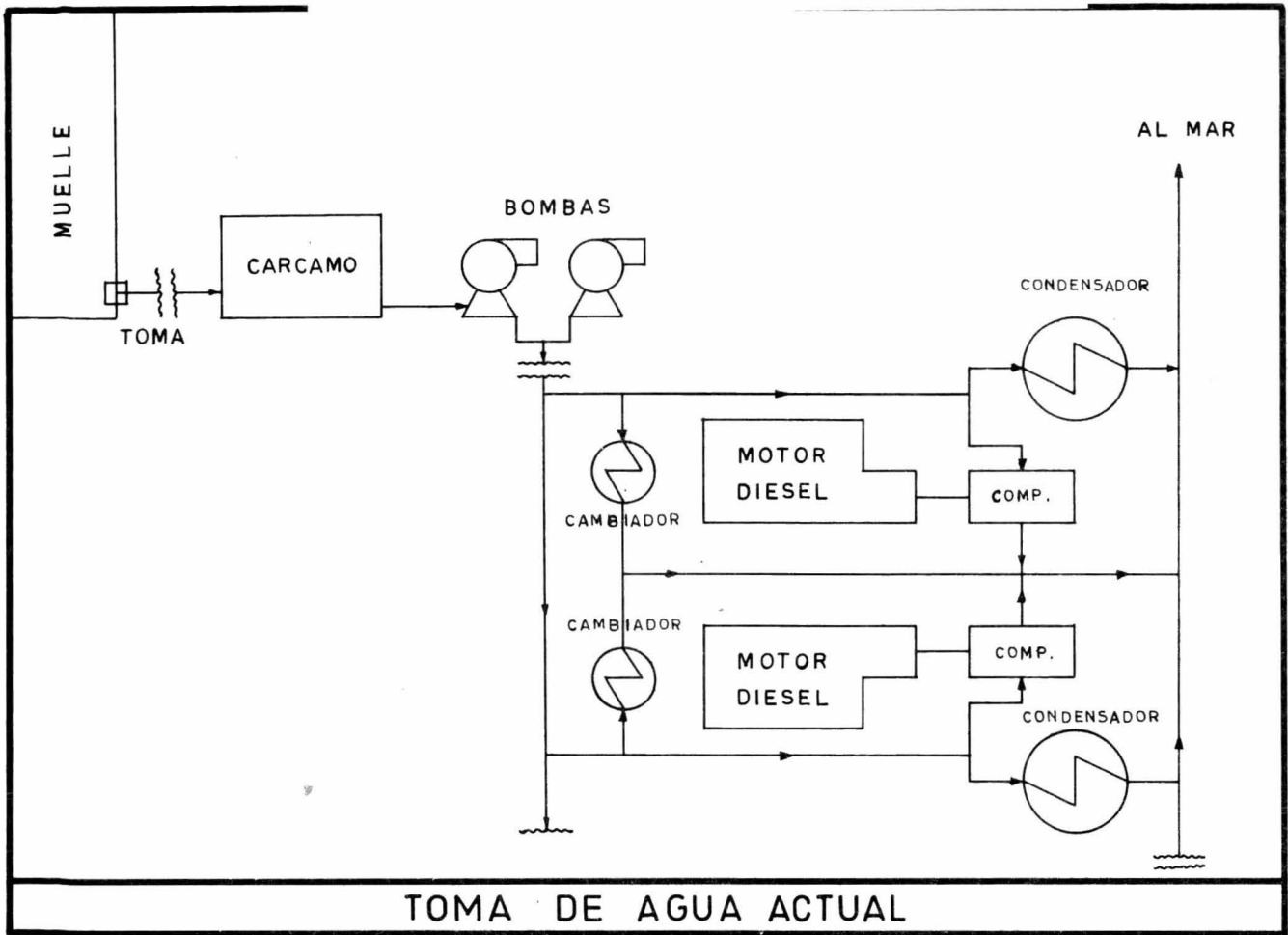
Concretamente, los problemas que generaron estas fallas y que analizaremos uno a uno, son los siguientes:

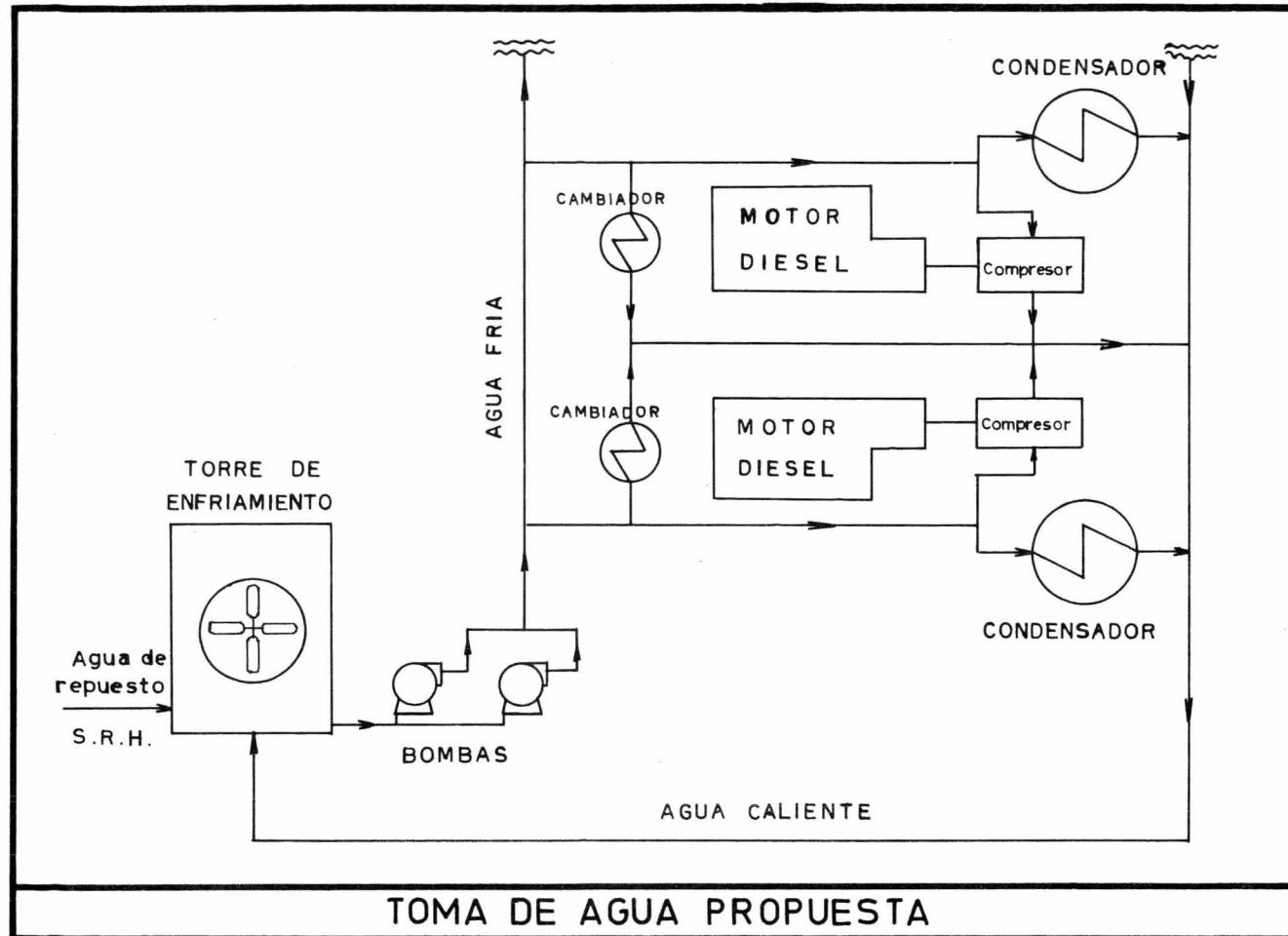
- 1.- Problemas en la toma de agua.
- 2.- " " los compresores.
- 3.- " " " motores.
- 4.- " " " condensadores.

1.5.a PROBLEMAS EN LA TOMA DE AGUA.

Debido a la escasez de agua de enfriamiento en la terminal, se ha tenido que reducir el gasto del recibo de amoníaco en algunas ocasiones y en otras hasta suspenderlo.

Esta escasez de agua se deriva precisamente de una mala consideración que se adoptó como representativa de las necesida-





des durante el diseño de la terminal, pues no se tomó en cuenta que los vientos predominantes en el puerto de Salina Cruz, son vientos continentales que soplan de Norte a Sur o de tierra hacia el mar.

En la esquina sur del puerto de abrigo se encuentra localizada la toma de agua, zona en la que el aire acumula tanta basura como sustancias insolubles en el agua arrojadas por los barcos, ocasionando la primera, la obstrucción de los filtros de la toma de agua, y lo segundo, el ensuciamiento excesivo de los conductos por donde debe circular el agua, obteniéndose por lo consiguiente, la acumulación de incrustaciones en todo el circuito de enfriamiento.

Ahora bien, otra de las consideraciones que no fué tomada en cuenta totalmente, fué el nivel mínimo de la marea. --- Cuando en algunos momentos baja su nivel considerablemente, nos deja al descubierto la entrada de la toma de agua, resultando en un deficiente abastecimiento para los requerimientos de la terminal.

1.5.b PROBLEMAS DE LOS COMPRESORES.

En los compresores no solo se cuenta con el problema de enfriamiento, sino que también con el de la lubricación insuficiente y el de los anillos de los pistones, por lo que los problemas aumentan en número.

El problema de enfriamiento se debe a que en las chaquetas de los compresores se encuentran presentes las incrusta-

ciones.

Cuando no es suficiente el agua de enfriamiento que circula por las chaquetas de los compresores, el calor en exceso -- que tienen que absorber el agua, hace que se produzcan evaporaciones de agua con la consecuente sedimentación de las sales que lleva en solución, formando las incrustaciones que son las que producen la corrosión y forman capas en los conductos, originando un coeficiente de transmisión muy bajo, lo que ocasiona que la temperatura de la máquina, en este caso la compresora, trabaje a temperaturas elevadas, que quedan fuera de las especificaciones de seguridad que nos indica el fabricante, ocasionando -- que continuamente se dispare la máquina por la alta temperatura, que para volver a restituir su funcionamiento, tenemos que esperar a que se enfríe totalmente.

El problema de la lubricación deficiente ha traído como consecuencia: el rayado de las camisas, rotura de las mismas, -- pistones deteriorados e inclusive fractura en los cabezotes de los compresores que han tenido que ser sustituidos totalmente, -- elevándose demasiado el costo de mantenimiento.

La lubricación de los cabezotes se realizaba por un solo orificio que se encontraba en la parte superior, cuando el lubricante llegaba a la parte inferior, su temperatura era demasiado elevada, con lo cual perdía todas sus propiedades, consumiéndose además por las altas temperaturas que prevalecían en el lugar y dejando residuos de carbón, los cuales se depositaban en los claros de los anillos, haciendo que estos se pegaran y evita

ran la lubricación completamente con las mismas consecuencias antes descritas.

El último problema de los compresores se localiza en -- los anillos de los pistones, fabricados con un material denominado Micarta, el cual no se adapta perfectamente a las condiciones de trabajo de los segundos pasos de los compresores porque dicho material se va deformando indefinidamente, absorbiendo las tolerancias entre anillos y pistones especificadas por los fabricantes, ocasionando que los anillos se peguen y originen más desperfectos en dichos compresores.

1.5.c PROBLEMAS DE LOS MOTORES.

Aunado a todos estos problemas, existe uno que debe tomarse muy en cuenta y es el que se refiere al enfriamiento de -- los motores de combustión interna diesel que son utilizados para mover los compresores.

El sistema de enfriamiento empleado por estos motores -- lo constituye un circuito cerrado por el cual circula el agente-enfriador que en este caso es el aceite.

Al absorber el calor excedente en las partes calientes-- del motor, este agente enfriador eleva su temperatura y este calor lo cede al agua de enfriamiento en un cambiador de calor.

El problema radica en que el aceite es incapaz de absorber todo el calor sobrante del motor, lo cual provoca que este -- trabaje a temperaturas elevadas fuera de las especificaciones --

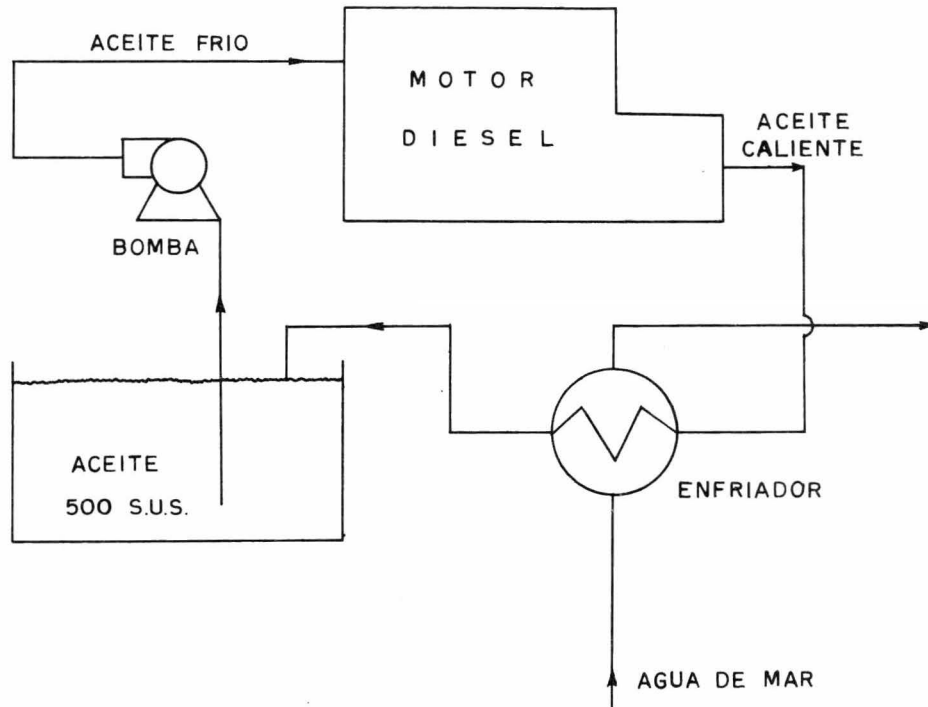


DIAGRAMA DE ENFRIAMIENTO DE MOTORES DIESEL

del fabricante y que el aceite lubricante se quemé, originando - residuos que ocasionan que los anillos se llenen de carbón, pe-
gándose, trayendo como consecuencia: camisas y pistones rayados, anillos rotos, etc., sobre todo, tener que parar la operación de la máquina, darle servicio de mantenimiento y finalmente restituirla nuevamente para su funcionamiento y operación.

En los motores de combustión interna se presenta otro - aspecto que es el problema de los cambiadores de calor. Estos - no tienen la superficie necesaria requerida para provocar la disuminución o abatimiento de la temperatura del aceite de chaquetas, además de que las incrustaciones producidas por el agua de mar, - por su bajo coeficiente de transmisión de calor, coopera a agravar más el problema, haciendo que el aceite entre a las chaqueutas de los motores nuevamente a temperaturas que no son adecuaudas.

1.5.d PROBLEMAS DE LOS CONDENSADORES.

Se han presentado los problemas de ensuciamiento excesuivo por las sales contenidas en el agua de mar en los condensadores de llenado y mantenimiento, y además, por las sustancias de desechos de los barcos absorbidas por el sistema que abastece a la terminal.

También, como lo demuestran los cálculos posteriores, - en el condensador de llenado se ha encontrado que no tiene la caupacidad suficiente para condensar los vapores de amoníaco provenientes de los compresores de llenado. Además, el material em-

pleado en los tubos no es el adecuado para trabajar con el amoníaco y agua de mar, ya que al estarse efectuando la limpieza y prueba hidráulica de los tubos, se encontró que una gran cantidad de estos tenían perforaciones originadas por la corrosión del amoníaco y del agua de mar.

CAPITULO II

MODIFICACIONES AL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

2.- MODIFICACIONES AL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.

Los estudios técnicos que se realizaron sobre el equipo actual, revelaron la imperiosa necesidad de efectuar urgentemente, de acuerdo a los problemas que se tienen, algunos cambios o modificaciones en la terminal, con el propósito de eliminar estos problemas o en su defecto reducirlos a un mínimo, con lo cual tendríamos como efecto una mayor eficiencia en toda la terminal.

2.1.- CAMBIO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE AGUA DE MAR A AGUA POTABLE.

De acuerdo a los problemas ocasionados, la primera modificación a la terminal que se sugiere es, la eliminación del sistema de enfriamiento de circuito abierto, cuyo agente enfriador lo constituye el agua de mar.

El sistema de circuito abierto lo sustituiríamos por uno de circuito cerrado en donde el elemento enfriador sería el agua potable que nos proporciona la Secretaría de Recursos Hidráulicos, agua que también contiene sales disueltas en solución, pero que por medio de un tratamiento de agua económico podríamos eliminarlas.

Este tratamiento se llevaría a cabo en la misma torre de enfriamiento que será necesario instalar para el enfriamiento del agua del sistema en circuito cerrado.

Con la instalación de este sistema se eliminarían los-

siguientes problemas: sabiendo que el contenido de sales en el agua potable es sumamente bajo y que se eliminarían casi totalmente en la torre de enfriamiento, todos los conductos por donde circula y principalmente en las zonas en donde se efectúan los mayores intercambios de calor, se encontrarían libres de incrustaciones prácticamente, con la consecuente transmisión de calor más eficiente y permitiendo al mismo tiempo que se eliminara el fenómeno de la corrosión que se presenta en gran escala en el sistema que emplea el agua de mar como elemento de enfriamiento.

Otras ventajas que se obtienen al realizar este cambio de sistema de agua de enfriamiento son: la que evita la contaminación del mar con sustancias nocivas en lo que respecta a su fauna, y el ahorro en el consumo de agua, debido a que este sistema emplearía el agua de repuesto únicamente para reponer las pérdidas que por evaporación, arrastre y derrame se originan en la torre de enfriamiento.

2.2 ELIMINACION DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO POR ACEITE EN LOS MOTORES DIESEL, POR ENFRIAMIENTO CON AGUA.

En los motores de combustión interna, por las ventajas que puede acarrear, procederíamos a la eliminación del enfriamiento de estos por aceite estático y la introducción del sistema de enfriamiento con chaquetas de agua.

El sistema emplearía la misma agua potable que nos proporciona la Secretaría de Recursos Hidráulicos ya tratada para evitar en los conductos las incrustaciones, además de que el

agua de repuesto no representaría un gasto considerable comparado con el costo del aceite, el cual se tiene que cambiar para la misma operación y además ya no se realizarían con tanta frecuencia las revistas de limpieza.

Es evidente que, una de las mayores ventajas obtenidas al efectuar este cambio, sería que al eliminar totalmente el aceite, así como las incrustaciones de aceite quemado en las zonas en donde se debe llevar a cabo el mayor intercambio de calor en los motores, se realizaría más libremente la transmisión de calor.

Con esto se conseguiría que los motores trabajaran a temperaturas indicadas dentro del margen de seguridad especificado por el fabricante, es decir, con una mayor eficiencia de los motores de combustión interna, reflejándose todo lo anterior en un aumento en la eficiencia de la terminal.

2.3 SUSTITUCION DE LOS CAMBIADORES DE CALOR UTILIZADOS PARA EL ENFRIAMIENTO DEL ACEITE DE CHAQUETAS DE LOS MOTORES DIESEL.

Se propone la eliminación de los enfriadores de aceite de chaquetas para evitar desperfectos en los motores diesel producidos por el mal enfriamiento, y en su lugar, la instalación de uno de mayor capacidad de enfriamiento, ya que para poder eliminar el calor excedente en el aceite, resultan insuficientes, como se demuestra a continuación en el balance total calorífico:

El aceite de las chaquetas lo sustituiremos por agua y-

un circuito abierto, lo que es lo mismo, el agua que es empleada se desecha, además, se determinó que cuando el motor trabaja a una velocidad de 550 rpm. la bomba de aceite de chaquetas nos -- proporciona un gasto de agua de $80 \frac{1}{\text{min}}$, o sea, $4800 \frac{1}{\text{hr}}$.

Contamos además con los siguientes datos:

Temperatura del agua a la entrada:

$$t_e = 28^\circ\text{C}$$

Temperatura del agua a la salida:

$$t_s = 86^\circ\text{C}$$

y el incremento de temperatura será:

$$\Delta t = t_s - t_e$$

$$\Delta t = 86^\circ\text{C} - 28^\circ\text{C} = 58^\circ\text{C}$$

El calor específico del agua a presión constante lo conocemos también y es:

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

El calor eliminado por el agua de chaquetas lo podemos determinar empleando la siguiente fórmula:

$$q_{ch} = w C_p (t_s - t_e)$$

sustituyendo valores:

$$q_{ch} = 4,800 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}} \times 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times 58^\circ\text{C}$$

En la expresión anterior los 4,800 Kg/hr son equivalentes a 4,800 l/hr porque un kilogramo de agua es igual a un litro de agua, o sea que su densidad es de 1 Kg/l.

Efectuando operaciones tenemos que el calor de chaqueta es:

$$q_{ch} = 278,400 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

Ahora, para poder deducir si los cambiadores de calor son apropiados o no, hacemos pasar el agua a través de estos registrando las temperaturas de entrada y salida y determinar el calor eliminado.

La temperatura de entrada a los cambiadores de calor es de:

$$t_{ec} = 86^{\circ}\text{C}$$

La temperatura de salida de los cambiadores es de:

$$t_{sc} = 68^{\circ}\text{C}$$

lo que nos da una diferencia de temperatura de:

$$\Delta t = t_{ec} - t_{sc}$$

$$\Delta t = 86^{\circ}\text{C} - 68^{\circ}\text{C} = 18^{\circ}\text{C}$$

Con esta Δt conocida, el calor específico del agua a presión constante y manteniendo constante el gasto de agua de chaquetas igual a 4,800 Kg/hr, procedemos a calcular el calor eliminado mediante la fórmula siguiente:

$$q_{cc} = w C_p (t_{ec} - t_{sc})$$

sustituyendo los datos tenemos:

$$q_{cc} = 4,800 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}} \times 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^{\circ}\text{C}} (86 - 68)^{\circ}\text{C}$$

$$q_{cc} = 4,800 \times 1 \times 18$$

$$q_{cc} = 86,400 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

Haciendo la comparación de los calores obtenidos ante--

riormente, observamos que el calor que se elimina en los cambiadores de calor nos representa un porcentaje muy bajo, por lo --- que se sugiere urgentemente realizar la sustitución de los mis--mos.

El porcentaje que representan estos cambiadores de ca--lor es:

$$\begin{aligned} \% &= \frac{q_{cc}}{q_{ch}} \times 100 \\ \% &= \frac{86,400}{278,400} \times 100 = 31 \\ \% &= 31 \end{aligned}$$

2.4 SUSTITUCION DEL CONDENSADOR DEL CIRCUITO DE LLENADO POR UNO DE MAYOR CAPACIDAD.

En el condensador de llenado se presenta la misma situación que se presentó en los cambiadores de calor. No solo tiene inconveniente de no poseer una capacidad necesaria para poder -- condensar todos los vapores de amoníaco que se manejan en los -- compresores de llenado, sino que además se encuentra muy dañado-- en los tubos, situación que es provocada por la corrosión y las--incrustaciones del agua de mar.

Lo anterior lo podemos demostrar, calculando primero el calor necesario por eliminar de los vapores de amoníaco prove---nientes del segundo paso de los compresores del circuito de lle--nado.

La temperatura de entrada al condensador es la misma -- temperatura de salida del compresor, y es de:

$$t_{ek} = 84 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (183.2 } ^\circ\text{F)}$$

La presión por el lado del amoníaco es:

$$P_k = 12 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \text{ (170.76psig)}$$

La temperatura del amoníaco líquido a la salida del condensador deberá ser de:

$$t_{sk} = 32 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (89.6 } ^\circ\text{F)}$$

La presión de salida es la misma que la presión de operación del circuito.

Trabajando los dos compresores de llenado, se maneja un flujo de:

$$w_a = 12,221 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}} \text{ (26,887 } \frac{\text{lb}}{\text{hr}})$$

Por medio de la fórmula siguiente determinamos el calor a eliminar:

$$q_k = w_a (H_V - H_L)$$

en donde H_V es la entalpia del vapor de amoníaco a la entrada -- del compresor y H_L es la entalpia del amoníaco líquido a la salida del condensador.

De las tablas de propiedades del amoníaco obtenemos el valor de la entalpia para una presión de 170.76 psig y una temperatura de 183.2°F:

$$H_V = 693 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

La entalpia del amoníaco líquido la obtenemos en las --

mismas tablas para unas condiciones de presión de 170.76 psig y una temperatura de 89.6 °F, este valor es de: -

$$H_L = 143.5 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

Conocidos los datos de w_a , H_V y H_L , los sustituimos en la fórmula en la forma siguiente:

$$q_k = 26,887 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} (693.0 - 143.5) \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

$$q_k = 26,887 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \times 549.5 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

$$q_k = 14,774,407 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Para efectos de diseño, a este resultado le agregamos un 10% lo que nos proporciona un valor de:

$$q_k = 14,774,407 + 1,477,440$$

$$q_k = 16,251,847 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Los cálculos anteriores se efectuaron en el sistema inglés porque contamos con tablas de propiedades de amoníaco únicamente en este sistema, por lo que el resultado lo transformaremos al sistema métrico, continuando así con este sistema el resto de las operaciones.

Multiplicando el resultado anterior por el factor de conversión de BTU a Kcal, obtenemos:

$$q_k = 16,251,847 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \times 0.252 \frac{\text{Kcal}}{\text{BTU}}$$

$$q_k = 4,095,455 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

Procederemos ahora a calcular el calor que es eliminado por el agua en el condensador de llenado.

La temperatura a la entrada del dondensador es de:

$$t_{aek} = 28^{\circ}\text{C}$$

La temperatura del agua a la salida del condensador es-
de:

$$t_{ask} = 32^{\circ}\text{C}$$

Sabiendo que el flujo de agua es de 496,000 Kg/hr, que su calor específico a presión constante es de 1 Kcal/ Kg^oC y que la diferencia de temperaturas es de 4°C, podemos calcular el calor que será eliminado por el agua de enfriamiento.

$$q_e = w C_p (t_{ask} - t_{aek})$$

$$q_e = 496,000 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}} \times 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^{\circ}\text{C}} (32 - 28) ^{\circ}\text{C}$$

$$q_e = 496,000 \times 1 \times 4$$

$$q_e = 1,984,000 \frac{\text{K cal}}{\text{hr}}$$

Comparando este calor eliminado con el calor que realmente se debe eliminar, concluimos que nos representa un porcentaje de:

$$\% = \frac{1,984,000}{4,095,455} \times 100 = 48.5$$

$$\% = 48.5$$

Obviamente, este bajo porcentaje nos conduce a que la sustitución de este condensador de llenado por uno de mayor capacidad, es necesaria.

2.5 MODIFICACIONES AL SISTEMA DE LUBRICACION DE LOS PISTONES DE LOS COMPRESORES.

En lo concerniente a la lubricación de los pistones de-

los compresores, se sugiere que la lubricación sea de una forma directa sobre las partes más afectadas, como son las camisas y pistones en la parte inferior de estos, por lo que debemos de practicar un orificio en la parte inferior del cabezote para que el lubricante penetre directamente a la zona requerida.

Como complemento de esta sugerencia, sería conveniente realizar en el costado de los cabezotes otras dos perforaciones, que estarían diametralmente opuestas, cubriendo así toda la periferia del pistón, eliminándose con esto la deficiente lubricación que prevalece en los compresores.

2.6 CAMBIO DEL MATERIAL DE LOS ANILLOS DE LOS PISTONES DE LOS COMPRESORES.

Las pruebas realizadas en los laboratorios de Pemex en Minatitlán, Ver. y que se presentarán más adelante, fueron determinantes para que inmediatamente se procediera a efectuar un cambio en el material de construcción de dichos anillos y poder eliminar totalmente el problema.

Por recomendaciones del fabricante y antes de efectuar las pruebas de laboratorio, la tolerancia en los anillos debería de aumentarse de 5 a 15 milésimas de pulgada, resultando esta medida del todo inútil, pues la ganancia en tiempo operable fué relativamente baja.

Se procedió posteriormente a aumentar la tolerancia en los anillos hasta llegar a 30 milésimas de pulgada, medida que

continuó siendo inútil puesto que los acontecimientos seguían -- siendo los mismos y no representaba ninguna ventaja la ganancia -- en tiempo operable.

Las pruebas de deformación en los anillos se procedió a realizarlas de la siguiente manera: ante un representante de la firma constructora se midió un anillo nuevo y uno usado, sometiénolos durante una hora a una temperatura de 120 °C a 140 °C en un baño de aceite "National 500 SUS" cuyas características -- son: índice de viscosidad de 42, temperatura de inflamación de -- 232 °C, color ASTM 3.0

Al término del lapso de tiempo se tomaron las medidas -- en milésimas de pulgada nuevamente, con los resultados siguientes:

PRIMERA PRUEBA

	ANILLO NUEVO			ANILLO USADO		
	Inicial	Final	Increm.	Inicial	Final	Increm.
Extremo	737	740	3	746	750	4
Medio	737	741	4	746	750	4
Extremo	737	739	2	746	750	4

SEGUNDA PRUEBA

	ANILLO NUEVO			ANILLO USADO		
	Inicial	Final	Increm.	Inicial	Final	Increm.
Extremo	740	748	8	750	756	6
Medio	741	747	6	750	756	6
Extremo	739	746	7	750	756	6

Hubo una tercera prueba que se realizó con un anillo --

usado a una temperatura de 140°C a 145°C obteniéndose el resultado siguiente en el mismo tipo de aceite:

Antes de la prueba	Durante la prueba	Después de la prueba.
750	758	752

De las pruebas descritas y realizadas anteriormente se llega a la siguiente conclusión: de que los anillos aún usados, siguen continuamente deformándose, por lo que se recomienda definitivamente hacer un cambio en el material de construcción de estos.

CAPITULO III

CALCULO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO Y CAMBIADORES DE CALOR.

3.1 CALCULO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

3.1.1. DETERMINACION DE LA CARGA TERMICA.

Para poder calcular las dimensiones que tendrá la torre de enfriamiento necesitamos conocer el valor del calor total que habrá de eliminarse del agua de enfriamiento, por lo que es necesario calcular el calor que el agua de enfriamiento debe eliminar de cada una de las principales partes de la planta, así como también del equipo auxiliar y que lo consideramos igual a un 20% del calor total de las partes principales.

A continuación mencionaremos las partes principales, de las cuales se tendrá que determinar el calor a eliminar:

- a) Motores diesel del sistema de llenado.
- b) Motores diesel del sistema de mantenimiento.
- c) Compresores del sistema de mantenimiento.
- d) Compresores del sistema de llenado.

- e) Condensador del sistema de mantenimiento.
- f) Condensador del sistema de llenado.
- g) Equipo auxiliar.

El valor del calor a eliminar del punto "a" lo obtenemos por medio del balance calorífico que se determinó para uno de los motores diesel del sistema de llenado en el capítulo anterior.

Este equipo lo constituyen dos motores diesel iguales, por lo que el calor total a eliminar será el doble del valor obtenido en uno de los motores, o sea:

$$q_{ch} = q_m$$

$$Q_m = 2 \times q_m$$

$$Q_m = 2 \times 278,400 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

$$Q_m = 556,800 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

Agregaremos un 10% más de su valor para efectos de diseño, por lo que tenemos:

$$Q_{tm11} = 556,800 + 10\%$$

$$Q_{tm11} = 556,800 + 55,680$$

$$Q_{tm11} = 612,480 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

valor que consideramos como:

$$Q_{tm11} = 613,000 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

Para el calor del punto "b", o sea, de los motores diesel sistema de llenado, consideraremos un valor igual a la tercera parte del calor a eliminar en uno de los motores diesel del sistema de llenado, esto es:

$$q_{mm} = \frac{qm}{3}$$

$$q_{mm} = \frac{278,400}{3} \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

$$q_{mm} = 92,800 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

valor que tomaremos igual a:

$$q_{mm} = 93,000 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

El punto "c" lo determinamos a partir de las temperaturas de entrada y salida de las chaquetas de los compresores y el flujo de agua que circula en ellos.

La temperatura de entrada del agua al compresor es:

$$t_e = 28^{\circ}\text{C}$$

y la temperatura de salida del agua de los compresores es:

$$t_s = 37^{\circ}\text{C}.$$

Conocemos también el flujo de agua en los compresores, y es:

$$w = 1944 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}}$$

El calor específico del agua sabemos que es igual a:

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

Empleando la fórmula:

$$q_c = wCp (t_s - t_e)$$

Y sustituyendo los datos conocidos encontramos el calor que se elimina en uno de los compresores de mantenimiento:

$$q_c = 1944 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}} \times 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} (37 - 28)^\circ\text{C}$$

$$q_c = 1944 \times 1 \times 9$$

$$q_c = 17,496 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

Como el equipo de compresión de mantenimiento lo constituyen dos compresores iguales, el calor total a eliminar de este equipo será:

$$Q_{cm} = q_c \times 2$$

$$Q_{cm} = 17,496 \times 2$$

$$Q_{cm} = 34,992 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

este valor lo aproximaremos a:

$$Q_{cm} = 35,000 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

Para el cálculo del punto "d" conocemos la temperatura de entrada del agua a los compresores de llenado que es:

$$t_e = 28^\circ\text{C}$$

y la temperatura de salida de la misma que es de:

$$t_s = 37^\circ\text{C}$$

Conocemos también el flujo de agua y el calor específi-

co que son respectivamente

$$w = 2304 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}} \text{ y } C_p = 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$$

Usando la fórmula:

$$q_{c11} = wC_p (t_s - t_e)$$

y sustituyendo valores tenemos:

$$q_{c11} = 2304 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}} \times 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} (37 - 28)^\circ\text{C}$$

$$q_{c11} = 2304 \times 1 \times 9$$

$$q_{c11} = 20,736 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

Este equipo de compresión está constituido por dos compresores dobles, por lo que el calor total que habrá que eliminar será de cuatro veces el valor obtenido, esto es:

$$Q_{c11} = 4 \times q_{c11}$$

$$Q_{c11} = 4 \times 20,736$$

$$Q_{c11} = 82,944 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

El calor total a eliminar en todo el sistema de compresión se obtiene sumando el calor eliminado en el sistema de mantenimiento y el calor eliminado en el sistema de llenado, o sea:

$$Q_c = Q_{cm} + Q_{c11}$$

$$Q_c = 35,000 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}} + 82,944 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

$$Q_c = 117,944 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

Para efectos de diseño, adicionaremos a este resultado-- un 10% de su valor, o sea:

$$Q_{ct} = 1.10 \times Q_c$$

$$Q_{ct} = 1.10 \times 117,944$$

$$Q_{ct} = 129,739 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

Valor que consideraremos como:

$$Q_{ct} = 130,000 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

El calor referente al punto "e", o sea, el que habrá que eliminar del condensador de mantenimiento lo podemos calcular por que conocemos la cantidad de amoníaco manejada en el condensador, las temperaturas de entrada y salida del amoníaco en el condensador y la presión de operación.

Este cálculo se efectuará en el sistema inglés por contar con tablas de vapor de amoníaco en este sistema y posteriormente se hará la conversión al sistema métrico para uniformizar unidades.

El valor del flujo de amoníaco gaseoso al condensador es de:

$$w = 1635 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}} = 3600 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

La temperatura de entrada del vapor de amoníaco al condensador es igual a:

$$t_e = 104^\circ\text{C} = 219.2^\circ\text{F}$$

Y la temperatura del condensado que sale es de:

$$t_s = 28^\circ\text{C} = 82.4^\circ\text{F}$$

La presión de operación es:

$$p = 10.2 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} = 145.1 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

Con estas condiciones de trabajo determinamos en las tablas de vapor de amoníaco los valores de las entalpías para el amoníaco vapor y líquido que son:

$$\text{Para } t_e = 220^\circ\text{F} \quad \text{y} \quad p = 145.1 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

la entalpía del vapor es:

$$h_v = 721.2 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} \quad \text{y}$$

$$\text{Para } t_s = 82^\circ\text{F} \quad \text{y} \quad p = 145.1 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

la entalpía del líquido es:

$$h_l = 134.3 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

El cálculo del calor a eliminar se obtiene por medio de la ecuación de balance de calor en función de la diferencia de entalpías, o sea:

$$q_{km} = w (h_v - h_l)$$

Sustituyendo valores:

$$q_{km} = 3600 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} (721.2 - 134.3) \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

$$q_{km} = 3600 \times 586.9$$

$$q_{km} = 2,112,840 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Adicionaremos para efectos de diseño un 10% a este valor, resultando un valor total de la carga térmica del condensador de mantenimiento igual a:

$$q_{km} = 2,112,840 + 211,284$$

$$q_{km} = 2,324,124 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Este resultado lo transformamos a unidades del sistema métrico como sigue:

$$q_{km} = 2,324,124 \times 0.252 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

$$q_{km} = 585,680 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

Valor que aproximaremos a:

$$q_{km} = 586,000 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

El valor de la carga térmica para el punto "f", o sea, del condensador de llenado, fué determinado en el capítulo anterior y nos dió un valor igual a:

$$q_{k11} = 4,095,455 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

La carga térmica que habrá de calcularse para el equipo auxiliar será considerado como un 20% del valor total del calor a eliminar en las partes principales de la terminal.

Sumaremos primeramente los valores obtenidos y multipli-

caremos el resultado por 0.2 para obtener el valor deseado o sea:

$$q_{ea} = (Q_{tm11} + q_{mm} + Q_{ct} + q_{km} + q_{k11}) \times 0.2$$

Sustituyendo valores:

$$q_{ea} = (613,000 + 93,000 + 130,000 + 586,000 + 4,095,455) \times 0.2$$

$$q_{ea} = 5,517,455 \times 0.2$$

$$\therefore q_{ea} = 1,103,491 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

Conociendo el valor del calor referente al equipo auxiliar procederemos a calcular el valor de la carga térmica que deberá eliminarse en la torre de enfriamiento y que será:

$$Q_T = 5,517,455 + 1,103,491$$

$$\therefore Q_T = 6,620.946 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

Valor que aproximaremos a:

$$Q_T = 6,621,000 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

Conociendo las temperaturas de bulbo húmedo y bulbo seco, recurrimos al uso de la carta psicrométrica para determinar los datos complementarios del aire (Perry pag. 15-4):

Temperatura de bulbo húmedo =

$$= t_{bh} = 25 \text{ } ^\circ\text{C} = 77 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Temperatura de bulbo seco

$$= t_{bs} = 29.5 \text{ } ^\circ\text{C} = 85.1 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Volumen específico =

$$= v = 14.20 \frac{\text{pie}^3}{\text{lb a.a.}} = 0.880 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg a.s.}}$$

Temperatura de rocío =

$$= t_r = 74.3 \text{ } ^\circ\text{F} = 23.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Entalpía de saturación =

$$= h_s = 40.6 \frac{\text{BTU}}{\text{lb s.s.}} = 22.6 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg a. s.}}$$

Desviación de la entalpía =

$$= D = - 0.1 \frac{\text{BTU}}{\text{lb a.s.}} = - 0.0556 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg a.s.}}$$

Contenido de humedad =

$$= H = 0.018 \frac{\text{lb agua}}{\text{lb a.s.}} = 0.018 \frac{\text{Kg agua}}{\text{Kg a.s.}}$$

Humedad relativa =

$$= H_r = 70\%$$

Entalpía verdadera =

$$= h = h' + D = 22.6 - 0.0556 = 22.544 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg a.s.}}$$

Como es necesario conocer la temperatura a la cual llegará el agua a la torre de enfriamiento, la calcularemos empleando la fórmula de mezclas, siendo la siguiente ecuación:

$$t_f = \frac{w_1 t_1 + w_2 t_2 + w_3 t_3 + w_4 t_4 + w_5 t_5 + w_6 t_6}{w_1 + w_2 + w_3 + w_4 + w_5 + w_6}$$

en donde:

- $w_1 = \text{Gasto del compresor de llenado} = 9216 \frac{1}{\text{hr}}.$
 $w_2 = \text{Gasto del compresor de mantenimiento} = 3888 \frac{1}{\text{hr}}.$
 $w_3 = \text{Gasto de los motores diesel (llenado)} = 9600 \frac{1}{\text{hr}}.$
 $w_4 = \text{Gasto de los motores diesel (mantenimiento)} = \dots$
 $1600 \frac{1}{\text{hr}}.$
 $w_5 = \text{Gasto del condensador de llenado} = 496,000 \frac{1}{\text{hr}}.$
 $w_6 = \text{Gasto del condensador de mantenimiento} = 133,000 \frac{1}{\text{hr}}.$
 $t_1 = \text{Temperatura del agua del compresor de llenado} = -$
 $37 \text{ }^\circ\text{C}$
 $t_2 = \text{Temperatura del compresor de mantenimiento (agua-}$
 $\text{de salida)} = 37 \text{ }^\circ\text{C}.$
 $t_3 = \text{Temperatura del agua de los motores diesel (llena}$
 $\text{do)} = 86 \text{ }^\circ\text{C}.$
 $t_4 = \text{Temperatura del agua de los motores diesel (mante}$
 $\text{nimiento)} = 86 \text{ }^\circ\text{C}.$
 $t_5 = \text{Temperatura del agua del condensador de llenado} =$
 $36.5 \text{ }^\circ\text{C}.$
 $t_6 = \text{Temperatura del agua del condensador de manteni-}$
 $\text{miento} = 32 \text{ }^\circ\text{C}.$

Sustituyendo estos valores en la fórmula de mezclas tenemos:

$$\begin{aligned}
 t_f = & \frac{(9216)(37) + (3888)(37) + (9600)(86) + (1600)(86)}{9216 + 3888 + 9600 + 1600 +} \\
 & + \frac{(496,000)(36.5) + (133,000)(32)}{+ 496,000 + 133,000}
 \end{aligned}$$

$$t_f = \frac{340,992 + 143,856 + 825,600 + 137,600 +}{9216 + 3888 + 9600 + 1600}$$

$$+ \frac{18,104,000 + 4,256,000}{+ 496,000 + 133,000}$$

$$t_f = \frac{23,808,048}{653,304}$$

$$t_f = \underline{36.5 \text{ } ^\circ\text{C.}}$$

Con la temperatura del agua caliente, o sea, la que aca bamos de determinar, la temperatura del agua fría y la temperatura del bulbo húmedo, nos vamos a la gráfica de capacidad para deter minar la concentración de agua en la torre de enfriamiento.

$$\begin{aligned} \text{Para una temperatura de agua caliente} &= \\ &= 36.5 \text{ } ^\circ\text{C} = 97.7 \text{ } ^\circ\text{F.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Para una temperatura de agua fría} &= \\ &= 28 \text{ } ^\circ\text{C} = 82.4 \text{ } ^\circ\text{F} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Y una temperatura de bulbo húmedo} &= \\ &= 25 \text{ } ^\circ\text{C} = 77 \text{ } ^\circ\text{F} \end{aligned}$$

Tenemos que el valor de la concentración es de:

$$C = 2.4 \frac{\text{gal}}{\text{min} \times \text{pie}^2} = 100 \frac{1}{\text{min} \times \text{m}^2}$$

Sabemos que la torre de enfriamiento tendrá que manejar una cantidad de agua igual a;

$$w = 653,304 \frac{1}{\text{hr}} = 10,888.4 \frac{1}{\text{min}}$$

Pasamos al siguiente paso que es el:

3.1.2 CALCULO DEL AREA DE LA SECCION DE LA TORRE.

La sección de la torre de enfriamiento se calcula mediante una división simple, esto es, dividiendo el volumen de agua que manejará la torre entre la concentración de la misma, o sea:

$$A = \frac{w}{C}$$

$$A = \frac{10,888.4 \frac{1}{\text{min}}}{100 \frac{1}{\text{min} \times \text{m}^2}}$$

$$\therefore A = \frac{108.88 \text{ m}^2}{1}$$

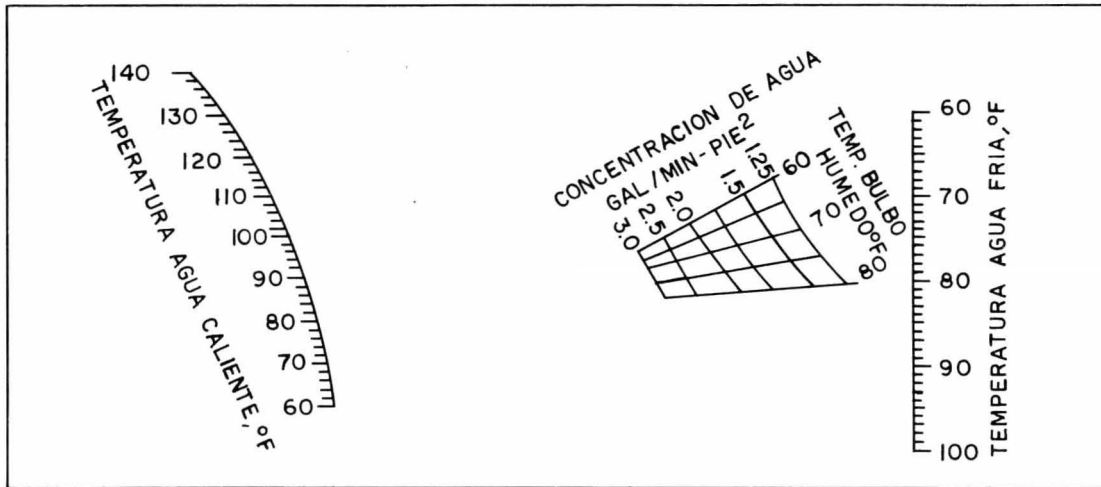
3.1.3 CALCULO DE LA POTENCIA DEL VENTILADOR DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

En la determinación de la potencia del ventilador de la torre se cuenta con una gráfica que nos proporciona la potencia necesaria por pie cuadrado de sección de torre en función del porcentaje de capacidad a la que está trabajando la torre.

Suponiendo que nuestra torre trabajará a toda su capacidad constantemente, es decir, al 100% la gráfica nos proporcionará una potencia específica de:

$$P_e = 0.041 \frac{\text{HP}}{\text{pie}^2} = 0.441 \frac{\text{HP}}{\text{m}^2}$$

Este valor lo multiplicamos por el área de la sección para darnos la potencia necesaria del ventilador de la torre, es decir:



CAPACIDAD PARA TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO INDUCIDO

$$P = P_e \times A$$

$$P = 0.441 \frac{\text{HP}}{\text{m}^2} \times 108.88 \text{ m}^2$$

$$P = 48.01 \text{ HP}$$

Este valor lo aproximaremos a:

$$\underline{P = 50 \text{ HP}}$$

3.1.4 CALCULO DE LA ALTURA DE LA TORRE.

Para poder determinar la altura de la torre de enfriamiento utilizaremos un nomograma en donde sus coordenadas se encuentran en el sistema inglés, hecho por el cual tendremos que realizar la conversión de nuestros datos a dicho sistema y el resultado final transformarlo nuevamente al sistema métrico para guardar un sistema consistente de unidades.

Haciendo la conversión tenemos:

Temperatura del agua caliente =

$$= 36.5 \text{ } ^\circ\text{C} = 97.7 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Temperatura del agua fría =

$$= 28 \text{ } ^\circ\text{C} = 82.4 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Temperatura de bulbo húmedo =

$$= 25 \text{ } ^\circ\text{C} = 77 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Rango de enfriamiento =

$$= 97.7 - 82.4 = 15.3 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Acercamiento =

$$= 82.4 - 77 = 5.4 \text{ } ^\circ\text{F}$$

110
Por ciento
de la torre
105
estandar
de capacidad
100
95

Punto de
referencia

0.025
0.030
0.035
0.040
0.045
0.050
0.055
0.060
HP por pié cuadrado de área de torre

HP PARA TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO INDUCIDO Y FLUJO CONTRARIO.

$$\begin{aligned} \text{Flujo de agua} &= \\ &= 10,888.4 \frac{1}{\text{min}} = 2,876.72 \frac{\text{gal}}{\text{min}} \end{aligned}$$

Con los datos de la temperatura de bulbo húmedo, rango y el acercamiento, además con el uso del nomograma (Mc Kelvey & Brooke, Diagrama No. 1) obtenemos el factor de área efectiva que es igual a $2.0 \frac{\text{pies.}^2}{\text{gal}}$

La superficie o área efectiva se obtiene multiplicando el gasto manejado por la torre por el factor obtenido del nomograma como sigue:

$$\begin{aligned} a_e &= G \times 2.0 \\ a_e &= 2,876.72 \times 2.0 \\ \therefore a_e &= 5754 \text{ pies}^2 \end{aligned}$$

Esta área efectiva no tiene relación alguna con el área ocupada por la torre, sino que guarda una relación con el volumen de la misma en una proporción constante de:

$$V = 4 \times a_e$$

Y en donde el volumen de la torre de enfriamiento será:

$$\begin{aligned} V &= 4 \times 5754 \\ \therefore V &= 23,016 \text{ pies}^3 \end{aligned}$$

Para calcular la altura que tendrá la torre, dividimos el volumen que tiene la misma entre el área que ocupa la sección de la torre.

Haciendo la conversión del área a pies^2 tenemos:

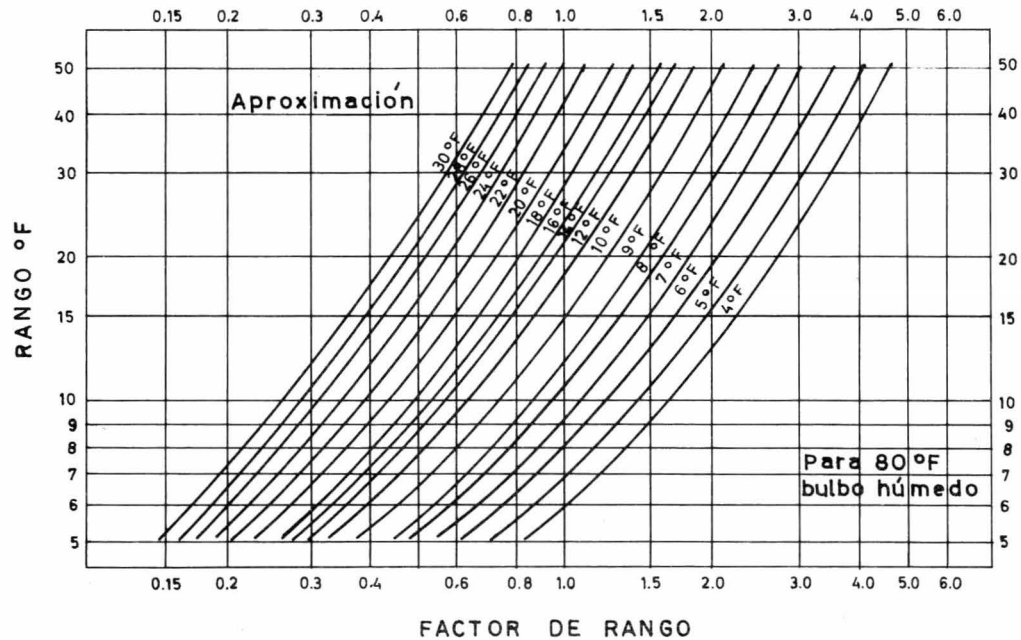


DIAGRAMA No. 1

$$A = 108.8 \text{ m}^2 = 1170 \text{ pies}^2$$

$$H = \frac{V}{A}, \text{ sustituyendo valores:}$$

$$H = \frac{23016 \text{ pies}^3}{1,170 \text{ pies}^2}$$

$$H = 19.7 \text{ pies.}$$

Transformando esta altura a metros tenemos que:

$$H = \underline{6.50 \text{ m}}$$

3.2 CALCULO DEL CONDENSADOR DE LLENADO

Las dimensiones que tendrá el nuevo condensador de llenado se determinarán partiendo de los datos que ya conocemos y - que son:

Flujo de amoníaco =

$$= w_a = 12,221 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}} = 26,887 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

Temperatura de entrada =

$$= T_e = 84 \text{ }^\circ\text{C} = 183.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

Temperatura de salida =

$$= T_s = 32 \text{ }^\circ\text{C} = 89.6 \text{ }^\circ\text{F}$$

Presión lado del amoníaco =

$$= 12 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} = 170.7 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2} (\text{man})$$

Entalpia del vapor de amoníaco =

$$= 385 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}} = 693 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

Calor a eliminar =

$$= 4,095,455 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}} = 16,251,847 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Flujo de agua =

$$= w_A = 496,000 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}}$$

Temperatura de entrada =

$$= t_e = 28 \text{ } ^\circ\text{C} = 82.4 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Temperatura de salida =

$$= t_s = 37 \text{ } ^\circ\text{C} = 98.6 \text{ } ^\circ\text{F}$$

La temperatura de salida del agua (t_s) se determinó por medio de la ecuación de balance de calor y los datos conocidos - de la siguiente manera:

$$q = w_A \times C_p (t_s - t_e)$$

Despejando a t_s tenemos:

$$t_s = \frac{q}{w_A} \times C_p + t_e$$

Sustituyendo valores:

$$t_s = \frac{4,095.455 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}}{496,000 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg } ^\circ\text{C}}} + 28 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_s = 8.4 + 28$$

$$\therefore t_s = 36.4 = 37 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Para calcular el área de calentamiento del vapor necesitamos del incremento de temperatura, la cual será una media logarítmica de temperatura (MLDT) y que se determinará empleando - la fórmula siguiente:

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

Y sustituyendo valores tenemos:

$$MLDT = \frac{(84 - 37) - (32 - 28)}{\ln \frac{84 - 37}{32 - 28}}$$

$$MLDT = \frac{47 - 4}{\ln \frac{47}{4}} = \frac{43}{\ln 11.75}$$

$$MLDT = \frac{43}{2.461}$$

$$\therefore MLDT = 17.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Esta MLDT está afectada por un factor de corrección y que se determina conociendo los valores de R y S que son funciones de las temperaturas de ambos fluidos, o sea:

$$R = \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e} \quad \text{y} \quad S = \frac{t_s - t_e}{T_e - t_e}$$

sustituyendo valores:

$$R = \frac{84 - 32}{37 - 28}$$

$$R = \frac{52}{9}$$

$$\therefore R = 5.77$$

$$S = \frac{37 - 28}{84 - 28}$$

$$S = \frac{9}{56}$$

$$\therefore S = 0.16$$

Con el uso de la gráfica correspondiente a los factores de corrección MLDT para intercambiadores encontramos el valor -- que es igual a:

$$F_c = 0.88$$

por lo que el valor final de la MLDT será:

$$MLDT = 17.5 \times 0.88$$

$$\therefore \underline{MLDT = 15.4^\circ\text{C}}$$

Del manual de la terminal tomamos el coeficiente total de transmisión de calor U y el factor de limpieza del manual del fabricante y que son los siguientes:

$$U = 838 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$F_L = 0.85$$

Con estos datos procedemos a calcular la U_D como sigue:

$$U_D = U \times F_L$$

$$U_D = 838 \times 0.85$$

$$\therefore U_D = 712.3 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}$$

El siguiente paso es calcular el área de vapor que debe tener el condensador haciendo uso de la ecuación de la balance de calor y los valores obtenidos de Q_T , MLDT y U_D :

$$Q_T = U_D \times A_V \times MLDT$$

despejando a A_V :

$$A_V = \frac{Q_T}{U_D \times \text{MLDT}}$$

Ahora sustituimos valores:

$$A_V = \frac{4,095,455 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}}{712.3 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \times 15.4 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$\therefore A_V = 375 \text{ m}^2$$

Si usamos tubos comerciales de 7.315 m (24 pies) de longitud, con un diámetro exterior de 0.019 m (3/4"), calibre 14 -- BWG y diámetro interior (D_i) de 0.0148 m, podemos determinar el número de tubos que tendrá el condensador empleando la siguiente fórmula:

$$N_t = \frac{A_V}{3.1416 \times D_e \times L} =$$

$$N_t = \frac{375 \text{ m}^2}{3.1516 \times 0.019 \text{ m} \times 7.315 \text{ m}}$$

$$N_t = \frac{375 \text{ m}^2}{0.437 \text{ m}^2}$$

$$\therefore N_t = 860 \text{ tubos}$$

De las tablas para condensadores comerciales (tablas 1 y 2) vemos que el condensador más apropiado a nuestras necesidades tendrá las siguientes características:

Número de tubos = 878 Calibre 14 BWG

Diámetro exterior = 0.019 m = 3/4

Longitud del tubo	=	7.30 m = 24 pies
Diámetro de la coraza	=	0.84 m = 33 "
Separación de los baffles	=	0.609m = 24 "
Arreglo triangular	=	15/16 "
Número de pasos	=	4

3.3. CALCULO DE LOS CAMBIADORES DE CALOR

Las dimensiones de los nuevos cambiadores de calor, las determinaremos tomando como base las condiciones de trabajo a las que deberán operar, siendo las siguientes:

AGUA CALIENTE

Temperatura de entrada	=	$T_e = 86 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatura de salida	=	$T_s = 28 \text{ }^\circ\text{C}$
Gasto de agua	=	$w_s = 4800 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$

$$\text{Calor específico} = C_p = 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg } ^\circ\text{C}}$$

$$\text{Calor por eliminar} = 278,400 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

AGUA FRIA

$$\text{Temperatura de entrada} = t_e = 28 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Temperatura de salida} = t_s = 45 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Gasto de agua} = w_f = 16,376.5 \frac{\text{KG}}{\text{Hr}}$$

$$\text{Calor específico} = C_p = 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg } ^\circ\text{C}}$$

CANTIDAD DE TUBOS PARA DIFERENTES DIAMETROS DE
CAMISAS Y PASOS
PARA TUBOS DE 3/4" CON 1" DE PASO TRIANGULAR

DIAMETRO DE CAMISA	1P	2P	4P	6P	8P
8	37	30	24	24	
10	61	52	40	36	
12	92	82	76	74	70
13 1/4	109	106	86	82	74
15 1/4	151	138	122	118	110
17 1/4	203	196	178	172	166
19 1/4	262	250	226	216	210
21 1/4	316	302	278	272	260
23 1/4	380	376	352	342	328
25	470	452	422	394	382
27	559	534	488	474	464
29	630	604	556	538	506
31	745	728	678	666	640
33	856	830	774	760	732
35	970	938	882	864	848
37	1,074	1,044	1,012	986	870
39	1,206	1,176	1,128	1,100	1,078

TABLA N° 2

CANTIDAD DE TUBOS PARA DIFERENTES DIAMETROS DE
CAMISAS Y PASOS

PARA TUBOS DE 3/4" CON 1 5/6" DE PASO TRIANGULAR

DIAMETRO DE CAMISA	1 p	2 p	4 p	6 p	8 p
8	36	32	26	24	18
10	62	56	47	42	36
12	109	98	86	82	78
13 1/4	127	114	96	90	86
15 1/4	170	160	140	136	128
17 1/4	239	224	194	188	178
19 1/4	301	282	252	244	234
21 1/4	361	342	314	306	290
23 1/4	442	420	386	378	364
25	532	506	468	446	434
27	637	602	550	536	524
29	721	692	640	620	594
31	847	822	766	722	720
33	974	938	878	852	826
35	1,102	1,068	1,004	988	958
37	1,240	1,200	1,144	1,104	1,072
39	1,377	1,330	1,258	1,248	1,212

TABLA N° 3

El valor de w_f , o sea, el gasto de agua de enfriamiento se derivó de la ecuación de balance de calor como sigue:

$$Q = w_c \times C_p (T_e - T_s) = w_f \times C_p (t_s - t_e)$$

sustituyendo valores:

$$278,400 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}} = w_f \times 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} (45 - 28) \text{ } ^\circ\text{C}$$

despejando tenemos:

$$w_f = \frac{278,400}{1 \times (45 - 28)}$$

$$\therefore w_f = 16,376.5 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}}$$

La diferencia de temperatura será:

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

haciendo la sustitución:

$$\text{MLDT} = \frac{(86 - 45) - (28 - 28)}{\ln \frac{86 - 45}{28 - 28}}$$

Dado que esta operación es indeterminada, elegimos un valor para T_s de 30°C y procedemos a calcular la MLDT:

$$\text{MLDT} = \frac{(86 - 45) - (30 - 28)}{\ln \frac{86 - 45}{30 - 28}}$$

$$\text{MLDT} = \frac{41 - 2}{\ln \frac{41}{2}}$$

$$MLDT = \frac{39}{\ln 20.5} = \frac{39}{3.01}$$

$$MLDT = 13^{\circ} \text{ C}$$

A esta MLDT calculada le aplicaremos un factor de corrección F_c debido a que tanto en los condensadores como en los intercambiadores de calor nunca se tiene una condición de flujo paralelo o a contracorriente, sino que generalmente se tiene una combinación de ambos. También el flujo que circula por fuera de los tubos es continuamente desviado por las placas deflectoras, razones por las que la MLDT se ve afectada por el F_c y -- que determinaremos conociendo los valores de R y S auxiliado por la gráfica para este menester:

$$R = \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e} \quad \text{y} \quad S = \frac{t_s - t_e}{T_e - T_s}$$

sustituyendo los datos en R y S tenemos:

$$R = \frac{86 - 30}{45 - 28} = \frac{56}{17}$$

$$\therefore \underline{R = 3.29}$$

$$S = \frac{45 - 28}{86 - 30} = \frac{17}{56}$$

$$\therefore \underline{S = 0.293}$$

Con R y S y la gráfica correspondiente obtenemos el valor del factor de corrección de temperatura que es igual a:

$$\underline{F_c = 0.83}$$

Multiplicando este factor por la MLDT, determinamos finalmente el incremento de temperatura:

$$MLDT = 13 \times 0.83$$

$$\therefore \underline{MLDT = 10.8 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

A continuación procedemos a calcular el área de enfriamiento por medio de la fórmula:

$$Q = U_D \times A \times MLDT$$

$$\therefore A = \frac{Q}{U_D \times MLDT}$$

Tomaremos un valor del coeficiente total de transmisión de calor U de la tabla N° 1 de:

$$U = 1200 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

y un factor de limpieza $F_L = 0.85$ que recomiendan los fabricantes, por lo que el coeficiente de diseño será:

$$U_D = U \times F_L$$

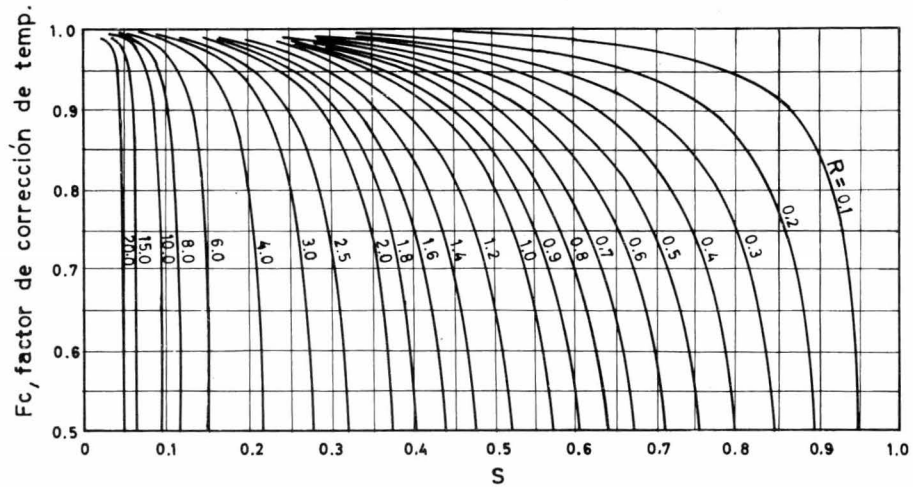
$$U_D = 1200 \times 0.85$$

$$\therefore \underline{U_D = 1020 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}}$$

sustituyendo la fórmula tenemos:

$$A = \frac{27,840}{1020 \times 10.8}$$

$$\therefore \underline{A = 25.2 \text{ m}^2}$$



FACTORES DE CORRECCION MLTD PARA INTERCAMBIADORES

TABLA N° 1

VALORES APROXIMADOS DE LOS COEFICIENTES TOTALES PARA DISEÑO

<u>FLUIDO CALIENTE</u>	<u>FLUIDO FRIO</u>	<u>COEFICIENTE U_D</u>
AGUA	AGUA	1,220 - 2,440
METANOL	AGUA	1,220 - 2,440
AMONIACO	AGUA	1,220 - 2,440
SOLUCIONES ACUOSAS	AGUA	1,220 - 2,440
ORGANICOS LIGEROS	AGUA	366 - 732
ORGANICOS MEDIOS	AGUA	244 - 610
ORGANICOS PESADOS	AGUA	24.4 - 366
GASES	AGUA	9.75 - 244
AGUA	SALMUERA	488 - 975
ORGANICOS LIGEROS	SALMUERA	195 - 488

$$U_D = \text{Kcal/Kg } ^\circ\text{C m}^2$$

El número de tubos para el cambiador de calor se puede determinar con el área calculada.

Los tubos comerciales para cambiador de calor tienen una longitud de 8, 12, 16, etc., pies, por lo que elegiremos el de 8 pies de largo, o sean 2,44 m para calcular el número necesario de ellos.

Utilizaremos tubos de 3/4" (0.019 m) de diámetro exterior y calibre 13 BWG, por lo que el número de tubos será:

$$N_t = \frac{A}{3.1416 \times D_e \times L}$$

$$N_t = \frac{25.2 \text{ m}^2}{3.1416 \times 0.019 \text{ m} \times 2.44 \text{ m}}$$

$$\therefore N_t = \underline{173 \text{ tubos}}$$

De la tabla N° 2 nos damos cuenta que las características para el nuevo cambiador de calor serán:

Número de tubos = 178 Calibre 13 BWG

Diámetro exterior = 3/4" (0.019 m)

Diámetro de la coraza = 17 1/4" (0.43 m)

Espaciado entre bafles = 12"

Arreglo tirangular = 1" (0.0254 m)

Número de pasos = 4

CAPITULO IV

CONDICIONES DE OPERACION CON EL NUEVO SISTEMA

4. CONDICIONES DE OPERACION CON EL NUEVO SISTEMA

Realizadas plenamente las modificaciones que se sugirieron al sistema de enfriamiento de amoníaco de la terminal de Salina Cruz, Oax., como son la instalación de la torre de enfriamiento, los condensadores, cambiadores de calor, anillos de los pistones de los compresores, etc., las nuevas condiciones de operación con este nuevo sistema son:

a) Los vapores de amoníaco que salen del primer paso de compresión del circuito de llenado, lo hacen a una temperatura de 90°C y a una presión de 4.5 kg/cm^2 , que con el sistema antiguo lo hacían a 120°C y 6 kg/cm^2 .

b) En el circuito de mantenimiento, estos vapores salen del primer paso de compresión a la temperatura de 70°C y a la presión de 2.2 kg/cm^2 , siendo de 90°C y 4.5 Kg/cm^2 con el anterior sistema.

c) Los vapores fríos que se obtienen en los acumuladores intermedios, fluyen hacia el segundo paso de compresión, de-

donde salen a una temperatura de 70°C y a una presión de 10 kg/cm^2 en el circuito de llenado, antes de las modificaciones, estas condiciones eran de 120°C y 17 kg/cm^2 .

d) En el circuito de mantenimiento, salen los vapores del segundo paso de compresión a la presión de 8 Kg/cm^2 y a la temperatura de 70°C , mucho menores que las anteriores que eran de 14 kg/cm^2 y 110°C .

e) La temperatura a la cual están funcionando los motores de combustión interna mueven a los compresores es de 350°C .

Con el sistema de enfriamiento por agua de mar, esta era de 450°C , y en algunas ocasiones llegaba a ser de 500°C , lo que ocasionaba los problemas antes descritos.

f) La torre de enfriamiento maneja un gasto de $3000 \frac{\text{gal}}{\text{min}}$ de agua potable, con las mismas condiciones de temperatura especificadas en el capítulo en donde se determinó su cálculo.

El tratamiento de agua controla las siguientes propiedades como son la alcalinidad, cloruros, dureza, sílice, fosfatos y pH. Las cantidades máximas de cada una de estas que debe contener el agua potable son:

Alcalinidad	80 ppm
Cloruros	600 ppm
Dureza	800 ppm
Sílice	175 ppm
Fosfatos	30 ppm
pH	6.8



QUIMICA

Para eliminar algunas algas, materia orgánica, etc., se le agrega al agua una cierta cantidad de monocloro-acetaldehído mensualmente. También se le agrega Hexametáfosfato de sodio para controlar la cantidad de fosfatos., ácido tánico para propiciar la sedimentación de algunos sólidos y ácido sulfúrico para tener un pH constante del agua de 6.8, o sea, ligeramente ácido.

g) Se hubo que cambiar también el tipo de material de construcción de los anillos de los pistones de los compresores que era de "Micarta" por el de Teflón, eliminándose con esto la deformación de los mismos y además de que se pegaran, ocasionando un excesivo calentamiento y desperfectos de los que ya hablamos anteriormente.

Se logró finalmente, con estas modificaciones, que la terminal funcionara a toda su capacidad.

CAPITULO V
ESTUDIO ECONOMICO

5. ESTUDIO ECONOMICO

La presente evaluación económica se realiza de acuerdo a la cantidad de amoníaco que se recibe actualmente y a los gastos que origina esta operación, representándose en cifras las -- ventajas que se obtendrían al realizar las modificaciones que -- fueron propuestas.

Consideraremos únicamente los gastos debido al equipo de enfriamiento para efectos de este tipo de cálculo. Tenemos entonces que:

$$\text{Gasto de agua de enfriamiento} = 700 \frac{\text{ton}}{\text{hr}}$$

$$\text{Gasto anual} = 700 \frac{\text{ton}}{\text{hr}} \times 24 \frac{\text{hr}}{\text{día}} \times 365 \frac{\text{días}}{\text{año}} = 6,132,000 \frac{\text{ton}}{\text{año}}$$

$$\text{El costo de agua de enfriamiento es de } 0.018 \frac{\$}{\text{ton}}$$

Costo del agua de enfriamiento por año:

$$C = 6,132,000 \frac{\text{ton}}{\text{año}} \times 0.018 \frac{\$}{\text{ton}} = 110,376 \frac{\$}{\text{año}}$$

GASTO DE MANTENIMIENTO	<u>\$</u>	
Mano de obra exterior	249,000	año
Refacciones	213,460	año
Mantenimiento interior	239,000	año
TOTAL	<u>701,460</u>	<u>\$</u> año

Gastos de energía eléctrica:

El consumo de 2 bombas de agua de enfriamiento de 200 H.P. cada una es:

$$200 \text{ H.P.} \times 2 = 400 \text{ H.P.}$$

$$400 \text{ H.P.} \times 0.746 \frac{\text{Kw}}{\text{H.P.}} = 298 \text{ kw}$$

Para una hora serían: 298 Kw - hr

y en un mes el consumo sería de:

$$298 \text{ Kw} \times 720 \frac{\text{hr}}{\text{mes}} = 215,000 \frac{\text{kw-hr}}{\text{mes}}$$

Si el Kw-hr cuesta \$ 0.16, el gasto será

$$215,000 \frac{\text{Kw-hr}}{\text{mes}} \times 0.16 \frac{\$}{\text{Kw-hr}} = 34,400 \frac{\$}{\text{mes}}$$

más un impuesto mensual de \$ 12.00/Kw alquilado, lo que nos representa un impuesto de:

$$298 \text{ Kw} \times \frac{\$12.00}{\text{Kw mes}} = 3,576 \frac{\$}{\text{mes}}$$

cuyo total por mes sería:

$$34,400 + 3,576 = 37,976 \frac{\$}{\text{mes}}$$

$$37,976 \frac{\$}{\text{mes}} \times \frac{12 \text{ meses}}{\text{año}} = 455,712 \frac{\$}{\text{año}}$$

La amortización del equipo de enfriamiento es de: 94,730 $\frac{\$}{\text{año}}$

Por lo que los gastos anuales serán de:		$\frac{\$}{\text{año}}$
Agua de enfriamiento	110,376	
Mantenimiento	701,460	
Energía Eléctrica	455,712	
Amortización Eq. Enfr.	<u>94,730</u>	
total	1,362,278	$\frac{\$}{\text{año}}$

Debido precisamente a las condiciones de la terminal, - el flujo de amoníaco en promedio a la terminal ha sido de 250 -- $\frac{\text{ton}}{\text{día}}$.

Ahora bien, el flujo anual de amoníaco a la terminal - será de:

$$250 \frac{\text{ton}}{\text{día}} \times 365 \frac{\text{días}}{\text{año}} = 91,250 \frac{\text{ton}}{\text{año}}$$

Por otra parte, el costo de mantenimiento por tonelada de amoníaco manejada es de:

$$\frac{1,362,278 \frac{\$}{\text{año}}}{91,250 \frac{\text{ton}}{\text{año}}} = 14.93 \frac{\$}{\text{ton}}$$

Con las modificaciones propuestas los gastos anuales - serán:

1 Condensador	\$ 360,000
2 Cambiadores de calor	52,000
1 Torre de enfriamiento	478,000
3 Bombas para la torre	<u>150,000</u>
Total	\$ 1,040,000

Los gastos de instalación, tubería e instrumentación, se consideran igual al 15% del costo del equipo, de donde:

$$1,040,000 \times 0.15 = \$ 156,000$$

Por lo que el costo total del equipo instalado es de:

$$1,040,000 + \$ 156,000 = \$ 1,196,000$$

Gastos fijos anuales:

La amortización anual del equipo, considerando una vida útil de 10 años, será de:

$$A = \$ 119,600/\text{año}$$

Los gastos de mantenimiento anualmente se consideran igual al 5% del costo del equipo instalado:

$$M = 1,196,000 \times 0.05 = \$ 59,800/\text{año}$$

dándonos unos gastos fijos anuales totales de:

$$\$ 119,600 + \$ 59,800 = \$ 179,400/\text{año}$$

Gastos de Operación:

$$\begin{aligned} \text{Agua de repuesto} &= \text{Arrastre} + \text{evaporación} + \text{purga} \\ &= 1\% + 0.9 + 0.5\% \\ &= 2.4\% \end{aligned}$$

Circulando $700 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$ de agua, al año el agua de respueto será:

$$Ar = 700 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}} \times 0.024 \times 24 \frac{\text{hr}}{\text{día}} \times 365 \frac{\text{días}}{\text{año}}$$

$$Ar = 147,000 \frac{\text{m}^3}{\text{año}}$$

Sabiendo que el m^3 de agua cuesta \$ 0.75, el gasto - -
anual por agua de repuesto será de:

$$147,000 \frac{m^3}{año} \times \frac{\$ 0.75}{m^3} = 110,250 \frac{\$}{año}$$

La energía eléctrica consumida por las bombas de la to
rre y por los motores de los ventiladores de la misma, sería de:

$$50 \text{ H.P.} + 200 \text{ H.P.} + 200 \text{ H.P.} = 450 \text{ H.P.}$$

$$450 \text{ H.P.} \times 0.746 \frac{\text{Kw}}{\text{H.P.}} = 335.7 \text{ Kw}$$

La C.F.E. cobra un impuesto mensual de \$ 12.00 por Kw-
instalado, por lo que el impuesto mensual será de:

$$335.7 \text{ Kw} \times \frac{\$12.00}{\text{Kw mes}} = \$4,028/\text{mes}$$

El consumo mensual de energía eléctrica es de:

$$335.7 \text{ Kw} \times 720 \frac{\text{hr}}{\text{mes}} = 241,704 \frac{\text{Kw-hr}}{\text{mes}}$$

Si el costo de un Kw - hr es de \$ 0.16, el gasto men--
sualmente será de:

$$241,704 \frac{\text{Kw-hr}}{\text{mes}} \times \frac{\$ 0.16}{\text{Kw-hr}} = \$ 38,672/\text{mes}$$

dándonos un total de gastos por concepto de consumo de energía -
eléctrica igual a:

$$\$ 38,672 + \$ 4,028 = \$ 42,700/\text{mes}$$

$$\frac{\$ 42,700}{\text{mes}} \times \frac{12 \text{ meses}}{\text{año}} = \$ 512,460/\text{mes}$$

Los gastos de operación permanecerán iguales, dado que
no aumentará el personal, y seguirá siendo igual a: \$239,000/año.

Los gastos anuales derivados de dichas modificaciones - serán de:

Amortización	119,600 año
Mantenimiento	59,800 año
Agua de repuesto	110,250 año
Energía Eléctrica	512,460 año
Gastos de operación	<u>239,000</u> año
TOTAL	1,041,110 $\frac{\$}{\text{año}}$

Tanto la terminal, como el equipo por modificar, están calculados para un recibo de 1,000 $\frac{\text{ton}}{\text{día}}$ de amoníaco; esta podrá trabajar a toda su capacidad, tomando como 300 días, el año de - operación por efecto de imprevistos.

La terminal recibirá entonces, con estas condiciones - de operación, un flujo anual de:

$$1,000 \frac{\text{ton}}{\text{día}} \times 300 \frac{\text{días}}{\text{año}} = 300,000 \frac{\text{ton}}{\text{año}}$$

Por consiguiente, el costo de mantenimiento por tonelada de amoníaco manejada se reducirá a:

$$\frac{1,041,110 \frac{\$}{\text{año}}}{300,000 \frac{\text{ton}}{\text{año}}} = 3.47 \frac{\$}{\text{ton}}$$

C O N C L U S I O N E S

Del balance económico efectuado en el capítulo anterior, se desprende lo siguiente:

Es evidente, que al realizarse las modificaciones propuestas al sistema de enfriamiento, se reduce considerablemente el costo de mantenimiento por tonelada de amoníaco que se maneja.

Además, Petróleos Mexicanos cumpliría con realizar su principal objetivo, que es el de proporcionar un mejor servicio de abastecimiento y distribución de amoníaco a la costa del pacífico.

Con dichas modificaciones se obtiene otra ventaja más, y es la de incrementar el tiempo de operación de la terminal, -- traduciéndose lo anterior en una mayor eficiencia de la misma.

Por otra parte, si nos pondríamos a calcular el ahorro que anualmente nos producirían estas modificaciones, inmediata--

mente notaríamos la importancia que hubo de llevarlas a cabo.

El ahorro que se tendría por tonelada de amoníaco manejada sería de:

$$\text{\$ } 14.93 - \text{\$ } 3.47 = \text{\$ } 11.46$$

que al año nos representaría un ahorro de:

$$300,000 \frac{\text{ton}}{\text{año}} \times \frac{\text{\$ } 11.46}{\text{tonelada}} = \text{\$ } 3,438,000$$

cantidad que debe tomarse en cuenta, pues resulta muy significativa.

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

- 1.- MANUAL DE OPERACION DE LA TERMINAL DE AMONIACO DE SALINA CRUZ, OAX.
- 2.- CHEMICAL ENGINEERS' HANDBOOK
John H. Perry, 4a. Edición
Mc Graw-Hill Book Company, Inc. 1963.
- 3.- THE INDUSTRIAL COOLING TOWER
Mc Kelvey and Brooke
D. Van Nostrand Company, Inc. 1959.
- 4.- UNIT OPERATIONS OF CHEMICAL ENGINEERING
Mc Cabe and Smith
Mc Graw-Hill Book Company, Inc. 1956
- 5.- TABLES OF THERMODYNAMIC PROPERTIES OF AMMONIA
Circular of the Bureau of Standards
- 6.- PROCESS HEAT TRANSFER
Donald Q. Kern
Mc Graw-Hill Book Company, Inc. 1950
- 7.- PROCESS ENGINEERING ECONOMICS
Herbert E. Schweyer.