

**"DISEÑO DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO PARA
BEBIDA TERMINADA EN UNA FÁBRICA DE REFRESCOS
CARBONATADOS"**

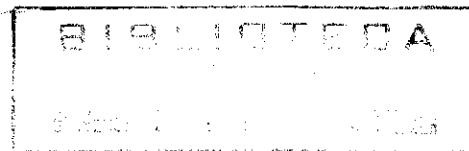


2000



UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
FACULTAD DE CIENCIAS Y HUMANIDADES
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA

**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE
ENFRIAMIENTO PARA BEBIDA TERMINADA,
EN UNA FÁBRICA DE REFRESCOS
CARBONATADOS”**



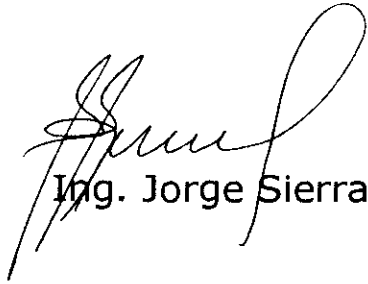
FRANCESCO VALERIO

**TRABAJO DE GRADUACIÓN PRESENTADO PARA OPTAR AL
GRADO ACADÉMICO DE INGENIERO QUÍMICO**

2000

Vo. Bo.:

f.



Ing. Jorge Sierra

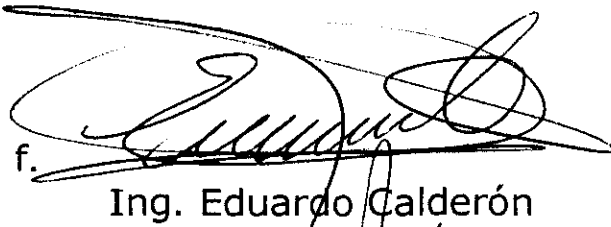
Tribunal:

f.



Ing. Jorge Sierra

f.



Ing. Eduardo Calderón

f.



Ing. Gamaliel Zambrano

Fecha de aprobación: 16 de octubre de 2000

RESUMEN

Se propone un sistema para enfriamiento de bebida terminada utilizando amoníaco como refrigerante principal y propilén glicol como refrigerante secundario, con el fin de poder llevar a cabo un proceso más seguro y evitar de esta forma el posible contacto del producto con amoníaco, o bien, la intoxicación del personal operativo, por fugas dentro de la fábrica. Este nuevo sistema pretende proveer al personal operativo un ambiente adecuado para el desarrollo de sus actividades, debido a que el exceso de ruido y calor por los compresores del sistema de refrigeración actual repercuten en el desarrollo normal sus las labores.

Para llevar a cabo el diseño del sistema propuesto, se analizaron los parámetros de la bebida terminada, por lo cual se estableció una base de 2000 L/hr de bebida terminada a 2°C. A partir de estas condiciones el equipo a utilizar (evaporador, enfriador, tubería, bomba, válvula expansión y banco frío) se calculó y dimensionó, dejando la posibilidad de un aumento o disminución en las capacidades de producción. Se debe tomar en cuenta que los proveedores juegan un papel muy importante en el diseño del equipo de cualquier proceso.

INDICE

	TÍTULO	PAGINA
I.	INTRODUCCIÓN.....	1
II.	ANTECEDENTES.....	3
A.	REFRIGERACIÓN.....	3
1.	NECESIDAD DEL AISLAMIENTO TÉRMICO.....	3
2.	LA CARGA DE REFRIGERACIÓN.....	3
3.	EL AGENTE REFRIGERANTE.....	4
4.	REFRIGERANTES SÓLIDOS.....	4
5.	REFRIGERANTES LÍQUIDOS.....	5
6.	CONTROL DE LA TEMPERATURA DE VAPORIZACIÓN.....	6
7.	MATENIMIENTOS DE UNA CANTIDAD CONSTANTE DE LÍQUIDO EN EL EVAPORADOR.....	6
8.	RECUPERACIÓN DEL REFRIGERANTE.....	7
9.	SISTEMA TÍPICO DE COMPRESIÓN-VAPOR.....	9
10.	VÁLVULAS DE SERVICIO.....	11
11.	DIVISIÓN DEL SISTEMA.....	11
12.	EFFECTO REFRIGERANTE.....	12
A.13.	CAPACIDAD DEL SISTEMA.....	15
B.	EQUIPO.....	17
1.	TIPOS DE EVAPORADORES.....	17
a.	CAPACIDAD DEL EVAPORADOR.....	17
b.	EVAPORADORES PARA ENFRIAMIENTO DE LÍQUIDO.....	18
c.	ENFRIADORES ACORAZADOS.....	19
2.	CONTROL DEL FLUJO REFRIGERANTE.....	21
a.	TIPOS Y FUNCIÓN.....	21
b.	QUÉ HACE LA VÁLVULA.....	22
b.1.	VÁLVULA DE EXPANSIÓN MANUAL.....	22

b.2. VÁLVULA DE EXPANSIÓN AUTOMÁTICA.....	22
b.3. VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA.....	23
3. BOMBAS.....	24
a. BOMBAS CENTRÍFUGAS.....	24
b. CARGA TOTAL DE BOMBEO.....	25
c. CARGA DE FRICCIÓN.....	25
d. REQUERIMIENTOS DE POTENCIA.....	26
4. DISEÑO DE TUBERIA.....	26
5. AISLAMIENTO TÉRMICO.....	27
C. REFRIGERANTES.....	29
1. AMONIACO.....	29
2. SALMUERA O REFRIGERANTE SECUNDARIO.....	30
3. GLICOLES.....	33
D. ENFRIAMIENTO DEL JARABE.....	35
III. JUSTIFICACIÓN.....	37
IV. OBJETIVOS.....	38
A. Objetivos Generales.....	38
B. Objetivos Específicos.....	38
V. PROBLEMA A RESOLVER.....	39
VI. METODOLOGÍA.....	40
VII. RESULTADOS.....	41
A. SISTEMA ACTUAL DE REFRIGERACION.....	41
B. SISTEMA PROPUESTO DE REFRIGERACIÓN.....	43
1. PROCESO EN LA FABRICA DE REFRESCO CARBONATADOS..	43
2. CÁLCULOS DE LOS REQUERIMIENTOS DE REFRIGERACION.	46
a. CARGA DE ENFRIAMIENTO PARA LA BEBIDA TERMINADA...	46
3. CÁLCULO DEL DISEÑO PARA EL EQUIPO DEL SISTEMA PROPUESTO DE REFRIGERACIÓN.....	49

a. VÁLVULA DE EXPANSIÓN.....	49
b. EVAPORADOR Y ENFRIADOR DE B.T.....	49
b.1. EVAPORADOR.....	49
b.2. ENFRIADOR DE BEBIDA TERMINADA.....	51
c. TUBERIA, BOMBA, AISLANTE Y BANCO FRÍO.....	53
VIII. DISCUSIÓN.....	58
IX. CONCLUSIONES.....	64
X. RECOMENDACIONES.....	66
XI. BIBLIOGRAFÍA.....	67
XII. ANEXOS.....	69

INDICE DE TABLAS, FIGURAS, DIAGRAMAS Y GRÁFICAS

TÍTULO	PAGINA
TABLA No A. Datos de toxicidad de algunas salmueras.....	32
TABLA No B. Datos de inflamabilidad de algunas salmueras.....	32
TABLA No C. Punto de congelación de soluciones acuosas.....	34
TABLA No D. Propiedades termodinámicas de saturación del amoníaco.....	75
TABLA No E. Propiedades de refrigerantes.....	78
TABLA No F. Longitud equivalente debido a válvulas y uniones.....	79
TABLA No G. Factores de corrección para caída de presión.....	80
TABLA No H. Dimensiones, capacidades y pesos de tuberías normalizadas de acero.....	81
FIGURA No 1. Intercambiador de calor.....	19
FIGURA No 2. Intercambiador de calor.....	20
FIGURA No 3. Aletas.....	21
FIGURA No 4. Válvula de expansión.....	90
DIAGRAMA DE FLUJO No 1. Sistema Compresión-Vapor.....	10
DIAGRAMA DE FLUJO No 2. Sistema actual de refrigeración.....	42
DIAGRAMA DE FLUJO No 3. Fabricación bebidas carbonatadas.....	45
DIAGRAMA DE FLUJO No 4. Sistema propuesto de refrigeración.....	57
GRÁFICA No 1. Entalpía -presión de amoníaco.....	82
GRÁFICA No 2. Resistencia de flujo para tubo rugoso.....	83
GRÁFICA No 3. Propiedades de aislantes.....	84
GRÁFICA No 4. Propiedades del propilén glicol (Calor específico).....	85
GRÁFICA No 5. Propiedades del propilén glicol (Densidad relativa).....	85
GRÁFICA No 6. Nomograma para espesor de aislante.....	86
GRÁFICA No 7. Selección de válvula de expansión.....	87
GRÁFICA No 8. Propiedades del propilén glicol (Viscosidad).....	88
GRÁFICA No 9. Selección de bomba centrífuga.....	89

I. INTRODUCCIÓN

En la fabricación de bebidas gaseosas se debe preparar en primer lugar el jarabe simple, el cual consta de una solución de azúcar a 60 brix. Para lograr la solubilidad del azúcar en el agua se calienta aproximadamente a 60°C. Luego el jarabe pasa primero por un filtro primario y luego por un filtro pulidor. El jarabe simple se enfría, a 20°C por medio de un intercambiador de calor que utiliza agua como refrigerante; y finalmente se almacena en un tanque. Para preparar el jarabe terminado se agrega a un tanque el jarabe simple y los componentes característicos de la bebida (ácido cítrico, ácido tartárico, colorantes, extractos, benzoato de sodio, etc). Luego de haber preparado el jarabe terminado según fórmula, se debe enfriar a una temperatura de 2°C por medio de otro intercambiador de calor, y utilizar en esta etapa al amoníaco como refrigerante. A esta temperatura se aumentará la solubilidad del gas carbónico. La bebida se obtendrá al dosificar por una parte de jarabe terminado cinco partes de agua, obteniendo de esta forma la bebida a 12° brix. El gas se inyecta a una presión de 0.27 – 0.34 bar (4 – 5 psi).

El sistema tradicional de refrigeración utiliza amoníaco como refrigerante, el cual trabaja completamente independiente de la sala de máquinas de la planta. Los compresores se encuentran cerca de la sala para la preparación de jarabes y de las máquinas de embotellado, por lo que la mala ubicación hace que tanto la maquinaria en sí, como las fugas

potenciales, el ruido y el calor sean perjudiciales para el personal de la planta.

Debido a que las bebidas carbonatadas son soluciones acuosas a base de azúcar, es decir agua con un porcentaje de azúcar disuelta; la temperatura mínima para enfriar y permitir la mayor solubilidad del dióxido de carbono debe estar por arriba del punto de congelación del agua. Es por ello que resulta factible utilizar al propilén glicol al 10% (en peso) como un refrigerante secundario de la solución acuosa. Además el uso de refrigerantes secundarios que utilizan glicol no son corrosivos ni electrolíticos, tampoco se evaporan, son estables y permiten proporcionar un banco frío.

II. ANTECEDENTES

A. REFRIGERACIÓN

En general se define la refrigeración como cualquier proceso de eliminación de calor. Más específicamente, se define la refrigeración como la rama de la ciencia que trata con los procesos de reducción y mantenimiento de la temperatura de un espacio o material a temperatura inferior respecto de los alrededores correspondientes. Para lograr lo anterior se debe sustraer calor del cuerpo que va a ser refrigerado y ser transferido a otro cuerpo cuya temperatura es inferior a la del cuerpo refrigerado. Debido a que el calor eliminado del cuerpo refrigerado es transferido a otro cuerpo, es evidente que refrigeración y calefacción son en realidad los extremos opuestos del mismo proceso. A menudo, sólo el resultado que se desea va a distinguir a uno del otro.

1. NECESIDAD DE AISLAMIENTO TÉRMICO

Debido a que el calor siempre fluye de una región de temperatura alta a una región de temperatura baja, siempre se tendrá un flujo de calor hacia la región refrigerada de los alrededores calientes. Para limitar el flujo de calor hacia la región refrigerada de manera que sea un mínimo, resulta necesario aislar la región de sus alrededores con un buen material aislante de calor.

2. LA CARGA DE REFRIGERACIÓN

La velocidad a la cual deba ser el calor eliminado de un espacio o material refrigerado a fin de producir y mantener las condiciones deseadas de temperatura se le llama la carga de refrigeración, la carga de enfriamiento o la carga térmica. En casi todas las aplicaciones de refrigeración la carga de enfriamiento del equipo de refrigeración es la suma de las ganancias de calor proveniente de diferentes fuentes: (1) el calor

transmitido por conducción a través de paredes aisladas, (2) el calor que debe ser eliminado del aire caliente que llega al espacio a través de puertas que se abren y se cierran, (3) el calor que debe ser eliminado del producto refrigerado para reducir la temperatura del producto a la temperatura de almacenamiento y (4) el calor cedido por la gente que trabaja en el espacio y por motores, alumbrado y otros equipos que producen calor y que operan en dicho espacio.

3. EL AGENTE REFRIGERANTE

En cualquier proceso de refrigeración, la sustancia empleada para absorber calor o agente de enfriamiento, se le llama refrigerante. Todos los procesos de enfriamiento pueden clasificarse ya sea como sensibles o latentes de acuerdo al efecto que el calor absorbido tiene sobre el refrigerante. Cuando el calor absorbido causa un aumento en la temperatura del refrigerante, se dice que el proceso de enfriamiento es sensible, mientras que cuando el calor absorbido causa un cambio en el estado físico del refrigerante (ya sea una fusión o vaporización), se dice que el proceso de enfriamiento es latente. Para cualquiera de ambos procesos si el proceso refrigerante es secuencial, la temperatura del refrigerante debe mantenerse en forma continua por debajo de la del material o del espacio que está siendo refrigerado.

Es posible y práctico llegar a tener refrigeración continua con un proceso de enfriamiento sensible siempre que el refrigerante sea continuamente enfriado y recirculado en el espacio refrigerado. Puede tenerse enfriamiento latente usando ya sea refrigerantes sólidos o líquidos.

4. REFRIGERANTES SÓLIDOS

Los refrigerantes sólidos más comúnmente empleados son el hielo y el dióxido de carbono (hielo seco). El hielo cambia al fundirse a 0 °C (32°F),

mientras que el dióxido de carbono se sublima en forma directa dentro de la fase de vapor a la temperatura de -78.3°C (-109°F) bajo la presión atmosférica.

5. REFRIGERANTES LÍQUIDOS

Los modernos sistemas de refrigeración mecánica se basan en la propiedad de los líquidos de absorber grandes cantidades de calor a medida que se produce vaporización en los mismos. Como refrigerantes, los líquidos al vaporizarse tienen muchas ventajas respecto de los sólidos al fusionarse, en el proceso de vaporización es mucho más fácil su control; es decir, que el efecto refrigerante puede iniciarse y detenerse a voluntad, la velocidad del enfriamiento puede regularse dentro de límites pequeños y la temperatura de vaporización del líquido puede regularse al controlar la presión a la cual el líquido se vaporiza. Además, se puede acumular con facilidad y condensar al vapor si regresa a la fase líquida con lo cual podrá nuevamente usarse al proporcionar un suministro continuo del líquido para vaporización. Hasta ahora, se han discutido diferentes propiedades de fluidos, el agua ha sido muy usada en muchos ejemplos, esto debido a que los conocimientos que de la misma se tienen. Sin embargo, debido a que su presión de saturación es elevada y por otras razones, el agua no es muy apropiada para usarla como refrigerante en el ciclo compresión vapor. A fin de vaporizar el agua a muy bajas temperaturas requeridas en ciertas necesidades de refrigeración, tendría que ser vaporizada a presiones muy bajas, las que serían muy difíciles de producir, y que resulta por consiguiente muy caro. Se tienen muchos otros fluidos con temperatura de saturación más baja que la del agua operando a la presión atmosférica. Sin embargo, muchos de estos fluidos tienen otras propiedades que hacen su uso inadecuado como refrigerantes. Realmente sólo unos pocos fluidos tienen propiedades que resultan ser muy apropiadas como refrigerantes y muchos de éstos han sido preparados en especial para este fin. No existe ningún refrigerante que sea el más apropiado para todas las diferentes aplicaciones y condiciones de

operación. Para una determinada aplicación específica, el refrigerante seleccionado deberá ser aquel cuyas propiedades se ajusten en forma más adecuada a las necesidades deseadas de una aplicación particular.

6. CONTROL DE LA TEMPERATURA DE VAPORIZACIÓN

La temperatura a la cual el líquido se vaporiza en el evaporador (cualquier depósito en el que un refrigerante es vaporizado durante un proceso de vaporización), puede ser controlada bajo la presión del vapor que se tiene sobre el líquido, lo que a su vez permite regular la velocidad a la cual el vapor sale del evaporador. Cuando se necesite que las temperaturas de saturación sean menores que la temperatura de saturación del refrigerante correspondiente a la presión atmosférica, será necesario reducir la presión en el evaporador a alguna presión que sea menor que la presión atmosférica. Esto se podrá obtener si se utiliza una bomba de vapor. Mediante este método, la vaporización puede efectuarse a temperaturas muy bajas de acuerdo con las relaciones de temperatura-vapor dadas en la TABLA D (ver anexos).

7. MANTENIMIENTO DE UNA CANTIDAD CONSTANTE DE LIQUIDO EN EL EVAPORADOR

La vaporización continua del líquido en el evaporador requiere suministro continuo del líquido para reemplazar la cantidad del líquido vaporizado y mantener constante la cantidad del mismo en el evaporador. Un método de proveer el suministro de líquido en el evaporador es utilizar una válvula de flotador. La acción del flotador es mantener constante el nivel del líquido en el evaporador al permitir la llegada de líquido al evaporador, proveniente de un tanque o cilindro de almacenaje. Cualquier incremento en la cantidad del líquido vaporizado hará bajar el nivel del líquido en el evaporador con lo que se accionará a la válvula de aguja que permita el paso de una cantidad mayor de líquido al evaporador. Así mismo

cualquier disminución en la cantidad de líquido vaporizado hará subir el nivel del líquido en el evaporador con lo que el movimiento de la válvula de aguja será en dirección tal que reduzca el flujo de líquido hacia el evaporador. Cuando cesa por completo la vaporización, la elevación de la altura del líquido permitirá cerrar por completo a la válvula de aguja y dejará de llegar líquido al evaporador. Al volver la vaporización, el nivel del líquido bajará, se abrirá la válvula de aguja y entrará líquido al evaporador.

El líquido refrigerante que se tiene en el cilindro de almacenamiento y en la tubería de alimentación no se vaporizará porque la presión en el cilindro, es tal, que la temperatura de saturación del refrigerante es igual a la temperatura de los alrededores. La presión alta que se tiene en el cilindro obliga al líquido a fluir a través del tubo alimentador y de la válvula de aguja hacia el evaporador de baja presión. Durante el paso del refrigerante a través de la válvula de aguja, la presión alta del refrigerante se reduce de valor hasta el de la presión en el evaporador, con lo cual se consigue que el líquido del refrigerante se vaporice en el evaporador hasta el valor de la temperatura baja deseada.

Hay diferentes tipos de controles del flujo refrigerante, todos se utilizan en la actualidad. El control tipo flotador tiene algunas desventajas, principalmente su volumen, lo cual tiende a limitar su uso a unas cuantas aplicaciones especiales. Un tipo de control de flujo refrigerante muy usado, es la válvula de expansión termostática.

8. RECUPERACIÓN DEL REFRIGERANTE

Por motivos convenientes y económicos, no es práctico permitir que el vapor refrigerante escape al exterior y se pierda por difusión en el aire. El vapor continuo debe colectarse y condensarse, y luego regresarlo en estado líquido, de tal manera, que el mismo refrigerante sea de nuevo utilizado, con lo que se elimina la necesidad de suministrar al sistema un nuevo refrigerante. Para lograr la condensación del vapor, debe agregarse otro elemento al sistema, el cual va a ser un condensador.

La vaporización del refrigerante en el evaporador es debido a que absorbe el calor latente necesario del espacio refrigerado, por lo tanto, lo que se requiere a fin de condensar al vapor y pasarlo al estado líquido es extraerle dicho calor latente haciéndolo fluir hacia otro cuerpo. El material del cuerpo empleado para absorber el calor latente del vapor, lo que causa que el vapor sea condensado, se le llama medio condensante. Los medios condensantes más empleados son el aire y el agua. El agua usada como medio condensante es por lo general suministrada a través de las tuberías que surten agua a la ciudad o de una torre de enfriamiento. El aire utilizado como medio condensante por lo común se toma desde el exterior a la temperatura normal del aire.

Para tener flujo de calor del vapor refrigerante hacia el medio condensante, la temperatura de este medio deberá ser menor que la del vapor refrigerante. Sin embargo, debido a que la presión y la temperatura del vapor saturado que sale del evaporador son iguales a las del líquido refrigerante, la temperatura del vapor siempre será considerablemente menor que la de cualquier medio condensante por lo normal disponible. Por lo tanto, no fluirá calor del vapor refrigerante hacia el aire o agua usados como medio condensante hasta que la temperatura de saturación del vapor refrigerante haya sido aumentada mediante compresión, hasta alguna temperatura mayor a la del medio condensante. La bomba de vapor o compresor sirve para este propósito.

Antes de la compresión el vapor refrigerante está a la temperatura y presión de vaporización. Debido a que la presión del vapor es baja, su temperatura correspondiente de saturación también es baja. Durante la compresión, se aumenta la presión del vapor hasta un punto tal que la temperatura de saturación correspondiente es mayor que la temperatura del medio condensante que va a utilizarse. Al mismo tiempo, ya que el trabajo mecánico efectuado sobre el vapor en la compresión hasta una presión alta, hace que se produzca un aumento de la energía interna del vapor con el correspondiente aumento en la temperatura del mismo.

Después de la compresión, el vapor de presión alta y temperatura alta, es descargado en el condensador donde cede su calor al medio condensante que está a una temperatura menor. Debido a que un vapor no puede ser enfriado a una temperatura menor que su temperatura de saturación, la pérdida continua de calor del vapor refrigerante en el condensador hará que el vapor se condense y pase al estado líquido a una nueva presión y temperatura de saturación. El calor cedido por el refrigerante en el condensador es desalojado a través del medio condensante. El líquido condensado resultante, cuya temperatura y presión son las mismas a las del vapor condensante, sale del condensador hacia el cilindro de almacenamiento del líquido estando ya listo para su recirculación en el evaporador.

Obsérvese que el refrigerante, algunas veces llamado fluido de trabajo, es meramente un agente de transferencia de calor al cual transporta el calor del espacio refrigerado hacia el exterior. El refrigerante absorbe calor del espacio refrigerado en el evaporador, lo saca del espacio y lo cede al medio condensante.

9. SISTEMA TÍPICO DE COMPRESIÓN – VAPOR

En la Diagrama 1 (pág. 14) se muestra un sistema típico de un sistema simple de compresión-vapor. Las partes principales del sistema son:

1. Un **evaporador**, cuya función es proporcionar una superficie para transferencia de calor a través del cual puede pasar calor del espacio o producto refrigerado hacia el refrigerante vaporizante.
2. Un **tubo de succión**, en el cual se transporta el vapor de baja presión desde el evaporador hasta la entrada en la succión del compresor.
3. Un **compresor de vapor**, cuya función es eliminar el vapor del evaporador, elevar la temperatura y presión del vapor hasta un punto tal que el vapor pueda ser condensado a través de un medio condensante normalmente disponible.

4. Un "**gas caliente**" o tubo de descarga el cual entrega el vapor de presión-alta y temperatura alta desde la descarga del compresor hasta el condensador.
5. Un **condensador**, cuyo propósito es proporcionar una superficie de transferencia de calor a través de la cual pasará calor del vapor refrigerante caliente hacia el medio condensante.
6. Un **tanque receptor**, el cual proporciona almacenamiento al líquido condensado de tal modo que el suministro constante de líquido esté disponible a las necesidades del evaporador.
7. Una **tubería del líquido**, la cual conduce el refrigerante líquido desde el depósito hasta el control de flujo del refrigerante.
8. Un **control de flujo refrigerante**, cuya función es medir la cantidad apropiada de refrigerante usada en el evaporador y reducir la presión del líquido que llega al evaporador de tal modo que la vaporización del líquido en el evaporador se efectúe a la temperatura deseada.

DIAGRAMA DE FLUJO DE UN SISTEMA COMPRESIÓN-VAPOR

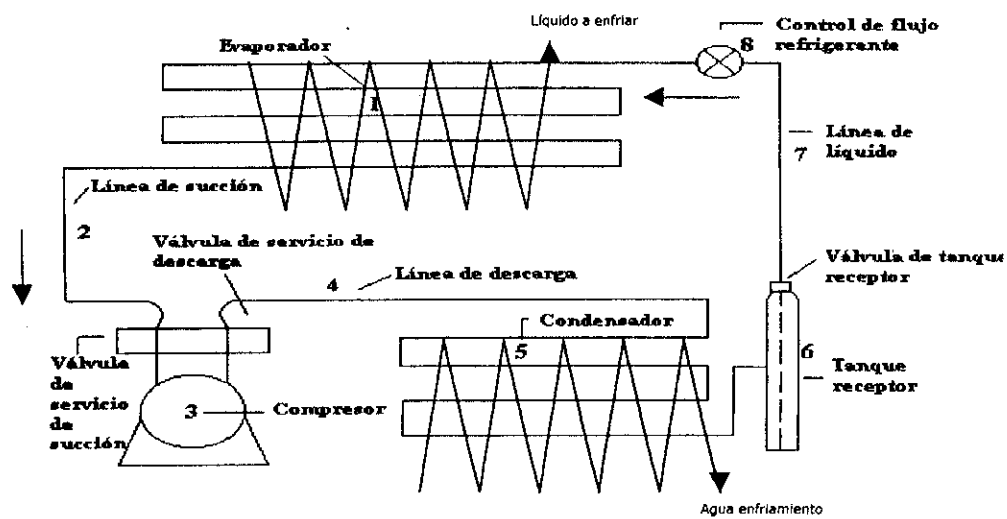


DIAGRAMA 1

(Dossat, 1997)

10. VÁLVULAS DE SERVICIO

En los lados de succión y descarga del compresor y en la salida del tanque receptor se instalan por lo general válvulas de cierre rápido para usarse durante las operaciones de servicio. Estas válvulas se conocen como "válvula de servicio en la succión", "válvula de servicio en la descarga" y "válvula del tanque receptor", respectivamente. En sistemas grandes, con frecuencia los tanques receptores tienen válvula de cierre rápido tanto en la entrada como en la salida.

11. DIVISIÓN DEL SISTEMA

Un sistema refrigerante está dividido en dos partes de acuerdo a la presión ejercida por el refrigerante en las dos partes. La parte de presión baja del sistema consiste en el control de flujo refrigerante, el evaporador y el tubo de succión. La presión ejercida por el refrigerante en esas partes es la presión baja a la cual el refrigerante es vaporizado en el evaporador. A esta presión se le conoce por varios nombres: la presión en el lado bajo, la presión del evaporador, la presión de succión o contrapresión. Durante las operaciones de servicio, por lo general, esta presión se mide al instalar un manómetro de la válvula de servicio de la succión.

El lado de alta presión del sistema, consiste en el compresor, el tubo de descarga o gas caliente, el condensador, el tanque receptor y el tubo del líquido. La presión ejercida por el refrigerante en esta parte del sistema es la presión alta, bajo la cual el refrigerante es condensado en el condensador. A esta presión se le llama: la presión condensante, la presión de la descarga o la presión superior.

Los puntos comprendidos entre los lados de alta y baja presión del sistema son el control de flujo del refrigerante, donde la presión del refrigerante es reducida desde la presión condensante hasta la presión vaporizante y, la válvula de descarga en el compresor, a través de la cual sale el vapor de alta presión después de la compresión.

Debe tenerse cuidado de no confundir las válvulas de succión y descarga en el compresor con las válvulas de servicio de la succión y la descarga. Las válvulas de succión y descarga en un compresor recíprocante hacen la misma función que las válvulas de entrada y salida de un motor de automóvil, y son vitales en la operación del compresor, mientras que las válvulas de servicio en la succión y descarga su finalidad no concierne a la operación del compresor. Estas últimas válvulas como su nombre lo dice sólo se utilizan para facilitar las operaciones de servicio.

Es de hacerse notar que aunque el compresor está considerado en la parte del lado alto del sistema, la presión en el lado de succión del compresor y en el cárter del cigüeñal, corresponden a la presión del lado de baja presión. Desde luego que el cambio de presión ocurre en el cilindro durante el proceso de la compresión.

12. 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 0.45Kg (1 lb) de hielo, absorberá del aire de los alrededores y de los objetos adyacentes una cantidad de calor igual a su calor latente de fusión. Si el hielo se funde a 0°C (32°F) absorberá 334.71 KJ/Kg (144 Btu/lb), de modo que el efecto refrigerante de 0.45Kg (1 lb) de hielo es 151.9 KJ (144 Btu).

Cuando se vaporiza un líquido refrigerante, a medida que éste fluye a través del evaporador absorberá una cantidad de calor igual a la necesaria para vaporizarse; entonces el efecto refrigerante por unidad de masa del líquido refrigerante es en potencia igual al calor de vaporización. Si la temperatura del líquido que llega por el tubo del líquido al control del refrigerante es exactamente igual a la temperatura vaporizante en el evaporador, la masa completa del líquido se vaporizará en el evaporador y producirá enfriamiento útil, en cuyo caso el efecto refrigerante por unidad de masa de recirculado será igual al calor latente de vaporización. Sin

embargo, en un ciclo real, la temperatura del líquido que llega al control del refrigerante siempre es bastante mayor que la temperatura de vaporización en el evaporador y ésta deberá primero reducirse hasta la temperatura del evaporador antes que el líquido pueda evaporizarse en el evaporador y absorber calor del espacio refrigerado. Por esta razón, sólo una parte de cada Kilogramo (libra) es la que realmente se vaporiza en el evaporador produce enfriamiento útil. Por lo tanto, el efecto refrigerante por unidad de masa de líquido circulado siempre es menor que el calor latente total de vaporización.

Después de la condensación, a medida que el líquido fluye a través de la parte baja del condensador, éste cede calor al medio condensante frío, de modo que antes que el líquido salga del condensador su temperatura se ve reducida un poco debajo de la temperatura a la cual se condensa. Se dice entonces que el líquido que deja el condensador dependerá de la temperatura del medio condensante y de qué tanto tiempo permanezca el líquido en contacto con el medio condensante después de la condensación.

Además el líquido puede ser subenfriado en el cilindro receptor y en el tubo del líquido que cede calor al aire de los rodea. En cualquier caso, debido al intercambio de calor entre el refrigerante en el tubo del líquido y el aire que lo rodea, la temperatura del líquido al llegar a la válvula de expansión será razonablemente casi igual a la del aire que rodea el tubo que conduce al líquido.

Debido a que la caída de presión tenida por el refrigerante en el control del refrigerante ocurre instantáneamente, no se tiene tiempo para que ocurra transferencia de calor entre el refrigerante y los alrededores. En consecuencia, el proceso es adiabático y, la disminución necesaria de temperatura del fluido, se logra sólo por la transferencia de energía que se tienen dentro del fluido mismo. Por esta razón, una parte de cada kilogramo del líquido en circulación se cambia de inmediato a la fase de vapor cuando el refrigerante pasa a través del control del refrigerante. El calor para suministrar el calor latente de vaporización de la parte de líquido que se

vaporiza es tomado de la masa del fluido por lo cual se reduce la temperatura del fluido refrigerante hasta la temperatura del evaporador.

Como ya previamente se indicó, el refrigerante es descargado del control del flujo del refrigerante en la forma de mezcla de líquido-vapor, de modo que sólo una parte de cada libra de refrigerante en circulación se vaporiza realmente en el evaporador y produce enfriamiento útil. La otra parte que se vaporiza en el control del flujo del refrigerante, no produce enfriamiento útil y por lo mismo representa una pérdida de efecto refrigerante en comparación con la suposición de que toda la masa fuera vaporizada en el evaporador.

Por todo lo anterior, es evidente que el efecto refrigerante por kilogramo de refrigerante en circulación es igual al calor latente total de vaporización a la temperatura vaporizante menos el calor latente de la parte de la libra que se vaporiza en el control del refrigerante para reducir la temperatura del refrigerante a la temperatura del evaporador.

El porcentaje de cada libra de refrigerante que se vaporiza en el control del refrigerante puede obtenerse dividiendo el calor latente total de vaporización entre el calor absorbido por la parte del kilogramo (libra) que se vaporiza en el control.

Aun cuando una parte de cada masa unitaria en circulación se vaporiza al pasar a través del control del refrigerante, no se tiene transferencia de calor de, o hacia los alrededores y no se efectúa ningún trabajo externo. En consecuencia, no se tiene ningún cambio en la entalpía del refrigerante durante el proceso de expansión, de modo que la entalpía de la mezcla de vapor líquido que llega al evaporador es exactamente la misma a la del líquido refrigerante que llega al control del refrigerante. *Se deduce entonces, que la diferencia de entalpía entre el refrigerante que sale del evaporador y la entalpía del líquido que llega al control es sólo el calor absorbido en el evaporador, lo cual es, desde luego, el efecto refrigerante.* Por esta razón, el efecto refrigerante por masa unitaria siempre puede obtenerse al restar la

entalpía del líquido que llega al control de la entalpía del vapor refrigerante que sale del evaporador.

Para cualquier refrigerante dado, el efecto refrigerante producido por una masa unitaria de refrigerante en circulación depende de la diferencia que se tenga entre la temperatura del evaporador y la temperatura del líquido refrigerante que llega al control del refrigerante. Al aumentarse esta diferencia de temperatura, el efecto refrigerante por masa unitaria se reduce debido a que se tendrá que vaporizar una mayor porción del líquido en el control a fin de proporcionar la reducción necesaria en la temperatura del refrigerante. Inversamente, al reducir este diferencial se incrementará el efecto refrigerante. Por esta razón, siempre es deseable tener un subenfriamiento en el líquido que llega al control porque con ello se tiene un aumento del efecto refrigerante y un mejoramiento en la eficiencia del sistema.

13. CAPACIDAD DEL SISTEMA

La capacidad del cualquier sistema de refrigeración es la velocidad a la cual se puede efectuar la eliminación de calor del espacio refrigerado. Tradicionalmente se ha expresado en KJ por hora (Btu/h) o en términos de su equivalente fusión-hielo.

Antes de la era de la refrigeración mecánica, el hielo era empleado ampliamente como un medio de enfriamiento. Con el desarrollo de la refrigeración mecánica, resultó muy natural que la capacidad de enfriamiento de los refrigeradores mecánicos se comparen con el equivalente fusión-hielo. Por lo tanto, un sistema de refrigeración que tenga capacidad de 1 tonelada tiene una capacidad equivalente a la fusión de 1 tonelada de hielo en un período de 24 horas. Debido a que 1 tonelada de hielo absorbería 303,648.91KJ ($907.2\text{Kg} \times 334.7\text{KJ/Kg}$) (288,000 Btu ($2000\text{ lb} \times 144\text{ Btu/lb}$)) para derretirse, esto representa una capacidad de enfriamiento de 12,652 KJ/h (12,000 Btu/h) o 210.9KJ/min (200 Btu/min).

Es decir que 1 ton de capacidad de enfriamiento serán 3.517 kJ/s o 1 kW.

Obsérvese que la capacidad de refrigeración en verdad es una razón de transferencia de energía y como tal, es una expresión de potencia.

La capacidad de un sistema de refrigeración mecánica, o sea, la razón a la cual el sistema eliminará calor del espacio refrigerado, depende de dos factores: 1) la masa del refrigerante que fluye en la unidad de tiempo, y 2) el efecto refrigerante por unidad de masa que circula. Expresado como ecuación se tiene,

$$Q_e = m \times q_e \quad (1)_{(5)}$$

Donde Q_e = capacidad de refrigeración en KJ por minuto. Btu/min.

m = masa en circulación en kilogramos por minuto, libra/min.

q_e = efecto refrigerante en KJ/Kg, Btu/libra.

Dossat, R. 1997. Principios de refrigeración. CECSA. México.

Burkhardt. Residential And Comercial Air Condition. Mc.Graw Hill

Jennings-Lewis. Aire Acondicionado Y Refrigeración. CecsA

J. Alarcon Creus, Marcombo Tratado Practico De Refrigeración.

B. EQUIPO

1. TIPOS DE EVAPORADORES

Un evaporador es cualquier superficie de transferencia de calor en el cual se vaporiza un líquido volátil para eliminar calor de un espacio o producto refrigerado. Debido a las muchas y diversas aplicaciones de la refrigeración mecánica, los evaporadores se fabrican en una gran variedad de tipos, formas, tamaños y diseños, por lo que se pueden clasificar de diferentes maneras, tales como tipo de construcción, método de alimentación del líquido, condiciones de operación, método de circulación de líquido (o aire), tipo de control del refrigerante y por sus aplicaciones.

a. CAPACIDAD DEL EVAPORADOR

La capacidad de cualquier evaporador o serpentín de enfriamiento, es la razón por la cual pasa calor a través de las paredes del evaporador proveniente del espacio o producto refrigerado a la vaporización del líquido interior y generalmente se expresa en KJ por hora (Btu por hora). Un evaporador seleccionado para cualquier aplicación específica deberá tener suficiente capacidad de transferencia de calor para permitir la vaporización del refrigerante, para absorber calor con la rapidez necesaria, para producir el enfriamiento requerido cuando trabaja en las condiciones de diseño.

El calor llega al evaporador por los tres métodos de transferencia de calor (convección, conducción y radiación). Cuando el producto está en contacto térmico con la superficie exterior del evaporador, el calor es transferido del producto al evaporador por conducción directa. Esto es cierto para aplicaciones con enfriamiento de líquido, donde el líquido que se enfría siempre está en contacto con la superficie del evaporador. Sin embargo, es necesario tener alguna circulación del fluido enfriado ya sea por gravedad o por la acción de una bomba, lo cual es necesario para tener una buena transferencia de calor.

Independientemente de cómo llegue el calor a la superficie exterior del evaporador, éste debe pasar por conducción al refrigerante anterior a través de las paredes del evaporador. Por lo tanto, la capacidad del evaporador, que es la razón a la cual pasa calor a través de las paredes, se obtienen por los mismos factores que gobiernan la razón de flujo de calor por conducción a través de cualquier superficie de transferencia de calor y es expresada por la ecuación:

$$Q = A \times U \times D$$

(2)₍₅₎

Donde Q = cantidad de calor transferido en KJ (Btu) por hora

A = área de la superficie exterior del evaporador (tanto para primarios como para aletados)

U = factor total de conductancia en KJ/(h)(m²) de superficie exterior °C (Btu/(hr)(pie²)(°F D))

D = diferencia de temperatura media logarítmica en grados Centígrados (Fahrenheit), entre la temperatura exterior del evaporador y la temperatura del refrigerante dentro del evaporador.

b. EVAPORADORES PARA ENFRIAMIENTO DE LÍQUIDO

Los evaporadores para enfriamiento líquido varían en tipo y diseño de acuerdo al tipo de servicio para lo cual se les vaya a usar. Hay cinco tipos generales de uso común de enfriadores de líquido:

- 1) enfriador de doble tubo**
- 2) enfriador Baudelot**
- 3) enfriador tipo tanque**
- 4) enfriador con serpentín en casco**
- 5) enfriador acorazado.**

Para todos los casos, los factores que influyen en el rendimiento de los enfriadores de líquido son los mismos que intervienen en los evaporadores de enfriamiento de aire y de otras superficies de transferencia de calor. En la Tabla B (ver sección de anexos) se dan valores de los coeficientes de transferencia de calor para diseños promedio de algunos tipos de enfriadores.

c. ENFRIADORES ACORAZADOS

Los enfriadores acorazados tienen una eficiencia relativamente alta, requieren un mínimo de espacio en el piso y poca altura del cuarto, su mantenimiento es sencillo y fácilmente se adapta a casi todos los casos de enfriamiento de líquido. Por estas razones el enfriador acorazado es el tipo más ampliamente usado. Aun cuando hay algunas diferencias en el diseño se depende del refrigerante que se vaya a usar y de si el evaporador se le usa con expansión seca o inundada el enfriador acorazado consiste esencialmente de un casco cilíndrico de acero en el cual se tiene un determinado número de tubos rectos paralelos y colocados en cabezales de tubo en sus extremos. Cuando el enfriador trabaja con expansión seca, el refrigerante pasa por el interior de los tubos, mientras que el líquido a enfriar circula a través del casco, ver Figura 1.

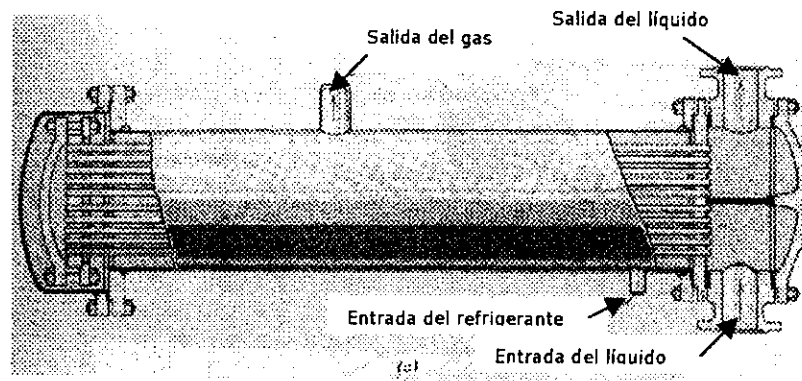


Figura 1

(Dossat, 1997)

Cuando el enfriador trabaja inundado, el líquido enfriado circula por dentro de los tubos y el refrigerante está contenido en el casco, se mantiene a cierto nivel con algún tipo de control de flotador, ver Figura 2.

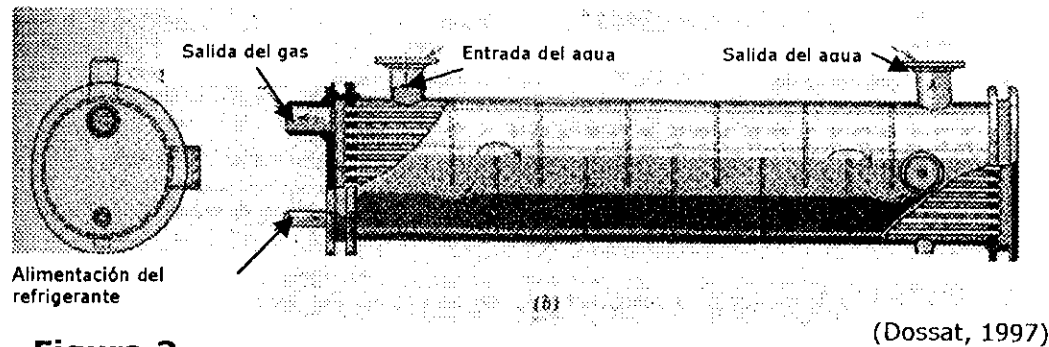


Figura 2

En cualquier caso, el líquido enfriado circula a través del enfriador conectado a la tubería por medio de una bomba por lo general de tipo centrífugo en que se efectúa la circulación.

El rango de diámetros usados en los cascos de los enfriadores tipo acorazado es aproximadamente de 15.2 a 152.4cm (6 a 60 plg) y el número de tubos dentro del casco varía desde menos de 50 hasta varios miles. Los diámetros de los tubos varían desde 1.59 hasta 5.1 cm (5/8 hasta 2 plg), y la longitud de los tubos con variantes de 152.4 a 601.6 cm (5 a 20 pies). Los enfriadores diseñados para usar amoníaco se construyen con tubos de acero, mientras que los que usan otros refrigerantes se construyen con tubos de cobre a fin de tener un coeficiente de transferencia de calor mayor.

Por la relativamente baja película de conductancia de los refrigerantes halocarburos, los enfriadores diseñados para usar estos refrigerantes son con frecuencia equipados con tubos que están aletados por el lado donde circula el refrigerante. Para el caso de enfriadores de expansión seca, los tubos son aletados internamente con aletas longitudinales de los mostrados en la Figura 4.

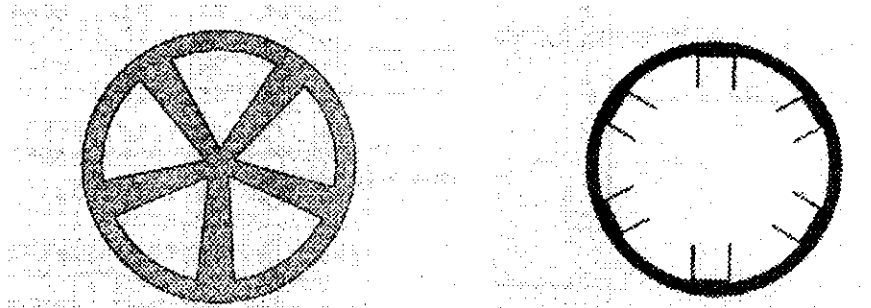


Figura 3

(Dossat, 1997)

Para funcionamiento inundado los tubos están aletados externamente si se usa una aleta muy corta la cual sobresale aproximadamente 0.16 cm (1/16 plg) de la pared del tubo.

Como regla general, los enfriadores de expansión seca se usan en instalaciones de tonelaje pequeño y mediano cuyas capacidades están comprendidas en el rango de 2 hasta aproximadamente 250 toneladas. Los enfriadores inundados, se usan para capacidades comprendidas en el rango desde 10 hasta varios miles de toneladas, por lo general se les usa en instalaciones de gran tonelaje.

2. CONTROL DEL FLUJO REFRIGERANTE

a. TIPOS Y FUNCIÓN

Hay seis tipos básicos de válvulas para control del flujo refrigerante: Dentro de las más importantes están: 1) la válvula de expansión manual, 2) la válvula de expansión automática y 3) la válvula de expansión termostática. Independientemente del tipo, la función de cualquier control del flujo refrigerante es doble:

- 1) Medir el refrigerante líquido en la tubería del líquido que sea proporcional a la cual está ocurriendo la vaporización en esta última unidad y
- 2) Mantener un diferencial de presión entre los lados de alta y baja presión del sistema a fin de permitir vaporizar el refrigerante bajo las

condiciones de baja presión deseadas en el evaporador y al mismo tiempo efectúa la condensación a la presión alta que se tienen en el condensador.

b. QUÉ HACE LA VÁLVULA

Su labor principal es controlar la circulación de refrigerantes al evaporador. Si entra muy poco refrigerante líquido al evaporador, se vaporiza casi al instante sin absorber mucho calor. Si entra demasiado líquido al evaporador, no todo se evapora y una parte regresa a la succión del compresor y la inunda.

En cualquiera de los casos, se tienen problemas. Con líquido insuficiente, se reduce la capacidad de enfriamiento del sistema. El exceso del líquido puede inutilizar las válvulas y pistones del compresor, porque hay muy poco espacio en los cilindros y el refrigerante líquido es casi incompresible.

b.1. VALVULAS DE EXPANSION MANUAL

Las válvulas de expansión manual son válvulas de aguja, operadas manualmente. La razón de flujo líquido a través de la válvula depende del diferencial de presión a través del orificio de la válvula y del grado de abertura de la válvula, esta última es de ajuste manual. Al suponer que permanece constante el diferencial de presión a través de la válvula, la razón de flujo a través de la válvula de expansión manual permanecerá siempre constante independientemente de la presión que se tenga en el evaporador y de la carga en el evaporador.

b.2. VALVULA DE EXPANSIÓN AUTOMÁTICA

La válvula de expansión automática consiste principalmente en una aguja y asiento, un fuelle o diafragma de presión y de un resorte cuya tensión se puede variar por medio de un tornillo de ajuste. Por lo general se instala un filtro a la entrada del líquido a la válvula con el fin de evitar la entrada de materiales extraños los cuales pueden causar interrupción del

flujo. Las funciones de la válvula de expansión automática son las de mantener una presión constante en el evaporador inundado que alimenta una mayor o menor cantidad de flujo a la superficie del evaporador, en respuesta a los cambios de carga que se tengan en el mismo. La característica de presión constante resulta de las interacciones de dos fuerzas opuestas: 1. La presión en el evaporador y 2. La tensión en el resorte. Por un lado, se ejerce la presión del evaporador sobre los fuelles o diafragma, para dar movimiento a la válvula en el dirección de cerrado, mientras que la tensión en el resorte actúa en el lado opuesto de los fuelles o diafragmas, para mover a la válvula en la dirección correspondiente al abrirse. Cuando el compresor funciona, la válvula actúa mantiene la presión del evaporador en equilibrio con la tensión del resorte.

Es importante notar que las características de operación de la válvula de expansión automática son tales que la válvula cerrará rápidamente cuando para el ciclo del compresor y permanecerá cerrada hasta que se inicie el ciclo de arranque del compresor.

b.3. VALVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA

En la actualidad, se utiliza comúnmente la válvula termostática. El supercalentamiento del gas que sale del evaporador cambia la presión del líquido en el tubo térmico. El aumento o descenso de la presión se transmite por el tubo capilar hasta un diafragma en la válvula de expansión, el cual la abre o la cierra.

La presión del tubo capilar abre la válvula en contra del resorte. La presión del evaporador y el resorte tienden a cerrarla. Con una carga constante en el evaporador, se equilibran las tres fuerzas y la válvula permanece abierta en una posición. Cuando aumenta por la temperatura más alta del gas de succión y la válvula abre más para mayor entrada de líquido. Cuando se reduce la carga, ocurre lo opuesto. El líquido en el bulbo térmico suele ser el mismo que el refrigerante del sistema.

3. BOMBAS

a. BOMBAS CENTRÍFUGAS

Las bombas usadas en la industria de refrigeración para circular agua fría o salmuera y el agua del condensador, generalmente son del tipo centrífugo. Una bomba centrífuga consiste principalmente de un impulsor rotativo tipo vena, el cual queda dentro de una cubierta fija. El líquido que está siendo bombeado es impulsado a través del ojo del impulsor y es desalojado hacia la orilla exterior o periferia del impulsor debido a la fuerza centrífuga que se tiene. Al líquido en el proceso se le imparte una gran velocidad y presión. El líquido al salir por la periferia del impulsor es colectado en la envoltura y pasado directamente hacia la salida en la descarga.

Con frecuencia el impulsor de la bomba es montado directamente en la flecha del motor de la bomba de tal manera que la bomba y el motor forman una unidad integral. En otros casos, la bomba y el motor son unidades separadas y están conectadas por acoplamientos flexibles. En general la capacidad de una bomba centrífuga depende del diseño y tamaño de la bomba y de la velocidad del motor. Para una bomba de tamaño específico, el diseño, la velocidad y el volumen del líquido manejado varían con la carga de bombeo contra la cual la bomba efectúa trabajo.

Las bombas centrífugas están especificadas en Lpm (gpm) entregados a diferentes cargas de bombeo, o sea, las bombas centrífugas están especificadas para entregar un determinado valor de Lpm a una cierta carga de bombeo. Aunque las especificaciones de las bombas están disponibles en tablas, se usan con más frecuencia las curvas carga-capacidad. Para cualquier caso antes de seleccionar la bomba apropiada de acuerdo a las especificaciones del fabricante, es necesario conocer los Lpm requeridos y la carga total de bombeo contra la cual la bomba va a trabajar.

b. CARGA TOTAL DE BOMBEO

La carga total de bombeo es la suma de la carga estática y la carga de fricción. La carga estática es la distancia vertical entre el nivel líquido libre y el punto más alto al cual el líquido va a ser enviado por la bomba.

c. CARGA DE FRICCIÓN

Un fluido moviéndose en un conducto sufrirá pérdidas de energía (convertidas en calor) como resultado del trabajo para contrarrestar la fricción. Estas pérdidas de energía frecuentemente se expresan en términos de caída de presión o pérdidas de carga. La caída de presión en bar (lb/plg²) o la pérdida de carga en metros (pies) experimentada por un fluido moviéndose entre dos puntos cualesquiera en un conducto, se conoce como fricción o pérdida de fricción entre dichos puntos.

Debido a que las pérdidas de presión para un tamaño estipulado de tubo y para una razón de flujo es proporcional a la longitud del tubo, la pérdida de presión para cualquier otra longitud de tubo recto se determina por la siguiente ecuación:

$$\text{Pérdida total de presión} = \frac{\text{longitud total del tubo} \times \text{pérdidas de presión}}{100} \quad (3)_{(5)}$$

Las uniones de tubería tales como codos, té, válvulas, etc., ofrecen una resistencia mayor al paso del flujo que si éste fluyera por tubo recto y deben por lo tanto tomarse en cuenta para obtener la carga total de fricción a través de la tubería. Por conveniencia, ésta generalmente se obtiene al considerar que las uniones tienen una resistencia igual a cierta longitud de tubo recto al cual se la llama longitud equivalente. Cuando la longitud equivalente de las uniones se suma a la longitud real de tubo recto, se obtiene lo que se llama longitud equivalente total. Este valor luego de

aplicado en la ecuación anterior se obtiene la pérdida total de fricción a través de la tubería.

d. REQUERIMIENTOS DE POTENCIA

La potencia requerida para impulsar a la bomba depende de la razón de flujo en kilogramos por minuto, de la carga total de bombeo y de la eficiencia de la bomba. Cuando se maneja un líquido que no sea agua, deberá tomarse en cuenta la gravedad específica, o sea,

$$P = \frac{V \times \rho \times g \times h}{\text{eficiencia de la bomba}} \quad (4)_{(5)}$$

donde P = potencia en watts

V = razón de flujo de volumen en metros cúbicos por segundo

ρ = densidad en kilogramos por metro cúbico

h = carga en metros

g = aceleración de la gravedad en metros sobre segundos cuadrados

4. DISEÑO DE TUBERÍA

En general las tuberías usadas para la industria de la refrigeración deberán diseñarse para tener las pérdidas mínimas por fricción consistente con los costos iniciales, de tal manera que los requerimientos de bombeo sean mantenidos a un mínimo práctico. Las tuberías de refrigeración deberán ser de la mínima longitud posible, debiéndose usar la cantidad mínima de uniones.

Los tamaños de los tubos deben ser tales que se tengan velocidades del agua entre 1.5 y 2.5 metros por segundo (5 y 8 pies por segundo) para las razones de flujo requeridas, ésto con el fin de tener los resultados más económicos.

5. AISLAMIENTO TÉRMICO

Los materiales o las combinaciones de materiales que tienen bolsas llenas de aire o de gas, o bien espacios vacíos que retardan la transferencia de calor con una eficiencia razonable, se pueden considerar como aisladores térmicos. Esos materiales pueden ser particulados y fibrosos (o de los dos tipos a la vez), con aglutinadores o sin ellos, o pueden ser estructurales, como las superficies múltiples de reflexión de calor, que poseen espacios vacíos, llenos de aire o gas.

La capacidad de un material para retardar el flujo de calor se conoce como conductividad térmica (para un espesor unitario) o conductancia (para un espesor específico). Cuando se tienen valores de conductividad o conductancia térmica bajos (o altos valores de resistividad o resistencia térmica) se tiene un caso característico de aislamiento térmico.

El calor se transfiere por radiación, conducción y convección. La **radiación** es el modo primario de transferencia y puede tener lugar aún en el vacío. La cantidad de calor transferido por un área determinada es relativa al gradiente de temperatura y a la emisividad desde la superficie radiante a la superficie absorbente. La **conducción** se debe a un movimiento molecular y ocurre en gases, líquidos y sólidos. Cuanto más estrecha sea la estructura molecular, mayor será la velocidad de transferencia. Como un ejemplo de esto se tiene el acero inoxidable, que conduce el calor con un índice aproximado a 600 veces superior al correspondiente para materiales típicos de aislamiento térmico.

La **convección** se debe al movimiento de masa y se presenta sólo en fluidos. El propósito básico de un sistema de aislamiento térmico es minimizar la cantidad la cantidad de calor transferida.

Dentro de los materiales disponibles se tienen:

1. **Minerales celulares o fibrosos:** Alúmina, asbesto, vidrio, perlita roca, sílice.

2. **Orgánicos celulares o fibrosos:** Caña, algodón, madera y corcho.
3. **Plásticos orgánicos celulares:** Elastómeros, poliestireno, poliisocianato, poliisocianurato y acetato de plivinilo.
4. **Cemento:** aislamiento y / o acabado.
5. **Metales reflejantes del calor:** Aluminio, níquel, acero inoxidable.

Dependiendo del tipo de aislamiento, la conductividad térmica puede variar con la edad del aislante, el fabricante, el contenido de humedad y la temperatura. En la gráfica 3, se muestran los valores usuales.

Eduard G. Pita. Principios Y Sistemas De Refrigeración.

Perry, R, et. Al. 1992. Manual del ingeniero químico.6ta. ed. Mc.Graw Hill, México

Ari. Refrigeración Y Aire Acondicionado (Ari). Prentice Hall

Dossat, R. 1997.Principios de refrigeración. CECSA. México.

Burkhardt. Residential And Comercial Air Condition. Mc.Graw Hill

Jennings-Lewis. Aire Acondicionado Y Refrigeración. Cecsca

J. Alarcon Creus, Marcombo Tratado Practico De Refrigeración.

C. REFRIGERANTES

1. AMONIACO

El amoníaco es el único refrigerante fuera del grupo de los fluorocarburos* que se usa bastante en la actualidad. Aunque el amoníaco es tóxico, algo inflamable y explosivo bajo ciertas condiciones, sus excelentes propiedades térmicas lo hacen ser un refrigerante ideal para las fábricas.

El amoníaco es el refrigerante que tiene más alto efecto refrigerante por kilogramo (libra), el cual, a pesar de su volumen específico alto en la condición de vapor tiene una gran capacidad refrigerante con relativamente un desplazamiento pequeño de pistón.

El punto de ebullición del amoníaco a la presión atmosférica estándar es de -2.22°C (28°F). Las presiones en el evaporador y el condensador a las condiciones de tonelada estándar de -15°C (5°F) y 30°C (86°F) son 2.37 bar abs., (34.27 lb/plg^2) y 11.67bar abs., (169.2 lb/plg^2) respectivamente, las cuales son moderadas, de tal manera que pueden usarse materiales de peso ligero en la construcción del equipo refrigerante. Sin embargo, la temperatura adiabática en la descarga es relativamente alta, siendo de 210°F (98.89°C) para las condiciones de tonelada estándar, por lo cual es adecuado tener enfriamiento con agua tanto en el cabezal como en los cilindros del compresor. Debe también evitarse tener sobrecalentamiento alto en la succión para los sistemas de amoníaco.

Aunque el anhídrido de amoníaco puro no es corrosivo para todos los metales normalmente usados en los sistemas de refrigeración, en la presencia de la humedad, el amoníaco se vuelve corrosivo para los metales no ferrosos, tales como el cobre y el latón. Evidentemente estos metales no deben emplearse en los sistemas de amoníaco.

El amoníaco no es miscible con el aceite y por lo mismo no se diluye en el aceite del cárter del cigüeñal del compresor. Sin embargo, deben

* Totalmente prohibidos a partir del año 2025.

hacerse los arreglos necesarios para eliminar el aceite del evaporador y deberá usarse un separador de aceite en el tubo de descarga de los sistemas de amoníaco.

En los sistemas de amoníaco pueden usarse velas de azufre para detectar fugas, con lo cual se produce un humo blanco denso en la presión del vapor de amoníaco, o también se puede aplicar una solución de jabón poniéndola alrededor de las juntas en la tubería, en cuyo caso la fuga se manifestaría mediante la aparición de burbujas en la solución.

El amoníaco es fácil de conseguirse y es el más barato de los refrigerantes comúnmente empleados. Estos dos hechos, junto con su estabilidad química, afinidad por el agua y no miscibilidad con el aceite, hacen al amoníaco ser un refrigerante ideal para ser usado en sistemas muy grandes donde la toxicidad no es un factor importante. Debido a su coeficiente de transferencia de calor relativamente alto y al consecuente mejoramiento de la razón de transferencia de calor, es el amoníaco particularmente adecuado para grandes instalaciones de enfriamiento de líquido. Al amoníaco se le usa con compresores recíprocos tipo abierto, rotatorio y centrífugos.

2. SALMUERA O REFRIGERANTE SECUNDARIO

En lo que respecta a la terminología de la refrigeración, salmuera es cualquier líquido enfriado mediante un refrigerante y que circula como fluido de transferencia de calor. Las salmueras pueden ser:

1. Soluciones acuosas de sales inorgánicas como cloruro de sodio y cloruro de calcio.
2. Soluciones acuosas de compuestos orgánicos como alcoholes o glicoles. Estas son soluciones diluidas a varias concentraciones, al incluir agua de metanol, agua de etanol, etilenglicol y propilenglicol

3. Hidrocarburos y halocarburos clorados y fluorados que incluyen cloruro de metileno, tricloroetileno y R-11.

La selección de una salmuera para una aplicación en particular depende de varias consideraciones. La elección de una salmuera en particular es invariablemente el término medio en que se alcanza una mejor adaptación de la aplicación específica y el aspecto económico de la situación. La selección final de la salmuera depende de varios factores incluyendo:

1. Seguridad. La toxicidad y la inflamabilidad son dos factores de primordial importancia que deben tomarse en cuenta. En la Tabla A se indican los valores límites de toxicidad y los datos de inflamabilidad aparecen en la tabla B.
2. Punto de congelación. La salmuera se debe caracterizar por un punto de congelación lo suficientemente inferior a la temperatura de operación más baja del sistema.
3. Costos. El costo inicial y la cantidad de la sustancia de recarga necesaria son consideraciones que afectan la determinación de los costos. Del mismo modo, la gravedad, y el calor específico de la salmuera influirán en los de energía de bombeo.
4. Aplicación. El empleo que se da a la salmuera es importante para determinar si el equipo de procesamiento se instalará dentro o fuera del edificio y si el sistema tendrá un diseño abierto o cerrado. Las salmueras de gran toxicidad no se deben utilizar con serpentines para el acondicionamiento de aire cuando la operación se desarrolla a lo largo del año y cuando es probable que se registren fugas hacia el sistema del aire.
5. Rendimiento térmico. Las propiedades de transferencia calorífica de la salmuera que circula por el evaporado de la unidad de refrigeración desempeña un papel importante para determinar el área superficial requerida y la temperatura de evaporación resultante. Entre los valores que afectan la transferencia de calor están la viscosidad, el calor específico, la densidad relativa y la conductividad térmica.

6. Corrosividad. El material de construcción de las tuberías y el equipo del sistema requieren que se utilice una salmuera estable y más o menos libre de corrosión.

TABLA A Datos de toxicidad de algunas salmueras

<i>Tipo de salmuera</i>	<i>Valores límites de toxicidad, ppm *</i>	<i>Observaciones</i>
Cloruro de sodio	-	No tóxico. Apropiado para estar en contacto directo con alimentos
Propilenglicol	-	No tóxico. Apropiado para estar en contacto directo con alimentos
Cloruro de calcio	-	Esencialmente no tóxico, pero no es apropiado para estar en contacto directo con alimentos
Freón 11	1000	No tóxico
Etanol acuoso	-	No tóxico
Cloruro de metilo	500	Muy pocos efectos tóxicos
Etilen glicol	-	Tan tóxico como el metanol acuoso, pero se le considera menos peligroso porque no se absorbe con tanta facilidad
Metanol acuoso	200	Tóxico. Normalmente se recomienda para usos al aire libre
Tricloroetileno	100	Tóxico. Normalmente se recomienda para usos al aire libre

*American Conference of Governmental Industrial Hygienists.

TABLA B Datos de inflamabilidad de algunas salmueras

<i>Tipo de salmuera</i>	<i>Clasificaciones*</i>
Cloruro de sodio	No inflamable
Cloruro de calcio	No inflamable
Freón 11	No inflamable
Tricloroetileno	No inflamable a temperaturas ordinarias
Cloruro de metilo	Prácticamente no inflamable a temperaturas ordinarias
Propilenglicol	Inflamable, peligro moderado de incendio. Punto de inflamación, 210 a 225°F, sin diluir
Etilen glicol	Inflamable, peligro moderado de incendio. Punto de inflamación, 232 a 240°F, sin diluir
Metanol acuoso	Muy inflamable, peligro de incendio. Punto de inflamación, 54 a 60°F, sin diluir. Punto de inflamación, 75°F, solución al 30%
Etanol acuoso	Muy inflamable, peligro de incendio. Punto de inflamación, 55°F, sin diluir.

*ASHRAE Guide and Data Book

Los refrigerantes comúnmente usados como refrigerantes secundarios son agua, cloruro de calcio y salmueras de cloruro de sodio, glicoles de etileno y propileno, metanol (alcohol metílico) y glicerina.

Casi siempre y sin excepción se utiliza el agua como refrigerante secundario en sistemas muy grandes de acondicionamiento de aire y también en instalaciones de procesos de enfriamiento industrial donde la temperatura debe mantenerse por arriba del punto de congelación del agua. El agua es un excelente refrigerante secundario debido a su fluidez, calor específico alto y alto coeficiente de película. Tiene además la ventaja de no ser cara y relativamente no es corrosiva. En instalaciones de acondicionamiento de aire, el agua enfriada es circulada a través de un serpentín para enfriamiento de aire a través de una unidad rociadora de agua. En cualquier caso, el aire es enfriado y deshumidificado. Con la unidad rociadora de agua, esta es rociada utilizando toberas y es recogida en un depósito instalado en la parte inferior de la unidad rociadora, de la cual es regresada hasta el enfriador. Debido a que el aire que pasa a través del agua rociada es enfriada hasta una temperatura menor a su punto de rocío, se condensará una cierta cantidad de agua la cual será arrastrada por la cortina de agua hasta el depósito en la parte inferior de la unidad. Ya sea que se use serpentín para enfriamiento o unidad rociadora, la cantidad de enfriamiento y deshumidificación puede controlarse si se varía la cantidad y temperatura de agua enfriada.

3. GLICOLES

Ciertos compuestos solubles en agua, descritos generalmente como agentes anticongelantes se emplean con frecuencia para bajar el punto de congelación del agua. Los agentes anticongelantes más conocidos son el glicol etileno, glicol propileno, metanol (alcohol metílico) y glicerina. Todos estos compuestos son solubles en agua en todas las proporciones. En la tabla C se da la temperatura de congelación del agua en solución con varios porcientos de cada uno de estos compuestos. Probablemente el glicol

propileno es el más usado como agente anticongelante al servicio de la refrigeración. Junto con el glicol propileno, el glicol etileno tiene muchas propiedades deseables. A diferencia de las salmueras de cloruro de calcio y sodio, las salmueras de glicol no son corrosivas. Además, éstas no son electrolíticas y por lo tanto pueden emplearse en sistemas que tengan metales disímiles. Siendo los glicoles compuestos extremadamente estables, no se evaporarán bajo condiciones de operación normal. Por las muchas ventajas que tienen las soluciones de glicol, éstas han desplazado a las salmueras en muchas instalaciones sobre todo en las industrias lácteas y cervecerías. El cambio de salmuera por glicol, prácticamente puede efectuarse en las plantas sin tener ningún cambio en las instalaciones.

TABLA C Punto de congelación de soluciones acuosas

Alcohol			Glicerina			Glicol etileno			Glicol propileno		
% por peso	°F	°C	% por peso	°F	°C	% por peso	°F	°C	% por peso	°F	°C
5	28	-2.2	10	29.1	-1.6	15	22.4	-5.3	5	29	-1.7
10	23.6	-4.7	20	23.4	-4.8	20	16.2	-8.8	10	26	-3.3
15	19.7	-6.8	30	14.9	-9.5	25	10	-12.2	15	22.5	-5.3
20	13.2	-10.4	40	4.3	-15.4	30	3.5	-15.8	20	19	-7.2
25	5.5	-14.7	50	-9.4	-23.0	35	-4	-20.0	25	14.5	-9.7
30	-2.5	-19.2	60	-31	-34.7	40	-13	-24.7	30	9	-12.8
35	-13	-25.1	70	-38	-38.9	45	-22	-30.0	35	2.5	-16.4
40	-21	-29.4	80	-5.5	-20.8	50	-33	-35.8	40	-5.5	-20.8
45	-28	-33.1	90	29.1	-1.6				45	-15	-26.1
50	-34	-36.7	100	62.6	17.0				50	-26	-31.9
55	-41	-40.3							55	-40	-39.7
									59	-57	-49.4

De ASRE Data Book, edición 1957/1958.

Dossat, R. 1997. Principios de refrigeración. CECSA. México.

Burkhardt. Residential And Comercial Air Condition. Mc.Graw Hill

D. ENFRIAMIENTO DEL JARABE

Una innovación relativamente reciente en la industria embotelladora es la práctica de enfriar el jarabe antes del llenado de las botellas. Parece que si enfriamos el jarabe 15 ó 20 grados menos de la temperatura del agua carbonatada, mejoramos considerablemente la velocidad y uniformidad del llenado. El enfriamiento del jarabe es semejante al enfriamiento del agua. Un principio general en el embotellado consiste en enfriar el agua a menos de 4.4°C (40°F) para obtener la carbonatación apropiada. El jarabe se encuentra con frecuencia a una temperatura atmosférica que varía entre 31.9 y 34.7°C (90 y 95 °F). Cuando el agua carbonatada fría tienen contacto con el jarabe caliente en la botella, crea un disturbio de lo que resulta pérdida de gas e irregularidades en el llenado completo de la bebida terminada. Estas dificultades retardan la producción al causar la pérdida de tiempo y productos.

El enfriamiento de los jarabes ha estado en uso en muchas plantas desde hace varios años. Sin embargo, no todas las irregularidades en el llenado de la bebida se deben a la diferencia entre las temperaturas del agua y del jarabe. Antes de decidir que el enfriamiento del jarabe es la respuesta a un producto más uniforme y mejor producción en la llenadora, es conveniente determinar qué otros factores son la causa de la dificultad.

Algunas de las causas comunes del llenado escaso de las botellas y espuma son las siguientes:

1. **Botellas sucias y ásperas:** Las botellas que no se han lavado con propiedad, o aquéllas que tienen materias extrañas adheridas en las paredes interiores, hacen que el agua carbonatada quede inestable. Las botellas calientes o las que tienen asperezas en las superficies interiores tendrán un efecto semejante.
2. **Agua:** El agua sometida a tratamientos impropios que contiene materia orgánica o residuos suspendidos no se carbonata satisfactoriamente y es difícil de envasar.

3. **El aire es el peor enemigo de la carbonatación:** Este no se disuelve en el agua con la misma facilidad que el gas carbónico y tiene la tendencia a escapar, causando problemas durante el llenado de la bebida. El aire proviene del jarabe recién agitado, agua agitada, descarga o purga errónea del aire en la carbonatadora y llenadora, bombas con fugas, fricción en las tuberías del agua y suministro defectuoso de gas y agua en la carbonatadora.

La diferencia entre la temperatura del agua y la del jarabe es generalmente satisfactoria cuando dicha diferencia no es de más 10°C. Una condición ideal sería aquella en que ambas temperaturas son iguales. El jarabe a una temperatura entre 12.7 y 15.4°C (55 y 60°F), se espesa y no fluye con propiedad. El agua, a menos de 4.4°C (40 °F), se carbonata mejor. Por consiguiente, es mejor hacer el llenado a estos niveles de temperatura.

Las superficies intercambiadoras de calor son generalmente iguales que las que se emplean para enfriar agua.

Zapata, J. 1966. Manual práctico de bebidas para la industria de refrescos. Editorial Abeja. México, D.F.

III. JUSTIFICACIÓN

Ante la necesidad por aprovechar de una mejor forma los recursos en una fábrica de bebidas carbonatadas, es necesario comenzar por centralizar los servicios en un área específica (sala de máquinas), que permita mantener mayor control, fácil acceso y las condiciones óptimas de la maquinaria que provee los servicios de vapor, aire, agua de enfriamiento, dióxido de carbono y amoníaco.

El sistema actual de enfriamiento para bebida terminada, hace uso del ciclo de compresión-vapor utilizando como refrigerante al amoníaco. Este sistema se encuentra ubicado dentro de la fábrica, es decir, alrededor de la línea de embotellado, lo cual lo hace un riesgo potencial para el personal operativo y un sistema independiente al de la sala de máquinas. Ante tal situación el siguiente trabajo de graduación presenta un diseño como alternativa al actual sistema de enfriamiento.

Este diseño permite aprovechar el sistema de refrigeración existente en la sala de máquinas, al evitar tener dos sistemas de refrigeración, y a su vez permite utilizar un refrigerante secundario (solución de propilén glicol al 10%), el cual es adecuado para estar en contacto directo, que mantiene la temperatura del producto por arriba del punto de congelación del agua debido a que es una solución de azúcar, aditivos y preservantes. De esta forma se minimizan los riesgos que se tienen con el actual sistema de enfriamiento

IV. OBJETIVOS

A. Objetivos Generales

1. Diseñar un sistema de enfriamiento que aproveche de forma ordenada los recursos y servicios de la fábrica sin alterar las eficiencias de proceso y las características del producto.
2. Eliminar al máximo los riesgos como : contaminación por fugas, generación de calor y el ruido excesivo, causados por la presencia de los compresores de amoníaco en el salón de embotellado.

B. Objetivos Específicos

1. Mantener la temperatura de la bebida terminada en 2°C para lograr la carbonatación adecuada.
2. Diseñar un sistema de enfriamiento utilizando propilén glicol como refrigerante secundario.
3. Determinar las dimensiones mínimas para un evaporador amoníaco-glicol y un enfriador de bebida terminada.
4. Seleccionar y dimensionar el equipo para sistema propuesto (Tubería, bomba, aislante y banco frío).
5. Reducir el impacto ambiental por fugas de amoníaco.

V. PROBLEMA A RESOLVER

El problema a resolver en la fábrica de bebidas, es evitar la contaminación por fugas de amoníaco en el área de trabajo, las cuales surgen al menos de dos a tres veces al año. Dentro de la planta existe equipo de protección, el cual sin duda no es suficiente para cubrir a todo el personal en un momento crítico, además los filtros de las máscaras no son recomendables al utilizarlos a concentraciones de amoníaco mayores al 3%. La fuga de amoníaco gaseoso no es tan dañina en sí, el problema lo presenta cuando el amoníaco reacciona con la humedad y da como resultado hidróxido de amonio. Es por ello que la humedad presente en garganta y los pulmones es suficiente para formar la cantidad de hidróxido de amonio en el sistema respiratorio que ocasione lesiones graves por irritación.

Otros problemas que presenta tener un sistema de refrigeración en un lugar cerrado, es el ruido y el calor generado por los compresores de amoníaco los cuales contribuyen a crear un ambiente poco agradable para desempeñar óptimamente los trabajos asignados.

VI. METODOLOGÍA

Para desarrollar el nuevo sistema de enfriamiento se analizó el sistema actual, con el fin de mantener las condiciones para enfriar la bebida terminada a 2°C. Los pasos a seguir durante el diseño fueron los siguientes:

1. Conocimiento del sistema actual de enfriamiento, se analizaron sus riesgos, ventajas - desventajas y condiciones de operación.
2. Análisis del sistema propuesto, se analizaron las ventajas sobre el sistema actual y sobre todo la posibilidad de minimizar los riesgos.
3. Capacidad del sistema y Formulación, se estableció una base con el fin de conocer la cantidad de bebida terminada a enfriar y a su vez, obtener las toneladas de refrigeración necesarias para bajar la temperatura a 2°C.
4. Evaporador, en esta etapa se calcularon los datos para determinar las dimensiones (área, largo de tubo, diámetro de concha, etc.) del intercambiador de concha y tubo para el sistema propuesto.
5. Válvula de expansión, en esta etapa se analizaron los tipos comunes y su funcionamiento, se seleccionó la válvula más simple que permita mantener el control del flujo refrigerante.
6. Tubería, Banco frío, aislante y bomba, si esta etapa se determinaron las dimensiones, capacidades y espesores para cubrir la demanda de frío según las condiciones del sistema propuesto.
7. Enfriador de bebida terminada, se calcularon las dimensiones del intercambiador para mantener al producto a una temperatura de 2°C.

VII. RESULTADOS

A. SISTEMA ACTUAL DE REFRIGERACIÓN

El sistema actual de refrigeración se encuentra ubicado dentro de la fábrica de refrescos carbonatados, como se muestra en el diagrama de flujo 2. Este sistema actual de refrigeración es un sistema que utiliza amoníaco como refrigerante y consta de: tanque separador, compresores, evaporador y condensador evaporativo.

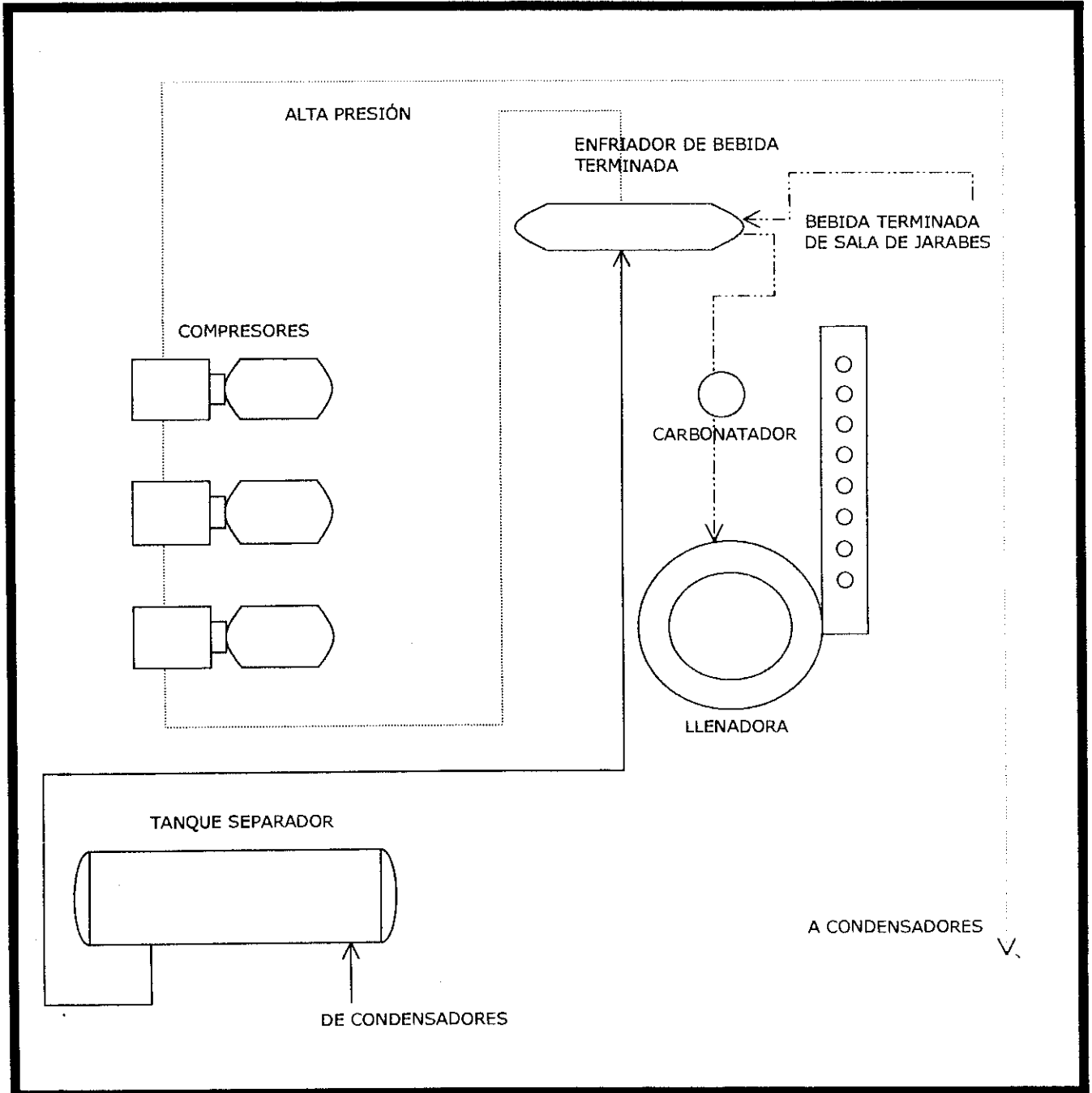
Como cualquier otro sistema de refrigeración cuenta con un lado de alta presión y uno de baja presión, de ambos lados se han detectado fugas durante el arranque o funcionamiento, siendo el de mayor riesgo al lado de alta presión por sus condiciones, 7bar. Este sistema permite enfriar la bebida terminada de 30°C a 2°C antes de pasar por el carbonatador. Luego ingresa a la llenadora, taponadora y por la faja transportadora se dirige hasta la paletizadora para ser almacenada en la bodega central. Para fines de cálculo se definió una base de 2,000 L/hr de bebida terminada. Debido a que se ha tomado en cuenta el riesgo que puede llegar a causar una fuga, en la fábrica se cuenta con:

Personal: 20 (operadores y ayudantes)

Seguridad industrial: 1 autocontenido, 5 mascarillas contra vapores orgánicos, 4 extractores y 2 salidas de emergencia.

DIAGRAMA DE FLUJO 2

Sistema actual de refrigeración



B. SISTEMA PROPUESTO DE REFRIGERACIÓN

Para minimizar los riesgos se propone un sistema que permita enfriar la bebida terminada a 2°C por medio de propilén glicol (refrigerante secundario) el cual a su vez será enfriado con amoníaco (refrigerante). El amoníaco utilizado será el del sistema de refrigeración que se encuentra ubicado en el área de sala de máquinas, con el fin de eliminar los riesgos y lograr centralizar el control, servicio y mantenimiento del equipo.

B.1. PROCESO EN LA FÁBRICA DE REFRESCOS CARBONATADOS

El proceso en la fábrica de refrescos carbonatados cuenta con el siguiente equipo, ver diagrama de flujo 3:

1. *Tanque mezclador*
2. *Filtro de tortas húmedas*
3. *Enfriador*
4. *Filtro prensa*
5. *Tanque almacenador*
6. *Tanque preparador en sala de jarabes*
7. *Enfriador*
8. *Inyección de CO₂*
9. *Llenadora*

Los ingredientes principales para la preparación de bebida terminada son: agua, azúcar, aditivos, preservantes y concentrado de sabor.

Primero se obtiene el jarabe simple, luego el jarabe terminado y finalmente la bebida terminada. Para la preparación del jarabe simple se procede de la siguiente forma: se debe preparar una solución de agua-azúcar a 60° Brix, para ello la alimentación al tanque mezclador se realiza en la parte superior con ayuda de: una tolva, en donde se descarga el azúcar; una entrada de agua tratada (dureza calcio 30-40 ppm, alcalinidad P < 2 y M < 40); un agitador y tubería para recirculación. El tanque mezclador se cuenta con una chaqueta y entrada de vapor para elevar la temperatura y facilitar la disolución de azúcar. La entrada de vapor se abre

a un tiempo tal que el jarabe no sobrepase los 80°C, debido a que provocaría la formación de caramelo la cual va acompañada de oscurecimiento de la mezcla.

El jarabe que se forma dentro del tanque mezclador se hace pasar por el filtro de tortas húmedas manteniéndolo en circulación

Una vez obtenido un jarabe cristalino en el filtro de tortas se abre el paso del mismo hacia el filtro prensa, por el cual se dará un filtrado final al jarabe y se obtendrá un jarabe libre de cualquier traza arrastrada.

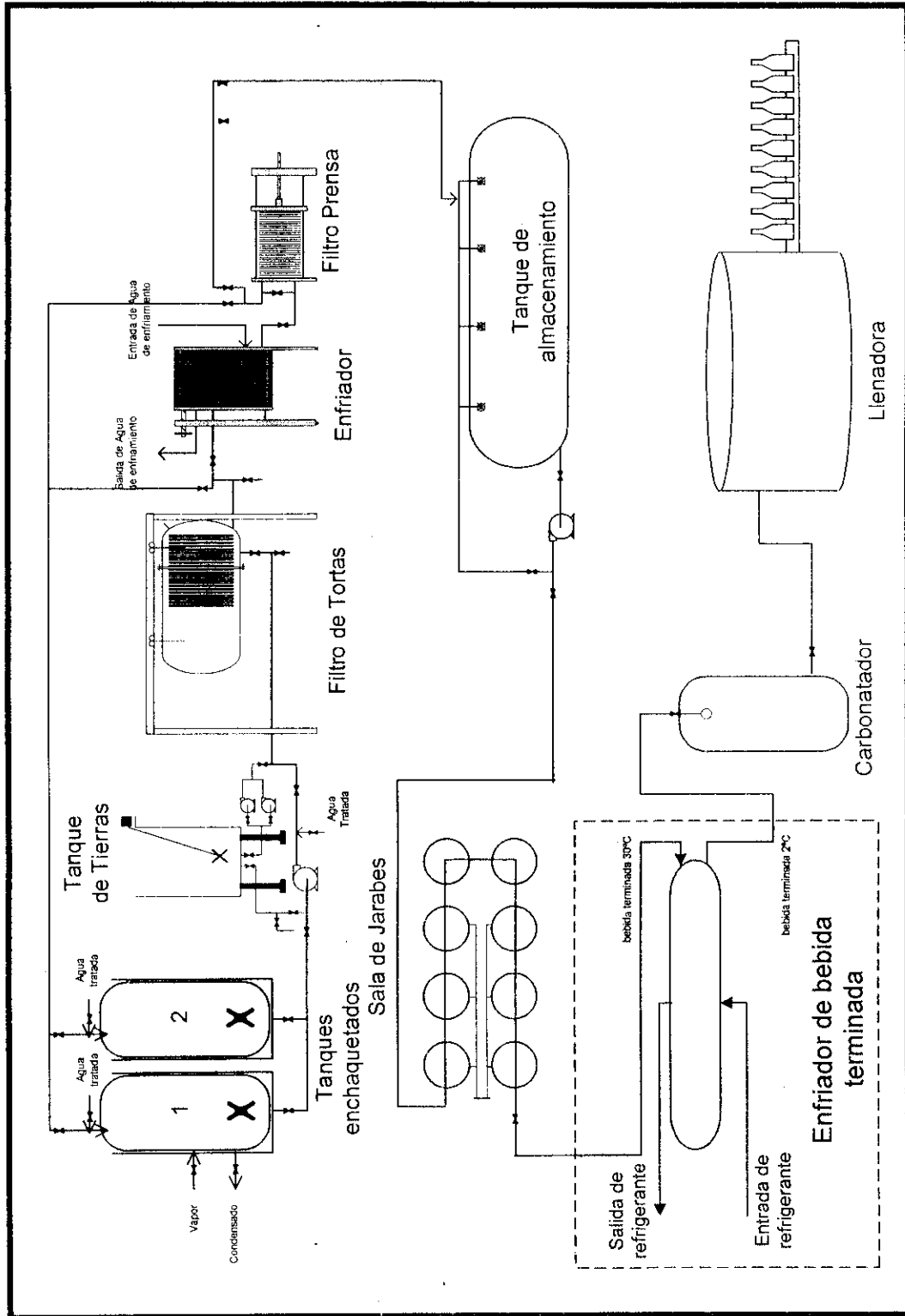
Terminada la recirculación de jarabe por el filtro prensa, se dirige el flujo de jarabe a un intercambiador de calor, para reducir la temperatura de 80°C a 25-30°, que utiliza agua para el enfriamiento.

El jarabe se transfiere directamente a la entrada del tanque almacenador de acero inoxidable se cuenta con una lámpara UV para asegurar la asepticidad del jarabe simple.

Este jarabe simple es utilizado como la base en la preparación del jarabe terminado. El jarabe terminado se prepara en la sala de jarabes, en donde se agregan los aditivos, preservantes y el concentrado de sabor para obtener la bebida terminada a los °Brix correspondientes según la formulación del refresco. Luego de preparado el jarabe terminado se diluye en una proporción de 1:5 con agua tratada para obtener la bebida terminada. Esta bebida terminada se enfría de 25-30°C a 2°C para lograr la óptima solubilidad del CO₂ antes de ingresar a la llenadora en donde se embotella y tapa.

DIAGRAMA DE FLUJO 3

Fabricación de bebidas carbonatadas



B.2. CÁLCULO DE LOS REQUERIMIENTOS DE REFRIGERACIÓN

a. CARGA DE ENFRIAMIENTO PARA LA BEBIDA TERMINADA

El **calor necesario para enfriar la bebida terminada** de 30°C a 2°C a un flujo de 2000 L/hr es el siguiente:

$$1. Q_{bt} = m \text{ cp } \Delta T \text{ (5)}_{(9)} \quad (\text{bt: bebida terminada, densidad relativa } 12^{\circ}\text{brix}=1.0484)$$

$$m_{bt} = 2000 \text{ L/hr} \times 1.0484 \text{ Kg/L} = 2096.8 \text{ Kg/hr}$$

$$cp_{bt} = cp_{\text{agua}} \times \% + cp_{\text{azúcar}} \times \%$$

$$= 1 \text{ cal/g}^{\circ}\text{C} \times 88\% + 0.299 \text{ cal/g}^{\circ}\text{C} \times 12\%$$

$$= 0.91 \text{ cal/g}^{\circ}\text{C} = 0.91 \text{ kcal/Kg}^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{bt} = 30 - 2 = 28^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{bt} = 2096.8 \text{ Kg/hr} \times 0.91 \text{ kcal/Kg}^{\circ}\text{C} \times 28^{\circ}\text{C} = \mathbf{53426.46 \text{ Kcal/h}}$$

Para obtener el **flujo del glicol** (gl) se procede de la siguiente forma:

$$Q_{bt} = Q_{gl} \text{ (6)}_{(9)}$$

$$m_{gl} \times Cp_{gl} \times \Delta T_{gl} = m_{bt} \times Cp_{bt} \times \Delta T_{bt}$$

$$m_{gl} = \frac{53426.46 \text{ Kcal/h}}{0.9480 \text{ Kcal/Kg}^{\circ}\text{C} \times 2^{\circ}\text{C}} = \mathbf{28178.51 \text{ Kg/hr}}$$

$$= 28178.51 \text{ Kg/hr} \times \text{L} / 1.01 \text{ Kg} = 27625.99 \text{ L/hr}$$

$$= 460.43 \text{ L/min} \quad (121.63 \text{ gal/min})$$

Con el flujo del glicol se procede a calcular su respectiva **carga de enfriamiento de la bebida terminada**:

Según los gráficas 4 y 5 las propiedades del glicol a utilizar son:

$$cp_{100\% \ 25^{\circ}\text{C}} = 2.26 \text{ kJ/Kg}^{\circ}\text{C}$$

$$\rho_{100\%} = 1.11$$

$$cp_{10\% \ 25^{\circ}\text{C}} = 3.98 \text{ kJ/Kg}^{\circ}\text{C}$$

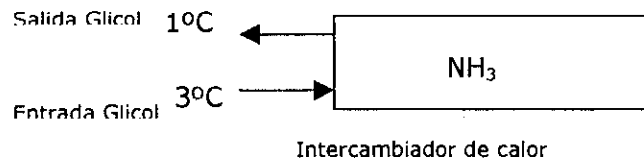
$$\rho_{10\%} = 1.01$$

El cálculo de la carga de enfriamiento es el siguiente:

$$\frac{460.43 \text{ L/min} \times 243 \text{ KJmin/hrL}^{\circ}\text{C} \times (3-(1))^{\circ}\text{C}}{12661.2 \text{ kJ/hr}} = 17.67 \text{ ton}$$

Nota: 243 KJmin/hrL^oC, es el factor de conversión para toneladas de refrigeración.

El glicol aporta 18 toneladas a la bebida terminada, las cuales obtiene del intercambio de calor con el amoníaco.



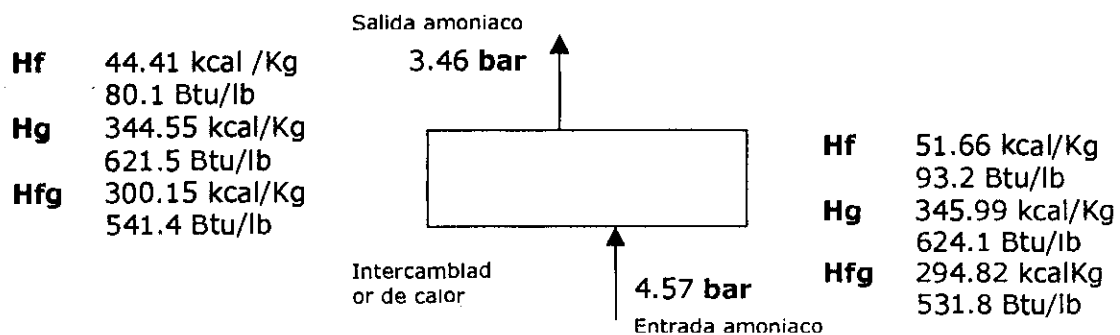
Para obtener el flujo de amoniaco necesario desde la sala de máquinas hasta el evaporador se toman en cuenta las siguientes propiedades:

Presión 4.5 bar (66.3 psig)
Temperatura 7°C (44.6°F)

Las condiciones de salida según las necesidades para enfriar el glicol a 1°C son las siguientes:

Presión 3.46 bar (50.2 psig)
Temperatura 1° (33.8°F)

Las propiedades de **Hf**, **Hg** y **Hfg**, se pueden observar de la tabla Asiendo las siguientes:



Con los datos anteriores se procede a calcular el efecto refrigerante (**qe**), de la siguiente forma:

$$q_e = \begin{array}{l} \text{Entalpía del vapor refrigerante} \\ \text{que sale del evaporador (H}_g\text{)} \end{array} - \begin{array}{l} \text{Entalpía del líquido} \\ \text{que llega al control (H}_f\text{)} \end{array} \quad (7)_{(5)}$$

$$q_e = 344.55 - 51.66 = \mathbf{292.89 \text{ kcal/Kg}}$$

$$621.5 - 92.3 = \mathbf{529.2 \text{ Btu/lb}}$$

La capacidad de cualquier sistema de refrigeración (Q_e) es la velocidad a la cual se puede efectuar la eliminación de calor del espacio refrigerado, este se puede expresar en J/Kg o bien en su equivalente fusión-hielo, toneladas de refrigeración.

$$\begin{aligned} \mathbf{1 \text{ tonelada}} &= 12,000 \text{ Btu/hr} \\ &= 3024.08 \text{ kcal/hr} \\ &= 12661.2 \text{ KJ/hr (3.517 kJ/s o kW)} \end{aligned}$$

$$Q_e = (m) (q_e) \quad (1)_{(5)}$$

$$Q_e = 18 \text{ ton} \times \frac{3024.08 \text{ Kcal/hr}}{1 \text{ ton}} = 54433.44 \text{ Kcal/h}$$

$$m = 54433.44 \text{ Kcal/hr} / 292.89 \text{ kcal/Kg} = \mathbf{185.85 \text{ Kg/hr}}$$

B.3. CÁLCULOS DEL DISEÑO PARA EL EQUIPO DEL SISTEMA PROPUESTO DE REFRIGERACIÓN.

a. VÁLVULA DE EXPANSIÓN

Para determinar la válvula de expansión se utilizó la gráfica 7 de la siguiente forma:

1. se localizaron 18 ton en el eje de $\frac{3}{4}$ de pulgada
2. se corrigieron las 18 ton por el factor de caída de presión 0.85, lo que resultó 21.17 ton.
3. Luego se trazó una vertical hasta intersectar la curva de $\frac{3}{4}$ de pulg.
4. sobre el eje vertical se determinaron las vueltas necesarias para que la válvula 204-EP de 18 ton = **1.75 vueltas (2)**

Caída de presión = $4.57 - 3.46 = 1.11$ bar (16 psi).

b. EVAPORADOR Y ENFRIADOR DE LA BEBIDA TERMINADA

b.1. EVAPORADOR

1. Con la siguiente ecuación se calculó el rango de transferencia de calor para el glicol.

$$Q_{gl} = m c_p \Delta T \quad (5)_{(9)}$$

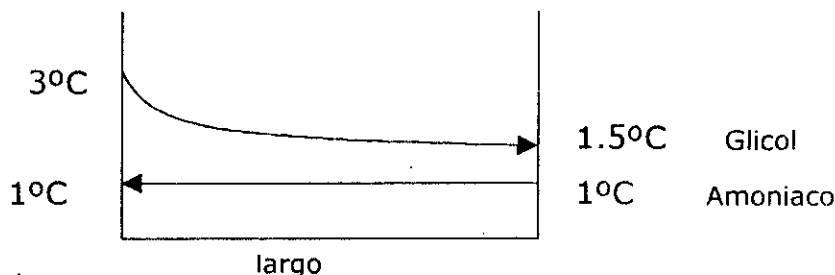
$$m = 28178.51 \text{ Kg/hr} = 469.64 \text{ Kg/min} = 7.83 \text{ Kg/s}$$

$$c_p = 0.9480 \text{ kcal/Kg}^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = 2^\circ\text{C}$$

$$Q_{gl} = 7.83 \times 0.9480 \times 2 = 14.84 \text{ kcal/s} = \mathbf{62.13 \text{ kW}}$$

2. Debido a que se trabaja un sistema a contracorriente, es necesario calcular la DTML (Diferencia de temperatura media logarítmica).



$$\Delta T_m = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (8)_{(8)}$$

$$\Delta T_1 = 2^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 0.5^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_m = 1.08^\circ\text{C}$$

3. Se determinaron el coeficiente global de transferencia de calor, basándose en el \varnothing_o , a partir de coeficientes individuales de transferencia de calor (h_o , h_i) y factores de ensuciamiento (R_o , R_i).

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{x}{kw} \frac{d_o}{dm} + \frac{1}{h_i} \frac{d_o}{d_i} + R_o + R_i \quad (9)_{(8)}$$

Aproximado:

$$h_o = 1500 \text{ W/m}^2\text{K (glicol)}$$

$$h_i = 1000 \text{ W/m}^2\text{K (amoniac)}_o$$

$$\text{Conductividad térmica del acero } 45 \text{ W/m}^\circ\text{C}_{(20)}$$

Aproximado:

$$R_o = 0.00002 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$R_i = 0.00005 \text{ m}^2\text{K/W}$$

Diámetros \varnothing : Debido a que se quiere mantener una velocidad de aproximadamente 2.13 m/s, lo que equivale al flujo de glicol de 460 L/min para un tubo rugoso, se seleccionó de la tabla H la tubería de 0.0762m (3 pulg), catalogo 40:

$$\frac{460 \text{ L/min}}{2.13 \text{ m/seg}} = 215.96 \text{ L/min por } 1\text{m/seg}$$

$$\varnothing_o = 0.08890 \text{ m}$$

$$\varnothing_i = 0.07793 \text{ m}$$

$$x = \varnothing_o - \varnothing_i = 0.01097\text{m}/2 = 0.005485\text{m}$$

$$K = 45 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$X/K = 0.0001219 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$d_m = \frac{(\varnothing_o - \varnothing_i)}{\ln(\varnothing_o / \varnothing_i)} \quad (10)_{(9)} = \frac{0.01097}{0.1317} = 0.0833 \text{ m}$$

$$\frac{1}{U_{oD}} = \frac{1}{1500} + 0.0001219 \times \frac{0.08890}{0.0833} + \frac{1}{1000} \times \frac{0.08890}{0.07793} + 0.00002 + 0.00005$$

$$\begin{aligned}
 &= 6.67 \times 10^{-4} + 1.30 \times 10^{-4} + 1.14 \times 10^{-3} + 2 \times 10^{-5} + 5 \times 10^{-5} \\
 &= 2.01 \times 10^{-3} \\
 U_{OD} &= 498.04 \text{ W/m}^2\text{°C}
 \end{aligned}$$

4. ÁREA

$$\begin{aligned}
 A_o &= q / U_o \Delta T_m \quad (11)_{(5)} \\
 &= 62130 \text{ W} / 498.04 \text{ W/m}^2\text{K} \times 1.08\text{°C} = 115.29 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

5. LONGITUD DE TUBO

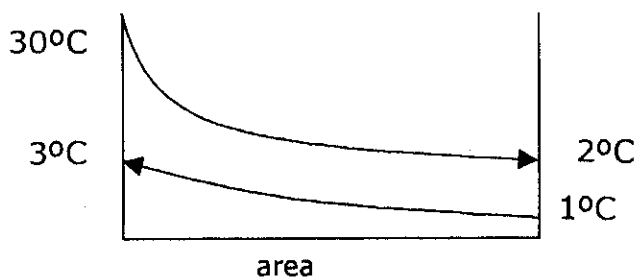
$$\begin{aligned}
 A_o &= \pi \varnothing_o L \quad (12)_{(5)} \\
 L &= A_o / \pi \varnothing_o \\
 &= 115.29 \text{ m}^2 / \pi \times 0.08890\text{m} = 412.81 \text{ m}
 \end{aligned}$$

b.2. ENFRIADOR DE BEBIDA TERMINADA

De igual forma que los cálculos anteriores, se obtienen las dimensiones mínimas para el intercambiador de bebida terminada.

$$\begin{aligned}
 1. \quad Q_{bt} &= 2096.8 \text{ Kg/h} \times 0.91 \text{ kcal/Kg}^\circ\text{C} \times 28^\circ\text{C} = \mathbf{53426.46 \text{ Kcal/h}} \\
 &= \mathbf{14.84 \text{ Kcal/seg} = 62.13 \text{ kW}}
 \end{aligned}$$

2. LMTD



$$\Delta T_m = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (8)_{(8)}$$

$$\begin{aligned}
 \Delta T_1 &= 27^\circ\text{C} \\
 \Delta T_2 &= 1^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

$$\Delta T_m = 7.89^\circ\text{C}$$

3. COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR (basado en \varnothing_o)

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{x}{k_w} \frac{d_o}{d_m} + \frac{1}{h_i} \frac{d_o}{d_i} + R_o + R_i \quad (9)_{(8)}$$

Aproximado:

$$h_o = 1700 \text{ W/m}^2\text{K (bebida terminada)}$$

$$h_i = 1500 \text{ W/m}^2\text{K (glicol)}$$

$$\text{Conductividad térmica del hierro } 45 \text{ W/m}^\circ\text{C} \quad (20)$$

Aproximado:

$$R_o = 0.00004 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$R_i = 0.00002 \text{ m}^2\text{K/W}$$

Diámetros \varnothing : Debido a que la velocidad de 2.13 m/s es una buena velocidad para un fluido dentro de una tubería, se utilizó de igual forma para el flujo de bebida terminada, 33.33 L/min. Por lo que se seleccionó de la tabla H la tubería de 0.01905m (3/4 pulg), catalogo 40:

$$\frac{33.33 \text{ L/min}}{2.13 \text{ m/seg}} = 15.65 \text{ L/min por } 1\text{m/seg}$$

$$\varnothing_o = 0.02667 \text{ m}$$

$$\varnothing_i = 0.02093 \text{ m}$$

$$x = \varnothing_o - \varnothing_i = 0.0057\text{m}/2 = 0.00287\text{m}$$

$$K = 45 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$X/K = 0.000079 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$d_m = \frac{(\varnothing_o - \varnothing_i)}{\ln(\varnothing_o / \varnothing_i)} \quad (10)_{(9)} = \frac{0.0057}{0.2424} = 0.02368 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{U_{OD}} &= \frac{1}{1700} + 0.000064 \times \frac{0.02667}{0.02368} + \frac{1}{1500} \times \frac{0.02667}{0.02093} + 0.00004 + 0.00002 \\ &= 5.88 \times 10^{-4} + 7.21 \times 10^{-5} + 8.49 \times 10^{-4} + 4 \times 10^{-5} + 2 \times 10^{-5} \\ &= 1.56 \times 10^{-3} \\ U_{OD} &= 637.11 \text{ W/m}^2\text{C} \end{aligned}$$

4. ÁREA

$$A_o = q / U_o \Delta T_m \quad (11)_{(5)}$$

$$= 62130 \text{ W} / 637.11 \text{ W/m}^2\text{K} \times 7.89^\circ\text{C} = 12.36 \text{ m}^2$$

5. LONGITUD DE TUBO

$$A_o = \pi \varnothing_o L \quad (12)_{(5)}$$

$$L = A_o / \pi \varnothing_o$$

$$= 12.36 \text{ m}^2 / \pi \times 0.02667 \text{ m} = 147.54 \text{ m}$$

c. TUBERÍA, BOMBA, AISLANTE Y BANCO FRÍO

A. Para determinar el **tamaño de la tubería** a utilizar, se tomó en cuenta lo siguiente: es un sistema cerrado, se utilizó una base de 50 m de tubería y flujo de glicol de 460 L/min (121 gal/min).

Se tomaron los datos de la gráfica 2 (tubo muy rugoso) y los resultados fueron:

TABLA 1

DIAMETRO DEL TUBO		VELOCIDAD		PÉRDIDA DE FRICCIÓN POR 100 PIES			
cm	Pulgadas	m/seg	pies/seg	bar	lb/plg2	m H2O	pies H2O
5.08	2	3.35	11	1.17	17	11.97	30.27
6.35	2 ½	2.13	7	0.41	6	4.22	13.86
7.62	3	1.62	5.3	0.17	2.5	1.76	5.78
8.89	3 ½	1.22	4	0.086	1.25	0.88	2.89
10.16	4	0.91	3	0.041	0.6	0.42	1.39
12.7	5	0.61	2	0.015	0.22	0.15	0.51

Los datos anteriores son de resistencia de flujo de agua, para corregir los valores se utiliza la tabla G, para propilén glicol (factor 1.14). Los resultados son:

TABLA 2

TAMAÑO DEL TUBO		VELOCIDAD		CORRECCIÓN DE PÉRDIDA DE FRICCIÓN POR 100 PIE			
cm	Pulgadas	m/seg	pie/seg	Bar	lb/plg ²	m H ₂ O	pie H ₂ O
5.08	2	3.35	11	1.340	19.380	13.65	44.77
6.35	2 1/2	2.13	7	0.470	6.840	4.82	15.8
7.62	3	1.62	5.3	0.200	2.850	2	6.58
8.89	3 1/2	1.22	4	0.098	1.425	1	3.29
10.16	4	0.91	3	0.047	0.684	0.48	1.58
12.7	5	0.61	2	0.017	0.251	0.18	0.58

B Para determinar la **carga de bombeo** se procedió de la siguiente forma: En base al diagrama de flujo 4 y a la tabla F, se calculó la longitud equivalente del tubo.

$$\begin{aligned}
 & \text{Tubo recto} && = 50\text{m (164 pie)} \\
 & 6 \text{ válvulas de compuerta } 6.35\text{m (2 1/2 pulg)} \\
 & \quad \times 1.4 && = 2.56\text{m (8.4 pie)} \\
 & 11 \text{ codos estándar } 90^\circ 6.35\text{m (2 1/2 pulg)} \\
 & \quad \times 6.5 && = 21.79\text{m (71.5pie)} \\
 & 2 T \text{ normal } 6.35\text{m (2 1/2 pulg)} \times 14 && = 8.53\text{m (28pie)} \\
 & && \text{total= } \mathbf{82.89\text{m (271.94pie)}}
 \end{aligned}$$

Con la ecuación (3) y el valor de carga de fricción presentado en la tabla 2 de resultados para la tubería 6.35cm de diámetro se obtiene:

$$\text{Pérdida total de presión} = \frac{82.89}{30.48} \times 0.47 \text{ bar} = \mathbf{1.28\text{bar (18.54 lb/pulg}^2\text{)}}$$

Se convierte a metros (pie) de H₂O:

$$\text{Carga total de bombeo} = \mathbf{13.05 \text{ metros de H}_2\text{O (42.82pie de H}_2\text{O)}$$

C. Para determinar **la potencia de la bomba** se utiliza la ecuación (4) de la siguiente manera:

$$\begin{aligned}
 V &= 7.75 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{seg (flujo de glicol :28.178.51 Kg/hr)} \\
 \rho &= 1.01 \text{ Kg/m}^3 \\
 g &= 9.8\text{m/seg}^2 \\
 ht &= 13.05 \text{ m} \\
 \eta &= 70 \%
 \end{aligned}$$

$$P = \frac{7.75 \times 10^{-3} \times 1010 \times 9.8 \times 13.05}{0.7} = \mathbf{1430.08 \text{ W (1.91 HP)}}$$

D. Para determinar el **espesor del aislante** que mantenga las condiciones del glicol antes (1°C) y después (3°C) del enfriador de bebida terminada, se utiliza el nomograma de la gráfica 6:

H.R.promedio = 90%

Temperatura aire promedio= 25°C (77°F)

Temperatura de superficie fría= 1°C (33.8°F)

A partir de estos datos, se traza un punto en la parte superior: Temperatura de la superficie fría (cold surface temperature, °F) a 33.8 °F, luego se traza otro punto en la parte inferior: Temperatura del aire (air temperature, °F). Estos dos puntos se conectan por medio de una línea. Del punto trazado en la parte inferior, se traza una línea vertical hasta donde interseca la curva de humedad relativa (90%). Se localiza un punto sobre la curva, el cual se prolonga hasta llevarlo a humedad 100% y se traza, desde este nuevo punto, una línea vertical hacia la parte inferior de modo que interseca la primer línea trazada (línea que va de 33.8°F a 77°F). Desde el punto de intersección se localiza sobre el eje izquierdo para obtener el espesor de aislamiento.

Espesor antes del enfriador = 0.0381 m (1 ½ pulgadas)

Para el cálculo del espesor de aislante en la tubería a la salida del enfriador se utilizan las siguientes condiciones:

H.R.promedio = 90%

Temperatura aire promedio= 25°C (77°F)

Temperatura de superficie fría= 3°C (26.6°F)

Al utilizar la gráfica 6 y el procedimiento anterior, varía únicamente la temperatura de superficie fría se tiene el siguiente resultado:

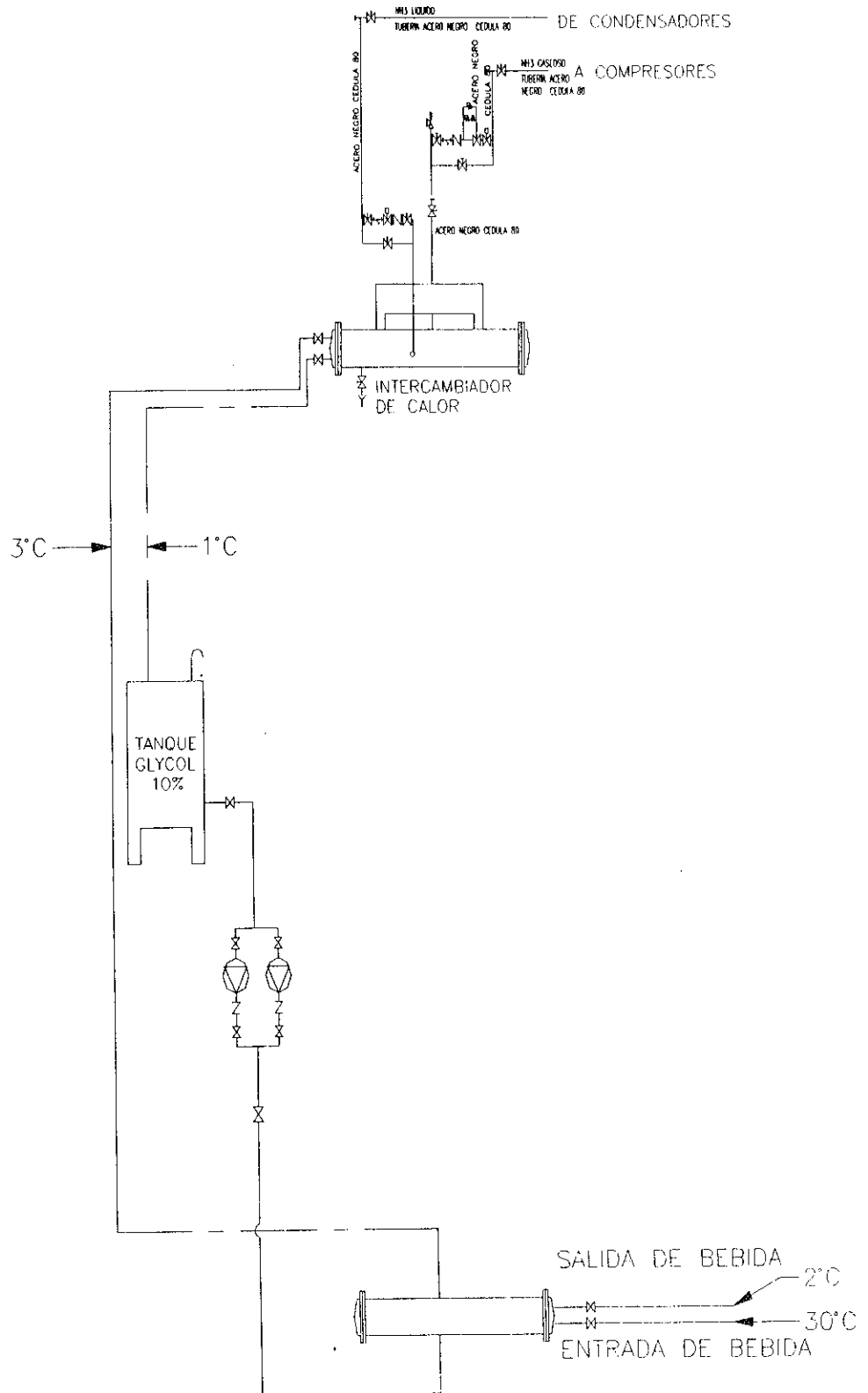
Espesor después del enfriador = 0.0381 m (1 1/2 pulgadas)

E. Para determinar la **pérdida de calor por metro** de tubería se tomó en cuenta la siguiente fórmula:

$$Q/L \text{ (Btu/hr, pie)} = \frac{(t_1 - t_2)}{(x/k(\pi d_m)) + (1/10(\pi \phi_o))}$$

DIAGRAMA DE FLUJO 4

Sistema propuesto para enfriamiento de bebida terminada



VI. DISCUSIÓN

El sistema de refrigeración actual para enfriar bebida terminada a 2°C, es un sistema de compresión-vapor que utiliza amoníaco como refrigerante. El amoníaco posee un efecto refrigerante superior al de otros refrigerantes comunes, ver tabla E, por lo que es fácilmente utilizado al momento de diseñar un sistema de refrigeración. Sin embargo tiene una desventaja, es tóxico a concentraciones mayores a 3% en el ambiente. El amoníaco al tener contacto con agua tiende a formar hidróxido de amonio, lo que lo hace sumamente peligroso, por el hecho de que la humedad en la garganta y los pulmones es suficiente como para formar este compuesto y causar problemas de irritación.

Dentro del salón de embotellado se cuenta con 20 personas, las cuales son responsables de la operación y mantenimiento de la maquinaria y equipo. Durante el año se presentan de 2 a 3 fugas de amoníaco, en su mayoría se originan del lado de alta presión. Se cuenta con equipo de seguridad industrial, sin embargo las mascarillas logran proteger concentraciones por debajo del 3% y arriba de este límite se percibe el olor característico del amoníaco, por lo que una lenta evacuación en el área por parte del personal puede resultar fatal.

La bebida terminada se debe enfriar a 2°C debido a que a estas condiciones la solubilidad del CO₂ es máxima, logrando de esta manera una carbonatación de 2.2-2.4%(v/v), la cual es requerida según la formulación. El sistema propuesto para enfriar la bebida terminada, presenta la alternativa de un enfriamiento a la temperatura deseada sin fugas dañinas al personal operativo.

El diseño propuesto toma en cuenta un refrigerante secundario el cual al entrar en contacto con el amoníaco se enfría a 1°C, permitiendo bajar la temperatura de la bebida terminada de 30°C a 2°C.

El refrigerante secundario que se utiliza es una solución de propilén glicol al 10% en peso. Se debe preparar al 10% debido a que según sus

propiedades (ver tabla C), llega a congelarse a una temperatura de $-3.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ lo que permite tener $4.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ de diferencia antes que se congele la solución en la tubería y equipo por algún problema operativo. Según las tablas A y B se observa que el propilén glicol tiene las mismas propiedades de inflamabilidad, corrosividad y volatilidad, que posee el etilén glicol, sin embargo el propilén glicol no se considera tóxico y es recomendado para la industria alimenticia, es por ello que se seleccionó como el refrigerante secundario en el sistema propuesto para enfriamiento de bebida terminada, por encima de las demás salmueras.

A partir de la selección del refrigerante secundario se procedió a realizar los cálculos para adecuar el sistema actual al propuesto. Como se muestra en el diagrama de flujo 4, el sistema se encuentra compuesto de: la válvula de expansión, el evaporador, un banco frío, una bomba y el enfriador de bebida terminada.

Para determinar el tipo de la válvula de expansión se utilizó la gráfica 7, en la cual se seleccionó la válvula 204 E-P que cumple con las 18 toneladas de refrigeración para enfriar el glicol de 3°C a 1°C . La válvula seleccionada es una válvula de expansión manual, la cual presenta un diseño simple, fabricada en acero inoxidable y calibrada para dar las toneladas de refrigeración según las vueltas de abertura. Esta válvula soporta una caída de presión de 1.11 bar, la cual se ajusta para nuestro diseño al dividir por el factor de caída de presión 0.85, lo que da 21 toneladas. Para obtener estas 21 toneladas de refrigeración en el sistema propuesto se deben dar 2 vueltas aproximadamente. Existen otros tipos de válvulas de expansión, como la válvula automática, la cual se gradúa por medio de un tornillo, el cual a su vez ajusta un resorte que permite la entrada según las toneladas de refrigeración requeridas. También otro tipo de válvula importante es la termostática, la cual cuenta con un compensador de temperatura (bulbo térmico), el cual según la temperatura de sobrecalentamiento (medida interna o externamente) permite la apertura o cierre de la válvula para cubrir la demanda de frío.

Para determinar las dimensiones mínimas para el Evaporador, se tomó en cuenta el flujo de glicol, 460 L/min. A partir de ésto se seleccionó la tubería que mejor soportara las condiciones de operación, es decir una velocidad promedio de 2.13m/seg. De acuerdo con la tabla H, se observa que para una tubería de diámetro 0.0762m catalogo 40, soporta un flujo de 286.2L/min a una velocidad de 1m/seg, mayor que 215.96 L/min que corresponde a las características del evaporador propuesto. Con el tamaño de tubería se procedió a calcular el U_{OD} , el cual se basa en los coeficientes individuales de transferencia de calor y los factores de ensuciamiento. De acuerdo con Rainbow et al. (1983), estos factores se pueden aproximar dentro del rango: para amoniaco 1000 - 2500 W/m²°C y para agua fría o refrigerantes de baja viscosidad 1500 - 12000 W/m²°C. El U_{OD} para el evaporador fue de 498.04 W/m²°C, con lo que se obtiene un área de 115.29 m² y una longitud del tubo de 412.81m. Se debe tomar en cuenta que las condiciones del amoniaco, 4.57 bar a la entrada y 3.46 bar a la salida, se obtuvieron según la capacidad de la sala de máquinas de la fábrica, es decir, sin interferir con las condiciones de los demás procesos, únicamente aumentando capacidades (debido a que para cada 2000L/hr de bebida terminada se necesitan 18 ton de refrigeración), la sala de máquinas entrega y recibe a las mismas condiciones en que trabajan otros evaporadores.

Los cálculos para el enfriador de bebida terminada, se llevaron a cabo de la misma forma que para el evaporador, al variar el diámetro de tubería 0.01904 m, un $U_{OD} = 637.11$ W/m²°C (con coeficiente de transferencia individual según Rainbow et al.(1983), de 1700 W/m²°C para bebida terminada). El área obtenida fue de 12.36 m² y una longitud de tubo de 147.54 m. Los factores de ensuciamiento se pueden determinar por medio del coeficiente global de transferencia de calor cuando el intercambiador esté limpio y cuando haya operado por un tiempo determinado. Para no obviarlo en este caso, según Rainbow et al. (1983), se puede aproximar

para amoníaco de 3 a 5×10^{-5} m²°C/W, para agua fría y refrigerantes de baja viscosidad de 2 a 4×10^{-5} m²°C/W. Según McCabe et al. (1991), se tiene que para líquidos industriales ordinarios el intervalo se encuentra comprendido entre 2×10^{-3} a 8×10^{-5} m²°C/W. Normalmente los factores de ensuciamiento se toman como valores que proporcionan un factor de seguridad para el diseño.

El tamaño de los intercambiadores (largo, diámetro de la concha, arreglo de los tubos, número de tubos, etc.) dependerá del lugar de donde se ubique. Una vez se tenga establecido, se procede a seleccionar el tipo de intercambiador de concha y tubo según catálogos de los proveedores o bien acondicionar los equipos de segunda que se tienen en la fábrica.

Para seleccionar el tamaño de tubería se tomó como base 50 metros de longitud y un flujo de 460 L/min. A partir de la Gráfica 2 (tubo muy rugoso) y con un factor de corrección de 1.14 para el propilén glicol (ver tabla G), se obtuvo que una tubería de 6.35 cm de diámetro, proporciona una velocidad de 2.13 m/seg y una carga de fricción de 0.470 bar (4.82 m de H₂O), y para una tubería de 7.62 cm de diámetro se obtuvo una velocidad de 1.62 m/seg y una carga de fricción de 0.200 bar (2 m de H₂O). La velocidad de un fluido, en promedio, deberá oscilar entre 1.524 – 2.45 m/seg, para evitar desgaste de la pared, es por ello que se seleccionó la tubería de 6.35 cm, aunque la carga de fricción sea mayor, la diferencia 0.270 bar es mínima comparado con el costo resultante al cambiar a una tubería de 7.62 cm de diámetro. Donde sí es apreciable y justificable el cambio de tubería es de 5.08 cm a 6.35 cm de diámetro ya que la diferencia de presión es de 1.340 bar y con una velocidad de 3.35 m/seg. Debido a la baja corrosividad que presenta el propilén glicol el material de construcción de la tubería puede ir desde acero al carbón cédula 40 hasta acero inoxidable 316.

La industria refrigerante recomienda utilizar una bomba centrífuga. Las bombas centrífugas se desempeñan bien en el manejo de fluidos de baja viscosidad (2 centipoises, ver gráfica 8) y bajo punto de ebullición. Para

determinar el requerimiento de potencia de la bomba a utilizar, se calculó la carga total de bombeo. Con ayuda del Diagrama de flujo 4 y la tabla F, se determinó la longitud equivalente del tubo, siendo de 82.89 metros. Con la ecuación (3) y el valor de carga de fricción para la tubería de 6.35 cm de diámetro (ver tabla 2 de resultados) se tiene una pérdida total de presión de 1.28 bar lo cual representa una carga total de bombeo de 13.05 metros de H₂O. En el cálculo de la carga total de bombeo no se toma en cuenta la carga estática sobre la bomba debido a que el sistema propuesto es un sistema cerrado, lo que significa que el fluido en un lado de las tuberías balanceará exactamente al fluido que se tiene en las tuberías del otro lado. A partir de este dato y la ecuación 4, se obtiene una potencia de 1430 W (1.91HP), utilizando una eficiencia de 70% para bomba (regla gruesa para el rango de eficiencias: 60-80%), esta eficiencia depende del tipo de bomba que el proveedor ofrezca (marca, tamaño y materiales de construcción). Se debe tomar en cuenta que a la carga de fricción no se le agregó la pérdida de presión por parte de los 2 enfriadores, debido a que éstos dependen las características del equipo, las cuales se obtienen por parte del proveedor, sin embargo un aproximado oscilará entre 5 a 9 metros de agua para las condiciones del equipo, con lo que se tendría una potencia máxima de 3403 W (4.5HP) y por fines prácticos se consigue de 5 HP. En el diagrama de flujo 4, se observan 2 bombas, la finalidad de tener 2 es para evitar atraso en la producción durante un mantenimiento correctivo o preventivo. Como ejemplo en la compra de una bomba se presenta la gráfica 9, la cual permite determinar el tipo de bomba según las necesidades, por lo que para una carga de 13 metros (42 pies) y un flujo de 460L/min (121 gal/min), se tiene el modelo 1531-29. Se debe tomar en cuenta que este modelo es la bomba más pequeña que se puede utilizar y según la gráfica 9 a una carga de bombeo de 13 metros la bomba entregará aproximadamente 492L/min, la diferencia son 32L/min, depende qué tanto afecte al proceso se puede estrangular la bomba (hasta una carga de bombeo de 13.72 m) con una

válvula de globo instalada en el lado de la descarga. (La bomba nunca deberá ser estrangulada en el lado de la succión)

Debido a que a la tubería y al banco frío los rodea la temperatura ambiente, es necesario colocar un aislante que evite la transferencia de calor al glicol que se encuentra a 1°C (antes de entrar al enfriador de bebida terminada), o bien al glicol que sale del enfriador a 3°C. Para ello se utilizó la gráfica 6, que presenta un nomograma proporcionado por la HPAC, para el cálculo del espesor de aislante (con una $k_{32} = 0.035$ kcal/hm°C). El espesor de aislante a utilizar es de 3.81 cm para condiciones extremas de 90% de H.R. y 25°C de temperatura del aire, y con una temperatura de 1°C en la superficie de la tubería y el banco frío. Para la tubería de regreso de glicol (a la salida del enfriador), el espesor de aislante recomendado es de 3.81cm. Para la temperatura de salida del glicol se necesita que se mantenga y a la vez que sea la menor posible, es decir un ΔT mínimo; para que la energía ganada como consecuencia del equilibrio entre el ambiente y que el sistema sea nulo (por el aislante) o bien el mínimo. Se calculó la pérdida de calor por metro de tubería, siendo 6.92 Kcal/h, con lo que el fluido de glicol pierda 1°C, se necesitarían 1551.86 m, por lo cual se desprecia el cambio de temperatura en las tuberías. En la gráfica 3 se observa la conductividad térmica, k , para diferentes aislantes. Dentro del rango de temperatura de trabajo y con la conductividad aproximada a 0.035 kcal/hm°C se tiene a la lana mineral o bien la fibra de vidrio. Sin embargo se puede utilizar desde poliestireno hasta poliuretano, variando el espesor y tomando en cuenta el costo del aislante.

Debido a que se necesita un banco frío para poder cubrir la demanda de glicol, se calculó que por cada 10 minutos se necesitan 4 m³, por lo que para media hora de trabajo se necesitaría como mínimo 12m³ de glicol.

IX. CONCLUSIONES

1. Se diseñó un sistema de enfriamiento para bebida terminada a un flujo de 2000L/hr como base, con una reducción de temperatura de 30°C a 2°C para garantizar la solubilidad del CO₂ (2.2 a 2.4 % en volumen) en el refresco carbonatado.
2. Se seleccionó el propilén glicol al 10% en peso como refrigerante secundario, debido a que es el apropiado para la industria de alimentos.
3. La carga de enfriamiento para la bebida terminada es de 18 toneladas con un flujo de glicol de 460L/min.
4. Se seleccionó la válvula de expansión manual 204E-P, la cual cumple con el requerimiento de 18 toneladas de refrigeración y una caída de presión de 1.11 bar (16 psi).
5. Las propiedades del amoniaco (recibidas de sala de máquinas) con las que se trabajó fueron: 4.57 bar a la entrada y 3.46 bar a la salida, se logró un efecto refrigerante de 292.89 kcal/Kg para una temperatura dentro del evaporador de 1°C.
6. Las áreas de transferencia de calor para los intercambiadores de concha y tubo fueron: 115 m² y 12 m², para el evaporador y el enfriador de bebida terminada respectivamente.
7. Se tomó como base 50 metros de tubería de rugosa con un diámetro de 6.35 cm (2 ½ pulgadas), el cual permite una velocidad promedio de 2.13 m/seg.
8. Debido a que el sistema propuesto es cerrado se calculó una carga total de bombeo únicamente en base a la carga de fricción, siendo el resultado de 13 metros de H₂O.
9. Se seleccionó la bomba modelo 1531-29, la cual a la carga de bombeo de 13 metros de H₂O entrega 492 L/min.
10. A condiciones extremas H.R. 90% y 25°C se necesita un espesor de 3.81 cm en la tubería de entrada del enfriador y en el banco frío, y de igual forma para la tubería de salida, con el fin de mantener las condiciones del sistema a 1°C y 3°C respectivamente.

11. Por cada 10 minutos de funcionamiento del sistema se necesitan 4m^3 de refrigerante.
12. Con un sistema de enfriamiento que utilice propilén glicol como refrigerante secundario, se reducen los riesgos de intoxicación con amoníaco por parte del personal operativo.

X. RECOMENDACIONES

1. Para poder llevar a cabo la instalación del sistema propuesto, la fábrica de bebidas carbonatadas deberá evaluar su producción con el fin de poder determinar las capacidades de los equipos a utilizar.
2. La rentabilidad de la fábrica con el sistema propuesto se traduce a una eliminación de los riesgos de intoxicación y a la centralización de sus servicios. Evidentemente es necesario un estudio económico y financiero para el cambio que se propone, al evaluar de esta manera la ventaja económica del sistema.
3. Antes de la compra de equipo nuevo, se deberán considerar las condiciones del equipo actual o bien las condiciones del equipo de segunda que se posee en la fábrica.
4. La educación del personal sobre el manejo y uso de refrigerantes (amoníaco y glicol) es de suma importancia para minimizar los riesgos.

XI. BIBLIOGRAFIA

1. Perry, Robert H. & Don W. Green. 1997. Chemical Engineer's Handbook. McGraw-Hill. 7ª. Edición, New York.
2. Perry, R. et al. 1992. Manual del ingeniero químico. McGraw-Hill. 6ª. Edición, México, D.F.
3. Smith, J.M. & H.C. Van Ness. 1994. Introducción a la termodinámica en la Ingeniería Química. McGraw-Hill, 4ª. Edición, México.
4. Treybal, Robert E. 1996. Mass - transfer Operations. Mc Graw-Hill. 3ª. Edición Estados Unidos de América.
5. Dossat, R. 1997. Principios de refrigeración. CECOSA. México.
6. Burkhardt. Residential And Comercial Air Condition. Mc.Graw Hill
7. Jennings-Lewis. Aire Acondicionado Y Refrigeración. Cecsca
8. J. Alarcon Creus, Marcombo Tratado Práctico De Refrigeración.
9. Donald Q. Kern. Procesos De Transferencia De Calor. Cecsca
10. Eduardo Hernandez Goribar. Fundamentos De Aire Acondicionado Y Refrigeración. Limusa
11. Eduard G. Pita. Principios Y Sistemas De Refrigeración.
12. Ari. Refrigeración Y Aire Acondicionado (Ari). Prentice Hall
13. Zapata, J. 1966. Manual práctico de bebidas para la industria de refrescos. Editorial Abeja. México, D.F.
14. McGraw-Hill. Equipos industriales. Tomo 1. McGraw-Hill. México. 1988.
15. ASHRAE Data Book. Equipment Volume. Edición 1975.

16. ASRE Data Book, edición 1957- 1958.
17. Vilter Manufacturing Corporation. Bulletin number F-5. Printed in U.S.A.
18. Gilbo, C. Sweat Control, nomograph speeds insulation thickness calculations. HPAC, june, 1979.
19. Perry, P.1976. Engineering Manual, 3ª ed., McGraw-Hill N.Y.
20. McCabe, W., et. al. 1991. Operaciones básicas de ingeniería química. McGraw-Hill/Interamericana de España S.A. Madrid, España.
21. Rainbow, C. Et. al. 1983. Brewing science & Technology. The Institute of Brewing. London, England.

XII. ANEXOS

GLOSARIO

°BRIX Medición utilizada para determinar la concentración de azúcar en una solución, se define como gr de sólidos en 100 gr de solución.

CALOR Es una forma de energía. Todas las sustancias están formadas por átomos los cuales se combinan para formar moléculas. Todos los átomos están en estado de rápido movimiento. Cuando la temperatura se incrementa, los átomos se mueven más rápidamente. Cuando la temperatura decrece, se mueven más lentamente. Si todo el calor se suprime de una sustancia (cero absoluto), todos los movimientos moleculares se detienen. La mayoría de las sustancias cambian en su estado físico cuando se les agrega o se les quita calor. Por ejemplo, el agua se convierte en hielo a una temperatura de 0 grados centígrados (y a una presión atmosférica a nivel del mar). Al Agregar calor al hielo, cambiará a agua (líquida), y si se continúa con calor se transformará en vapor. Los principios básicos del ciclo mecánico de refrigeración hacen uso de este principio.

CALOR ESPECÍFICO El calor específico de una sustancia es la cantidad de calor agregado o liberado para que se produzca un cambio en su temperatura de un grado centígrado por cada kilogramo de ella o en otro sistema de unidades, la cantidad de calor agregado o cedido para cambiar la temperatura de un kilogramo de una sustancia 1 grado centígrado. Para el caso del agua este valor es de 1 kCal/kg°. Para cuantificar la cantidad de calor recibido o emitido por una sustancia cuando se modifica su temperatura se utiliza la siguiente ecuación:

$$Q = m C_p (T_2 - T_1) \text{ (5)}_{(9)}$$

Donde: Q = calor cedido o agregado (en kCal ó BTU) m = cantidad de material (en kg ó libras). Cp = calor específico (en kCal/kg°C ó en

BTU/lb°F). T2 = temperatura final (°C o °F). TI = temperatura inicial (°C o °F).

CALOR LATENTE Es el calor que trae consigo un cambio de estado sin un cambio en la temperatura. Cuando una sustancia pasa desde su forma líquida a vapor como ocurre durante el ciclo de refrigeración, su habilidad para absorber calor es muy alta. Este principio es muy útil en la operación de un refrigerador.

CALOR SENSIBLE Se define como el calor que provoca un cambio en la temperatura de la sustancia.

CARGA TOTAL La carga total (ht) de un fluido cualquiera es la suma de las cargas estática (hs) y de velocidad (hv) del fluido, o sea, $ht = hs + hv$.
(14) (5)

CARGA ESTÁTICA La carga estática de un líquido cualquiera está expresada como la altura en metros (pies) de una columna gravitacional de dicho líquido la cual se necesitaría para producir una presión en la base igual a la presión estática del líquido. O sea, la carga en pies de una columna de líquido equivalente a la presión estática del líquido se le llama la carga estática del líquido.

CARGA DE VELOCIDAD La carga en pies de una columna de un líquido equivalente a la presión de velocidad del líquido, se conoce como la carga de velocidad del líquido.

CONDENSACIÓN las moléculas en estado gaseoso pierden el calor y caen de nuevo al líquido.

DENSIDAD La densidad de un cuerpo es el número que representa el peso, en gramos, de un centímetro cúbico de ese cuerpo.

EBULLICIÓN DE UN RECIPIENTE ABIERTO toma lugar cuando la presión de vapor es igual a mayor que la presión externa, forma burbuja.

ENTALPÍA Es la medida del contenido de calor de una sustancia.

ESTADO GASEOSO las moléculas se independizan de su atracción mutua. Su viaje se limita solamente por las colisiones con otras moléculas o con las paredes.

ESTADO LÍQUIDO el movimiento molecular y la atracción están acomodados en balance. La tensión superficial de los líquidos es un resultado de la atracción molecular.

ESTADO SÓLIDO moléculas que están libres para moverse pero éstas conservan un modelo fijo por enlaces de mutua atracción para formar cristales. Al agregar calor se mueven más rápidamente.

EVAPORACIÓN al calentar el líquido, algunas moléculas se mueven bastante para romper la tensión superficial, contra la atracción de moléculas en el líquido para llegar a ser gas. Al escapar, las moléculas toman energía (calor latente), esta puede enfriar al líquido.

EVAPORADOR En refrigeración, la palabra "evaporador" es usada para indicar la parte del refrigerador donde el refrigerante líquido hierve o evapora, y absorbe calor.

FLUJO DE CALOR El calor siempre fluye de la sustancia más caliente a la más fría.

FRIJO Frío significa baja temperatura o ausencia de calor. Enfriamiento es el resultado de extraer calor de un espacio.

FUSION cuando el sólido es calentado al punto en donde las moléculas, se mueven bastante rápido para romper la unión desde los enlaces rígidos, la temperatura se eleva con el calor hasta que todas las moléculas han roto el enlace.

GASES Un gas es una sustancia la cual puede ser encerrada en un contenedor sellado para evitar que escape a la atmósfera. Hay poca atracción entre las moléculas.

LÍQUIDO SATURADO es un líquido a la temperatura de saturación.

LÍQUIDO SUBENFRIADO es cuando un líquido después de su condensación es enfriado de tal manera que su temperatura esté por debajo de la temperatura de saturación.

LÍQUIDOS Un líquido es una sustancia la cual toma la forma de un contenedor, aún así, sus moléculas se atraen fuertemente entre sí.

PRESIÓN Presión es la fuerza por unidad de área, y esta es expresada en libras por pulgada cuadrada (PSI). Es expresada en el Sistema Internacional en Pascales o bar, en algunos casos es expresada en kg/cm^2 . La operación de un sistema de refrigeración depende principalmente de las diferencias de presiones en el sistema. Las sustancias siempre presionan sobre las superficies que las soportan o contienen.

PRESIÓN DEL FLUIDO La presión total (pt) ejercida por cualquier fluido es la suma de las presiones estática (ps) y de velocidad (pv) del fluido, o sea, $pt = ps + pv$.(15) (5)

PRESIÓN ESTÁTICA Cualquier presión ejercida por un fluido, la cual no es ejercida por el movimiento o velocidad del fluido, independientemente de la fuerza que haya causado a la presión es llamada presión estática del fluido.

PRESIÓN DE VELOCIDAD Es la presión ejercida por un fluido, la cual es el resultado directo del movimiento del fluido o de su velocidad.

PRESIÓN DE VAPOR las moléculas de gas en movimiento ejercen una fuerza sobre cualquiera de las superficies y a esto se le llama presión de vapor.

REFRIGERANTE En los sistemas de refrigeración, el fluido que absorbe el calor en el interior del gabinete, y lo libera en el exterior es llamado refrigerante. Estos fluidos, en su forma bajo presión reducida absorben calor en el evaporador y absorbiendo este calor cambian a vapor. En forma de vapor, el fluido pasa al compresor donde su temperatura y presión se incrementan. Esto facilita que el calor que fue absorbido en el evaporador sea liberado en el condensador, en donde el refrigerante vuelve a líquido para reiniciar el ciclo.

SATURACIÓN EN UN RECIPIENTE CERRADO aquí las moléculas que regresan al líquido son iguales a aquellas que salen del líquido cuando la temperatura se mantiene constante.

TEMPERATURA DE SATURACIÓN A 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 a la fase líquida se le llama temperatura de saturación.

TEMPERATURA La temperatura mide la intensidad de calor de una sustancia. La temperatura sola no da la cantidad de calor de una sustancia, indica únicamente que tan fría o caliente es una sustancia o superficie. La unidad convencional de medida en el Sistema Inglés son los grados Fahrenheit (°F) y en el Sistema Internacional es el grado Kelvin (°K), que tiene los mismos valores de intervalo que los grados Centígrados (°C) que se utilizan más comúnmente. $^{\circ}\text{C} = (^{\circ}\text{F} - 32)/1.80$
 $^{\circ}\text{F} = (^{\circ}\text{C} \times 1.8) + 32$ (16) (5)

TONELADA DE REFRIGERACION Es una unidad de capacidad de enfriamiento. Una tonelada de refrigeración representa la capacidad de enfriamiento producido cuando 2000 libras de hielo se derrite en 24 horas. El hielo se supone sólido a 32°F (0°C) inicialmente, y finaliza en agua a 32°F (0°C). La energía absorbida por el hielo en ese período de tiempo es el calor latente del hielo. Se define como 12000 BTU/hr ó 3023 kCal/hr.

TRANSFERENCIA DE CALOR 1) conducción: conducción de molécula a molécula, 2) radiación: por ondulaciones de calor, 3) convección: en movimiento los líquidos o gases.

UNIDADES DE MEDICION DE CALOR Las unidades de medición del calor en el Sistema Inglés es el BTU (British Thermal Unit), y se define como la cantidad de calor requerida para elevar la temperatura de una libra de agua 1 grado Fahrenheit. en el Sistema Internacional de Unidades la unidad de calor es el Joule (J). Por ser una unidad muy pequeña, se utilizará más comúnmente un kilojoule (kJ), y se define como la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de 1 kg. de agua

1 grado centígrado es igual a 4.187 kJ. Otra unidad métrica y la más comúnmente usada es la caloría, que es la cantidad de calor requerida para elevar la temperatura a 1 gr. de agua 1 grado centígrado. Al ser una unidad muy pequeña, se utiliza la kilocaloría (kCal) que equivale a 1000 calorías. Equivalencias de unidades: 1 BTU = 1.055 kJ = 252 Cal = 0.252 kCal

VAPOR SATURADO El término vapor saturado identifica una condición de balance de una cantidad de fluido vaporizado dentro de un recipiente. El balance es tal que algunos condensados (líquidos) se formarán si se reduce levemente la temperatura y/o incrementa la presión.

VAPOR SOBRECALENTADO el vapor saturado que no está en contacto con su líquido puede ser sobrecalentado por 2 medios: 1) incrementando su temperatura (agregando calor) para expanderlo y 2) disminuyendo su presión (estrangulando o regulando) sobre cierto rango.

VAPORIZACIÓN es el proceso que puede ocurrir por evaporación , o por hervor o ebullición.

VELOCIDAD DE VAPORIZACIÓN es la velocidad a la cual se evaporan los líquidos. Depende de: puntos de ebullición, temperatura, presión, superficie expuesta y el grado de saturación del vapor.

TABLA D
Propiedades termodinámicas de saturación del amoníaco
(refrigerante 717)

Temp. - ° F	Pressure - Lb. per Sq. In.		Volume - Cu. Ft. per Lb.		Density - Lb. per Cu. Ft.		Enthalpy - Btu per Lb.			Entropy - Btu per (Lb.) (° R)		Temp. - ° F
	t	Absolute P	Gage P	Liquid v _f	Vapor v _g	Liquid 1/v _f	Vapor 1/v _g	Liquid h _f	Latent h _{fg}	Vapor h _g	Liquid s _f	
-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		.02306	-20.1	610.1	590.0	-.0490	1.4741	-59
-58	5.93	17.8*		42.05		.02378	-19.1	609.5	590.4	-.0464	1.4713	-58
-57	6.13	17.4*		40.79		.02452	-18.0	608.8	590.8	-.0438	1.4686	-57
-56	6.33	17.0*		39.56		.02528	-17.0	608.2	591.2	-.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		.02685	-14.8	606.9	592.1	-.0360	1.4604	-54
-53	6.97	15.7*		36.15		.02766	-13.8	606.2	592.4	-.0334	1.4577	-53
-52	7.20	15.3*		35.09		.02850	-12.7	605.6	592.9	-.0307	1.4551	-52
-51	7.43	14.8*		34.06		.02936	-11.7	604.9	593.2	-.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		.03113	-9.6	603.6	594.0	-.0230	1.4471	-49
-48	8.16	13.3*		31.20		.03205	-8.5	602.9	594.4	-.0204	1.4445	-48
-47	8.42	12.8*		30.31		.03299	-7.4	602.3	594.9	-.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		.03595	-4.3	600.3	596.0	-.0102	1.4342	-44
-43	9.51	10.6*		27.04		.03698	-3.2	599.6	596.4	-.0076	1.4317	-43
-42	9.81	10.0*		26.29		.03804	-2.1	598.9	596.8	-.0051	1.4292	-42
-41	10.10	9.3*		25.56		.03912	-1.1	598.3	597.2	-.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		.04135	1.1	596.9	598.0	.0025	1.4217	-39
-38	11.04	7.4*		23.53		.04251	2.1	596.2	598.3	.0051	1.4193	-38
-37	11.37	6.8*		22.89		.04369	3.2	595.5	598.7	.0076	1.4169	-37
-36	11.71	6.1*		22.27		.04489	4.3	594.8	599.1	.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		.04739	6.4	593.5	599.9	.0151	1.4096	-34
-33	12.77	3.9*		20.54		.04868	7.4	592.8	600.2	.0176	1.4072	-33
-32	13.14	3.2*		20.00		.04999	8.5	592.1	600.6	.0201	1.4048	-32
-31	13.52	2.4*		19.48		.05134	9.6	591.4	601.0	.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		.05411	11.7	590.0	601.7	.0275	1.3978	-29
-28	14.71	0.0		18.00		.05555	12.8	589.3	602.1	.0300	1.3955	-28
-27	15.12	0.4		17.54		.05701	13.9	588.6	602.5	.0325	1.3932	-27
-26	15.55	0.8		17.09		.05850	14.9	587.9	602.8	.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		.06158	17.1	586.5	603.6	.0399	1.3863	-24
-23	16.88	2.2		15.83		.06317	18.1	585.8	603.9	.0423	1.3840	-23
-22	17.34	2.6		15.43		.06479	19.2	585.1	604.3	.0448	1.3818	-22
-21	17.81	3.1		15.05		.06644	20.3	584.3	604.6	.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		.06985	22.4	582.9	605.3	.0521	1.3752	-19
-18	19.30	4.6		13.97		.07161	23.5	582.2	605.7	.0545	1.3729	-18
-17	19.81	5.1		13.62		.07340	24.6	581.5	606.1	.0570	1.3708	-17
-16	20.34	5.6		13.29		.07522	25.6	580.8	606.4	.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	1.3661	-15
-14	21.43	6.7		12.66		.07898	27.8	579.3	607.1	.0642	1.3643	-14
-13	21.99	7.3		12.36		.08092	28.9	578.6	607.5	.0666	1.3621	-13
-12	22.56	7.9		12.06		.08289	30.0	577.8	607.8	.0690	1.3600	-12
-11	23.15	8.5		11.78		.08490	31.0	577.1	608.1	.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		.08904	33.2	575.6	608.8	.0762	1.3537	-9
-8	24.97	10.3		10.97		.09117	34.3	574.9	609.2	.0786	1.3516	-8
-7	25.61	10.9		10.71		.09334	35.4	574.1	609.5	.0809	1.3495	-7
-6	26.26	11.6		10.47		.09555	36.4	573.4	609.8	.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		.1001	38.6	571.9	610.5	.0880	1.3433	-4
-3	28.28	13.6		9.763		.1024	39.7	571.1	610.8	.0904	1.3413	-3
-2	28.98	14.3		9.541		.1048	40.7	570.4	611.1	.0928	1.3393	-2
-1	29.69	15.0		9.326		.1072	41.8	569.6	611.4	.0951	1.3372	-1

Temp. — ° F	Pressure — Lb. per Sq. In.		Volume — Cu. Ft. per Lb.		Density — Lb. per Cu. Ft.		Enthalpy — Btu per Lb.			Entropy — Btu per (Lb.) (° R)		Temp. — ° F
	Absolute P	Gage P	Liquid v _l	Vapor v _g	Liquid 1/v _l	Vapor 1/v _g	Liquid h _l	Latent h _{fg}	Vapor h _g	Liquid s _l	Vapor s _g	
0	30.42	15.7	0.02419	9.116	41.34	0.1097	42.9	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	1.3283	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		.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	0.02488	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	.1686	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

Temp. - ° F	Pressure - Lb. per Sq. In.		Volume - Cu. Ft. per Lb.		Density - Lb. per Cu. Ft.		Enthalpy - Btu per Lb.			Entropy - Btu per (Lb.) (° R)		Temp. - ° F
	Absolute P	Gage P	Liquid v _f	Vapor v _g	Liquid 1/v _f	Vapor 1/v _g	Liquid h _f	Latent h _{fg}	Vapor h _g	Liquid s _f	Vapor s _g	
60	107.6	92.9	0.02597	2.751	38.50	0.3635	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	.2344	1.2278	61
62	111.6	96.9		2.656		.3765	111.5	516.2	627.7	.2365	1.2262	62
63	113.6	98.9		2.610		.3832	112.6	515.3	627.9	.2387	1.2247	63
64	115.7	101.0		2.565		.3899	113.7	514.3	628.0	.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	.2451	1.2201	66
67	122.1	107.4		2.435		.4108	117.1	511.5	628.6	.2473	1.2186	67
68	124.3	109.6		2.393		.4179	118.3	510.5	628.8	.2494	1.2170	68
69	126.5	111.8		2.352		.4251	119.4	509.5	628.9	.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	.2558	1.2125	71
72	133.4	118.7		2.235		.4474	122.8	506.6	629.4	.2579	1.2110	72
73	135.7	121.0		2.197		.4551	124.0	505.6	629.6	.2601	1.2095	73
74	138.1	123.4		2.161		.4628	125.1	504.7	629.8	.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	.2664	1.2050	76
77	145.4	130.7		2.055		.4867	128.5	501.7	630.2	.2685	1.2035	77
78	147.9	133.2		2.021		.4949	129.7	500.7	630.4	.2706	1.2020	78
79	150.5	135.8		1.988		.5031	130.8	499.7	630.5	.2728	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	.2769	1.1976	81
82	158.3	143.6		1.892		.5287	134.3	496.7	631.0	.2791	1.1962	82
83	161.0	146.3		1.861		.5374	135.4	495.7	631.1	.2812	1.1947	83
84	163.7	149.0		1.831		.5462	136.6	494.7	631.3	.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		.5643	138.9	492.6	631.5	.2875	1.1904	86
87	172.0	157.3		1.744		.5735	140.1	491.6	631.7	.2895	1.1889	87
88	174.8	160.1		1.716		.5828	141.2	490.6	631.8	.2917	1.1875	88
89	177.7	163.0		1.688		.5923	142.4	489.5	631.9	.2937	1.1860	89
90	180.6	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		.6116	144.7	487.4	632.1	.2979	1.1832	91
92	186.6	171.9		1.609		.6214	145.8	486.4	632.2	.3000	1.1818	92
93	189.6	174.9		1.584		.6314	147.0	485.3	632.3	.3021	1.1804	93
94	192.7	178.0		1.559		.6415	148.2	484.3	632.5	.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		.6620	150.5	482.1	632.6	.3083	1.1761	96
97	202.1	187.4		1.487		.6725	151.7	481.1	632.8	.3104	1.1747	97
98	205.3	190.6		1.464		.6832	152.9	480.0	632.9	.3125	1.1733	98
99	208.6	193.9		1.441		.6939	154.0	478.9	632.9	.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		.7159	156.4	476.7	633.1	.3187	1.1691	101
102	218.6	203.9		1.375		.7270	157.6	475.6	633.2	.3207	1.1677	102
103	222.0	207.3		1.354		.7384	158.7	474.6	633.3	.3228	1.1663	103
104	225.4	210.7		1.334		.7498	159.9	473.5	633.4	.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		.7732	162.3	471.2	633.5	.3289	1.1621	106
107	236.0	221.3		1.274		.7852	163.5	470.1	633.6	.3310	1.1607	107
108	239.7	225.0		1.254		.7972	164.6	469.0	633.6	.3330	1.1593	108
109	243.3	228.6		1.235		.8095	165.8	467.9	633.7	.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		1.198		.8344	168.2	465.6	633.8	.3392	1.1552	111
112	254.5	239.8		1.180		.8471	169.4	464.4	633.8	.3413	1.1538	112
113	258.4	243.7		1.163		.8600	170.6	463.3	633.9	.3433	1.1524	113
114	262.2	247.5		1.145		.8730	171.8	462.1	633.9	.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		.8996	174.2	459.8	634.0	.3495	1.1483	116
117	274.1	259.4		1.095		.9132	175.4	458.6	634.0	.3515	1.1469	117
118	278.2	263.5		1.079		.9269	176.6	457.4	634.0	.3535	1.1455	118
119	282.3	267.6		1.063		.9408	177.8	456.2	634.0	.3556	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

TABLA E
Propiedades de refrigerantes

	AMONIACO (NH3)	DIÓXIDO DE CARBONO (CO2)	DIÓXIDO DE AZUFRE (SO2)	FREÓN 12 (CCL2F2)
EFFECTO SOBRE LAS PERSONAS	En contacto con el agua forma hidróxido de amonio que es peligroso para las personas; puede arruinar los alimentos	No es irritante ni tóxico. Una mezcla de más de 1.5% ocasiona dolor de cabeza y mareos y un posible desmayo. Una mezcla de 8% en el aire ocasiona la asfixia.	Casi inocuo. Si se inhala, irrita la garganta. Mezclado con agua forma ácido sulfuroso (H2SO3). Producirá picazon si toca el cuerpo.	No es venenoso ni irritante. La concentración de más de 20% produce anestesi total. A más de 1000°F se descompone y forma un gas muy irritante.
EFFECTO SOBRE LOS METALES	El hidróxido de amonio no afecta el hierro y el acero. El cobre, el latón y el bronce se corroen con rapidez. Las aleaciones de cobre no sirven para cojinetes del compresor	Los metales no reaccionan con el CO2 en su forma pura. En presencia de humedad forma ácido carbónico que ataca el hierro y el acero. Se pueden utilizar cobre y latón.	El dióxido de azufre puro es inofensivo para todos los metales. En presencia de humedad, forma ácido sulfuroso que ataca los metales con rapidez.	No corroe ningún metal utilizado en las máquinas de refrigeración.
EFFECTO SOBRE LOS LUBRICANTES	Muy baja solubilidad en aceite. Si hay agua presente en el amoniaco se emulsifica el aceite. El amoniaco es más ligero que el aceite. Use aceites minerales que no contengan jabones ni grasas.	No altera los aceites y grasas. El aceite debe ser adecuado para bajas temperaturas. Se prefiere la glicerina porque es adaptalbe para bajas temperaturas.	Tiende a absorber el aceite. Los mejores son los aceites casi incoloros que no contengan agua.	El freón-12 es miscible con el aceite en cualquier proporción. Utilice aceite especial para refrigeración. El aceite no debe contener agua, sedimentos, ácidos, jabón o resina.
PRUEBA DE FUGAS	Gas incoloro, picante, sofocante. Usar papel tornasol, varillas de azúfre o velas de azufre.	Es incoloro, inodoro y tiene sabor ácido. La espuna de ajbón o el agua de cal se ponen lechosas en contaco con el CO2. Si agrega esencia de menta para detectarlo por el olor.	Se detecta por el olor, con papel tornasol o agua jabonosa. Si se aplica hidróxido de amonio se produce un humo blanco y denso si hay fuga.	Es inodoro en concentraciones de menos de 20%. Se detecta con agua jabonosa o con el detector de tipo de llama o el nuevo detector electrónico.
INFLAMABILIDAD	No arde con facilidad en el aire si no está caliente. A más de 1600°F se descompone y forma mezcál explosiva.	No es inflamabe ni explosivo. (Se utiliza en los extinguidores de incendios)	No es inflambe, aunque en ciertas condiciones se pueden reducir a trióxido de azufre (SO3) que es inflamable.	No es inflamable a temperaturas normales. Cuando se descompone el freón-12, sus constituyentes no arden ni forman mezcál explosivas.
TEMPERATURA DE EBULLICIÓN A PRESIÓN ATMOSFÉRICA	a -28 °F	a -109.3°F	a 14°F	a 21.6°F
RANGO DE PRESIÓN A 86°F EN CONDENSADOR Y 5°F EN EVAPORADOR	Lado bajo : 19.6 psi Lado alto: 154.5 psi		5.9 pugl. Vacío 51.8 psi	
EFFECTO REFRIGERANTES NETO DEL LÍQUIDO A 86°F Y 5°F	474.6 Btu	55.5 Btu	142.8 Btu	51.1 Btu
COMPARACIÓN DE PESO	Más ligero que el aire	Más pesado que el aire	Más pesado que el aire	Más pesado que el aire

McGraw-Hill. Equipos industriales. Tomo 1. McGraw-Hill. México. 1988.

TABLA F

Longitud equivalente debido a válvulas y uniones

Dossat, R. 1997. Principios de refrigeración. CECSA. México. Cortesía de York Corporation.

Tipo de unión	Tamaños nominales de tubos - pulgadas																		
	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5	6	7	8	9	10	11	12
Válvula de compuerta - abierta	0.3	0.5	0.6	0.8	0.9	1.2	1.4	1.7	2.0	2.5	2.7	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	6.0	6.5	7.0
Válvula de globo - abierta	16	21	26	35	43	54	65	80	95	110	120	140	160	180	210	250	280	305	330
Válvula angular - abierta	8	11	14	18	20	25	31	40	45	51	60	70	80	91	110	125	140	152	165
Codo estándar 45 grados	0.8	1.0	1.3	1.6	2.0	2.5	3.0	3.8	4.5	5.0	5.8	6	8	8.5	10	11	13	14	15
Codo estándar 90 grados	1.5	2.0	2.5	3.5	4.5	5.0	6.5	8.0	10	11	13	14	16	18	20	23	26	28	30
Codo 90 grados curvatura media	1.4	1.8	2.3	3.0	3.5	4.5	5.2	6.8	8	9	10	11	14	15	17	19	21	23	25
Codo 90 grados con gran curvatura	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16	18	19	20
Codo 90 grados en escuadra	3.0	4.5	5.5	7.5	9	12	14	17	20	22	24	26	33	38	44	50	53	55	57
Codo en U cerrado	3.5	5	6	8	10	13	15	18	20	24	26	30	35	42	49	54	61	66	72
T normal - ramal tamaño completo*	3.0	4.5	5.5	7.5	9	12	14	17	20	22	24	26	33	38	44	50	53	55	57
T normal - a través de la tubería	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16	18	19	20
Ensanchamiento súbito de d a D†	1.5	2.0	2.5	3.5	4.5	5.0	6.5	8.0	10	11	13	14	16	18	20	23	26	28	30
d/D = 1/2	1.0	1.3	1.6	2.2	2.6	3.3	3.8	4.9	5.6	6.4	7.0	8.1	10	11	13	15	16	17	18
d/D = 1/3	0.3	0.5	0.6	0.8	0.9	1.2	1.4	1.7	2.0	2.5	2.7	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	6.0	6.5	7.0
Contracción súbita de D a d†	0.8	1.0	1.3	1.6	2.0	2.5	3.0	3.8	4.5	5.0	5.8	6	8	8.5	10	11	13	14	15
d/D = 1/2	0.6	0.8	1.0	1.3	1.5	1.8	2.3	2.8	3.4	3.6	4.3	4.8	5.6	6.4	7.5	8.5	9.5	11	12
d/D = 1/3	0.3	0.5	0.6	0.8	0.9	1.3	1.4	1.7	2.0	2.5	2.7	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	6.0	6.5	7.0
Tubería de conexión al tanque la cual termina al paño de la superficie interior	0.9	1.3	1.5	2.0	2.4	3.0	3.6	4.5	5.1	6.0	6.6	7.5	9.0	11	12	14	15	17	18
Tubería de conexión al tanque la cual se proyecta más allá del paño de la superficie interior.	1.5	2.0	2.5	3.5	4.0	5.0	6.0	7.8	9.0	10	12	13	15	17	19	21	24	27	30

* Caja de presión a través de la salida lateral o de la salida lateral a la tubería.

† Pies equivalentes del tubo de diámetro menor, "d".

Cortesía de York Corporation.

TABLA G

Factores de corrección por caída de presión.

Líquido	Factor de corrección por fricción							
	Temperatura -°F							
	Congelación a °F							
	-20	-10	0	10	20	30	40	50
<i>Salmuera de calcio</i>								
Gr. Esp. 1.10	-	-	-	-	1.21	1.19	1.15	1.12
Gr. Esp. 1.20	-	-	1.49	1.44	1.38	1.33	1.28	1.26
Gr. Esp. 1.25	1.85	1.75	1.66	1.57	1.5	1.44	1.4	1.37
<i>Salmuera de sodio</i>								
Gr. Esp 1.10	-	-	-	1.27	1.21	1.19	1.15	1.12
Gr. Esp 1.18	-	1.58	1.5	1.44	1.39	1.33	1.28	1.25
<i>Amoniaco líquido</i>	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65
<i>Alcohol (etílico) 100%</i>	0.97	0.95	0.93	0.92	0.91	0.91	0.9	0.9
<i>Alcohol (etílico) 40%</i>	1.45	1.39	1.33	1.29	1.23	1.19	1.15	1.12
<i>Alcohol (metílico) 100%</i>	0.85	0.85	0.85	0.84	0.84	0.84	0.83	0.83
<i>Alcohol (metílico) 30%</i>	1.32	1.26	1.22	1.19	1.16	1.12	1.09	1.07
<i>Propilénglicol (50%)</i>	1.83	1.74	1.64	1.54	1.48	1.42	1.37	1.31
<i>Propilénglicol (30%)</i>	-	-	-	1.34	1.27	1.22	1.17	1.13
<i>Propilénglicol (10%)</i>	-	-	-	1.25	1.19	1.14	1.09	1.05
<i>Refrigerante 11</i>	1.42	1.42	1.42	1.42	1.42	1.42	1.42	1.42
<i>Refrigerante 12</i>	1.32	1.32	1.32	1.32	1.32	1.32	1.32	1.32
<i>Cloruro metílico</i>	1.13	1.13	1.12	1.12	1.12	1.12	1.11	1.11
<i>Cloruro metileno</i>	1.65	1.63	1.6	1.6	1.59	1.58	1.56	1.54

Dossat, R. 1997. Principios de refrigeración. CECSA. México. Cortesía de York Corporation.

TABLA H

Dimensiones, capacidades y pesos de tuberías normalizadas de acero.

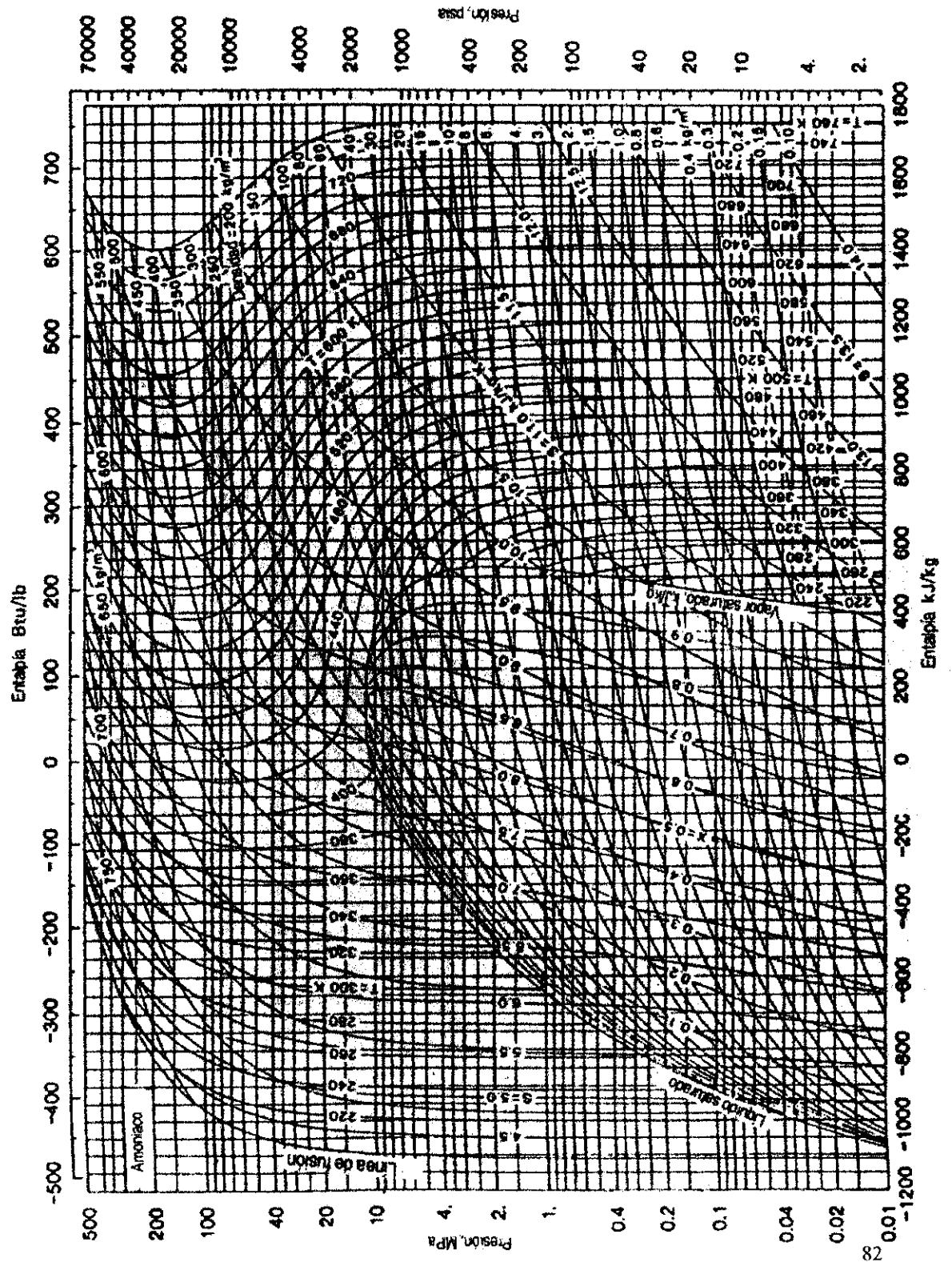
McCabe, W., et. al. 1991. Operaciones básicas de ingeniería química. McGraw-Hill/Interamericana de España S.A. Madrid, España.

Tamaño nominal de tubería pulg	Diámetro exterior cm	Núm. de catálogo	Espesor de pared cm	Diámetro interior cm	Área de la sección transversal de metal cm ²	Área de la sección interior dm ²	Circunferencia m. o superficie m ² /m de longitud		Capacidad para la velocidad de 1 m/seg litros/min	Peso de tubería kg/m
							Exterior	Interior		
1/8	1,029	40	0,173	0,683	0,465	0,00372	0,0323	0,0215	2,198	0,36
		80	0,241	0,546	0,600	0,00232	0,0323	0,0172	1,403	0,46
1/4	1,372	40	0,224	0,925	0,806	0,00669	0,0430	0,0290	4,032	0,63
		80	0,302	0,767	1,013	0,00465	0,0430	0,0241	2,772	0,80
3/8	1,715	40	0,231	1,252	1,077	0,01236	0,0540	0,0393	7,387	0,85
		80	0,320	1,074	1,400	0,00910	0,0540	0,0338	5,436	1,10
1/2	2,134	40	0,277	1,580	1,613	0,01960	0,0671	0,0497	11,76	1,27
		80	0,373	1,387	2,065	0,01514	0,0671	0,0436	9,066	1,62
3/4	2,667	40	0,287	2,093	2,148	0,03447	0,0838	0,0658	20,64	1,68
		80	0,391	1,885	2,794	0,02787	0,0838	0,0391	16,74	2,19
1	3,340	40	0,338	2,664	3,187	0,05574	0,1049	0,0838	33,44	2,50
		80	0,455	2,431	4,123	0,04636	0,1049	0,0762	27,83	3,23
1 1/4	4,216	40	0,356	3,505	4,310	0,09662	0,1326	0,1100	57,89	3,38
		80	0,485	3,246	5,684	0,08277	0,1326	0,1021	49,65	4,47
1 1/2	4,826	40	0,368	4,089	5,161	0,13136	0,1515	0,1283	78,79	4,05
		80	0,508	3,810	6,897	0,11380	0,1515	0,1198	68,41	5,40
2	6,033	40	0,391	5,250	6,935	0,21646	0,1896	0,1649	129,9	5,43
		80	0,554	4,925	9,529	0,19045	0,1896	0,1548	114,3	7,47
2 1/2	7,303	40	0,516	6,271	10,99	0,30861	0,2295	0,2054	185,3	8,62
		80	0,701	5,900	14,54	0,27331	0,2295	0,1853	164,0	11,40
3	8,890	40	0,549	7,793	14,37	0,47658	0,2792	0,2448	286,2	11,28
		80	0,762	7,366	19,46	0,42613	0,2792	0,2313	255,7	15,25
3 1/2	10,16	40	0,574	9,012	17,29	0,63822	0,3191	0,2832	382,7	13,56
		80	0,808	8,545	23,73	0,57319	0,3191	0,2685	344,1	18,62
4	11,43	40	0,602	10,226	20,45	0,82124	0,3591	0,3213	492,8	16,06
		80	0,856	9,718	28,45	0,74190	0,3591	0,3054	445,0	22,29
5	14,13	40	0,655	12,819	27,74	1,29131	0,4438	0,4026	774,4	21,76
		80	0,953	12,225	39,42	1,1733	0,4438	0,3841	704,3	30,92
6	16,83	40	0,711	15,405	36,00	1,8636	0,5285	0,4840	1118	28,23
		80	1,097	14,633	54,19	1,6815	0,5285	0,4596	1009	42,52
8	21,91	40	0,818	20,272	54,17	3,2274	0,6882	0,6367	1937	42,49
		80	1,270	19,368	82,32	2,9459	0,6882	0,6084	1768	64,57
10	27,31	40	0,927	25,451	76,84	5,0863	0,8577	0,7986	3053	60,24
		80	1,509	24,287	122,3	4,5688	0,8577	0,7629	2780	95,84
12	32,39	40	1,031	30,323	101,6	7,2211	1,0174	0,9540	4333	79,71
		80	1,748	28,890	168,2	6,5550	1,0174	0,9083	3933	131,8

GRAFICA 1

Entalpía - presión de amoníaco

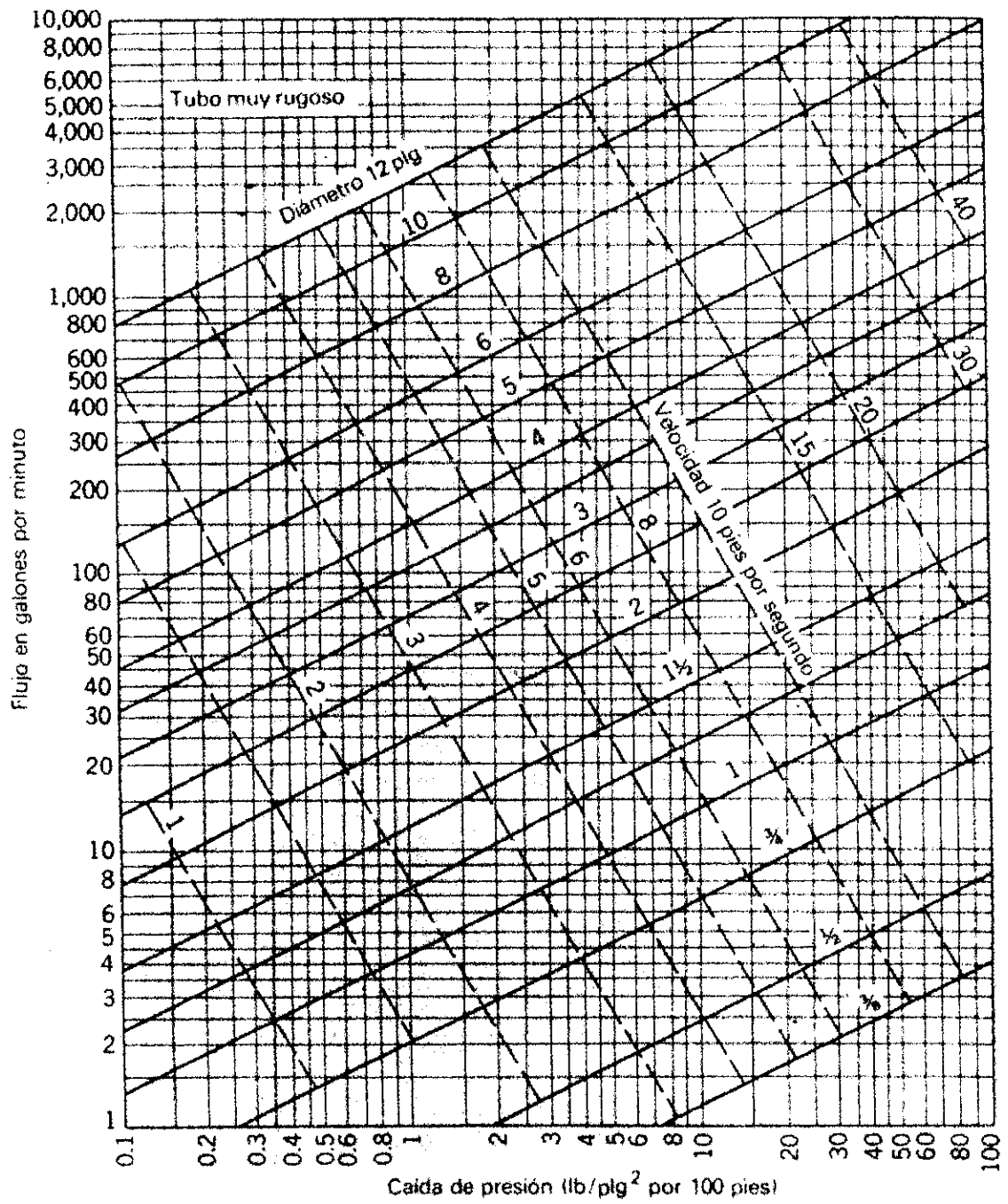
Perry, Robert H. & Don W. Green. 1997. *Chemical Engineer's Handbook*. McGraw-Hill. 7ª. Edición, New York.



GRAFICA 2

Resistencia de flujo para tubo rugoso

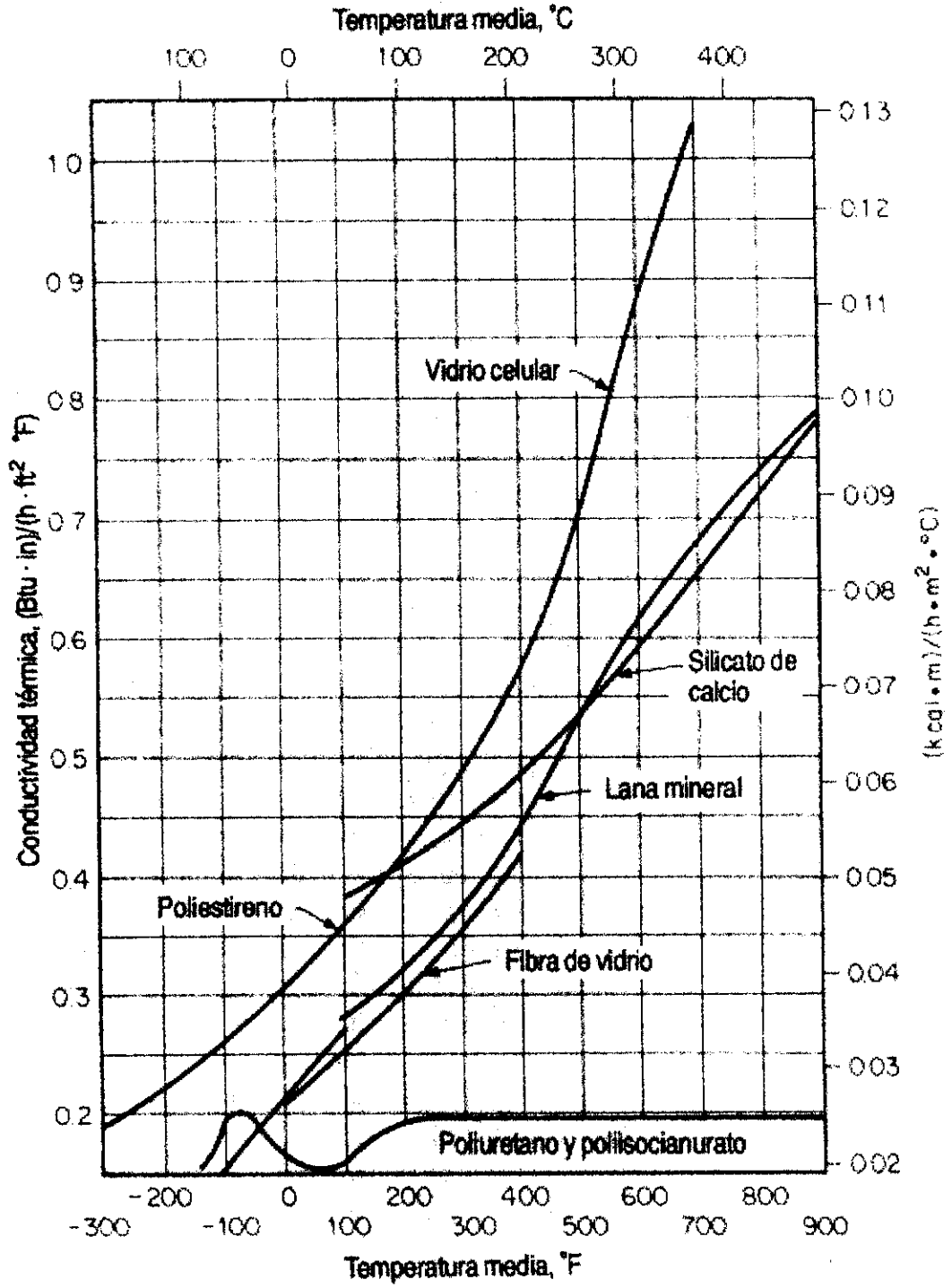
Dossat, R. 1997. Principios de refrigeración. CECSA. México. Cortesía de York Corporation.



GRAFICA 3

Propiedades de los aislantes

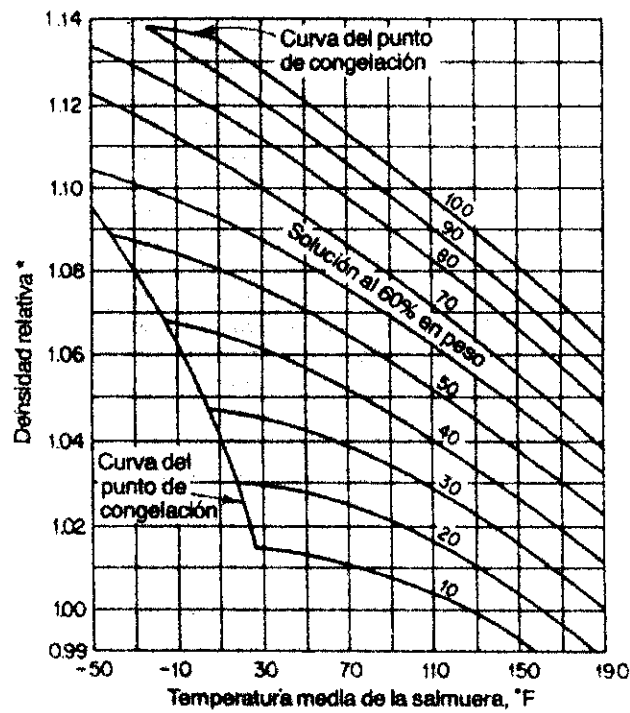
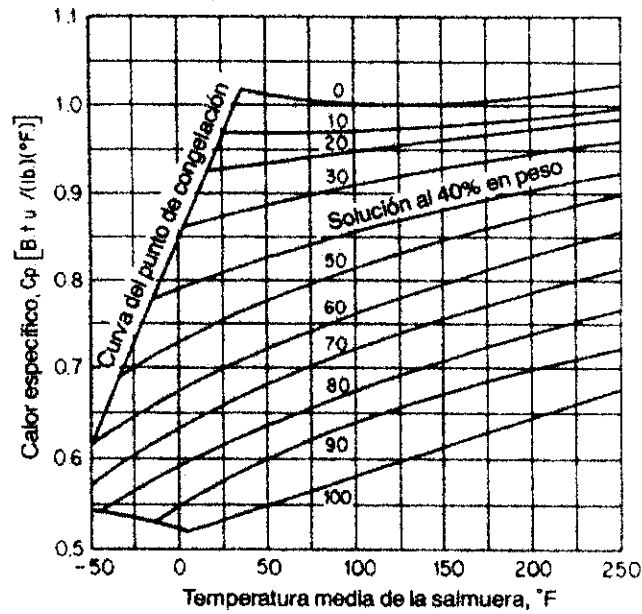
Perry, Robert H. & Don W. Green. 1997. Chemical Engineer's Handbook. McGraw-Hill. 7ª. Edición, New York.



GRAFICA 4 y 5

Propiedades del propilén glicol

Perry, Robert H. & Don W. Green. 1997. *Chemical Engineer's Handbook*. McGraw-Hill. 7ª. Edición, New York.

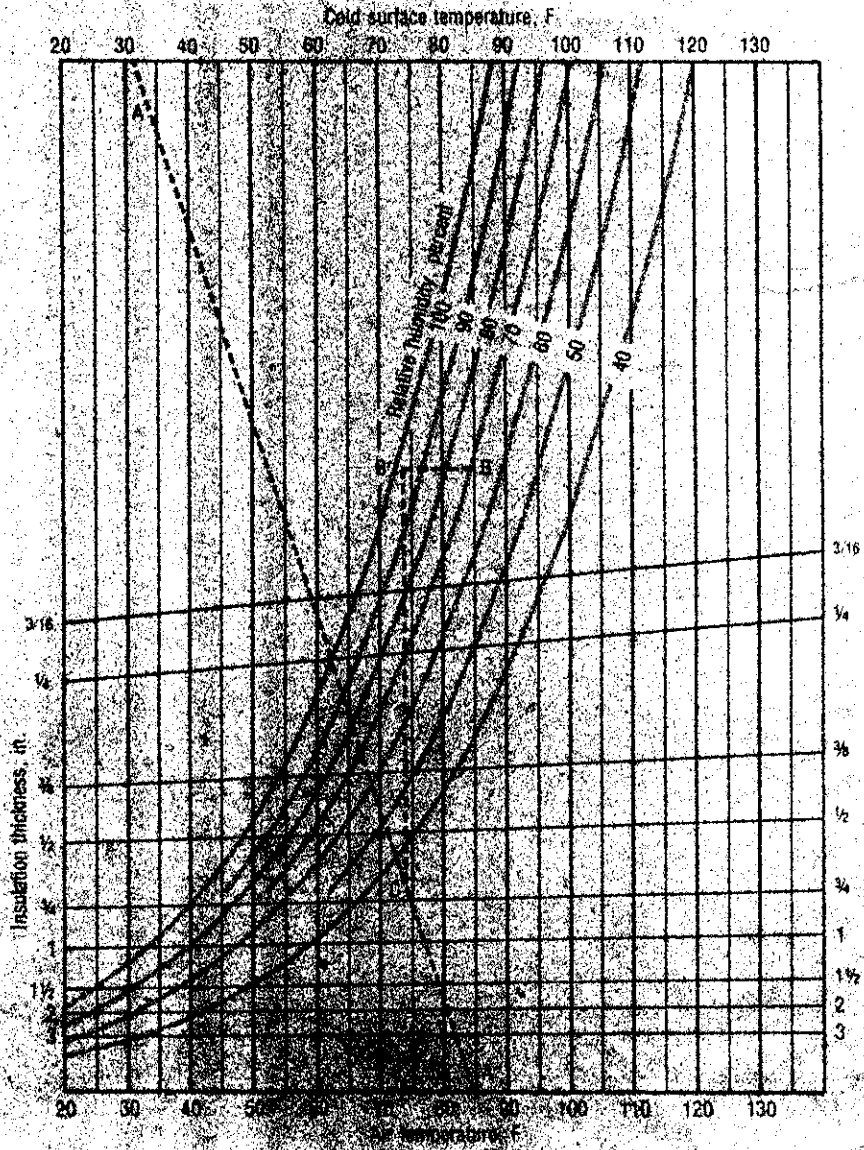


*Con referencia al agua a 60°F

GRAFICA 6

Nomograma para determinar el espesor del aislante

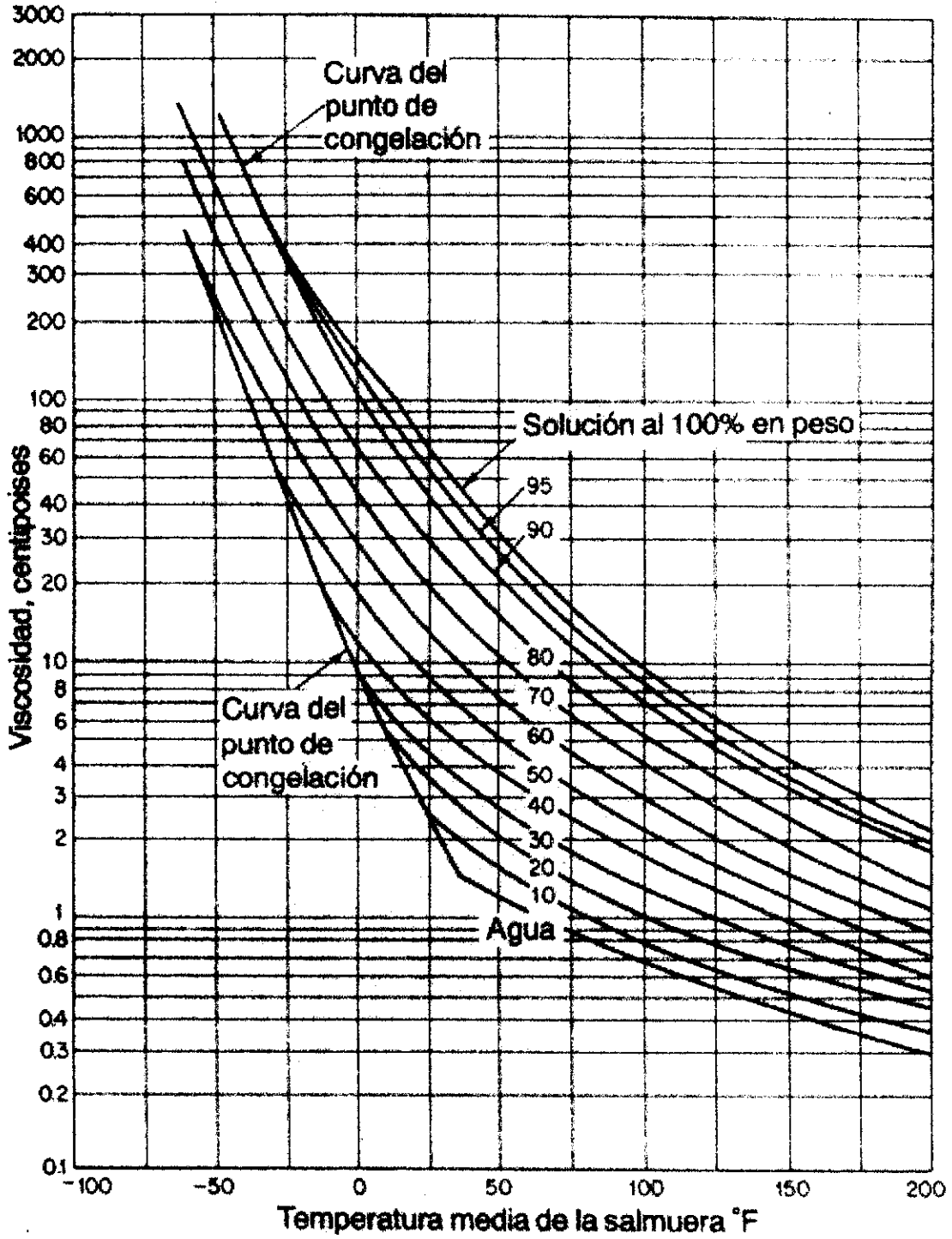
Gilbo, C. Sweat Control, nomograph speeds insulation thickness calculations. HPAC, june, 1979.



GRAFICA 8

Viscosidad del Propilén Glicol

Perry, Robert H. & Don W. Green. 1997. *Chemical Engineer's Handbook*. McGraw-Hill. 7ª. Edición, New York.



GRAFICA 9

Selección de Bomba

Dossat, R. 1997. Principios de refrigeración. CEECSA. México. Cortesía de York Corporation.

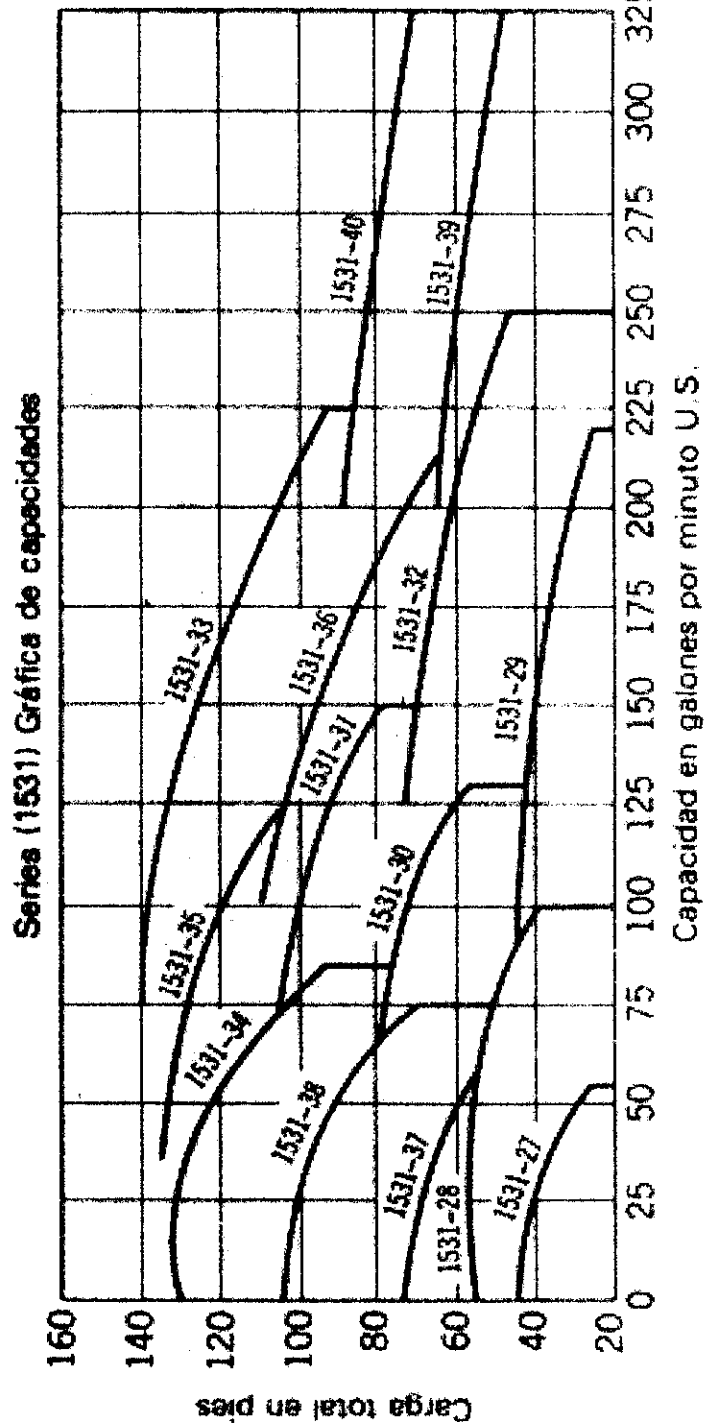
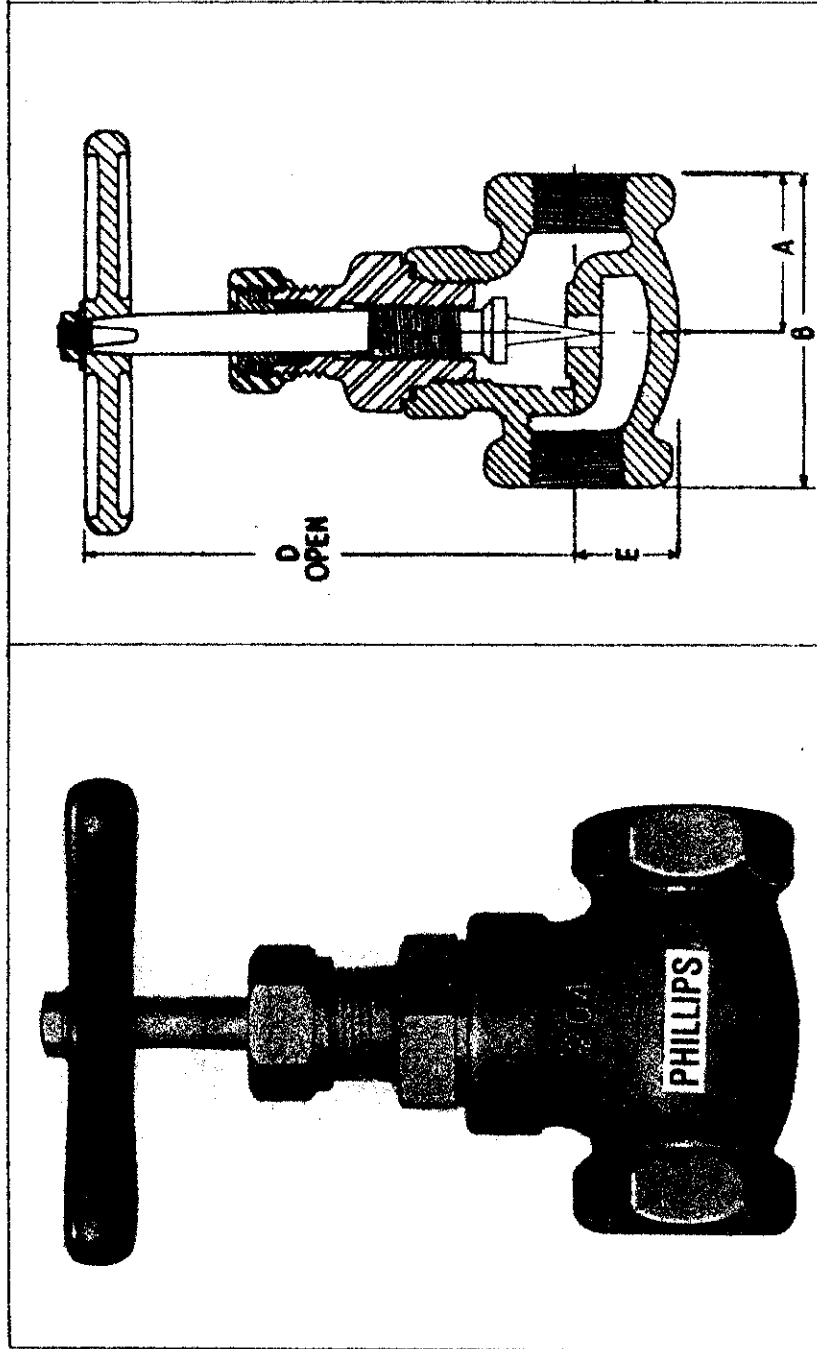


FIGURA 4
Válvula de expansión



IMPRESA "GORA"
25 AVENIDA 25-71, ZONA 5
TELEFAX: 335-5733