

Universidad Autónoma de Guadalajara

Incorporada a la Universidad Nacional Autónoma de México

Facultad de Ciencias Químicas

“Diseño de una Planta de Refrigeración.”



EXMCM

Tesis que presenta

Roberto Urias Rebeil.

para obtener el título de

Ingeniero Químico.

Guadalajara, Jal., Diciembre de 1947.



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.

A mis queridos padres

Índice:

Prefacio	7
Introducción	11
I.—Generalidades	15
II.—La Sala de Refrigeración	19
III.—Bomba para la Circulación de la Salmuera	29
IV.—Enfriador	45
V.—Condensador	51
VI.—Torre de Enfriamiento y Bomba	57
VII.—Compresor Accesorios del Equipo	67
Bibliografía	73

Prefacio.

En el presente trabajo se ha hecho uso exclusivo de las unidades del sistema inglés por las razones siguientes:

- I.—No se han convertido las fórmulas para no introducir en ellas el error causado por factores de conversión, tanto como porque los diagramas con ellas relacionados serían inútiles en el sistema centesimal, teniendo también que ser interpretados en forma diferente.
- II.—La otra alternativa, o sea la de traducir los resultados finales, igualmente se descartó basándose en la idea de que expresiones tales como "condensador de 10 metros cuadrados de superficie" no tienen mayor significado para personas experimentadas en esta rama de la ingeniería en la que, con raras excepciones, nunca se usa el sistema centesimal. Por otra parte, los catálogos de esta clase de maquinaria son americanos y en ellos se encuentra detallado cada aparato en unidades del sistema inglés siendo así que su uso es mucho más conveniente.
- III.—Las pocas ocasiones en que el sistema centesimal ha podido ser usado se ha dejado pasar para mantener unidades consistentes a través de todo el trabajo y no causar confusiones.

El término tonelada ha sido usado en las siguientes páginas con dos acepciones distintas:

- I.—La "tonelada corta" de 2.000 libras, para grandes masas.
- II.—La "tonelada de refrigeración" para denotar la capacidad de los aparatos. Es la velocidad con que el calor se absorbe a la temperatura más baja y se define como la absorción de 200 Btu por

minuto o 12,000 Btu por hora. El término "tonelada" viene de una antigua concepción de refrigeración debida a la fusión del hielo a 32 grados F. Una máquina que podía absorber tanto calor como 2,000 libras de hielo durante el proceso de fusión en un periodo de 24 horas se definía como de una capacidad de una tonelada de refrigeración. Como el calor latente de fusión se toma a 144 Btu por libra, el resultado es de 288,000 Btu en 24 horas o 200 Btu por minuto, el equivalente de calor de una tonelada de refrigeración.

Introducción.

En la ciudad de Hermosillo, Sonora, están llevándose a cabo las últimas fases de la construcción de una serie de edificios que darán albergue a una industria cuyo nombre es el de "Frigorífica y Empacadora de Sonora, S. A." Su costo asciende a ocho millones de pesos; pero su importancia no puede ser medida en funciones de millones únicamente ya que, además de evitar la subordinación al mercado estadounidense de la gran fuente de ingresos que es para México la ganadería del Norte, ofrece a la nación entera y principalmente a la costa del Pacífico beneficios enormes al proporcionarle a precios razonables grandes cantidades de un alimento básico como es la carne.

También es de notarse la influencia que esta industria ejercerá sobre otras en las cuales forzosamente intervendrá el ingeniero químico como factor principalísimo; se mencionarán aquí sólo algunas de las más importantes ya que la enumeración detallada de cada una de ellas sería una tarea demasiado extensa. Las pieles de los animales sacrificados pueden aumentar las ganancias de la empresa al instalar ella misma una tenería; las grasas que se deriven del sacrificio pueden hacer factible la fundación de una industria jabonera, de la misma manera se podrían aprovechar otras materias primas para la producción de abonos, material aislante, etc.

El producto principal de la "Frigorífica y Empacadora de Sonora" será carne de res a una temperatura lo suficientemente baja para que impida el desarrollo de las bacterias y el consiguiente desperdicio. Es aquí donde el ingeniero químico tiene oportunidad de entrar en funciones en uno de los campos de tanta importancia en la Ingeniería Química como es la operación unitaria denominada "Refrigeración y Aire Acondicionado".



CAPITULO I.

Generalidades:

Esta tesis versa sobre el diseño de una planta de refrigeración para la ciudad de Guadalajara, la cual será una especie de central distribuidora de plantas más pequeñas relativamente cercanas a la ciudad tales como poblaciones de los estados de Nayarit, Colima, Guanajuato, Michoacán, Jalisco, etc., unidas a ella por carreteras que puedan ser usadas para la transportación de la carne en camiones refrigerados. Es de notarse que esta última especificación no aumenta en nada el precio del producto ya que el costo de los camiones queda ampliamente compensado por el de los carros especiales de ferrocarril que también pueden ser usados. Además, el volumen de carga está perfectamente dentro de los límites de camiones de capacidad regular pudiendo controlar muchísimo mejor la distribución y condiciones de un producto por naturaleza delicado como es la carne.

La planta se situará preferiblemente en algún lugar sobre la vía del ferrocarril Sud-Pacífico de México en el cual se facilite la construcción de una desviación para que los carros puedan ser descargados tan pronto como sea posible después de su arribo desde la matriz en Hermosillo. Su capacidad será de 150 toneladas cortas, que sería aproximadamente el volumen de un embarque de proporciones convenientes; otras condiciones son como sigue:

Temperatura máxima de la carne al desembarque ————— 40 grados F.

Temperatura última de la sala ————— 32

Pérdidas por radiación, filtración, etc. ————— 20% del total calculado.

Calor específico medio ————— 0.70

La capacidad de la planta, si la carne debe ser restituida a su temperatura original de 32 grados F. en 24 horas, se calcula como sigue:

150 x 2,000 x 0.70 x (40-32) =	1,680,000	Btu
20% por pérdidas =	336,000	Btu
Total	2,016,000	..
	2,016,000	
	=	= 7 toneladas
	288,000	de refrigeración.

CAPITULO II

La Sala de Refrigeración.

Las dimensiones de la sala deberán ser de la siguiente manera: 15 in. centro a centro de ganchos en el riel y 48 in. a centro de rieles, la altura de los rieles deberá ser de 11 piés 0 in. según las especificaciones del Departamento de Agricultura de los Estados Unidos de América. Con un peso medio de 400 libras de res en canal las medidas totales de la sala deberán ser de 80 x 100 piés area efectiva a la cual deberá ser aumentada la necesaria para pasillos, areas muertas, etc.

El siguiente paso en el problema consiste en la determinación de la longitud de tubería necesaria para absorber la cantidad de calor máxima. Según Macintire "en tuberías de salmuera no hay nada que ganar en el uso de serpentines largos. La velocidad debe ser lo suficiente alta para evitar el flujo viscoso, y el aumento de temperatura en la salmuera debe mantenerse a menos de 5 grados F. . . ." Para no tener pérdidas por fricción demasiado altas es conveniente mantener la velocidad en el órden de 5 por segundo.

El total de calor cedido por los serpentines debe ser de 8 toneladas comerciales de refrigeración, incluyendo el factor de seguridad, o lo que es lo mismo.

$$\frac{8 \times 288,000}{24 \times 60} = 1600 \text{ Btu por minuto.}$$

Suponiendo una temperatura de entrada de salmuera de 10 grados F. y una temperatura de salida de 14 grados F., con una velocidad de flujo de 4 piés por segundo en tubería de acero de 2 in. nominales, en la cual, usando el peso standard, el radio más común usado en las U.S es de 8 in.

Para obtener el calor especifico de la salmuera, es necesario determinar con anterioridad proporción de cloruro de sodio que contiene y esta última condición es fijada por la mínima temperatura a que será

sujetada la solución. Según la tabla 39, página 183, Refrigeración Engineering, una solución de 20% NaCl tiene un punto de congelación de 2.4 grados F., que es lo suficientemente baja para el propósito que se sigue; el calor específico de esta solución es de 0.804 entre 10 y 14 grados F.; su peso específico es de 1.151.

$$\begin{aligned} \text{Peso de salmuera por minuto} &= \frac{1.600}{0.804 (14-10)} = 497.5 \text{ libras.} \\ &= \frac{497.5}{1.151 \times 62.37} = 6.95 \text{ ft. cub.} \end{aligned}$$

$$\text{Diámetro externo de los tubos} = 2.375 \text{ in. (2- } 3/8\text{")}$$

Se supondrá una capa de hielo de 2 in. de grueso rodeando la longitud total del tubo. (Coeficiente de conductividad térmica del hielo es de 1.25 Btu/(hr.) (ft. cuad.) (gr. F./ft.).

Los cálculos se harán para 1 ft. de tubo:

$$\begin{aligned} \text{Diámetro medio} &= \frac{6.375 - 2.375}{2.303 \log. \frac{6.375}{2.375}} = 4.04 \text{ in.} \end{aligned}$$

$$\text{Area exterior} = \frac{1 \times 3.14 \times 6.375}{12} = 1.668 \text{ ft. cuad.}$$

Para tubos aislados, ya que el hielo está siendo considerado como aislante, las resistencias controlantes son $\frac{L}{K A_m}$ y $\frac{I}{h_o A_o}$. Si el coeficiente combinado por conducción y radiación entre la superficie

y sus alrededores se toma de 2.9 Btu/(hr.) (ft. cuad) (gr. F.), y la caída media de temperatura de la salmuera es de

$$\Delta t_m = \frac{14 + 10}{2} = 12^\circ \text{ F.}$$

$$q = \frac{32-12}{\frac{2/12}{1.25 \times 1.058} + \frac{1}{2.9 \times 1.668}} = \frac{20}{0.126 + 0.207} = 53.7 \text{ Btu/hr./ft. de tubo}$$

Si el factor combinado ($h_c + h_r$) = 2.9, para un diámetro exterior de 6.375 in. da una resistencia en la superficie de 0.207, que es el 57% de la resistencia total de 0.373. Por lo tanto, la diferencia correspondiente entre la superficie exterior y el aire es de $0.57 \times 20 = 11.2$ grados F., y de la tabla 14, página 987, Chemical Engineers, Handbook, Perry, se ve que ($h_c \times h_r$) sería aproximadamente igual a 2.9 para estas condiciones, lo que viene a demostrar que la suposición primitiva es correcta.

Del dato anteriormente obtenido se ve que la longitud necesaria de tubería es de

$$\frac{53.7}{1600 \times 60} = 1790 \text{ piés.}$$

Ahora, es prudente volver atrás y ver que las dimensiones de la sala son de 80 x 100 piés; para estas dimensiones y con espacio de 8 in. c. a c. especificado para tubería de 2. in. se necesitarían aproximadamente $\frac{1200}{8} \times 75 = 11,250$ piés de tubo en los cuales se perderían

enormes cantidades de energía por fricción haciendo incoesteable una instalación de este tipo. Los cálculos anteriores se han hecho para hacer resaltar más los méritos del sistema de refrigeración por medio del uso de boquillas llamado "Brine Spray System", en el cual las citadas boquillas se colocan en forma de bancos separados entre si según los deseos del diseñador y pueden ser puestos fuera de servicio por el simple cerramiento de la válvula que lo conecte a la línea principal.

La construcción de la sala de refrigeración es uno de los aspectos importantes en el diseño de una planta del tipo que se quiere, ya que de sus buenas propiedades aislantes depende grandemente el mantener bajas las pérdidas en el sistema.

Se ha usado como principal aislante el corcho, ya sea en forma granulada o laminar, siendo la segunda la más común en usos tales como paredes, techos, pisos, etc. aplicándose entre cada capa de aislante una de asfalto que evita el contacto del corcho con la humedad.

Las paredes se construirán como sigue:

- 1o.— La cubierta propiamente dicha, constituida por un muro de concreto armado de 12 in. de grueso.
- 2o.— Pintura de asfalto que se adhiera al concreto en un lado produciendo una superficie conveniente para la siguiente capa, además de aislar la humedad del corcho. El asfalto que se use debe ser inodoro y la aplicación se hará en caliente mezclandolo con un 3% aproximadamente de polvo de corcho.
- 3o.— Asfalto—cemento que proporciona una superficie deseable para la colocación de las briquetas de corcho que serán aplicadas después.
- 4o.— Briquetas de corcho.— En caso de que el costo del corcho sea prohibitivo o sea difícil su adquisición, sería prudente hacer un estudio sobre las propiedades aislantes y modo de empleo de materiales fácilmente obtenibles en esta región tales como la corteza de coco y el jal, que posiblemente podrían ser usados con buenos resultados.
- 5o.— Asfalto—cemento, usado por la misma razón que en el (3), sirviendo además como aislador de la humedad.

6o.— Briquetas de corcho cuatrapeadas correctamente con las anteriores.

7o.— Capa final de asfalto.

Si por alguna razón se considerare conveniente o necesario el gasto, es admisible colocar, además de la última capa de asfalto anteriormente mencionada, una de madera delgada o lámina que dan al interior un aspecto más higiénico y brillante.

El piso se construirá como sigue: sobre una losa de concreto colocada en tal forma que sean imposibles las filtraciones de agua se colocarán dos capas de brinquetas de corcho del mismo grosor que las usadas en las paredes, separadas entre si y del concreto por asfalto. La superficie de trabajo la constituye una losa diseñada para soportar cargas vivas de 250 libras por pié cuadrado con una capa delgada de cemento sobre la cual se transitará.

El grosor más económico del aislante se determina con la siguiente fórmula

$$L = 1.743 \sqrt{\left[\frac{A(t_a - t)F + \frac{0.329P}{u(t - t_p)} \left[I' + R' + \frac{100}{Y'} \right] (t_m - t)}{B' \left(I + R + \frac{100}{Y} \right) + 8.3S} \right] \frac{k}{u}}$$

Los datos para su uso son:

B = Costo de dlls. del aislante, aplicando una pulgada de grueso por

$$\text{pié cuadrado de superficie} \quad \left(\frac{0.16}{L} + 0.065 \right)$$

I = Interés sobre la inversión en el aislante = 6%.

I' = Igual que I sólo que aplicado a la maquinaria = 6%.

R = Reparaciones anuales al aislante = 3% del costo inicial del mismo.

R' = Igual a R , sólo que aplicado a la maquinaria = 3%.

Y = Vida del aislante = 15 años.

Y' = Vida de la maquinaria = 8 años.

u = Coeficiente overall de transmisión de calor para la tubería = 1.5
Btu por hora.

t_m = Temperatura máxima exterior = 98° F.

t_a = Temperatura media exterior = 68° F.

t = Temperatura de la sala = 32° F.

t_p = Temperatura de la salmuera = 10° F.

F = Factor de carga anual = 1.0.

A = Costo por tonelada de refrigeración por 24 horas = 3.00 Dlls.

S = Valor anual de un pié cúbico de espacio de refrigeración = 0.45
Dlls.

P = Costo de instalación de tubería incluyendo accesorios, por pié cua-
drado de superficie de tubo = 2.00 Dlls.

L = Grosor del aislante en pulgadas.

— = 3.22

1

U

B' = 0.065.

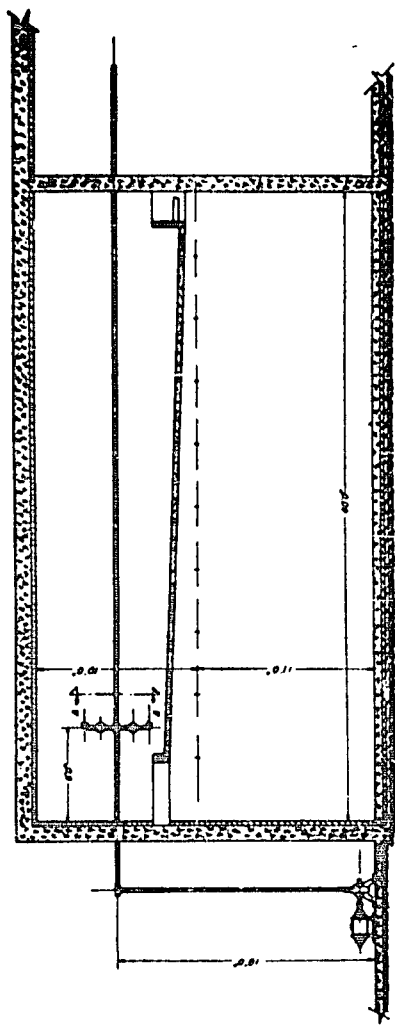
Aplicando los datos a la fórmula se obtiene,

$$L = 1.743 \sqrt{\left[\frac{3.00(68-32)1.0 + \frac{0.329 \times 2.00}{1.5(32-10)} \left[0.06 + 0.03 + \frac{100}{8}\right] (98-32)}{0.065(0.06 + 0.03 + \frac{100}{15}) + 8.3 \times 0.45} \right] 0.32 \frac{0.32}{3.22}}$$

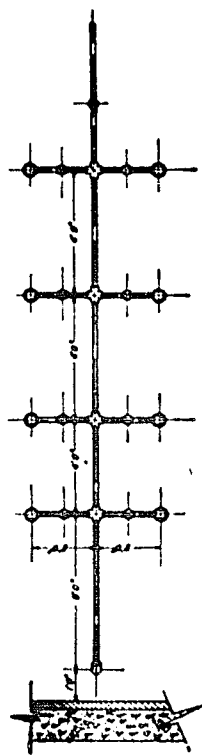
≈ 2.15 in., lo que quiere decir que las capas de corcho serán de 1.5 in. de grueso cada una.

CAPITULO III.

Bomba para la Circulación
de la Salmuera.



ELEVACION DEL BANCO



SECCION A-A

Roberto M. de la Cruz



QUIMICA

Anteriormente se vió que se necesitaba circular 6.95 ft. (497.5 lb.) por minuto de salmuera en el sistema para tener la absorción de calor que pretende, y que la velocidad del flujo debe mantenerse a 4 piés por segundo aproximadamente. Con estos datos se tiene que la línea principal de alimentación debe ser de

$$\frac{6.95}{60 \times 4} = 0.0298 \text{ ft}^2 \text{ de sección,}$$

$$= 4.16 \text{ in. cuadradas,}$$

que es proporcionada por un tubo de 2.1/2 in. de diámetro. De los planos se ve que la longitud de tubería de 2.1/2 in. es de 8 + 16 = 24 piés; los accesorios de 2.1/2 in. son una T, trabajando por el brazo, la cruz en la terminal de la línea se considera como formando parte de otra rama incluyendo el reductor que será de "Bushing". Las pérdidas de fricción de esta red, incluyendo la carga de altura que tiene que ser vencida, son:

1) Por contracción en el enfriador :

$$\text{Velocidad en el tubo de 2.5 in.} = \frac{6.95 \times 1728}{60} \times \frac{1}{4.728} \times \frac{1}{12} = 3.55 \text{ ft./seg.}$$

$$\Delta H_c = \frac{K_u^2}{2g} = \frac{0.5 \times 3.56^2}{2 \times 32.2} = 0.098 \text{ Ft.}$$

2) Por fricción:

$$D = 2.469 \text{ in.} = 0.206 \text{ Ft.}$$

$$u = 3.56 \text{ Ft. por segundo.}$$

$$\rho = 71.8 \text{ Lb. por pié cúbico}$$

$$i = 2.6 \text{ centi poises} = 0.001748 \text{ unidades inglesas.}$$

$$L = 24 + 8.71 = 32.71 \text{ Ft.}$$

$$Re = \frac{D \rho u}{i} = \frac{0.206 \times 3.56 \times 71.8}{0.001748} = 30,100.$$

De la figura 14, Badger, Elements of Chemical Engineering, donde

$$Re = 30,100. \quad \frac{\Delta H_f D}{u^2 L} = 0.000375.$$

$$\Delta H_f = \frac{3.56^2 \times 32.71 \times 0.000375}{0.206} = 7.54 \text{ ft.}$$

De lo anterior se ve que las pérdidas totales en la tubería inicial de 2.1/2" son de $16 + 7.54 + 0.098 = 23.55$ ft. de solución.

El volumen total de salmuera que fluye en la tubería de 2.1/2" debe ser dividido en 3 partes iguales, cada una de las cuales será usada en alguna de las tres sub-salas en que se ha compuesto la sala principal. Es de notarse la distribución de las válvulas, ya que con el sistema usado pueden ser puestos fuera de operación ya sea uno solo o varios atomizadores de un banco, un banco completo, o una subsala evitando así el exceso de trabajo a que de otra manera estaria sujeto el equipo.

El tamaño de las tuberías alimentadoras de los bancos se harán todas iguales evitando de esa manera las pérdidas ocasionadas por las turbulencias que tienen lugar al cambiar las secciones a intervalos tan

frecuentes; la sección correcta para tener la velocidad estipulada de 4 piés por segundo es

$$\frac{6.95 \times 1}{3 \times 60 \times 4} = 0.00965 \text{ ft. cuadrados}$$

$$= 1.39 \text{ in. cuadradas.}$$

la cual se obtiene en un tubo de 1 in. de diámetro nominal.

Las pérdidas en las tuberías alimentadoras serán todas iguales ya que en ellas fluye la misma cantidad de salmuera por minuto, lo mismo que para los bancos propiamente dichos. Las velocidades aproximadas son:

a) en los primeros 20'—0", $\frac{6.95 \times 1728}{3 \times 60} \times \frac{1}{1.495} \times \frac{1}{12} =$

3.72 ft./seg.; se incluirán las longitudes equivalentes de una cruz corriendo por el brazo con reducción de 2 1/2 in. a 1 in., y 4 cruces de 1 in. corriendo rectas. En esta red se supon-

drá que fluyen $\frac{6.95}{3} = 2.32$ piés cúbicos por minuto.

b) en la segunda parte (30'—0"), $\frac{2.32 \times 1728}{3 \times 60} \times \frac{2}{1.495} =$

$\times \frac{1}{12} = 2.48$ ft./seg.; se incluirán las longitudes equivalentes de una válvula de globo de 1 in., y 4 cruces de 1 in. corriendo rectas. En esta red se supondrá que fluyen

$\frac{2.32 \times 2}{3} = 1.55$ piés cúbicos por minuto.

c) en la última sección (30'—0"), $\frac{2.32 \times 1728}{3 \times 60} \times \frac{1}{1.495}$
 $\frac{1}{12} = 1.25 \text{ ft./seg.};$ se incluirán las longitudes equivalentes

de una válvula de globo de 1 in., y 3 cruces de 1 in. corriendo

rectas. El volúmen que fluye es de $\frac{2.32}{3} = 0.774$ piés
 cúbicos por minuto.

Pérdidas:

a) en la primera parte.

1) por contracción al reducirse la sección las pérdidas se considerarán nulas ya que la relación de velocidad es prácticamente de unidad.

2) por fricción:

$$D = 1.380 \text{ in.} = 0.115 \text{ ft.}$$

$$u = 3.72 \text{ piés por segundo.}$$

$$p = 71.8 \text{ libras por pié cúbico}$$

$$i = 2.6 \text{ centipoises} = 0.001748 \text{ unidades inglesas}$$

$$L = 20 + 4.35 + (4 \times 1.07) = 28.63 \text{ piés}$$

$$Re = \frac{0.115 \times 3.72 \times 71.8}{0.001748} = 17.590.$$

$$\frac{\Delta H_f D}{u^2 L} = 0.0048$$

$$\Delta H_f = \frac{0.00048 \times 3.72^2 \times 28.63}{0.115} = 1.50 \text{ piés.}$$

Pérdidas en la primera parte son 1.50 piés.

bb) en la segunda parte sólo hay pérdidas por fricción, no existiendo ningunas por contracción o ensanchamiento.

$$D = 0.115 \text{ piés}$$

$$u = 2.48 \text{ piés por segundo}$$

$$p = 71.8 \text{ libras por pié cúbico}$$

$$i = 0.001748 \text{ unidades inglesas}$$

$$L = 30 + 6.45 + (3 \times 1.07) = 39.75 \text{ piés}$$

$$Re = \frac{0.115 \times 2.48 \times 71.8}{0.001748} = 11.700$$

$$\frac{\Delta H_f D}{u^2 L} = 0.00054$$

$$\Delta H_f = \frac{0.00054 \times 2.48^2 \times 40.82}{0.115} = 1.17 \text{ piés.}$$

Pérdidas en la segunda parte son 1.17 piés.

cc) en la tercera parte sólo hay pérdidas por fricción

$$D = 0.115 \text{ piés}$$

$$u = 1.25 \text{ piés por segundo}$$

$$p = 71.8 \text{ Libras por pié cúbico}$$

$$i = 0.001748 \text{ unidades inglesas}$$

$$L = 30 + 6.54 + (3 \cdot 1.07) = 39.75 \text{ piés}$$

$$Re = \frac{0.115 \cdot 1.25 \cdot 71.8}{0.001748} = 5920$$

$$\frac{\Delta H_f D}{u^2 L} = 0.00057$$

$$\Delta H_f = \frac{0.00057 \times 1.25^2 \times 39.75}{0.115} = 0.31 \text{ piés}$$

Pérdidas en la tercera parte son 0.31 piés.

El total de pérdidas en la tubería de distribución es de $1.50 + 1.17 + 0.31 = 2.98$ piés ;pero para obtener el gasto total en todo el banco es necesario considerar la parte correspondiente a los ramales de las boquillas, y para ésto se tomará en cuenta que la longitud total de la tubería es de $2' - 0''$, de diámetro de 1 in., con accesorios como sigue: 1 válvula de globo, 1 cruz corriendo por el brazo, 1 codo de 1 in., en el cual se atornilla la boquilla. Las pérdidas son sólo por fricción.

$$D = 0.115 \text{ piés}$$

$$u = \frac{6.95}{3} \times \frac{1}{24} \times \frac{1728}{60} \times \frac{1}{1.380} \times \frac{1}{12} = 0.168 \text{ ft. por seg.}$$

$$p = 71.8 \text{ libras por pié cúbico.}$$

$$i = 2.6 \text{ centipoises} = 0.001748 \text{ unidades inglesas}$$

$$L = 2 + 6.54 + 4.35 + 2.19 + 15 = 30.08 \text{ piés}$$

$$Re = \frac{0.115 \times 0.168 \times 71.8}{0.001748} = 795 \text{ (Flujo viscoso)}$$

$$\frac{\Delta H_f D}{u^2 L} = 0.0013$$

$$\Delta H_f = \frac{0.0013 \times 0.168^2 \times 30.08}{0.115} = 0.009 \text{ piés.}$$

Existen 24 de estos ramales haciendo que el total de pérdidas en la subsala sea de $2.98 + (24 \times 0.009) = 3.20$ piés. Para el total de la sala las pérdidas son $3 \times 3.20 = 9.60$ piés, únicamente por concepto de boquillas y sus ramales:

La tubería principal, después de haber alimentado la primera subsala puede ser reducida, pero probablemente no sea conveniente hacerlo debido a que las reparaciones se pueden hacer más fácilmente teniendo el menor número posible de tamaños diferentes. Basándose en la teoría de que el cambio teóricamente indicado contribuye a complicar la operación del sistema mientras que el beneficio reportado es únicamente de orden económico y demasiado insignificante para ser tomado en consideración, la línea se seguirá de 2.1/2 in. de diámetro.

$$\text{Fluyen por la segunda parte de la tubería principal } \frac{6.93 \times 2}{3}$$

$$= 4.62 \text{ piés cúbicos por minuto, dando una velocidad de } \frac{4.62 \times 1728}{60} \times$$

$$\frac{1}{4.788} \times \frac{1}{12} = 2.32 \text{ piés por segundo. Componen esta segunda parte}$$

40 piés de tubo de 2.1/2 in., con los siguientes accesorios del mismo tamaño: 1 cruz corriendo recta y una válvula de globo; por lo tanto, las pérdidas que se registren deberán ser únicamente por fricción,

$$D = 2.469 \text{ in.} = 0.206 \text{ piés}$$

$$u = 2.32 \text{ piés por segundo}$$

$$p = 71.8 \text{ libras por pié cúbico}$$

$$i = 0.001748 \text{ unidades inglesas}$$

$$L = 40 + 2.16 + 13.12 = 55.28 \text{ piés}$$

$$\text{Re} = \frac{0.206 \cdot 2.32 \cdot 71.8}{0.001748} = 19,680$$

$$\frac{\Delta H_f D}{u^2 L} = 0.000475$$

$$\Delta H_f = \frac{0.000475 \times 2.32^2 \times 55.28}{0.206} = 0.688$$

En la tercera y última parte de la tubería de alimentación se encuentra la misma longitud y cantidad de accesorios, siendo la única va-

riante la velocidad que es de $\frac{6.95 \times 1728}{3 \times 60} \times \frac{1}{4.788} \times \frac{1}{12} = 1.16$ piés

por segundo; los demás datos son iguales a los del caso anterior

$$Re = \frac{0.206 \times 1.16 \times 71.8}{0.001748} = 9,850$$

$$\frac{\Delta H_f D}{u^2 L} = 0.00057$$

$$\Delta H_f = \frac{0.00057 \times 1.16^2 \times 55.28}{0.206} = 0.202 \text{ ft.}$$

Queda por considerar aún la tubería de retorno al enfriador; funcionará únicamente por gravedad ya que la salmuera que recoja de los pisos de los bancos habrá gastado toda su energía cinética al chocar contra la mampara que sirve ese propósito. Se diseñará como drenaje teniendo cuidado de escoger un diámetro y pendiente apropiados para que la carga de altura no disminuya demasiado por fricción y pueda ser restada de la requerida economizándose en esa forma algo de potencia en la bomba. Es permisible el uso de tubería de hierro colado, no

existiendo ninguna razón tal como alta presión, velocidad, etc. por la cual no sea prudente hacerlo.

Según Vilbrandt, un tubo de 4 in. de diámetro tiene una capacidad de desagüe de 66 galones por minuto, lo que viene a ser suficiente ya que 6.95 piés cúbicos por minuto equivalen a $6.95 \times 7.481 = 51.9$ galones por minuto.

El sistema de retorno consiste en 3 ramales compuestos cada uno por 80 piés aproximadamente de tubo recto y una cruz en el extremo que la une a la línea principal, ésta última corre por un lado. Sigue después la principal compuesta por 120 piés rectos, cuatro cruces corriendo rectas, y dos tés corriendo por el brazo.

Para cálculos de pérdidas puede suponerse que fluyen $\frac{6.95}{3} =$

2.32 piés cúbicos a través de $(3 \times 90) + 40 = 310$ piés de tubo y que los accesorios los constituyen tres cruces corriendo por el brazo. Fluyen

$$\frac{6.95 \times 2}{3} = 4.62 \text{ piés cúbicos por minuto en la parte compuesta por}$$

40 piés de tubo, y 6.95 piés cúbicos por minuto a través de $40 + (12$

$$- \frac{270 \times 0.5}{100} - \frac{90 \times 0.5}{100}) + 70 = 120.20 \text{ piés de tubo, siendo}$$

los accesorios dos tés corriendo por el brazo.

Pérdidas en la sección en la cual fluyen 2.32 piés cúbicos por

$$\text{minuto: (la velocidad es de } \frac{2.32 \times 1728}{60} \times \frac{1}{15.904} \times \frac{1}{12} = 0.35$$

piés por segundo)

1) Contracción a la entrada de cada ramal:

$$\Delta H_c = \frac{0.5 \times 0.35}{2 \times 32.2} = 0.000964 \text{ piés. Si el total de bancos}$$

es de 9, entonces habrá la misma cantidad de contracciones y las pérdidas correspondientes son de $9 \times 0.000964 = 0.00867$ piés.

2) Fricción

$$D = 4.026 \text{ in.} = 0.336 \text{ ft.}$$

$$u = 0.35 \text{ piés por segundo.}$$

$$p = 71.7 \text{ libras por pié cúbico}$$

$$i = 2.4 \text{ centipoides} = 0.0061 \text{ unidades inglesas}$$

$$L = 310 + (3 \times 15.75) = 375.25 \text{ piés}$$

$$Re = \frac{0.336 \times 0.35 \times 71.7}{0.00161} = 5,240$$

$$\frac{\Delta H_f D}{u^2 L} = 0.00065$$

$$\Delta H_f = \frac{0.00065 \times 0.35^2 \times 375.25}{0.336} = 0.864 \text{ piés}$$

Fricción en la sección en la cual fluyen 4.62 piés cúbicos por minuto. Todos los datos anteriores se tomarán iguales con excepción de

$$\text{la velocidad que será de } \frac{4.62 \times 1728}{60} \times \frac{1}{15.904} \times \frac{1}{12} = 0.694 \text{ piés}$$

y la longitud de tubería será de 40 piés, sin accesorios.

$$Re = \frac{0.336 \times 0.694 \times 71.1}{0.00161} = 10,390$$

$$\frac{\Delta H_f D}{u^3 L} = 0.00051$$

$$\Delta H_f = \frac{0.00051 \times 0.694^3 \times 40}{0.336} = 0.0292 \text{ piés}$$

Fricción correspondiente a la parte en que fluyen 6.95 piés cúbicos por minuto. Todos los datos se tomarán iguales con excepción de

la velocidad que será de $\frac{6.95 \cdot 1728}{60} \times \frac{1}{12} \times \frac{1}{15.094} = 1.108$ piés

por segundo, la longitud de tubería es de $120.20 + (3 \times 15.75) = 167.45$ piés.

$$Re = \frac{0.336 \times 1.108 \times 71.7}{0.00161} = 16,550$$

$$\frac{\Delta H_f D}{u^3 L} = 0.0005$$

$$\Delta H_f = \frac{0.0005 \times 1.108^3 \times 167.45}{0.336} = 0.306 \text{ piés.}$$

El total de pérdidas es de $0.00867 + 0.864 + 0.0292 + 0.306$

$$= 1.20787 \text{ piés, reduciendo la carga de altura a } 12 - \frac{270 \times 0.5}{100}$$

$$\frac{90 \times 0.5}{100} \quad 1.21 = 8.99 \text{ piés.}$$

La caída de presión en el enfriador se complica grandemente por la variedad que existe de tipos, siendo lo más prudente y exacto tomar para el diseño de la planta los valores recomendados por los fabricantes. En este caso se tomará un valor de 5 piés de solución, considerándose dicha estimación del lado conservativo.

Allanada esta última dificultad es posible calcular el tipo de bomba y potencia del motor que la accione, siendo que ya se han encontrado todos los factores que favorecen o dificultan su funcionamiento.

Tabla de Fricciones

1.—En la primera sección de tubería de 2.1/2 in.	23.55 ft.
(este valor incluye la carga de altura de 16'—0")	
2.—En la segunda sección de tubería de 2.1/2 in.	0.69 "
3.—En la tercera sección de tubería de 2.1/2 in.	0.20 "
4.—En los ramales y sus respectivas boquillas	9.60 "
5.—En la tubería de retorno	1.21 "
6.—En el enfriador (estimada)	5.00 "
TOTAL	<u>40.25</u>

Contra esta carga sólo se oponen la altura de la tubería de retorno que se encuentra reducida por la pendiente que es necesario

$$\text{darle, quedando en } 12 - \frac{270 \times 0.5}{100} - \frac{90 \times 0.5}{100} = 10.20 \text{ piés.}$$

Así tenemos que la carga que tiene que ser vencida por la bomba es de $40.25 - 10.20 = 30.05$ piés de salmuera de densidad de

$$\frac{71.7 + 71.8}{2} = 71.75 \text{ libras por pié cúbico.}$$

$$\text{Presión} = 30.05 \times 71.75 = 2.156 \text{ libras por pié cuadrado} \\ = 14.9 \text{ libras por pulgada cuadrada.}$$

A esta presión es necesario aumentar la necesaria para forzar

la salmuera a través de las boquillas con suficiente velocidad para la buena absorción de calor del aire. Para las boquillas del tipo que se usará, la presión debe ser de 20 libras por pulgada cuadrada, dando un total de $20 + 14.9 = 34.9$ libras por pulgada cuadrada que debe ser vencida por la bomba.

$$\text{H.P. teóricos} = \frac{34.9 \times 144 \times 6.95}{550 \times 60} = 1.06$$

Si la bomba tiene una eficiencia de 60% y el motor 90%, este

ultimo debe ser de una potencia de $\frac{1.06}{0.60 \times 0.90} = 1.96$ H.P.; no se

fabrica un motor de la potencia exacta necesaria, así es que se especificará uno de 2.0 H.P. Considerando que la demanda de potencia del motor será de naturaleza constante, lo mismo que la velocidad, es conveniente especificar uno del tipo de jaula de ardilla.

Para el caso de este diseño la bomba que fuera conveniente usar podría ser o bien del tipo del émbolo o centrífuga; se ha procedido a escoger el segundo tipo porque es sencillo acoplarla directamente al motor eléctrico, es simple y no demasiado voluminosa. Las reparaciones de la mayoría de las buenas bombas centrífugas se reducen al cambio de estoperoles de la flecha, lo cual se hace en raras ocasiones.

Otra de las principales razones para escogerla es que expone una area relativamente pequeña para absorción de calor, lo cual no deja de ser ventajoso en una máquina de ese tipo que es difícil de aislar.

CAPITULO IV

Enfriador.

Generalmente, para el enfriamiento de salmueras se han usado enfriadores tanto del tipo de tubos concéntricos con el refrigerante en el espacio anular como el de tubos y envolvente, cuya construcción es muy similar a la de una caldera tubular de retorno. El enfriador de tubos concéntricos ha caído en desuso y en la actualidad su campo de acción se limita a la refrigeración carbónica.

El gas, en el tipo de envolvente y tubos, con estos últimos expansionados en los espejos, tiene su paso de la entrada a la salida obstruido por mamparas que pueden ser de formas muy variadas y que lo obligan a fluir tan perpendicular al eje de los tubos como sea posible; es difícil calcular el coeficiente overall para este tipo de enfriadores siendo lo más indicado, por lo tanto, basar los cálculos en un coeficiente determinado experimentalmente.

Según Macintire se transmiten de 90 a 100 Btu/hr-ft $^{\circ}$ F en un enfriador del tipo standard con dos pasos para la salmuera.

La temperatura en el exterior de los tubos es determinada por las condiciones bajo las cuales esté funcionando el compresor, y son como sigue:

Condensación a 170 lbs/in² abs, 86.3 F. y 25 lb/in² abs., presión de evaporación. El sobrecalentamiento en el enfriador es de 3.7 $^{\circ}$ F (90 $^{\circ}$ F) y no hay sub-enfriamiento del condensado.

De los datos anteriores se ve que la diferencia de temperaturas entre las superficies exterior e interior es de 12— (—8) = 20 $^{\circ}$ F (se ha tomado la temperatura media de la salmuera según se determinó anteriormente, y la temperatura de expansión del amoniaco se obtuvo de sus tablas de propiedades).

La superficie expuesta por la fluseria del enfriador será de:

$$\frac{96000}{20 \times 95} = 50.6 \text{ft}^2$$

Sería de recomendarse la obtención de un enfriador con el nido de fluses remplaceable para evitar en esa forma el peligro superfluo en que se incurriría al ser necesario cambiar superficies.

Es, en el caso del enfriador de nido fijo, punto menos que imposible efectuar una operación como cambio de fluses sin dañar la superficie de asiento de los espejos causando fugas de gas que más tarde, al salir de las boquillas, contaminaría el producto dentro de la sala.

Por razones de buen funcionamiento y continuidad del mismo es también deseable que dicho aparato sea del tipo de cabezas flotantes prefiriéndosele al de junta de expansión por requerir menor cuidado por parte del operador.

El enfriador de salmuera es uno de los aparatos de las plantas de refrigeración en los que se pueden registrar más pérdidas de calor y es por esto de la más imperiosa necesidad aislarlos en todo lo que sea posible. Se supondrá el diámetro aproximado del enfriador que se necesita para después calcular las pérdidas por radiación suponiendo que se ha aislado el envolvente con una capa de 10 in. de corcho seguido por una de 1 in. de madera que sirve como sostenimiento para el corcho.

Se supondrá que el diámetro del envolvente es de 36 in. y para esta dimensión las pérdidas por pie de longitud de enfriador son como sigue:

Radio medio logarítmico del corcho:

$$r_m = \frac{22 - 18}{2.303 \log \frac{22}{18}} = 19.7 \text{ in.}$$

Radio medio logarítmico de la madera:

$$r_m = \frac{23 - 22}{2.303 \log \frac{23}{22}} = 21.7 \text{ in.}$$

Si las conductividades térmicas se toman como de 0.03 y 0.15 para el corcho y la madera respectivamente, entonces:

$$R_1 = \frac{L_1}{k_1 A_1} = \frac{\frac{4}{12}}{0.03 \times 2 \times 3.14 \times \frac{19.7}{12}} = 1.08$$

$$R_2 = \frac{L_2}{k_2 A_2} = \frac{\frac{1}{12}}{0.15 \times 2 \times 3.14 \times \frac{21.7}{12}} = 0.05$$

$$q = \frac{98 - (-8)}{1.08 + 0.05} = 102.7 \text{ Btu/hr.}$$

Esta pérdida es alta y ya que el area del enfriador no es demasiado grande se procederá a aumentar el aislamiento a un grosor de 12 in.; la determinación de las pérdidas son como sigue:

Para el corcho:

$$r_m = \frac{30 - 18}{2.303 \log \frac{30}{18}} = 23.4 \text{ in.}$$

Para la madera:

$$r_m = \frac{31 - 30}{2.303 \log \frac{31}{30}} = 29.9 \text{ in.}$$

$$R_1 = \frac{\frac{12}{12}}{0.03 \times 2 \times 3.14 \times \frac{23.4}{12}} = 2.72$$

$$R_2 = \frac{\frac{1}{12}}{0.15 \times 2 \times 3.14 \times \frac{29.9}{12}} = 0.036$$

$$q = \frac{98 - (-8)}{2.72 + 0.036} = 34.4 \text{ Btu/hr.}$$



CAPITULO V

Condensador.

En la parte correspondiente al enfriador se dieron las características de trabajo del compresor, siendo necesario para el diseño del condensador únicamente los datos referentes a dimensiones de los tubos y agua de refrigeración. Los tubos son horizontales de 2 in. nominales de diámetro, el agua de refrigeración entra a 75°F (condiciones más desfavorables) y al pasar por el interior de los tubos sufre un aumento de temperatura de 10°F.

Calor tomado por el condensador:

$$\frac{634.4 - 139.3}{609.1 - 139.3} \times 8 \times 200 = 3720 \text{ Btu/min.}$$

$$\text{Agua necesaria} = \frac{3720}{10} = 372 \text{ lb/min.}$$

$$\text{Velocidad del agua} = \frac{372 \times 144 \times 0.01608}{3.355 \times 60} = 4.28 \text{ ft/seg.}$$

h en el lado del agua en la superficie del tubo:

$$0.024 \frac{k}{D} \left(\frac{D_{up}}{i} \right)^{0.8} \left(\frac{C_i}{k} \right)^{0.4} \quad \text{Esta es la ecuación}$$

de Dittus-Boelter para la determinación del coeficiente de transmisión

de calor para fluidos en flujo turbulento dentro de tubos cilíndricos donde:

h = Coeficiente de transmisión de calor.

D = Diámetro del tubo = 2.067 in. = 0.1723 ft.

u = velocidad lineal = 42.28 ft/seg.

p = densidad del agua = 62.22 lb/ft³.

i = viscosidad = 0.86 centipoises.

C = Calor específico del agua = 1 Btu/lb—°F.

k = conductividad térmica del agua = 0.34 Btu/hr—ft²—°F.

Reemplazando los valores en la fórmula tenemos que:

$$h = 0.024 \frac{0.34}{0.1723} \left(\frac{0.1723 \times 4.28 \times 62.2}{0.861 \times 0.000672} \right)^{0.8} \left(\frac{1 \times 0.861 \times 2.72}{0.34} \right)^{0.4} = 529$$

Para vapores condensándose en el exterior de tubos horizontales y tomando las propiedades físicas del condensado a la temperatura media de la película se puede usar la fórmula de Nusselt la cual asume que la condensación es del tipo de película verdadera y que el gas saturado está exento de gases no condensables, además de que su velocidad es baja.

$$h = 0.725 \sqrt{\frac{4 k^3 p^2 g L}{D i \Delta t}}, \text{ donde}$$

h = es el coeficiente de transmisión de calor

k = conductividad térmica del condensado = 0.29 Btu/hr—ft²—°F

g = ft/hr² = 4.18 × 10⁸

L = calor latente de licuefacción del líquido = 492.3 Btu/lb.

p = densidad = 37.17 lb/ft³

i = viscosidad = 0.2097 centipoises

D = diámetro exterior = 2.375 in. = 0.198 ft.

Δt = diferencia de temperatura entre el vapor y la superficie del tubo = 1°F .

$$h = 0.725 \sqrt[4]{\frac{0.29^3 \times 37.12^2 \times 4.18 \times 10^6 \times 492.3}{0.198 \times 0.2079 \times 2.42 \times 1.0}} = 2090$$

El coeficiente overall para la transmisión del calor es:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{\text{amoniacio}}} + \frac{0.0128}{25.8 \times \frac{2.067}{2.375}} + \frac{1}{h_{\text{agua}} \times \frac{2.067}{2.375}}$$

Sustituyendo:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{2090} + \frac{0.0128}{2.413} + \frac{1}{462} = 0.003180$$

$$U = \frac{1}{0.003180} = 314.5 \text{ Btu/hr-ft}^2\text{-F}$$

El area necesaria es de:

$$A = \frac{372 \times 60}{314.5 \times 4.624} = 153.2 \text{ ft}^2, \text{ donde}$$

$$\Delta t_m = \frac{11.3 - 1.3}{\log \frac{11.3}{1.3}} = 4.624^\circ\text{F}$$

El tipo de condensador que se ha escogido para el diseño es el horizontal de envolvente y tubo, que viene a ser una serie de tubos de 2 in. colocados dentro de otro de 8 in. y expansionados en pequeños espejos. Los tubos se encuentran llenos de agua, la cual es obligada a efectuar dos o más pasos antes de salir del aparato. El flujo se hace turbulento debido al control que se ejerce por medio de una bomba o carga positiva de altura.

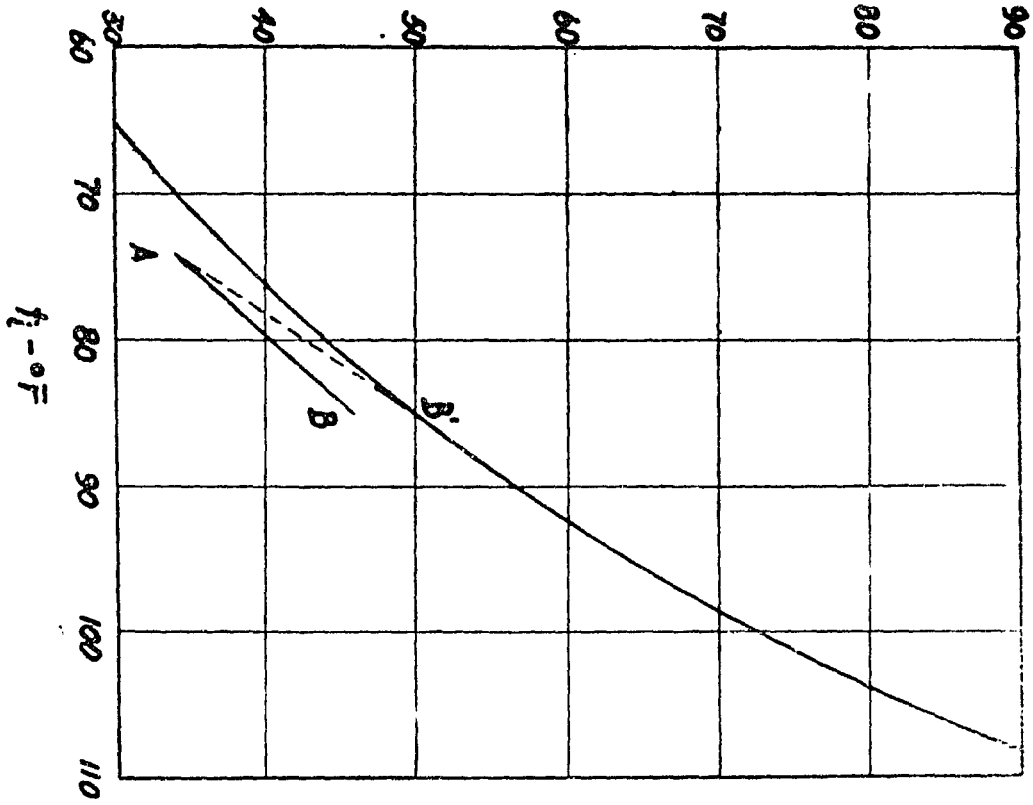
Actualmente se encuentra en el mercado un gran número de diseños de condensadores, la mayoría de ellos son hechos de acero y equipados con los tubos soldados o expansionados en los espejos. Antiguamente el principal objetivo de los diseñadores era la seguridad, pero hoy se persigue una mayor economía en las superficies de transmisión así como exención de humedad y volúmenes excesivamente grandes. Un factor de importancia en la adquisición de un condensador es la acebilidad de las superficies para su limpieza ya que las diferencias de temperaturas que se encuentran son muchísimo mayores que en los condensadores superficiales de vapor dando, por consiguiente, incrustaciones de mayor consistencia, especialmente donde se usa como agua de refrigeración la extraída de pozos que la contaminen con carbonatos o sulfatos alcalinotérreos en solución.

Los tubos de los condensadores pueden ser limpiados con rasquetas del tipo centrifugo, pistones de hule, martillo de arena, o por agentes químicos en algunos casos. El agua de enfriamiento se trata algunas veces con 4 partes de cloro por millón para evitar el crecimiento de algas y la reducción consiguiente de U.

CAPITULO VI

Torre de Enfriamiento y Bomba.

i_2 - Btu por lb. de Aire Seco



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

La operación de las grandes plantas de refrigeración indudablemente es mucho más económica de lo que antes era, debido probablemente a la electrificación y a la facilidad con que puede verificarse el gasto de potencia en la instalación. Se han reducido, además, las pérdidas de presión en las líneas de succión y descarga; también se ha aumentado la presión de evaporación y disminuido la presión del condensador.

Como la operación del condensador esta afectada grandemente por el uso apropiado del agua de refrigeración, se considera ésta como una de las más importantes fases en el estudio de una planta de este tipo.

Para el diseño de la torre, que será del tipo forzado, se considerará que se desea enfriar $(372 \times 60) 2 = 44,640$ lbs. de agua por hora de 85 a 74°F (se ha incluido un factor de seguridad de 1°F por aumentos en la tubería), con aire que entra con una temperatura de bulbo húmedo de 70°F por la parte inferior. Para evitar arrastres de líquido por la corriente de gas, será conveniente usar una velocidad de 600 lb/hr—ft² de sección total; y para evitar que la altura de la torre sea demasiado grande, se ha pensado usar una relación de agua a aire de tres cuartos del valor máximo obtenido.

En la resolución de este problema según el método de Mc. Adams, es necesario trazar la curva de entalpía de aire saturado contra temperatura y los datos para ese objeto son como sigue:

Temperatura del agua, T_1 , en °F	Entalpía Btu/lb de aire seco
70	34
80	44
90	56
100	72

La entalpía del aire entrante se obtiene de la tabla anterior, 34

Btu/lb a 70°F temperatura del bulbo húmedo. Este punto se localiza en la figura como la ordenada del punto A, correspondiente a la parte inferior de la torre, la abcisa es 74°F (temperatura de salida del agua). El valor máximo de w_g corresponde a equilibrio en la parte

—
W

superior de la torre; refiriéndose a la figura, se ve que la entalpía a 85°F es de 50 Btu/lb. Es posible hacer ahora un balance aproximado de entalpía:

$$\frac{W}{w_g} = \frac{50 - 34}{1(85 - 74)} = 1.46 \text{ lb. agua /lb aire seco.}$$

Esta es la pendiente de la línea AB; entonces la relación de agua a aire será de $1.46 \times \frac{3}{4} = 1.095$, y la velocidad del aire $\frac{44,640}{1.095} = 40,800$ lb/hr. de aire seco, que corresponde a una torre con una sección

$$\text{ción de } \frac{40,800}{600} = 68.1 \text{ ft}^2.$$

Desde el punto A en la figura, la línea operante actual se traza con una pendiente de 1.095, y el punto B se localiza en la intersección de esta línea con la temperatura de 85°F a una ordenada de 45.7. De esto se deduce que:

$$Z = Z_{OG} \left(\frac{69.3}{34} \frac{d}{i_L - i_G} \right)$$

donde i corresponde a saturación a t_i . En cualquier punto la fuerza impulsora total $i_G - i_L$ es la diferencia entre las ordenadas de la línea

de saturación y la línea operante, y, en general, la ecuación debe ser resuelta gráficamente. Sin embargo, entre los valores de 34 y 50, la curvatura de la línea de saturación no es grande y, por lo tanto se puede obtener una aproximación lo suficientemente exacta usando la media aritmética de las fuerzas impulsoras en cinco puntos diferentes:

$$\begin{aligned} (i - i_a)_{L G} &= \frac{(38 - 34) + (40 - 36.5) + (43 - 39) + (46 - 42) + (49 - 45)}{5} \\ &= \frac{4 + 3.5 + 4 + 4 + 4}{5} = 4.87 \end{aligned}$$

$$\frac{d i}{L G} = \frac{i_2 - i_1}{(i - i_a)_{L G}} = \frac{45.7 - 34}{4.87} = 2.40 \text{ unidades totales de transferencia-masa.}$$

Incidentalmente, el valor de la temperatura de bulbo húmedo del aire de salida es de 82 F.

El valor de G es $\frac{44,640}{68.1} = 656 \text{ lb. de agua/hr-ft}^2 \text{ de sección}$

total. El valor de Z_{OG} puede depender de G y G_L , lo mismo que del tipo de contacto que se esté usando. Suponiendo que la torre sea de empaque de tablillas el valor observado por Geibel cuando $G = 550$ y $G_L = 720$, es de 14.4 ft. Si la altura de la torre está dada por

$$H = 2.40 Z_{OG} \quad \therefore H = 2.40 \cdot 14.4 = 34.6 \text{ pies.}$$

Las medidas anteriormente deducidas podrían fácilmente ser

las de una chimenea ordinaria, así es que la construcción de la torre se delineará como sigue:

La carga de viento se tomará como de 10 lbs. por ft² actuando sobre el total de la torre sobre el nivel del terreno. Se usará un factor de seguridad de 3.

Concreto armado será el material de construcción mezclándose el mortero en una forma tal que el producto resultante sea impermeable.

La base, además de servir para soportar y mantener erecta la torre, se diseñará como pequeño receptor de agua.

Se han descartado las torres de ladrillo o acero debido a las dificultades que seguramente sobrevendrían en el primer tipo, debido a filtraciones inevitables que debilitarían la estructura haciéndola insegura y costosa; en el segundo, se presenta el problema de la corrosión que dañaría tanto la torre como el resto de los aparatos que hacen uso del agua de refrigeración. Este segundo caso es el que más dificultades presentaría, ya que las escamas de óxido de hierro desprendidas del interior de la torre caerían al tanque recolector siendo tomadas por la bomba y enviadas a las superficies transmitentes de calor evitando así su buen funcionamiento.

Huelga decir que, siendo la torre el punto más alto de la planta, es necesario dotarla de pararrayos.

La bomba, que junto con la torre forma parte del sistema de enfriamiento, sirve para forzar el agua a través del condensador y compresor; es por esto que el diseño de ella es de importancia. Su capacidad será lo suficientemente grande para poder manejar el agua necesaria para el condensador y compresor, incluyendo un factor de seguridad razonable; la cantidad de agua se tomará como de 500 lbs/

$$\text{min. } \left(\frac{500}{62.26} = 8.04 \text{ ft}^3 \text{ min.} \right).$$

La velocidad del flujo se tomará a 5 ft/seg. para evitar que las pérdidas sean demasiado grandes; para llenar esta última condición,

$$\text{el diámetro de la tubería debe ser de } \frac{8.04 \times 1728}{60} \times \frac{1}{5} \times \frac{1}{12}$$

= 3.86 in² (tubo de 2 1/2").

Se clasifican las pérdidas en el sistema de la siguiente manera:

- 1a.—En la succión — despreciables.
 2a.— En la descarga a) los primeros 40'—0" a través de los cuales fluye el total del volúmen (8.04 ft³/min.) incluyendo la carga de altura.
 b) en la toma del compresor—despreciable
 c) en la toma del condensador—despreciable
 3a.— En el paso a través de la chaqueta del compresor se toma la baja de presión a 5 lbs/in².
 4a.— En el paso a través del condensador la caída de presión según los diferente catálogos, para condensadores de la superficie y tipo especificados en el capitulo correspondiente, es de 10 lbs. por in².
 5a.— En la tubería de retorno, de 60'—0", en la que fluye el total del volúmen (8.04 ft³/min.)
 6a.— La carga de altura para la torre es de 15 piés aproximadamente.

Cálculo:

1a.— Incluidas en el factor de seguridad.

$$2a.— a) D = \frac{2.469}{12} = 0.206 \text{ ft.}$$

$$u = \frac{8.04}{60} \times \frac{1728}{4.78} \times \frac{1}{12} = 4.04 \text{ ft/seg.}$$

$$p = 62.26 \text{ lb/ft}^3$$

$$i = 0.94 \text{ centipoises} = 0.000632 \text{ unidades inglesas.}$$

L = 40 piés — se incluyen las longitudes equivalentes de los accesorios.

$$\frac{\text{Dup}}{i} = \frac{0.206 \times 4.04 \times 62.26}{0.000632} = 81.750$$

$$\frac{\Delta HfD}{u^2L} = 0.00034$$

$$\Delta Hf = \frac{0.00034 \times 4.04^2 \times 40}{0.206} = 1.08 \text{ ft. de agua de den-}$$

sidad de 62.26 lb/ft³.

b.— Incluidas en el factor de seguridad, ya que la longitud es demasiado pequeña para justificar su cálculo.

c.— Incluidas en el factor de seguridad por las mismas razones que en el 2b.

$$3a.— 3 \text{ lb/in}^2 \text{ equivalentes a } \frac{144 \times 3}{62.22} = 6.95 \text{ ft. de agua de}$$

62.22 lb/ft³ de densidad. La densidad a sido tomada a la media entre 75 y 85°F.

$$4a.— 10 \text{ lb/in}^2 \text{ equivalentes a } \frac{144 \times 10}{62.22} = 23.17 \text{ ft. de agua a}$$

las mismas condiciones que en la 3a.

5a.— $D = 0.206$ (fluye el mismo volúmen que en la succión).

$u = 4.04 \text{ ft/seg.}$

$i = 0.84 \text{ centipoises} = 0.000564 \text{ unidades inglesas.}$

$p = 62.17 \text{ lb/ft}^3.$

$L = 60 \text{ piés}$ —se incluye la longitud equivalente de los accesorios y directrices en la torre.

$$\frac{Dup}{i} = \frac{0.206 \times 4.04 \times 62.17}{0.000564} = 91,700$$

$$\frac{\Delta HfD}{u^2L} = 0.00035$$

$$\Delta Hf = \frac{0.00035 \times 4.04^2 \times 60}{0.206} = 1.67 \text{ ft. de agua de } 62.17 \text{ lb/ft}^3.$$

6a.— 15 piés de agua de 62.17 lb/ft³.

El total de las pérdidas es de 1.08 + 6.95 + 23.17 + 15 + 1.67 = 47.87 piés de agua a una densidad correspondiente a la media aritmética de las temperaturas de entrada y salida

$$\text{Presión} = 47.87 \times 62.22 = 2980 \text{ lb/ft}^2.$$

$$\text{Volúmen bombeado} = \frac{8.04}{60} = 0.134 \text{ ft}^3/\text{seg.}$$

$$\text{Por lo tanto, H. P.} = \frac{2980 \times 0.134}{550} = 0.726$$

La eficiencia de una bomba de 2.1/2" de succión por 2.1/2" de descarga se encuentra alrededor de 60%, y la del motor de Jaula de ardilla se puede tomar como a 80 %; siendo así las condiciones, la potencia que se estipule para él será de:

$$\frac{0.726}{0.80 \times 0.60} = 1.1/2 \text{ H. P.}$$

Para esta bomba se especificará un motor de Jaula de ardilla debido, igual a los casos anteriores, a su sencillez no siendo necesaria la regulación de la velocidad.

CAPITULO VII.

Compresor y Auxiliares del Equipo.

Con anterioridad al año de 1800 los compresores se fabricaban para operar a velocidades no mayores de 50 r.p.m.; todos eran impulsados por motores de vapor del tipo Corliss, aunque después se usaron motores del tipo Lentz o Stumpf para mayor velocidad y uso del vapor sobrecalentado. Las válvulas eran del tipo "poppet" exclusivamente, y al terminar el periodo, éstas se colocaron en el pistón balanceándolas con resortes para compensar su peso en tal forma que su acción fuera por inercia.

Actualmente, la gran mayoría de los compresores usados en sistemas de amoníaco son del tipo vertical cerrado y el que se ha escogido para este diseño tiene las siguientes características:

Los dos cilindros están comprendidos en un "monoblock" independiente de la charola recogedora del aceite ("crank-case") y de la cabeza; la chumacera exterior es parte integral de la misma (Nota. Esta es una ventaja relativa ya que en caso de sufrir la chumacera algún contratiempo es necesario cambiar una unidad bastante grande para reponerla). El aceite es forzado a los cilindros, chumaceras, pasador del pistón, etc., por medio de una bomba de engranes ordinaria accionada directamente de la flecha principal. La chaqueta refrigera la porción superior del cilindro y parte de la cabeza evitando así la necesidad de emplear la compresión húmeda. Los pistones tienen cuatro anillos en la parte superior y 3 en la inferior para mejor sello y se tornean a tolerancias que no deben exceder 0.002 in.

Como material de construcción para los cilindros se usa hierro colado de grano fino calculado sobre la base de 1000 lbs/in² esfuerzo de trabajo, ya que las cargas a que debe sujetarse el cilindro en pruebas hidráulicas es de 400 lbs/in² y 300 lbs/in² presión del aire. El pistón está fabricado del mismo material que el cilindro. El pasador debe ser de acero templado con un esfuerzo permisible de trabajo de 600 lbs/in². La biela es de hierro forjado afectando la sección I trabajando a un esfuerzo máximo de tensión y también de compresión de 6000 lbs/in². El

cigüeñal como en todos los compresores, es forjado de acero, templado, endurecido superficialmente y cuidadosamente torneado a bajas tolerancias.

El espacio muerto en estos tipos de compresores es muy pequeño, de 1/64 in., de tal modo que el volumen muerto es de 1 por ciento del desplazamiento total del pistón; esto significa un gran aumento en la eficiencia volumétrica del aparato si se le compara con el 3 y 4 por ciento que se encuentra en el compresor horizontal de doble acción. Por razones de seguridad se ha admitido que el cilindro sea del tipo de cabeza de seguridad que se mantiene en posición por medio de un pesado resorte y conteniendo las válvulas de plato ligeras, pero acojinadas, debido a las altas velocidades de rotación. Debido a las diferencias de presión, tanto del lado de compresión como de succión, no es posible usar válvulas mecánicamente operadas excepto en uno o dos casos aislados, de modo que la válvula es accionada por diferencias de presiones.

Velocidades de rotación alrededor de 800 r.p.m. han sido usadas pero en este tipo se usan 500-550 tomando en cuenta que probablemente la máquina funcione durante períodos de seis u ocho meses sin que sea posible el mantenimiento. Además para obtener una buena lubricación la velocidad del pistón se mantiene entre 600 y 700 pies por minuto.

La potencia necesaria para el compresor es pequeña que su eficiencia fuera de 100% se calcula de datos para tales cilindros en presiones de succión y de escape de 14.7 psia. La potencia requerida por toneladas de refrigerante en sus compresores trabajando a 170 lb. por pulg. en el condensador y 20 lb. por pulg. en el evaporador es de 0.95 HP. Por lo tanto el motor que se usa debe tener una potencia de $(8 \times 0.95) = 7.6 = 11.4$ HP, después 13 HP. Se notará que se ha incluido un factor de seguridad de 0.7 debido a los cambios que pueden operarse en la capacidad de evaporación para cambiar las condiciones del sistema.

El tipo de motor más deseable es el motor para el gas por medio de el la carga de factor de potencia o asociada por el uso exclusivo de motores de junta de anillos. Prácticamente se ha probado su utilidad en el momento de la puesta a punto del tipo de los compresores.

Se usarán bandas V para la transmisión de potencia y la relación de los diámetros de las poleas será de acuerdo con la velocidad del motor que se adquiera.

Auxiliares de Equipo.— De éstos sólo se mencionarán los más importantes, tratando de discutir las condiciones que los deben caracterizar para el buen funcionamiento del sistema.

a).—**Válvula de expansión:**— Casi todas las válvulas automáticas reductoras de presión, más comunmente llamadas válvulas de expansión, tienen un diafragma o fuelle cargado con resorte que actúa sobre la válvula de aguja por medio de algún sistema de palancas amplificador del movimiento. La apertura efectuada por la válvula de aguja no tiene que ser muy amplia, sino únicamente lo suficiente para que el líquido evaporado absorba la carga del enfriador. Es recomendable la adquisición de algún tipo de válvula cuyos asientos sean protegidos en todo lo posible de la acción destructora de la evaporación de una pequeña cantidad de líquido al registrarse la inevitable caída de presión en el aparato, este vapor, con un volumen específico mucho mayor que el del líquido, impide el buen funcionamiento de la válvula. La caída de presión varía o sufre de una baja de temperatura, en algunos casos tan grande que causa la congelación de líquidos de alto punto de fusión, entre estos líquidos el de más importancia en refrigeración y probablemente el único es el agua que al congelarse interfiere grandemente con el buen funcionamiento del sistema, para evitar esto debe utilizarse convenientemente colocar en la línea de alimentación de líquido los deshumidificadores que para este objeto se encuentran en el mercado de artículos de refrigeración.

El aceite que pudiera haber sido arrastrado hasta la válvula de expansión por el refrigerante líquido tiende a formar una masa pastosa dentro de ella obstruyendo la fina malla de que debe de estar dotada toda válvula de control de la carga del líquido. Con objeto de eliminar esto el gas de escape del ciclo del compresor es separado por un separador de aceite del tipo de meroa dotado de impulsor que le da al líquido un movimiento hacia el fondo permitiendo la salida de los gases líquidos.

Las anteriores son las válvulas más deseables que deben reunir una válvula de expansión de diseño correcto, habiéndose enumerado

también los protectores de que debe dotarse para asegurar su buen funcionamiento.

b).—Trampa de incrustaciones.— La función primordial de este aparato es la protección del compresor de las limaduras del metal, arena, incrustaciones, etc., que circulan con el amoníaco especialmente en las nuevas instalaciones, siendo, entonces, de primera importancia el uso de ella. Debe colocarse lo más cerca que sea posible del compresor.

c).—Luz Ultravioleta.— La luz ultravioleta se hace necesaria en plantas de refrigeración del tipo que se ha diseñado por su acción destructora sobre infecciones bacterianas en superficies alimentancias o en el aire. Otros posibles agentes protectores son el ozono y el bióxido de carbono; éste último no se usa grandemente debido a que su efecto sobre las bacterias es retardatorio del crecimiento más bien que destructora.

Para producir la luz ultravioleta se usan las lámparas de arco de vapor de mercurio cuyas radiaciones son en su gran mayoría, de una longitud de onda de 2537 unidades Angstrom (bastante cercana a la longitud de onda de actividad bactericida máxima). El calor emitido por estas lámparas es tan poco que no afecta la carga al compresor.

Entre los usos más importantes de las lámparas ultravioleta se encuentra el que se le ha encontrado en la refrigeración, principalmente de carnes. Han permitido el aprovechamiento de las ventajas que proporciona la alta humedad, y al mismo tiempo ha sido posible aumentar ligeramente las temperaturas. Una lámpara de 30in., o una bactericida de 15 watts pueden cubrir 250 ft² de espacio de refrigeración. Para mejor eficiencia la lámpara o lámparas deben trabajar continuamente desde una posición fija, preferiblemente el techo. No debe permitirse una intensidad de radiación demasiado fuerte debido a los perjuicios ocasionados a los alimentos tales como decoloración y olor transitorio a "quemado" en carnes de res.

Las radiaciones 2537 tienen además un efecto deodorizante sobre la atmósfera de la sala de refrigeración, aunque, con la moderna lámpara bactericida, esta acción se debe más al ozono producido por el paso de rayos de longitudes de onda menores que 2000 unidades Angstrom. Ni el ozono ni las radiaciones pueden destruir ciertos olores de putrefacción.

Bibliografía

- H. J. Macintire, "Refrigeration Engineering", John Wiley & Sons, New York, 1945.
- W. H. Mc Adams, "Heat Transmission", Mc Graw-Hill, New York, 1942.
- F. C. Vilbrandt, "Chemical Engineering Plant Design", Mc Graw-Hill, New York, 1942.
- W. L. Badger & W. L. Mc Cabe "Elements of Chemical Engineering", Mc Graw-Hill, New York, 1936.
- F. H. Getman & F. Daniels, "Outlines of Physical Chemistry", John Wiley & Sons, New York, 1943.
- Amer. Soc. Reftg. Engrs., "The Refrigerating Data Book", A. S. R. E., New York, 1946.
- H. C. Weber, "Thermodynamics for Chemical Engineers", John Wiley & Sons, New York, 1939.
- R. P. Hoelscher & A. B. Mays, "Basic Units in Mechanical Drawing", 1, & 11, John Wiley & Sons, New York, 1942.
- O. A. Hougen & K. M. Watson, "Industrial Chemical Calculations", John Wiley & Sons, New York, 1945.
- L. S. Marks, "Mechanical Engineers' Handbook", Mc. Graw-Hill, New York, 1941.
- J. H. Perry, "Chemical Engineers' Handbook", Mc Graw-Hill, New York, 1941.
- H. D. Harper, "Plumbing, Heating, and Air Conditioning Mathematics", Van Nostrand, New York, 1942.
- L. A. Tromp, "Machinery and Equipment of the Cane Sugar Factory", Norman Rodger, London, 1946.