



7 2ej

**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN**

**CALCULO Y SELECCION DEL EQUIPO DE
REFRIGERACION PARA UNA PLANTA
EMBOTELLADORA DE BEBIDAS GASEOSAS**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A :

ANDRES JERONIMO CERON ISLAS

DIRECTOR DE TESIS:

ING. JUAN DE LA CRUZ HERNANDEZ ZAMUDIO

CUAUTITLAN IZCALLI, EDO. DE MEX.

1990

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México

UNAM



Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

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 está 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.

INDICE

INTRODUCCION.	1
I.- GENERALIDADES.	3
I.1. Definiciones termodinámicas	4
I.2. Propiedades del amoniaco como refrigerante.	14
I.3. Elaboracion y envasado de las bebidas gaseosas.	16
I.4. Descripción del ciclo de refrigeración.	24
I.5. Descripción de la operación del evaporador.	26
II.- CALCULO Y SELECCION DEL EQUIPO DE REFRIGERACION UTILIZANDO EL SISTEMA DE RECIRCULACION.	32
II.1. Explicación teórica del sistema de recirculación.	33
II.2. Representacion del sistema de recirculación en el diagrama de Molliere.	41
II.3. Determinación de la carga térmica, así como de las condiciones de operación del equipo de refrigeración.	44
II.4. Selección de las condiciones de operación del equipo de refrigeración (presión y temperatura de succión, presión y temperatura de descarga).	49

III.- CALCULOS Y SELECCION DE LOS COMPRESORES Y MOTORES ELECTRICOS.	53
IV.- CALCULO Y DISEÑO DEL SEPARADOR DE ACEITE.	68
V.- SELECCION DE LA VALVULA DE RETENCION EN LA TUBERIA DE DESCARGA.	75
VI.- CALCULO Y SELECCION DEL CONDENSADOR.	78
VII.- CALCULO DEL ACUMULADOR GENERAL DE SUCCION.	91
VIII.- CALCULO Y SELECCION DE LAS TRAMPAS PARA EL REGRESO AUTOMATICO DE LIQUIDO.	96
IX.- CALCULO DEL RECIPIENTE DE PRESION CONSTANTE Y DE LA CANTIDAD DE REFRIGERANTE EN EL SISTEMA	112
X.- CALCULO Y SELECCION DE TUBERIAS.	124
XI.- CONCLUSIONES: DEL SISTEMA DE REFRIGERACION CONVENCIONAL Y DEL SISTEMA POR RECIRCULACION	140
XII.- INFORMACION Y TABLAS TECNICAS.	149
XIII.- BIBLIOGRAFIA.	150

INTRODUCCION

En el transcurso de unas pocas décadas, la refrigeración ha tenido un crecimiento asombroso y actualmente se ha extendido con rapidez a la industria.

La refrigeración hace posible la producción de plásticos, de hule sintético, la conservación de alimentos y de muchos otros nuevos productos dentro de los cuales se encuentra la "refrigeración para las bebidas gaseosas". Por otra parte es ya una necesidad en la actualidad la perfección y aumento de la eficiencia de un sin número de equipos y sistemas, dentro de los cuales se encuentran los sistemas de refrigeración.

Existen en la República Mexicana plantas embotelladoras de bebidas gaseosas, las cuales operan en su mayoría con sistemas convencionales de refrigeración.

En el caso de una planta embotelladora con dos o más líneas de embotellado o en términos de refrigeración, con más de 350 ton de refrigeración de capacidad requerida, es recomendable la instalación de un sistema de refrigeración por recirculación de líquido y además centralizado; lo cual redundará en lo siguiente:

- Disminución de los gastos de operación.
- Disminución de los gastos de mantenimiento.
- Facilidad y versatilidad en la operación de los equipos.
- Disminución de gastos por pérdidas de CO₂, ruptura de botellas, espumeo en el refresco, etc.

2

El presente trabajo presenta un análisis cuantitativo y cualitativo de un sistema de refrigeración convencional contra un sistema de refrigeración por recirculación de líquido en los evaporadores.

CAPITULO I

GENERALIDADES:

- I.1. DEFINICIONES TERMODINAMICAS.
- I.2. PROPIEDADES DEL AMONIACO COMO REFRIGERANTE.
- I.3. ELABORACION Y ENVASADO DE LAS BEBIDAS GASEOSAS.
- I.4. DESCRIPCION TEORICA DEL CICLO DE REFRIGERACION.
- I.5. DESCRIPCION DE LA OPERACION DEL EVAPORADOR.

I.1. Definiciones Termodinámicas.

Refrigeración.

Es un proceso termodinámico por medio del cual se lleva a cabo una transferencia de calor, obteniéndose como resultado una reducción o conservación de un espacio o producto a temperatura inferior con respecto a su temperatura inicial.

Carga de refrigeración.

Carga de enfriamiento o carga térmica es determinada dependiendo de la velocidad con la cual el calor deba ser transferido de un espacio o sustancia para producir y mantener condiciones deseadas de temperatura y depende de la carga por transferencia de calor de las siguientes fuentes: calor transmitido por conducción a través de paredes, el calor del producto, el calor generado por personas y equipo que operan dentro de un espacio, etc.

Calor.

Es la energía que fluye de un cuerpo a otro como resultado de una diferencia de temperatura entre los cuerpos.

Capacidad Calorífica.

La capacidad calorífica (c) de cualquier sustancia es la cantidad de energía por unidad de masa (BTU/lbm o Kcal/Kg) necesaria para producir un cambio de temperatura de un grado. La capacidad calorífica de una sustancia variará significativamente si se tiene un cambio de fases; en general (c) varía con la temperatura.

El calor requerido para aumentar la temperatura de 1 lbm/unidad de tiempo (W) de cualquier sustancia de T_1 a T_2 se representa por medio de la ecuación general:

$$Q = W (c) (T_2 - T_1)$$

donde:

Q Cantidad de energía térmica (BTU/h)

W Flujo másico (lb/h)

c Capacidad calorífica (BTU/lb/°F)

T_2 Temperatura final o deseada (°F)

T_1 Temperatura inicial (°F)

Entalpia Sensible

Es la cantidad total de energía necesaria para aumentar o disminuir la temperatura de un fluido o un sólido de una condición inicial hasta la temperatura donde se inicie un cambio de fase en dicha sustancia.

Entalpia Latente

Es la cantidad de energia necesaria proporcionada a una sustancia para llevar a cabo un cambio total de fase manteniendose la temperatura constante hasta el final de dicho cambio.

Temperatura.

La temperatura es una propiedad de la materia y está en función de la energia cinética interna y por lo tanto, es un indice de la velocidad molecular promedio.

Temperatura de Saturación.

La temperatura de un fluido que cambia de la fase líquida a la fase de vapor o a la inversa de la fase de vapor por la fase líquida se le llama temperatura de saturación y depende de la presión del fluido; al aumentar la presión se eleva el valor de la temperatura de saturación, mientras que al reducir la presión se reduce también la temperatura de saturación. Es evidente que la presión y temperatura de saturación de un líquido o vapor pueden ser controlados regulando la velocidad a la cual escapa el vapor que está por encima del líquido. Un líquido a la temperatura de saturación se le llama "líquido saturado" y un vapor a la temperatura de saturación se le llama "vapor saturado".

Temperatura Absoluta

Las lecturas de temperaturas obtenidas de cualquiera de las escalas Fahrenheit o Celsius están basadas en puntos cero, seleccionados arbitrariamente, los cuales no coinciden en las dos escalas. Sin embargo, cuando las lecturas de temperatura deben aplicarse a ecuaciones que relacionan ciertas leyes fundamentales es necesario utilizar lecturas de temperatura cuyo punto sea referido a la temperatura de cero absoluto -460°F (-273°C).

Relaciones para convertir a temperaturas absolutas:

$$\text{Rankine} = R = F + 460^{\circ}$$
$$\text{Kelvin} = K = C + 273^{\circ}$$

Vapor Sobrecalentado.

Un vapor a cualquier temperatura arriba de su temperatura de saturación correspondiente a su presión, es conocido como "vapor sobrecalentado". El efecto de sobrecalentar el vapor comúnmente se conoce como sobrecalentamiento.

Líquido Subenfriado.

Si después de la condensación, el líquido resultante es enfriado, de tal manera que su temperatura esté por abajo de

la temperatura de saturación se dice que el líquido está "subenfriado".

Vaporización.

La vaporización de un líquido puede ocurrir de dos maneras: a) por evaporación y b) por ebullición.

a). La vaporización de un líquido por el proceso de evaporación ocurre únicamente en la superficie libre de un líquido y puede ocurrir a cualquier temperatura inferior a la temperatura de saturación, ya que depende del grado de saturación del vapor.

b). La vaporización de un líquido por el proceso de ebullición solamente ocurre a la temperatura de saturación. Debido a que la temperatura de saturación es la temperatura a la cual la presión del vapor del líquido es igual a la presión ejercida sobre el líquido, este tipo de vaporización ocurre en todo el líquido, así como en la superficie libre y es acompañada por una agitación considerable del líquido y una formación de burbujas que se expanden, subiendo y reventándose en la parte superior.

Refrigerante.

Es cualquier sustancia capaz de absorber calor de otra,

como el hielo, el agua, el aire, la salmuera, etc. En el caso de la refrigeración mecánica, el refrigerante debe poseer la capacidad de evaporación y condensación dentro de un sistema para poder absorber y disipar calor.

Para que dicho cambio de fase se realice, se deberá tener una presión y temperatura adecuadas, debiendo considerar los siguientes puntos: economía, diseño, construcción y operación de los equipos.

Método de Transferencia de Calor.

La transferencia de energía en forma de calor ocurre de tres maneras:

- 1). Por conducción,
- 2). por convección y
- 3). por radiación.

1). Transferencia de calor por conducción: ocurre cuando la energía es transmitida por contacto directo entre las moléculas de un cuerpo o entre las moléculas de dos o más cuerpos con buen contacto térmico entre ambos. Para cualquiera de los casos, las moléculas con mayor energía comunican su energía a las moléculas inmediatas adyacentes con menor energía.

Ecuación.

$$Q_k = -k (A) \frac{dT}{dX}$$

Donde:

Q_k Razón de flujo de calor por conducción (BTU/h)

A Area de la sección a través de la cual fluye el calor por conducción, (Area que debe ser medida perpendicularmente a la dirección de flujo de calor) (pie²)

dT/dX Es la variación de temperatura (T) con respecto a la distancia (X) en dirección del flujo de calor
(F/pie)

K Conductividad térmica del material

$$\frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{pie} \cdot \text{of}}$$

- 2). Transferencia de calor por convección: ocurre cuando la energía en forma de calor hace que las moléculas se desplacen por cambio de densidad de un lugar a otro por medio de corrientes establecidas. Estas corrientes se conocen como corrientes de convección. Cuando se agrega calor a cualquier porción de un fluido, éste se expande y aumenta su volumen por unidad de masa. La porción caliente de fluido es más ligera,

se desplazó hacia arriba, reemplazando así mismo a una porción más fría.

Ecuación.

$$Q_c = hc (A) (\Delta T)$$

Donde:

Q_c Flujo de calor transferido por convección (BTU/h)

A Area de transferencia de calor (pie²)

ΔT Diferencia entre la temperatura de la superficie (t_s) y la temperatura del fluido (T_∞) en algún lugar específico (oF)

hc Coeficiente de transferencia de calor
BTU

h - pie² - oF

- 3). Transferencia de calor por radiación: ocurre en la forma de movimiento ondulatorio, en donde la energía se transmite de un cuerpo a otro sin necesidad de la intervención de la materia. Todos los materiales dan y absorben calor en forma de energía radiante. La cantidad de energía que abandona una superficie en forma de calor radiante, depende de la temperatura absoluta y de la naturaleza de la superficie.

Ecuación aplicada a un radiador perfecto:

$$Q_r = \sigma (A) (T)^4$$

Donde:

Q_r Flujo de calor transferido por radiación (BTU/h)

A Area de la superficie (pie²)

σ Constante dimensional (0.1714×10^{-8})
BTU

$h = \text{pie}^2 \text{-oR}^4$, se conoce como constante de
Stefan- Boltzmann

T_1 Temperatura absoluta de la superficie radiante
(oR)

Entropia.

En un sistema compuesto por varios cuerpos que involucrados en un proceso físicoquímico, y que se encuentran en un medio aislado. La entropia es una medida de la degeneración termodinámica producida durante el cambio

$$s = \int \frac{dQ}{dT}$$

El concepto de variación de la entropia puede ser aplicado a un cuerpo que no está aislado pero en comunicación térmica con otro cuerpo, en este caso el cambio de entropia está dado por la relación:

$$s_2 - s_1 = \int_1^{T_2} \frac{dQ}{T} + \int_1^{T_2} \frac{dQ'}{T}$$

Donde:

Q Calor absorbido por el cuerpo desde el exterior

Q' Calor generado dentro del sistema debido a la fricción.

Efecto refrigerante:

Se le llama efecto refrigerante a la cantidad de calor que cada unidad de masa de refrigerante absorbe del espacio refrigerado. Por ejemplo, cuando se derrite 1 lb de hielo, absorberá del aire, de los alrededores y de los objetos adyacentes una cantidad de calor igual a su Entalpia de fusión. Si el hielo se congela a 32 F absorberá 144 BTU/lb. De modo que el efecto refrigerante de 1lb de hielo es de 144 BTU.

I.2. PROPIEDADES DEL AMONIACO COMO REFRIGERANTE

El amoniaco es el refrigerante más usado en los sistemas industriales de refrigeración.

Por su alto efecto refrigerante en compresores de desplazamiento positivo, los desplazamientos son menores que para cualquier otro refrigerante (con excepción del gas carbonico CO₂), debe contener como máximo de 0.01 a 0.02% de agua y no debe ser usado por ningún motivo en aire acondicionado, pues tiene un olor ofensivo y penetrante.

Propiedades Físicas Importantes del Amoniaco:

Formula química	NH ₃
Peso molecular	17.03
Punto de ebullición	-28 °F -33.8 °C
Entalpia latente de vaporización (70 °F)	508.6 BTU/lbm
Densidad del vapor (70 °F, 1atm)	0.4325 lbm/pie ³
Densidad del líquido (70 °F)	38 lbm/pie ³

El cuerpo humano detecta apreciablemente el efecto de la mezcla de aire y vapor de amoniaco con un 0.03% y se

considera que es la máxima cantidad de amoníaco que permanentemente no es perjudicial; por esta razón las mezclas de aire y amoníaco en un espacio completamente abierto, es difícil que puedan causar daños y menos ser tóxicos.

El vapor de amoníaco es muy soluble en agua, 1000 parte de amoníaco por una parte de agua, por lo que es conveniente colocar en posición estratégica conexiones de agua a presión y a éstas conectadas permanentemente mangueras que lleguen a lugares convenientes para usar el agua como absorbente del amoníaco.

I.3. ELABORACION Y ENVASADO DE LAS BEBIDAS GASEOSAS.

Según la Norma Oficial Mexicana (F-439-1982), se define a las bebidas no alcohólicas como:

"Aquellas que además de agua potable pueden contener como máximo un 2% de alcohol etílico, saboradores, dióxido de carbono, jugos, pulpas de frutas, verduras o legumbres y otros aditivos autorizados por la Secretaría de Salubridad y Asistencia.

En el caso de bebidas nutritivas pueden contener además vitaminas, proteínas o sus hidrolizados de calidad proteica equivalente al de la caseína."

- Se define como Refresco de : a aquellos que contienen menos del 10% y como mínimo 6% de jugo o pulpas de frutas, verduras o legumbres y que cumpla con lo anterior.

- Se define como Refresco de sabor..... : a aquellos que pueden contener jugos o pulpas de frutas, verduras o legumbres en cantidad menor al 6% y que cumplan con lo especificado antes. Quedan también comprendidos dentro de este grupo aquellos refrescos cuyas cualidades específicas los clasifican como de un sabor indefinido característico e inherente al producto.

Con base en el artículo 785 del Reglamento del Uso de Aditivos en la Industria Alimentaria : " Se entiende por bebida no alcohólica, las bebidas industrializadas endulzadas o no, que puedan prepararse con agua potable o purificada o con agua mineral, a las que se agregan aditivos saboreadores naturales o sintéticos y colorantes autorizados, adicionados o no de jugo o pulpa de frutas, que pueden contener bióxido de carbono y hasta 1.9% de alcohol etílico, y que por su venta o suministro al público requieren estar protegidas con envases provistos de cierre hermético para prevenir su contaminación. Se incluyen en esta definición, las diversas clases de agua envasada para consumo humano.

La carbonatación del agua embotellada deberá efectuarse con anhídrido carbónico químicamente puro, exento de ácido nítrico, ácido sulfhídrico, anhídrido sulfúrico y otras impurezas. Su contenido de monóxido de carbono no deberá ser superior al 0.2% en volumen, y la presión del gas no deberá ser mayor de 5 atm.

Los ingredientes que pueden agregarse a los Refrescos, pueden ser edulcorantes, ácidos, sabores, colores, preservativos y otros ingredientes opcionales.

Los edulcorantes nutrientes pueden ser formas líquidas

líquidas o en polvo de azúcar, dextrosa, fructosa, jarabe de maíz, jarabes de glucosa, sorbitol o cualquier otra combinación de dos o más de ellos.

Pueden emplearse acidulantes solos o en combinación de los siguientes ácidos: acético, adipico, cítrico, fumárico, glucónico, láctico, málico, tartárico y fosfórico.

Los ingredientes naturales se utilizan para dar sabor en un vehículo de alcohol etílico, glicerina o propilenglicol, de acuerdo con los siguientes tipos: jugos de frutas (incluyendo concentrados) y sabores naturales derivados de frutas, vegetales, cortezas, raíces, hojas y productos vegetales similares. También pueden utilizarse sabores artificiales, lo mismo que color natural o artificial.

La mezcla completa de todos los ingredientes que se requieren para elaborar una bebida carbonatada, a excepción del agua carbonatada, se conoce como jarabe, y la solución de azúcar en agua se identifica como jarabe simple acidificado.

Para preparar estos jarabes puede seguirse el siguiente procedimiento general:

- 1) Elaborar el jarabe simple disolviendo los azúcares

seleccionados empleando la mayor parte del agua requerida en la fórmula.

- 2) Filtrar para eliminar cualquier sedimento.
- 3) Disolver el preservativo y el color en una pequeña cantidad de agua caliente y agregarlo al jarabe simple. Muchas bebidas carbonatadas se preservan lo suficiente en ácido y con el dióxido de carbono (CO_2) contenido en la bebida.
- 4) Agregar ácido y mezclar bien.
- 5) Agregar sabor. Algunas veces el sabor, el color y los preservativos pueden mezclarse, de ser así, deben adicionarse antes del ácido.
- 6) Completar la formulación agregando la cantidad necesaria de agua.

La carbonatación correcta es muy importante por el sabor picante que le dá a la bebida. La carbonatación implica la disolución de dióxido de carbono gaseoso en agua bajo condiciones controladas de temperatura y presión. El gas licuado de los tanques a presión se suministra a través de una válvula al carbonatador en donde el gas se absorbe a una velocidad controlada. Dependiendo de la bebida específica que se produzca, el carbonatador se regula de manera que el agua contenga de 1 a 5 volúmenes del gas. Un volumen es

equivalente a 15 lb/in^2 al nivel del mar y a 15°C . Según lo anterior, los refrescos pueden contener de 1 a 5.3 Kg/cm^2 de gas que se identifica como 1 a 5 volúmenes de gas. (Tabla No. 1)

Elaboración y Envasado.

Mezclado de Ingredientes.

El jarabe simple se mantiene disolviendo azúcar en agua purificada. El jarabe contiene de 600 a 760 g de azúcar por litro dependiendo de la densidad que se desee. A este jarabe simple se le agregan sustancias para dar sabor. Pueden ser sabores naturales o artificiales o bien extractos de sabores de ciertas raíces, cortezas, hierbas o bayas. También pueden adicionarse ácidos comestibles para que la mezcla de sabores sea más agradable y por último colorante para dar un aspecto más atractivo al refresco.

Los tanques y otros recipientes que se utilizan en la fabricación de jarabe tienen capacidades aproximadas de 400 litros, hasta varios miles de litros dependiendo del tamaño. Están hechos de acero inoxidable y de otros materiales adecuados para ser utilizados con alimentos

TABLA No 1

VOLUMENES DE GAS DISUELTOS EN UN VOLUMEN DE LA BEBIDA CONSIDERADA

PRESION	TEMPERATURA				
	0 C	5 C	10 C	15 C	20 C
ATMOSFERICA MANOMETRICA					
2 1 Kg/cm ²	1.17	1.46	1.15	1.02	0.89
2 4 Kg/cm ²	3.50	2.80	2.30	2.00	1.70
2 6 Kg/cm ²	12.00	9.80	8.20	8.80	6.00

* ABSORCION DE CO₂ EN EL AGUA $\frac{\text{VOLUMEN DE CO}_2}{\text{VOLUMEN DE H}_2\text{O}}$
 2

acidulados, de manera que estos retengan su pureza. En la actualidad muchas plantas utilizan azúcar líquida en lugar del tipo granulado. Esta materia prima llega a la planta en carros tanque de acero inoxidable.

Tratamiento de Agua.

Para obtener una bebida con sabor uniforme y alta calidad es necesario contar con agua de mayor pureza que la que normalmente puede conseguirse. Para obtenerla, el agua ha sido aprobada como potable por las autoridades sanitarias; se trata químicamente para mejorar su aspecto, y para eliminar ciertos minerales. Se utilizan diferentes procesos de purificación dependiendo del tipo de agua local. La forma más simple de eliminar las pequeñas partículas es hacer pasar el agua a través de un filtro de arena y grava. También pueden emplearse como filtros láminas de fibras; esto se conoce como pulido. Para la eliminación de sabores y aromas extraños, en especial cloro, se utiliza un filtro de carbon activado. Los sabores y olores se adsorben a medida que el agua pasa sobre los granulos de carbón. Si se agrega Flúor al suministro de agua local por razones de sanidad dental, este no se elimina en el proceso de filtración.

Carbonatación.

La carbonatación correcta del refresco es muy importante por el sabor picante que le dá y por el efecto benéfico que tiene sobre el sistema digestivo. La carbonatación se define como la disolución de dióxido de carbono gaseoso en agua, utilizando temperatura y presión. El agua absorbe más gas a medida que su temperatura disminuye y la presión aumenta. El gas se envía a la instalación de refrescos en forma líquida en recipientes a presión. Cuando la válvula de control se abre, el dióxido de carbono escapa al estado gaseoso y viaja a través de un tubo metálico que lo conecta a un dispositivo conocido como carbonatador. El agua y el jarabe de sabor se combinan y se introducen al carbonatador, donde se les expone al gas que se absorbe a una velocidad controlada. Después de que la bebida se carbonata, es enviada bajo presión a la llenadora, de manera que el dióxido de carbono se retenga mientras se llena la botella o la lata.

Lavado de botellas.

Las botellas retornables deben limpiarse perfectamente y desinfectarse antes de volver a llenarse. Las botellas se lavan remojándolas o lavándolas a presión con solución de sosa cáustica seguido por un cepillado perfecto por dentro y

por fuera. Después se enjuagan cuidadosamente con agua potable antes de llenarlas.

Empaque.

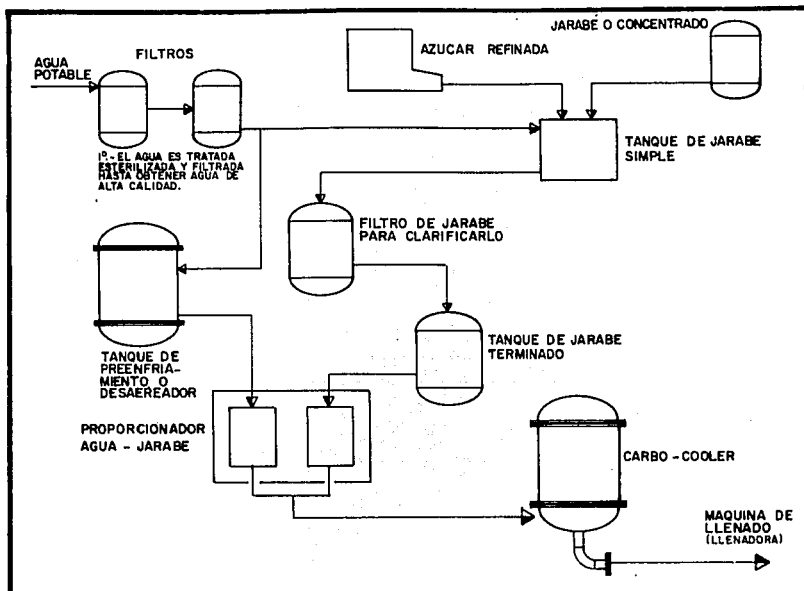
Una vez llenas, las botellas continúan a lo largo de la línea de fabricación y se colocan automáticamente en cajas. Se almacenan en una bodega hasta que se descarga en los camiones repartidores. (fig.1)

Edulcorantes para Bebidas.

En la industria refresquera se utiliza la sacarosa, esta se vende como azúcar en polvo, azúcar invertida y otros azúcares líquidos.

La dulzura relativa de las sustancias naturales respecto a la sacarosa (considerada como 100), es:

Sacarosa	100	Manitol	50
Fructosa	173	Xilosa	40
Az. invertida	130	Maltosa	32
Glucosa	74	Galactosa	32
Sorbitol	60	Rafinosa	23
		Lactosa	16



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

IME

TESIS: CALCULO Y SELECCION DEL EQUIPO DE REFRIGERACION PARA UNA PLANTA EMBOTELLADORA DE BEBIDAS GASEOSAS.

TITULO:
DIAGRAMA DE FLUJO

DIBUJO: ANDRES CERON ISLAS

FECHA: 25 - OCTUBRE - 1989

FIGURA N°

I.4. DESCRIPCION DEL CICLO DE REFRIGERACION.

El ciclo reversible de Carnot, es la teoría básica para cualquier sistema de refrigeración.

A medida que el refrigerante circula a través del sistema, éste pasa por un número de cambios en su estado o condición, cada una de los cuales es llamado un proceso. El refrigerante empieza en algún estado o condición inicial, pasa a través de una serie de procesos en una secuencia definida y regresa a su condición inicial. Esta serie de procesos es llamada ciclo.

El ciclo de refrigeración consta de cuatro procesos fundamentales: (fig.2)

- 1). Expansión (3 a 4)
- 2). Evaporación (4 a 1)
- 3). Compresión (1 a 2)
- 4). Condensación (2 a 3)

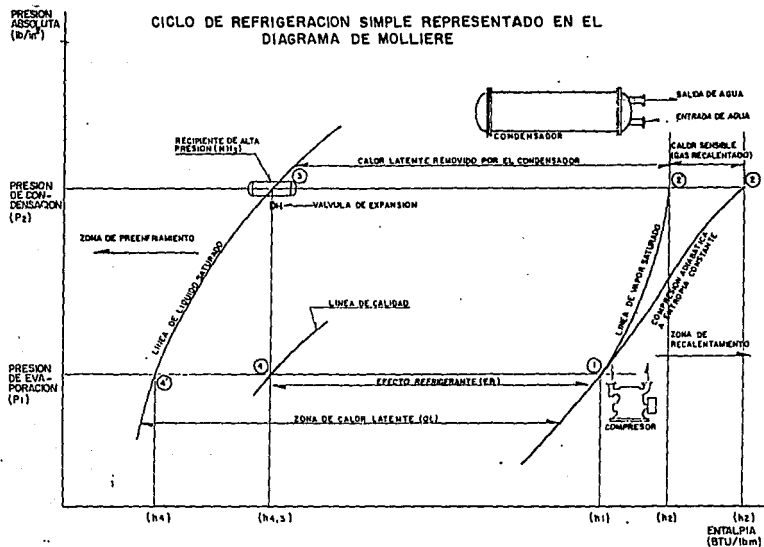
La condición del refrigerante en cualquier estado térmico puede quedar representado por un punto en el diagrama de Mollier.

El punto sobre el diagrama de Mollier que representa a la condición del refrigerante en cualquier estado termodinámico puede ser trazado si se conocen dos propiedades cualquiera del estado del refrigerante.

Una vez localizado el punto sobre el diagrama, podrán obtenerse de la gráfica todas las demás propiedades del refrigerante para dicho estado.

El diagrama es dividido en tres áreas separadas una de otra, por las líneas de líquido saturado y vapor saturado, el área sobre la gráfica que está en la parte izquierda de la línea del líquido saturado se llama región subenfriada, el refrigerante está en la fase líquida y su temperatura es menor a la temperatura de saturación correspondiente a su presión. El área que está a la derecha de la línea de vapor saturado es la región de sobrecalentamiento y el refrigerante está en la forma de vapor sobrecalentado, la sección del diagrama comprendido entre las líneas del líquido saturado y vapor saturado, es la región de mezclas y representa el cambio de fase del refrigerante entre las fases líquida y de vapor.

Un punto cualquiera entre las dos líneas de saturación representa al refrigerante en la forma de líquido-vapor.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO		
IME	TESIS: CALCULO Y SELECCION DEL EQUIPO DE REFRIGERACION PARA UNA PLANTA EMBOTELLADORA DE BEBIDAS GASEOSAS.	TITULO: CICLO DE REFRIGERACION SIMPLE REPRESENTADO EN EL DIAGRAMA DE MOLLIERE.
DIBUJO: ANDRES CERON ISLAS	FECHA: 25 - OCTUBRE - 1989	FIGURA N°

I.5. DESCRIPCION DE LA OPERACION DEL EVAPORADOR.

El equipo para procesar bebidas gaseosas se le conoce comunmente como carbonatador o evaporador debido a su principio de operaci3n.

En t3rminos generales, el carbonatador es empleado para enfriar y carbonatar una mezcla de agua-jarabe.

Como el CO₂ (gas carb3nico) es utilizado como conservador de la mezcla y adem3s es absorbido m3s eficientemente a baja temperatura, es requerido entonces un sistema de refrigeraci3n.

Dos marcas comerciales utilizadas para el procesamiento de las bebidas gaseosas son: "FMC" de mojonier Bros Co. y "Roblemix" de Carballo y Cia. Las dos marcas son de operaci3n similares y est3n constituidas como sigue:

- El equipo carbonatador ya sea "FMC" o "ROBLEMIX" est3 constituido por los siguientes componentes: (fig.3)

Un desaerador-preenfriador, un proporcionador y un carbo-enfriador. Montados sobre una misma base, que tienen como funci3n, partiendo de tres elementos fundamentales que son: agua, jarabe y gas carb3nico, producir como producto

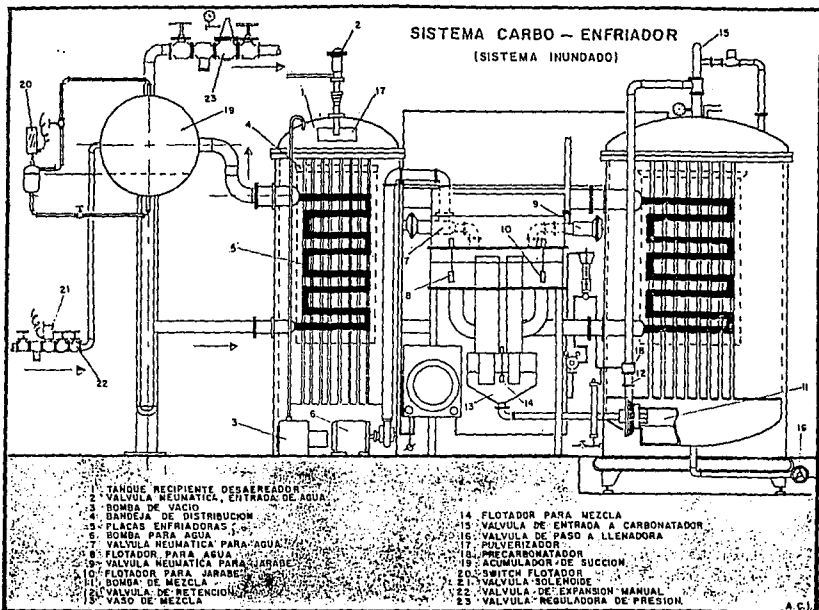
final una bebida gaseosa lista para ser embotellada.

Este equipo es particularmente instalado cuando la temperatura del agua excede los 60 - 70 ° F ya que provee dos etapas de enfriamiento (deaerador y Carbo-enfriador).

Sistemas que Constituyen el Carbo-enfriador.

El equipo carbo-enfriador está constituido fundamentalmente de los siguientes sistemas, todos ellos en operación conjunta para poder obtener así una bebida gaseosa

- 1). Sistema de vacío
- 2). Sistema de agua
- 3). Sistema de lavado
- 4). Sistema neumático
- 5). Sistema proporcional
- 6). Sistema de aire
- 7). Sistema eléctrico
- 8). Sistema de carbonatación
- 9). Sistema de refrigeración.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

I M E

TESIS, CALCULO Y SELECCION DEL EQUIPO DE REFRIGERACION PARA UNA PLANTA EMBOTELLADORA DE BEBIDAS GASEOSAS.

TITULO:
SISTEMA CARBO - ENFRIADOR

DIBUJO

ANDRES CERON ISLAS

FECHA

17 - OCTUBRE - 89

FIGURA N°

12

Determinación del Flujo Necesario de CO₂

El flujo aproximado de CO₂ debe ser determinado a fin de simplificar la selección del punto de trabajo del control de flujo.

Como referencia se puede utilizar la siguiente tabla(2). Solamente se necesita conocer el gasto de producto y la carbonatación deseada para poder establecer el flujo de CO₂.

El volumen (cm³) de gas carbónico contenido en una botella se calcula de la siguiente manera:

Tomando como ejemplo un botella de 12 oz. (0.355 l), consideramos que tiene 3.7 volúmenes de gas carbónico, a presión atmosférica

3.7 volúmenes de gas (355 ml) = 1313.5 cm³
entonces la densidad del CO₂ a 32 F (0 C) y una atmósfera de presión (760 mmHg) es 1.9769 g/l.

Calculamos la densidad del CO₂ correspondiente a 60 F (15.5 C) y una atmósfera de presión

$$1.9769 \text{ g/l} \frac{273 \text{ K}}{15.5+273} = 1.8706 \text{ g/l} \frac{1 \text{ l}}{1000 \text{ cm}^3} = 0.00187 \text{ g/cm}^3$$

Así mismo, una botella tiene 1313.5 cm^3 , entonces:

$$1313.5 \text{ cm}^3 (0.00187 \text{ g/cm}^3) = 2.42 \text{ g/botella de 12 oz.}$$

En general, la eficiencia es del 77%.

$$2.45 \text{ g/botella} (1.3) = 3.18 \text{ g/bot. de gas CO}_2 \text{ + purgas}$$

continuas de CO₂.

Cálculo del flujo de CO₂:

Líneas de embotellado instaladas.

TIPO DE LINEA	MODELO	CAPACIDAD
(1) Línea doble	(65-15;65-15)	1,760 gal/h (36,945.50 l/h)
(2) Línea doble	(40-10;65-15)	7,320 gal/h (27,702.12 l/h)
(3) Línea sencilla	(65-15)	4,880 gal/h (18,472.75 l/h)
(4) Línea sencilla	(65-15)	4,880 gal/h (18,472.75 l/h)

Como ejemplo para determinar el flujo de CO₂ requerido consideraremos una línea (65-15)

Línea (65-15) capacidad de 4,880 gal/h (18,472.75 l/h)

TABLA No. 2

TABLA PARA LA SELECCION REQUERIDA DE CO (APROXIMADA)

2

FLUJO		VOLUMENES DE CARBONATACION						
l/h	U. S. GPH	0.2	1.5	2.0	3.0	3.5	3.8	4.0
					CFM			
378	100	0.05	0.33	0.5	0.67	0.78	0.85	0.89
757	200	0.09	0.67	0.9	1.3	1.6	1.7	1.8
1136	300	0.13	1.0	1.3	2.0	2.3	2.5	2.7
1893	500	0.22	1.7	2.2	3.4	3.9	4.3	4.4
2650	700	0.31	2.3	3.1	4.6	5.4	5.9	6.2
3407	900	0.40	3.0	4.0	6.0	7.0	7.6	8.0
3780	1000	0.44	3.3	4.4	6.6	7.8	8.5	8.9
4542	1200	0.53	4.0	5.3	8.0	9.3	10.2	10.6
5299	1400	0.62	4.7	6.2	9.4	11.0	12.0	12.0
5678	1500	0.67	5.0	6.7	10.0	12.0	13.0	13.0
6056	1600	0.71	5.3	7.1	10.0	12.0	13.0	14.0
6813	1800	0.80	6.0	8.0	12.0	14.0	15.0	16.0
7570	2000	0.90	6.7	9.0	13.0	16.0	17.0	18.0
11360	3000	1.3	10.0	13.0	20.0	23.0	25.0	27.0
15140	4000	1.8	13.0	18.0	26.0	31.0	34.0	35.0
18930	5000	2.2	17.0	22.0	34.0	39.0	42.0	44.0
22710	6000	2.6	20.0	26.0	40.0	46.0	51.0	53.0
30280	8000	3.5	27.0	35.0	54.0	62.0	68.0	71.0
37800	10000	4.4	33.0	44.0	66.0	77.0	85.0	88.0

carbonatación deseada 3.5 volúmenes de CO₂.
 Desglosando el flujo total se determina la saturación de CO₂ deseada.

Flujo de Bebida	CO ₂ necesario (pie ³)
4000 gal/h	31
800 gal/h	6.2
80 gal/h	0.6*

*Estimado para 100 gal/h

Entonces tenemos que el CO₂ necesario será 37.8 CFM. (pie³/min de CO₂)

Consideraciones necesarias para regular el flujo de CO₂:

- El flujo de CO₂ calculado puede ser usado como punto inicial para regular el medidor de flujo.
- Si la presión de CO₂ en el medidor de flujo es mayor de 100 psig el valor calculado debe ser reducido.
- Normalmente, el punto final de trabajo será mayor que el calculado debido a que cierta cantidad de CO₂ se pierde en las purgas continuas. De cualquier manera, es conveniente, comenzar con un flujo de CO₂ menor, a fin de prevenir una alta carbonatación que

puede resultar en espuma en la llenadora.

- d). El flujo de producto en la línea de mezcla está determinado, en operación, por la capacidad del proporcionador y no por la velocidad de la llenadora ni por el tamaño de la botella. Por esta razón es que se obtendrá un diferente valor para el medidor de flujo si es que se trata de calcular el punto de trabajo utilizando estos últimos valores en vez del primero.

C A P I T U L O I I

CALCULO Y SELECCION DEL EQUIPO DE REFRIGERACION UTILIZANDO EL SISTEMA DE RECIRCULACION

- II.1. EXPLICACION TEORICA DEL SISTEMA DE RECIRCULACION.

- II.2. REPRESENTACION DEL SISTEMA DE RECIRCULACION EN EL DIAGRAMA DE MOLLIER.

- II.3. DETERMINACION DE LA CARGA TERMICA, ASI COMO DE LAS CONDICIONES DE OPERACION DEL EQUIPO DE REFRIGERACION.

- II.4. SELECCION DE LAS CONDICIONES DE OPERACION DEL EQUIPO DE REFRIGERACION (PRESION Y TEMPERATURA DE SUCCION, PRESION Y TEMPERATURA DE DESCARGA).

II.1. EXPLICACION TEORICA DEL SISTEMA DE RECIRCULACION.

El sistema de refrigeración utilizando refrigerante líquido recirculado aprovechando la diferencia de presiones entre el lado de alta y baja presión, es conocido como sistema de recirculación, la recirculación puede ser en diferentes proporciones: 2 a 1, 3 a 1 y 4 a 1, es decir, dos, tres y hasta cuatro veces más cantidad de alimentación de refrigerante líquido a los evaporadores.

El sistema de recirculación es utilizado principalmente para lograr una capacidad máxima en los evaporadores y esto es realizado mediante la "sobrealimentación" de refrigerante al evaporador.

Considerando una alimentación a los evaporadores tres veces más cantidad de refrigerante, se está alimentando un mayor flujo, de acuerdo, a la capacidad requerida, en consecuencia, al tener un flujo mayor, habrá una mayor velocidad en el interior de las placas del evaporador, obteniendo así un mayor coeficiente de transmisión de calor, además de arrastrar el aceite que se encuentra mezclado con el refrigerante en el interior de las paredes del serpentín, impidiendo que se adhiera para que no disminuya la eficiencia en el evaporador y así purgar el aceite en otra sección del

sistema.

Se definirá únicamente los elementos que componen el sistema de recirculación, sin mencionar: compresores, condensadores y evaporadores, ya que es un equipo común para un sistema por recirculación o de un sistema convencional.

Operación del Sistema de Refrigeración por Recirculación (Proporción de 3 a 1 con refrigerante amoníaco)

El sistema de recirculación opera por diferencia de presiones y está basado en la sobrealimentación de refrigerante líquido a los evaporadores a una presión y temperatura constante, mediante el sistema de presión controlada. (fig.4)

Los evaporadores son alimentados con amoníaco líquido en una cantidad mayor a la requerida o a la que se puede evaporar debido a la carga térmica, provocando también una alta velocidad de líquido refrigerante dentro de los evaporadores

El líquido que no fué evaporado dentro del o los evaporadores, así como el arrastre de aceite es captado en el acumulador de succión, siendo el líquido drenado por gravedad a la trampa, dando oportunidad para que el aceite sea debidamente purgado en el acumulador de succión.

Una vez que la trampa del líquido se ha llenado y el alto nivel dentro de la trampa es detectado por el control de nivel, hace el cambio de baja presión a alta presión a través de una válvula de tres vías, obligando al líquido a pasar al recipiente de presión controlada.

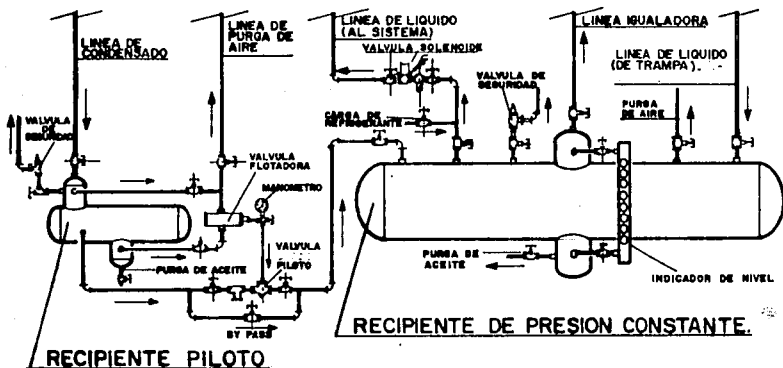
El retorno de líquido de la trampa al recipiente de presión controlada, es mezclado con el líquido condensado que proviene del recipiente piloto, dando por resultado un pre-enfriamiento al líquido de alimentación a los evaporadores, obteniéndose así un mayor efecto refrigerante logrando aumentar la eficiencia en el evaporador.

COMPONENTES DE UN SISTEMA DE RECIRCULACION:

a) Sistema de control de presión:

El sistema de control de presión, está compuesto de un "recipiente piloto" y un "recipiente de presión constante", dicho sistema es para mantener una presión controlada y así asegurar una sobrealimentación constante de refrigerante amoníaco hacia los evaporadores.

El recipiente piloto y el recipiente de presión constante, son diseñados y calculados de acuerdo a la capacidad del sistema en T.R. (tonelada de refrigeración).



(Fig. 13)

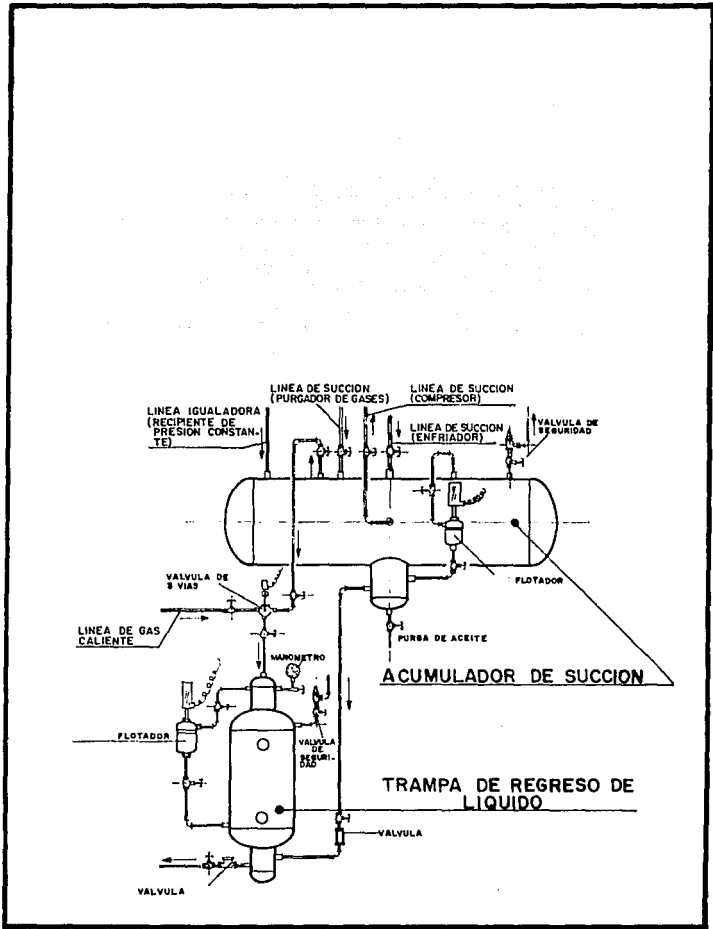
A.C.I.

SISTEMA DE RETORNO DE AMONIACO LIQUIDO.

b) Sistema de Retorno de Amoniaco Liquido:

Este sistema consta de un "acumulador general de succión" y "trampa para retorno de amoniaco liquido".

Para llevar a cabo la centralización de un sistema de refrigeración por medio de un sistema de recirculación, es necesario la instalación de un acumulador general de succión así como una trampa de retorno de liquido al sistema, siendo necesario también el cálculo y diseño tanto del acumulador como de la trampa o trampas de regreso de liquido dependiendo de la capacidad del sistema en toneladas de refrigeración.



(Fig. 14)

Tablero de Control para la Transferencia de Líquido Hacia el Recipiente de Presión Constante. (Fig. 5)

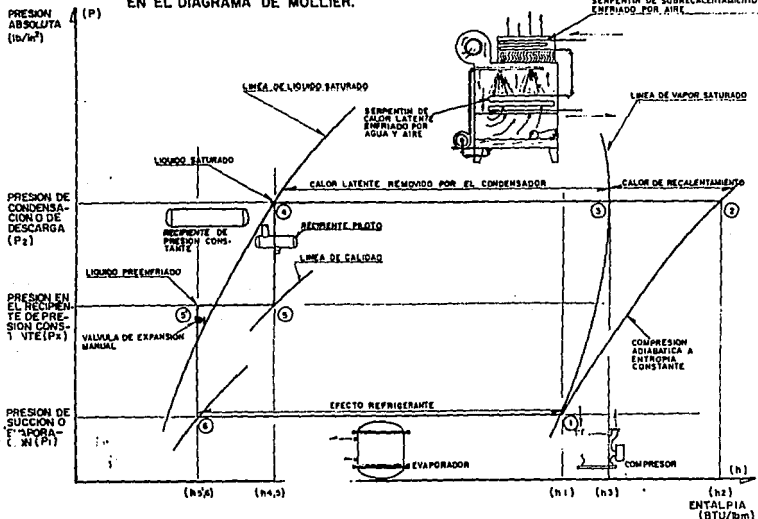
Ciclo de Transferencia de Líquido:

- a) Control de nivel, las terminales 5 y 6 están abiertas.
- b) Control de tiempo, las terminales 3 y 1 están abiertas y la bobina del control de tiempo está desenergizada.
- c) La válvula solenoide de tres vías con su puerto en posición de drenado de líquido o como línea de igualación de presión.

Transferencia Automática de Líquido:

Las terminales 5 y 6 del switch flotador cierran al ascender el nivel de líquido dentro de la trampa de líquido, conectándose también las terminales 5 y 7 del control de tiempo energizándose así y provocando que por medio de las terminales 3 y 1 se energice la válvula solenoide de la válvula de tres vías, cerrando el lado de la línea igualadora entre el acumulador y la trampa y abriendo del lado del gas a alta presión proveniente de la línea de descarga, presurizando así la trampa de líquido para transferir el líquido hacia el recipiente de presión constante. Después de

REPRESENTACION DEL SISTEMA DE RECIRCULACION
EN EL DIAGRAMA DE MOLLIER.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

IME

TESIS: CALCULO Y SELECCION DEL EQUIPO
DE REFRIGERACION PARA UNA PLANTA
EMBOTELLADORA DE BEBIDAS GASEOSAS.

TITULO:
REPRESENTACION DEL SISTEMA DE
RECIRCULACION EN EL DIAGRAMA DE
MOLLIER.

DIJUSO:

ANDRES CERON ISLAS

FECHA:

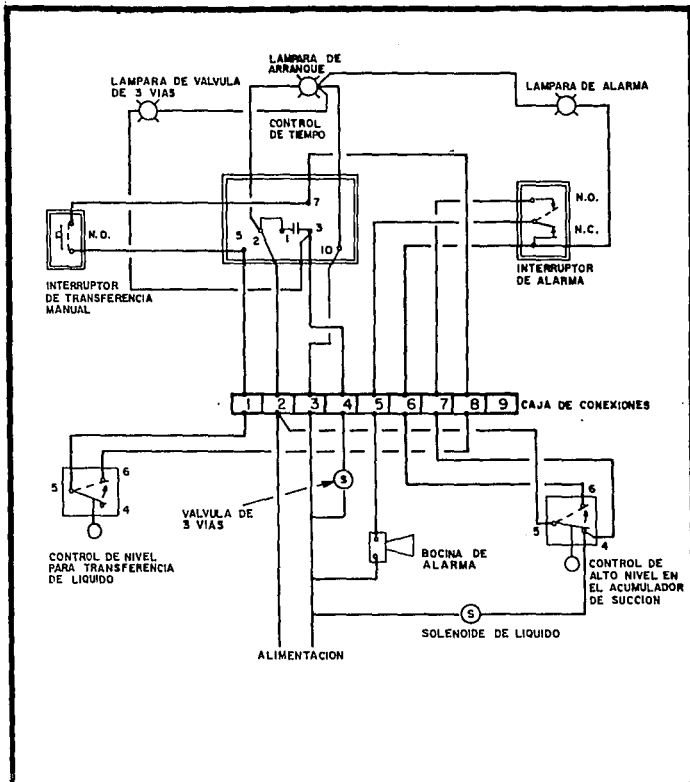
25 - OCTUBRE - 1989

FIGURA N°

un tiempo pre-seleccionado, el cual es ajustable, para transferir el líquido de la trampa, el control de tiempo "corta, provocando que las terminales 3 y 1 abran, desenergizándose así la solenoide de la válvula de tres vías, cerrado el lado de alta presión y abriendo el lado de la línea igualadora de presión, el ciclo se volverá a repetir hasta que las terminales 5 y 6 del switch de nivel se cierren nuevamente. (fig.6)

Transferencia Manual del Líquido:

En el tablero de control viene integrado un interruptor por medio del cual se puede operar el switch de nivel del líquido de la trampa. Cuando el interruptor de transferencia manual es operado, conecta entonces las terminales 5 y 7 del control de tiempo provocando la acción descrita en el párrafo anterior. Este interruptor de operación manual es especialmente útil cuando la operación normal del switch falla, provocando que exista un alto nivel de amoníaco líquido en el acumulador de succión, corriéndose un elevado riesgo de arrastre de amoníaco líquido a los compresores. En este caso el interruptor de operación manual es accionado para desalojar el amoníaco líquido del acumulador a la trampa



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

<p>IME</p>	<p>TESIS: CALCULO Y SELECCION DEL EQUIPO DE REFRIGERACION PARA UNA PLANTA EMBOTELLADORA DE BEBIDAS GASEOSAS.</p>	<p>TITULO: DIAGRAMA ELECTRICO CAJA DE CONTROL.</p>
<p>DIBUJO ANDRES CERON I.</p>	<p>FECHA 24- OCTUBRE - 1989</p>	<p>FIGURA N°</p>

de líquido y a su vez hacia el recipiente de presión constante.

Alarma del Acumulador de Succión Operada por el Switch de Nivel:

Este switch es opcional y va instalado en el acumulador de succión. Si se tiene un nivel de líquido elevado en el acumulador, las terminales 5 y 6 accionan la alarma, encendiéndose un foco en el tablero de control y la solenoide de protección del compresor es desenergizada parando el compresor o accionando también la válvula solenoide de la línea general de líquido para detener la alimentación de amoníaco líquido a los evaporadores.

II.2. REPRESENTACION DEL SISTEMA DE RECIRCULACION EN EL DIAGRAMA DE MOLLIER.

El diagrama de Mollier es la gráfica en que están contenidas las propiedades termodinámicas del refrigerante. Las ordenadas indican entalpías (BTU/lbm) y las abscisas indican presiones absolutas. Para cada presión y entalpia se indican las temperaturas correspondientes, volúmenes específicos, entropías y calidades del líquido.

El diagrama nos facilita los cálculos para poder diseñar un sistemas de refrigeración. (Ver Fig. 4).

Considerando como refrigerante amoníaco, el ciclo se inicia con una compresión del gas evaporado, siendo realizada por un compresor, el cual succiona gas a baja presión para comprimirlo hasta la presión y temperatura de condensación (proceso de 1 a 2). El amoníaco que se encuentra a alta presión y a alta temperatura (gas recalentado) es condensado. Existen diferentes condensadores los cuales pueden ser: evaporativos, atmosféricos o de casco y tubo abiertos o cerrados.

Es en el condensador donde cambia de fase el amoníaco al cual se le absorbe el calor sensible (proceso de 2 a 3); cambiando de gas recalentado a vapor saturado, posteriormente es eliminado el calor latente (proceso 3 a 4) hasta llegar a líquido saturado. Es en el recipiente piloto donde tenemos refrigerante completamente condensado, el cual opera por medio de válvula de retención haciendo las veces de una válvula de expansión logrando así disminuir la presión de condensación a una temperatura correspondiente del amoníaco (proceso de 4 a 5). Pasando al recipiente de presión controlada donde es mantenida la presión (aprox. 115 psia o 125 psia), dependiendo de la capacidad del sistema y de la presión de descarga considerada; para lograr mantener la presión en este recipiente es necesario la instalación de una válvula reguladora calibrada convenientemente para sostener dichas presiones.

En este mismo recipiente logramos tener un líquido subenfriado, ya que al alimentar mayor cantidad de amoníaco a los evaporadores tenemos un retorno de líquido de las trampas, el cual es drenado al recipiente (proceso 5 a 5'). Por lo tanto el líquido que se alimenta al sistema, se compone del que proviene del recipiente piloto y además del de retorno de las trampas aumentando así el efecto refrigerante del amoníaco.

Concluyendo, para llevar a cabo el ciclo, el refrigerante es alimentado desde el recipiente de presión constante a los evaporadores en una proporción de 3 a 1; el refrigerante pasa a través de una válvula de expansión manual antes de entrar a los evaporadores y es en el evaporador donde se lleva a cabo el enfriamiento del producto.

II.3. DETERMINACION DE LA CARGA TERMICA, ASI COMO DE LAS CONDICIONES DE DISEÑO DEL EQUIPO DE REFRIGERACION.

Cálculo de la carga térmica (T.R.):

Considerando que la planta operará en el estado de Querétaro, así como que se instalarán cuatro líneas de embotellado dos dobles y dos sencillas.

Dato de las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo del estado de Querétaro.

$$T \text{ bulbo seco} = 91^{\circ} \text{ F } (32.77^{\circ} \text{ C})$$

$$T \text{ bulbo húmedo} = 70^{\circ} \text{ F } (21.11^{\circ} \text{ C})$$

Temperatura de cálculo mínima de la mezcla agua-jarabe antes de entrar a los carbo-enfriadores (medida).

$$T \text{ mezcla(a-j)} = 78.8^{\circ} \text{ F } (26^{\circ} \text{ C}) = T \text{ inicial}$$

Temperatura de cálculo de la mezcla agua-jarabe al salir del carbo-enfriador (temperatura final del producto).

$$T \text{ mezcla(a-j)} = 35.6^{\circ} \text{ F } (2^{\circ} \text{ C}) = T \text{ final}$$

LÍNEAS DE EMBOTELLADO

TIPO DE LÍNEA	MODELO	CAPACIDAD	BOTELLAS
(1) LÍNEA DOBLE	(65-15;65-15)	9,760 gal/h (36,945.50 l/h)	12 oz. (0.355 l)
(2) LÍNEA DOBLE	(48-10;65-15)	7,320 gal/h (27,702.17 l/h)	12 oz. (0.355 l)
(3) LÍNEA SENCILLA	(65-15)	4,880 gal/h (18,472.75 l/h)	12 oz. (0.476 l)
(4) LÍNEA SENCILLA	(65'15)	4,880 gal/h (18,472.75 l/h)	12 oz. (0.476 l)

Cálculo de la carga térmica para las cuatro líneas de embotellado.

$$\text{Temperatura inicial de la mezcla} = 78.8^{\circ} \text{ F } (26^{\circ} \text{ C})$$

$$\text{Temperatura final de la mezcla} = 35.6^{\circ} \text{ F } (2^{\circ} \text{ C})$$

$$\text{Capacidad calorífica de la mezcla*} = 0.94 \text{ BTU/lbm } ^{\circ} \text{ F}$$

* Dato proporcionado por el fabricante.

Línea número (1), 9,760 gal/h (36,945.50 l/h)

$$Q = W C_p (T_1 - T_2)$$

$$Q_1 = 36,945.5 \text{ gal/h} \times \frac{2.2045 \text{ lb}}{1 \text{ Kg}} \times \frac{1 \text{ Kg}}{11} \times (0.94 \text{ BTU/lbm-}^\circ\text{F}) \times (78.8 - 35.6) \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q_1 = 3'307,373.50 \text{ BTU/h}$$

Considerando un 12% como factor seguridad debido a caídas de presión por fricción en válvulas y tuberías:

$$Q_1 = 3'307,373.50 \text{ BTU/h} (1.12)$$

$$Q_1 = 3'704,258.30 \text{ BTU/h} \times \frac{1 \text{ T.R.}}{12,000 \text{ BTU/h}}$$

$$Q_1 = 308.68 \text{ T.R.}$$

Línea (2), 7,320 gal/h (27,709.12 l/h)

$$Q_2 = W C_p (T_1 - T_2)$$

$$Q_2 = 27,709.12 \text{ l/h} \times \frac{2.2045 \text{ lb}}{1 \text{ Kg}} \times \frac{1 \text{ Kg}}{1 \text{ l}} (0.94 \text{ BTU/lbm-}^\circ\text{F})$$

$$(78.8 - 35.6) \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q_2 = 2'480,529.7 \text{ BTU/h (1.12)}$$

$$Q_2 = 2'778,193.20 \text{ BTU/h} \times \frac{1 \text{ T.R.}}{12,000 \text{ BTU/h}}$$

$$Q_2 = 231.51 \text{ T.R.}$$

Líneas número (3) y línea número (4), 4,880 gal/h
(18,472.75 l/h)

$$Q = W C_p (T_1 - T_2)$$

$$Q_3 = Q_4 = 18,472.75 \text{ l/h} \times \frac{2.2045 \text{ lb}}{1 \text{ Kg}} \times \frac{1 \text{ Kg}}{1 \text{ l}} (0.94 \text{ BTU/lbm-}^\circ\text{F})$$

$$(78.8 - 35.6) \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q_3 = Q_4 = 1'653,686.70 \text{ BTU/h (1.12)}$$

$$Q_3 = Q_4 = 1'852,129.10 \text{ BTU/h} \times \frac{1 \text{ T.R.}}{12,000 \text{ BTU/h}}$$

$$Q_3 = Q_4 = 154.34 \text{ T.R.}$$

$$Q_3 + Q_4 = 308.68 \text{ T.R.}$$

Considerando la capacidad de cada uno de los carbo-enfriadores tenemos una capacidad total requerida de:

$$Q_t = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$$

$$Q_t = (308.68 + 231.51 + 308.68) \text{ T.R.}$$

$$Q_t = 848.87 \text{ T.R.}$$

A continuación se selecciona el equipo de compresión, así como las condiciones de operación de acuerdo a la capacidad total de 850 toneladas de refrigeración.

II.4 SELECCION DE LAS CONDICIONES DE OPERACION DEL EQUIPO DE REFRIGERACION (PRESION Y TEMPERATURA DE SUCCION , PRESION Y TEMPERATURA DE DESCARGA).

Temperatura de bulbo húmedo y bulbo seco en la ciudad de Querétaro Qro.

$$\begin{aligned} T. B.H. &= 70^{\circ} F (21.11^{\circ} C) \\ T. B.S. &= 91^{\circ} F (32.77^{\circ} C) \end{aligned}$$

Cálculo de la presión y temperatura de descarga del sistema:

Considerando la temperatura mínima del agua en el condensador, (evaporativo o de casco y tubo) y suponiendo que el agua de la torre de enfriamiento sale a $10^{\circ} F$, arriba de la temperatura de bulbo húmedo del lugar.

$$(70 + 10)^{\circ} F = 80^{\circ} F \text{ (Temperatura mínima del agua a la salida de la torre de enfriamiento)}$$

Cálculo de la temperatura de condensación del amoníaco, presuponiendo un aumento de temperatura del agua en el interior del condensador de $6^{\circ} F$ y que exista una diferencia

de temperatura de 10° F entre la temperatura máxima del agua del condensador y la temperatura del vapor saturado del amoníaco.

$$(80 + 6 + 10)^{\circ} \text{ F} = 96^{\circ} \text{ F} \text{ (Temperatura del amoníaco condensado).}$$

La cantidad de aire que circula en el caso de un condensador evaporativo y que absorbe el calor del agua que le ha cedido el amoníaco para elevar teóricamente el agua (6° F), se calcula de acuerdo con la capacidad de toneladas de refrigeración de la planta.

La presión correspondiente a 96° F de temperatura del amoníaco en forma de vapor saturado (ver tablas de amoníaco).

$$\text{Temperatura de condensación} = 96^{\circ} \text{ F} (35.55^{\circ} \text{ C})$$

$$\text{Presión a } 96^{\circ} \text{ F} = 198.9 \text{ psia } \text{ o } 184.2 \text{ psig}$$

Datos del amoniaco condensado a 96 ° F:

- Volumen especifico liquido = 0.027 pie³ /lbm
- Volumen especifico del vapor = 1.510 pie³ /lbm
- Densidad del liquido = 36.67 lbm/pie³
- Densidad del vapor = 0.6620 lbm/pie³
- Entalpia del liquido saturado = 150.5 BTU/lbm
- Entalpia del vapor saturado = 632.6 BTU/lbm
- Entropia del liquido saturado = 0.3083 BTU/lbm- R
- Entropia del vapor saturado = 1.1761 BTU/lbm- R

Consideraciones para Escoger la Presión de Succión más Adecuada en un Sistema de Refrigeracion para una Planta Embotelladora.

Para evitar altos costos de operación, es importante hacer una selección adecuada de la presión de succión a la cual tiene que trabajar los compresores.

En una planta embotelladora para lograr mantener una temperatura adecuada en la mezcla agua-jarabe, es necesario

seleccionar una diferencia de temperatura entre la temperatura de la mezcla y la temperatura del refrigerante en el evaporador, de aproximadamente 12 F, con objeto de que exista un adecuado intercambio de calor.

La diferencia constante y adecuada entre la temperatura de la mezcla y del amoníaco en el evaporador, la obtenemos únicamente con las válvulas de regulación automática.

Si la temperatura mínima deseada en la mezcla agua-jarabe es de 35.6 F (2 C), la temperatura de evaporación deberá ser 23 F (-5 C), es decir, 12.6 F abajo de la temperatura final del producto.

Condiciones termodinámicas del amoníaco en la succión:

$$T \text{ succión} = 23 \text{ F} (-5 \text{ C})$$

$$P \text{ succión} = 51.97 \text{ psia} \text{ o } 36.77 \text{ psig}$$

$$V \text{ específico} = 5.55 \text{ pie}^3 / \text{lbm}$$

$$\text{Entalpia líquido saturado} = 68 \text{ BTU/lbm}$$

$$\text{Entalpia vapor saturado} = 618.6 \text{ BTU/lbm}$$

$$\text{Entropía líquido saturado} = 0.1505 \text{ BTU/lbm-R}$$

$$\text{Entropía vapor saturado} = 1.2915 \text{ BTU/lbm-R}$$

C A P I T U L O I I I

CALCULO Y SELECCION DE LOS COMPRESORES Y MOTORES ELECTRICOS

CALCULO Y SELECCION DE LOS COMPRESORES Y LOS MOTORES ELECTRICOS.

Utilizando la carga térmica total requerida para la planta embotelladora, así como las condiciones de operación seleccionadas, tenemos que:

Carga térmica = 848.87 toneladas de refrigeración
 Temperatura de condensación = 96 °F (35.55 °C)
 Presión de descarga = 198.9 psia ---- 184.2 psig
 (12.29 Kg/cm²)
 Temperatura de succión = 23 °F (-5 °C)
 Presión de succión = 51.47 psia ---- 36.8 psig
 (2.58 Kg/cm²)

Del diagrama de Molliere o de tablas para amoníaco:

SUCCION	DESCARGA
T = 23 F (-5 C)	T = 96 F (35.55 C)
P = 51.47 psia ---- 36.77 psig	P = 198.9 psia ---- 184.2 psig
IV específico = 5.55 pie/lba	
ENTALPIA LIQ. SAT. = 68 BTU/lba	ENTALPIA LIQ. SAT. = 150.5 BTU/lba
ENTALPIA VAP. SAT. = 618.6 BTU/lba	ENTALPIA VAP. SAT. = 632.6 BTU/lba
ENTROPIA VAP. SAT. = 1.2915 BTU/lba- R	ENTROPIA LIQ. SAT. = 0.3083 BTU/lba- R
ENTROPIA LIQ. SAT. = 0.1505 BTU/lba- R	ENTROPIA VAP. SAT. = 1.1761 BTU/lba- R

Flujo de Refrigerante en el Sistema por Tonelada de Refrigeración.

$Q = W (\Delta h)$, entonces

$$W = \frac{Q}{\Delta h} = \frac{200 \text{ BTU/min}}{(618.6 - 150.5) \text{ BTU/lbm}}$$

$$W = \frac{200}{468.1} = \frac{0.4272 \text{ lbm}}{\text{min} - \text{T.R.}}$$

Si la capacidad total de la planta es de 850 T.R.

$$W = 0.4272 (850 \text{ T.R.}) = 363.12 \text{ lbm/min.}$$

Cálculo del número de cilindros en el compresor:

$$N_c = \frac{W \text{ T.R. } V_e}{D^2 L K \text{ Ev } E_{v_n}}$$

Donde:

- W Flujo de refrigerante (NH₃) en el sistema (lb/min-T.R.)
- T.R. Capacidad total del sistema en toneladas de refrigeración
- V_e Volumen específico del gas de succión (pie³/lbm)

- D Diámetro del pistón del compresor (pulg)
- L Carrera del pistón del compresor (pulg)
- K 0.4535 constante a 1000 R.P.M.
- Ev Eficiencia volumétrica (0.86 dato obtenido de pruebas en el compresor)
- Evn Eficiencia por volumen no vivo

Para compresor Mycon "tipo A" $D^2 (L) = 42 \text{ in}^3$

Para compresor Mycon "tipo B" $D^2 (L) = 103 \text{ in}^3$

Cálculo de la eficiencia del volumen no vivo:

$$E_{vn} = 1 - \left(C \left[\frac{1}{R_c} \right]^{1/\gamma} - 1 \right)$$

Donde:

C Relación del volumen del gas que no se comprime en los cilindros, para compresores multicilíndricos con más de 500 R.P.M. es igual a 1.175%

Rc Relación de compresión tomando en consideración:

$$\text{Presiones absolutas} = \frac{\text{Presión de descarga (psia)}}{\text{Presión de succión (psig)}}$$

γ Relación de presión a volumen constante ($\gamma = 1.3$)

Velocidades Recomendadas en los Compresores en Función de las Relaciones de Compresión y de la Temperatura del Gas después de la Compresión.

Para los compresores marca MAYEKAWA "tipo A" y "tipo B" bajo diferentes condiciones de trabajo, presión y temperatura del gas en la succión y en la descarga, se recomienda que sean trabajados de la siguiente forma:

1) Con relaciones de compresión abajo de 6 o con temperaturas del gas en la descarga abajo de 230° F (110° C), se recomienda una velocidad de 1200 R.P.M.

2) Con relaciones de compresión arriba de 6 pero abajo de 8 o temperaturas del gas en la descarga abajo de 260° F (126.6° C), se recomienda una velocidad de 1100 R.P.M.

3) Con relaciones de compresión arriba de 8 pero abajo de 10 o con temperaturas del gas en la descarga abajo de 280° F (137.7° C), se recomienda una velocidad de 1000 R.P.M.

Quando se obtengan relaciones de compresión mayores de 10 o con temperaturas del gas en la descarga mayores de 280° F (137.7° C), se recomienda recurrir al sistema de

refrigeración utilizando dos etapas de compresión.

Entonces calculamos la eficiencia por volumen nocivo:

$$E_{vn} = 1 - (C)^{\frac{1}{\gamma}} (R_c - 1)$$

$$E_{vn} = 1 - (0.0175) \left[\left(\frac{198.9 \text{ psia}}{51.47 \text{ psia}} \right)^{1/1.3} - 1 \right]$$

$$E_{vn} = 1 - (0.0175) \left[(3.844)^{0.7692} - 1 \right]$$

$$E_{vn} = 1 - (0.0175) (1.1817)$$

$$E_{vn} = 0.968$$

Calculamos el número de cilindros:

$$N_c = \frac{W \text{ T.R. } V_e}{D^2 L K E_v E_{vn}}$$

$$N_c = \frac{0.4272 \text{ lbm/min} \cdot \text{T.R.} \times 850 \text{ T.R.} \times 5.55 \text{ pie}^3/\text{lbm}}{103 \text{ in}^3 \times 0.4535 \times 0.86 \times 0.968}$$

$$N_c = \frac{2015.31}{38.88}$$

$N_c = 51.83$ cilindros.

Considerando que se selecciona un compresor de 8 Pistones:

$$\text{Núm. de Compresores} = \frac{51.83 \text{ cilindros}}{8 \text{ cilindros}}$$

Núm de compresores = 6.47

Entonces se seleccionarán 7 compresores marca "Mayekawa" de 8 pistones cada uno y operándolos a una velocidad de 1,000 R.P.M. Considerando las tablas de capacidad para un compresor Mycom, modelo NWV-8B, tipo recíprocante para amoníaco: (Tablas 3, 4 y 5).

Entrando a la tabla para el compresor y seleccionándolo con los siguientes datos de operación:

$T_{\text{condensación}} = 95^{\circ} \text{ F } (35^{\circ} \text{ C})$

$T_{\text{evaporación}} = 23^{\circ} \text{ F } (-5^{\circ} \text{ C})$

y 1,000 revoluciones por minuto, tenemos una capacidad de 126.3 toneladas de refrigeración por cada compresor.

COMPRESOR MYCOM 130 NY-4B
130 mm x 100 mm x 4 CILINDROS

	Desplazamiento	231.0m ³ /h	354.8m ³ /h	285.7m ³ /h	818.3m ³ /h	350.1m ³ /h	882.2m ³ /h
	Velocidad	700 RPM	800 RPM	900 RPM	1000 RPM	1100 RPM	1200 RPM
Temperatura de condensación	Temperatura de evaporación	Tons. RHP	Tons. RHP	Tons. RHP	Tons. DHP	Tons. BHP	Tons. BHP
30°C. (86°F.)	5°C. (41°F.)	70.6 42.6	80.7 48.7	80.7 54.7	100.9 60.8	110.9 66.9	121.0 73.0
	0°C. (32°F.)	67.8 43.8	65.9 50.1	74.0 56.4	82.2 62.6	90.4 68.9	98.6 75.1
	-5°C. (23°F.)	46.7 43.5	52.4 49.8	60.0 56.0	66.7 62.2	73.4 68.4	80.0 74.6
	-10°C. (14°F.)	37.3 42.0	42.7 49.0	48.0 54.0	53.3 60.0	58.6 66.0	64.0 72.0
	-15°C. (5°F.)	29.3 40.0	32.8 45.3	37.8 51.0	41.8 56.6	46.0 62.2	50.2 67.9
	-20°C. (-4°F.)	22.6 38.3	26.9 41.8	29.1 46.7	32.3 51.9	36.5 57.1	40.8 62.3
	-25°C. (-13°F.)	18.9 35.0	19.4 37.6	19.4 42.8	24.3 47.3	28.6 51.9	29.0 56.6
-30°C. (-22°F.)	12.2 30.2	14.0 33.4	15.8 37.8	17.6 41.7	19.3 46.9	21.0 50.0	
30°C. (86°F.)	5°C. (41°F.)	67.1 48.8	76.7 56.8	86.3 62.7	96.9 69.7	106.5 76.7	116.1 83.0
	0°C. (32°F.)	54.7 48.7	62.8 55.7	70.4 63.7	78.2 69.8	86.0 76.8	93.8 83.5
	-5°C. (23°F.)	44.2 47.7	50.8 54.3	56.8 60.9	62.1 67.7	68.4 74.8	75.7 81.8
	-10°C. (14°F.)	36.3 43.0	40.3 51.6	45.3 57.6	50.3 64.3	56.3 70.7	60.4 77.2
	-15°C. (5°F.)	27.2 42.0	31.1 48.0	35.0 54.0	38.9 60.0	42.8 66.0	46.7 72.0
	-20°C. (-4°F.)	20.9 38.2	22.9 43.6	26.8 49.1	29.8 54.8	32.8 60.0	35.8 65.4
	-25°C. (-13°F.)	16.4 34.5	17.8 39.1	19.8 44.0	20.0 48.9	24.2 53.8	26.4 58.7
-30°C. (-22°F.)	10.2 30.0	12.6 34.3	14.1 39.6	15.6 43.9	17.2 47.1	18.7 51.4	
40°C. (104°F.)	5°C. (41°F.)	62.8 54.3	72.9 62.1	82.0 69.9	91.1 77.6	100.2 86.4	109.3 93.1
	0°C. (32°F.)	51.8 52.3	58.2 60.9	64.8 68.4	70.0 76.0	76.4 84.8	82.8 91.2
	-5°C. (23°F.)	41.7 51.0	47.7 58.3	53.7 65.6	59.6 72.8	66.6 80.1	71.5 87.4
	-10°C. (14°F.)	32.8 47.8	37.8 54.7	42.3 61.5	47.0 68.2	51.7 76.1	56.4 82.0
	-15°C. (5°F.)	25.2 44.0	28.9 50.3	32.8 56.6	36.2 62.9	39.8 69.3	43.4 75.5
	-20°C. (-4°F.)	19.1 39.6	21.9 45.3	24.6 51.0	27.3 56.8	30.0 62.2	32.8 67.9
	-25°C. (-13°F.)	13.8 36.2	15.8 40.3	17.8 45.3	19.8 50.3	21.8 55.3	23.8 60.4
-30°C. (-22°F.)	9.8 30.4	11.8 34.7	13.3 39.1	14.7 43.4	16.1 47.7	16.4 52.1	
45°C. (113°F.)	5°C. (41°F.)	69.4 60.9	67.8 69.6	76.3 78.3	84.8 87.0	93.3 94.7	101.8 104.4
	0°C. (32°F.)	45.4 59.9	51.9 68.2	60.4 76.9	64.9 85.4	71.4 92.9	77.9 102.6
	-5°C. (23°F.)	38.2 57.0	42.7 66.1	49.1 73.3	54.0 81.4	60.1 89.5	65.5 97.7
	-10°C. (14°F.)	31.4 53.8	36.8 60.3	40.3 67.9	44.8 75.4	49.3 82.9	53.8 90.5
	-15°C. (5°F.)	22.6 47.5	26.8 54.2	29.0 61.0	32.3 67.8	35.6 74.8	38.9 81.4
	-20°C. (-4°F.)	17.1 44.4	20.0 50.7	22.0 57.1	24.4 63.4	26.9 69.7	29.3 76.1
	-25°C. (-13°F.)	12.4 39.8	14.3 45.2	16.0 50.9	17.8 56.6	19.5 62.3	21.2 67.9
-30°C. (-22°F.)	8.4 36.9	9.8 37.8	10.9 42.5	12.1 47.2	13.8 51.9	14.6 56.6	

NOTAS:

- 1.—Tons. = Toneladas de Refrigeración.
1 Tonelada de refrigeración = 3,024 K. cal./hora = 12,000 BTU/hora.
1 H. P. = 0.7458 R.W.H.
- 2.—La potencia al freno, D.H.P., no incluye la pérdida por fricción de bande.
- 3.—Los valores que aparecen en gris se proporcionan solamente para interpolación. En condiciones normales, no opere el compresor en condiciones que den una razón de compresión mayor de 9:1, ni una presión de descarga mayor de 15 Kg/cm².

(TABLA V)

COMPRESOR MYCOM 130 HW-68

130 mm x 100 mm x 6 CILINDROS

	Desplazamiento	254.6m ³ /h	342.2m ³ /h	430.0m ³ /h	477.8m ³ /h	525.6m ³ /h	573.4m ³ /h
	Velocidad	700 RPM	800 RPM	900 RPM	1000 RPM	1100 RPM	1200 RPM
Temperatura de condensación	Temperatura de evaporación	Tons. DHP	Tons. DHP	Tons. DHP	Tons. DHP	Tons. DHP	Tons. DHP
30°C. (86°F.)	5°C. (41°F.)	105.8 83.9	120.9 78.1	136.0 82.3	151.1 91.8	166.2 100.4	181.3 109.9
	0°C. (32°F.)	86.3 65.7	98.7 76.1	111.0 84.5	123.3 93.9	135.6 103.3	148.0 112.7
	-5°C. (23°F.)	69.9 65.2	79.9 74.5	89.9 83.8	99.9 93.1	109.9 102.4	119.9 111.7
	-10°C. (14°F.)	55.9 63.1	63.9 72.1	71.9 81.1	79.9 90.1	87.9 99.1	95.9 108.1
	-15°C. (7°F.)	44.0 64.4	50.9 67.0	56.5 76.3	62.0 84.8	68.1 93.3	74.4 101.6
	-20°C. (-4°F.)	33.9 64.4	38.7 62.3	43.5 69.9	48.4 77.7	53.2 85.5	58.1 93.2
	-25°C. (-13°F.)	26.5 49.6	28.9 56.7	31.8 63.7	34.1 70.8	36.7 77.9	39.3 85.0
-30°C. (-22°F.)	19.8 43.7	20.9 49.0	23.5 55.2	26.1 62.4	28.7 68.6	31.3 74.9	
35°C. (86°F.)	5°C. (41°F.)	109.8 73.3	118.0 83.0	126.3 94.1	143.7 104.8	156.1 115.0	173.4 125.4
	0°C. (32°F.)	83.0 79.1	93.8 83.5	105.5 84.5	117.3 104.4	130.9 114.8	140.6 125.3
	-5°C. (23°F.)	68.9 71.0	76.8 81.1	84.8 91.3	94.7 101.4	104.3 111.5	113.9 121.7
	-10°C. (14°F.)	55.7 67.6	60.3 77.2	67.8 86.8	75.3 96.3	82.8 106.2	90.4 115.8
	-15°C. (7°F.)	41.0 82.9	46.8 91.9	52.6 100.9	58.4 109.9	64.4 123.3	70.3 127.9
	-20°C. (-4°F.)	31.8 87.2	35.7 88.4	40.3 93.5	44.8 91.7	49.1 89.9	53.5 98.0
	-25°C. (-13°F.)	23.8 81.4	26.5 86.7	29.8 91.1	33.1 93.4	36.4 90.7	39.7 98.1
-30°C. (-22°F.)	18.3 74.9	18.1 81.8	21.1 87.7	23.6 94.1	25.7 99.6	28.1 106.9	
40°C. (104°F.)	5°C. (41°F.)	96.8 81.4	109.3 86.1	122.9 104.7	136.6 116.3	150.3 127.9	163.9 139.6
	0°C. (32°F.)	77.8 79.7	86.9 91.1	100.0 102.5	111.1 112.9	122.3 123.3	133.3 126.7
	-5°C. (23°F.)	63.5 76.4	71.8 87.3	80.4 98.2	89.3 109.1	98.3 120.0	107.3 130.9
	-10°C. (14°F.)	49.9 71.7	56.3 81.9	64.6 92.2	70.4 102.4	77.4 112.6	84.6 122.9
	-15°C. (7°F.)	36.0 65.9	43.5 74.4	49.9 84.4	54.3 94.3	59.7 104.3	65.2 113.0
	-20°C. (-4°F.)	28.9 80.3	32.7 87.8	36.8 94.3	40.9 94.7	45.0 98.2	49.1 101.6
	-25°C. (-13°F.)	20.9 85.7	23.7 89.3	26.7 87.8	29.6 95.9	32.6 98.2	35.6 100.4
-30°C. (-22°F.)	14.4 84.6	16.8 82.1	18.6 88.9	20.6 95.1	22.7 91.8	24.7 97.1	
45°C. (113°F.)	5°C. (41°F.)	89.0 91.4	101.8 104.4	114.5 117.5	127.2 120.5	139.9 143.8	152.6 156.6
	0°C. (32°F.)	69.1 89.7	77.9 108.5	87.6 115.3	97.4 126.1	107.1 140.9	116.9 152.7
	-5°C. (23°F.)	57.3 85.5	65.6 97.7	73.7 110.9	81.9 122.1	90.1 134.3	98.3 146.5
	-10°C. (14°F.)	47.0 79.2	53.8 90.5	60.5 101.8	67.3 113.1	73.9 124.1	80.6 135.7
	-15°C. (7°F.)	33.8 71.3	38.6 81.4	43.5 91.6	48.3 101.7	53.1 111.8	58.0 122.0
	-20°C. (-4°F.)	25.7 68.6	29.3 76.1	34.0 85.6	38.7 96.1	43.4 104.8	48.0 114.1
	-25°C. (-13°F.)	18.9 66.4	21.9 67.9	24.0 76.4	26.8 84.9	29.3 93.4	31.9 101.9
-30°C. (-22°F.)	13.7 69.8	14.5 66.6	16.3 68.7	18.1 79.9	19.9 87.9	21.7 95.0	

NOTAS:

1.—Tons. = Toneladas de Refrigeración.

1 Tonelada de refrigeración = 2,024 K. cal./hora = 12,000 BTU./hora.

1 H.P. = 0.7458 K.W.H.

2.—La potencia al freno, B.H.P., no incluye la pérdida por transmisión de banda.

3.—Los valores que aparecen en grta se proporcionan únicamente para interpolación. En condiciones normales, no opere el compresor en condiciones que den una razón de compresión mayor de 9:1, ni una presión de descarga mayor de 15 Kg/cm².

(TABLA VI)

COMPRESOR MYCOM HWY-8B
130 mm x 100 mm x 8 CILINDRO

	Desplazamiento	448.0m ³ /h	500.7m ³ /h	573.4m ³ /h	637.1m ³ /h	700.8m ³ /h	764.5m ³ /h
	Velocidad	700 R/P.M	800 R/P.M	900 R/P.M	1000 R/P.M	1100 R/P.M	1200 R/P.M
Temperatura de condensa- sacin	Temperatura de evaporacin	Tons. D.H.P.	Tons. D.H.P.	Tons. D.H.P.	Tons. D.H.P.	Tons. D.H.P.	Tons. D.H.P.
30°C. (86°F.)	5°C. (41°F.)	141.1 85.2	161.2 97.4	181.4 109.5	201.5 121.7	221.7 133.9	241.8 146.0
	0°C. (32°F.)	115.1 87.7	131.5 100.3	148.0 112.8	164.4 125.3	180.9 137.8	197.3 150.4
	-5°C. (23°F.)	93.2 86.9	106.6 99.4	119.9 111.8	133.2 124.2	146.5 136.6	160.6 149.0
	-10°C. (14°F.)	74.0 84.1	85.2 96.1	96.9 108.1	108.5 120.1	117.3 132.1	127.8 144.1
	-15°C. (5°F.)	58.7 79.2	67.1 90.5	75.4 101.8	83.8 113.1	92.2 124.4	100.6 136.7
	-20°C. (-4°F.)	45.9 72.5	51.8 82.9	58.1 80.3	64.5 103.6	71.0 114.0	77.4 124.3
	-25°C. (-13°F.)	33.7 66.0	36.6 75.5	43.4 84.9	48.2 94.3	53.0 103.7	57.8 113.2
	-30°C. (-22°F.)	24.4 58.4	27.9 67.7	31.4 75.1	34.9 83.4	38.4 91.7	41.9 100.1
35°C. (95°F.)	5°C. (41°F.)	134.2 97.6	154.4 111.5	172.5 125.5	191.7 139.4	210.9 153.3	230.0 167.3
	0°C. (32°F.)	109.2 97.4	124.9 111.3	140.5 125.2	156.1 139.1	171.7 153.0	187.3 167.9
	-5°C. (23°F.)	88.4 94.7	101.1 108.3	113.7 121.8	126.3 135.3	138.9 148.8	151.6 162.4
	-10°C. (14°F.)	70.3 90.0	80.3 102.9	90.4 115.8	100.4 128.6	110.4 141.5	120.5 154.3
	-15°C. (5°F.)	54.7 83.9	62.5 95.9	70.3 107.9	78.1 119.9	85.9 131.9	93.7 143.9
	-20°C. (-4°F.)	41.7 78.2	47.7 87.1	53.7 96.0	59.8 108.9	65.8 119.8	71.8 130.7
	-25°C. (-13°F.)	30.9 68.5	35.3 78.3	39.7 88.0	44.1 97.8	48.5 107.6	52.9 117.4
	-30°C. (-22°F.)	21.8 60.5	25.5 69.3	29.1 78.9	31.8 88.1	34.5 97.3	37.4 106.5
40°C. (104°F.)	5°C. (41°F.)	127.5 108.8	145.8 124.2	164.0 139.7	182.5 165.3	200.4 170.7	218.6 186.2
	0°C. (32°F.)	103.7 108.4	118.8 121.0	133.4 136.8	148.2 152.0	163.0 167.2	177.8 182.4
	-5°C. (23°F.)	83.4 101.9	96.5 116.4	107.2 131.0	119.1 145.5	131.0 160.1	142.9 174.6
	-10°C. (14°F.)	78.5 114.7	75.1 100.3	84.4 123.0	93.8 136.6	103.2 150.3	112.6 163.9
	-15°C. (5°F.)	60.8 87.9	55.0 100.5	63.3 113.1	72.5 125.6	79.8 138.2	87.0 150.7
	-20°C. (-4°F.)	50.2 79.1	43.8 80.4	49.1 101.7	54.5 113.0	60.0 124.3	65.4 135.6
	-25°C. (-13°F.)	37.0 70.4	31.8 80.4	36.6 90.8	39.8 100.8	43.5 100.6	47.4 120.6
	-30°C. (-22°F.)	28.2 60.9	22.0 69.8	24.8 78.3	27.5 87.0	30.2 95.7	33.0 104.4
45°C. (113°F.)	5°C. (41°F.)	118.7 121.8	133.5 120.2	152.6 156.6	169.5 174.0	186.6 191.4	203.5 209.8
	0°C. (32°F.)	90.9 119.6	103.9 126.6	116.5 153.7	129.8 170.8	142.8 187.9	155.8 206.0
	-5°C. (23°F.)	78.4 114.0	87.4 124.2	98.3 146.5	109.2 162.8	120.1 179.1	131.0 186.4
	-10°C. (14°F.)	62.7 106.6	71.7 120.6	79.6 135.7	89.6 150.8	98.6 165.9	107.8 181.0
	-15°C. (5°F.)	45.1 94.9	51.5 108.5	58.0 122.0	64.4 135.6	70.8 149.2	77.3 162.7
	-20°C. (-4°F.)	34.2 88.8	39.1 101.4	44.0 114.0	48.9 128.8	53.8 139.5	58.7 152.2
	-25°C. (-13°F.)	24.9 79.2	28.4 90.5	32.0 101.9	35.5 113.2	39.1 124.5	42.6 135.8
	-30°C. (-22°F.)	18.9 66.1	19.3 75.5	21.7 85.0	24.1 94.4	26.6 103.8	28.9 113.3

NOTAS:

- 1.-Tons. = Toneladas de Refrigeracin.
1 Tonelada de refrigeracin = 3,024 K. cal./hora = 12,000 BTU/hora.
1 H. P. = 0.7458 K.W.H.
- 2.-La potencia al freno, D.H.P. no incluye la pirda por transmisin de banda.
- 3.-Los valores que aparecen en esta se proporciones dadas para interpolacin. En condiciones normales, no opere el compresor en condiciones que den una razn de compresin mayor de 9:1, ni una presin de descarga mayor de 15 Kg/cm².

(TABLA VII)

(126.3 T.R.) (7 compresores) = 884.1 toneladas de refrigeración
 850 T.R. contra 884.1 toneladas de refrigeración o si se
 quiere determinar el número de compresores calculando el
 desplazamiento total tenemos:

$$\text{Desp. (m}^3\text{/h)} = \frac{W \text{ (T.R.) } V_e}{E_v E_{v_n}}$$

$$\text{Desp.} = \frac{(0.4255 \text{ lb/min-T.R.}) (850 \text{ T.R.}) (5.55 \text{ pie}^3/\text{lbm})}{(0.86) (0.97)}$$

$$\text{Desp.} = \frac{(20007.29 \text{ pie}^3/\text{min}) (1 \text{ m}^3/35.31 \text{ pie}^3) (60 \text{ min/h})}{(0.8342)}$$

$$\text{Desplazamiento total} = 4,088.77 \text{ m}^3/\text{h}$$

De tablas para compresor Mycom, modelo NWV-8B, considerando
 una velocidad de 1,000 R.P.M., tenemos un desplazamiento en
 cada compresor de 637.1 m³/h.

$$\text{Por lo tanto} = \frac{4,088.77 \text{ m}^3/\text{h}}{637.1 \text{ m}^3/\text{h}} = 6.41 \text{ compresores}$$

Entonces seleccionamos 7 compresores NWV-8B para cubrir el
 desplazamiento total en el sistema.

$$637.1 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} (7 \text{ compresores}) = 4,459.7 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Resumiendo, consideramos en la práctica que para no tener una capacidad instalada mayor que la requerida, ajustamos las R.P.M. de cada compresor, y así mismo, evitar elevados gastos de operación.

Cálculo de la potencia total requerida en (HP) de acuerdo a la capacidad total de la planta.

$$\text{HP} = \frac{W \text{ T.R. } (h_2 - h_1)}{(42.44) \text{ Em Ev Evn}}$$

Donde:

W Flujo de refrigerante (amoníaco) en el sistema lb/min-T.R.

T.R. Capacidad total del sistema en toneladas de refrigeración

h₂ Entalpia del refrigerante después de la compresión BTU/lbm

h₁ Entalpia del refrigerante antes de la compresión BTU/lbm

Em Eficiencia mecánica:

- a) compresor de 2' o 4 cilindros con menos de 500 R.P.M.
Em = 0.86

- b) compresor multicilindrico con más de 500 R.P.M.
Em = 0.95

Ev Eficiencia volumétrica (0.86 dato obtenido de pruebas en el compresor)

Evn Eficiencia por volumen nocivo (0.968 calculado).

Para calcular los HP, se calcula la entalpia después de la compresión, es decir, la entalpia del gas de recalentamiento.

Calculamos primero la entalpia del liquido saturado a 96 y 184.2 psia.

- a) La entropia, es la relación de la diferencia de entalpias entre dos condiciones termodinámicas de un gas o liquido refrigerante entre el promedio aritmético de las temperaturas absolutas que se tienen al iniciarse y terminarse estas dos condiciones termodinámicas.
- b) La entropia, lo mismo que la entalpia de un refrigerante liquido a menos (-40 °F), es tan baja que se considera igual a cero.
- c) La entropia antes de la compresión es igual a la entropia después de la compresión, por ser una compresión isotrópica o de entropia constante.

Calculamos la entropía del líquido saturado:

$$s = \frac{h_1 - h_2}{(T_1 + 460) + (T_2 + 460)} \cdot 2$$

Del diagrama de Mollier o de tablas para amoníaco y una temperatura de evaporación de 96 ° F (184.2 psia)

$$\begin{aligned} h_1 &= 0 \text{ BTU/lbm} \\ h_2 &= 150.5 \text{ BTU/lbm} \\ T_1 &= -40 \text{ }^\circ\text{F} \\ T_2 &= 96 \text{ }^\circ\text{F} \end{aligned}$$

entonces:

$$s = \frac{150.5 \text{ BTU/lbm} - 0 \text{ BTU/lbm}}{(-40^\circ\text{F} + 460) + (96^\circ\text{F} + 460)} \cdot 2 = \frac{150.5 \text{ BTU/lbm}}{(420 + 556)^\circ\text{R}} \cdot 2$$

$$s = \frac{150.5 \text{ BTU/lbm}}{488^\circ\text{R}} = 0.3084 \text{ BTU/lbm-}^\circ\text{R}$$

La entropía en el punto (5) es :

$$s = 0.3084 \text{ BTU/lbm-}^{\circ}\text{R}$$

Calculemos la entropía del vapor saturado a 96°F y 198.9 psia

$$s = \frac{632 \text{ BTU/lbm} - 150.5 \text{ BTU/lbm}}{(96+460) + (96+460)^{\circ}\text{R}}$$
$$s = \frac{482.10 \text{ BTU/lbm}}{556^{\circ}\text{R}}$$

$$s = 0.8670 \text{ BTU/lbm} \text{ (aumento de entropía del punto líquido saturado a vapor saturado)}$$

Por lo tanto la entropía del vapor saturado es:

$$Sv.s = 0.3084 \text{ BTU/lbm-}^{\circ}\text{R} + 0.8687 \text{ BTU/lbm-}^{\circ}\text{R}$$

$$Sv.s = 1.1754 \text{ BTU/lbm-}^{\circ}\text{R} \text{ (entropía del vapor saturado a } 96^{\circ}\text{F)}$$

Entonces calculamos la temperatura y entalpía de recalentamiento.

De tablas para NH tenemos:

$$\text{Entropía del vapor saturado a } 23^{\circ}\text{F} \text{ (} -5^{\circ}\text{C)}$$

$$Sv.s = 1.2915 \text{ BTU/lbm} \cdot \text{R}$$

La temperatura de recalentamiento:

$$T_4 = (460 + 230\text{F}) \left(\frac{P_a}{P_s} \right)^{\frac{1.3 - 1}{1.3}}$$

$$T_4 = (460 + 230\text{F}) \left(\frac{198.9}{51.47} \right)^{\frac{1.3 - 1}{1}}$$

$$T_4 = (483 \text{ R}) (3.86)^{0.2307}$$

$$T_4 = 199.13 \text{ F}$$

Calculamos la entalpia de recalentamiento:

$$1.2915 \text{ BTU/lbm} \cdot \text{R} = 1.1754 \text{ BTU/lbm} \cdot \text{R} + \frac{h_2 - 632.6 \text{ BTU/lb}}{(96+199)\text{oF} + 2(460)}$$

$$1.2925 \text{ BTU/lbm} \cdot \text{R} = 1.1754 \text{ BTU/lbm} \cdot \text{R} + \frac{h_2 - 632.6 \text{ BTU/lbm}}{607.5\text{oR}}$$

$$h_2 = (1.2915 - 1.1754) \text{ BTU/lbm} - R (607.5 \text{ R}) + (632.6 \text{ BTU/lbm})$$

$$h_2 = 70.53 \text{ BTU/lbm} + 632.6 \text{ BTU/lbm}$$

$$h_2 = 703.13 \text{ BTU/lbm (entalpia de recalentamiento)}$$

Calculamos la potencia considerando la capacidad total en toneladas de refrigeración.

$$\text{HP} = \frac{(0.4255 \text{ lb/min-T.R.}) (850 \text{ T.R.}) (703.13 - 618.6) \text{ BTU/lbm}}{(42.44) (0.95) (0.86) (0.96)}$$

$$\text{HP} = \frac{30,5722.38}{33.28} = 918.64 \text{ HPs}$$

Considerando que los (7) compresores seleccionados anteriormente son marca Mycom, modelo NWV-8B, que operan a 1,000 R.P.M. y con una potencia al freno de (135.3 B.H.P.) tenemos:

$$135.3 \text{ B.H.P. (7)} = 947.1 \text{ B.H.P. (totales)}$$

Por lo tanto se utilizarán siete motores estandar de 150 HPs. cada uno.

*Otra forma de calcular la potencia requerida es utilizando la presión media efectiva:

$$HP = \frac{(P.M.E.) (II) D^2 L (R.P.M.) (No.cil)}{(33\ 000) (4) (12) (0.95)} \quad y$$

$$P.M.E. = 4.33 (P1) \left[\frac{(0.23) P_d}{P_s} - 1 \right]$$

$$P.M.E. = 4.33 (51.47) \left[\frac{198.9}{51.97} - 1 \right]$$

$$P.M.E. = 81.27 \text{ lb/in}^2$$

Calculamos a continuación los HP considerando la presión media efectiva:

$$HP = \frac{(81.27 \text{ lb/in}^2)^2 (3.1416) (103 \text{ in})^3 (1000 \text{ R.P.M.}) (8 \text{ cil.})}{(33\ 000) (4) (12) (0.95)}$$

HP = 139.80 por compresor.

CAPITULO IV

CALCULO Y DISEÑO DEL SEPARADOR DE ACEITE.

CALCULO Y DIENO DEL SEPARADOR DE ACEITE (Fig. No. 6)

Considerando la temperatura y presión de descarga seleccionados, así como la temperatura y presión de succión, tenemos:

$$T_2 \text{ Descarga} = 96^\circ \text{ F } (35.55^\circ \text{ C})$$

$$P_2 \text{ Descarga} = 198.9 \text{ psia}$$

$$\text{Vol. específico de descarga} = 1.5010 \text{ pie}^3 / \text{lbm}$$

$$T_1 \text{ Succión} = 23^\circ \text{ F } (-5^\circ \text{ C})$$

$$P_1 \text{ Succión} = 51.47 \text{ psia}$$

$$\text{Vol. específico de succión} = 5.556 \text{ pies}^3 / \text{lbm}$$

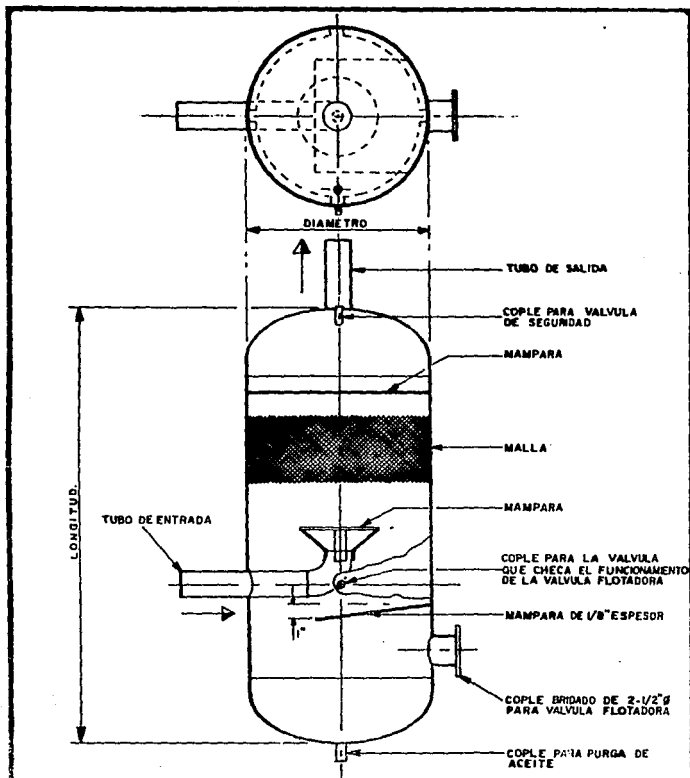
Calculamos el volumen manejado en el separador de aceite (Ver tablas de amoníaco).

$$\left(\frac{V_2}{V_1}\right) = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{1/\gamma} ; \quad V_2 = V_1 \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{1/\gamma}$$

$$V_2 = 5.556 \text{ pie}^3 / \text{lbm} \left(\frac{51.47 \text{ psia}}{198.9 \text{ psia}}\right)^{1/1.3}$$

$$V_2 = 5.556 \text{ pie}^3 / \text{lbm} (0.25) = 0.76$$

$$V_2 = 1.99 \text{ pie}^3 / \text{lbm}$$



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

<p>IME</p>	<p>TESIS: CALCULO Y SELECCION DEL EQUIPO DE REFRIGERACION PARA UNA PLANTA EMBOTELLADORA DE BEBIDAS GASEOSAS</p>	<p>TITULO: SEPARADOR DE ACEITE</p>
<p>DIBUJ. ANDRES CERON I.</p>	<p>FECHA 24-OCTUBRE-1989</p>	<p>FIGURA N°</p>

Tomando datos prácticos se ha determinado que, para que exista una separación adecuada del 60% dentro del separador de aceites, el rango de velocidad de gas amoníaco y aceite en el interior del mismo deberá ser entre:

50 pies/min a 75 pies/min

Así mismo calcularemos la sección transversal del separador de aceite.

$$G = V \times S$$

$$\text{Sec. trans.} = \frac{850 \text{ T.R. (0.4255 lb/min - T.R.) (1.99 \text{ pie}^3 / \text{lbm})}{75 \text{ pie/min}}$$

Como se instalarán 7 compresores, tenemos:

$$S = \frac{1,380.96 \text{ pulg}^2}{7} = 197.28 \text{ pulg}^2$$

Tubo de 18 pulg. de diámetro tiene una sección transversal interior de 223 pulg.²

Entonces calculamos la velocidad real en el interior del separador de aceite.

$$V_{\text{real}} = \frac{121.42 \text{ T.R. (0.4255 lb/min T.R.) (1.99 \text{ pie}^3/\text{lbm})}{223 \text{ pulg}^2} \times \frac{1 \text{ pie}^2}{144 \text{ pulg}^2}$$

$$V_{\text{real}} = 64.72 \text{ pie}^3/\text{min.}$$

El separador de aceite estandar es de 18" o x 36" de longitud y por datos prácticos separa el 60% del aceite que pasa al sistema de refrigeración, el otro 40% es separado en trampas de aceite, recipiente de presión constante y acumulador general de succión.

Para determinar la cantidad de aceite que es separado de aceite, es necesario considerar lo siguiente:

- Los litros de aceite que consume el compresor y que depende de la marca, modelo y capacidad del mismo.
- Para el cálculo del diseño del separador se consideran compresores marca "Mayekawa".
- Litros de aceite en la primera carga de los compresores "Mayekawa" o cuando se cambie de aceite al carter del compresor.

MODELO DEL COMPRESOR	LITROS EN LA PRIMERA CARGA DE ACEITE
NH - 2A	6 l
NV - 4A	16 l
NH - 6A	19 l
NVM - 8A	20 l
NV - 4B	24 l
NV - 6B	30 l
NMV - 8B	31 l

LOS COMPRESORES "Hayekawa" RECIENTE INSTALADOS TENIENDO UN BUEN DISEÑO EN EL SEPARADOR DE ACEITE, CON REGRESO AUTOMÁTICO DE ACEITE AL CARTER Y TRABAJANDO A 1,000 R.P.M. Y 185 psia, DEBERÁN DE GASTAR EN FORMA APROXIMADA LAS SIGUIENTES CANTIDADES DE ACEITE:

MODELO DEL COMPRESOR	LITROS DE ACEITE CONSUMIDO
NH - 2A de	0.20 a 0.030 1/24h de trabajo
NV - 4A de	0.30 a 0.40 1/24h de trabajo
NH - 6A de	0.40 a 0.475 1/24h de trabajo
NMV - 8A de	0.50 a 0.50 1/24h de trabajo
NV - 4B de	0.30 a 0.45 1/24h de trabajo
NH - 6B de	0.50 a 0.60 1/24h de trabajo
NMV - 8B de	0.60 1/24h de trabajo

Cuando el compresor gasta más de lo indicado, es conveniente revisar anillos, camisas y pistones.

Es recomendable también que el aceite de un compresor nuevo sea cambiado a los 10 (diez) días de su puesta en marcha, luego al mes y nuevamente a los dos meses, con el objeto de que todas las basuras que pueda haber en el carter de la máquina sean llevados al exterior.

Con el cambio de aceite también se recomienda limpiar carter, los filtros de succión y el filtro cunco.

Entonces considerando el compresor NWV-8B y que consume 0.60 litros de aceite cada 24 h y como separamos un 60% de aceite en el separador, tenemos:

$$\text{Flujo de aceite separado} = (0.60 \text{ l/24 h}) (0.60)$$

Flujo = 0.36 l/24 h de aceite separado en cada separador de aceite.

Por lo tanto, el aceite introducido al sistema será:

$$0.60 \text{ l/24 h} - 0.36 \text{ l/24 h} = 0.24 \text{ l/24 h de trabajo.}$$

Ahora, considerando que instalamos otro separador de aceite a la entrada del o de los condensadores, éste separará el 50% del aceite introducido al sistema.

$(0.24 \text{ h}) (0.50) = 0.12 \text{ h}$ de trabajo.

Será el aceite introducido al sistema por cada compresor marca "Mayekawa" NWV-8B y que tendrá que ser purgado como ya se dijo, en el equipo adecuado, adicional al sistema, ya que de no ser así se tendrán problemas en el mismo, ocasionando una disminución en la eficiencia, así como problemas de operación.

C A P I T U L O V

SELECCION DE LA VALVULA DE RETENCION EN LA TUBERIA DE DESCARGA

SELECCION DE LA VALVULA DE RETENCION EN LA TUBERIA DE
DESCARGA.

Para compresores con más de 500 R.P.M.

Compresor "Mayekawa" tipo A C.F.M. = 0.019 (No.cil.)(R.P.M.)

Compresor "Mayekawa" tipo B C.F.M. = 0.047 (No.cil.)(R.P.M.)

Factor de selección = C.F.M. (K).

K = 1.33 para compresor Booster

K = 1.00 para compresor de 2a. etapa.

Entonces considerando que los compresores seleccionados son
NWV-8B, tenemos:

C.F.M. = 0.047 (8) (1000 R.P.M.)

C.F.M. = 376

Por lo tanto, el factor de selección es:

S.F. = C.F.M. (K)

S.F. = 376 (1) = 376

Ahora, calculamos la relación de compresión:

$$R_c = \frac{P \text{ descarga (psia)}}{P \text{ de succión (psia)}}$$

$$R_c = \frac{198.9 \text{ psia}}{51.47 \text{ psia}} ; \quad R_c = 3.86$$

Utilizando la figura no. 7 tenemos que la válvula de retención seleccionada para cada línea de descarga de los siete compresores será de 3" de diámetro.

(TABLA VIII)

SELECCION DE LA VAL-
VULA DE CHECK.

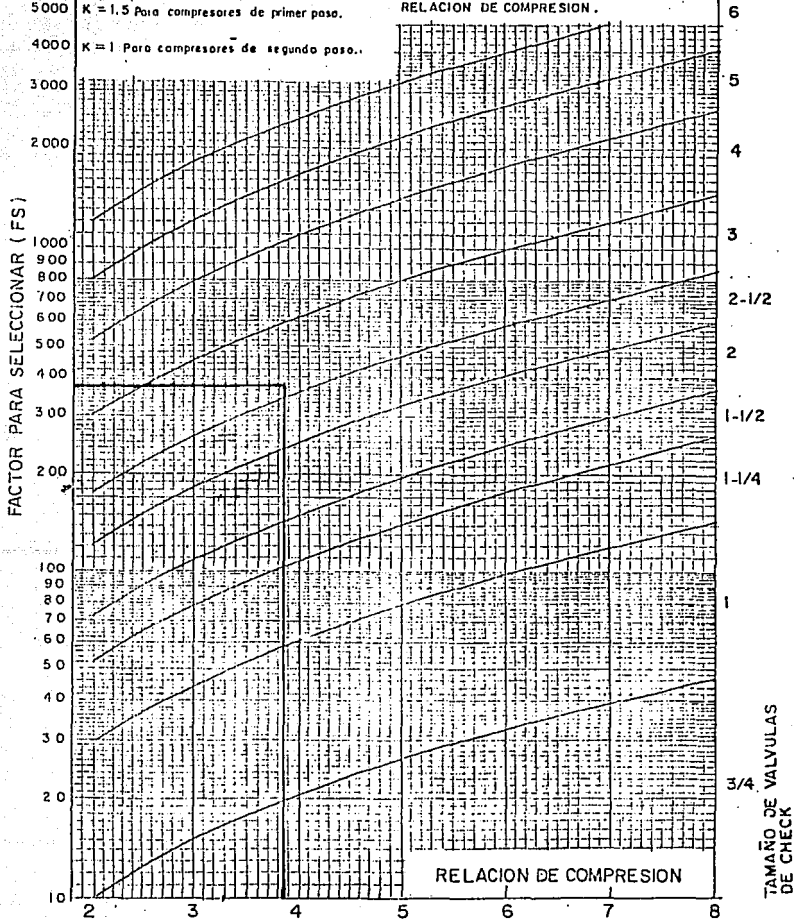
GRAFICA PARA CALCULAR LAS
VALVULAS DE CHECK.

6000 SF = Desplazamiento de pistones en Pies³/min. x K.

5000 K = 1.5 Para compresores de primer paso.

4000 K = 1 Para compresores de segundo paso.

DESPLAZAMIENTO DE PISTONES CONTRA
RELACION DE COMPRESION.



TAMAÑO DE VALVULAS
DE CHECK

CAPITULO VI

CALCULO Y SELECCION DEL CONDENSADOR

CALCULO Y SELECCION DEL CONDENSADOR

Cálculo de la capacidad total de condensación considerando la capacidad requerida de evaporación.

Capacidad requerida en los evaporadores: 850 T.R.

Capacidad de refrigerante manejado en el sistema

$$W = 0.4255 \text{ lbm/min} - \text{T.R.}$$

Entonces el calor de recalentamiento del gas de descarga es calculado como sigue: (fig.)

$$Q_r = W(h_3 - h_4) \text{ (T.R.)}$$

de tablas para el amoníaco:

$$h_3 = 703.13 \text{ BTU/lbm}$$

$$h_4 = 632.60 \text{ BTU/lbm}$$

$$Q_r = (0.4255 \text{ lbm/min-T.R.}) (703.13 - 632.60) \text{ Btu/lbm} (850 \text{ T.R.})$$

$$Q_r = 25,508.93 \text{ BTU/min} \left(\frac{1 \text{ T.R.}}{200 \text{ BTU/min}} \right)$$

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

$$Q_r = 127.54 \text{ T.R.}$$

El calor latente extraido al amoniaco para condensarlo es:

$$Q_L = W (h_4 - h_5) \text{ (T.R.)}$$

de tablas para el amoniaco:

$$h_4 = 632.60 \text{ BTU/lbm}$$

$$h_5 = 150.5 \text{ BTU/lbm}$$

$$Q_L = (0.4255 \text{ lbm/min-T.R.}) (632.60 - 150.5) \text{ BTU/lbm (850 T.R.)}$$

$$Q_L = 174,363.51 \text{ BTU/min} \left(\frac{1 \text{ T.R.}}{200 \text{ BTU/min}} \right)$$

$$Q_L = 871.81 \text{ T.R.}$$

Por lo tanto, el calor total extraido al condensador es:

$$Q_t = Q_L + Q_r$$

$$Q_t = 871.81 \text{ T.R.} + 127.54 \text{ T.R.}$$

$$Q_t = 999.35 \text{ T.R.}$$

Considerando un 15% más de la capacidad debido al efecto Fouling (incrustaciones y servicio) y considerando que el agua no tiene demasiada dureza:

$$Q_t = 999.35 \text{ T.R. (1.15)}$$

$$Q_t = 1,143.25 \text{ T.R.}$$

De acuerdo a la capacidad total de condensación seleccionaremos un condensador de casco y tubo para una capacidad total de 1,149.25 T.R.

FACTORES PARA COEFICIENTE FOULING (DUREZA DEL AGUA Y MANTEN
DE TUBOS

	COEFICIENTE
AGUA DE MAR	1.00
AGUA CONTROLADA Y TRATADA EN TORRES ENFRIAMIENTO	1.00
AGUA DE (61 A 120 ppm) DE SOLIDOS 1 ppm = 0.0083 LB/1000 gal	10 X
AGUA DE RIO	20 X
AGUA DURA DE (121 ppm a 180 ppm) DE SOLIDOS NO TRATADA EN TORRE DE ENFRIAMIENTO	30 X
COEFICIENTE PRACTICO RECOMENDABLE CON AGUA DE BUENA CALIDAD Y MANTENIMIENTO ADECUADO	15 X

Coefficientes de Transmisión en Condensadores o Enfriadores de Casco y Tubo.

$$U = \frac{1}{\frac{Ae/Ai}{fi} + \frac{L}{K} + \frac{1}{fe}}$$

Donde:

- U Coeficiente de transmisión de calor (BTU/h-pie² - F)
- fi Gráfica de agua, velocidad y temperatura
- Ae Area exterior del tubo (pulg²)
- Ai Area interior del tubo (pulg²)
- Fi Coeficiente de transmisión de la película interior del tubo
- Fe Coeficiente de transmisión de la película exterior del tubo
- L Grueso de la pared del tubo (pulg)
- K Conductancia del material en tubo de fierro (BTU/h-pie²-oF)

$$y, \quad Fe = 0.380 \left(\frac{K}{D} \right) \left(\frac{DV}{u} \right) 0.56$$

Donde:

- K Conductancia del refrigerante líquido a la presión de trabajo (BTU/h-pie²-oF)
- D Diámetro exterior del tubo (pulg)
- V Velocidad del agua dentro del tubo (pie/h)
- Densidad del refrigerante líquido a la presión de trabajo (lbm/pie³)
- μ Viscosidad del refrigerante líquido a la presión de trabajo (lb/h-pie) = 2.42 cp (centipoises)

Capacidad total requerida en condensación.

$Q_c = 1,149.25$ T.R.

Temperatura mínima del agua en Querétaro = $(70 + 6)^\circ \text{F} = 76^\circ \text{F} (24.4^\circ \text{C})$

Incremento de la temperatura del agua al pasar por el condensador = $5^\circ \text{F} (2.77^\circ \text{C})$

Diferencia de la temperatura de salida del agua del condensador y de la temperatura de salida del amoníaco = $5^\circ \text{F} (2.77^\circ \text{C})$

Temperatura de condensación = $96^\circ \text{F} (35.5^\circ \text{C})$

Gasto de agua requerida:

$$Q = W C_p (\Delta T)$$

$$W = \frac{Q}{C_p (\Delta T)} = \frac{(1,149.25 \text{ T.R.}) \left(\frac{200 \text{ BTU/min}}{1 \text{ T.R.}} \right)}{(1 \text{ BTU/lbm-}^\circ\text{F})(86-76)^\circ\text{F}}$$

$$W = 22,987 \text{ lbm/min} \left(\frac{1 \text{ Kg}}{2.2045 \text{ lbm}} \right) \left(\frac{1 \text{ l}}{1 \text{ Kg}} \right) = 10,427.30 \text{ l/min}$$

$$= (2,754.61 \text{ gal/min})$$

Determinamos la diferencia media logaritmica de temperatura:

$$\text{D.M.L.T.} = \frac{(tr-te) - (tr-ts)}{\text{Log} \left(\frac{tr-te}{tr-ts} \right)} = \frac{(T_{\text{max.}}) - (T_{\text{min}})}{\text{Log} \left(\frac{T_{\text{max.}}}{T_{\text{min.}}} \right)}$$

Donde:

te Temperatura de entrada (F)
 ts Temperatura de salida (F)
 tr Temperatura del refrigerante (NH₃) (F)

$$\text{DMLT} = \frac{(96 - 76)^\circ\text{F} - (96 - 86)^\circ\text{F}}{\text{Log} \left(\frac{96-76}{96-86} \right)} = \frac{(20 - 10)^\circ\text{F}}{\text{Log} \left(\frac{20}{10} \right)}$$

$$DMLT = \left(\frac{10}{\log 2} \right) = 14.49 \text{ of}$$

Considerando que se utilizan tubos de acero al carbón calibre 11 de especificación ASTM -A 179 de 1 1/4 " de diámetro, así como una velocidad del agua en el interior de los mismos de:

$$V = 250 \text{ pie/min} \quad U = 174 \text{ BTU/h-pie}^2 \text{ - F}$$

$$Q = A (U) (D.M.L.T.)$$

$$A = \frac{Q}{(U) (D.M.L.T.)} = \frac{1,149.25 \text{ T.R.} \left(\frac{12,000 \text{ BTU/h}}{1 \text{ T.R.}} \right)}{174 \text{ BTU/h-pie}^2 \text{ - of } (14.49 \text{ of})}$$

$$A = 5,469.88 \text{ pie}^2 \text{ (508.15 m}^2\text{)}$$

Considerando los pies por pie² en el tubo:

$$1 \text{ 1/4" } \circ \quad \text{-----} \quad 3.42 \text{ pie/pie}^2$$

$$\text{Longitud} = 5,469.88 \text{ pie}^2 \left(\frac{3.42 \text{ pie/pie}^2}{} \right) = 18,706.98 \text{ pies} \\ = 5,701.88 \text{ m}$$

$$\text{No. tubos} = \frac{18,706.98 \text{ pies}}{18 \text{ pies}} = 1,039.27 \text{ tubos}$$

$$\text{gasto/tubo} = 250 \text{ pie}^3/\text{min} \left(\frac{0.801 \text{ pulg}^2}{144 \text{ pulg}^2} \right) \left(\frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ pulg}} \right)^2 =$$

$$= 1.39 \text{ pie}^3/\text{min} \left(\frac{28.32 \text{ l}}{1 \text{ pie}^3} \right) = 39.36 \text{ l}/\text{min}$$

$$\text{tubo/paso} = \frac{10,427.30 \text{ l}/\text{min}}{39.36 \text{ l}/\text{min}} = 264.32 \text{ T/P}$$

$$\text{No. pasos} = \frac{1,039.27 \text{ tubos}}{264.92 \text{ T/P}} = 3.92 \text{ pasos}$$

Por lo tanto

$$264 \text{ T/P (4 pasos)} = 1,056 \text{ tubos (18 pies)} = \frac{19,008 \text{ pies}}{3.42 \text{ pies/pie}^2}$$

La superficie real será:

$$S = 5,557.89 \text{ pie}^2 \left(\frac{2}{516.32 \text{ m}} \right)^2$$

Espacio libre en porcentaje del área total en los espejos de los condensadores de casco y tubo:

12 PASOS	40 %
10 PASOS	45 %
8 PASOS	50 %
6 PASOS	55 %
4 PASOS	60 %
2 PASOS	65 %

Entonces, para tubo 1 1/4" o --- Area transversal=1.227pulg²

$$\frac{1056 \text{ tubos } (1.227 \text{ pulg}^2)}{0.60} = 2,159.52 \text{ pulg}^2$$

Calculamos el diámetro del condensador:

$$A = \frac{\pi D^2}{4} ; \quad D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4(2,159.52 \text{ pulg}^2)}{3.1416}} = 52.43 \text{ pulg}$$

El condensador seleccionado será de 54" (1371.6 mm) de diámetro por 18 pies (5.48 m) de longitud, una superficie de transmisión de calor de $5,469.88 \frac{\text{pie}^2}{2}$ (508.15 m²), 1032 tubos flux de 1 1/4" (31.75 mm) de diámetro y 4 pasos.

Caída de presión en el interior del condensador:

$$\text{Pies H}_2\text{O} = 0.008 V^{1.83} L \text{ NP} + \frac{\text{NP}}{2}$$

Donde:

V Velocidad (pie/seg)

L Longitud de tubos Flux

NP Número de paso

0.008 Constante tubos de acero al carbón

$$\text{Pie H}_2\text{O} = 0.008 (4.16 \text{ pie/seg})^{1.83} (18 \text{ pies}) (4 \text{ pasos}) + \frac{4 \text{ pasos}}{2}$$

$$\text{Pie H}_2\text{O} = 0.008 (13.58) (18 \text{ pies}) (4 \text{ pasos}) + \frac{2}{2}$$

$$\text{Pie H}_2\text{O} = 9.82 \text{ pies columna de agua}$$

$$\text{Pie H}_2\text{O} = (9.82 \text{ pie}) \left(\frac{1 \text{ m}}{3.28 \text{ pies}} \right) \left(\frac{1000 \text{ Kg}}{1 \text{ m}^3} \right) \left(\frac{1 \text{ m}^2}{10,000 \text{ cm}^2} \right)$$

$$\text{Pie H}_2\text{O} = 0.29 \text{ Kg/cm}^2 \quad (4.26 \text{ lb/pulg}^2)$$

Por lo tanto, la caída de presión será:

$$\text{C.P.} = 0.29 \text{ Kg/cm}^2 \quad (4.26 \text{ lb/pulg}^2)$$

Considerando como otra alternativa la utilización de condensadores evaporativos marca "Recold" que son los existentes en el mercado nacional, tenemos:

Capacidad requerida en condensación :

$$Q_c = 1,149.25 \text{ T.R.}$$

$$\text{Temperatura de bulbo húmedo en Querétaro} = 70^\circ \text{ F} (21.11^\circ \text{ C})$$

$$\text{Temperatura de condensación} = 96^\circ \text{ F} (35.5^\circ \text{ C})$$

De la tabla de capacidades de los condensadores evaporativos "Recold" y considerando los datos anteriores, seleccionamos 4 (cuatro) condensadores evaporativos marca "Recold", modelo

DF-415A el cual tiene una capacidad de 249 toneladas de refrigeración más un 15% de capacidad debido al serpentín para eliminar el recalentamiento del gas de descarga del compresor, por lo tanto:

Condensador DF-415A ----- 249 T.R. (1.15) = 286.35 T.R.

entonces:

286.35 T.R. (4) = 1,145.40 T.R.

Una de las ventajas de utilizar condensadores evaporativos marca "Recold" es que no es necesario la instalación de una torre de enfriamiento, la cual sería necesaria si se utilizara un condensador de casco y tubo.

CAPITULO VII

CALCULO DEL ACUMULADOR DE SUCCION

Cálculo del Acumulador General de Succión.

Considerando la temperatura y presión de succión así como la temperatura y presión de descarga en el sistema:

$$\text{Temperatura} = 23^{\circ} \text{ F } (-5^{\circ} \text{ C})$$

Succión

$$\text{Presión} = 51.47 \text{ psia}$$

$$\text{Temperatura} = 96^{\circ} \text{ F } (35.55^{\circ} \text{ C})$$

Descarga

$$\text{Presión} = 198.9 \text{ psia}$$

$$\text{Peso específico a } 23^{\circ} \text{ F} = 40.43 \text{ lb/pies}^3$$

$$\text{Peso específico del agua} = 62.43 \text{ lb/pies}^3$$

$$\text{Gravedad específica de (NH}_3\text{)} = \frac{40.43 \text{ lb/pies}^3}{62.43 \text{ lb/pies}^3} = 0.6476$$

Velocidad recomendada en el interior del acumulador para que no halla arrastre de amoniaco liquido a la succión del compresor, deberá ser de 75 pies/min.

Cálculo de la velocidad en el interior del acumulador de succión:

$$V = 216 \sqrt{\frac{(G \text{ esp.})(T_s \text{ abs.})}{PM (P_s \text{ abs.})}}$$

Donde:

216 Factor

Ge Gravedad específica del amoniaco

Ts Temperatura de succión absoluta (R)

Ps Presión de succión absoluta (lb/pulg² abs.)

Pm Peso molecular del amoniaco.

Entonces:

$$V = 216 \sqrt{\frac{(0.6476)(23 \text{ F} + 460)}{(17)(51.47 \text{ psia})}}$$

$$V = 216 \sqrt{\frac{312.79}{874.99}} = 216 \sqrt{(0.3574)}$$

$$V = 129.14 \text{ pie/min}$$

Calculamos la lb/min circuladas en el sistema con amoniaco liquido subenfriado:

$$W = \frac{200 \text{ BTU/min}}{(620.5 - 84.6) \text{ BTU/lbm}} = \frac{200 \text{ BTU/min}}{535.9 \text{ BTU/lbm}}$$

$$W = 0.3732 \text{ lb/min}$$

$$W = 0.3732 \text{ lb/min} - 850 \text{ T.R.} = 317.22 \text{ lb/min}$$

Entonces el volumen especifico a $23^{\circ} \text{F} = 5.556 \text{ pie}^3 / \text{lbm}$

Volumen circulado = $317.22 \text{ lb/min} (5.556 \text{ pie}^3 / \text{lbm})$

Volumen circulado = $1762.47 \text{ pie}^3 / \text{min}$

$$Q = V (A) ; A = \frac{Q}{V}$$

$$A = \frac{1762 \text{ pie}^3 / \text{min}}{129.14 \text{ pie}^3 / \text{min}} = 13.64 \text{ pie}^2$$

$$A = 13.64 \text{ pie}^2 \left(\frac{144 \text{ pulg}^2}{1 \text{ pie}^2} \right) = 1964.16 \text{ pulg}^2$$

Tomando en cuenta el volumen circulado entre dos, ya que tendremos dos salidas en el acumulador de succión:

$$\frac{1,752.47 \text{ pie}^3/\text{min}}{2} = 881.23 \text{ pie}^3/\text{min}$$

Calculamos la velocidad real considerando la sección transversal de un tubo de 54 pulg de diámetro -----2290.22 pulg²

$$\frac{881.23 \text{ pie}^3/\text{min} \cdot \left(\frac{144 \text{ pulg}^2}{2290.22 \text{ pulg}^2}\right)}{1 \text{ pie}^2} = 55.40 \text{ pie}/\text{min} \quad 75 \text{ pie}/\text{min}$$

Por datos prácticos y considerando que tendremos en el acumulador de succión un excedente de amoníaco líquido y estamos recirculando en una proporción de 3:1, para asegurar que no tendremos llegadas de líquido al compresor, seleccionamos un acumulador de succión de 60" de diámetro x 10 pies de longitud.

C A P I T U L O V I I I

CALCULO Y SELECCION DE LAS TRAMPAS PARA EL REGRESO AUTOMATICO DE LIQUIDO

Cálculo y Selección de las Trampas para el Regreso Automático de Líquido.

Considerando la capacidad total requerida (850 toneladas de refrigeración), una relación de recirculación o sobrealimentación de 3 a 1, así como las condiciones de operación determinadas con anterioridad.

Temperatura de condensación 96 F (35.5 C) correspondiente a 198.9 Psia.

Temperatura de evaporación 30 F (-1.11 C) correspondiente a 59.7 psia.

Temperatura de succión 23 F (-5 C) correspondiente a 51.47 psia.

Flujo total de refrigerante del sistema:

$$Q = W (\Delta h)$$

$$W = \frac{Q}{(\Delta h)} = \frac{200 \text{ BTU/min}}{(620.5 - 150.5) \text{ BTU/lbm}} = \frac{200 \text{ BTU/min}}{470 \text{ BTU/lbm}}$$

$$W = 0.425516/\text{min T.R.}$$

Por lo tanto,

$$(0.4255 \text{ lb/min-T.R.}) (850 \text{ T.R.}) = 361.67 \text{ lb/min}$$

Cálculo de la calidad del refrigerante líquido al entrar al recipiente de presión constante. (Fig. No. 8).

Determinamos que se tendrá una presión en el interior del recipiente de presión constante de:

$$115.7 \text{ lb/pulg}^2 \text{ abs. correspondiente a una temperatura de } 64 \text{ F (17.77 C)}$$

Entonces:

$$\begin{aligned} \% \text{ Líquido} &= \frac{h_3 - h_1}{h_3 - h_2} = \frac{(628 - 150.5) \text{ BTU/lbm}}{(628 - 113.7) \text{ BTU/lbm}} \\ &= \frac{477.5 \text{ BTU/lbm}}{514.3 \text{ BTU/lbm}} = 0.9284 = 92.84\% \text{ de líquido} \end{aligned}$$

Por lo tanto, considerando la capacidad total tenemos:

$$92.84\% (361.67 \text{ lb/min}) = 335.77 \text{ lb/min de refrigerante líquido en el recipiente de presión constante.}$$

Calculamos la cantidad de refrigerante que se evapora al entrar al recipiente de presión constante.

$$\% \text{ Gas} = \frac{h'1 - h'2}{h_3 - h'2} = \frac{(150.5 - 113.7) \text{ BTU/lbm}}{(628 - 113.7) \text{ BTU/lbm}}$$

$$\% \text{ Gas} = \frac{36.8}{514.3} = 0.0715 = 7.15\% \text{ de refrigerante en forma de gas}$$

Entonces:

$$7.15\% (361.67 \text{ lb/min}) = 25.85 \text{ lb/min de refrigerante en forma de gas que entran al recipiente de presión constante.}$$

Cantidad total de refrigerante que entra al recipiente de presión constante:

$$335.77 \text{ lb/min(liquido)} + 25.85 \text{ lb/min(gas)} = 361.62 \text{ lb/min}$$

Calculamos la temperatura del refrigerante en el recipiente de presión constante al mezclarse con el retorno del refrigerante de la trampa de liquido y considerando una sobre alimentación de refrigerante (3 a 1)

$$T_{Mf} = T_{M1} + T_{M2} \dots + T_{Mn}$$

Donde:

$$T_1 = 64 \text{ F } (17.77 \text{ C})$$

$$M_1 = 361.62 \text{ lb/min (flujo en el recipiente)}$$

$$T_2 = 23 \text{ F } (-5 \text{ C}) \text{ (temperatura de succión)}$$

$$M_2 = 723.24 \text{ lb/min}$$

$$T_f = x$$

$$M_f = 1084.86 \text{ lb/min (sobrealimentación en una proporción 3 a 1)}$$

Entonces:

$$T_f = \frac{T_1 + T_2}{M_f} = \frac{64 \text{ F } (361.62 \text{ lb/min}) + 23 \text{ F } (723.24 \text{ lb/min})}{1084.86 \text{ lb/min}}$$

$$T_f = \frac{(23,143.67 + 16,634.52) \text{ lb/min F}}{1084.86 \text{ lb/min}}$$

$$T_f = 36.66 \text{ F}$$

Considerando $38 \text{ F } (3.33 \text{ C})$ debido a una pequeña evaporación que sucede al mezclarse el refrigerante líquido proveniente de la trampa de líquido con el refrigerante líquido existente en el recipiente de presión constante. Por lo tanto, la entalpía

en este punto es:

$$h_{tf} = 84.6 \text{ BTU/lbm}$$

Calculamos la cantidad de refrigerante alimentado al sistema:

$$Q = W (\Delta h)$$

$$W = \frac{Q}{(\Delta h)} = \frac{200 \text{ BTU/min}}{(620.5 - 84.6) \text{ BTU/lbm}} = \frac{200 \text{ BTU/min}}{535.9 \text{ BTU/lbm}}$$

$$W = 0.3732 \text{ lb/min-T.R.}$$

Considerando la capacidad total:

$$W = 0.3732 \text{ lb/min - T.R. (850 T.R.)} = 317.22 \text{ lb/min}$$

Alimentando refrigerante con proporción de 3:1

$$317.22 \text{ lb/min (3)} = 951.66 \text{ lb/min}$$

Cálculo de la cantidad de refrigerante líquido que entra al evaporador:

$$\% \text{Líquido} = \frac{h_2 - h'_3}{h_2 - h'_4} = \frac{(620.5 - 84.6) \text{ BTU/lbm}}{(620.5 - 75.7) \text{ BTU/lbm}}$$

$$\% \text{Líquido} = \frac{535.9 \text{ BTU/lbm}}{544.8 \text{ BTU/lbm}} = 0.9836$$

Por lo tanto, el 98.3% de refrigerante amoníaco en forma de líquido, es alimentado al evaporador, esto es:

$$(951.66 \text{ lb/min}) (0.983 \% \text{ liq.}) = 935.48 \text{ lb/min en forma de líquido}$$

Entonces determinamos la cantidad de refrigerante en forma de gas que entra al evaporador (calidad):

$$\% \text{Gas} = \frac{h'3 - h'4}{h_2 - h_4} = \frac{(84.6 - 75.7) \text{ BTU/lbm}}{(620.5 - 75.7) \text{ BTU/lbm}}$$

$$\% \text{Gas} = \frac{8.9 \text{ BTU/lbm}}{544.8 \text{ BTU/lbm}} = 0.0163$$

Es el 1.633% de refrigerante en forma de gas (amoníaco), entonces:

$$(951.66 \text{ lb/min}) (0.0163) = 15.54 \text{ lb/min en forma de gas.}$$

Así mismo, calculamos la cantidad de refrigerante evaporado debido a la carga de producto:

317.22 lb/min - % calidad de refrigerante

317.22 lb/min - 1.64% = 312.01 lb/min amoniaco evaporado debido a la carga del producto.

Entonces la cantidad de refrigerante que va al acumulador de succión 312.01 lb/min refrigerante evaporado en el carbonfrigorador.

15.54 lb/min refrigerante evaporado debido al paso por la válvula de evaporación manual.

Por lo tanto, la cantidad total de refrigerante es de:

$$312.01 \text{ lb/min} + 15.54 \text{ lb/min} = 327.55 \text{ lb/min}$$

Entonces si alimentamos el evaporador 935.48 lb/min en forma de liquido y sólo se evaporan 327.55 lb/min; así mismo, la cantidad de liquido de recirculación será de:

$$935.48 \text{ lb/min} - 327.55 \text{ lb/min} = 607.93 \text{ lb/min}$$

cantidad de refrigerante evaporado debido a la caída de presión a través de la válvula reguladora de presión.

$$\% \text{ Liq.} = \frac{h_1 - h'_4}{h_1 - h'_5} = \frac{(618.6 - 75.7) \text{ BTU/lbm}}{(618.6 - 69) \text{ BTU/lbm}}$$

$$\% \text{Liq.} = \frac{542.9 \text{ BTU/lbm}}{550.6 \text{ BTU/lbm}} = 0.98 = 98\% \text{ de líquido}$$

$$\% \text{Gas} = \frac{h_4 - h_5}{h_1 - h_5} = \frac{(75.7 - 68) \text{ BTU/lbm}}{(618.6 - 68) \text{ BTU/lbm}}$$

$$\% \text{Gas} = \frac{7.7 \text{ BTU/lbm}}{550.6 \text{ BTU/lbm}} = 0.013 = 1.3\% \text{ gas}$$

Por lo tanto, la cantidad de líquido que pasa a la trampa de líquido es:

$$98\% \text{ de } 697.93 \text{ lb/min} = 601.85 \text{ lb/min de refrigerante líquido.}$$

Refrigerante evaporado que pasa a las unidades de compresión:

$$\% \text{ de } 607.93 \text{ lb/min} = 6.07 \text{ lb/min de refrigerante evaporado.}$$

Por lo tanto, la cantidad de refrigerante en forma de gas que pasa a los tres compresores:

$$25.85 \text{ lb/min} + 15.54 \text{ lb/min} + 312.01 \text{ lb/min} + 6.07 \text{ lb/min} = 359.47 \text{ lb/min aproximado a } 361.67 \text{ lb/min.}$$

Si se tiene 601.85 lb/min de refrigerante líquido a una temperatura de 23 F (-5 C) que pasarán a las trampas de líquido tenemos:

$$= 40.43 \text{ lb/pie}^3 \text{ a } 23 \text{ F } (-5 \text{ C})$$

$$V = \frac{W}{\rho} = \frac{601.85 \text{ lb/min}}{40.43 \text{ lb/pie}^3} = 14.88 \text{ pie}^3/\text{min}$$

Considerando un vaciado de la trampa de líquido cada 2.5 minutos, así como que se instalarán cuatro trampas de las mismas dimensiones dado el volumen total, tenemos:

$$\frac{14.88 \text{ pie}^3/\text{min}}{4} = 3.72 \text{ pie}^3/\text{min por cada trampa}$$

Si tenemos un vaciado de la trampa cada 2.5 minutos.

$$\text{Volumen total} = 3.72 \text{ pie}^3/\text{min} (2.5 \text{ min}) = 9.3 \text{ pie}^3$$

Tenemos el 95% del volumen debido a que el domo superior de la trampa no se considera:

$$\frac{9.3 \text{ pie}^3}{0.95} = 9.78 \text{ pie}^3$$

Si la trampa tiene una longitud de 40 pulg. (3.33 pies), el volumen será:

$$V = A (L) \quad ; \quad A = \frac{V}{L} = \frac{9.3 \text{ pie}^3}{3.33 \text{ pies}}$$

$$V = 2.79 \text{ pie}^2$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad ; \quad D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4(2.79 \text{ pie}^2)}{3.1416}} = 1.88 \text{ pie} \quad \left(\begin{array}{l} 12 \text{ pulg} \\ 1 \text{ pie} \end{array} \right)$$

$$D = 22.56 \text{ pulg.}$$

Por lo tanto, seleccionamos trampas de 24 pulg de diámetro por 40 pulg de longitud.

El volumen total de cada una de las trampas de liquido será:

$$V = A (L)$$

$$V = \frac{\pi D^2}{4} (L) = \frac{\pi (24 \text{ pulg})^2}{4} (3.33 \text{ pies})$$

$$V = 452.39 \frac{\text{pulg}^2 \cdot \text{pie}^2}{144 \text{ pulg}^2} (3.33 \text{ pies}) = 10.46 \text{ pies}^3/\text{trampa}$$

CALCULO DE LA CAPACIDAD DE LAS VALVULAS DE RETENCION
SELECCION DE LA VALVULA DE RETENCION VERTICAL

TIPO	600	DIAMETRO	gal/min
		1 1/4"	8.6 G/M
		2"	21 G/M
		3"	60 G/M
		4"	100 G/M

Considerando el volumen a desalojar de la trampa

$$10.46 \text{ pie}^3 \frac{7.48 \text{ gal}}{1 \text{ pie}^3} = 78.24 \text{ gal}$$

Por lo tanto, si seleccionamos una válvula de retención vertical, modelo 600-BJ de 3 pulg de diámetro tendremos una entrada de líquido a la trampa de 60 gal/min, con una columna de líquido mínima de 42 pulg para un mejor drenado a la trampa.

SELECCION DE LA VALVULA DE RETENCION HORIZONTAL

TIPO	700	DIAMETRO	gal/min AP = 10 lb/pulg	gal/min AP = 20 lb/pulg
		3/4 "	14 G/M	20 G/M
		1 "	26 G/M	36 G/M
		1 1/4"	34 G/M	54 G/M
		2 "	96 G/M	135 G/M
		3 "	155 G/M	216 G/M
		4 "	270 G/M	374 G/M

Seleccionamos una válvula horizontal modelo 700-AX, de 1 1/4" de diámetro y tendremos una salida de líquido de la trampa al recipiente de presión constante de 54 gal/min a una presión diferencial de 20 lb/pulg.

Considerando que el gasto NH l'iquido drenado a las trampas de liquido y que se instalarán cuatro de las siguientes dimensiones, 24 pulg por 40 pulg, tenemos:

Flujo del refrigerante = 601.85 lb/min

Temperatura de NH = 23 F (-5 C)

Densidad de NH = 40.43 lb/pie³ a 23 F (-5 C)

$$V = \frac{W}{\rho} = \frac{601.85 \text{ lb/min}}{40.43 \text{ lb/pie}^3} = 14.88 \text{ pie}^3/\text{min}$$

$$\text{Gasto por cada trampa} = \frac{14.88 \text{ pie}^3/\text{min}}{4} = 3.72 \text{ pie}^3/\text{min}$$

Considerando el volumen total de la trampa:

$$V = 10.46 \text{ pie}^3 \left(\frac{7.48 \text{ gal}}{1 \text{ pie}^3} \right) = 78.24 \text{ gal}$$

Entonces:

$$3.72 \text{ pie}^3/\text{min} \left(\frac{7.48 \text{ gal}}{1 \text{ pie}^3} \right) = 27.82 \text{ gal/min}$$

$$\text{Tiempo de llenado} = \frac{78.24 \text{ gal/min}}{60 \text{ gal/min}} = 1.30 \text{ min}$$

$$\text{Tiempo de vaciado} = \frac{78.24 \text{ gal/min}}{54 \text{ gal/min}} = 1.44 \text{ min}$$

$$\text{Ciclo total} = t \text{ llenado} + t \text{ vaciado} = 1.30 + 1.44$$

$$\text{Ciclo total} = 2.74 \text{ minutos}$$

$$\text{Gasto real} = \frac{\text{Capacidad de la trampa}}{\text{ciclo total}}$$

$$\text{Gasto real} = \frac{78.24 \text{ gal}}{2.74 \text{ min}} = 28.55 \text{ gal/min}$$

$$\text{Flujo necesario} = 27.82 \text{ gal/min}$$

$$\text{Flujo real} = 28.55 \text{ gal/min.}$$

C A P I T U L O I X

CALCULO DEL RECIPIENTE DE PRESION CONSTANTE Y DE LA CANTIDAD DE REFRIGERANTE EN EL SISTEMA

Cálculo del Recipiente de Presión Constante y de la Cantidad de Refrigerante en el Sistema.

Para calcular la capacidad del recipiente de presión constante así como el peso de amoníaco total en el sistema, calculamos lo siguiente:

A). Cálculo del peso de amoníaco en los evaporadores o carbo-enfriadores.

B). Cálculo del peso de amoníaco en el acumulador general de succión.

C). Cálculo del peso de amoníaco en las trampas de recirculación de líquido.

D). Cálculo del peso de amoníaco en el condensador de casco y tubo.

E). Cálculo de peso de amoníaco en tuberías de líquido y succión del sistema general de amoníaco

A). Cálculo del peso de amoníaco líquido en los evaporadores o carbo-enfriadores.

Considerando el pre-enfriador y el carbonatador para la línea 65-15, tenemos el número de placas de cada uno.

Preenfriador 40 cortinas con las siguientes dimensiones:
 14 pulg (355.6 mm) de ancho
 24 pulg (609.6 mm) de largo
 1 pulg (25.6 mm) de espesor

Carbonatador 70 cortinas con las siguientes dimensiones:
 14 pulg (355.6 mm) de ancho
 36 pulg (882) de largo
 1 pulg (25.6 mm) de espesor

Cálculo del volumen en las cortinas del preenfriador, calculamos el volumen total y lo dividimos entre 2, ya que cada cortina cuenta con un serpentín en su interior por donde circula el amoníaco.

$$V = L (A) (h) = \frac{(14 \text{ pulg})(24 \text{ pulg})(1 \text{ pulg})}{2} = 168 \text{ pulg}^3$$

$$V = 168 \text{ pulg}^3 \left(\frac{1 \text{ pie}^3}{12 \text{ pulg}^3} \right) = 0.972 \text{ pie}^3$$

$$V = 0.972 \text{ pie}^3 (40 \text{ cortinas}) = 3.88 \text{ pie}^3$$

Entonces el peso del amoniaco liquido, considerando la densidad del amoniaco a 23 F(-5 C), será:

$$P = \rho (V)$$

$$\rho = 40.43 \text{ lbm/pie}^3$$

$$P = 40.43 \text{ lbm/pie}^3 (3.88 \text{ pie}^3)$$

$$P = 156.86 \text{ lbm (71.15 Kg)}$$

Cálculo del peso del amoniaco en el carbonatador:

$$V = \frac{L A h}{2} = \frac{(14 \text{ pulg}) (36 \text{ pulg}) (1 \text{ pulg})}{2} = 252 \text{ pulg}^3$$

$$V = 252 \text{ pulg}^2 \left(\frac{1 \text{ pie}^3}{(12 \text{ pulg})^3} \right)$$

$$V = 0.1458 \text{ pie}^3 (70 \text{ cortinas}) = 10.20 \text{ pie}^3$$

Entonces el peso del amoniaco liquido, considerando la densidad del amoniaco a 23 F(-5 C), será:

$$P = \rho V$$

$$\rho = 40.43 \text{ lbm/pie}^3$$

$$P = 40.43 \text{ lbm/pie}^3 (10.20 \text{ pie}^3)$$

$$P = 412.38 \text{ lbm} (187.06 \text{ Kg})$$

Por lo tanto, tenemos que el peso de amoníaco en el preenfriador y el carbo-enfriador para una sola línea será:

$$P_{\text{total}} = P_{\text{preenfriador}} + P_{\text{carbo-enfriador}}$$

$$P_{\text{total}} = 156.86 \text{ lbm} + 412.38 \text{ lbm}$$

$$P_{\text{total}} = 569.24 \text{ lbm} (258.21 \text{ Kg})$$

Considerando prácticamente el mismo peso de amoníaco para las dos líneas dobles y las dos sencillas instaladas en el sistema, ya que el número de placas en cada una se desconoce por ser información del fabricante de los carbo-enfriadores.

$$\text{Líneas dobles : } 569.24 \text{ lbm} (4) = 2,276.96 \text{ lbm}$$

$$\text{Líneas sencillas : } 569.24 \text{ lbm} (2) = 1,138.48 \text{ lbm.}$$

Peso total de amoníaco en las cuatro líneas:

$$P = 2,276.96 \text{ lbm} + 1,138.48 \text{ lbm}$$

$$P = 3,415.44 \text{ lbm de amoníaco líquido} (1,549.30 \text{ Kg})$$

B). Cálculo del peso de amoníaco líquido en el acumulador general de succión.

El acumulador general de succión requerido en el sistema es de 60 pulg (154 mm) de diámetro por 10 pies (3.048 m) de longitud, el cual contendrá amoníaco líquido a un 30% como máximo de su volumen total y amoníaco en forma de gas a un 70% del volumen. El amoníaco en forma de líquido y gas estará a una temperatura de evaporación de 23 F (-5 C) y tendrá una densidad de 40.43 lbm/pie³. Entonces el volumen total en el acumulador será:

$$V = A(L) \quad ; \quad V = \frac{\pi D^2}{4} (L)$$

$$V = \frac{(60 \text{ pulg})^2 (3.1416)}{4} (10 \text{ pies}) \left(\frac{1 \text{ pie}}{144 \text{ pulg}^2} \right)$$

$$V = 196.35 \text{ pie}^3 (5.56 \text{ m}^3)$$

El volumen ocupado por el amoníaco líquido en el acumulador general de succión será el 30% del volumen total:

$$V = 196.35 \text{ pie}^3 (0.30) = 58.90 \text{ pie}^3 (1.66 \text{ m}^3)$$

$$\text{Peso del líquido} = V (\rho) = 58.90 \text{ pie}^3 (40.43 \text{ lbm/pie}^3)$$

P = 2,381.32 lbm de amoníaco líquido (1,080.21 Kg)

El volumen ocupado por el amoníaco en forma de gas en el acumulador general de succión será del 70% del volumen total.

$$V = 196.35 \text{ pie}^3 (0.70) = 137.44 \text{ pie}^3 (3.89 \text{ m}^3)$$

$$\text{Peso de gas} = V (\rho) = 137.44 \text{ pie}^3 (0.18 \text{ lbm/pie}^3)$$

P = 24.73 lbm de amoníaco en forma de gas (11.21 Kg)

$$P \text{ total} = 1,080.21 \text{ Kg} + 11.21 \text{ Kg}$$

$$P \text{ total} = 1,091.42 \text{ Kg.}$$

C). Cálculo del peso de amoníaco líquido en las cuatro trampas de recirculación de líquido.

$$V = A (L) \quad ; \quad V = \frac{\pi D^2}{4} (L)$$

$$V = \frac{3.1416 (24 \text{ pulg})^2}{4} (40 \text{ pulg}) = 18,095.61 \text{ pulg}^3 \left(\frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ pulg}} \right)^3$$

$$V = 10.47 \text{ pie}^3 (4) = 41.88 \text{ pie}^3$$

Entonces el peso total de amoníaco líquido considerando que pasa a las trampas a una temperatura de 23°F (-5°C), será:

$$P = \rho (V)$$

$$P = 40.43 \text{ lbm/pie}^3 (41.88 \text{ pie}^3)$$

$$P = 1,693.20 \text{ lbm} (768.06 \text{ Kg})$$

D). Cálculo del peso de amoníaco líquido en el condensador de casco y tubo.

Datos:

Condensador de casco y tubo:

54 pulg (1,371.6 mm) de diámetro

18 pies (5.48 m) de longitud

$5,557.89 \text{ pie}^2$ (516.32 m^2) de superficie

1056 fluxes de $1 \frac{1}{4}$ " (31.75 mm) de diámetro.

Para calcular la cantidad de amoníaco en el interior del condensador, hacemos la siguiente suposición, el 90% del volumen libre en el condensador será ocupado por amoníaco en forma de gas a 195.8 lb/pulg^2 absolutas y 96°F (35.5°C) y el otro 10% será ocupado por amoníaco líquido a las mismas

condiciones de presión y temperatura.

Entonces el volumen envolvente será:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} (L) = \frac{\pi (54 \text{ pulg})^2}{4} (18 \text{ pies}) \left(\frac{1 \text{ pie}}{144 \text{ pulg}^2} \right)$$

$$V = 286.27 \text{ pie}^3$$

Volumen ocupado por los fluxes de 1 1/4" de diámetro calibre

ii.

$$V = \frac{\pi D^2}{4} (L)$$

$$V = \frac{\pi (1.25 \text{ pulg})^2}{4} (18 \text{ pie}) \left(\frac{1 \text{ pie}}{144 \text{ pulg}^2} \right) (1056 \text{ fluxes})$$

$$V = 161.98 \text{ pie}^3$$

El volumen ocupado por el amoniaco dentro del condensador será:

$$V = \text{volumen de envolvente} - \text{volumen de fluxes}$$

$$V = 286.27 \text{ pie}^3 - 161.98 \text{ pie}^3$$

$$V = 124.29 \text{ pie}^3$$

El peso del amoniaco en forma de gas será el 90% del volumen real

$$100\% \text{ ----- } 124.29 \text{ pie}^3$$

$$90\% \text{ ----- } X$$

Por lo tanto, 111.86 pie³ será el volumen ocupado por el amoniaco en forma de gas y el peso, considerando que la densidad del gas es 0.662 lb/pie³ a 96 F 35.5 C) y 198.9 lb/pulg² (13.97 Kg/cm²) absolutas:

El peso del amoniaco en forma de gas

$$\text{Peso} = V (\rho)$$

$$P = 111.86 \text{ pie}^3 (0.662 \text{ lb/pie}^3) = 74.05 \text{ lb} \left(\frac{1 \text{ Kg}}{2.2045 \text{ lb}} \right)$$

$$P = 74.05 \text{ lb} (33.59 \text{ Kg}) \text{ peso del amoniaco en forma de gas.}$$

Ahora el volumen ocupado por el amoniaco líquido será el 10% del volumen total.

$$V = 12.8 \text{ pie}^3$$

La densidad del amoniaco en forma de liquido es 36.67 lb/pie^3
 a $96 \text{ F}(35.5)$ y 198.9 lb/pulg^2 ($13.97/\text{cm}^2$) absolutas.

El peso del amoniaco en forma de liquido.

$$P = V (\rho)$$

$$P = 12.8 \text{ pie}^3 (36.67 \text{ lb/pie}^3) = 469.37 \text{ lb} \left(\frac{1 \text{ Kg}}{2.2045 \text{ lb}} \right)$$

$$P = 469.37 \text{ lb} (2212.91 \text{ Kg}) \text{ peso del amoniaco en forma de gas}$$

Por lo tanto el peso total del amoniaco en el sistema es:

$$P \text{ total} = 3,415.44 \text{ lbm} + 2,406.05 \text{ lbm} + 1,693.20 \text{ lbm} + 545.62 \text{ lbm}$$

$$P \text{ total} = 8,060.30 \text{ lbm} (3,656.29 \text{ Kg})$$

El peso total de amoniaco sin incluir el recipiente representa un 80% del peso total del sistema de refrigeración.

$$\text{Peso total} = \frac{8,060.30 \text{ lbm}}{0.80} = 10,075.37 \text{ lb} (4,570.36 \text{ Kg})$$

y como tendremos una recirculación de amoniaco en una proporción de 3 a 1, tenemos que:

$$10,075.37 \text{ lbm} (4,570.36 \text{ Kg}) (3) = 30,226.11 \text{ lbm} (13,711.09 \text{ Kg})$$

Es considerado en la práctica el calcular el recipiente de amoníaco para un almacenamiento de un 10% a 30% del peso total del refrigerante.

Consideraremos un 30% para nuestro cálculo:

$30,226.11 \text{ lb} (0.30) = 9,067.83 \text{ lb}$ de amoníaco a 115.71 lb/pulg^2 (8.13 Kg/cm^2) y 64°F (17.77°C) en el recipiente de presión constante, por lo tanto se tendrá una densidad del amoníaco líquido de 38.50 lb/pie^3

$$V = \frac{\pi D^2}{4} (L) \quad ; \quad D = \sqrt{\frac{4V}{\pi L}}$$

suponiendo una longitud de 12 pies (3.65 m) en el recipiente de presión constante, tenemos:

$$D = \frac{\sqrt{9,067.83 \text{ lb} (4) (144 \text{ pulg}^2)}}{38.50 \text{ lb/pie}^3 (12 \text{ pies}) (3.1416) (1 \text{ pie}^2)}$$

$$D = \sqrt{3,598.59 \text{ pulg}^2} = 59.98 \text{ pulg}$$

Por lo tanto, el recipiente calculado para la capacidad total del sistema de refrigeración será de $60''$ (1524 mm) de diámetro por 12 pies (3.65 m) de longitud.

C A P I T U L O X

CALCULO Y SELECCION DE LAS TUBERIAS

Cálculo y Selección de las Tuberías.

- 1) Tuberías de descarga o de alta presión
- 2) Tubería de líquido
- 3) Tubería de succión o de baja presión

Para calcular y seleccionar adecuadamente los diámetros de las tuberías, se debe considerar que a menor velocidad del amoníaco en el interior del tubo son menores las pérdidas por fricción y además evita considerablemente el problema de la vibración.

Por lo que se refiere a las tuberías de baja presión o de succión, las pérdidas de presión debido a la fricción, se traducen en una pérdida de capacidad en el sistema ya que el compresor trabaja a una presión de succión más baja.

Así mismo, para evitar una disminución de capacidad en el sistema, es necesario que la pérdida de presión no sea tal que provoque una variación de un grado (°F) en la temperatura de saturación del amoníaco en forma de gas.

Por otra parte en las tuberías de alta presión o de descarga, es importante que se tengan pérdidas mínimas de presión debido a la fricción, ya que si éstas son mayores, mayor es la potencia requerida para operar el compresor y consecuentemente disminuirá la capacidad del compresor o compresores del sistema de refrigeración.

Es importante indicar que cuando se trabaje el equipo de refrigeración con una temperatura de vapor saturado a 10°F (-12°C) correspondiente a una presión de $38.51\text{ lb/pulg}^2\text{ abs.}$ ($2.70\text{ Kg/cm}^2\text{ abs.}$), ya sea en el lado de succión en un sistema de una sola etapa o en el lado de descarga en un sistema de dos etapas, no se deberán tener pérdidas de presión mayores de $1\text{ lb/pulg}^2\text{ (}0.07\text{ Kg/cm}^2\text{) abs.}$

Consideramos también, que cuando se trabaje con temperaturas de vapor saturado de 95°F (35°C) correspondientes a $195.8\text{ lb/pulg}^2\text{ abs}$ (13.75 Kg/cm^2) en el lado de alta presión, las pérdidas por presión debido a la fricción no deberán ser mayores de $3\text{ lb/pulg}^2\text{ abs}$ (0.21 Kg/cm^2) abs.

Por lo que se refiere a la tubería de refrigerante líquido, se considerarán las pérdidas de presión debido a la fricción más la altura que existe entre el recipiente de alta

presión o de presión controlada y la válvula de expansión manual.

La presión antes de la válvula de expansión será igual a la presión que existe en el recipiente de alta presión o presión controlada, menos las pérdidas totales hasta dicha válvula.

Lo anterior implica que para un sistema de refrigeración convencional el refrigerante líquido que sale del recipiente a los evaporadores comenzará a evaporarse en la parte superior de la tubería dando también como resultado una disminución de capacidad, ya que el efecto refrigerante quedará disminuido antes de llegar a los evaporadores, es decir, se tendrá una mezcla de amoníaco líquido y gas.

También por lo que respecta a las válvulas de expansión, la capacidad de dichas válvulas, ya que depende de la diferencia de presiones entre la entrada y la salida, así como de la cantidad y calidad del refrigerante que pasa por el orificio de la válvula.

Ahora, se considera para el cálculo y selección de las tuberías las siguientes velocidades del amoníaco en el interior de las mismas.

Línea de descarga, primera etapa ___ 400pie/min (1219.2m/min)

Línea de descarga, segunda etapa ___ 600pie/min (1828.8m/min)

Línea de líquido condensado ___ 50pie/min (15.24m/min)

Línea de líquido al sistema ___ 150pie/min (45.72 m/min)

Para determinar y seleccionar adecuadamente las tuberías se utiliza la ecuación de Reynolds, así como de las siguientes ecuaciones prácticas.

$$S = \frac{W \cdot V_e}{V}$$

Donde:

S Sección transversal interior del tubo (pulg.)²

W Amoníaco total circulado (lb/min)

V Velocidad del amoníaco (pie/seg)

V_e Volumen específico del NH₃ (pie³/lbm)

Coficiente de Reynolds:

$$R' = \frac{D \cdot V \cdot \rho}{\mu}$$

Donde:

V Velocidad del amoniaco (pies/seg)
Densidad del amoniaco (lbm/pie^3)
D Diámetro interior del tubo (pies)
M Viscosidad del amoniaco (cp)

1) Selección de la Tubería General de Descarga.

Condiciones del amoniaco al salir del compresor, es decir, en la descarga.

Presión de condensación = 198.9 psia.

Temperatura de condensación = 96 F (35.55 C)

Temperatura del gas recalentado después de la compresión = 195 F (90.55 C)

Volumen específico del gas = 1.510 pie^3/lbm

Se determina el flujo total de refrigerante manejado en el sistema

$$W = 0.4255 \text{ lb/min-T.R. (850 T.R.)}$$

$$W = 361.67 \text{ lb/min (164.05 Kg/min)}$$

Considerando la velocidad del amoniaco en la linea de descarga:

$$V = 4000 \text{ pie/min (1219.2 m/min)}$$

Entonces:

$$S = \frac{W \cdot V_e}{V} = \frac{(361.67 \text{ lb/min}) (1.510 \text{ pie}^3/\text{lbm})}{4000 \text{ pies/min}}$$

$$S = 0.1365 \text{ pie}^2 \left(\frac{144 \text{ pulg}^2}{1 \text{ pie}^2} \right) = 19.65 \text{ pulg}^2$$

Considerando la sección transversal de tubería comercial de especificación ASTM-A53 grado B en cédula 40, tenemos un tubo de 6" de diámetro con una sección interior de 20 pulg², que es muy próxima a 19.65 pulg²

Calculamos que la sección transversal nos de una velocidad real dentro de los 4000 pie/min, consideramos:

$$V_{\text{real}} = \frac{W \cdot V_e}{A} = \frac{(361.67 \text{ lbm/min}) (1.510 \text{ pie}^3/\text{lbm})}{(19.65 \text{ pulg}^2) \left(\frac{1 \text{ pie}^2}{144 \text{ pulg}^2} \right)}$$

$$V_{\text{real}} = 4002.81 \text{ pie/min} = 4000 \text{ pies/min}$$

se determina la longitud equivalente de acuerdo a los siguientes accesorios en la tubería de descarga, considerando la siguiente tabla de longitudes equivalentes en válvulas y accesorios. (Fig.)

Accesorios	Longitud Equivalente
3 codos de 6 pulg	(6.8 pie)(3) = 20.4 pie
3 tee de 4 pulg	(4.5 pie)(3) = 13.5 pie
Longitud equivalente total	= 33.9 pie
Longitud aproximada de tubería	= 98.42 pie
Longitud total de diseño	= 132.32 pie

Entonces considerando que la viscosidad y la densidad del amoníaco a:

$$P_c = 198.9 \text{ psia}$$

$$\text{Densidad} = 0.66 \text{ lbm/pie}^3$$

$$T_{\text{rec}} = 195^\circ\text{F} (90.55^\circ\text{C})$$

$$\text{Viscosidad} = 0.011 \text{ cp}$$

Calculamos el coeficiente de Reynolds:

$$\text{Coef.} = D \cdot V \cdot \rho / \mu$$

$$\text{Coef.} = \frac{(6 \text{ pulg}) (1569 \text{ pie}^3/\text{min}) (0.661 \text{ lbm}/\text{pie}^3) 144 \text{ pulg}^2}{(0.011 \text{ g}/\text{seg}\text{-cm}) 60 \text{ seg} 2.54 \text{ cm}} \cdot \frac{1 \text{ pie}^2}{1 \text{ min}} \cdot \frac{1 \text{ g}}{1 \text{ pulg}}$$

$$\text{Coef.} = \frac{19581.07}{1.6764} = 11680.42$$

Considerando el coeficiente de rugosidad para tubos de acero al carbón, es igual a 0,00015, entonces localizamos el coeficiente de rozamiento en el diagrama de Moody.

$$\text{Coeficiente de rozamiento} = 0.023 \text{ g}$$

Entonces la caída de presión será:

$$H_f = \frac{f L V^2}{d g} = \frac{(0.0239) (132.32 \text{ pie}) (26.16 \text{ pie}/\text{seg})^2 (0.661 \text{ lbm}/\text{pie}^3)}{(6 \text{ pulg}) (32.2 \text{ pie}/\text{seg})^2 \left(\frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ pulg}} \right) \left(\frac{144 \text{ pulg}^2}{1 \text{ pie}^2} \right)}$$

$$H_f = \frac{1428.37}{2318.4} = 0.6161 \text{ lb}/\text{pulg}^2 (0.04 \text{ Kg}/\text{cm}^2)$$

La pérdida máxima permitida en las tuberías de descarga es de 1 lb/pulg², por lo tanto, la selección del cabezal de descarga de 6 pulg de diámetro es correcta.

Línea de descarga para cada uno de los compresores:

Como instalaremos 7 compresores para la capacidad total del sistema, entonces tenemos:

$$W = \frac{361.67 \text{ lb/min}}{7} = 51.66 \text{ lb/min}$$

Condiciones de operación:

Presión de condensación = 198.9 psia

Temperatura de condensación = 96 °F (35.55 °C)

Temperatura del gas recalentado después de la compresión = 195 °F (90.55 °C)

Volumen específico del gas = 1.510 pie³ /lbm

Velocidad en la tubería de descarga = 4000 pie/min
(1219.2 m/min)

Entonces :

$$A = \frac{(51.66 \text{ lb/min}) (1.510 \text{ pie}^3 / \text{lbm})}{4000 \text{ pie/min}} = 0.0195 \text{ pie}^2 \left(\frac{144 \text{ pulg}^2}{1 \text{ pie}^2} \right)$$

$$a = 2.80 \text{ pulg}^2$$

Considerando tubo de 2 1/2" de diámetro, se tiene una sección transversal del compresor hasta el cabezal general de descarga.

Acessorios

Longitud equivalente

2 codos de 2 1/2"	(2.7 pie)(2) =	5.4 pie
1 válvula de retención de 2 1/2"	=	131.3 pie
1 válvula de globo de 2 1/2"	=	101 pie
1 separador de aceite	=	100 pie
Longitud equivalente total	=	337.7 pie
Longitud aproximada de tubería	=	13.12 pie
Longitud Total de Diseño	=	352.82 pie

Se tiene la viscosidad y la densidad del amoníaco a: 198.9 psia y 195 F (90.55 C) en la descarga.

Densidad = 0.66 lbm/pie³

Viscosidad = 0.11 cp

Coefficientes de Reynolds será:

$$\text{Coef.} = \frac{D \cdot V \cdot \rho}{\mu}$$

$$\text{Coef} = \frac{(2.5 \text{ pulg}) (2344 \text{ pie/min}) (0.66 \text{ lbm/pie}^3) (144 \text{ pulg}^2) (0.002245 \text{ lbm})}{(0.011 \text{ g/seg-cm}) (60 \text{ seg}) (2.54 \text{ cm}) (1 \text{ min}) (1 \text{ pulg})}$$

$$\text{Coef} = 7270.36$$

Considerando el coeficiente de rugosidad para tubos de acero al carbón, es igual a 0.00015, entonces, localizamos el coeficiente de rozamiento en el diagrama de Moody.

$$\text{Coeficiente de rozamiento} = 0.00325$$

Entonces la caída de presión será:

$$H_f = \frac{(0.00325) (352.82 \text{ pie}) (39.08 \text{ pie/seg})^2 (0.66 \text{ lbm/pie}^3)}{(2.5 \text{ pulg}) (32.2 \text{ pie/seg}^2) (1 \text{ pie}) (144 \text{ pulg}^2) (12 \text{ pulg}) (1 \text{ pie})}$$

$$H_f = \frac{1,149.26}{965.99} = 1.18 \text{ lb/pulg}^2$$

Consideraremos tubo de 3 pulg de diámetro para la descarga de cada uno de los 7 (siete) compresores, con una área transversal de 7.39 pulg^2 .

Para seleccionar la tubería de líquido y succión utilizaremos la siguiente tabla. (Fig.)

Se considerará para la línea de líquido tres veces la capacidad del sistema de refrigeración, es decir, (850 T.R.) (3) y entraremos a la siguiente tabla para seleccionar el diámetro de tubería.

Por lo que se refiere a la tubería de succión, se seleccionará con la temperatura de evaporación y la capacidad total del sistema de refrigeración ver la siguiente tabla el diámetro de tubería inmediato superior. (Fig.)

CUIDADOS CON EL AMONIACO.

El peso específico del amoniaco (0.0448 lbm/ft^3 a 68 F y 14.7 psia) es aproximadamente la mitad del peso específico del aire (0.0752 lbm/ft^3 a 68 F y 14.7 psia), lo que quiere decir que una fuga en la tubería tiende a subir; por lo que hay que procurar en casos extremos bajar la cabeza lo más posible junto al piso. El uso de una estopa impregnada de agua, puede colocarse enfrente de la nariz, mientras se sale del lugar peligroso.

El vapor de amoniaco a las temperaturas atmosféricas por ser muy volátil no arde en el ambiente, pero cuando es calentado a una temperatura mayor de 1600 F , lo que puede suceder cuando se expone directamente a una flama o sea, una superficie metálica calentada al rojo, se descompone en sus componentes (nitrógeno e hidrógeno).

Bajo algunas condiciones este gas forma una mezcla explosiva con el 13% de amoniaco a 87% de aire, sobre todo cuando vapores de aceite están presentes en la mezcla.

El amoniaco ataca a los metales no ferrosos, excepto en aluminio nunca debe usarse cobre, latón o bronce en los

sistemas. La mezcla de agua y amoníaco, puede llegar a formar el hidróxido de amoníaco bastante corrosivo.

El límite que prácticamente es usado en la temperatura del amoníaco en el evaporador es alrededor de -60°F , que corresponde a 5.5 psia (18.6 pulg Hg de vacío).

El amoníaco libre de impurezas es completamente estable en su composición química, no es miscible con el aceite, ni cambia su composición química, por lo que podemos decir que excepto por las fugas su estado original en un sistema de refrigeración permanece en condiciones originales indefinidamente.

Cuando la humedad está presente en la mezcla aceite-amoníaco, se forma una emulsión (grumos o globulos) que puede causar serias dificultades al usar este aceite en la lubricación del compresor, siendo mayores mientras más humedad e impurezas estén presentes, prácticamente en las plantas de refrigeración el amoníaco tiene humedad de acuerdo con la cantidad de aire que se introduce al sistema, por los estoperos cuando se hace vacío, absorbiendo el amoníaco la cantidad de humedad que contiene este aire. No debe olvidarse que al probar las instalaciones con aire a presión, este aire

contiene determinada humedad que se adhiere a la superficie de la tubería y aparatos, y que es absorbida por el amoníaco.

Cuando estas tuberías no se limpian en su interior usando cualquier procedimiento que garantice su limpieza, puede formarse un polvo que no es atrapado por el filtro de la succión, pudiendo provocar al mezclarse con el aceite un deterioro en las camisas y pistones. Por lo anterior y para evitar tener dificultades en el funcionamiento del compresor, es conveniente usar un solvente para la limpieza de las tuberías que van a ser instaladas.

Se construye una tina de lámina galvanizada # 16, en donde se sumerge la tubería y conexiones antes de usarse en las instalaciones, se les pasa por su interior en todo lo largo un alambre, y en un extremo se le sujeta un trapo que no tenga pelusa, y se saca frotando las paredes interiores del tubo hasta que salga lo más limpio posible. (ver tablas de amoníaco con el índice).

C A P I T U L O X I

CONCLUSIONES: DEL SISTEMA DE REFRIGERACION CONVENCIONAL Y EL SISTEMA POR RECIRCULACION.

**Ventajas del Sistema de Refrigeración por Recirculación
contra un Sistema de Refrigeración Convencional.**

En el sistema de refrigeración por recirculación se tiene un subenfriamiento de amoníaco, debido al control de presión constante además del amoníaco líquido de retorno de las trampas de líquido; obteniendo así un mayor efecto refrigerante que el que se obtiene en un sistema convencional.

Representación del sistema convencional y de recirculación en el Diagrama de Mollier. (Fig. 9).

Datos de diseño para el sistema de refrigeración convencional:

$$\begin{aligned} P_{\text{evap.}} = P_1 &= 59.74 \text{ psia a una } T_{\text{evap.}} = 30^\circ \text{ F } (-1.11^\circ \text{ C}) \\ P_{\text{cond.}} = P_2 &= 198.9 \text{ psia a una } T_{\text{cond.}} = 96^\circ \text{ F } (35.55^\circ \text{ C}) \\ \text{Entalpia} = h_1 &= 620.5 \text{ BTU/lbm} \\ \text{Entalpia} = h_2 &= 704 \text{ BTU/lbm} \\ \text{Entalpia} = h_{2'} &= 632.6 \text{ BTU/lbm} \end{aligned}$$

Entalpia = $h_{3,4}$ = 150.5 BTU/lbm

Entalpia = $h_{4'}$ = 75.5 BTU/lbm

Datos de Diseño para el Sistema de Refrigeración por Recirculación:

P evap. = P₁ = 59.74 psia a una T evap. = 30° F (-1.11° C)

P cond. = P₂ = 198.9 psia a una T cond. = 96° F (35.55° C)

P cons. = P₃ = 115.7 psia a una T cons. = 64° F (17.77° C)

Entalpia = h_1 = 620.5 BTU/lbm

Entalpia = h_2 = 704 BTU/lbm

Entalpia = $h_{2'}$ = 632.6 BTU/lbm

Entalpia = h_3 = 150.5 BTU/lbm

Entalpia = h_4 = 113.7 BTU/lbm

Entalpia = $h_{5,5'}$ = 84.6 BTU/lbm

Obviamente se tiene en los diagramas de Mollier que para el sistema de refrigeración por recirculación aumenta el efecto refrigerante debido al subenfriamiento logrado en el amoníaco líquido que regresa de las trampas manteniéndose a la presión constante en el recipiente.

Entonces el cálculo del efecto refrigerante para ambos sistemas:

Efecto refrigerante para el sistema convencional = $h_1 - h_4 = (620.5 - 150.5) \text{ BTU/lbm}$
 $= 470 \text{ BTU/lbm}$

Efecto refrigerante para el sistema de recirculación = $h_1 - h_5' = (620.5 - 84.6) \text{ BTU/lbm}$
 $= 535.9 \text{ BTU/lbm}$

Considerando el aumento del efecto refrigerante la relación de flujo de masa de refrigerante por tonelada es menor para el sistema por recirculación.

Flujo de masa sistema convencional = $\frac{200}{470 \text{ BTU/lbm}} = 0.4255 \text{ lb/min}$

Flujo de masa sistema de recirculación = $\frac{200}{535.9 \text{ BTU/lbm}} = 0.3732 \text{ lb/min}$

Se tiene que el vapor saturado que llega a la succión del compresor es exactamente igual para ambos sistemas de refrigeración. Por lo tanto el volumen específico del vapor que llega al compresor es el mismo también para ambos sistemas y considerando que la razón de flujo de masa por tonelada de refrigeración es menor para el sistema por recirculación, se deduce que el volumen de vapor manejado por el compresor por tonelada de refrigeración será menor también

para el sistema por recirculación.

Volumen específico
sistema convencional = 4.825 pie³/lbm

Volumen específico
sistema por recirculación = 4.825 pie³/lbm

Volumen de vapor (V) comprimido = m Ve
por minuto por tonelada = (0.4255 lb/T.R.) (4.825 pie³/lbm)
de refrigeración
sistema convencional = 2.05 pie³/min

Volumen de vapor (V) comprimido = m Ve
por minuto por tonelada = (0.3732 lb/T.R.) (4.825 pie³/lbm)
de refrigeración
sistema por recirculación = 1.80 pie³/min

Entonces como el volumen de vapor comprimido por tonelada de refrigeración es menor para el sistema por recirculación, el desplazamiento requerido en el compresor será menor para el sistema por recirculación que para el sistema convencional.

Se considera también que el calor de compresión por unidad de masa es igual para ambos sistemas; esto indica que el hecho de aumentar el efecto refrigerante debido al subenfriamiento no requiere de que se aumente el suministro de energía al compresor. Esto es, cualquier cambio en el

sistema de refrigeración que incremente la cantidad de calor absorbida del espacio o producto a refrigerar sin causar un aumento en el suministro de energía eléctrica al compresor, incrementará el coeficiente de rendimiento del sistema y reducirá la potencia necesaria por tonelada de refrigeración.

$$\begin{aligned} \text{C.R. para el sistema convencional} &= \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{(620.5 - 150.5) \text{ BTU/lbm}}{(704 - 620.5) \text{ BTU/lbm}} \\ &= \frac{470 \text{ BTUg/lbm}}{83.5 \text{ BTU/lbm}} = 5.628 \end{aligned}$$

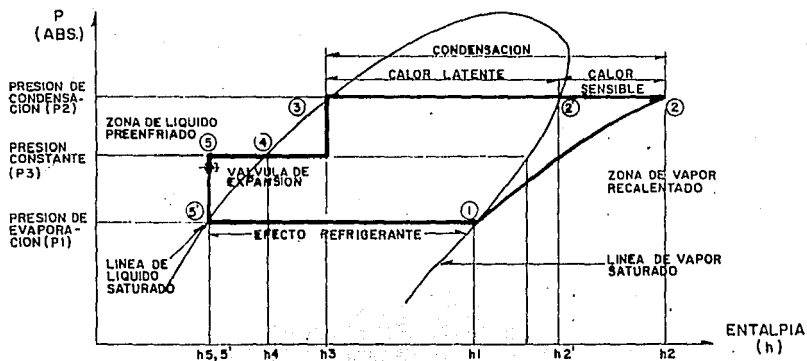
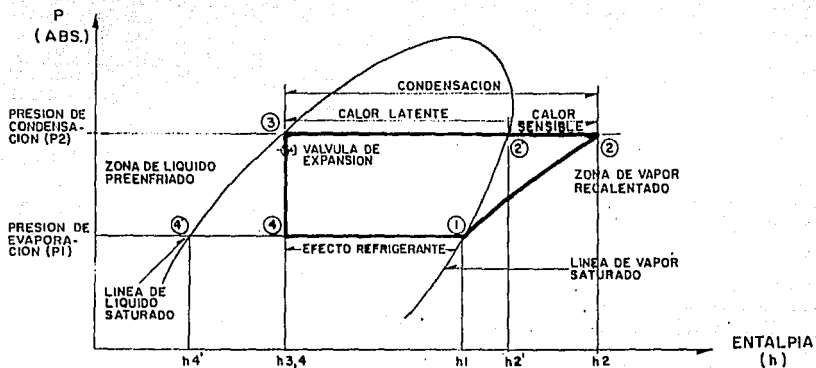
$$\begin{aligned} \text{Caballos de potencia por tonelada de refrigerante} &= \frac{m (h_2 - h_1)}{42.42} \end{aligned}$$

$$= \frac{(0.4255 \text{ lb/min})(83.5 \text{ BTU/lbm})}{42.42}$$

$$= 0.8375 \text{ HP/T.R.}$$

$$\begin{aligned} \text{C.R. para el sistema de recirculación} &= \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1} = \frac{(620.5 - 84.6) \text{ BTU/lbm}}{(704 - 620.5) \text{ BTU/lbm}} \end{aligned}$$

*C.R. = Coeficiente de Rendimiento.



$$\frac{535.9 \text{ BTU/lbm}}{83.5 \text{ BTU/lbm}} = 6.417$$

$$\text{Caballos de potencia por tonelada de refrigeración} = \frac{m (h_2 - h_1)}{42.42}$$

$$= \frac{(0.3732 \text{ lb/min})(83.5 \text{ BTU/lbm})}{42.42}$$

$$= 0.7346 \text{ HP/T.R.}$$

Considerando las 850 toneladas de refrigeración requeridas en el sistema, tenemos:

$$\begin{aligned} \text{Sistema de refrigeración} &= 0.8375 \text{ HP/T.R. (850 T.R.)} \\ \text{convencional} &= 711.87 \text{ HP} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Sistema de refrigeración} &= 0.7346 \text{ HP/T.R. (850 T.R.)} \\ \text{por recirculación} &= 624.41 \text{ HP} \end{aligned}$$

Haciendo un análisis económico para calcular los gastos de operación de la planta:

Sistema convencional

$$\text{Kw/h} = 711.87 \text{ HP} \left(\frac{0.746 \text{ Kw/h}}{1 \text{ HP}} \right) = 531.05 \text{ Kw/h}$$

Sistema recirculado

$$\text{Kw/h} = 624.41 \text{ HP} \left(\frac{0.746 \text{ Kw/h}}{1 \text{ HP}} \right) = 465.80 \text{ Kw/h}$$

Considerando que la planta embotelladora trabaja 16 horas diarias durante los 365 días del año, calculamos los gastos de operación para ambos sistemas de refrigeración.

$$\begin{aligned} \text{Sistema convencional} &= 531.05 \text{ Kw/h (16 h) (30 días)} \\ &= 254,904.00 \text{ Kw/mes} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Sistema de recirculación} &= 465.80 \text{ Kw/h (16 h) (30 días)} \\ &= 223,584.00 \text{ Kw/mes} \end{aligned}$$

Costo Kw = \$ 75.00 (Mayo 1989)

$$\begin{aligned} \text{Sistema convencional} &= 254,904 \text{ Kw/mes } (\$75.00/\text{Kw}) \\ &= \$ 19'117,800.00 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Sistema por recirculación} &= 223,584.00 \text{ Kw/mes } (\$75.00/\text{Kw}) \\ &= \$ 16'768,800.00 \end{aligned}$$

Concluimos que utilizando un sistema de refrigeración por recirculación tendremos un ahorro del 14% mensual, menos gasto por mantenimiento en los equipos, versatilidad en la operación, temperaturas constantes en el refresco, con menos espumeo y pérdidas, menos consumo de CO₂, así como una serie de ahorros en cadena (jarabe, agua, etc.)²

CAPITULO XII

INFORMACION Y TABLAS TECNICAS

PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL AMONIACO

Temp. °F	Presión Libras/pulgadas ²		Volumen Pies ³ /libras		Densidad Libras/pies ³		Entalpía BTU/Libra			Entropía BTU/(libra) (°R)		Temp. °F
	Absoluta P ^a	Manométrica P ^b	Líquido V _f	Vapor V _g	Líquido l/V _f	Vapor l/V _g	Líquido h _f	Latente h _{fg}	Vapor h _g	Líquido S _f	Vapor S _g	
-60	5.55	18.6*	0.02278	44.73	43.91	0.02235	-21.2	610.8	589.6	-0.0517	1.4769	-60
-59	5.74	18.2*		43.37		0.02306	-20.1	610.1	590.0	-0.0490	1.4741	-59
-58	5.93	17.8*		42.05		0.02378	-19.1	609.5	590.4	-0.0464	1.4713	-58
-57	6.13	17.4*		40.79		0.02452	-18.0	608.8	590.8	-0.0438	1.4686	-57
-56	6.33	17.0*		39.56		0.02528	-17.0	608.2	591.2	-0.0412	1.4658	-56
-55	6.54	16.6*	0.02288	38.38	43.70	0.02605	-15.9	607.5	591.6	-0.0386	1.4631	-55
-54	6.75	16.2*		37.24		0.02685	-14.8	606.9	592.1	-0.0360	1.4604	-54
-53	6.97	15.7*		36.15		0.02766	-13.8	606.2	592.4	-0.0334	1.4577	-53
-52	7.20	15.3*		35.09		0.02850	-12.7	605.6	592.9	-0.0307	1.4551	-52
-51	7.43	14.8*		34.06		0.02936	-11.7	604.9	593.2	-0.0281	1.4524	-51
-50	7.67	14.3*	0.02299	33.08	43.49	0.03023	-10.6	604.3	593.7	-0.0256	1.4497	-50
-49	7.91	13.8*		32.12		0.03113	-9.6	603.6	594.0	-0.0230	1.4471	-49
-48	8.16	13.3*		31.20		0.03205	-8.5	602.9	594.4	-0.0204	1.4445	-48
-47	8.42	12.8*		30.31		0.03299	-7.4	602.3	594.9	-0.0179	1.4419	-47
-46	8.68	12.2*		29.45		0.03395	-6.4	601.6	595.2	-0.0153	1.4393	-46
-45	8.95	11.7*	0.02310	28.62	43.28	0.03494	-5.3	600.9	595.6	-0.0127	1.4368	-45
-44	9.23	11.1*		27.82		0.03595	-4.3	600.3	596.0	-0.0102	1.4342	-44
-43	9.51	10.6*		27.04		0.03698	-3.2	599.6	596.4	-0.0076	1.4317	-43
-42	9.81	10.0*		26.29		0.03804	-2.1	598.9	596.8	-0.0051	1.4292	-42
-41	10.10	9.3*		25.56		0.03912	-1.1	598.3	597.2	-0.0025	1.4267	-41
-40	10.41	8.7*	0.02322	24.86	43.07	0.04022	0.0	597.6	597.6	0.0000	1.4242	-40
-39	10.72	8.1*		24.18		0.04135	1.1	596.9	598.0	0.0025	1.4217	-39
-38	11.04	7.4*		23.53		0.04251	2.1	596.2	598.3	0.0051	1.4193	-38
-37	11.37	6.8*		22.89		0.04369	3.2	595.5	598.7	0.0076	1.4169	-37
-36	11.71	6.1*		22.27		0.04489	4.3	594.8	599.1	0.0101	1.4144	-36
-35	12.05	5.4*	0.02333	21.68	42.86	0.04613	5.3	594.2	599.5	0.0126	1.4120	-35
-34	12.41	4.7*		21.10		0.04739	6.4	593.5	599.9	0.0151	1.4096	-34
-33	12.77	3.9*		20.54		0.04868	7.4	592.8	600.2	0.0176	1.4072	-33
-32	13.14	3.2*		20.00		0.04999	8.5	592.1	600.6	0.0201	1.4048	-32
-31	13.52	2.4*		19.48		0.05134	9.6	591.4	601.0	0.0226	1.4025	-31
-30	13.90	1.6*	0.02345	18.97	42.65	0.05271	10.7	590.7	601.4	0.0250	1.4001	-30
-29	14.30	0.8*		18.48		0.05411	11.7	590.0	601.7	0.0275	1.3978	-29
-28	14.71	0.0		18.00		0.05555	12.8	589.3	602.1	0.0300	1.3955	-28
-27	15.12	0.4		17.54		0.05701	13.9	588.6	602.5	0.0325	1.3932	-27
-26	15.55	0.8		17.09		0.05850	14.9	587.9	602.8	0.0350	1.3909	-26
-25	15.98	1.3	0.02357	16.66	42.44	0.06003	16.0	587.2	603.2	0.0374	1.3886	-25
-24	16.42	1.7		16.24		0.06158	17.1	586.5	603.6	0.0399	1.3863	-24
-23	16.88	2.2		15.83		0.06317	18.1	585.8	603.9	0.0423	1.3840	-23
-22	17.34	2.6		15.43		0.06479	19.2	585.1	604.3	0.0448	1.3818	-22
-21	17.81	3.1		15.05		0.06644	20.3	584.3	604.6	0.0472	1.3796	-21
-20	18.30	3.6	0.02369	14.68	42.22	0.06813	21.4	583.6	605.0	0.0497	1.3774	-20
-19	18.79	4.1		14.32		0.06985	22.4	582.9	605.3	0.0521	1.3752	-19
-18	19.30	4.6		13.97		0.07161	23.5	582.2	605.7	0.0545	1.3729	-18
-17	19.81	5.1		13.62		0.07340	24.6	581.5	606.1	0.0570	1.3708	-17
-16	20.34	5.6		13.29		0.07522	25.6	580.8	606.4	0.0594	1.3686	-16
-15	20.88	6.2	0.02381	12.97	42.00	0.07709	26.7	580.0	606.7	0.0618	1.3664	-15
-14	21.43	6.7		12.66		0.07898	27.8	579.3	607.1	0.0642	1.3643	-14
-13	21.99	7.3		12.36		0.08092	28.9	578.6	607.5	0.0666	1.3621	-13
-12	22.56	7.9		12.06		0.08290	30.0	577.8	607.8	0.0690	1.3600	-12
-11	23.15	8.5		11.78		0.08490	31.0	577.1	608.1	0.0714	1.3579	-11
-10	23.74	9.0	0.02393	11.50	41.78	0.08695	32.1	576.4	608.5	0.0738	1.3558	-10
-9	24.35	9.7		11.23		0.08904	33.2	575.6	608.8	0.0762	1.3537	-9
-8	24.97	10.3		10.97		0.09117	34.3	574.9	609.2	0.0786	1.3516	-8
-7	25.61	10.9		10.71		0.09334	35.4	574.1	609.5	0.0809	1.3495	-7
-6	26.26	11.6		10.47		0.09555	36.4	573.4	609.8	0.0833	1.3474	-6
-5	26.92	12.2	0.02406	10.23	41.56	0.09780	37.5	572.6	610.1	0.0857	1.3454	-5
-4	27.59	12.9		9.991		0.1001	38.6	571.9	610.5	0.0880	1.3433	-4
-3	28.28	13.6		9.763		0.1024	39.7	571.1	610.8	0.0904	1.3413	-3
-2	28.98	14.3		9.541		0.1048	40.7	570.4	611.1	0.0928	1.3393	-2
-1	29.69	15.0		9.326		0.1072	41.8	569.6	611.4	0.0951	1.3372	-1

* Inches of mercury below one atmosphere

EQUIVALENCIAS

°C	°F	AMONÍACO		FIEON-12		FIEON-22		FIEON-22	
		kg/Cm ³	lb/in ³	kg/Cm ³	lb/in ³	kg/Cm ³	lb/in ³	kg/Cm ³	lb/in ³
-50	-58.0	11g. 45.38	11g. 17.85	11g. 48.61	11g. 18.35	11g. 27.49	11g. 10.82	11g. 14.45	11g. 5.67
-45	-49.0	33.78	12.30	38.16	16.02	12.30	4.80	0.03	0.41
-40	-40.0	32.31	8.74	27.85	11.76	0.04	0.00	0.20	4.27
-38	-26.4	15.92	6.27	23.16	6.12	0.15	2.10	0.42	6.00
-36	-22.8	9.94	3.79	18.12	7.13	0.26	3.70	0.55	7.96
-34	-29.2	2.51	0.59	12.72	5.00	0.38	5.40	0.69	9.84
-32	-25.6	0.07	1.01	6.91	2.72	0.51	7.22	0.84	11.94
-30	-22.0	0.19	2.63	2.70	0.27	0.65	9.17	1.00	14.31
-28	-18.4	0.31	4.38	0.06	0.12	0.79	11.23	1.17	16.68
-26	-14.8	0.44	6.27	0.18	2.52	0.94	13.42	1.35	19.13
-24	-11.2	0.59	8.29	0.28	3.98	1.11	15.73	1.63	21.81
-22	-7.6	0.74	10.62	0.39	5.53	1.29	18.29	1.74	24.67
-20	-4.0	0.91	12.88	0.51	7.19	1.48	20.99	1.95	27.67
-18	0.4	1.08	15.40	0.63	8.94	1.67	23.69	2.17	30.86
-16	3.2	1.28	18.13	0.76	10.81	1.89	26.82	2.41	34.23
-14	6.8	1.48	21.03	0.90	12.77	2.11	29.95	2.66	37.77
-12	10.4	1.70	24.15	1.05	14.95	2.34	33.22	2.90	42.08
-10	14.0	1.93	27.47	1.20	17.07	2.58	36.77	3.19	45.42
-8	17.6	2.18	31.03	1.36	19.40	2.86	40.81	3.49	49.57
-6	21.2	2.45	34.80	1.54	21.95	3.14	44.99	3.79	53.92
-4	24.8	2.73	39.78	1.72	24.45	3.43	48.73	4.11	58.44
-2	28.4	3.03	43.03	1.91	27.16	3.74	53.13	4.45	63.23
0	32.0	3.35	47.87	2.11	30.24	4.07	57.82	4.80	68.23
2	35.6	3.68	52.33	2.32	33.05	4.41	62.66	5.17	73.49
4	39.2	4.04	57.43	2.55	35.21	4.79	68.06	5.55	78.94
6	42.8	4.42	62.80	2.78	39.62	5.18	73.18	5.95	84.55
8	46.4	4.82	68.47	3.02	43.00	5.64	78.72	6.38	90.65
10	50.0	5.24	74.47	3.28	46.63	6.10	84.69	6.81	96.86
12	53.6	5.68	80.78	3.55	50.46	6.59	90.81	7.27	103.35
14	57.2	6.15	87.44	3.83	54.44	6.84	97.23	7.75	110.18
16	60.8	6.64	94.46	4.12	59.00	7.31	103.99	8.24	117.17
18	64.4	7.16	101.94	4.43	63.94	7.80	110.85	8.76	124.51
20	68.0	7.71	109.89	4.74	67.47	8.32	118.25	9.30	132.19
22	71.6	8.28	117.74	5.05	72.20	8.86	125.00	9.86	140.15
24	75.2	8.86	126.29	5.42	77.13	9.42	132.00	10.44	148.40
26	78.8	9.46	135.23	5.78	82.24	10.00	142.14	11.05	157.07
28	82.4	10.17	144.62	6.16	87.59	10.60	150.68	11.67	165.80
30	86.0	10.88	154.44	6.55	93.10	11.23	159.83	12.31	174.99
32	89.6	11.59	164.71	6.96	98.81	11.89	169.06	12.95	184.05
34	93.2	12.34	175.47	7.37	104.87	12.67	178.89	13.62	194.51
36	96.8	13.13	186.72	7.81	111.11	13.27	189.84	14.41	204.85
38	100.4	13.96	198.45	8.26	117.53	13.99	199.88	15.18	215.52
40	104.0	14.82	210.68	8.74	124.24	14.78	209.93	15.93	226.47
42	107.6	15.71	223.44	9.26	131.20	15.56	221.06	16.74	237.99
44	111.2	16.65	236.73	9.73	138.35	16.36	232.29	17.57	249.79
46	114.8	17.62	250.61	10.25	145.74	17.20	243.53	18.42	261.63
48	118.4	18.64	265.25	10.79	153.19	18.07	255.29	19.31	274.53
50	122.0	19.69	280.00	11.35	161.43	19.00	267.12	20.22	287.17
55	131.0			12.80	182.59			22.64	321.88
60	140.0			14.65	205.34			25.25	359.00
65	149.0			16.15	222.11			28.08	392.15
70	158.0			18.05	245.54			31.12	427.27

PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL AMONIACO

Temp. °F	Presión		Volumen		Densidad		Entalpia			Entropia		Temp. °F
	Libras/pulgadas ²		Pies ³ /libras		Libras/pies ³		BTU/Libra			BTU/(libra) (°R)		
t	Absoluta	Manométrica	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Latente	Vapor	Líquido	Vapor	t
	P	P	V _f	V _g	1/V _f	1/V _g	h _f	h _{fg}	h _g	S _f	S _g	
0	30.42	15.7	0.02419	9.116	41.34	0.1097	45.9	568.9	611.8	0.0975	1.3352	0
1	31.16	16.5		8.912		.1122	44.0	568.1	612.1	.0998	1.3332	1
2	31.92	17.2		8.714		.1148	45.1	567.3	612.4	.1022	1.3312	2
3	32.69	18.0		8.521		.1174	46.2	566.5	612.7	.1045	1.3292	3
4	33.47	18.8		8.333		.1200	47.2	565.8	613.0	.1069	1.3273	4
5	34.27	19.6	0.02432	8.150	41.11	0.1227	48.3	565.0	613.3	0.1092	1.3253	5
6	35.09	20.4		7.971		.1254	49.4	564.2	613.6	.1115	1.3234	6
7	35.92	21.2		7.798		.1282	50.5	563.4	613.9	.1138	1.3214	7
8	36.77	22.1		7.629		.1311	51.6	562.7	614.3	.1162	1.3195	8
9	37.63	22.9		7.464		.1340	52.7	561.9	614.6	.1185	1.3176	9
10	38.51	23.8	0.02446	7.304	40.89	0.1369	53.8	561.1	614.9	0.1208	1.3157	10
11	39.40	24.7		7.148		.1399	54.9	560.3	615.2	.1231	1.3137	11
12	40.31	25.6		6.996		.1429	56.0	559.5	615.5	.1254	1.3118	12
13	41.24	26.5		6.847		.1460	57.1	558.7	615.8	.1277	1.3099	13
14	42.18	27.5		6.703		.1492	58.2	557.9	616.1	.1300	1.3081	14
15	43.14	28.4	0.02460	6.562	40.66	0.1524	59.2	557.1	616.3	0.1323	1.3062	15
16	44.12	29.4		6.425		.1556	60.3	556.3	616.6	.1346	1.3043	16
17	45.12	30.4		6.291		.1590	61.4	555.5	616.9	.1369	1.3025	17
18	46.13	31.4		6.161		.1623	62.5	554.7	617.2	.1392	1.3006	18
19	47.16	32.5		6.034		0.1657	63.6	553.9	617.5	0.1415	1.2988	19
20	48.21	33.5	0.02474	5.910	40.43	0.1692	64.7	553.1	617.8	0.1437	1.2969	20
21	49.28	34.6		5.789		.1728	65.8	552.2	618.0	.1460	1.2951	21
22	50.36	35.7		5.671		.1763	66.9	551.4	618.3	.1483	1.2933	22
23	51.47	36.8		5.556		.1800	68.0	550.6	618.6	.1505	1.2915	23
24	52.59	37.9		5.443		.1837	69.1	549.8	618.9	.1528	1.2897	24
25	53.73	39.0	0.02480	5.334	40.20	0.1875	70.2	548.9	619.1	0.1551	1.2879	25
26	54.90	40.2		5.227		.1913	71.3	548.1	619.4	.1573	1.2861	26
27	56.08	41.4		5.123		.1952	72.4	547.3	619.7	.1596	1.2843	27
28	57.28	42.6		5.021		.1992	73.5	546.4	619.9	.1618	1.2825	28
29	58.50	43.8		4.922		.2032	74.6	545.6	620.2	.1641	1.2808	29
30	59.74	45.0	0.02503	4.825	39.96	0.2073	75.7	544.8	620.5	0.1663	1.2790	30
31	61.00	46.3		4.730		.2114	76.8	543.9	620.7	.1685	1.2773	31
32	62.29	47.6		4.637		.2156	77.9	543.1	621.0	.1708	1.2755	32
33	63.59	48.9		4.547		.2199	79.0	542.2	621.2	.1730	1.2738	33
34	64.91	50.2		4.459		.2243	80.1	541.4	621.5	.1753	1.2721	34
35	66.26	51.6	0.02518	4.373	39.72	0.2287	81.2	540.5	621.7	0.1775	1.2704	35
36	67.63	52.9		4.289		.2332	82.3	539.7	622.0	.1797	1.2686	36
37	69.02	54.3		4.207		.2377	83.4	538.8	622.2	.1819	1.2669	37
38	70.43	55.7		4.126		.2423	84.6	537.9	622.5	.1841	1.2652	38
39	71.87	57.2		4.048		.2470	85.7	537.0	622.7	.1863	1.2635	39
40	73.32	58.6	0.02533	3.971	39.49	0.2518	86.8	536.2	623.0	0.1885	1.2618	40
41	74.80	60.1		3.897		.2566	87.9	535.3	623.2	.1908	1.2602	41
42	76.31	61.6		3.823		.2616	89.0	534.4	623.4	.1930	1.2585	42
43	77.83	63.1		3.752		.2665	90.1	533.6	623.7	.1952	1.2568	43
44	79.38	64.7		3.682		.2716	91.2	532.7	623.9	.1974	1.2552	44
45	80.96	66.3	0.02548	3.614	39.24	0.2767	92.3	531.8	624.1	0.1996	1.2535	45
46	82.55	67.9		3.547		.2819	93.5	530.9	624.4	.2018	1.2519	46
47	84.18	69.5		3.481		.2872	94.6	530.0	624.6	.2040	1.2502	47
48	85.82	71.1		3.418		.2926	95.7	529.1	624.8	.2062	1.2486	48
49	87.49	72.8		3.355		.2981	96.8	528.2	625.0	.2083	1.2469	49
50	89.19	74.5	0.02564	3.294	39.00	0.3036	97.9	527.3	625.2	0.2105	1.2453	50
51	90.91	76.2		3.234		.3092	99.1	526.4	625.5	.2127	1.2437	51
52	92.66	78.0		3.176		.3149	100.2	525.5	625.7	.2149	1.2421	52
53	94.43	79.7		3.119		.3207	101.3	524.6	625.9	.2171	1.2405	53
54	96.23	81.5		3.063		.3265	102.4	523.7	626.1	.2192	1.2389	54
55	98.06	83.4	0.02581	3.008	38.75	0.3325	103.5	522.8	626.3	0.2214	1.2373	55
56	99.91	85.2		2.954		.3385	104.7	521.8	626.5	.2236	1.2357	56
57	101.8	87.1		2.902		.3446	105.8	520.9	626.7	.2257	1.2341	57
58	103.7	89.0		2.851		.3508	106.9	520.0	626.9	.2279	1.2325	58
59	105.6	90.9		2.800		.3571	108.1	519.0	627.1	.2301	1.2310	59

PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL AMONIACO

Temp. °F	Presión Libras/pulgadas ²		Volumen Pies ³ /libras		Densidad Libras/pies ³		Entalpia BTU/Libra			Entropia BTU/(libra) (°R)		Temp. °F
	t	Absolute P	Manomé- trica P	Líquido V _f	Vapor V _g	Líquido 1/V _f	Vapor 1/V _g	Líquido h _f	Latente h _{fg}	Vapor h _g	Líquido S _f	
60	107.6	92.9	0.02597	2.751	38.50	0.3655	109.2	518.1	627.3	0.2322	1.2294	60
61	109.6	94.9		2.703		3700	110.3	517.2	627.5	0.2344	1.2278	61
62	111.6	96.9		2.656		3765	111.5	516.2	627.7	0.2365	1.2262	62
63	113.6	98.9		2.610		3832	112.6	515.3	627.9	0.2387	1.2247	63
64	115.7	101.0		2.565		3899	113.7	514.3	628.0	0.2408	1.2231	64
65	117.8	103.1	0.02614	2.520	38.25	0.3968	114.8	513.4	628.2	0.2430	1.2216	65
66	120.0	105.3		2.477		4037	116.0	512.4	628.4	0.2451	1.2201	66
67	122.4	107.4		2.435		4108	117.1	511.5	628.6	0.2473	1.2186	67
68	124.3	109.6		2.393		4179	118.3	510.5	628.8	0.2494	1.2170	68
69	126.5	111.8		2.352		4251	119.4	509.5	628.9	0.2515	1.2155	69
70	128.8	114.1	0.02632	2.312	38.00	0.4325	120.5	508.6	629.1	0.2537	1.2140	70
71	131.1	116.4		2.273		4399	121.7	507.6	629.3	0.2558	1.2125	71
72	133.4	118.7		2.235		4474	122.8	506.6	629.4	0.2579	1.2110	72
73	135.7	121.0		2.197		4551	124.0	505.6	629.6	0.2601	1.2095	73
74	138.1	123.4		2.161		4628	125.1	504.7	629.8	0.2622	1.2080	74
75	140.5	125.8	0.02650	2.125	37.74	0.4707	126.2	503.7	629.9	0.2643	1.2065	75
76	143.0	128.3		2.089		4786	127.4	502.7	630.1	0.2664	1.2050	76
77	145.4	130.7		2.055		4867	128.5	501.7	630.2	0.2685	1.2035	77
78	147.9	133.2		2.021		4949	129.7	500.7	630.4	0.2706	1.2020	78
79	150.5	135.8		1.988		5031	130.8	499.7	630.5	0.2727	1.2006	79
80	153.0	138.3	0.02668	1.955	37.48	0.5115	132.0	498.7	630.7	0.2749	1.1991	80
81	155.6	140.9		1.923		5200	133.1	497.7	630.8	0.2769	1.1976	81
82	158.3	143.6		1.892		5287	134.3	496.7	631.0	0.2791	1.1962	82
83	161.0	146.3		1.861		5374	135.4	495.7	631.1	0.2812	1.1947	83
84	163.7	149.0		1.831		5462	136.6	494.7	631.3	0.2833	1.1933	84
85	166.4	151.7	0.02687	1.801	37.21	0.5552	137.8	493.6	631.4	0.2854	1.1918	85
86	169.2	154.5		1.772		0.5643	138.9	492.6	631.5	0.2875	1.1904	86
87	172.0	157.3		1.744		0.5735	140.1	491.6	631.7	0.2895	1.1889	87
88	174.8	160.1		1.716		0.5828	141.2	490.6	631.8	0.2917	1.1875	88
89	177.7	163.0		1.688		0.5923	142.4	489.5	631.9	0.2937	1.1860	89
90	180.5	165.9	0.02707	1.661	36.94	0.6019	143.5	488.5	632.0	0.2958	1.1846	90
91	183.6	168.9		1.635		0.6116	144.7	487.4	632.1	0.2979	1.1832	91
92	186.6	171.9		1.609		0.6214	145.8	486.4	632.2	0.3000	1.1818	92
93	189.6	174.9		1.584		0.6314	147.0	485.3	632.3	0.3021	1.1804	93
94	192.7	178.0		1.559		0.6415	148.2	484.3	632.5	0.3041	1.1789	94
95	195.8	181.1	0.02727	1.534	36.67	0.6517	149.4	483.2	632.6	0.3062	1.1775	95
96	198.9	184.2		1.510		0.6620	150.5	482.1	632.6	0.3083	1.1761	96
97	202.1	187.4		1.487		0.6725	151.7	481.1	632.8	0.3104	1.1747	97
98	205.3	190.6		1.464		0.6832	152.9	480.0	632.9	0.3125	1.1733	98
99	208.6	193.9		1.441		0.6939	154.0	478.9	632.9	0.3145	1.1719	99
100	211.9	197.2	0.02748	1.419	36.40	0.7048	155.2	477.8	633.0	0.3166	1.1705	100
101	215.2	200.5		1.397		0.7159	156.4	476.7	633.1	0.3187	1.1691	101
102	218.6	203.9		1.375		0.7270	157.6	475.6	633.2	0.3207	1.1677	102
103	222.0	207.3		1.354		0.7384	158.7	474.6	633.3	0.3228	1.1663	103
104	225.4	210.7		1.334		0.7499	159.9	473.5	633.4	0.3248	1.1649	104
105	228.9	214.2	0.02769	1.313	36.12	0.7615	161.1	472.3	633.4	0.3269	1.1635	105
106	232.5	217.8		1.293		0.7732	162.3	471.2	633.5	0.3289	1.1621	106
107	236.0	221.3		1.274		0.7852	163.5	470.1	633.6	0.3310	1.1607	107
108	239.7	225.0		1.254		0.7972	164.6	469.0	633.6	0.3330	1.1593	108
109	243.3	228.6		1.235		0.8095	165.8	467.9	633.7	0.3351	1.1580	109
110	247.0	232.3	0.02790	1.217	35.84	0.8219	167.0	466.7	633.7	0.3372	1.1566	110
111	250.8	236.1		1.199		0.8344	168.2	465.6	633.8	0.3392	1.1552	111
112	254.5	239.8		1.180		0.8471	169.4	464.4	633.8	0.3413	1.1538	112
113	258.4	243.7		1.163		0.8600	170.6	463.3	633.9	0.3433	1.1524	113
114	262.2	247.5		1.145		0.8730	171.8	462.1	633.9	0.3453	1.1510	114
115	266.2	251.5	0.02813	1.128	35.55	0.8862	173.0	460.9	633.9	0.3474	1.1497	115
116	270.1	255.4		1.112		0.8996	174.2	459.8	634.0	0.3495	1.1483	116
117	274.1	259.4		1.095		0.9132	175.4	458.6	634.0	0.3515	1.1469	117
118	278.2	263.5		1.079		0.9269	176.6	457.4	634.0	0.3535	1.1455	118
119	282.3	267.6		1.063		0.9408	177.8	456.2	634.0	0.3555	1.1441	119
120	286.4	271.7	0.02836	1.047	35.26	0.9549	179.0	455.0	634.0	0.3576	1.1427	120

PIES EQUIVALENTES DE TUBERIA PARA VALVULAS Y ACCESORIOS

Diam. de la línea en pulgadas	IPS OD	½	¾	1	1 ¼	1 ½	2	2 ½	3	3 ½	4	5	6	8	10	12	
		½	¾	1	1 ¼	1 ½	2	2 ½	3	3 ½	4	5	6	8	10	12	
Válvula de globo (abierto)		14	16	22	28	36	42	57	69	85	99	118	138	168	225	280	335
Válvula de ángulo (abierto)		7	9	12	15	18	21	28	34	42	49	57	70	83	117	140	165
Codo estándar		1	2	3	4	4	5	7	8	10	12	14	16	20	26	31	
Tee estándar (Medida a la salida)		3	4	5	6	8	9	12	14	17	20	22	28	34	44	56	65

MAXIMA CAPACIDAD DE REFRIGERACION PARA LINEAS Y CABEZALES PARA AMONIACO

LINEA DE SUCCION

Diámetro de la Línea en pulg.	Temperatura del vapor saturado en la succión																
	- 30			- 20			0			20			40				
	CAIDA DE PRESION ABSOLUTA POR CADA 100 PIES																
IPS	½	1	2	½	1	2	½	1	2	½	1	2	3	½	1	2	3
¼	0.44	0.62	0.88	0.50	0.72	1.02	0.65	0.92	1.31	0.82	1.18	1.70	2.40	1.02	1.45	2.06	2.92
⅜	0.96	1.37	1.96	1.11	1.58	2.24	1.45	2.06	2.93	1.81	2.60	3.70	5.23	2.25	3.22	4.61	6.52
1	1.92	2.72	3.85	2.13	3.01	4.26	2.74	3.9	5.61	3.5	4.98	7.06	8.70	4.33	6.14	8.84	10.8
1 ¼	4.8	6.95	9.85	5.43	7.80	11.1	7.07	10.1	14.6	8.99	12.95	18.5	22.8	11.18	16.15	23.1	28.3
1 ½	7.3	10.5	14.9	8.25	11.9	16.8	10.7	15.5	22.0	14.6	19.7	27.8	34.2	17.1	24.2	34.5	42.6
2	14.1	20.5	29.0	15.9	23.9	32.5	20.9	29.6	42.7	26.4	38.0	53.7	67.1	32.8	46.8	66.7	82.0
2 ½	22.8	32.6	46.1	25.3	36.1	52.0	33.3	47.7	68.2	42.3	60.2	85.6	105.0	52.5	75.0	106.5	131.0
3	40.1	57.5	81.4	45.1	64.6	91.5	59.1	84.2	121	74.5	106.5	151	187.5	92.5	132	190	233
4	83.5	119	169	93.0	132	186	121	172	244	153	218	305	378	190	269	382	469
5	150	214	303	168	238	341	218	312	443	276	394	555	683	342	485	690	849
6	244	344	487	274	388	550	354	505	715	445	637	900	1110	558	789	1125	1380
8	500	710	1000	560	796	1128	726	1039	1468	920	1308	1850	2270	1135	1615	2295	2810
10	900	1280	1810	1010	1435	2020	1305	1860	2645	1645	2350	3310	4100	2040	2900	4140	5035
12	1450	2050	2900	1625	2310	3280	2100	2780	4280	2675	3820	5410	6600	3325	4685	6670	8200

LINEAS DE DESCARGA Y LIQUIDO

Diámetro de la Línea en pulg.	LINEA DE DESCARGA				LINEA DE LIQUIDO	
	Temperatura 250°F					
	CAIDA DE PRESION ABSOLUTA POR CADA 100 PIES				Al Recibidor	Al Sistema
IPS	½	1	2	3	Velocidad en pies por minuto	Caída de presión Absoluta por cada 100 pies
					100	2
¼	-	-	-	-	8.5	11.6
⅜	1.28	1.85	2.65	3.25	13.6	23.5
½	2.84	4.03	5.83	7.15	25.2	53.2
1	5.68	8.06	11.6	14.2	42.1	105
1 ¼	14.7	21.1	30.4	37.2	75.3	225
1 ½	22.2	31.5	45.0	55.0	103	351
2	43.0	61.4	87.6	107	197	805
2 ½	65.6	98.5	140	171	280	1280
3	122	174	246	300	432	2270
4	244	351	497	608	745	4630
5	450	638	900	1100	-	-
6	734	1030	1470	1800	-	-
8	1480	2110	3010	3650	-	-

Based on fluid flow at 90 F saturated condensing temperature and 20 F saturated evaporating temperature.

Data on sizes 2" and over based on Schedule 40 steel pipe.

Data on sizes 1" and below based on Schedule 80 steel pipe.

Data for discharge line sizes 1 ¼" and 1 ½" based on Schedule 40 steel pipe; for liquid line sizes 1 ¼" and 1 ½" based on Schedule 80 steel pipe.

NOTE: The above tables are from API Refrigerant Piping Data Manual.

It is recognized that the proper size of mains for a given installation may vary, depending upon the conditions of operation, location of equipment, and plant hookup. For the average installation, this table shows the maximum tonnage of refrigeration normally allowed for the listed sizes of pipe, assuming a maximum of 100 feet equivalent length.

FLUJO DE AGUA A TRAVES DE TUBO DE ACERO CEDULA 40

DESCARGA		CAIDA DE PRESION POR CADA 100 PIES Y VELOCIDAD EN TUBERIA CD 40 PARA AGUA A 60° F																			
		1/2"		3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"		2"		3"		4"		6"		8"	
Galones por minuto	Pies por segundo	Velocidad	Caída de presión	Velocidad	Caída de presión	Velocidad	Caída de presión	Velocidad	Caída de presión	Velocidad	Caída de presión	Velocidad	Caída de presión	Velocidad	Caída de presión	Velocidad	Caída de presión	Velocidad	Caída de presión	Velocidad	Caída de presión
		Pies por Seg.	Lbs. por pulg. ²	Pies por Seg.	Lbs. por pulg. ²	Pies por Seg.	Lbs. por pulg. ²	Pies por Seg.	Lbs. por pulg. ²	Pies por Seg.	Lbs. por pulg. ²	Pies por Seg.	Lbs. por pulg. ²	Pies por Seg.	Lbs. por pulg. ²	Pies por Seg.	Lbs. por pulg. ²	Pies por Seg.	Lbs. por pulg. ²	Pies por Seg.	Lbs. por pulg. ²
2	0.000446	1.13	1.86	0.616	0.359	0.504	0.159	0.317	0.061												
3	0.000669	1.49	3.22	0.934	0.903	0.672	0.345	0.432	0.065												
4	0.000991	1.86	6.98	1.23	1.61	0.840	0.539	0.528	0.167	0.301	0.033										
5	0.0011	2.28	10.5	1.54	2.39	1.01	0.751	0.633	0.240	0.361	0.041										
6	0.00134	2.37	14.7	1.85	3.28	1.24	1.051	0.844	0.408	0.481	0.102										
8	0.00174	4.52	35.0	3.46	3.44	1.34	1.151														
10	0.00223	5.65	37.2	3.88	8.28	1.63	1.85	1.06	0.600	0.602	0.155										
12	0.00446	11.29	134.4	6.16	30.1	3.36	6.58	2.11	2.10	1.20	0.526	0.743	0.164	0.429	0.044	0.429	0.044				
15	0.00591	1.24	6.98	0.74	4.81	0.84	4.1	5.04	1.75	3.17	4.53	1.81	1.09	1.114	0.358	0.044	0.040				
18	0.01342	1.43	12.24	1.01	0.994	1.07	1.15	1.22	4.43	1.41	1.83	1.49	1.49	0.565	0.858	0.150	0.630	0.071			
20	0.04454	1.91	1.85	1.54	0.188	0.854	0.054	1.34	1.12	1.02	37.8	4.83	10.7	0.7	1.16						
25	0.05570	2.39	0.616	1.68	0.234	1.09	0.083	0.811	0.041												
30	0.06684	2.87	0.788	2.01	0.327	1.30	0.114	0.974	0.055												
35	0.07798	3.35	1.05	2.31	0.426	1.52	0.151	1.17	0.074	0.889	0.041	1.19	12.4	23.8	6.44	5.81	4.73	3.72			
40	0.08912	3.83	1.32	2.68	0.536	1.74	0.192	1.30	0.093	1.01	0.052	14.85	41.5		9.87	12.60	6.30	4.85			
45	0.1003	4.30	1.67	3.02	0.668	1.95	0.239	1.46	0.117	1.13	0.064										
50	0.1114	4.78	2.03	3.35	0.839	2.17	0.288	1.62	0.147	1.26	0.076										
60	0.1327	5.74	2.81	4.02	1.161	2.48	0.406	1.93	0.207	1.50	0.107										
70	0.1540	6.70	3.84	4.69	1.59	3.04	0.540	2.27	0.261	1.76	0.143	1.13	0.047								
80	0.1789	7.85	4.87	5.35	2.03	3.67	0.706	2.66	0.336	2.03	0.180										
90	0.2008	8.40	6.00	6.00	2.58	4.31	0.861	2.92	0.416	2.37	0.224	1.44	0.074								
100	0.2228	9.50	7.59	6.70	3.09	5.43	1.05	3.25	0.500	2.52	0.272	1.60	0.090	1.11	0.036	1.578	26.0				
125	0.2785	11.97	11.76	8.38	4.71	5.43	1.61	4.00	0.769	3.15	0.419	2.01	0.135	1.39	0.055	19.72	41.4				
150	0.3342	14.36	17.50	10.00	6.69	6.28	2.20	4.88	1.08	3.78	0.580	2.41	0.190	1.67	0.077						
175	0.3899	16.73	21.1	11.72	8.97	7.40	3.00	5.68	1.44	4.41	0.774	2.81	0.253	1.94	0.102						
200	0.4456	19.14	28.8	13.43	11.68	8.68	3.87	6.49	1.85	5.04	0.985	3.21	0.322	2.22	0.130						
225	0.5013	15.09	14.63	9.77	4.83	7.30	2.32	5.67	1.23	3.61	0.401	2.50	0.162	1.44	0.042				
250	0.557	10.88	5.93	8.12	2.84	6.26	1.46	4.01	0.486	2.78	0.181	1.40	0.041				
275	0.6127	11.94	7.14	8.93	3.40	6.93	1.79	4.41	0.583	3.05	0.234	1.76	0.061				
300	0.6684	13.00	8.36	9.74	4.02	7.56	2.11	4.81	0.683	3.33	0.279	1.92	0.072				
325	0.7241	14.12	9.89	10.53	4.09	8.19	2.47	5.21	0.791	3.61	0.320	2.08	0.083				
350	0.7798	11.36	5.41	8.82	2.84	5.62	0.910	3.89	0.347	2.24	0.095				
375	0.8355	12.17	6.18	9.45	3.23	6.05	1.05	4.16	0.416	2.40	0.108				
400	0.8912	12.98	7.03	10.08	3.64	6.42	1.19	4.44	0.471	2.58	0.121				
425	0.9470	13.80	7.89	10.71	4.12	6.82	1.32	4.72	0.529	2.73	0.136				
450	1.003	14.61	8.80	11.34	4.60	7.22	1.48	5.00	0.590	2.89	0.151				
475	1.059	1.93	0.054	11.97	5.12	7.82	1.64	5.27	0.653	3.04	0.166				
500	1.114	2.03	0.058	13.40	5.68	8.02	1.81	5.55	0.720	3.21	0.182				
525	1.225	2.24	0.071	13.85	6.79	8.62	1.97	6.11	0.801	3.33	0.191				
550	1.337	2.44	0.083	15.12	8.04	9.63	2.25	6.66	1.00	3.85	0.258				
575	1.448	2.64	0.097				
600	1.560	2.85	0.112	2.01	0.047				
700	1.671	3.05	0.127	2.19	0.054				
800	1.782	3.25	0.141	2.38	0.061				
900	1.893	3.44	0.156	2.54	0.068	2.07	0.042				
1000	2.005	3.66	0.179	2.58	0.075	2.13	0.047				
950	2.117	3.86	0.199	2.72	0.083	2.23	0.052				
1000	2.238	4.07	0.218	2.87	0.091	2.37	0.057				
1100	2.451	4.48	0.280	3.15	0.110	2.61	0.068				
1200	2.674	4.88	0.306	3.44	0.128	2.85	0.080	2.18	0.042				
1300	2.896	5.29	0.352	3.73	0.150	3.08	0.093	2.36	0.048				
1400	3.119	5.70	0.400	4.01	0.171	3.32	0.107	2.54	0.053				
1500	3.342	6.10	0.466	4.30	0.195	3.56	0.122	2.72	0.063				
1600	3.565	6.51	0.527	4.59	0.219	3.79	0.138	2.90	0.071				
1800	4.010	7.32	0.563	5.16	0.278	4.27	0.172	3.47	0.088				
2000	4.456	8.14	0.608	5.73	0.339	4.74	0.209	3.63	0.107	2.58	0.050				
2500	5.570	10.17	1.24	7.17	0.515	5.93	0.211	4.54	0.103	3.59	0.091				
3000	6.684	12.10	1.76	8.60	0.731	7.13	0.231	5.45	0.232	4.40	0.129	3.46	0.075				
3500	7.798	14.03	2.28	10.03	0.982	8.30	0.267	6.35	0.312	5.02	0.173	4.04	0.101				
4000	8.912	16.27	3.08	11.47	1.27	9.48	0.287	7.28	0.401	5.74	0.222	4.82	0.129	3.19	0.082	28.85	9.80				
4500	10.03	18.31	3.97	12.90	1.60	10.67	0.308	8.29	0.493	6.48	0.288	5.26	0.162	3.59	0.083	28.87	12.43				
5000	11.14	20.55	4.71	14.25	1.95	11.88	0.321	9.08	0.617	7.17	0.340	5.77	0.190	3.90	0.079				
6000	13.37	24.41	6.74	17.20	2.77	14.23	0.371	10.89	0.877	8.61	0.483	6.93	0.280	4.79	0.111				
7000	15.60	28.49	9.31	20.07	3.74	16.66	0.41	12.71	1.18	10.04	0.652	8.06	0.376	5.59	0.130				
8000	17.82	22.93	4.84	18.96	0.439	14.21	1.53	11.39	0.832	9.18	0.481	6.39	0.151				
9000	20.05	25.79	6.09	21.34	0.474	16.34	1.90	12.91	1.05	10.39	0.608	7.18	0.242				
10000	22.28	28.66	7.48	23.71	0.48	18.15	2.34	14.34	1.28	11.54	0.739	7.98	0.298				
12000	24.74	34.40	10.7	28.45	0.59	21.8	3.29	17.1	1.83	13.5	1.06	9.15	0.38				
14000	31.19	33.19	0.89	25.42	4.49	20.08	2.45	15.16	1.43	11.17	0.542				
16000	35.85	29.03	6.83	23.98	3.18	17.47	1.85	12.77	0.723				

TUBO FLUX DE ACERO SIN COSTURA

Diámetro-pulgadas		Espesor pared de tubo en pulgadas		Circunferencia pulgadas		Área transversal en pulgadas cuadradas		Piso de tubo por Piso* de superficie		Peso por pie de tubo en libras	
Externo	Interno	Docmal	calibre	Externo	Interno	Externo	Interno	metal	Externo	Interno	
1/8	.319	.028	22	1.178	1.002	.110	0.080	.030	10.187	11.976	1.04
1/8	.305	.035	20	1.178	.958	.110	.073	.037	10.187	12.526	1.17
1/8	.277	.048	18	1.178	.870	.110	.060	.050	10.187	13.780	1.71
1/8	.245	.065	15	1.178	.770	.110	.047	.063	10.187	15.284	2.18
1/8	.231	.072	15	1.178	.726	.110	.042	.068	10.187	16.239	2.33
1/8	.209	.083	14	1.178	.657	.110	.034	.076	10.187	18.265	2.59
1/8	.188	.095	13	1.178	.581	.110	.027	.083	10.187	20.654	2.84
1/8	.187	.109	12	1.178	.493	.110	.019	.091	10.187	24.341	3.10
1/8	.135	.120	11	1.178	.424	.110	.014	.096	10.187	28.302	3.37
1/8	.107	.134	10	1.178	.336	.110	.009	.091	10.187	35.714	3.65
1/4	.444	.028	22	1.571	1.395	0.196	0.155	0.041	7.638	8.602	0.141
1/4	.430	.035	20	1.571	1.351	.196	.145	.051	7.638	8.882	.174
1/4	.402	.049	18	1.571	1.263	.196	.127	.069	7.638	9.201	.236
1/4	.370	.065	16	1.571	1.162	.196	.107	.089	7.638	10.227	.302
1/4	.334	.083	14	1.571	1.039	.196	.087	.109	7.638	11.550	.370
1/4	.310	.095	13	1.571	.974	.196	.075	.121	7.638	12.320	.411
1/4	.282	.109	12	1.571	.886	.196	.062	.134	7.638	13.544	.455
1/4	.250	.120	11	1.571	.817	.196	.053	.143	7.638	14.688	.487
1/4	.232	.134	10	1.571	.729	.196	.042	.154	7.638	16.461	.524
3/8	.569	.028	22	1.964	1.788	.307	.254	.053	6.110	6.711	.179
3/8	.555	.035	20	1.964	1.744	.307	.242	.065	6.110	6.881	.221
3/8	.527	.049	18	1.964	1.656	.307	.218	.079	6.110	7.219	.280
3/8	.495	.065	16	1.964	1.535	.307	.193	.115	6.110	7.717	.349
3/8	.481	.072	15	1.964	1.511	.307	.182	.123	6.110	7.942	.370
3/8	.458	.083	14	1.964	1.442	.307	.165	.142	6.110	8.222	.411
3/8	.435	.095	13	1.964	1.367	.307	.149	.159	6.110	8.728	.481
3/8	.407	.109	12	1.964	1.279	.307	.130	.177	6.110	9.382	.561
3/8	.385	.120	11	1.964	1.210	.307	.116	.181	6.110	9.817	.647
3/8	.337	.134	10	1.964	1.122	.307	.102	.190	6.110	10.495	.743
1/2	.652	.049	18	2.356	2.048	0.442	0.334	0.108	3.093	3.59	0.267
1/2	.620	.065	16	2.356	1.948	.442	.302	.140	3.093	4.160	.476
1/2	.584	.083	14	2.356	1.835	.442	.268	.174	3.093	4.340	.591
1/2	.536	.095	13	2.356	1.759	.442	.245	.192	3.093	4.625	.655
1/2	.532	.109	12	2.356	1.671	.442	.222	.220	3.093	4.781	.744
1/2	.510	.120	11	2.356	1.602	.442	.204	.238	3.093	4.991	.807
1/2	.482	.134	10	2.356	1.514	.442	.182	.250	3.093	5.298	.882
1/2	.454	.148	9	2.356	1.426	.442	.162	.260	3.093	5.615	.952
3/4	.902	.049	18	3.141	2.834	.785	.639	.146	3.820	4.224	.408
3/4	.870	.065	16	3.141	2.733	.785	.594	.181	3.820	4.391	.649
3/4	.834	.083	14	3.141	2.620	.785	.546	.239	3.820	4.580	.813
3/4	.810	.095	13	3.141	2.545	.785	.515	.270	3.820	4.715	.918
3/4	.782	.109	12	3.141	2.457	.785	.480	.305	3.820	4.884	1.037
3/4	.750	.120	11	3.141	2.386	.785	.454	.331	3.820	5.025	1.126
3/4	.732	.134	10	3.141	2.300	.785	.421	.364	3.820	5.217	1.239
3/4	.704	.148	9	3.141	2.212	.785	.389	.396	3.820	5.425	1.350
1	1.070	.148	8	3.141	2.108	.785	.360	.420	3.820	5.701	1.470
1 1/8	1.154	.049	18	3.927	3.619	1.227	1.043	.188	3.056	3.316	0.629
1 1/8	1.120	.065	16	3.927	3.519	1.227	.985	.242	3.056	3.410	.823
1 1/8	1.106	.072	15	3.927	3.473	1.227	.961	.266	3.056	3.433	.910
1 1/8	1.084	.083	14	3.927	3.406	1.227	.926	.304	3.056	3.524	1.000
1 1/8	1.060	.095	13	3.927	3.330	1.227	.882	.345	3.056	3.604	1.172
1 1/8	1.032	.109	12	3.927	3.242	1.227	.836	.391	3.056	3.701	1.328
1 1/8	1.010	.120	11	3.927	3.173	1.227	.800	.426	3.056	3.782	1.448
1 1/8	0.982	.134	10	3.927	3.085	1.227	.753	.468	3.056	3.890	1.587
1 1/8	0.954	.148	9	3.927	2.997	1.227	.713	.513	3.056	4.004	1.748
1 1/8	0.920	.165	8	3.927	2.890	1.227	.665	.562	3.056	4.152	1.919
1 3/8	1.370	.055	16	4.712	4.304	1.767	1.474	.203	2.547	2.788	0.996
1 3/8	1.350	.072	15	4.712	4.260	1.767	1.444	.229	2.547	2.817	1.096
1 3/8	1.334	.083	14	4.712	4.191	1.767	1.398	.269	2.547	2.863	1.216
1 3/8	1.310	.095	13	4.712	4.115	1.767	1.348	.319	2.547	2.916	1.426
1 3/8	1.282	.109	12	4.712	4.028	1.767	1.241	.476	2.547	2.979	1.619
1 3/8	1.260	.120	11	4.712	3.958	1.767	1.247	.527	2.547	3.027	1.789
1 3/8	1.232	.134	10	4.712	3.870	1.767	1.192	.578	2.547	3.101	1.955
1 3/8	1.204	.148	9	4.712	3.782	1.767	1.138	.629	2.547	3.173	2.140
1 3/8	1.170	.165	8	4.712	3.676	1.767	1.075	.682	2.547	3.264	2.350
1 3/8	1.140	.180	7	4.712	3.581	1.767	1.021	.745	2.547	3.311	2.590
2	1.656	.072	16	6.283	5.831	3.141	2.706	.435	1.910	2.058	1.180
2	1.634	.083	14	6.283	5.762	3.141	2.642	.499	1.910	2.083	1.099
2	1.610	.095	13	6.283	5.687	3.141	2.573	.563	1.910	2.110	2.033
2	1.582	.109	12	6.283	5.598	3.141	2.494	.627	1.910	2.144	2.160
2	1.560	.120	11	6.283	5.529	3.141	2.415	.700	1.910	2.170	2.300
2	1.532	.134	10	6.283	5.441	3.141	2.358	.785	1.910	2.205	2.670
2	1.504	.148	9	6.283	5.353	3.141	2.280	.861	1.910	2.242	2.830
2	1.476	.165	8	6.283	5.246	3.141	2.193	.946	1.910	2.287	3.230
2	1.440	.180	7	6.283	5.152	3.141	2.112	1.029	1.910	2.329	3.500

DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA D₁ o D₂

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1	1.00	1.44	1.83	2.16	2.48	2.78	3.08	3.37	3.64	3.91	4.17	4.43	4.68	4.93	5.17	5.41	5.65	5.88	6.11	6.34
2	1.44	2.00	2.47	2.87	3.21	3.51	3.78	4.04	4.29	4.54	4.78	5.02	5.25	5.48	5.71	5.94	6.17	6.39	6.61	6.82
3	1.83	2.47	3.00	3.41	3.75	4.04	4.30	4.54	4.78	5.02	5.25	5.48	5.71	5.94	6.17	6.39	6.61	6.82	7.03	7.23
4	2.16	2.87	3.31	4.00	4.48	4.89	5.30	5.77	6.17	6.55	6.92	7.28	7.64	8.00	8.32	8.65	8.98	9.31	9.63	9.94
5	2.48	3.21	3.75	4.30	4.94	5.48	6.04	6.61	7.17	7.75	8.30	8.74	9.16	9.54	9.91	10.26	10.61	10.95	11.27	11.58
6	2.78	3.51	4.04	4.61	5.27	5.94	6.61	7.27	7.94	8.61	9.27	9.94	10.61	11.27	11.94	12.61	13.27	13.94	14.61	15.27
7	3.08	3.81	4.34	4.94	5.61	6.37	7.04	7.71	8.47	9.14	9.81	10.47	11.14	11.81	12.47	13.14	13.81	14.47	15.14	15.81
8	3.37	4.17	4.73	5.34	6.04	6.77	7.54	8.37	9.14	9.91	10.67	11.44	12.21	12.97	13.74	14.51	15.27	16.04	16.81	17.58
9	3.64	4.47	5.04	5.67	6.41	7.27	8.14	9.04	9.94	10.84	11.74	12.64	13.54	14.44	15.34	16.24	17.14	18.04	18.94	19.84
10	3.91	4.77	5.37	6.04	6.81	7.71	8.64	9.61	10.54	11.54	12.54	13.54	14.54	15.54	16.54	17.54	18.54	19.54	20.54	21.54
11	4.17	5.04	5.67	6.37	7.27	8.27	9.34	10.47	11.64	12.84	14.04	15.24	16.44	17.64	18.84	20.04	21.24	22.44	23.64	24.84
12	4.43	5.34	6.04	6.81	7.71	8.71	9.84	11.04	12.34	13.64	15.04	16.44	17.84	19.24	20.64	22.04	23.44	24.84	26.24	27.64
13	4.68	5.61	6.37	7.27	8.27	9.34	10.54	11.84	13.24	14.64	16.14	17.64	19.14	20.64	22.14	23.64	25.14	26.64	28.14	29.64
14	4.93	5.87	6.67	7.61	8.67	9.84	11.14	12.54	14.04	15.54	17.14	18.74	20.34	21.94	23.54	25.14	26.74	28.34	29.94	31.54
15	5.17	6.14	6.97	7.94	9.04	10.24	11.64	13.14	14.74	16.34	18.04	19.74	21.44	23.14	24.84	26.54	28.24	29.94	31.64	33.34
16	5.41	6.41	7.27	8.34	9.54	10.84	12.34	13.94	15.64	17.34	19.14	20.94	22.74	24.54	26.34	28.14	29.94	31.74	33.54	35.34
17	5.65	6.67	7.54	8.67	9.94	11.34	12.94	14.64	16.44	18.34	20.24	22.14	24.04	25.94	27.84	29.74	31.64	33.54	35.44	37.34
18	5.88	6.94	7.81	8.97	10.34	11.84	13.54	15.34	17.24	19.24	21.34	23.44	25.54	27.64	29.74	31.84	33.94	36.04	38.14	40.24
19	6.11	7.21	8.04	9.27	10.74	12.34	14.14	16.04	18.04	20.14	22.34	24.54	26.74	28.94	31.14	33.34	35.54	37.74	39.94	42.14
20	6.34	7.47	8.34	9.61	11.14	12.84	14.74	16.74	18.84	21.04	23.34	25.64	27.94	30.24	32.54	34.84	37.14	39.44	41.74	44.04

DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA D₁ o D₂

	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
1	6.57	6.79	7.02	7.24	7.46	7.67	7.89	8.10	8.32	8.53	8.74	8.94	9.15	9.36	9.56	9.77	9.97	10.17	10.37	10.57
2	6.80	7.04	7.28	7.51	7.73	7.95	8.17	8.39	8.61	8.83	9.04	9.25	9.46	9.67	9.88	10.09	10.29	10.49	10.69	10.89
3	7.03	7.28	7.53	7.77	8.00	8.23	8.46	8.69	8.92	9.14	9.36	9.58	9.80	10.02	10.24	10.46	10.68	10.90	11.12	11.34
4	7.26	7.51	7.77	8.00	8.23	8.46	8.69	8.92	9.14	9.36	9.58	9.80	10.02	10.24	10.46	10.68	10.90	11.12	11.34	11.56
5	7.49	7.74	8.00	8.23	8.46	8.69	8.92	9.14	9.36	9.58	9.80	10.02	10.24	10.46	10.68	10.90	11.12	11.34	11.56	11.78
6	7.72	7.97	8.23	8.46	8.69	8.92	9.14	9.36	9.58	9.80	10.02	10.24	10.46	10.68	10.90	11.12	11.34	11.56	11.78	12.00
7	7.95	8.20	8.46	8.69	8.92	9.14	9.36	9.58	9.80	10.02	10.24	10.46	10.68	10.90	11.12	11.34	11.56	11.78	12.00	12.22
8	8.18	8.43	8.69	8.92	9.14	9.36	9.58	9.80	10.02	10.24	10.46	10.68	10.90	11.12	11.34	11.56	11.78	12.00	12.22	12.44
9	8.41	8.66	8.92	9.14	9.36	9.58	9.80	10.02	10.24	10.46	10.68	10.90	11.12	11.34	11.56	11.78	12.00	12.22	12.44	12.66
10	8.64	8.89	9.14	9.36	9.58	9.80	10.02	10.24	10.46	10.68	10.90	11.12	11.34	11.56	11.78	12.00	12.22	12.44	12.66	12.88
11	8.87	9.12	9.36	9.58	9.80	10.02	10.24	10.46	10.68	10.90	11.12	11.34	11.56	11.78	12.00	12.22	12.44	12.66	12.88	13.10
12	9.10	9.35	9.58	9.80	10.02	10.24	10.46	10.68	10.90	11.12	11.34	11.56	11.78	12.00	12.22	12.44	12.66	12.88	13.10	13.32
13	9.33	9.58	9.80	10.02	10.24	10.46	10.68	10.90	11.12	11.34	11.56	11.78	12.00	12.22	12.44	12.66	12.88	13.10	13.32	13.54
14	9.56	9.81	10.02	10.24	10.46	10.68	10.90	11.12	11.34	11.56	11.78	12.00	12.22	12.44	12.66	12.88	13.10	13.32	13.54	13.76
15	9.79	10.04	10.24	10.46	10.68	10.90	11.12	11.34	11.56	11.78	12.00	12.22	12.44	12.66	12.88	13.10	13.32	13.54	13.76	13.98
16	10.02	10.27	10.46	10.68	10.90	11.12	11.34	11.56	11.78	12.00	12.22	12.44	12.66	12.88	13.10	13.32	13.54	13.76	13.98	14.20
17	10.25	10.50	10.68	10.90	11.12	11.34	11.56	11.78	12.00	12.22	12.44	12.66	12.88	13.10	13.32	13.54	13.76	13.98	14.20	14.42
18	10.48	10.73	10.90	11.12	11.34	11.56	11.78	12.00	12.22	12.44	12.66	12.88	13.10	13.32	13.54	13.76	13.98	14.20	14.42	14.64
19	10.71	10.96	11.12	11.34	11.56	11.78	12.00	12.22	12.44	12.66	12.88	13.10	13.32	13.54	13.76	13.98	14.20	14.42	14.64	14.86
20	10.94	11.19	11.34	11.56	11.78	12.00	12.22	12.44	12.66	12.88	13.10	13.32	13.54	13.76	13.98	14.20	14.42	14.64	14.86	15.08

DIFFERENCIA DE TEMPERATURA LOGARITMICA D₁ e D₂

	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60
1	10.27	10.97	11.17	11.36	11.56	11.76	11.95	12.14	12.33	12.53	12.72	12.91	13.10	13.29	13.48	13.67	13.86	14.05	14.24	14.41
2	11.21	11.91	12.11	12.30	12.50	12.69	12.88	13.07	13.26	13.45	13.64	13.83	14.02	14.21	14.40	14.59	14.78	14.97	15.16	15.35
3	12.44	13.14	13.34	13.53	13.73	13.92	14.11	14.30	14.49	14.68	14.87	15.06	15.25	15.44	15.63	15.82	16.01	16.20	16.39	16.58
4	13.54	14.24	14.44	14.63	14.83	15.02	15.21	15.40	15.59	15.78	15.97	16.16	16.35	16.54	16.73	16.92	17.11	17.30	17.49	17.68
5	14.90	15.60	15.80	16.00	16.19	16.38	16.57	16.76	16.95	17.14	17.33	17.52	17.71	17.90	18.09	18.28	18.47	18.66	18.85	19.04
6	15.11	15.81	16.01	16.20	16.39	16.58	16.77	16.96	17.15	17.34	17.53	17.72	17.91	18.10	18.29	18.48	18.67	18.86	19.05	19.24
7	16.21	16.91	17.10	17.29	17.48	17.67	17.86	18.05	18.24	18.43	18.62	18.81	19.00	19.19	19.38	19.57	19.76	19.95	20.14	20.33
8	17.31	18.01	18.20	18.39	18.58	18.77	18.96	19.15	19.34	19.53	19.72	19.91	20.10	20.29	20.48	20.67	20.86	21.05	21.24	21.43
9	18.41	19.11	19.30	19.49	19.68	19.87	20.06	20.25	20.44	20.63	20.82	21.01	21.20	21.39	21.58	21.77	21.96	22.15	22.34	22.53
10	19.51	20.21	20.40	20.59	20.78	20.97	21.16	21.35	21.54	21.73	21.92	22.11	22.30	22.49	22.68	22.87	23.06	23.25	23.44	23.63
11	20.61	21.31	21.50	21.69	21.88	22.07	22.26	22.45	22.64	22.83	23.02	23.21	23.40	23.59	23.78	23.97	24.16	24.35	24.54	24.73
12	21.71	22.41	22.60	22.79	22.98	23.17	23.36	23.55	23.74	23.93	24.12	24.31	24.50	24.69	24.88	25.07	25.26	25.45	25.64	25.83
13	22.81	23.51	23.70	23.89	24.08	24.27	24.46	24.65	24.84	25.03	25.22	25.41	25.60	25.79	25.98	26.17	26.36	26.55	26.74	26.93
14	23.91	24.61	24.80	24.99	25.18	25.37	25.56	25.75	25.94	26.13	26.32	26.51	26.70	26.89	27.08	27.27	27.46	27.65	27.84	28.03
15	25.01	25.71	25.90	26.09	26.28	26.47	26.66	26.85	27.04	27.23	27.42	27.61	27.80	27.99	28.18	28.37	28.56	28.75	28.94	29.13
16	26.11	26.81	27.00	27.19	27.38	27.57	27.76	27.95	28.14	28.33	28.52	28.71	28.90	29.09	29.28	29.47	29.66	29.85	30.04	30.23
17	27.21	27.91	28.10	28.29	28.48	28.67	28.86	29.05	29.24	29.43	29.62	29.81	30.00	30.19	30.38	30.57	30.76	30.95	31.14	31.33
18	28.31	29.01	29.20	29.39	29.58	29.77	29.96	30.15	30.34	30.53	30.72	30.91	31.10	31.29	31.48	31.67	31.86	32.05	32.24	32.43
19	29.41	30.11	30.30	30.49	30.68	30.87	31.06	31.25	31.44	31.63	31.82	32.01	32.20	32.39	32.58	32.77	32.96	33.15	33.34	33.53
20	30.51	31.21	31.40	31.59	31.78	31.97	32.16	32.35	32.54	32.73	32.92	33.11	33.30	33.49	33.68	33.87	34.06	34.25	34.44	34.63
21	31.61	32.31	32.50	32.69	32.88	33.07	33.26	33.45	33.64	33.83	34.02	34.21	34.40	34.59	34.78	34.97	35.16	35.35	35.54	35.73
22	32.71	33.41	33.60	33.79	33.98	34.17	34.36	34.55	34.74	34.93	35.12	35.31	35.50	35.69	35.88	36.07	36.26	36.45	36.64	36.83
23	33.81	34.51	34.70	34.89	35.08	35.27	35.46	35.65	35.84	36.03	36.22	36.41	36.60	36.79	36.98	37.17	37.36	37.55	37.74	37.93
24	34.91	35.61	35.80	35.99	36.18	36.37	36.56	36.75	36.94	37.13	37.32	37.51	37.70	37.89	38.08	38.27	38.46	38.65	38.84	39.03
25	36.01	36.71	36.90	37.09	37.28	37.47	37.66	37.85	38.04	38.23	38.42	38.61	38.80	38.99	39.18	39.37	39.56	39.75	39.94	40.13
26	37.11	37.81	38.00	38.19	38.38	38.57	38.76	38.95	39.14	39.33	39.52	39.71	39.90	40.09	40.28	40.47	40.66	40.85	41.04	41.23
27	38.21	38.91	39.10	39.29	39.48	39.67	39.86	40.05	40.24	40.43	40.62	40.81	41.00	41.19	41.38	41.57	41.76	41.95	42.14	42.33
28	39.31	40.01	40.20	40.39	40.58	40.77	40.96	41.15	41.34	41.53	41.72	41.91	42.10	42.29	42.48	42.67	42.86	43.05	43.24	43.43
29	40.41	41.11	41.30	41.49	41.68	41.87	42.06	42.25	42.44	42.63	42.82	43.01	43.20	43.39	43.58	43.77	43.96	44.15	44.34	44.53
30	41.51	42.21	42.40	42.59	42.78	42.97	43.16	43.35	43.54	43.73	43.92	44.11	44.30	44.49	44.68	44.87	45.06	45.25	45.44	45.63
31	42.61	43.31	43.50	43.69	43.88	44.07	44.26	44.45	44.64	44.83	45.02	45.21	45.40	45.59	45.78	45.97	46.16	46.35	46.54	46.73
32	43.71	44.41	44.60	44.79	44.98	45.17	45.36	45.55	45.74	45.93	46.12	46.31	46.50	46.69	46.88	47.07	47.26	47.45	47.64	47.83
33	44.81	45.51	45.70	45.89	46.08	46.27	46.46	46.65	46.84	47.03	47.22	47.41	47.60	47.79	47.98	48.17	48.36	48.55	48.74	48.93
34	45.91	46.61	46.80	46.99	47.18	47.37	47.56	47.75	47.94	48.13	48.32	48.51	48.70	48.89	49.08	49.27	49.46	49.65	49.84	50.03
35	47.01	47.71	47.90	48.09	48.28	48.47	48.66	48.85	49.04	49.23	49.42	49.61	49.80	49.99	50.18	50.37	50.56	50.75	50.94	51.13
36	48.11	48.81	49.00	49.19	49.38	49.57	49.76	49.95	50.14	50.33	50.52	50.71	50.90	51.09	51.28	51.47	51.66	51.85	52.04	52.23
37	49.21	49.91	50.10	50.29	50.48	50.67	50.86	51.05	51.24	51.43	51.62	51.81	52.00	52.19	52.38	52.57	52.76	52.95	53.14	53.33
38	50.31	51.01	51.20	51.39	51.58	51.77	51.96	52.15	52.34	52.53	52.72	52.91	53.10	53.29	53.48	53.67	53.86	54.05	54.24	54.43
39	51.41	52.11	52.30	52.49	52.68	52.87	53.06	53.25	53.44	53.63	53.82	54.01	54.20	54.39	54.58	54.77	54.96	55.15	55.34	55.53
40	52.51	53.21	53.40	53.59	53.78	53.97	54.16	54.35	54.54	54.73	54.92	55.11	55.30	55.49	55.68	55.87	56.06	56.25	56.44	56.63

DIFFERENCIA DE TEMPERATURA LOGARITMICA D₁ e D₂

	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80
1	14.60	14.78	14.96	15.14	15.32	15.51	15.70	15.88	16.06	16.24	16.42	16.60	16.78	16.96	17.14	17.32	17.50	17.67	17.85	18.03
2	15.76	15.94	16.12	16.30	16.48	16.66	16.84	17.02	17.20	17.38	17.56	17.74	17.92	18.10	18.28	18.46	18.64	18.82	19.00	19.18
3	16.92	17.10	17.28	17.46	17.64	17.82	18.00	18.18	18.36	18.54	18.72	18.90	19.08	19.26	19.44	19.62	19.80	19.98	20.16	20.34
4	18.08	18.26	18.44	18.62	18.80	18.98	19.16	19.34	19.52	19.70	19.88	20.06	20.24	20.42	20.60	20.78	20.96	21.14	21.32	21.50
5	19.24	19.42	19.60	19.78	19.96	20.14	20.32	20.50	20.68	20.86	21.04	21.22	21.40	21.58	21.76	21.94	22.12	22.30	22.48	22.66
6	20.40	20.58	20.76	20.94	21.12	21.30	21.48	21.66	21.84	22.02	22.20	22.38	22.56	22.74	22.92	23.10	23.28	23.46	23.64	23.82
7	21.56	21.74	21.92	22.10	22.28	22.46	22.64	22.82	23.00	23.18	23.36	23.54	23.72	23.90	24.08	24.26	24.44	24.62	24.80	24.98
8	22.72	22.90	23.08	23.26	23.44	23.62	23.80	23.98	24.16	24.34	24.52	24.70	24.88	25.06	25.24	25.42	25.60	25.78	25.96	26.14
9	23.88	24.06	24.24	24.42	24.60	24.78	24.96	25.14	25.32	25.50	25.68	25.86	26.04	26.22	26.40	26.58	26.76	26.94	27.12	27.30
10	25.04	25.22	25.40	25.58	25.76	25.94	26.12	26.30	26.48	26.66	26.84	27.02	27.20	27.38	27.56	27.74	27.92	28.10	28.28	28.46
11	26.20	26.38	26.56	26.74	26.92	27.1														

CAPITULO XIII

BIBLIOGRAFIA

1. AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC. FUNDAMENTALS, ASHRAE Journal 1985.
2. AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC. FUNDAMENTALS, ASHRAE Journal 1968.
3. PRINCIPIOS DE REFRIGERACION Roy Dossart Ed. CECSA 1985.
4. FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACION Eduardo Hernández Goribar Ed. Limusa 1980.
5. MANUAL DE OPERACION Y MANTENIMIENTO DE SISTEMAS DE REFRIGERACION Alberto Blásquez E. ABE Refrigeración Industrial, S.A. DE C.V..
6. MECANICA DE FLUIDOS Y MAQUINAS HIDRAULICAS Carlos Mataix Ed. Harla.
7. FUNDAMENTOS DE TERMODINAMICA Gordon J. Van Wylen.

8. MANUAL DE INGENIERIA MECANICA Lionel S. Marks Ed.
McGraw Hill.

9. MANUAL DE EQUIPOS PARA EMBOTELLADO Carballo, y Cia.

10. CATALOGOS DE:

- a) Mayekawa de México, S.A. de C.V.
- b) Aire Acondicionado "RECOLD"
- c) Refrigeración Valves and Systems, Corp.
- d) Refrigerating Specialties, Co.