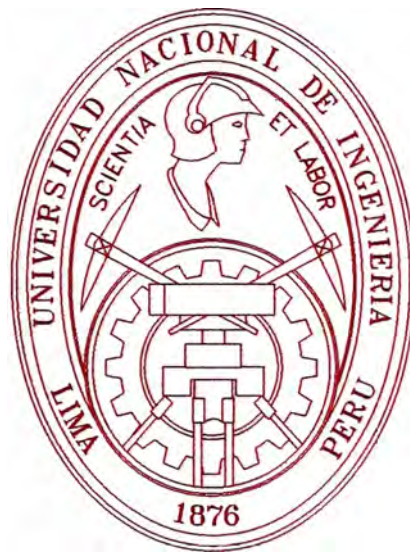


UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



**“DISEÑO, CONSTRUCCION Y MONTAJE DE UN EQUIPO
FRIGORIFICO CON CAPACIDAD MAXIMA DE 2000
SORBETES/HORA”**

INFORME DE SUFICIENCIA

**PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**

AGUSTIN CCANTO MENDOZA

PROMOCION 1996-I

LIMA-PERU

2006

*A mis padres y hermanas
mi agradecimiento eterno.*

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
PROLOGO	
CAPITULO I: INTRODUCCIÓN	01
1.1 ANTECEDENTES Y MOTIVACIÓN	02
1.2 IDENTIFICACIÓN DE LA EMPRESA	02
1.3 OBJETIVO	02
1.4 ALCANCE	03
1.5 LIMITACIONES	03
1.6 METODOLOGÍA DE DESARROLLO DEL PROYECTO	04
1.7 DESCRIPCIÓN DE ASPECTOS TÉCNICOS DE LA PLANTA	05
1.7.1 Distribución de la planta	07
1.7.2 Descripción del proceso productivo	
CAPITULO II: CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO	16
2.1 COMPONENTES Y PROPIEDADES DE LOS SORBETES	17
2.2 EQUIPOS PARA LA FABRICACIÓN DE SORBETES	20
2.2.1 Equipo frigorífico productor de sorbetes	21
2.2.2 Tanque de maduración	23
2.2.3 Batidora para sorbetes	24
2.2.4 Equipo de pasteurizado y homogenizado	27
2.2.5 Cámara de congelamiento y congeladores	28
2.3 BALANCE TERMICO EN EL EQUIPO FRIGORIFICO	30
2.4 DURACIÓN DEL PERIODO DE CONGELACIÓN	31
2.5 SISTEMAS CON SALMUERA	33

2.5.1	Equipo de agitación	35
2.5.2	Circulación de la salmuera	37
CAPITULO III: DIMENSIONAMIENTO		40
3.1	DIMENSIONAMIENTO DEL TANQUE DE CONGELAMIENTO	40
3.1.1	Distribución de moldes	42
3.1.2	Area y altura del tanque	43
3.2	DIMENSIONAMIENTO DEL EVAPORADOR	47
3.3	DIMENSIONAMIENTO DE LAS LÍNEAS DE CONEXIÓN	49
3.3.1	Línea de presión	52
3.3.2	Línea de líquido	54
3.3.3	Línea de succión	56
CAPITULO IV: DISEÑO DEL EQUIPO FRIGORIFICO		59
4.1	ASPECTO TEORICO DE LA PRODUCCION DEL FRIO	59
4.1.1	Sistema de compresión de vapor	60
4.1.1.1	Ciclo termodinámico y funcionamiento del sistema	60
4.1.1.2	Coeficiente de desempeño (COP)	64
4.1.2	Selección del fluido frigorígeno	64
4.1.2.1	Normas para la utilización de los refrigerantes HFC	71
4.1.2.2	Seguridad y protección ambiental sostenible	74
4.1.3	Selección del fluido caloportador	76
4.2	CALCULO TÉRMICO DEL EQUIPO FRIGORÍFICO	80
4.2.1	Antecedentes	80

4.2.2	Metodología del cálculo térmico	82
4.2.2.1	Carga térmica por el producto	83
4.2.2.2	Carga térmica por los moldes	87
4.2.2.3	Carga térmica por el agitador	88
4.2.2.4	Carga térmica por transmisión de calor	89
4.3	DISEÑO DEL EVAPORADOR	97
4.3.1	Fundamento teórico	97
4.3.2	Cálculo del evaporador	102
4.3.3	Construcción del serpentín evaporador	108
4.4	DISEÑO DE LA TUBERÍA DE LÍQUIDO Y SUCCIÓN	110
4.4.1	Fundamento teórico	110
4.4.2	Dimensionado de las tuberías	113
4.5	SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA INSTALACIÓN	119
4.5.1	Selección de la unidad condensadora	119
4.5.2	Selección de la válvula de expansión termostática	120
4.5.3	Selección de accesorios y controles	122
4.6	OBTENCIÓN DE LA SALMUERA	124
4.6.1	Preparación de salmuera	125
4.6.2	Elección del anticorrosivo de salmuera	126
4.7	CÁLCULOS COMPARATIVOS DE OPERACIÓN (R-502 y R-404A)	126
4.8	CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS ESTRUCTURALES DEL TANQUE DE CONGELAMIENTO	129
4.8.1	Fundamento teórico	129
4.8.2	Dimensionamiento	130

4.8.3	Tanques rectangulares sometidos a presión hidrostática	131
4.8.4	Cálculo del espesor de plancha y vigas	132
4.8.4.1	Espesor de la plancha lateral y base del tanque	132
4.8.4.2	Espesor de la plancha de la plataforma inferior	135
4.8.4.3	Cálculo de la viga soporte final	138
4.9	INSTALACIONES ELECTRICAS	141
4.9.1	Descripción General	141
4.9.2	Tablero de Distribución (T-D)	141
4.9.3	Controles de Seguridad y Protección	142
	CAPITULO V: EVALUACIÓN ECONÓMICA	144
5.1	FUNDAMENTO	144
5.2	INDICADORES ECONÓMICOS DE RENTABILIDAD	144
5.3	COSTOS DEL PROYECTO	145
5.3.1	Materiales de fabricación	146
5.3.2	Equipos y componentes del sistema de refrigeración	147
5.3.3	Fabricación, instalación, montaje, prueba y puesta en marcha	149
5.3.4	Costo total de la inversión	152
5.3.5	Financiamiento	154
	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	155
	CALENDARIO DE FABRICACIÓN Y MONTAJE DE LA MAQUINA	156
	BIBLIOGRAFIA	158
	APENDICE A y B	161
	PLANOS	

PROLOGO

El presente trabajo responde a un proyecto ya ejecutado y puesto en funcionamiento, que pretende presentar la secuencia lógica y ordenada de un conjunto de pasos para el desarrollo del diseño, construcción y montaje de un equipo frigorífico usado en la fabricación industrial de helados denominados sorbetes (2000 unidades por hora), el cuál se dividirá en los siguientes capítulos:

En el capítulo I, se indica el propósito del proyecto, su objetivo, alcances, limitaciones y el método de desarrollo del proyecto. Está referido a aspectos iniciales y definiciones acerca del escenario técnico, que consiste en la descripción general de la planta donde se instalará el equipo frigorífico del cuál trata el presente trabajo, completando: con un layout de la disposición y ubicación de los equipos, un diagrama de flujo y un esquema que indica la secuencia del proceso de producción.

En el capítulo II, se expone las consideraciones y procedimientos a tomar en cuenta para el diseño del equipo frigorífico, se inicia indicando la composición y propiedades del producto a congelar, luego se describe los aspectos técnicos acerca del principio de funcionamiento del equipo productor de sorbetes y demás componentes que intervienen en el proceso de producción, seguidamente se describe los parámetros generales que establece la estructura teórica de funcionamiento de la

máquina, indicando: el balance térmico en el equipo frigorífico, el tiempo de congelamiento, características de la salmuera, sistema de agitación y circulación de la salmuera.

En el capítulo III, en el dimensionamiento se muestra los criterios tenidos en cuenta para establecer las dimensiones finales del tanque de congelamiento, disposición del evaporador dentro del tanque, emplazamiento de los moldes, sistema de agitación, y dimensionamiento de las líneas de presión, líquido y succión, considerando ábacos y tablas de utilización práctica en sistemas de frío.

En el capítulo IV, se detalla el diseño del equipo frigorífico, que viene a ser la ingeniería del proyecto, primero se establece la estructura teórica de la producción del frío, orientado: al funcionamiento de la máquina, selección del fluido frigorígeno (refrigerantes ecológicos) y fluido caloportador (salmuera). Luego se propone un método de cálculo sencillo pero técnicamente eficiente basado en las características del producto a congelar y la teoría de transferencia de calor (carga térmica), que nos va a permitir construir y seleccionar óptimamente todos los componentes del sistema de refrigeración (desde el punto de vista económico y operacional) con un ahorro de energía. Finalmente se detalla el cálculo de los elementos estructurales del tanque de congelamiento, aquel nos permite estimar los espesores de planchas y perfiles a utilizar; estos cálculos, que están hechos conservadoramente, van a representar el eje sobre el cual se va a montar los demás componentes del sistema, la salmuera y los moldes de productos a elaborar.

En el capítulo V, se aborda la evaluación económica detallando la estructura de costos de materiales de fabricación, equipos y componentes, fabricación, instalación, montaje, pruebas y puesta en marcha, los cuales en cada aspecto se desarrollan independientemente, con lo que, esta propuesta servirá como ayuda referencial para proyectos similares, según las alternativas de inversión y así alcanzar la rentabilidad esperada. Evidentemente esta no es una única solución, los costos de cualquier proyecto están en función de la capacidad de inversión y los plazos de amortización que se puedan conseguir. Así mismo el proyecto está diseñado para que cualquiera que quiera ejecutarlo pueda seguir los pasos propuestos independientemente de las unidades que quiera producir, puesto que los cálculos y dimensionamiento tienen como punto de partida la cantidad de unidades a producir.

Al final damos las conclusiones y recomendaciones del caso con las cuales quedan resueltas las dudas que en principio podría existir al incursionar en este ininteresante campo de producción.

Se muestra el **calendario de fabricación y montaje de la máquina** como referencia para el ajuste económico y el cumplimiento del proyecto.

Los cálculos efectuados en el presente tesis han sido elaborados tomando en cuenta el Sistema Internacional de Unidades SI y el **Sistema Legal de Unidades de Medida del Perú (SLUMP) Ley N° 23560**

INTRODUCCION

1.1 ANTECEDENTES Y MOTIVACIÓN

El presente trabajo esta orientado a dar una alternativa de solución a la demanda cada vez más creciente de productos refrescantes, como los sorbetes y helados en todas sus modalidades.

El crecimiento poblacional de las grandes ciudades de nuestro país, en donde las pequeñas y medianas empresas tienen un gran futuro, en las estaciones de verano hace necesario ofertar estos productos a través de la formación de micro o pequeñas empresas que pueden acceder a recursos del sistema financiero o propio, para organizar una actividad de esta naturaleza.

La operación de diversas máquinas usadas en la fabricación de helados denominados sorbetes, orientada a satisfacer las necesidades de pequeñas y medianas empresas industriales y artesanales de nuestro país, vienen desarrollándose según el tipo de aplicación y volumen de producción, que dependen de las condiciones climáticas y la demanda existente por la popularidad de los productos refrescantes.

El éxito económico va a depender en gran medida de la ubicación de la actividad y del precio final del producto.

1.2 IDENTIFICACIÓN DE LA EMPRESA

La planta helados “DANNY” se encuentra ubicado en la Urbanización las Brisas de Cevima Mz A Lote 02 El agustino Provincia y departamento de Lima.

Según estadística de la municipalidad del distrito, cuenta con una población de aproximadamente 900 000 habitantes, esta población garantiza el consumo del producto en la estación de verano, con una demanda potencial que es el mercado de la Parada (ubicado en la Victoria) y los distritos vecinos: Santa Anita, Ate Vitarte, La Victoria y Sanjuán de Lurigancho.

Condiciones ambientales (Lima y alrededores):

Verano: T.B.S. = 28 °C

Invierno: T.B.S. = 14 °C

T.B.H. = 22 °C

H.R. = 80%

H.R. = 60%

1.3 OBJETIVO

El presente trabajo tiene como objetivo implementar una metodología de cálculo en el diseño, construcción y montaje de forma simple, pero técnicamente eficiente de una máquina de elaboración industrial de helados denominados sorbetes de una capacidad máxima de 2000 unidades por hora, para la consecución del objetivo se ha elaborado una estructura de costos que respalda la rentabilidad del proyecto.

Es mi mayor deseo hacer que esta tecnología de la refrigeración, pueda estar al alcance de aquellos que quieran incursionar en esta área productiva tan interesante.

Este trabajo, que servirá como guía para los profesionales dedicados a este rubro, ya que los cálculos, tablas y cuadros que aquí presentamos, son prácticos debido a que han servido como punto de partida y sustento en la construcción de máquinas similares que actualmente vienen funcionando correctamente.

1.4 ALCANCE

Este proyecto contempla la fabricación de un equipo frigorífico, que es el componente principal de la planta en el proceso de fabricación de sorbetes.

Este equipo es aplicable en la fabricación de diversos productos en todas sus modalidades, desde: refrescos, chupetes, helados (sorbetes), hasta hielo en cubos para diversas aplicaciones en conservación, enfriamiento y congelamiento.

Esta dirigido a las micro y pequeñas empresas con capacidad hasta 20 TNR.

1.5 LIMITACIONES

Debido al proceso de producción de una variedad de productos, la planta cuenta con diversos componentes en su instalación, estos componentes han sido seleccionados y construidos anteriormente para la fabricación de helados a granel, por lo que, el presente proyecto solo contempla el diseño, construcción y montaje del equipo frigorífico productor de sorbetes, así como la instalación y puesta en marcha. Para la elaboración del proyecto se considera las limitaciones:

- Teniendo en cuenta que los demás componentes de la planta existen.
- En el proyecto solo se diseña, fabrica y evalúa el equipo Frigorífico.
- La fabricación del equipo se hace directamente a pedido del cliente, con desembolso correspondiente, sin financiamiento.

1.6 METODOLOGIA DE DESARROLLO DEL PROYECTO

El desarrollo del proyecto, se divide en tres fases principales:

La primera se refiere al cálculo de las necesidades de frío (enfriamiento y congelamiento), considerando que el fenómeno de transferencia de calor es estacionario. Para ello se requiere el conocimiento del flujo del proceso de producción, condiciones de entrada y salida del producto, condiciones del medio ambiente y la carga térmica representada al proceso. Para de esta forma dimensionar el sistema completo del equipo frigorífico en función de la temperatura del refrigerante y demás parámetros, exigida por condiciones del proceso.

La segunda parte se refiere al diseño, selección y construcción de los componentes del equipo frigorífico, que consiste básicamente en tres pasos:

- Obtener información necesaria para la capacidad de enfriamiento exigida bajo el punto de vista del tipo y calidad del producto, unidas a una técnica general y posibilidades económicas;
- Determinar la combinación de condiciones externas para el diseño (medio de enfriamiento, temperatura y transferencia de calor), lo que permitirá el flujo de la capacidad de enfriamiento y congelamiento óptimo del producto en función de sus propiedades;
- Seleccionar y/o construir el equipamiento (componentes), que permitirá la obtención de las condiciones de operación prescritas.

La tercera fase comprende: el montaje, pruebas y puesta en marcha, cuyo objetivo es que, el equipo trabaje con la eficacia máxima disponible, para lo cual se indica los lineamientos de operación del equipo.

1.7 DESCRIPCION DE ASPECTOS TECNICOS DE LA PLANTA

La distribución del sistema frigorífico es descentralizada y específico para cada máquina, siendo el de mayor capacidad el de la tina de congelamiento y seguido el de la batidora de helados, depósito madurador, cámara de endurecimiento y/o congeladores. Los cuales deben cubrir la demanda térmica específico de cada máquina, distribuidos según el diagrama del proceso de elaboración Fig. N° 1.3.

El método de congelamiento específico, elegido para cada máquina es el más indicado para este tipo de producción de mediana capacidad.

Los equipos e instalaciones comprendidos son:

- El equipo frigorífico para la fabricación industrial de sorbetes y helados de hielo, de 1920 Unidades/Hora, incluyendo el equipo de refrigeración, evaporador, tina de congelamiento, agitador, moldes, tablero de control y mando, instalaciones eléctricas, etc.
- Cuatro congeladores de acero inoxidable del tipo “cofre” industrial de 4 000 unidades de capacidad de almacenamiento, incluyendo equipos de refrigeración, tablero de control y mando e instalaciones eléctricas.
- Una batidora de helados de 30 Litros/Hora, incluyendo el equipo de refrigeración, tablero de control y mando e instalaciones eléctricas.
- Dos tanques de maduración de 200 litros, incluyendo el equipo de refrigeración, agitador y moto-reductor, tablero de control y mando, instalaciones eléctricas y demás accesorios.

- Un tanque mezclador, pasteurizador y homogenizador de 100 litros, incluyendo agitador de mezclado y homogenizado, un quemador a gas propano, tablero de control y mando e instalaciones eléctricas.
- Una licuadora industrial de capacidad de 20 litros, tablero de control y mando e instalaciones eléctricas

Todos estos componentes han sido dispuestos en el área asignada teniendo en cuenta el flujo del proceso de fabricación previéndose todos los pasajes para el personal, equipos y productos. Tal como se indica en la Fig. 1.1

El equipo de refrigeración del productor de sorbetes esta montado en el techo aproximadamente en la dirección de la posición de la tina de congelamiento, los demás, de menor capacidad, están montados en una repisa metálica adheridos a la pared y cerca del equipo ó montados en el equipo mismo, considerando no producir interferencias en el flujo de aire en el ventilador de los condensadores y lograr una disipación adecuada de calor.

Para lograr una adecuada transferencia de calor en la tina de congelamiento, se dispone de un agitador mecánico para la circulación de la salmuera, fabricado totalmente en acero inoxidable con acoplamiento directo al motor eléctrico.

El llenado y traslado de los moldes a la tina de congelamiento, a sí como para proceder al descongelamiento y extracción del producto se realiza en forma manual.

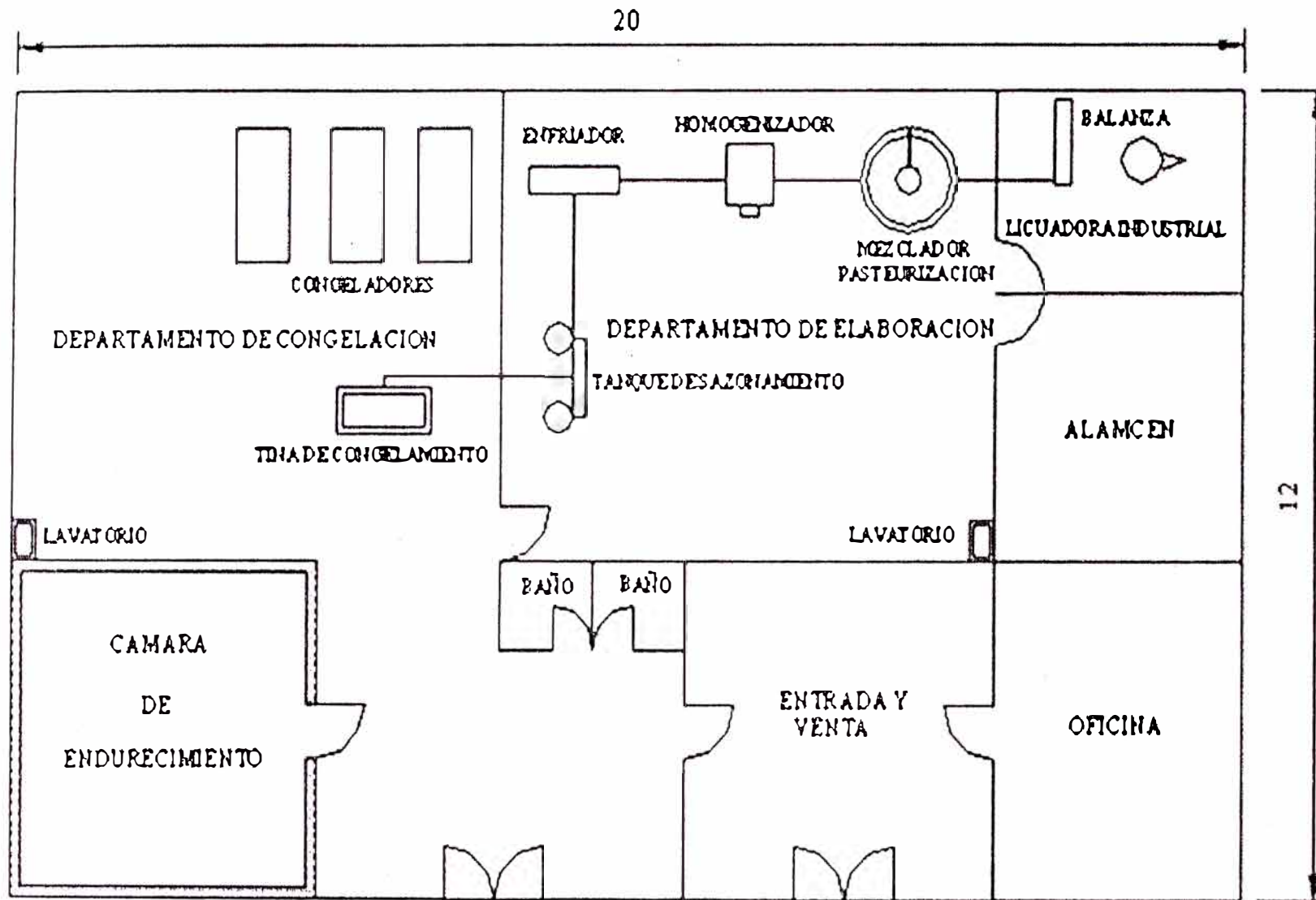
1.7.1 Distribución de la Planta

En ésta parte, analizaremos todo aquello que esta en relación directa con la tecnología y las necesidades de operación de la planta.

Las instalaciones por su carácter de secuencia de flujo de producción, se distribuye en los ambientes convenientemente de acuerdo al plano. Ver figura N° 1.1 del plano de distribución de ambientes.

- **Departamento de elaboración**, esta constituido por dos ambientes, el ambiente N° 1, de menor área, es donde se realiza la mezcla y el pesado de insumos, el ambiente N° 2, compone el mezclador pasteurizador, homogenizador, enfriador, tina de maduración y recipientes de razonamiento.
- **Departamento de congelación**, en este ambiente se encuentra la tina de congelamiento, cámara de endurecimiento y congeladores.
- **Y ambientes destinados a: almacén, administración, venta y servicios higiénicos**

El transporte del líquido procesado, desde el mezclador pasteurizador hasta la batidora, se conduce a través de una línea de tubería de acero inoxidable de diámetro según el flujo de volumen requerido, puede ser por gravedad ó bombas de acero inoxidable para uso en alimentos.



ESCALA 1/50

Figura N° 1.1 PLANO DE DISTRIBUCIÓN DE LA PLANTA

1.7.2 Descripción del proceso productivo

La fabricación de sorbetes y helados de hielo (chupetes) según la clasificación se divide en dos procesos tecnológicos fundamentales:

- La elaboración de la mezcla y de las diversas pastas, a cuyo objeto se entremezclan las materias primas
- La fabricación propiamente dicha del sorbete y helado de hielo, que en la producción industrial incluye el envasado y el endurecimiento.

a. Elaboración de la mezcla

La operación de mezcla varía dependiendo de los ingredientes, que pueden encontrarse predominantemente en forma líquido o el polvo y de si el proceso de mezcla se lleva a cabo en frío o en caliente. Como generalmente se utilizan unos ingredientes en polvo y otros en líquidos, la mezcla comienza por el llenado del tanque mezclador - pasteurizador con los ingredientes líquidos. Aquellos ingredientes en polvo son agregados mientras el líquido es agitado antes que la temperatura alcance de 30 a 40 °C.

Esto facilita el mezclado, humectación, dispersión y solución de los ingredientes incluidos. Si el producto lo requiere, la mezcla debe calentarse por encima del límite superior de la zona de fusión de la grasa o del emulsiomante, el calentamiento acelera el proceso de disolución de las sustancias grasas.

El volumen de mezcla de cada partida depende de la capacidad de la instalación y del tipo de producto a fabricar. La duración del mezclado apenas es superior a un cuarto de hora y en el transcurso se añade también a la mezcla sustancias sápidas y colorantes.

b. Pasteurización

El objetivo principal de la pasteurización es la destrucción de los microorganismos patógenos, en este tratamiento también se reduce el número de bacterias patógenas que contiene la mezcla.

Según Fraser (1998), la pasteurización consiste en calentar la mezcla hasta determinada temperatura mantenerla por un cierto tiempo y en seguida enfriarla con rapidez. El sistema de pasteurización dependerá de los equipos disponibles pudiendo emplearse procedimientos lentos (63 °C por 30 min. como mínimo) ó rápidos (80 °C por 25 s). Generalmente a mayores temperaturas se logra la más alta destrucción microbiana pero el inconveniente mas serio es la aparición de sabor a cocido en la mezcla.

c. Homogenización

Con esta operación, las partículas grasas se fragmentan hasta dimensiones con una magnitud aproximada de 1 micra, de esta manera, se rompe la proporción Volumen / superficie a favor de esta última, lográndose una emulsión estable en las que las fuerzas de separación de la grasa, de escaso peso específico, se ven superadas por las fuerzas de mantenimiento de la viscosidad de la mezcla, que, tras someterse a homogenización, se torna mas sabrosa.

En la mezcla existe una cierta viscosidad resultante de las sustancias disueltas en el agua, como azúcares y sales, de las moléculas proteicas en dispersión coloidal, y de los estabilizadores añadidos (sustancias espesantes con elevada capacidad fijadora de agua, por lo común polisacáridos hidratados). Esta viscosidad no seria suficiente para impedir la separación en

la superficie de las partículas grasas finalmente dispersadas por el agitador. Ello obliga a homogenizar la mezcla antes de continuar con su tratamiento.

d. Enfriamiento

Representa una de las operaciones más importantes en la fabricación de sorbetes y helados y de él depende la calidad, palatabilidad y rendimiento.

Luego de pasteurizada y homogenizada la mezcla, pasa a ser enfriada rápidamente mediante un intercambiador de calor de placas ó una cámara de refrigeración, su disminución hasta la temperaturas de -4°C a -5°C retarda el crecimiento de varios microorganismos.

e. Maduración

No existen dudas que tras un tiempo de maduración el cuerpo y textura del sorbete y helados será más suave y este mostrara mayor resistencia al derretimiento y su batido será efectuado con mayor facilidad. Bajo condiciones comerciales el proceso toma un tiempo de 2 a 4 horas, lo cual aun será dependiente del tipo de estabilizante. La temperatura al a cual se realiza este proceso es importante, y no deba superar los 4°C , por cuanto es imprescindible que toda la grasa se cristalice.

Este deposito acoge la procedente del pasteurizado, homogenizado y enfriado y la prepara para la producción del sorbete y/o helado según su clasificación.

La función de la maduración, tantas veces citadas, en opinión unánime de los expertos, resulta superflua con los modernos medios espesantes hoy disponibles (estabilizadores). La mayor parte de la mezcla se trabaja poco después de su fabricación.

f. Reparto de mezcla, batido y conversión en sorbetes

Después del proceso de maduración la mezcla pasa a los depósitos de preparado o zasonamiento a través de un eficiente sistema de distribución. El reparto puede realizarse por gravedad ó con una bomba para cada par de recipientes atreves de válvulas manuales.

De esta manera, la mezcla se incorpora a la producción según la variedad a una batidora horizontal de congelamiento. Donde se le da un batido adecuado de corta duración a la temperatura de -10°C a -15°C para el mejoramiento de la textura y calidad del producto.

Luego se llenan los moldes adecuadamente según la variedad del producto para ser colocados en la tina de congelamiento, para su posterior embolsado y almacenado.

La incorporación de aire, que consiste en inyectar una determinada cantidad de aire (overrum, que es el aumento porcentual del volumen de la mezcla), para nuestro caso la mezcla es batida al ambiente por lo que ingresa aire por una ventana de inspección de la batidora. El reparto de pequeñas burbujas de aire homogéneamente en el batido imparte al producto una textura de gran sensación de cremosidad de “frío”al consumir. Además presenta una resistencia a la fusión y la estabilidad durante el almacenamiento.

La producción del helado de agua es más simple, su elaboración empieza con el pasado y el licuado de los componentes, luego la mezcla pasa al recipiente pasteurizador-homogenizador para la elaboración según su

variedad, que consiste en: llenados a los moldes, congelamiento, desmolde, embolsado y almacenamiento.

g. Congelamiento y embasado

El llenado a los moldes se hace manualmente y en forma simultánea a los 24 moldes, luego serán colocados en la tina de congelamiento.

Después de extraer los moldes de la tina de congelación se traslada a un recipiente de recirculación de agua a temperatura ambiente para el desmolde, se introduce los moldes y al instante son extraídos las paletas en forma manual y rápido cuidando la descongelación, de lo contrario el producto saldría deformado y desechado. Los sorbetes y helados de agua son envasados en forma manual y depositada rápidamente en el congelador.

h. Endurecido

Las necesidades energéticas para la congelación y endurecimiento del producto dependen fundamentalmente de la composición de la mezcla y del grado de acción de las máquinas e instalaciones utilizadas.

El endurecimiento del sorbete y helados de agua, es a través de un túnel de congelamiento (con velocidades de aire de 10 m/s y temperaturas de -30°C) para producción a mayor escala y depósitos congeladores (a temperaturas de -25°C), cuando la producción es en menor escala.

Los productos una vez extraído del proceso de congelamiento y colocados en su envase, deben ser llevados con rapidez a la cámara de endurecimiento que tiene por misión la de sustraer calor, a los envases y el contenido de agua del producto con la máxima rapidez, con lo que se endurece el producto y con ello aumentar su capacidad de almacenado y transporte.

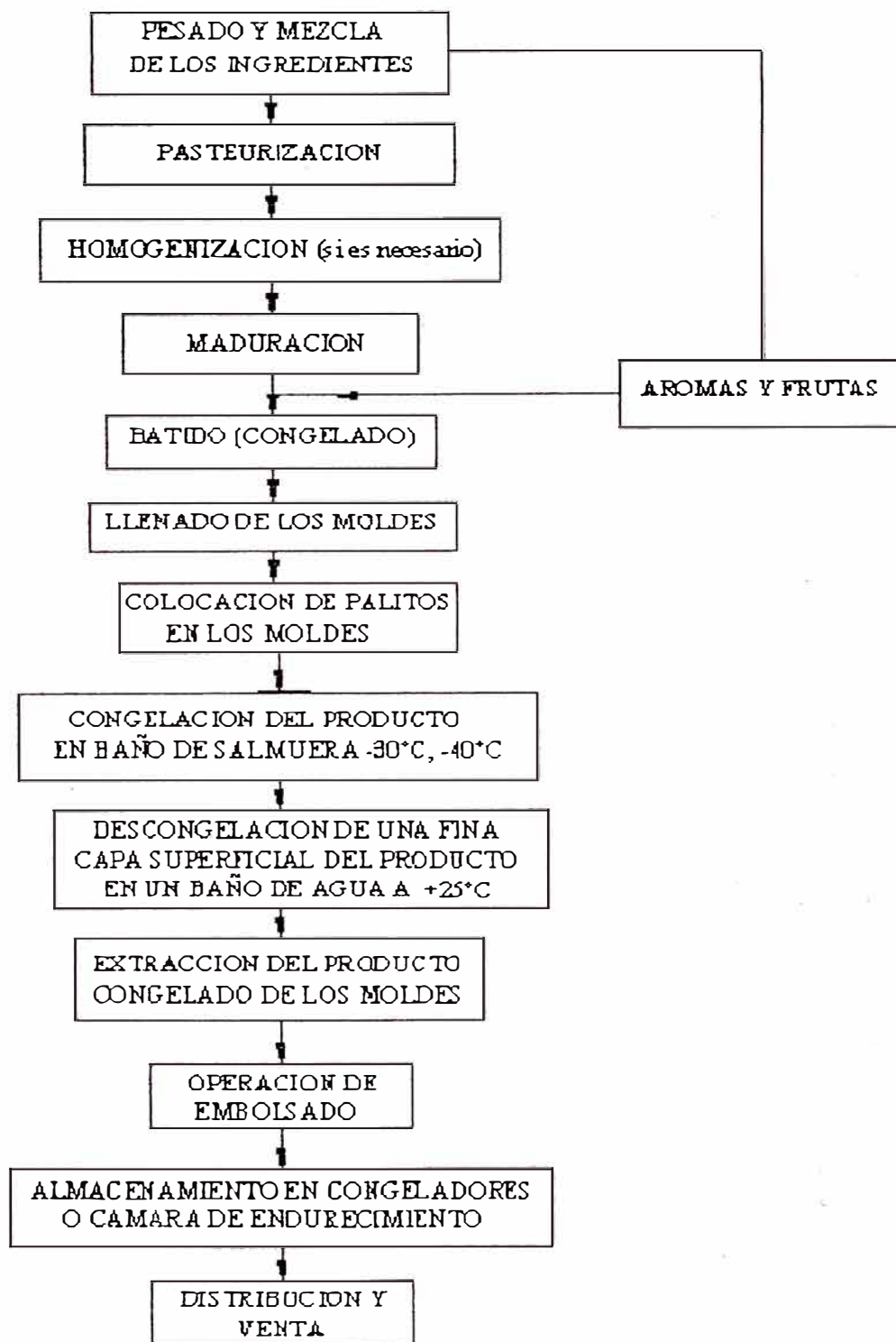


Figura N° 1.2: DIAGRAMA DE FLUJO DE LA ELABORACION DE SORBETES

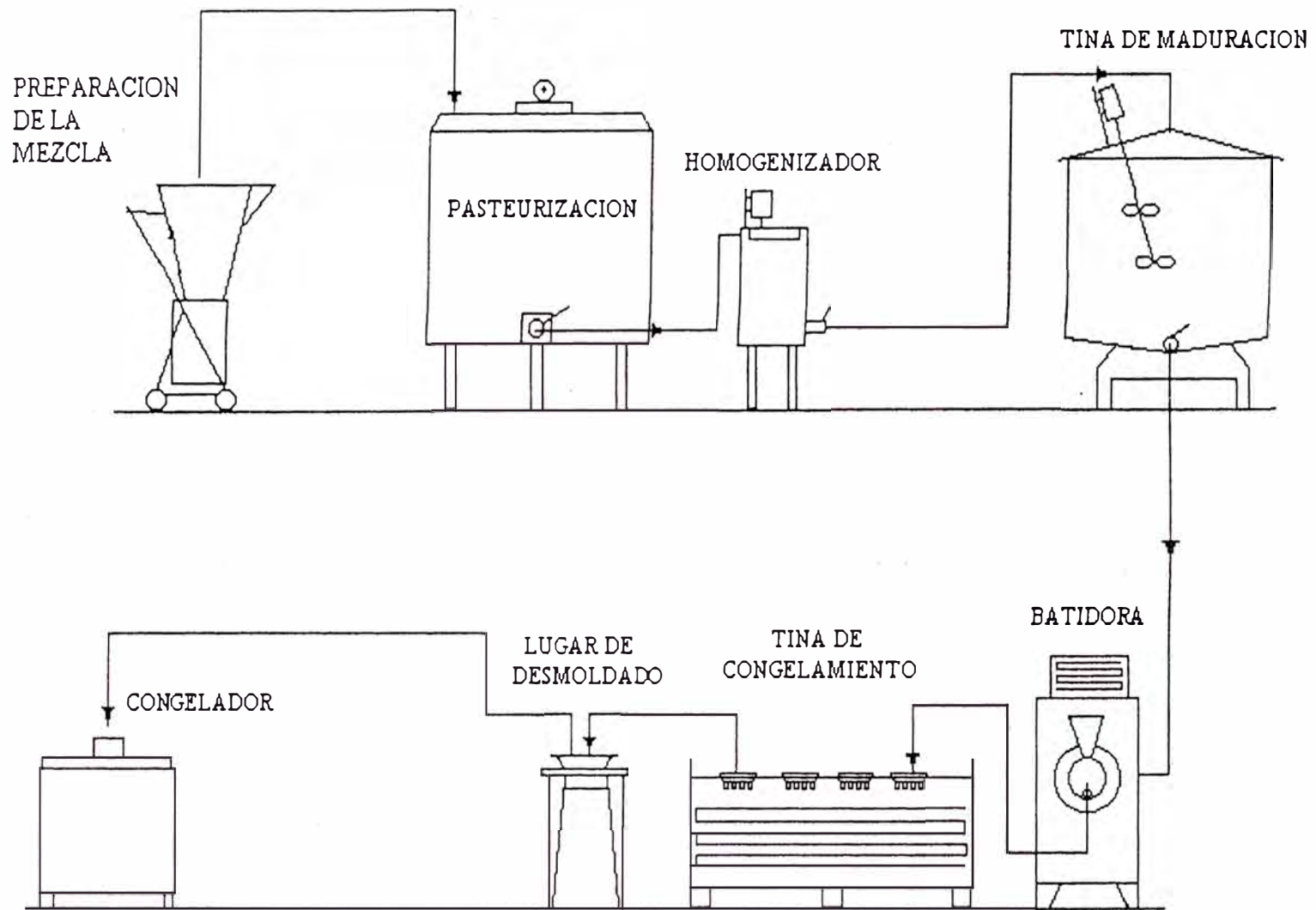


Figura N° 1.3: PROCESO DE LA ELABORACION DE SORBETES

CAPITULO II CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO

Para el diseño del equipo frigorífico se considera los aspectos técnicos que a continuación definimos, los cuales nos servirán como punto de partida para el dimensionamiento del equipo frigorífico.

Los cálculos de transferencia de calor debe tener la suficiente información de las cargas que se generan sobre el sistema frigorífico

El producto a congelar según su composición posee una temperatura superior a la temperatura de congelamiento del agua, por contener un cierto porcentaje de agua como elemento principal y un porcentaje de materia sólida. La pérdida de calor es completamente diferente arriba y debajo del punto de congelación del agua pura.

El correcto cálculo garantiza que la selección de los componentes del equipo es la adecuada para garantizar la operación del proyecto.

La temperatura y condiciones ambientales del punto geográfico son esenciales para la selección del régimen de operación de la unidad condensadora.

Los diferenciales de temperatura seleccionados entre el evaporador (refrigerante) y salmuera, debe ser adecuada y mínima.

2.1 COMPONENTES Y PROPIEDADES DE LOS SORBETES

Existen hoy en día una gran variedad de componentes que conforman el sorbete, por lo que a continuación se mencionaran los más importantes y útiles:

a. Grasa

El tipo de grasa, su composición y punto de fusión tienen una influencia bastante decisiva sobre las características organolépticas y la estabilidad del producto durante la conservación.

Cuanto más alto es el contenido de grasa en la mezcla, mayor es la viscosidad, un alto contenido de grasa provoca la formación de cristales más pequeños. La leche y los productos lácteos representan un grupo principal en la constitución de los sorbetes y helados, siendo la grasa de la leche el más importante aporte en el aroma y textura del producto.

b. Sólidos lácteos no grasos (SLNG)

Los SLNG están constituidos por las proteínas, lactosa y minerales de origen lácteo.

Las proteínas tienen una gran influencia sobre la estructura del producto ya que la proteína forma una película que absorbe agua sobre la superficie del glóbulo de grasa. A través de esto, la emulsión es estabilizada.

La lactosa es el componente que limita la cantidad de SLNG utilizada a un 10 - 11 %. La solubilidad de la lactosa es relativamente baja y en determinadas condiciones, puede cristalizar en grandes cristales (>15µm) puntiagudos. Cuando esta cristalización se produce, el producto presenta una textura “arenosa” que origina una desagradable sensación en la boca.

c. Edulcorantes

Imparten el sabor dulce y contribuyen al valor nutritivo, equilibran la característica grasosa del producto, proporcionan cuerpo, controlan los cristales de hielo, permiten que la mezcla sea batida y congelada deprimiendo su punto de congelación, favorecen el sabor y mejoran la vida útil del producto.

Los edulcorantes determinan la cantidad de agua que se congela en el sorbete y helados, y por lo tanto, la dureza del producto final.

d. Emulsionantes

Los emulsionantes son compuestos químicos con una parte de su molécula hidrófoba y otra hidrófila, que son capaces de repartirse en la superficie de separación de dos fases y disminuyen la tensión superficial: en los sorbetes y helados con grasa, en la superficie de separación existente entre las fases agua y grasa, y entre la fases agua y aire.

Según Fraser (1998) las principales funciones de los emulsionantes pueden ser descritas como sigue:

- Mejoran la capacidad de batido de la mezcla.
- Proporcionan un cuerpo y textura más suave.
- Otorgan una característica de sequedad al producto al instante de abandonar el congelador.
- Mejora la distribución de la grasa en la mezcla del producto.
- Incrementa la absorción de aire durante el batido.
- Retardan el derretimiento del sorbete y helados.

e. Estabilizantes

El objeto básico de un estabilizante es mantener la estructura típica del producto, con todos los componentes de la mezcla perfectamente dispersos de forma que no se produzca la separación de las fases (agua, cristal de hielo).

Los estabilizantes aumentan la viscosidad de la mezcla del producto, de esta manera, retrasan el desnatado y favorecen así la estabilidad de la emulsión, demoran el crecimiento de los cristales de hielo y lactosa, mejorando con ello la estabilidad del producto en el almacenado. En agua, forman espumas con el aire, acentuando con ello la capacidad de batido de la mezcla.

f. Colorantes

Es muy importante el color de los productos, ya que permite la aceptación y prácticamente es lo primero que impacta al consumidor. Junto con la aceptabilidad está la identificación del alimento a través del color. Por esta razón, en el desarrollo y formulación de los alimentos, juegan un papel importante los colorantes como aditivos alimentarios.

g. Aromatizantes

Los sabores agregados a los productos son importantes, pero su uso dependerá generalmente de la aceptación o gusto del consumidor.

Según (Fraser, 1998), en general no existen mayores problemas asociados a la saborización de sorbetes. Sin embargo, existe una combinación en los sabores producidos por la gran gama de componentes presentes en el producto.

h. Agua y aire

El agua es el responsable del carácter refrescante, es el medio disolvente de los ingredientes hidrosolubles (azúcar, proteínas, sales, ácidos, sustancias aromáticas) y determina la consistencia del sorbete, de acuerdo con cuál sea la proporción congelada. El número y las dimensiones de los cristales de hielo determinan esencialmente la consistencia del producto, los cristales de hielo cuyo diámetro supera los 50 μm son percibidos por separado por la lengua humana; la consistencia parece entonces glacial y cristalina.

El sorbete adquiere una textura cremosa-pastosa merced al aire que contiene el batido en su masa incrementando el volumen del producto.

i. Otros productos

Según Madrid y Cenzano (1995), además de los ya citados existen otros ingredientes en la fabricación de sorbetes, tales como:

- Sal, que se utiliza en dosis pequeñas para realzar el sabor de los sorbetes y mejorar su textura.
- Cacao, en sus diversas formas se utiliza en la preparación de coberturas.
- Frutas y sus derivados, utilizados para aprovechar el sabor natural.

2.2 EQUIPOS PARA LA FABRICACIÓN DE SORBETES

Los productos refrescantes y/o alimenticios en mención llevados al estado sólido o pastoso por medio de la congelación, requieren principalmente de los siguientes procesos: preparación y acondicionamiento de la mezcla, batido, congelamiento y conservación, para lo cuál se tienen los siguientes equipos:

2.2.1 Equipo Frigorífico Productor de Sorbetes

El congelamiento del producto se realiza mediante el proceso tecnológico de refrigeración mas utilizado, según el ciclo de compresión de vapor a expansión directa.

Este equipo esta compuesto por un tanque de congelamiento debidamente aislado donde va instalado adecuadamente el evaporador multitubular y el depósito de salmuera.

El evaporador que consiste en un serpentín de tubo liso para baños, que van desde el distribuidor de líquido hasta el colector de succión (manifool), son tubos doblados en disposición rectangular ó cuadrado cuyos circuitos deben coincidir en longitud y diámetro adecuados. Se instala en los espacios laterales según una distribución adecuada y favorable para la disposición de los moldes y la circulación de fluido un refrigerante secundario que puede ser salmuera almacenado en el mismo tanque con un equipo agitador destinado a asegurar la homogeneidad de las temperaturas durante el enfriamiento, tal como se muestra en la figura N° 2.1 y 2.2.

El proceso de congelación del producto consiste en sumergir los moldes llenos del producto en el tanque con salmuera la cual es enfriada por el serpentín de tubos lisos, el tanque esta debidamente aislada en sus paredes y fondo para mantener la temperatura requerida.



Figura N° 2.1: UNIDAD DE CONDENSACION

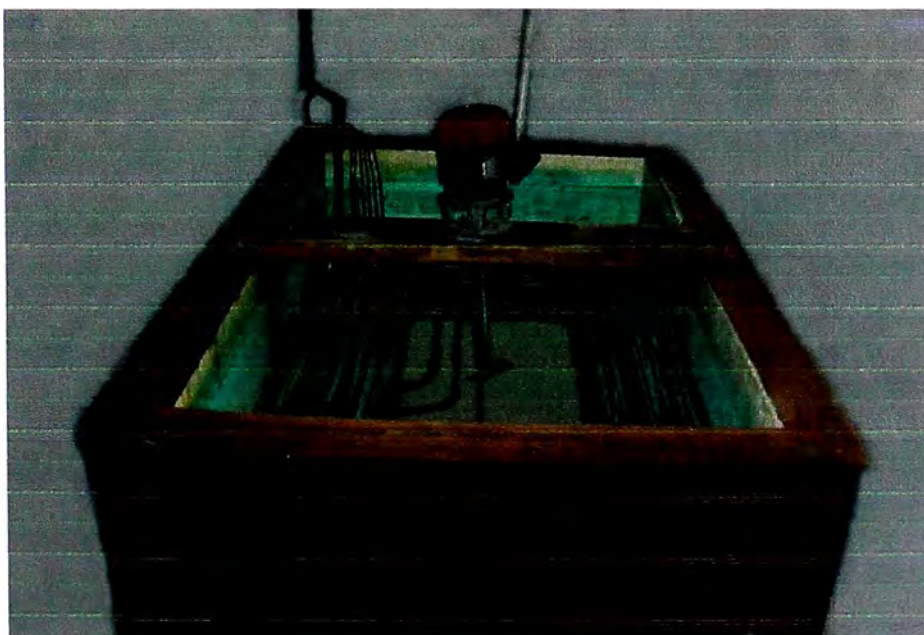


Figura N° 2.2: TINA DE CONGELAMIENTO

2.2.2 Tanque de Maduración

El tanque de maduración es de acero inoxidable de buena calidad por ser el recipiente que recibe el producto alimenticio, por lo general es cilíndricos con doble pared, la capacidad instalada de estos tanques oscila entre 200-300 litros.

La refrigeración en el recipiente (placa fría) es a base de un serpentín de tubería de cobre que se mantiene en excelente contacto térmico con el recipiente reverso de la placa fría (soldadura de estaño) llamado también evaporador de contacto, la transmisión de calor se efectúa por conducción entre la mezcla y el evaporador bajo la forma de una placa fría. El reverso de la placa fría y el serpentín evaporador debe estar cuidadosamente aislado entre las dos paredes, a fin de reducir la pérdida de frío y evitar condensaciones en el mueble.

El equipo trabaja con una unidad de condensación de media temperatura para la conservación de la mezcla a un promedio de 4°C.

El movimiento de la mezcla, para conseguir el enfriamiento homogéneo es a base de un agitador de hélice.

La otra forma de refrigeración es con agua helada, también el cilindro es de doble pared. El ingreso de agua helada en el tanques es desde abajo hasta arriba, se realiza mediante una conducción metálica que discurre en forma helicoidal en torno a la cara exterior del cilindro interno, de manera que la totalidad del cilindro se enfría uniformemente. En los tanques refrigerados de arriba hacia abajo el agua helada chispea sobre la pared desde una tubería agujereada colocada circularmente alrededor del tanque interno.

contacto con el producto son de acero inoxidable, la capacidad del equipo (litros/hora), depende de:

- Temperatura y composición de entrada de la mezcla.
- Temperatura deseada para el sorbete a su salida de la máquina.
- Overrun deseado
- Temperatura del fluido refrigerante.

La mezcla se introduce al recipiente de la batidora por la tolva de carga y luego se pone en marcha la máquina que va provista de un equipo de frío para bajar la temperatura de la mezcla desde $+5^{\circ}\text{C}$ hasta -15°C (para sorbetes) ó -18°C (para helados). Al mismo tiempo la mezcla es agitada mediante una turbina horizontal. La incorporación de aire es por gravedad, los helados de leche (crema) tienen un overrun más alto (75-90%) y los sorbetes tienen un overrun de (30-50%).

Acabado el proceso de batido y congelación, se abre la boca de salida del recipiente, sin que para ello sea necesario interrumpir la marcha de la máquina. Cada carga suele ser de una duración de 15 a 20 minutos, y el tiempo de descarga es aproximadamente 3 minutos.

El equipo de frío consta de una unidad de condensación semi-hermético y el enfriamiento es por expansión directa del refrigerante freón 22.

El cilindro de congelación es de tipo horizontal y extracción directa, cuya superficie interna está en contacto con el producto y la superficie externa o reversa donde se sitúa el evaporador, que a su vez está entubado mediante un serpentín de tubería de cobre que mantiene un excelente contacto térmico con



Figura N° 2.3: TANQUE DE MADURACION

2.2.3 Batidora para sorbetes

Para batir y congelar la mezcla se utilizan dos tipos de batidora: Continuas y por cargas.

En nuestro caso se utilizan batidoras por cargas. Está constituida por un cilindro de acero inoxidable con un eje horizontal, en cuyo interior gira un agitador provisto de espátulas helicoidales (turbina horizontal) que raspan la pared del cilindro, asegurando una consistencia y una homogeneidad uniforme del producto.

La mezcla se introduce en el recipiente y es sometido al batido y congelación durante un tiempo determinado, al finalizar el batido, se descarga el producto, quedando libre la máquina para otra carga, todas las partes en

pla superficie, el aislamiento consta de una capa de resina de polietileno expandido de un espesor de 4 pulgadas.

Otro tipo de evaporador que conforma el cilindro de congelamiento es el llamado evaporador de superficie de placa, se fabrican con dos placas metálicas de acero inoxidable, unidas y soldadas entre si, de manera que suministran una trayectoria al flujo de refrigerante entre las dos laminas.

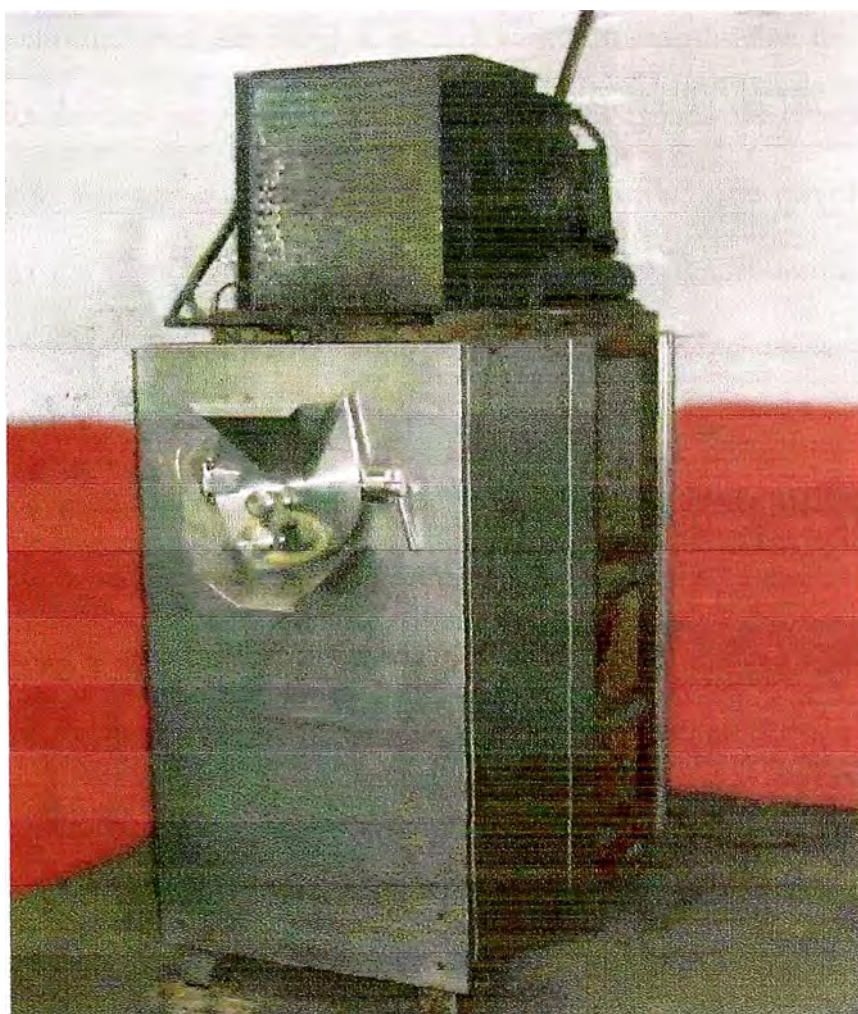


Figura N° 2.4: BATIDORA

2.2.4 Equipo Pateurizador y Homogenizador

Son tanques de acero inoxidable de capacidad de 200 a 300 litros provistos de un agitador que se encarga de asegurar una mezcla homogénea, para el calentamiento de la mezcla los tanques se construyen con dos paredes y entre ellas se deposita aceite o agua luego se aplica calor mediante un quemador a gas propano el cual asegura el calentamiento.

Para el pasteurizado en algunas industrias se utiliza casi exclusivamente intercambiadores de calor a placas. Un intercambiador de calor de placas consta de dos pesadas de placas terminales (placa de cabeza y pie) unidas entre si por dos ejes superpuestos. A los líquidos que circulan por cada dos placas los someten a un movimiento de corriente turbulenta que favorece la transmisión de calor, logrando así el calentamiento uniforme de todas las partículas.

La máquina homogenizador es una bomba centrífuga sumergido en el recipiente y que es accionado por un motor eléctrico desde la parte superior a través de un eje vertical, el impulsor de aspas curvas radiales succiona la mezcla y descarga en el mismo recipiente recirculado la mezcla en forma continua.

La máquina homogenizador en las grandes industrias es una bomba de embolo muy potente con dos o cuatro cilindros. Con el primer embolo, embolo de succión, se absorbe mezcla caliente del pasteurizador. El segundo embolo ó embolo compresor, la mezcla es impulsada con velocidad de 100 m/s o mas y presiones de 150- 200 bar través de diminutas ranuras circulares de la válvula de homogenización.



Figura N° 2.5: HOMGENIZADOR-PASTEURIZADOR

2.2.5 Congeladores

Los congeladores del tipo “cofre” industrial de dimensiones 1,5 x 4 x 0,7 m sirven de almacenamiento y despacho de los sorbetes, son depósitos de acero inoxidable protegidos contra la oxidación poseen un aislamiento térmico de 4” de espesor de material tecnopor, el serpentín enfriador (evaporador) va fijo y arrollado bajo un excelente contacto térmico contra la pared inferior de la misma para acelerar la congelación de los productos a través de la circulación del fluido frigorígeno. Los productos que han de congelarse se colocan apilados en forma ordenada a fin de permitir una manipulación fácil. Los equipos frigoríficos que alimentan éstos congeladores

son a base de grupos de condensación herméticos, cuya regulación termostática permite mantener temperaturas entre -25 y -30 °C.

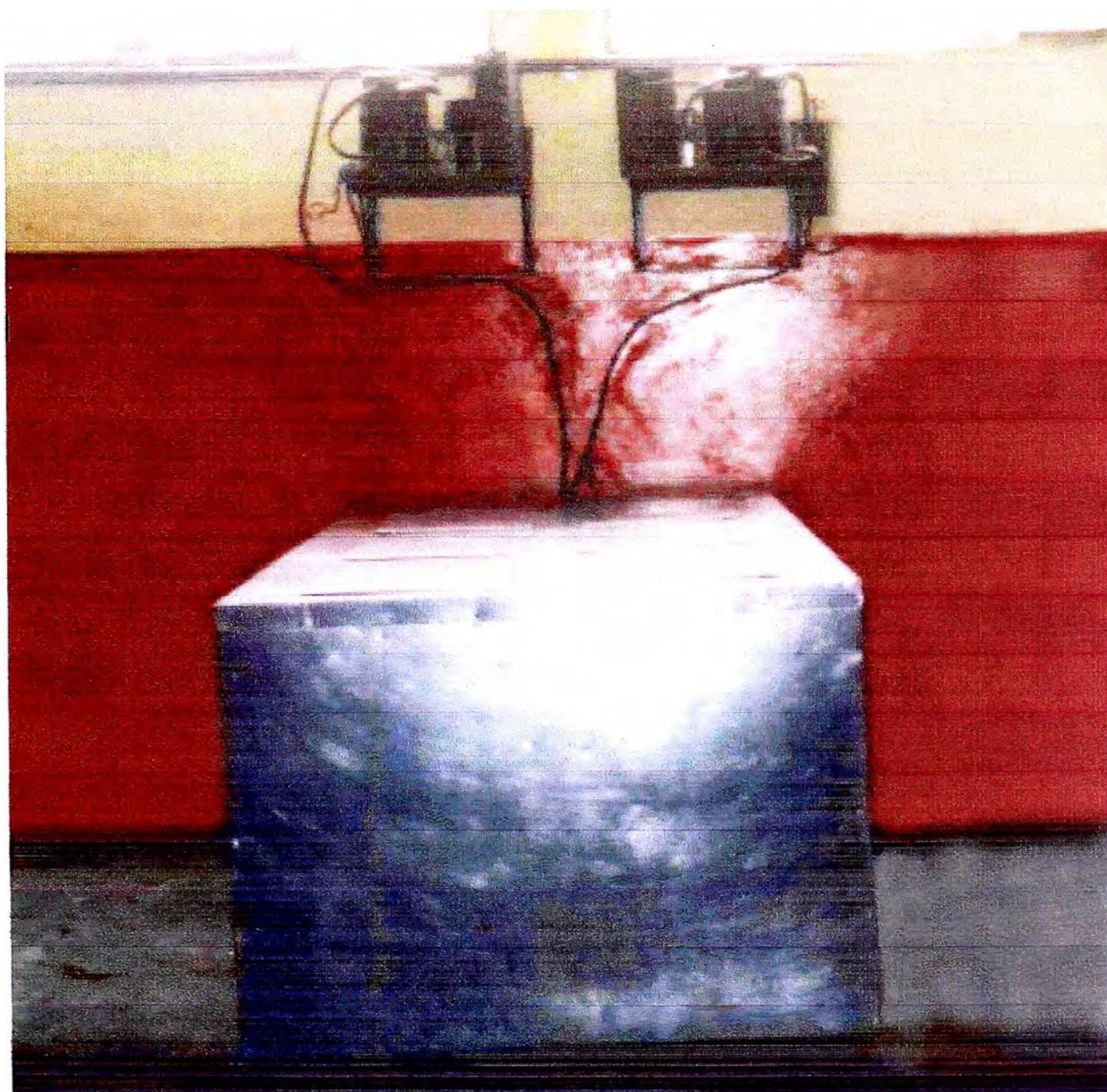


Figura N° 2.6: CONGELADOR

2.3 BALANCE TERMICO EN EL EQUIPO GRIGORIFICO

Para contemplar el aspecto de ingeniería calcularemos la capacidad del equipos en función a su aplicación y al proceso de producción, para ello determinaremos la potencia frigorífica necesaria para cubrir las necesidades de la instalación.

La determinación del balance térmico de la instalación frigorífica está en función de:

- régimen de trabajo
- clima
- cantidad y estado del producto a su entrada para el congelamiento
- calor específico del producto (antes y después de su congelación)
- calor desprendido por la agitación
- calor introducido por cambio de moldes
- enfriamiento de los moldes.
- infiltraciones de calor por paredes y fondo del tanque.
- pérdidas de calor por la abertura del tanque.
- calor arrastrado por el aire que se infiltra en los moldes.

El cálculo de la carga térmica debida al enfriamiento y congelación del producto es, sin duda, la mayor de todas las que intervienen en el cómputo total de la potencia frigorífica del equipo. El método está basado en las características de la composición del producto, dado que el agua es el elemento principal a congelar seguido del contenido de la materia sólida (celulosa).

La práctica ha demostrado que todas las demás cargas no pasan del 20% del frío necesario para la congelación.

La carga térmica del sistema es el punto de partida para determinar el consumo de energía y el dimensionamiento correcto de los componentes del equipo frigorífico.

2.4 DURACIÓN DEL PERIODO DE CONGELACIÓN

El cálculo del tiempo de congelación es uno de los parámetros más importantes en el diseño de las etapas de congelación, ya que representa el tiempo que el producto va a estar en el interior del equipo de congelación.

En principio, representa el tiempo necesario para que el centro geométrico del producto cambie su temperatura inicial hasta una temperatura final predeterminada, inferior a la de congelación, que también se le denomina tiempo efectivo de congelación, que es el tiempo transcurrido desde que la superficie del producto pasa de 0°C hasta que el centro geométrico del mismo alcanza una temperatura de 10°C inferior al punto inicial de congelamiento.

La mayoría de productos alimenticios se consideran congelados cuando el centro del material ha alcanzado los -10°C .

Depende de numerosas variables y factores, entre otros el calor específico y el calor latente de congelación del producto, su forma, textura, dimensiones, .coeficiente de conductibilidad, la naturaleza del proceso de congelación (moldes sumergidos llenos del producto), del coeficiente de transmisión superficial del producto, la temperatura de ingreso, etc.

Una solución matemática para establecer los tiempos de enfriamiento y congelamiento aún no es viable.

Desde el punto de vista ingenieril, es necesario tanto para los diseñadores como para los usuarios contar con métodos simples de predicción de tiempos de proceso de enfriamiento y congelación. Los mismos deben ofrecer resultados con la precisión adecuada a las necesidades y circunstancias en que serán utilizados (generalmente con mal conocimiento de las propiedades térmicas y coeficientes de transferencia de

calor, condiciones de temperatura no muy bien controladas, etc.). En estos casos prácticos el tener errores relativos menores del 10% a través de un amplio rango de condiciones de refrigeración es altamente satisfactorio.

En los últimos años ha habido un fuerte trabajo de investigación orientado al desarrollo de métodos de predicción simples y muy precisos, uno de ellos es la información en el libro de refrigeración del Ing. Ernesto Sanguinetti Remusgo, relación que nos permite calcular con bastante aproximación el tiempo de congelación del hielo artificial de diferentes formas y tamaños, como por ejemplo: en cubitos, hielo en bloques, nieve y escamas, hielo en briquetas, etc.

Los productos a fabricarse: helados, sorbetes y hielo, cuyo punto de congelación de estos alimentos no coincide con el del agua pura (hielo artificial) debido a la presencia de solutos en el alimento, que provocan una disminución del punto de congelación, pero debido al alto porcentaje de agua presentes en el producto 67.5 % se puede utilizar la relación para el cálculo del tiempo de congelación.

Los factores que intervienen en esta relación son varios: espesor del molde, proporción entre ancho y espesor, temperatura media de la salmuera, movimiento o agitación de la salmuera. Los más importantes son espesor y temperatura media.

Tienen una influencia limitada la temperatura inicial del agua (producto) y su contenido de solutos. La siguiente relación empírica se utiliza para calcular el tiempo de congelación:

$$t = \frac{C \times e^2}{32 - T_s} \quad (2.1)$$

Fuente: Refrigeración y AA, Ing. Ricardo Redlich UNI

Donde:

e: espesor en pulgadas (menor dimensión del molde)

T_S : temperatura media de la salmuera en °F

32°F: punto de congelación del agua (para el sorbete 25.97 °F)

C: coeficiente que depende de la velocidad que da el agitador a la salmuera, sus valores son:

$v = 12 \text{ m/min} = 40 \text{ pies/min} \dots\dots\dots C = 5.75$

$v = 8 \text{ m/min} = 25 \text{ pies/min} \dots\dots\dots C = 6.50$

$v = 3 \text{ m/min} = 10 \text{ pies/min} \dots\dots\dots C = 7.00$

t: tiempo de congelación en horas.

En el proyecto el tamaño de los moldes es casi uniforme, para disminuir el tiempo se pueden utilizar salmueras de más bajas temperatura, para ello obliga a tener equipos frigoríficos de mayor capacidad y una disposición óptima de la tubería del evaporador.

Para nuestro caso el punto de congelación, según la tabla N° 3.1 tiene un valor promedio de - 3.51 °C (26.6°F).

2.5 SISTEMAS CON SALMUERA

Salmuera es el nombre que se da a la solución que resulta cuando se disuelven diversas sales en el agua, por lo que la temperatura de congelación de la salmuera resultante será inferior a la temperatura del agua pura.

Este líquido enfriado mediante un refrigerante es el que circula como fluido de transferencia de calor (caloportador) en la tina de congelamiento.

Se usan comúnmente dos tipos de salmuera en la práctica normal de refrigeración: cloruro de sodio (NaCl) y cloruro de calcio (Ca Cl_2), de las cuales el cloruro de sodio es la sal de cocina ordinaria.

La salmuera de cloruro de sodio, se emplea principalmente en aquellas aplicaciones en que la posibilidad de contaminación del producto excluye el uso de otras salmueras. Las soluciones acuosas de esta sal se emplean comúnmente en aplicaciones de congelamiento de alimentos.

El cloruro de sodio ofrece el costo mas bajo por galón de solución que cualquier otra salmuera disponible. Asimismo, se acostumbra usar en aplicaciones asociadas con alimentos y en sistemas abiertos debido a su escasa toxicidad. Las propiedades de esta salmuera permiten también utilizar altos coeficientes de película de salmuera, que sean convenientes para reducir la cantidad de la superficie de intercambiador de calor necesaria.

No obstante, tiene dos desventajas notables:

1. su punto de congelación es relativamente elevado, lo que limita su aplicación a niveles de operación hasta -21°C .
2. es muy corrosiva, por lo que necesita inhibidores de corrosión que se deben verificar siguiendo un patrón regular.

Su calor específico debe ser lo más alto posible, porque, para un servicio proporcionado, reduce la cantidad de líquido necesario en la circulación y volumen. Las bajas viscosidades son deseables desde el punto de vista de velocidad de transferencia de calor.

La salmuera de cloruro de calcio tiene un uso muy difundido como refrigerante secundario circulante. Se trata de una solución salina de bajo costo, y su punto de congelación la hace más conveniente que el cloruro de sodio. La salmuera de cloruro de calcio es capaz de alcanzar menores puntos de fusión por lo que se usa a niveles

de temperatura que descienden a -37°C por lo tanto se utiliza en mayores y mejores aplicaciones.

Sus principales desventajas son:

- 1) es moderadamente corrosivo.
- 2) se caracteriza por tener coeficientes de transferencia de calor que descienden con gran rapidez por debajo de -20°C .
- 3) No puede emplearse en contacto directo con alimentos.

Para efectos prácticos, el menor punto de fusión con cloruro de sodio (sal común) es -21°C , mientras que con cloruro de calcio alcanzan temperatura hasta -50°C .

2.5.1 Equipo de agitación

El agitador es una hélice sumergida en la salmuera para un tanque de cierta capacidad. Al girar pone en movimiento el fluido caloportador en dirección conveniente (dirección opuesta al flujo del refrigerante), a fin de aumentar el rendimiento del serpentín evaporador y obtener rápidamente una temperatura homogénea en la masa del líquido a refrigerar.

Están formados por un eje y una mariposa de agitación ambos de acero inoxidable movido por un motor eléctrico. Se instala adecuadamente en el tanque y su eje puede ser horizontal o vertical, el eje tiene que salir fuera del tanque para ser accionado mediante una faja o motor directamente acoplado.

En los horizontales, con polea exterior y correa de transmisión, giran a velocidades alrededor de 250 a 300 RPM. Van montadas con unas bridas de sujeción, según el tipo de tanques de hormigón, de hierro o acero, el eje tiene que

atravesar la pared del tanque por lo cual se hace indispensable incorporar un prensa estopas exterior para lograr un paso estanco del árbol de transmisión.

Para el presente trabajo se utilizará el de eje vertical, el accionamiento es a través de un electromotor aplicado directamente al árbol transmisor, que giran normalmente alrededor de 700 a 1700 RPM dependiendo de la capacidad del tanque. La velocidad de rotación del eje del agitador tiene que estar suficientemente alejada de las frecuencias de vibración natural del conjunto del agitador y otras partes del sistema, por lo que las dimensiones del eje deben ser cuidadosamente seleccionadas. Su instalación es sumamente sencilla, ya que sólo requieren una fijación en un puente de madera ubicado en la parte central de la abertura del tanque con un orificio en dicho puente para el paso del eje.

Lo inconveniente es que los ejes verticales exigen vías de circulación mas complicadas por que dan un impulso vertical a un fluido que debe circular en un plano horizontal.

Las bombas de circulación son simples bombas centrífugas cuyas bocas de aspiración y de descarga se acoplas a puntos convenientes del tanque para impulsar la salmuera por sus canales. Estas ofrecen las ventajas de poderlas ubicar con más independencia accionándolas con una transmisión o un motor. Su inconveniente es que la salmuera circula fulera del tanque donde pierde frío en los tubos y en la bomba misma.

Los agitadores tienen la ventaja de que la salmuera no salga al exterior del tanque. En la práctica y con la experiencia en el presente trabajo se usa agitadores verticales, directamente acoplados al motor.

2.5.2 Circulación de la Salmuera

Es muy importante considerar en el diseño del tanque la circulación de la salmuera. Esta se logra mecánicamente con dos dispositivos; el agitador o la bomba de circulación.

El flujo de la salmuera debe ser dirigido para que recorra el evaporador en toda su extensión y luego bañe todo los moldes y retorne al evaporador desempeñando su papel de fluido caloportador entre el refrigerante y el producto ha congelar (moldes lleno del producto).

La velocidad de circulación de la salmuera debe ser calculada y lograda mediante el diseño correcto de las áreas de circulación y la selección justa del agitador o de la bomba.

El propósito es distribuir el frío con una variación mínima de temperatura en la salmuera. Evidentemente la temperatura será baja al salir del evaporador y más elevada después de haber recorrido todos los moldes o retorno al evaporador.

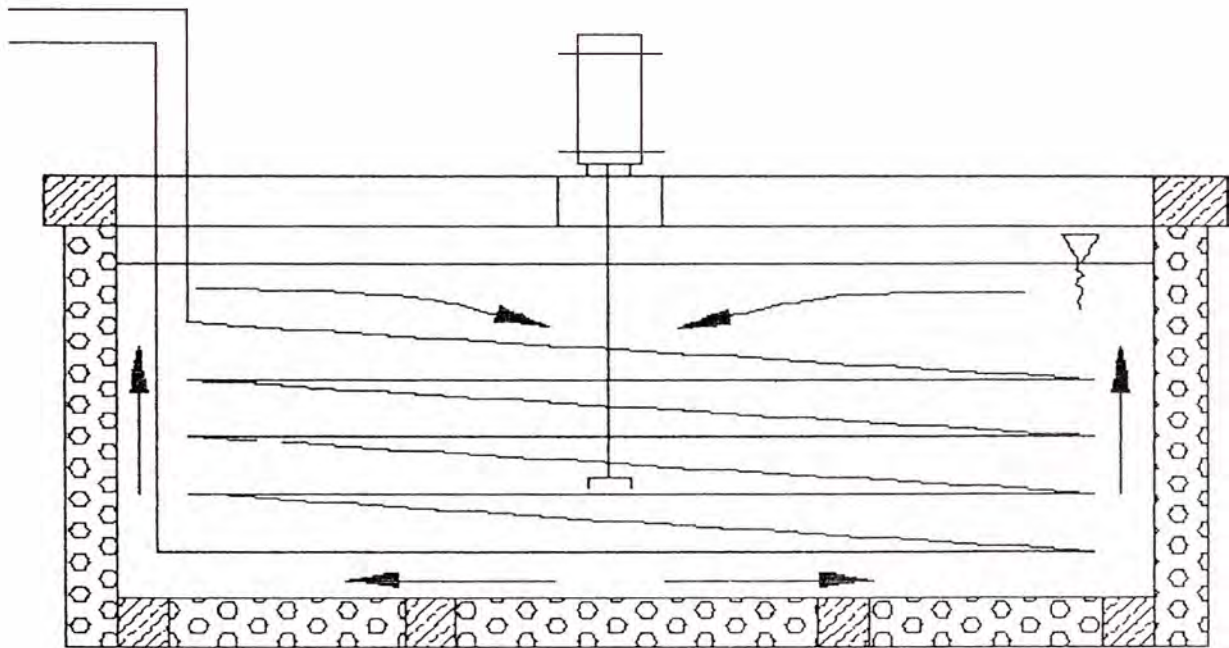
Los moldes ubicados en los extremos del tanque (alejados del eje del agitador, últimos moldes) son bañados por el fluido menos frío y tardan más en congelar, en la práctica resulta más eficiente dimensionar el tanque y evaporador en forma cuadrado, para conseguir un bañado homogéneo de los moldes en tanques de mediana capacidad.

La práctica convenida es mantener el salto de temperatura en 5°C ó 6°C como máximo. Lo que limita la velocidad es un factor hidrodinámico.

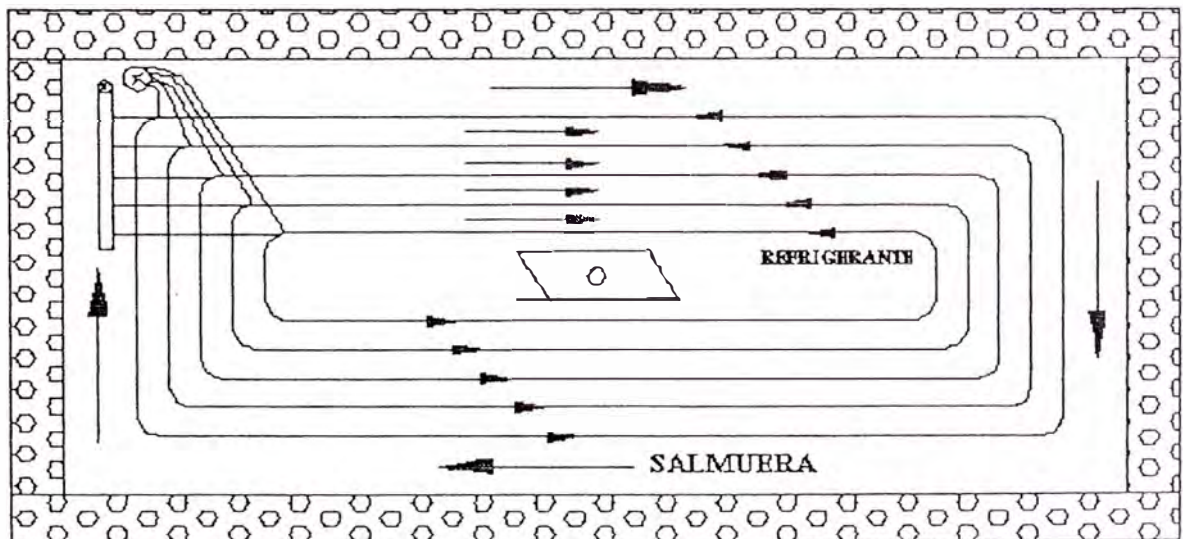
Las altas velocidades se consiguen a fuerza de desniveles y no se puede ir muy lejos sin correr el peligro de que caiga salmuera dentro de los moldes y

contaminar el producto o que no queden sumergidos suficientemente los moldes más distantes.

Para el diseño hay que considerar dos velocidades: una moderada en la zona de moldes y otra más elevada en la zona del evaporador, esto se consigue con un diseño apropiado de la hélice y la velocidad de rotación. Así el evaporador rinde más debido al aumento de su coeficiente global de transferencia de calor.



VISTA DE ELEVACION



VISTA DE PLANTA

Figura N° 2.7: FLUJO DE SALMUERA Y REFRIGERANTE

CAPITULO III DIMENSIONAMIENTO

El proceso de producción de frío debe ser controlado perfectamente para la congelación del producto en óptimas condiciones. Por ello el profesional encargado del proyecto debe estar concentrado en el dimensionamiento correcto de las instalaciones y los componentes del equipo.

Existen varias formas de producir el frío en forma industrial para una aplicación determinada. La tecnología más utilizada es el ciclo de compresión de vapor.

Este proceso consiste en sumergir los moldes llenos del producto en un tanque lleno con salmuera la cual es enfriada por un serpentín de tubos lisos que pertenecen a un equipo de refrigeración. El tanque está debidamente aislado en sus paredes y fondo; dentro de él se encuentra: el serpentín evaporador, el agitador y los moldes.

3.1 DIMENSIONAMIENTO DEL TANQUE DE CONGELAMIENTO

Según la experiencia en la construcción de este tipo de máquinas, primero se ha evaluado los aspectos técnicos sobre la capacidad de producción de los componentes de la planta. Según esta evaluación se sugiere la construcción de la máquina para una producción de 1920 SORBETES / HORA considerando la máquina parte del proceso productivo.

Para tal se tomará en cuenta las siguientes consideraciones:

- Tiempo de congelamiento del producto: de 20 a 25 minutos

- Tiempo de manipuleo del molde (proceso artesanal: desmolde, llenado de molde y colocación en el tanque de salmuera): 5 a 10 minutos
- Capacidad de cada molde: 40 Unidades
- Espacio que ocupa cada molde: 0.0875 m^2
- Volumen del evaporador (serpentín): 180 m de tubería de $7/8''$ de \varnothing ó 210 m de tubería de $3/4''$ de \varnothing (diámetro exterior DE).
- Dimensiones del molde de 40 Unidades: 35cm x 25cm x 15cm

El tanque de congelamiento a diferencia de los sistemas convencionales de refrigeración, contiene una cantidad estable de un refrigerante secundario que puede ser salmuera ya sea almacenado, que debe circular en el mismo tanque mediante un agitador ó circulando mediante una bomba desde otro tanque en donde se encuentra el serpentín enfriador que a su vez enfría a la salmuera.

Estos casos se basan siempre en el mismo principio de construcción, bien sea de obra o a base de muebles, debida y perfectamente aislados, y con depósito interior que puede ser indistintamente de plancha de acero, plancha de fierro galvanizado ó de revestimiento de cemento, dependiendo la elección de las dimensiones del tanque y, en consecuencia, de su coste.

La estructura de tanques de congelamiento para sorbetes y chupetes, en la mayoría de los casos se construye con listones de madera de dimensiones adecuados considerando el espesor de aislamiento, el depósito interior se construye de plancha de acero inox de $1/8''$ de espesor o de plancha de fierro y luego se reviste el depósito interior con fibra de vidrio de espesor adecuado para evitar la corrosión, el aislamiento de las paredes y la base se hace con planchas de poliestireno moldeado

(teknopor) de 4" de espesor, la parte exterior del tanque se forra con planchas de acero inox de 1/32" o con maderas (nachimbrado) de espesor y dimensión adecuado.

Para su dimensionamiento se tomará en consideración los siguientes criterios:

- Distribución uniforme de los moldes conveniente para el flujo de salmuera
- Área para el montaje del agitador vertical de salmuera
- Espaciamiento para el manipuleo de moldes (conviene dejar una luz de molde a molde y de molde a las paredes laterales)
- Altura necesaria para alojar el evaporador, los moldes y el nivel de la salmuera con respecto al borde superior.

3.1.1 Distribución de Moldes

En el tanque de congelamiento se pone en contacto los moldes y la salmuera en las condiciones más favorables a la congelación. Debe dar cabida a los moldes, a la salmuera, el evaporador, al agitador y a vías apropiadas de circulación de salmuera.

En principio debe ser lo mas reducido posible, para menores pérdidas por infiltración. El tamaño del molde empleado (ancho y altura del molde) y la altura del paquete evaporador distribuido en la base del tanque determinan la altura.

La producción deseada y el régimen de la salmuera son los factores que fijan el número mínimo de moldes con que se puede operar.

Establecido el número de moldes se puede calcular el área que ocupen, teniendo presente que conviene dejar una luz de 5cm de molde a las paredes y 2cm de molde a molde.

El cálculo del espacio para el evaporador será en función del tipo de evaporador escogido y de sus dimensiones. Este estudio siempre exige que se enfoque las vías de circulación de salmuera, el tipo y ubicación del agitador.

En cuanto a la ubicación del evaporador se emplean dos disposiciones típicas: el evaporador en un compartimiento lateral o cabecera separada de los moldes y el evaporador instalado en la parte inferior (base) del tanque de congelamiento.

En este último, el paquete de serpentines va distribuido adecuadamente en la base, ahorra mucho espacio y da una distribución más uniforme del frío.

3.1.2 Area y Altura del Tanque

- **Area del Tanque**

El área del tanque a dimensionar se hace teniendo en cuenta las consideraciones anteriores (3.1.1)

24 moldes x 40 sorbetes = 960 sorbetes cada 30 minutos, por lo que la producción en una hora es 1920 unidades, considerando el tiempo de congelamiento y manipuleo del molde en una tanda se produce 960 sorbetes.

Se puede considerar los 20 sorbetes como sobre producción, que van a permitir cualquier déficit de producción debido a:

- Mal posicionamiento de los palitos en el congelamiento del producto (se colocará los palitos anualmente).

- Derrame o caída accidental del producto al momento del llenado e introducción a la salmuera.
- Penetración de salmuera al producto por deterioro o fisura del molde.
- Deterioro del producto durante el desmolde.

Por lo tanto el área de la tina quedará definido por: Espacio para el puente de madera que sirve de soporte del agitador ubicado en el centro del atina (20 cm.). Espacios laterales de igual área para la ubicación de los moldes, definido por 3 hileras de 4 moldes en cada lado, según la disposición indicada figura N° 2.8.

Se debe considerar un espacio adecuado en un lado de la tina para la entrada y salida de la tubería de conexión según los diámetros correspondientes, además debemos dejar espacio en el otro lado y en los costados para ganar área de transferencia y a su vez disminuir la velocidad de circulación de la salmuera para evitar salpicaduras al producto, esta velocidad requerida es 2m/s.

Luego el área propuesta teniendo en cuenta las consideraciones anteriores es:

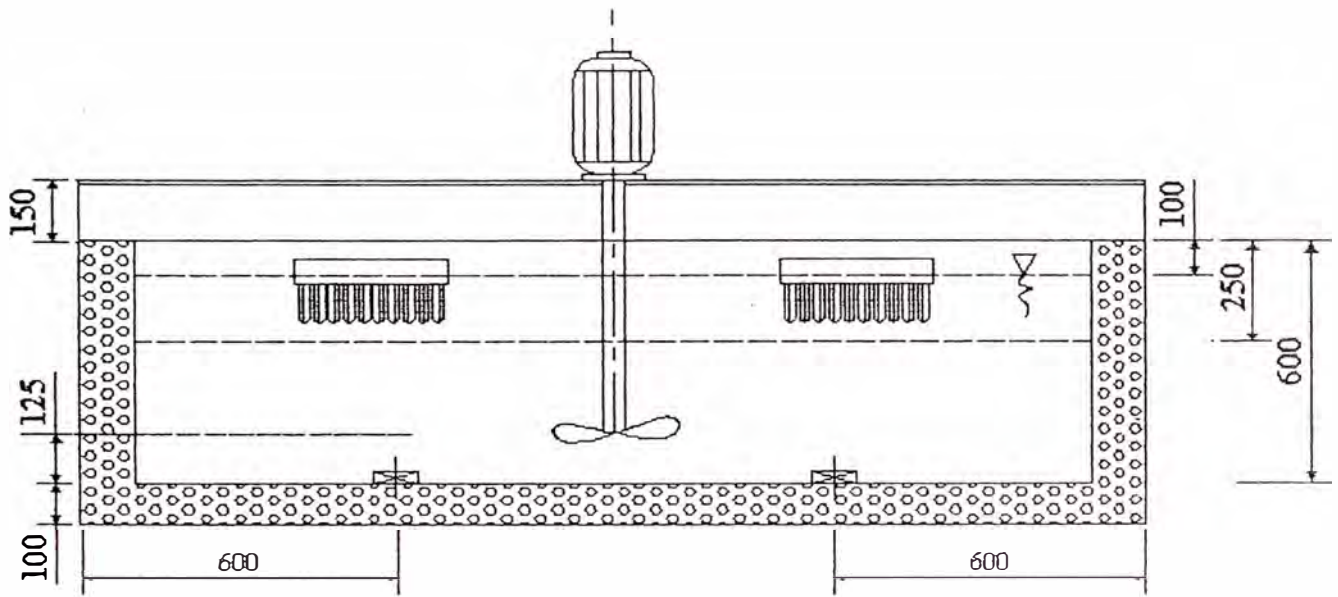
$$1.20 \times 2.20 = 2.64 \text{ m}^2$$

- **Altura del Tanque**

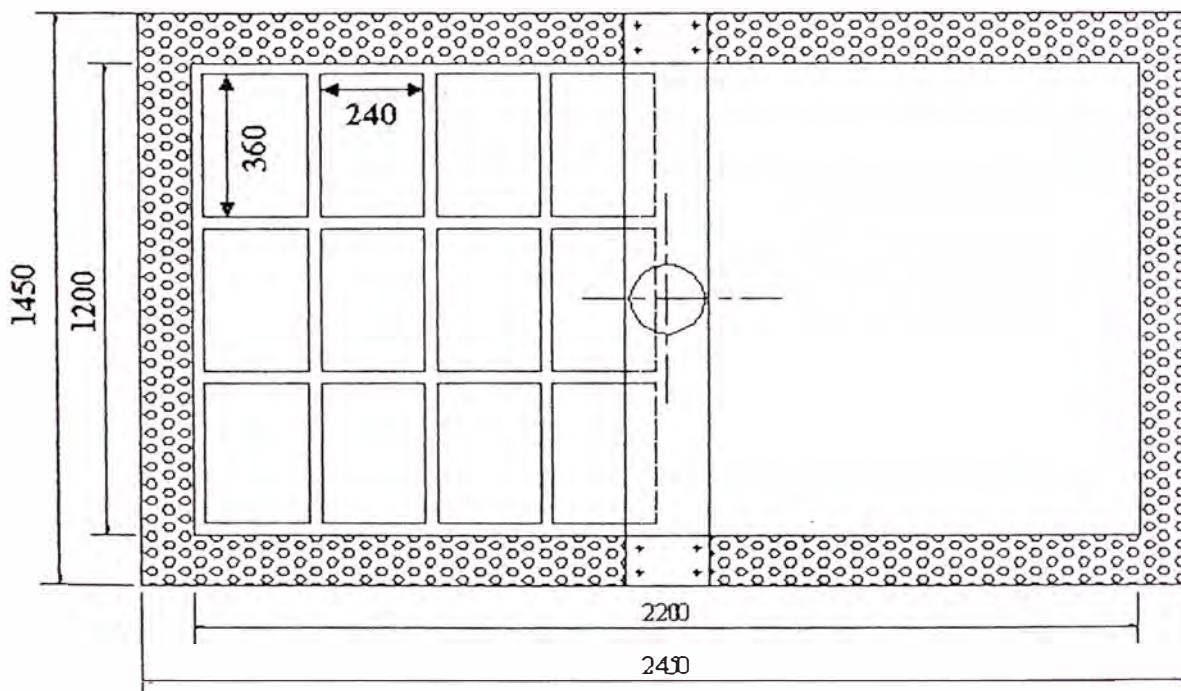
La altura del tanque debe estar definida principalmente por.

- Altura del molde
- Altura del paquete evaporador
- Altura del nivel de la salmuera
- Distancia del nivel de la salmuera al borde superior del tanque.

Para el diseño del tanque y moldes hay que tener en cuenta que el nivel de salmuera debe de coincidir con el nivel del líquido (producto) al inicio de la congelación, para esto los moldes tienen un diseño adecuado ya que éste debe flotar libremente en el compartimiento. La distancia vertical entre la parte inferior del molde y la parte superior del evaporador es de 10 cm aproximadamente y por último para que la parte inferior del evaporador también reciba la circulación de salmuera es menester que se encuentre a 2 cm encima del fondo de la tina de congelación, esto se logra con unos topes.



SECCION DEL TANQUE EN ELEVACION



SECCION DEL TANQUE EN PLANTA CON MOLDES

Figura N° 3.8: DIMENSIONAMIENTO DEL TANQUE Y DISPOSICION DE MOLDES

3.2 DIMENSIONAMIENTO DEL EVAPORADOR

El evaporador a utilizar del tipo sumergido, es uno de los más utilizados en la industria frigorífica, y que debe estar totalmente sumergido en el líquido que se desea enfriar, estos pueden tomar formas diferentes que se materializan como “serpientes” según su aplicación y la naturaleza del fluido frigorígeno.

Este tipo de evaporador se emplea únicamente con los fluidos miscibles con el aceite y donde es indispensable una velocidad de circulación mínima en la mezcla líquido- vapor para permitir que el aceite arrastrado por el refrigerante retorne al compresor. Bajo esta concepción se utilizan solamente para potencias inferiores o iguales a 20 000 frigorías / hora,

La construcción de estos evaporadores se realiza enrollando largos tramos de tubos unidos por soldadura en disposición tipo rectangular o cuadrado conformado por circuitos, distribuidos convenientemente de acuerdo a las aplicaciones prácticas del frío, cuya entrada del refrigerante es a través de un distribuidor, el circuito de tubos que debe tener la misma longitud termina en un colector (manifold) que consta de un tubo cuyo diámetro es mayor o igual a la del tubo de retorno o baja presión, la disposición debe ser favorable a la circulación de la salmuera siempre que sus dimensiones ocupen bien el compartimiento.

Según la geometría del tanque podemos alinear los serpentines en espirales concéntricas para aprovechar el espacio de tal manera que el número de serpentines paralelos se distribuyan convenientemente.

El evaporador en compartimiento lateral ó cabecera se emplea en tanques grandes y con evaporadores multitubulares tipo caldera ó con serpentines de múltiples entradas, la circulación de la salmuera puede ser mediante un agitador horizontal o una bomba de circulación, la alimentación del refrigerante puede ser por expansión directa ó inundado este último por medio de una válvula de flotación.

Los fluidos frigorígenos utilizados para este propósito, su aplicación depende de la temperatura del evaporador y de la capacidad del equipo.

En su diseño debe tenerse en cuenta que la longitud del tubo necesario para lograr la superficie correspondiente a la evacuación de la producción frigorífica de la máquina puede provocar una pérdida de carga excesiva en el evaporador, muy perjudicial para el buen rendimiento termodinámico de la máquina.

A fin de remediar este inconveniente es indispensable separar la superficie total del evaporador en un determinado número de superficies primarias (serpentines), para las cuales el valor de la relación:

$\frac{L}{d_i}$ = Longitud del tubo en mm , no debe ser superior al valor siguiente:
 d_i = diámetro interior en mm

$$\frac{L}{d_i} \leq 2000 \quad (3.1)$$

Para los refrigerantes: R-22 y R-502 (R-404A, R-507).

Fuente: RAPIN, PTJ. 1990. "Instalaciones frigoríficas", Tomo 2

Las diversas formas adoptadas dependen de la aplicación de los evaporadores, su función y la potencia frigorífica a evacuar.

Teniendo ya definido el área del evaporador, se debe construir serpientes o circuitos que en principio no sobrepase los 30 a 35 m de longitud, recomendación máxima para tubería 3/4", 5/8" y 7/8" de DE, de cobre rígido tipo L, ésta determinación permite evitar pérdidas de presión en el lado de baja presión.

Con la carga térmica Q_0 calculado, se determina un área de transferencia de $A \text{ m}^2$ y con el diámetro calculado de acuerdo a la carga térmica se obtiene una longitud aproximada de L mts de serpentín lo que supone un número de evaporadores de 30 a 35 mts. C/u (la longitud L mts, se calcula en el capítulo IV diseño del evaporador).

3.3.DIMENSIONAMIENTO DE LAS LÍNEAS DE CONEXIÓN

El Cálculo del tamaño de la tubería del sistema de refrigeración constituye un paso muy importante en el proceso de diseño, en este caso se debe considerar la necesidad de asegurar el transporte de aceite desde el sistema al compresor, dado que el movimiento del aceite depende de la velocidad del refrigerante.

Muchos fabricantes publican procedimientos de cálculos para la determinación del tamaño y diámetro de de las tuberías basados en diagramas y ábacos

Estos ábacos permiten determinar gráficamente los diámetros de las tuberías para una instalación de potencia determinada teniendo en cuenta las condiciones de funcionamiento.

Cuando se selecciona unidades condensadoras, para nuestro caso, dimensionar la línea de descarga es innecesario, ya que en su conjunto poseen el

condensador incorporado a la unidad de tal manera que el dimensionamiento de la línea de presión no tendría otra utilidad más que de comprobación.

La máquina que, podríamos dividirla en dos partes principales como son: el tanque de salmuera y el sistema de frío. La instalación es de manera que no exista mayores distancias entre una y otra parte del sistema, con lo que se facilita el ensamblaje de componentes eliminando los posibles riesgos de pérdida de presión en las líneas de aspiración y líquido y sobre todo para evitar gastos innecesarios de refrigerante, tuberías y accesorios.

La instalación de la unidad de condensación seleccionada cuyo condensador es enfriado por aire, no permite que ambas partes estén lo más próximo posible ya que estas unidades en lo posible deben estar en lugares muy ventilados o abiertos, de tal manera que se logre la mejor ubicación de la unidad con respecto al tanque de salmuera teniendo en cuenta las pérdidas adicionales así como el acceso al mantenimiento del equipo.

Para proceder al cálculo del tamaño de la tubería de conducción de refrigerante, dado que es uno de los aspectos más importantes en la selección de equipos y componentes del sistema, esencialmente se debe considerar:

- 1.- Minimizar las pérdidas de presión, ya que de lo contrario repercute en una disminución de la capacidad térmica y aumenta el consumo energético en el sistema.
- 2.- Tener en cuenta que el aceite de lubricación es miscible con los refrigerantes, por lo que convendrá reducir al mínimo posible la presencia del mismo en fase líquida en el cárter del compresor, facilitando por otro lado el retorno de aceite para que realice su verdadera función.

3.- No obstante, en los tramos de tuberías de líquido las pérdidas totales por rozamiento, accesorios, válvulas, etc., no son tan importantes comparadas con los tramos de gas en aspiración procedente de los evaporadores.

4.- El trazo y la geometría de las tuberías de aspiración principalmente, en función de la colocación y posiciones relativas de los evaporadores, compresor y condensador, pueden resultar importantes para evitar problemas tales como que el refrigerante pueda penetrar en el cárter del compresor en estado líquido en los periodos de paro, o que el aceite que se arrastre hasta el evaporador activo se deposite en él, disminuyendo el efecto térmico.

Las precauciones que se deben tomar en cuenta en la instalación de las tuberías para un mejor performance se recomiendan tener en cuenta:

- a) Realizar las conexiones de la manera mas limpia posible evitando que partículas extrañas puedan ingresar al momento de realizar las uniones.
- b) Usar el mínimo de accesorios posibles para minimizar el riesgo de micro fugas y disminuir caída de presión
- c) Las conexiones soldadas debes estar bien hechas, utilizar equipos adecuados para esta operación recomendados por los fabricantes de equipos de refrigeración.

Se debe tener en cuenta que cada vez es más frecuente valorar las pérdidas de carga por la caída equivalente de temperatura. Se recomiendan valores corrientes admisibles: 1°C en las tuberías de aspiración y de descarga, y 0,5°C en las tuberías de líquido.

TABAL N° 3.1

PÉRDIDA DE CARGA EQUIVALENTE DE LA TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN.

TUBERIA DE ASPIRACION	1°C
TUBERIA DE DESCARGA	0,5 a 1°C
TUBERIA DE LIQUIDO	0,5 a 1°C

FUENTE: Refrigeración, J. Antonio Ramírez, CEAC 2000

TABLA N° 3.2

VALORES NORMALES DE VELOCIDADES (m/s)

FLUIDO	ASPIRACIÓN	DESCARGA	LÍQUIDO
R-717 (AMONIACO)	15 A 20	15 A 20	0,5 A 1,25
R-134a, R-22, R-502, R-404A, R-507A	8 a 15	15 a 20	0,5 a 1,25

FUENTE: Ingeniería del frío, M. T. Sánchez, AMV 2001

3.3.1 Línea de Presión (descarga)

Esta línea permite el paso del refrigerante desde el compresor hasta el condensador con las siguientes características: Alta presión, alta temperatura, vapor sobrecalentado. En este estado el refrigerante alcanza la máxima temperatura del ciclo de refrigeración, debido a las altas temperaturas que existen en la línea de descarga el aceite (en gotas) circula libremente y ésta circulación a través de líneas verticales y horizontales puede mantenerse satisfactoriamente con velocidades relativamente bajas.

El aceite que viaja a través de los elevadores verticales depende de la velocidad del gas en la pared del tubo, existen tablas que recomiendan el tamaño máximo de las líneas verticales de descarga para el correcto retorno de aceite en diferentes capacidades, en tales casos, las líneas de descarga verticales deben dimensionarse para mantener velocidades arriba del mínimo necesario para la circulación apropiada del aceite a las condiciones de carga mínima, en las líneas verticales se requieren velocidades del gas superior a 5 m/s. Si las líneas horizontales se tienden con una pendiente en la dirección del flujo de por lo menos $\frac{1}{2}$ " por cada 10 pies (3m), normalmente no existe problema con la circulación del aceite a velocidades menores a las requeridas, por lo que se recomienda en líneas horizontales la velocidad del gas superior a 2.5 m/s.

La velocidad excesiva es otro factor limitante en el diseño de la línea de descarga, la cuál puede ocasionar problemas de ruido y vibración, por lo que se recomienda que dichas velocidades se mantengan debajo de 20 m/s, de igual manera existen tablas que proporcionan velocidades equivalentes en las líneas de descarga para diferentes capacidades y dimensiones de la tubería en los rangos normales de refrigeración.

Como regla general para caídas de presión en la línea de descarga hasta 5 PSI la operación del sistema es factible si el condensador esta dimensionado de tal manera que puede mantener presiones de condensación razonables.

Para diferentes capacidades y longitudes equivalentes, normalmente se dimensiona para que la pérdida de carga no sea superior 1°C de temperatura ó las pérdidas de carga de estas tuberías no deben exceder de 0,14 bares (2 Lib /pulg²).

En las unidades de condensación a utilizar para el presente proyecto, la línea de descarga ya viene dimensionada e instalada en el equipo, por lo que no se mostrará el proceso de dimensionado.

3.3.2 Línea de Líquido

Este tramo de tubería que une el condensador con la válvula de expansión permite el paso del refrigerante en estado líquido y por consiguiente con menor volumen específico, en este estado posee las siguientes características: presión alta, fase líquida.

En el presente proyecto se utiliza refrigerantes halogenados, por lo que el líquido refrigerante y el aceite se mezclan completamente por lo tanto la velocidad no es de gran importancia para la circulación del aceite.

La principal preocupación en el diseño de la línea de líquido es la caída de presión, no sólo se debe a las pérdidas por fricción si no también a las pérdidas de carga debidas a la elevación vertical de la tubería y a los elementos accesorios, se recomienda conservadoramente pérdidas de presión en rangos de 3 a 5 PSI ó pérdida de carga admitida entre 0,5 – 1°C de caída equivalente de temperatura, debe asegurarse de que siempre exista únicamente refrigerante líquido en la entrada a la válvula de expansión, para un funcionamiento adecuado del sistema es necesario que el líquido que llega al elemento de expansión esté ligeramente subenfriado.

Si la presión del refrigerante líquido cae debajo de su temperatura de saturación una porción de líquido se evaporará (“flash-gas”) instantáneamente para enfriar el refrigerante líquido a una nueva temperatura de saturación, origen

de burbujas y tapones de vapor que deterioran el comportamiento de las válvulas de expansión. Esto puede ocurrir en la línea de líquido si la presión cae lo suficiente debido a la fricción o tuberías verticales.

En general, las pérdidas de presión conducen a unos diseños de diámetros que no sobrepasan una caída equivalente a 1°C en circunstancias normales o las pérdidas de carga totales no deben sobrepasar 0.35 bares (5 lib/pulg²).

Existe otra pérdida de presión ocasionada por la fuerza necesaria para obligar al líquido a subir por unas tuberías verticales. En el caso de los refrigerantes R-22 y R.502 y el amoníaco, una columna líquida de 2pies de alto, ejerce una presión de aproximadamente de 1PSI, los cuales deben ser tomados en cuenta en el diseño para vencer la columna de líquido. En la práctica es suficiente un subenfriamiento de -12.2°C por cada 7.5m de altura.

En las aplicaciones prácticas, en general se debe considerar las siguientes recomendaciones:

- a) Utilizar un condensador sobredimensionado que permita obtener un líquido subenfriado desde el comienzo de la conducción de líquido.
- b) Aislar el conducto de líquido, si atraviesa zonas con alta temperatura.
- c) utilizar intercambiadores “líquido/vapor” que permita subenfriar el líquido.
- d) La velocidad del líquido esta comprendida generalmente entre 0,5 y 1 m/s.
- e) La caída de presión admisible en la línea del líquido puede alcanzar hasta 5lib/pulg², si se toma precauciones relativas al fenómeno “Flash – gas”.

3.3.3 Línea de Succión

Es la de mayor importancia, en esta línea el refrigerante tiene las siguientes características: baja presión, vapor ligeramente sobrecalentado, elevado volumen específico, se separan el vapor y el aceite.

De igual importancia en el diseño de las líneas de succión es preciso asegurar una velocidad adecuada, de forma que, es el sistema frigorífico, se produzca un retorno correcto del aceite al compresor.

El movimiento de aceite a través de las líneas de succión depende tanto de la masa como de la velocidad del gas en la succión. Conforme disminuye la masa o la densidad se necesitan velocidad mayor para acarrear el caite,

Las velocidades nominales recomendadas y usadas satisfactoriamente como estándares de diseño en la línea de succión no deben de ser menor de 4 m/s en líneas horizontales y de 7.62 m/s en líneas verticales, la velocidad exacta que se necesita en líneas verticales depende tanto de la temperatura de evaporación como de la dimensión de la línea, bajo condiciones variables,

Recomendaciones generales o casos para el retorno de caite:

- a) Se debe evitar todo sifón en los tendidos horizontales, particularmente cuando se trata de tubos de aspiración, para evitar acumulación de aceite.
- b) Cuando el compresor esta situado a mayor altura que el evaporador y la tubería de aspiración es considerablemente larga, deberá situarse un sifón cada 10 metros de dicha línea o también el sector de subida puede ser disminuida a su diámetro inferior. En ningún caso deberá situarse un sifón cerca de la entrada de aspiración del compresor.

- c) Cuando se requieran grandes tramos verticales se recomienda utilizar trampas cada 20 pies de modo que la elevación del aceite pueda hacerse por etapas.
- d) En condiciones: evaporador arriba, compresor abajo, la tubería de succión debe tener una inclinación de $\frac{1}{2}$ " por cada 10 pies de longitud, en tramos netamente verticales el aceite drena por gravedad por lo tanto la velocidad es de poca importancia.

La pérdida de carga admisible en este tramo no debe implicar un aumento de temperatura superior a 1°C o la caída de presión total debe ser un máximo de 1psi tal como indica la tabla N° 3.3

TABLA N° 3.3

PERDIDA DE CARGA QUE DEPENDE DEL RÉGIMEN DE EVAPORACIÓN

EVAPORACION	CAIDE DE PRESION
10 a -7°C	2 a 3 lib/pulg ²
- 7 a -18°C	1 a 2 lib/pulg ²
- 18 a -30°C	0.5 a 1 lib/pulg²

FUENTE: J. Alarcón Creus 1991

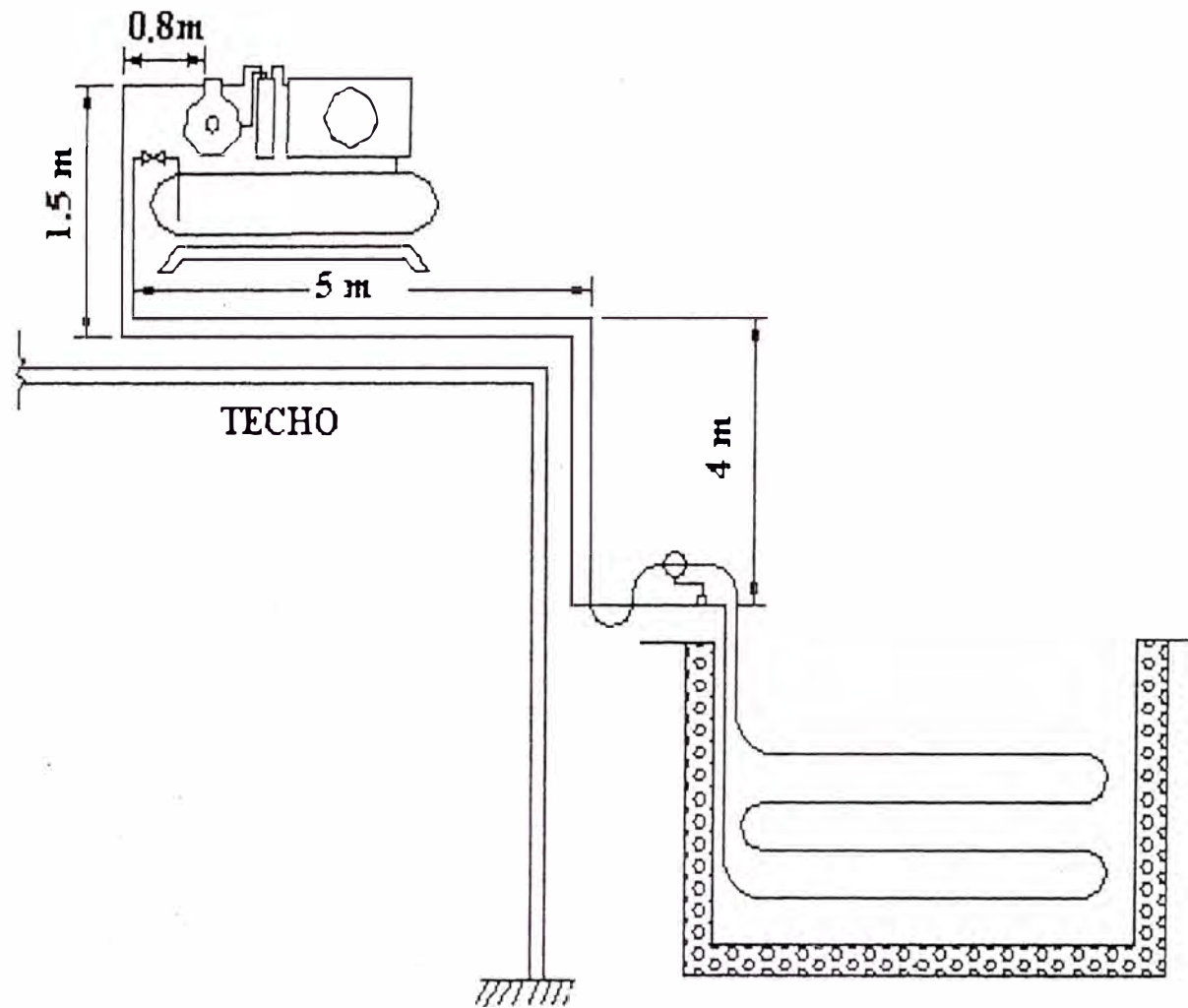


Figura N° 3.10: DISPOSICION DE LAS TUBERÍAS DE CONEXION

CAPITULO IV DISEÑO DEL EQUIPO FRIGORIFICO

En esta sección se presenta la ingeniería del proyecto, dada la variabilidad del proceso térmico, la metodología del cálculo presentado en este trabajo, es con el ánimo de hacer aportaciones en el campo de la refrigeración y en general del equipo frigorífico diseñado.

El objetivo es que el equipo trabaje con la eficacia máxima disponible.

Los conceptos y relaciones que permiten calcular las cargas térmicas y la utilización de datos prácticos, tablas y formas prácticas de cálculo usando relaciones analíticas de transferencia de calor, son de mucha utilidad en este campo para el diseño correcto.

4.1 ASPECTOS TEÓRICOS DE LA PRODUCCIÓN DE FRÍO

Como todas las máquinas que involucran trabajo y calor, las máquinas frigoríficas de compresión de vapor pueden ser analizadas según algunas leyes fundamentales de la termodinámica.

Daremos a continuación una síntesis elemental de las mismas, interpretada según la teoría clásica, aplicada a las máquinas de producción de frío:

1. Todos los líquidos al evaporarse, absorben calor de cuanto los rodea.

2. La temperatura a la que hierve un líquido, depende de la presión que se ejerce sobre dicho líquido.
3. Todo vapor puede volver a condensarse, convirtiéndose en líquido, si se comprime y enfría debidamente.

La termodinámica haciendo uso de estas tres leyes, desarrolló lo que se denomina el circuito de refrigeración, el líquido que se evapora en este circuito es llamado refrigerante.

4.1.1 Sistema de Compresión de Vapor

La refrigeración mecánica es el proceso mediante el cual se reduce la temperatura de una sustancia y es de interés de todos nosotros que la sustancia alcance temperaturas menores que la del medio ambiente que los rodea, para lo cual se les extrae calor sensible y/o latente según se necesite.

El sistema más utilizado hasta ahora es el sistema de refrigeración por compresión de vapor ó sistemas de refrigeración mecánica.

Desde el punto de vista comercial, es en el que se basa el diseño de las unidades de refrigeración

4.1.1.1 Ciclo Termodinámico y funcionamiento del sistema

a) ciclo ideal

En la realidad los ciclos no son ideales y su alejamiento de estas condiciones no es tan grande como para obviar su estudio.

El ciclo ideal es un ciclo teórico que tiene rasgos útiles y puede modificarse para que se parezca bastante a los sistemas reales, por lo que constituye un buen

modelo para comprender las características básicas de los sistemas de compresión de vapor.

Un ciclo ideal de refrigeración está formado por cuatro etapas fundamentales: compresión, condensación, expansión y evaporación.

- **Proceso de compresión (1-2).** En un ciclo ideal, el refrigerante no cambia sus condiciones mientras fluye por las tuberías de succión, desde los evaporadores hasta la entrada del compresor es vapor saturado seco a la presión del evaporador. El proceso de compresión es reversible y adiabático y, por lo tanto, isentrópico y libre de fricción, se efectúa a entropía constante.
- **Proceso de condensación (2-3).** En esta etapa, el gas proveniente del compresor en estado de gas sobrecalentado es condensado, llevando su condición hasta líquido saturado. Se supone que en esta etapa no existe caída de presión en el serpentín del condensador. Este proceso se realiza a presión constante.
- **Proceso de expansión (3-4).** Mediante el proceso de expansión se reduce la presión del refrigerante líquido desde la condensación hasta la evaporación. Por lo tanto, la temperatura del refrigerante disminuye. Este proceso se realiza a entalpía constante.
- **Proceso de evaporación (4-1).** En este proceso, el refrigerante líquido capta el calor del ambiente o del producto al que se está reduciendo la temperatura, produciendo de este modo, el cambio de estado del refrigerante (líquido a vapor). Se supone que al final se obtendrá vapor saturado.

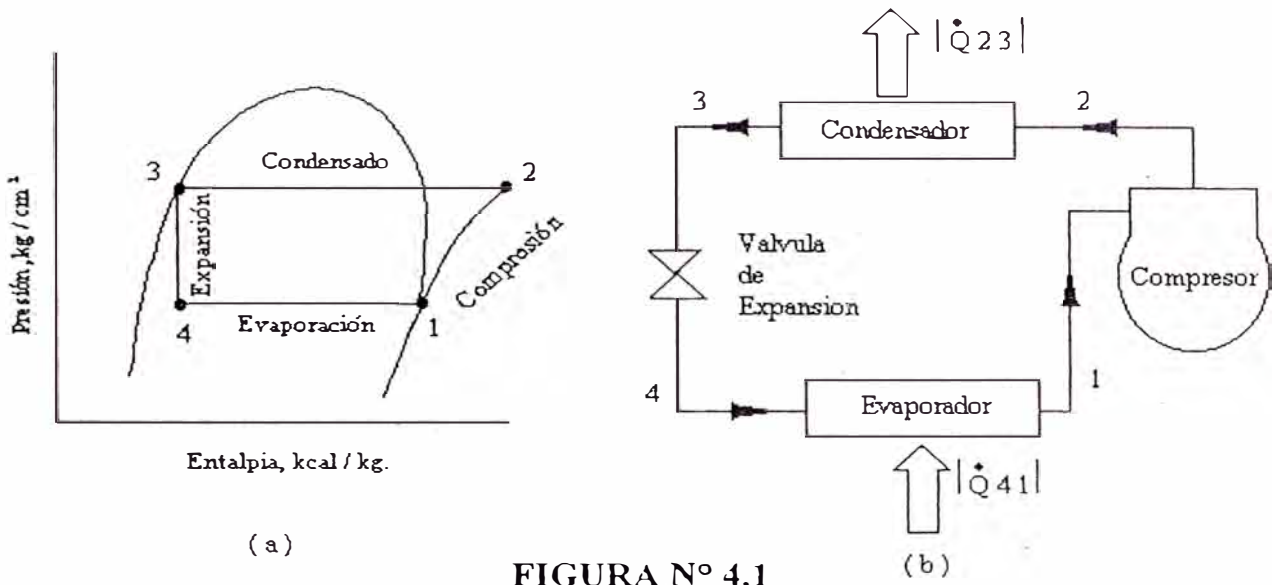


FIGURA N° 4.1

(a) Diagrama Presión – Entalpía del ciclo estándar.

(b) Esquema del proceso de compresión de vapor de un ciclo de refrigeración.

b) Ciclo real

En esencia, los ciclos reales están formados por los mismos componentes y etapas que en el ciclo ideal, solamente que deberán tomarse en cuenta otras consideraciones para su estudio, las cuales difieren de las del ciclo ideal. Las variantes a considerar son:

- caída de presión en las tuberías del sistema y sus accesorios.
- Eficiencia de los equipos componentes del sistema.
- Y las caídas de presión, vale decir la caída de presión en el serpentín del evaporador y la caída de presión en el serpentín del condensador.

Todos los factores mencionados se deberán considerar para obtener un óptimo diseño del sistema y una operación eficiente. Sin embargo, esta no dependerá solamente del buen diseño, sino también de la eficiencia de los equipos que componen el sistema, además de las modificaciones que se le puede incluir, tales como: el sub enfriamiento del líquido.

Para producir este efecto, se debe instalar un intercambiador de calor a la salida del refrigerante líquido de alta presión, además de subenfriar el refrigerante líquido, se incrementará el efecto refrigerante.

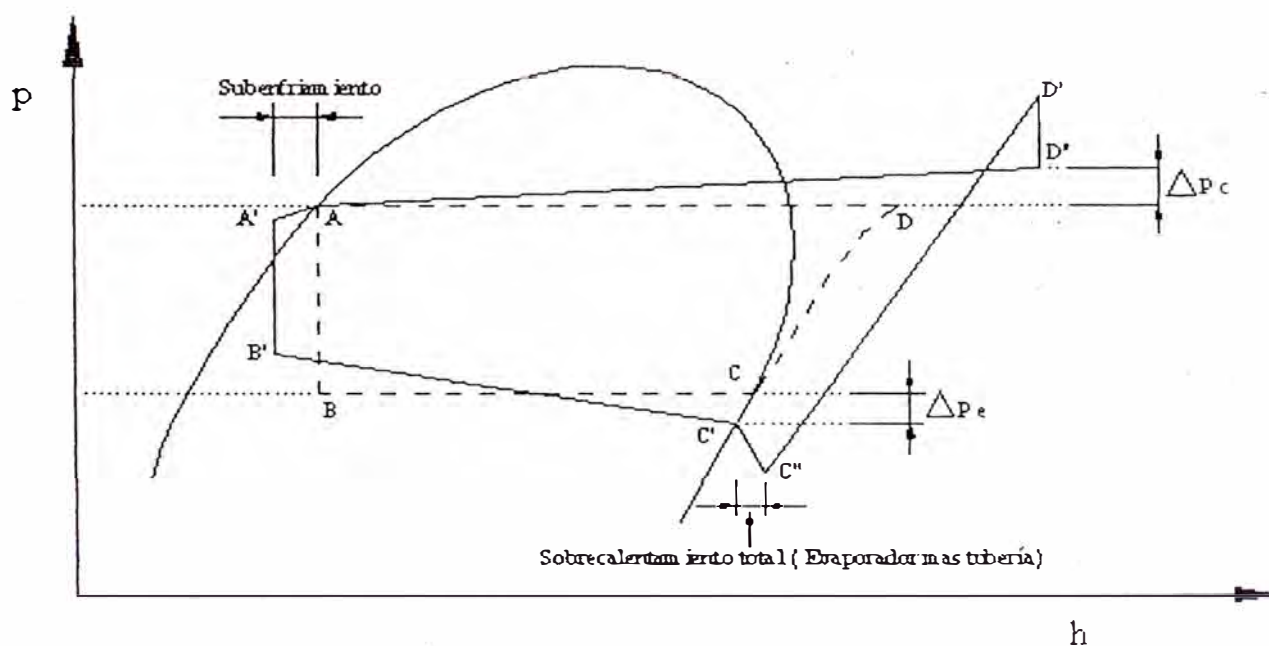


FIGURA N° 4.2

Diagrama presión – entalpía de un ciclo real de refrigeración, indicando el efecto de subenfriamiento, recalentamiento y pérdidas de presión frente al ciclo ideal.

Pérdidas de presión en un ciclo real

- $P_D^I - P_D^{II} = \Delta P$ Debida a las válvulas de descarga del compresor
- $P_D^{II} - P_A = \Delta P$ Debida a la tubería de descarga y condensador
- $P_A - P_A^I = \Delta P$ Debida a la tubería de líquido
- $P_B^I - P_C^I = \Delta P$ Debida al evaporador
- $P_C^I - P_C^{II} = \Delta P$ Debida a la tubería de aspiración y válvula del compresor.

Las consecuencias de estas pérdidas de carga pueden compensarse parcialmente por el subenfriamiento eficaz del líquido condensado.

4.1.1.2 Coeficiente de desempeño de enfriamiento (COP)

Se utiliza en los equipos frigoríficos para indicar el buen o mal aprovechamiento de la energía.

$$\text{COP} = \frac{\text{efecto refrigerante útil}}{\text{entrada neta de energía}}$$

El COP es por consiguiente una medida de la eficiencia de un ciclo de refrigeración en la utilización de la energía que se gasta en el proceso de compresión, con relación a la energía que es absorbida en el proceso de evaporación. Como puede verse de la ecuación anterior, a menor energía gastada en el proceso de compresión, mayor será el COP del sistema de refrigeración.

Las medidas adoptadas para el ahorro de energía, como: optimización en la selección de equipos y componentes, automatización, aislamiento térmico deben posibilitar el aumento del coeficiente de desempeño ó medida de la eficiencia energética EER.

$$\text{EER} = \frac{\text{energía o calor entregado BTU}}{\text{Energía eléctrica utilizada Kwh}}$$

4.1.2 Selección del Fluido Frigorígeno

Los fluidos frigorígenos son cuerpos químicos cuyas propiedades son aptas para su aplicación en las máquinas frigoríficas.

Se han desarrollado varios refrigerantes que permiten efectuar una selección óptima para una aplicación específica.

Dos factores son de gran importancia en la decisión de cuál refrigerante deben usarse en el proyecto. Ordinariamente, esta decisión se alcanza durante el aspecto de diseño del sistema de refrigeración del equipo, estos dos factores el efecto refrigerante y el calor de compresión determinan el coeficiente de comportamiento (COP) del refrigerante seleccionado.

Existen otras consideraciones para orientar la selección del fluido, combinando características de orden técnicos y problemas de costos, gastos operativos y de mantenimiento; según el tipo de máquina a utilizar la elección puede ser diferente. Entre los factores importantes se incluyen los 1) químicos, termodinámicos y las propiedades físicas, 2) la capacidad del sistema requerida, 3) el tipo de compresor, 4) el nivel de temperatura deseado y 5) las consideraciones de seguridad.

El refrigerante de uso común para este tipo de trabajo en nuestro medio fue todavía hasta entonces para compresores reciprocantes: R-22, R-502, R-717, estos refrigerantes poseen distintas propiedades físicas que hacen variar la capacidad de refrigeración por Kg. de refrigerante. Esto permite tener mayor flexibilidad para seleccionar un compresor que satisfaga los requisitos de trabajo de enfriamiento con un costo menor.

Normalmente la comparación estándar de los refrigerantes se hace bajo las condiciones de: -15°C , en el evaporador y 30°C en el condensador.

El refrigerante seleccionado para este trabajo, teniendo en cuenta los factores mencionados es el R-502 ó su sustituto R-404a. Los fluidos utilizados en el ciclo de compresión de vapor y, por lo tanto en los evaporadores deben cumplir eficientemente las propiedades termodinámicas para obtener una buena

Dos factores son de gran importancia en la decisión de cuál refrigerante deben usarse en el proyecto. Ordinariamente, esta decisión se alcanza durante el aspecto de diseño del sistema de refrigeración del equipo, estos dos factores el efecto refrigerante y el calor de compresión determinan el coeficiente de comportamiento (COP) del refrigerante seleccionado.

Existen otras consideraciones para orientar la selección del fluido, combinando características de orden técnicos y problemas de costos, gastos operativos y de mantenimiento; según el tipo de máquina a utilizar la elección puede ser diferente. Entre los factores importantes se incluyen los 1) químicos, termodinámicos y las propiedades físicas, 2) la capacidad del sistema requerida, 3) el tipo de compresor, 4) el nivel de temperatura deseado y 5) las consideraciones de seguridad.

El refrigerante de uso común para este tipo de trabajo en nuestro medio fue todavía hasta entonces para compresores reciprocantes: R-22, R-502, R-717, estos refrigerantes poseen distintas propiedades físicas que hacen variar la capacidad de refrigeración por Kg. de refrigerante. Esto permite tener mayor flexibilidad para seleccionar un compresor que satisfaga los requisitos de trabajo de enfriamiento con un costo menor.

Normalmente la comparación estándar de los refrigerantes se hace bajo las condiciones de: -15°C , en el evaporador y 30°C en el condensador.

El refrigerante seleccionado para este trabajo, teniendo en cuenta los factores mencionados es el R-502 ó su sustituto R-404a. Los fluidos utilizados en el ciclo de compresión de vapor y, por lo tanto en los evaporadores deben cumplir eficientemente las propiedades termodinámicas para obtener una buena

- h) El punto de congelación debe ser inferior, con un margen de seguridad, a la temperatura mas baja alcanzada en el evaporador.
- i) El coeficiente de funcionamiento (COP) debe ser alto.
- j) No ser inflamables. Esta característica no debe interpretarse en un sentido totalmente restrictivo. Puede atizarse un fluido frigorífico que sea inflamable, pero en el que se valoren como muy positivas otras propiedades.
- k) Toxicidad. Hay que distinguir entre el efecto asfixiante y el tóxico. Todos los gases no tóxicos, excepto el aire, producen sofoco cuando se inhalan en concentración tal que produzca una disminución sensible del contenido de oxígeno en el aire. Los gases tóxicos son los que producen algún tipo de lesión o irritación al ser inhalados.
- l) Acción sobre los metales. No deben atacar el material que los contiene o en las diversas piezas de la instalación.
- m) Facilidad de localización de fugas. Es muy interesante que por su composición resulten de fácil localización las fugas que se produzcan en el sistema (instrumentos adecuados).

- Clasificación de los Refrigerantes

La ASHRAE y ASRE (American Society of Refrigerating Engineer) clasifica los refrigerantes en los siguientes grupos:

- **Hidrocarburos halogenados.** Son los que contienen uno o más de los tres alógenos: cloro, fluor y bromo. Se designan con las siglas CFC los

compuestos clorofluorcarbonados, HCFC los hidroclorofluorcarbonados, HFC los hidrofluorcarbonados.

- **Mezclas azeotrópicas.** Se trata de una mezcla de sustancias que no puede ser separada en sus componentes por destilación. Un azeótropo evapora y condensa como una sustancia simple, con propiedades diferentes de las de cada uno de sus componentes, el más popular es el refrigerante R-502 que es una mezcla de 48.8 % de R-22 y 51.02 % de R-115.
- **Hidrocarbonados.** Muchos hidrocarbonados se utilizan como refrigerantes en ocasiones especiales en industrias de petróleo y petroquímica, como el metano, etano y el propano.
- **Compuestos inorgánicos.** Muchos de los primeros refrigerantes eran compuestos inorgánicos. Los más importantes son el amoníaco R-717, agua, aire, dióxido de carbono y dióxido de azufre.
- **Mezclas zeótropicas.** Son mezclas de sustancias no azeotrópicas que deben cumplir ciertos requisitos. Así, como por ejemplo, el intervalo de temperatura entre el punto de ebullición más bajo y el más alto se llama temperatura de deslizamiento, por lo tanto hay mezclas zeótropicas que tienen una temperatura de deslizamiento tan pequeñas que casi pueden ser consideradas mezclas azeótropicas. Estos productos son los que pueden utilizarse como refrigerantes y pertenecen a la gama 400.

Entre todos ellos hay que destacar, por su importancia, los hidrocarburos halogenados y dentro de los compuestos inorgánicos el amoníaco.

- Nomenclatura de los Refrigerantes

El sistema universalmente usado para designar los refrigerantes a través de números, fue desarrollado por la compañía Du Pont, la primera en comercializar muchos de los refrigerantes de la nueva generación. Al comienzo de la designación, la letra F (Freón, marca registrada por Du Pont) precedía a los números. Posteriormente, por otros productores de refrigerantes halocarbonados vinieron a escena. La empresa Du Pont hizo su sistema de numeración disponible para toda la industria. Como resultado de este, ahora se conocen como R seguido de números, tales como: R-502, R-404A, R-507A, etc.

La nomenclatura de esta numeración se describe según la ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers) bajo el estándar 34-67, el cual ha sido adoptado por el American National Standards Institute como el estándar ANSI B79-67.

De acuerdo con la norma 34 (referencia 2), éstos deben ser precedidos por la letra mayúscula R y la palabra refrigerante o refrigerantes.

El número de designación determina explícitamente la composición química de los refrigerantes de halocarburos o hidrocarburos de la serie del metano, el etano y el ciclo butano, así como de la estructura molecular del metano, etano y de la mayoría de la serie del propano.

A continuación se indica los principales puntos del sistema de designación de la ASHRAE.

- a) El primer dígito de la derecha es el número de átomos de flúor (F) del compuesto.

- b) El segundo dígito desde la derecha es el número de átomos de hidrógeno (H) del componente, más uno.
- c) El tercer dígito de la derecha es el número de átomos de carbono (C) del compuesto, menos uno. Cuando este dígito es cero, se omite el número.
- d) Las mezclas son designadas por sus respectivos números de refrigerante y las proporciones másicas de éstos, de acuerdo con su punto de ebullición normal (en orden creciente).
- e) Las mezclas zeotrópicas que han sido comercializadas son designadas con un número identificador de la serie 400, acompañado por las proporciones másicas de los componentes.
- f) Los azeótropos que han sido comercializados son designados con un número identificador de la serie 500, sin mención de su composición.
- g) Los refrigerantes orgánicos son designados con números de la serie 600.
- h) Los compuestos inorgánicos son designados sumando 700 a su masa molecular. Cuando dos o más compuestos tienen la misma masa molecular, se asignan letras mayúsculas para distinguirlos.
- i) Se utiliza la letra C antes de las designaciones numéricas para identificar los derivados cíclicos. Se añaden letras minúsculas después de los números para distinguir los isómeros (refrigerantes con la misma composición química pero con diferentes estructuras moleculares).

4.1.2.1 Normas de aplicación de los Refrigerantes HFC

Nos ha tocado vivir una etapa de cambios en el mundo de la refrigeración y el aire acondicionado. Aunque es, actualmente, en el área de la refrigeración donde se encuentran, por ahora, los cambios mas críticos. Tal vez para muchos de nosotros, nuevas técnicas de manipuleo de los gases refrigerantes tendrán que ser aprehendidas. Y es que hasta hace pocos años en nuestro país, solo estábamos acostumbrados a utilizar, con mayor frecuencia, gases refrigerantes aparentemente inofensivos a nuestra salud y al medio ambiente, como son el R12, R22, R11, R502.

Pero actualmente, y después de que se comprobara que precisamente estos elementos eran algunos de los que contribuían al agotamiento de la capa de ozono, se vivió una segunda revolución en el mundo de los gases refrigerantes, así aparecieron los llamados ecológicos como el R134a, R404A, etc. Pero también otros, con nombres comerciales poco conocidos como el HP81, MP39 y MP66 entre otros. Cada uno de ellos tomando una función específica en el equipo frigorífico, algunos en forma temporal y otros en forma definitiva.

El principal problema que se presento cuando aparecieron los nuevos gases refrigerantes llamados ecológicos, fue el de descubrir un aceite lubricante compatible (miscible) con ellos. Pues la inmiscibilidad provocaría que el aceite, después de salir en pequeñas o grandes proporciones, dependiendo de la aplicación, por la descarga del compresor, no retornara al compresor, quedando atrapado en el circuito frigorífico. Creando por un lado la disminución de la eficiencia de los intercambiadores de calor y por otro lado, que el compresor se que de sin aceite y falle por lubricación insuficiente.

Así se desarrollaron los aceites sintéticos del tipo éster, adecuados para operar con los gases ecológicos (sin cloro en su composición).

La discontinuación de todos los refrigerantes CFC Y HCFC nos trae hasta el día de hoy el único HFC de uso común el refrigerante R-134a, que es un buen reemplazo para el R-12.

Los sustitutos para el R-22 y R-502 han sido creados por la mezcla de componentes para producir las propiedades requeridas, estas mezclas que se evaporan a temperatura constante se conocen como azeótropos o casi azeótropos, el orden en el cual se mezclan fueron aceptadas por ASHRAE. A los azeótropos se les da números de refrigerantes en el rango de 500 y a las mezclas zeótropicas y casi azeotrópicas se les da números en el rango de 400.

El R-404 y el R-507, que tienen características similares al R-502, han demostrado ser los refrigerantes de vanguardia en la refrigeración industrial.

El R-507 es una mezcla azeotrópica, que es un compuesto binario de R-25 y R-134a (50%/50%, en peso). El R-404A es un compuesto ternario de R-125, R-143a, y R-134a (44%/52%/4%, en peso, se comportan casi como una sustancia pura.

Estos refrigerantes son fáciles de utilizar, incluso se han desarrollado nuevos aceites, los poliolésteres, para lograr una miscibilidad perfecta con estos refrigerantes en toda la gama de aplicaciones de los compresores.

Estos lubricantes tienen determinadas propiedades especiales que hay que tener en cuenta al diseñar el sistema de refrigeración:

- Alta higroscopicidad (considerablemente mayor que los aceites minerales) que, en caso de una deshidratación deficiente, puede tener un efecto detergente en el circuito (tuberías)
- Si hay aceite mineral, las características físicas y químicas (miscibilidad, viscosidad, punto de floculación, etc.) cambiarán.

Se recomienda por lo tanto el uso del R-404A y R-507 en plantas nuevas. En el caso de plantas existentes, hay que prestar especial atención a la limpieza de todo el sistema y sus componentes.

La serie 407 está compuesta por una singular familia de cuatro refrigerantes: 407A, 407B, 407C y 407D. Cada uno de ellos está fabricado a partir de los mismos componentes básicos: HFC32, HFC125 y HFC134a, formulado en diferentes proporciones para cumplir con una serie muy amplia de temperatura de trabajo y aplicaciones.

Los refrigerantes de la serie 407 son eficaces sustitutos para el R-502 y R22, y son sustitutos ideales a largo plazo para los productos constituidos por CFC o HCFC en una serie muy amplia de nuevas aplicaciones, así como para la reconversión de sistemas.

El R-407Ay R407B se aplica a equipos nuevos y en la reconversión de instalaciones de R-502 que operan en condiciones ambientales severas y de sobrecarga, el R-407C ha sido desarrollado para la conversión y sustitución prácticamente directo del R-22, el R-407D es recomendado para la conversión de sistemas de R-12 a baja temperatura, en las que el R134a proporciona una capacidad reducida

4.1.2.2 Seguridad y Medio Ambiente

- Seguridad

Los factores que afectan a la seguridad en la utilización de los refrigerantes son los primeros considerados en su selección.

1. **No tóxico.** El refrigerante no debe ser dañino para los seres humanos, ya sea directamente o a través de alimentos que entren en contacto con él.
2. **No inflamable.** El refrigerante no debe quemarse ni contribuir a la combustión cuando se mezcla con el aire.
3. **No irritante.** El refrigerante no debe ser irritante para el ser humano (ojos, nariz pulmones o piel).

- Protección Ambiental sostenible

Frente a las disposiciones a tomar para la salvaguarda del medio ambiente de nuestro planeta, la industria del frío tiene también su parte de responsabilidad.

1. **Potencial de daño a la capa de ozono.** El refrigerante debe tener un bajo potencial de daño a la capa de ozono, vale la pena recordar que los CFC están compuestos de cloro, flúor y carbono, que tienen el mayor potencial de destrucción de la capa de ozono. En este grupo se encuentran los fluidos clasificados como R11, R12 y R502. A su vez, los HCFC están compuestos de hidrógeno, cloro, flúor y carbono y aunque en menor grado que los CFC, también son responsables de la destrucción de la capa de ozono. En este grupo se incluyen los fluidos

llamados R22, R123, R401A/B (MP39, MP66), R409A (F×56), R402A/B (HP80, HP81), Y R408A (F×10). Los HFC, por su parte, contienen hidrógeno, flúor y carbono, y no propician la destrucción de la capa de ozono, por lo cual no se incluye en el protocolo de Montreal y puede usarse sin restricciones en la actualidad. De esta categoría de fluidos tenemos: R134a, R404a, R413a, R417a y el R407c.

2. **Potencial de contribución al calentamiento global.** El potencial del refrigerante para persistir en la atmósfera superior y para atrapar la radiación emitida por la tierra (efecto de invernadero) debe ser bajo.

Los actuales requerimientos para la utilización del fluido refrigerante son: que carezca de potencial de destrucción de ozono (ODP, Ozone Depleting Potential), que sea eficiente para usar en equipos convencionales de refrigeración, que no sea tóxico ni inflamable y que tenga un bajo potencial de calentamiento global (GWP, Global Warming Potential).

Dada la necesidad de reducir el uso de fluidos agresivos a la capa de ozono y de mantener el parque de equipos instalados, se está implementando con fuerza el llamado “retrofit de refrigerante”, expresión con la cual se conoce la tecnología de adecuación de un equipo de refrigeración originalmente diseñado para funcionar con un CFC, y que debe convertirse para operar con un fluido refrigerante más adecuado ecológicamente. Para lograr una buena conversión es preciso considerar también la necesidad de costos mínimos y que el resultado sea operacionalmente aceptable.

4.1.3 Selección del Fluido Caloportador

Los fluidos caloportadores, comúnmente usados como refrigerantes secundarios, son los que en estado líquido se utilizan sin cambio de fase para llevar de un punto a otro una determinada cantidad de calor generada en medios ajenos al fluido. Por ejemplo, el agua, cloruro de calcio, cloruro de sodio, glicoles de etileno y propileno, metano, alcohol metílico y glicerina.

Las propiedades físicas de los fluidos caloportadores que se desea seleccionar se deducen de las ecuaciones fundamentales de los procesos, que traducen por una parte la cantidad de energía transferida, el sistema de bombeo y los elementos de transmisión de calor esencialmente por convección. Todo esto es válido en el campo térmico y en el frigorífico.

Las soluciones acuosas se caracterizan por la cantidad relativa de elementos disueltos, es decir, su concentración ponderal, que se traduce en términos de masa volumétrica o de grados baumé.

Obviamente, el agua no puede ser utilizada como fluido caloportador en el caso de que la temperatura deba ser mantenida por debajo de su punto de congelación y no permitirá la transferencia de calor por convección. Por esta razón es que se debe utilizar un fluido que para las temperaturas de trabajo en la fabricación de sorbetes y helados permita mantenerse en estado líquido. En estos casos, se emplea una solución de salmuera.

La salmuera es una solución resultante de la disolución de diversas sales en agua, cuya temperatura de congelación de esta solución será inferior a la temperatura de congelación del agua pura. Hasta cierto grado, cuánto más sal sea disuelta en el agua, más baja será la temperatura de congelación de la salmuera

resultante. Sin embargo, si la concentración de sal se incrementa por encima de un cierto nivel, la temperatura de congelación de la salmuera aumenta en lugar de disminuir.

Una solución de cualquier sal en agua presenta un cierto valor de concentración para el cual la temperatura de congelación es la más baja posible, en este caso, la solución a la concentración crítica se denomina solución eutéctica.

Cuando el contenido de sal en la salmuera es inferior al requerido para la solución eutéctica, el exceso de agua comenzará a precipitar en forma de cristales de hielo a una temperatura superior a la de la mezcla eutéctica. La temperatura exacta a la cual los cristales de hielo comenzarán a precipitar dependerá del grado de concentración de la sal y de la solubilidad relativa de la sal en agua, disminuyendo este último factor cuando la temperatura de la solución desciende.

Por otro lado, cuando el contenido en sal de la salmuera está en exceso sobre la cantidad requerida para una solución eutéctica, el exceso de sal comenzará a precipitar en la solución en forma de cristales de sal a una temperatura por encima de la solución eutéctica.

El aumento cada vez mayor de temperaturas bajas en el enfriamiento de procesos industriales, ha conducido al desarrollo de varias salmueras para este fin.

Las salmueras que normalmente se emplean en refrigeración son:

1. Soluciones acuosas de sales inorgánicas como cloruro de sodio y cloruro de calcio.

2. Soluciones acuosas de compuestos orgánicos como alcoholes y glicoles.

- Selección de Salmuera

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 depende de varios factores:

- **Seguridad.**-La toxicidad y la inflamabilidad son dos factores de primordial importancia que deben tomarse en cuenta.
- **Punto de congelación.**- La salmuera se debe caracterizar por tener un punto de congelación lo suficientemente inferior a la temperatura de operación más baja del sistema.
- **Costo.**- El costo inicial y la cantidad de la sustancia de reposición necesaria son consideraciones que afectan la determinación de los costos. Del mismo modo, el peso específico y el calor específico de la salmuera influirán en los costos de energía de agitación y/o bombeo.
- **Comportamiento térmico.**- Las propiedades de transferencia de calor de la salmuera (viscosidad, peso específico, calor específico y conductividad térmica) que circula en contacto con el evaporador de la unidad de refrigeración desempeña un papel importante para determinar el área superficial requerida y la temperatura de evaporación resultante.
- **Adecuabilidad.**- La canalización (circulación) y el material del equipo frigorífico en el sistema requieren una salmuera estable y relativamente exenta de propiedades corrosivas.

- **Aplicación.**-El uso final que se le dé 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.
- **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.

La salmuera que más se utiliza son soluciones acuosas de cloruro de calcio y de cloruro de sodio. Aunque estas tienen la ventaja de que su costo es bajo, tienen el inconveniente de ser corrosivas. Para evitar la corrosión se puede añadir un inhibidor a la salmuera. El dicromato de sodio es un inhibidor satisfactorio y económico.

En el presente proyecto se utilizó salmuera de cloruro de sodio cuya selección obedece al procesamiento de alimentos en sistemas abierto.

La salmuera de cloruro de sodio se utiliza en los procesos en los cuales el cloruro de calcio no puede ser utilizado debido a los problemas de contaminación y puntos de congelación. El cloruro de sodio ofrece el costo más bajo por galón de solución que cualquier otra salmuera disponible. Asimismo, se acostumbra usar en aplicaciones asociadas con alimentos y en sistemas abiertos debido a su escasa toxicidad.

Las propiedades de esta salmuera permiten también utilizar altos coeficientes de película de salmuera, que sean convenientes para reducir la cantidad de la superficie de intercambiador de calor necesaria.

No obstante, tiene dos desventajas notables: 1) Su punto de congelación limita su aplicación a niveles de operación de aproximadamente -21°C , y 2) es

muy corrosiva, por lo que se necesita inhibidores que se deben verificar siguiendo un patrón regular y reconstituir para evitar que se presente una condición acidulada en el sistema.

El método de comprobar si la proporción de agua y sal está correcta se recomienda usando un densímetro que viene con dos escalas: los grados BAUME y densidad común expresada en gr. /cm^3 .

La densidad de la salmuera debe comprobarse continuamente por que varía al perderse líquido cuando se sacan los moldes y también existe condensación de la humedad del ambiente.

También se debe verificarse que el pH de las salmueras esté entre 7 y 8.5, si $\text{pH} > 8.5$ corregir alcalinidad agregando dicromato de sodio, si $\text{pH} < 7$ corregir acidez agregando soda cáustica. Las propiedades de las salmueras que más se utiliza mostramos en la tabla del APENDICE A.

4.2 CALCULO TERMICO DEL EQUIPO FRIGORIFICO

4.2.1 Antecedentes

La determinación de las necesidades frigoríficas o balance térmico, es el cálculo que con más frecuencia se realiza en los proyectos similares, ya que con este dato resulta posible elegir los equipos comerciales o aquellos que se adaptan mejor a las necesidades del proyecto. El cálculo se realiza para las condiciones más desfavorables y el calor transmitido es en régimen estacionario.

De acuerdo a lo indicado, la capacidad de la planta esta establecido según la demanda del producto, ésta demanda es de 1,920 Unidades/hora, para la cuál queremos calcular la potencia frigorífica de la máquina.

Se fabricó un patrón de moldes adecuado para una rápida manipulación. En el que se produce 40 Unds/molde de 65 grs. c/u que es su peso comercial para los helados de hielo y de 50grs c/u para sorbetes

- Peso del producto por molde:

$$40 \times 50 = 2000 \text{ grs.} = 2 \text{ Kg. Para sorbetes.}$$

$$40 \times 65 = 2600 \text{ grs.} = 2,6\text{Kg. Para helados de hielo.}$$

Luego la demanda de 1920 Unds/hr de producción determina una cantidad en peso de:

$$1,920 \times 50 = 95 \text{ Kg. / hr, totales de sorbetes.}$$

$$1,920 \times 65 = 123,5 \text{ Kg. / hr, totales de helados de hielo}$$

Los productos: sorbetes y helados de hielo, en su composición presentan una mezcla de: grasas, sólidos, azúcar, estabilizador y agua según el tipo de producto, por lo tanto el helados de hielo presenta en su composición alrededor de 67.5 % de agua, conservadoramente, se puede proceder, tal como, la fabricación de hielo (solo agua).Y los sorbetes ó helados de crema presentan en su composición un promedio de 27.79 % de agua y el resto un promedio de 72.21 % de materia: grasas, sólidos, azúcar y estabilizador. Por lo tanto sus temperaturas de punto de congelamiento son diferentes.

Según la capacidad del equipo frigorífico, la cantidad nominal a producir será de 24 moldes por cada 30 minutos de producción (5 minutos para el recambio de los moldes una vez congelado el producto). Luego tenemos una producción real de: 24 moldes por 40 Unds. /molde = 960 unidades cada 30 minutos, que servirá para el cálculo de la carga térmica del producto.

TABLA N° 4.1

**TEMPERATURA DE CONGELAMIENTO DE COMPOSICIONES TIPICAS
DE HALADOS, SORBETES Y HIELO**

	COMPOSICION DE LA MEZCLA (%)					TEMPERATURAS PUNTO DE CONGELAMIENTO °C
	GRASAS	SÓLIDOS	AZUCAR	ESTABILIZADOR	AGUA	
HELADO DE CREMA	8.5	11.5	15	0.40	64.60	-2.45
	10.5	11.0	15	0.35	63.15	-2.46
	12.5	10.5	15	0.30	61.70	-2.47
	14.0	9.5	15	0.28	61.22	-2.40
	16.0	8.5	15	0.25	60.25	-2.34
	10.5	8.4	(S-12) (D-4)	0.40	64.70	-2.61
SORBETES	1.2	1.0	(S-22) (D-8)	0.50	67.30	-3.35
HELADO DE AGUA	0.0	0.0	(S-23) (D-9)	0.50	67.50	-3.51

S: SACAROSA

D: DEXTROSA

FUENTE INFORMACIÓN HELADOS DONOFRIO (1996)

4.2.2 Metodología del Cálculo de la Carga Térmica

Las diferentes cargas de calor que normalmente se asume en el diseño del equipo frigorífico, responden a los siguientes componentes o factores:

1. Carga térmica por producto.
2. Carga térmica debido a los moldes de acero.
3. Carga térmica debido al agitador.
4. Carga térmica por transmisión de calor.

Los demás datos y aportes de carga que ha continuación se citan, se calcularán solo por carácter de comprobación.

- Carga térmica por enfriamiento de la salmuera.
- Perdida de temperatura para una parada de 24 horas
- Tiempo de enfriamiento de la salmuera hasta su temperatura de trabajo.

4.2.2.1 Carga Térmica por Producto

En el cálculo de la carga térmica, se tendrán en cuenta algunos aspectos técnicos que se fijan en el presente proyecto, entre los que se destacan:

Congelación del producto.

Tiempo en el que debe ser congelado el producto.

Cantidad de producto a congelar.

Teniendo en cuenta los aspectos citados, el cálculo de la carga térmica por enfriamiento y congelación se obtiene mediante los siguientes pasos:

1. El calor que debe extraerse al producto para reducir su temperatura por encima del punto de congelación se calcula del siguiente modo:

$$q = W \times C \times (T_i - T_f) \text{ en Kcal} \quad (4.1)$$

Siendo: W, la masa total del producto a fabricar en kilos; C calor específico por encima de la congelación del producto en Kcal. / Kg. °C, T_i temperatura inicial del producto en °C, T_f temperatura final en °C (punto de congelación o superior a este).

2. El calor latente de congelación que debe extraerse del producto se calcula como sigue:

$$q = W \times h_{if} \text{ en Kcal} \quad (4.2)$$

h_{if} , calor latente de fusión del producto en Kcal. / Kg.

3. El calor que debe extraerse del producto para reducir su temperatura por debajo del punto de congelación se calcula del siguiente modo:

$$q = W \times C_i \times (T_c - T_f) \text{ en Kcal} \quad (4.3)$$

C_i calor específico por debajo del punto de congelación en Kcal. / Kg. °C, T_c temperatura de congelación ó punto de congelación del producto en °C, T_f temperatura final del producto en °C.

Los valores de C , C_i , y de T_c se muestra en las tablas para los productos en mención.

Para el cálculo practico del aporte de carga térmica del producto a congelar, se utilizará la siguiente relación, que viene hacer la suma de las tres relaciones citadas líneas atrás.

$$Q_p = M_p * C_{esc} * \Delta T_{sc} + M_p * L_c + M_p * C_{bc} * \Delta T_{bc} \quad (4.4)$$

$$\Delta T_{sc} = T_e - T_c \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (4.5)$$

$$\Delta T_{bc} = T_c - T_f \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (4.6)$$

Donde:

Q_p = Carga térmica del producto. (Kcal / h) ó (W)

M_p = Cantidad de productos producidos. (Kg /h)

T_f = Temperatura final del producto. (°C)

T_e = Temperatura de entrada del producto. (°C)

T_c = Temperatura de congelamiento del producto. (°C)

Los productos a congelar como se mencionó líneas atrás tienen una composición variada de contenido de agua y materia sólida, tal como se

indica en la tabla N°3.1, por lo tanto el cálculo del calor específico para los puntos de congelación es como sigue:

a) Calor específico del producto sobre el punto de congelación: $C_{e_{sc}}$.

Su valor se obtiene admitiendo que el calor específico de las sustancias orgánicas toma un valor de 0,4 Kcal/Kg °C (el de la celulosa es 0,37 Kca/Kg °C) y el del agua igual a 1Kcal/Kg °C. Conociendo la composición del

Producto en cuestión, se calcula de la siguiente manera:

$$C_{e_{sc}} = \frac{1,0 \times a + 0,4 \times b}{100} \quad (4.7)$$

donde:

a = Contenido de agua en el género, en %

b = Contenido de materia sólida, en %

b) Calor latente de solidificación del producto (congelación): L_c , Kcal/Kg,

que existe congelación del mismo. Su valor se calcula mediante la expresión:

$$L = \frac{80 \times a}{100} \quad (4.8)$$

donde:

Calor latente de solidificación del agua = 80 Kcal / Kg.

a = Contenido de agua en el género, en %

c) Calor específico del producto bajo el punto de congelación: $C_{e_{bc}}$.

Su valor se obtiene admitiendo que el calor específico del hielo es 0,5Kcal /

indica en la tabla N°3.1, por lo tanto el cálculo del calor específico para los puntos de congelación es como sigue:

a) Calor específico del producto sobre el punto de congelación: $C_{e_{sc}}$.

Su valor se obtiene admitiendo que el calor específico de las sustancias orgánicas toma un valor de 0,4 Kcal/Kg °C (el de la celulosa es 0,37 Kca/Kg °C) y el del agua igual a 1Kcal/Kg °C. Conociendo la composición del

Producto en cuestión, se calcula de la siguiente manera:

$$C_{e_{sc}} = \frac{1,0 \times a + 0,4 \times b}{100} \quad (4.7)$$

donde:

a = Contenido de agua en el género, en %

b = Contenido de materia sólida, en %

b) Calor latente de solidificación del producto (congelación): L_c , Kcal/Kg,

que existe congelación del mismo. Su valor se calcula mediante la expresión:

$$L = \frac{80 \times a}{100} \quad (4.8)$$

donde:

Calor latente de solidificación del agua = 80 Kcal / Kg.

a = Contenido de agua en el género, en %

c) Calor específico del producto bajo el punto de congelación: $C_{e_{bc}}$.

Su valor se obtiene admitiendo que el calor específico del hielo es 0,5Kcal /

Kg °C y el calor específico de la materia orgánica es 0,4 Kcal/ Kg °C, de igual manera conociendo la composición del producto en cuestión, se calcula como sigue:

$$C_{e_{bc}} = \frac{0,5 \times a + 0,4 \times b}{100} \quad (4.9)$$

- **Cálculo de los calores específicos, para los helados de agua**

$$C_{e_{sc}} = \frac{(1,0 \times 67,50 + 0,4 \times 32,50)}{100}$$

$$C_{e_{sc}} = 0,805 \text{ Kcal / Kg } ^\circ\text{C}$$

$$L_c = \frac{80 \times 67,50}{100}$$

$$L_c = 54 \text{ Kcal / Kg}$$

$$C_{e_{bc}} = \frac{(0,5 \times 67,50 + 0,4 \times 32,50)}{100} ,$$

$$C_{e_{bc}} = 0,4675 \text{ Kcal / Kg } ^\circ\text{C}$$

Resultado:

$$Q_p = 1900 * 0,065 * \{0,875 * [25^\circ\text{C} - (-3,51^\circ\text{C})] + 54 + 0,4675 * [-3,51^\circ\text{C} - (-18^\circ\text{C})]\}$$

$$Q_p = 8\ 143,43 \text{ Kcal /h} \diamond 9,47 \text{ KW}$$

- **Cálculo de los calores específicos, para los sorbetes**

$$C_{e_{sc}} = \frac{(1,0 \times 60,25 + 0,4 \times 39,75)}{100} ,$$

$$C_{e_{sc}} = 0,7615 \text{ kcal /Kg } ^\circ\text{C}$$

$$L_c = \frac{80 \times 60,25}{100}$$

$$L_c = 48,2 \text{ Kcal / Kg}$$

$$C_{e_{bc}} = \frac{(0,5 \times 60,25 + 0,4 \times 39,75)}{100}$$

$$C_e = 0,460 \text{ Kcal / Kg. } ^\circ\text{C}$$

Resultado:

$$Q_p = 1900 * 0,05 * \{0,7615 * [5^\circ\text{C} - (-2,34^\circ\text{C})] + 43,20 + 0,460 * [-2,34^\circ\text{C} - (-18^\circ\text{C})]\}$$

$$Q_p = 5\,319,33 \text{ Kcal / h} \diamond 6,186 \text{ KW}$$

4.2.2.2 Carga Térmica por los Moldes

Los moldes a utilizar según la variedad del producto son de acero inoxidable, se fabrican con planchas de acero inox de 1/50" de espesor, cuya geometría está acondicionado para ser sumergido todo el molde lleno del producto y flotar la bandeja.

El material de acero quirúrgico del que está fabricado el molde posee un calor específico igual a: $C_{em} = 0,12 \text{ Kcal / Kg } ^\circ\text{C}$

Una vez congelada el producto se retiran los moldes y se sustituyen con otro lleno, con lo que el manipuleo de moldes se hace en un intervalo de 5 a 7 minutos. Por lo tanto el aporte térmico quedaría definido para una temperatura de entrada de aproximadamente 10°C , la sustitución se hace en intervalos según el tiempo de congelamiento del producto para una producción continua.

Por lo tanto la carga térmica debido a los moldes se calcula como sigue:

$$Q_m = m_m \times \Delta T \times C_{em} \text{ (Kcal / h)} \quad (4.10)$$

Siendo:

$$Q_m = \text{Carga térmica debido al molde de material de acero (Kcal / h)}$$

$$\Delta T = T_{e_m} - T_{s_m} \text{ (}^\circ\text{C)}$$

C_{e_m} = Calore específico del molde de acero Kcal / Kg $^\circ\text{C}$

m_m = Masas del material del molde (Kg).

El aporte térmico del molde quedará definido como:

$$Q_m = 2,80 \times 24 \times [10 - (-5)] \times 0,12 \times 2$$

$$Q_m = 241,92 \text{ Kcal /h} \diamond 281,35 \text{ W}$$

4.2.2.3 Carga Térmica por el Agitador

En un sistema con salmuera de enfriamiento circulante, el único caso es el de la carga solo dentro de la tina de enfriamiento.

El agitador seleccionado tiene una potencia de 1,5 HP igual a 1.1 Kw. La carga térmica aportado por el agitador se calcula para el caso en que el trabajo útil se emplea dentro del espacio refrigerado, según la relación:

$$Q_{ag} = \text{Factor} \times P \text{ (Kw)} \quad (4.11)$$

donde:

Factor. = Equivalente calorífico del motor eléctrico, este factor se extrae de la tabla N° 3.2

$P \text{ (Kw)}$ = Potencia del motor en KW.

Reemplazando los datos tenemos:

$$Q_{ag} = 641,34 \times 1.5$$

$$Q_{ag} = 962,01 \text{ Kcal / h} \diamond 1,118 \text{ KW}$$

TABLA N° 4.2
EQUIVALENTE CALORIFICO DE MOTORES ELECTRICOS
Kcal / hp-h

POTENCIA EN HP	MOTOR Y CARGA ADENTRO	CARGA SOLO	MOTOR SOLO
1/8 a 1/2	1071	641.34	428.40
1/2 a 3	932.4	641.34	289.80
3 a 20	743	641.34	100.80

FUENTE: J. ANTONIO RAMIRES (CEAC), 2000

4.2.2.4 Carga Térmica por Transmisión de Calor

Las pérdidas de calor a través de la superficie del tanque (paredes, piso, tapa, apertura, etc.), se calculará por separado según la construcción.

La cantidad de calor por pérdidas a través de las paredes depende de tres factores:

- a) superficie total exterior de la tina de congelación.
- b) Aislamiento empleado.
- c) Diferencia de temperatura entre el ambiente exterior y la temperatura de la salmuera.

- El cálculo de las pérdidas por las paredes está determinado por:

$$Q_{pa} = U \times A \times \Delta T \quad (4.12)$$

Donde:

U: Coeficiente global de transferencia de calor en Kcal/h-m²-°C.

A: Area exterior total de transferencia de calor m²

ΔT : diferencia entre la temperatura exterior e interior (salmuera) en °C

- Coeficiente global de transferencia de calor U

Se define como la intensidad total de transferencia de calor a través de un material o miembro estructural compuesto de capas paralelas.

La forma más sencilla para calcular “U”, es hallando primero la resistencia total “R” y después su recíproco.

$$R_{\text{total}} = \frac{1}{f_i} + \sum \frac{X_n}{K_n} + \frac{1}{f_e} \quad (4.13)$$

$$U = \frac{1}{R_{\text{total}}} \quad U = K/X$$

donde:

f_i : Coeficiente pelicular del líquido interno de la tina en Kcal/ hr-m²-°C

f_e : Coeficiente pelicular del aire externo de la tina en la misma unidad de f_i

X : Espesor de la diferentes capas que componen la tina en metros

K : Conductividad térmica de las diferentes capas de la tina em Kcal/hr-m-°C

En la práctica es costumbre calcular el valor del coeficiente global de transmisión de calor considerando únicamente el aislamiento, según el Data Book de la ASHRAE, por lo tanto este coeficiente resulta de dividir la conductividad térmica del aislante utilizado entre su espesor del mismo.

- Calculo del espesor recomendado de aislante.

Utilizaremos la siguiente fórmula

$$e = \frac{100 \times K \times (T - t)}{14} \quad (4.14)$$

Fuente: Refrigeración Industrial. Ing. W. Morales, UNAC-2001

Donde:

e = Espesor en centímetros

$T - t$ = Diferencia entre la temperatura exterior y de la salmuera en °C

100 = Cte.

K = Coeficiente de conductividad, por metro de espesor, metro cuadrado de superficie y grado centígrado de diferencia $Kcal/m^2 h ^\circ C$

14 = Cantidad constante en frigorías-hora que deja pasar un aislamiento normal.

TABLA N° 4.3

VALORES DE CONDUCTIVIDAD TERMICA

MATERIAL	K (Kcal / hr-m-°C)
Asfalto	0.6
Concreto	0.7 a 0.5
Madera	0.14
Ladrillo	0.6 a 0.9
Vidrio	0.5 a 0.9
Lana de vidrio	0.035 a 0.06
Placa de poliuretano	0.013 a 0.016
Placa de poliestireno expandido (Tecnopor)	0.026 a 0.028
corcho	0.04 a 0.06

FUENTE: INGENIERIA DEL FRIO T. SÁNCHEZ,(2001)

El aislamiento recomendado para este tipo de trabajo es el poliestireno expandido (tecnopor), con lo cual calculamos el espesor adecuado del aislamiento:

$$e = \{100 \times 0,028 \times [30 - (-18)]\} / 14 = 9,6 \text{ cm} = 4''$$

Tecnopor con una densidad de 1,5 lb /pie³ ó 24 Kg / m³.

a) Pérdidas por las paredes de la tina

Para el cálculo de pérdidas por las paredes adoptaremos un espesor (e) de aislamiento de 4'' (102 mm), material poliestireno moldeado (teknopor), se calcula con la relación:

$$Q_{pa} = U \times A \times \Delta T \quad (4.15)$$

Donde:

$$U = K / e = 0,028 / 0,102 = 0,274 \text{ Kcal} / \text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$A = 6,44 \text{ m}^2$$

Con lo que se tiene el resultado:

$$Q_{pa} = 0,274 \times 6,44 \times [28 - (-18)]$$

$$Q_{pa} = 75,87 \text{ Kcal/h} \diamond 88,24 \text{ W}$$

b) Pérdidas por la cubierta de la tina

Por facilidad de manipuléo, peso, e higiene es recomendable utilizar como cubierta de la tina tapa de madera que van atravesados (a lo ancho) de la tina, en los dos compartimientos según una disposición adecuada.

El calor perdido por esta cubierta queda determinado por:

$$Q_t = \frac{A \times K \times \Delta T}{e} \quad (4.16)$$

donde:

Qt = calor perdido por la cubierta de madera (Kcal/h)

e = espesor de la madera: 2" = 0,0508 m

K = Coeficiente conductivo de la madera, en Kcal/h m °C

ΔT = Diferencia de temperatura entre el exterior y la salmuera en °C

A = Área de la cubierta: 3,158 m²

Siendo el resultado:

$$Q_t = \frac{3,158 \times 0,14 \times [28 - (-18)]}{0,0508}$$

$$Q_t = 374,32 \text{ Kcal / h} \diamond 435,33 \text{ W}$$

TABLA 4.4

CUADRO DE RESUMEN				
Aporte térmico		KW	Kcal / h	%
Producto	Helados de hielo	9,47	8 143.43	
	Sorbetes	6,186	5 319.33	85.00
Moldes		0,281	241.92	2.52
Agitador		1,118	962.01	10.04
Paredes aisladas		0,088	75,87	0.82
Cubierta del tanque		0,435	374,32	1.60
Carga total		11,394	9797,55	100,00

El cuadro anterior nos muestra que la carga térmica del producto es aquel que influye casi en la totalidad de la carga total, el cuál, para cálculos de este tipo de máquinas se puede tomar en cuenta, para otros proyectos similares solo considerar la carga que requiera el producto a fabricar.

Por lo tanto, el calor ganado por las superficies, agitador y moldes con respecto al calor extraído por la unidad de condensación, en porcentaje representa un número reducido tal como de indica en el siguiente cálculo:

$$[(1\ 654,12 \text{ Kcal / h}) / (9\ 797,55 \text{ Kcal / h})] \times 100 = 16,88 \text{ } \diamond \text{ } 17 \%$$

Debemos tener en cuenta que el tiempo de funcionamiento para el sistema de frío que trabaja bajo condiciones de congelamiento implica un funcionamiento de alrededor de 18 h / día, el cual equivale a 3/4 del tiempo total de producción.

La carga térmica del sistema de frío queda definido por:

$9\ 797,55 \text{ Kcal/h} \times (24 \text{ h} / 18 \text{ h}) = 13\ 063,40 \text{ Kcal/h} = 4.4 \text{ T.R.}$, el cual utilizaremos para la selección de la unidad condensadora requerida.

- Carga por enfriamiento de la Salmuera

Conociendo la carga térmica regular del producto, durante el proceso de fabricación, es necesario saber para la carga térmica definida y la cantidad de salmuera en el tanque los siguientes parámetros:

1. El tiempo de enfriamiento de la salmuera hasta su temperatura de trabajo.
2. La pérdida de temperatura para una parada de hasta 24 horas,
3. Comprobar que después del tiempo de un batch de 24 moldes, la salmuera debe almacenar aún el suficiente frío, con una variación de temperatura mínima de 5°C.

1.-Tiempo de enfriamiento de la salmuera hasta su temperatura de trabajo

Para llevar a la salmuera hasta su temperatura de trabajo se necesitarán:

$$Q_t = \frac{m_{sal} \times \Delta T \times C_{e_{sal}}}{t} \quad (4.17)$$

Siendo:

Q = Capacidad frigorífica del sistema (Kcal /h)

$\Delta T = T_i - T_f$ de la salmuera ($^{\circ}\text{C}$)

$C_{e_{\text{sal}}}$ = Calor específico de la salmuera (Kcal / Kg. $^{\circ}\text{C}$)

Volumen ocupado por el evaporador dentro de la tina de salmuera es:

$$V_{\text{evap}} = \pi \times (3/4'' \times 0,0254)^2 / 4 \times 210 = 0,0598 \text{ m}^3$$

Volumen interior del tranque de congelamiento es:

$$V_{\text{tan}} = 0,65 \times 2,20 \times 1,20 = 1,716 \text{ m}^3$$

Luego el volumen de la salmuera es:

$$V_{\text{sal}} = 1,716 - 0,0598 = 1,6562 \text{ m}^3 \diamond 1\ 656,2 \text{ L}$$

Peso de la salmuera = $1\ 656,2 \times 1,254 = 2076,8$ Kg. de salmuera

$$Q = 13\ 063,34 \text{ Kcal/h}$$

$$13\ 063,34 = \frac{2\ 076,89 \times [28 - (-18)] \times 0,673}{t}$$

$$t = 4,92 \diamond 5 \text{ horas}$$

El cuál es el tiempo considerado para enfriar la salmuera inicialmente.

Si tomamos en cuenta el calor que absorbe el fluido frigorígeno del mismo metal tubería de cobre (evaporador) y el tanque interior de acero, este tiempo se podría estimar en 6 horas y aun respetando conservadoramente la capacidad térmica del sistema que se incrementa mientras la salmuera no alcanza su temperatura de -20°C por el inicio de enfriamiento mas diferencia de temperatura.

2.- Pérdida de temperatura para una parada de 24 horas

Cuando se paraliza la producción la tina se debe conservar con la cubierta superior cerrado para evitar la pérdida de calor, Pero sabemos que por efecto del aislamiento de las paredes, pisos y cubierta pierde: 450,19 Kcal. /h de calor cuando la diferencia de temperatura entre la salmuera y el exterior es de 45°C, luego podemos estimar la caída de temperatura que experimenta la salmuera en 24 horas.

$$Q = \frac{m_{sal} \times \Delta T \times Ce_{sal}}{t} \quad (4.18)$$

$$450,19 = \frac{2076,89 \times \Delta T \times 0,673}{24}$$

$$\Delta T = 7,70 \text{ } ^\circ\text{C} / 24\text{h}$$

Conservadoramente se puede concluir que el frío se mantendrá después de una jornada de trabajo de 8 horas y una parada de 16 horas, según el cálculo anterior podemos estimar en $\Delta T \text{ (}^\circ\text{C}/24\text{h)} \times 16\text{h} = 4,3^\circ\text{C}$ que es bastante aceptable.

Hay que considerar que la máquina en forma efectiva debe producir la cantidad de productos planteados en menos tiempo considerando las maniobras de recambio de moldes, el cual debe hacerse con mucho cuidado, evitar la salpicadura de salmuera al producto.

Por lo tanto la carga térmica total calculada equivale a la cantidad de producción en una hora y que debe hacerse en forma efectiva en 50 minutos; lo que equivale a 25 minutos de producción por tanda más 5 minutos de manipuleo de moldes.

4.3 DISEÑO DEL EVAPORADOR

4.3.1 Fundamento Teórico

(Cap. II)

En general, el proceso de diseño de un evaporador, conduce a la determinación del área de intercambio de calor y a partir de ella la longitud de los tubos que conducen el refrigerante. Esta longitud viene determinada por el área exterior, el número de tubos (serpentes) y el diámetro exterior de los tubos. Por lo tanto la longitud viene determinada explícitamente.

Para proyectar un evaporador, indudablemente el dato básico es la capacidad de refrigeración que debe desarrollar durante el tiempo de funcionamiento del compresor. Debe calcularse sobre la base de que su capacidad sea la adecuada para producir en un determinado tiempo las Kcal /h.

La capacidad frigorífica de un evaporador depende de los siguientes factores:

1. Area superficial o tamaño del evaporador.
2. Diferencia de temperatura entre el refrigerante que se evapora y el medio que se está refrigerando.
3. Velocidad del gas en los tubos del evaporador.
4. La velocidad y flujo sobre la superficie del evaporador del medio que se está refrigerando
5. Material utilizado en la construcción del evaporador.
6. Tipo del medio que ha de refrigerarse (salmuera). El calor fluye casi cinco veces con mayor efectividad de un líquido al evaporador que de un gas como el aire.
7. formación de hielo en la superficie del evaporador.

Los factores anteriormente citados, de los que depende la capacidad del evaporador, se relacionan por medio de la ecuación siguiente, fórmula que relaciona el área de transferencia de calor, el material de que está hecho el evaporador y otros factores adicionales.

$$Q = K \times A \times \Delta T_{ml} \quad (4.19)$$

Donde:

Q = Capacidad frigorífica del evaporador en Kcal / hr ó W

A_e = Área exterior de transferencia de calor m^2

Δt_{ml} = Diferencia de temperatura media logarítmica en $^{\circ}C$.

K = Coeficiente de transmisión de calor en Kcal / m^2 hr. $^{\circ}C$ ó W / (m^2 $^{\circ}C$)

El valor del coeficiente K puede establecerse de acuerdo con los datos facilitados en la tabla N° 4.6.

Cuando se trata de evaporadores formados por un conjunto de serpentín de tubos lisos, el área A se toma con respecto al diámetro exterior del tubo empleado.

- Caída de Presión del Refrigerante en el Evaporador

El flujo de refrigerante en el evaporador de expansión directa reporta una pérdida de presión debida a diferentes factores (ecuación de Bernouilli): el rozamiento, la gravedad, la aceleración del fluido y la existencia de curvas. Esta caída de presión produce un efecto no deseado que es la disminución del punto de ebullición del refrigerante con el consiguiente alejamiento del punto de funcionamiento y el aumento de la relación de compresión en el compresor.

En general, la caída de presión se expresa en °C de descenso de temperatura de ebullición del refrigerante.

La caída de presión expresada en °C, será:

$$\Delta t = t_r(p_s - \Delta p) - t_r(p_s) \quad (4.20)$$

Siendo:

t_r temperatura de ebullición del refrigerante

p_s = presión de saturación

Δp = caída de presión.

Esta caída de presión debe estar dentro de los márgenes establecidos por la práctica, de 0,8 a 4 °C para el amoníaco; de 1,5 a 2,5 °C para el R-22, R-502, R-404A y R-507; de 1,7 a 2,7 °C para el R-12 y R-134a.

En general, la caída de presión se expresa en °C de descenso de temperatura de ebullición del refrigerante.

- Determinación del salto térmico en el evaporador

Se considera dos aspectos importantes:

a) El intercambio de calor a nivel de evaporador tiene lugar entre un fluido que se evapora a una temperatura constante t_r y un fluido (salmuera) que se enfría desde t_e a t_s . La temperatura del fluido (salmuera), disminuye progresivamente al pasar a través de la superficie del serpentín de enfriamiento.

De acuerdo con los diversos sistemas de evaporadores y para salvar dificultades de cálculo, asumiremos con bastante aproximación, ciertos valores empíricos comprobados por la experiencia del frigorista.

Como éstos datos son simplemente orientativos, se debe considerar las normas adoptadas por la mayoría de fabricantes, según las últimas disposiciones del CECOMAF (Comité Europeo de Constructores de Material Frigorífico) establecen que debe tomarse como dato la diferencia media de temperatura ΔT_m , se deduce como sigue:

$$T_m = \frac{t_e + t_s}{2} \quad (4.21)$$

Donde:

T_m = temperatura media del fluido caloportador (salmuera)

t_e = temperatura de salmuera que entra al serpentín (superficie)

t_s = temperatura de salmuera que abandona el serpentín

De forma genérica designamos por ΔT_m la diferencia media de temperatura entre la temperatura media de la salmuera y la de evaporación del fluido frigorígeno:

$$\Delta T_m = T_m - T_r$$

T_r = temperatura del refrigerante (evaporación).

b) La temperatura del fluido caloportador disminuye de forma progresiva a medida que éste pasa a través del evaporador, por lo que, la caída de temperatura no es lineal debido a que el salto térmico varía en el transcurso del evaporador. La temperatura real de evaporación es la temperatura a la cual la evaporación tiene lugar en el evaporador, pero esta temperatura no es constante debido a que la presión varía. Sin embargo, no se puede hacer cálculos en base a una temperatura que esta continuamente varando, por lo que es muy frecuente

utilizar la diferencia de temperatura media logarítmica, para caracterizar la diferencia media de temperatura entre el fluido frigorígeno y caloportador.

$$\Delta t_m = \frac{(t_e - t_s) + (t_s - t_r)}{\ln \left[\frac{t_e - t_r}{t_s - t_r} \right]} \quad (4.22)$$

TABLA N° 4.5

DIFERENCIAS DE TEMPERATURA SEGÚN LA CONVECCION DEL EVAPORADOR

MEDIO ENFRIANTE	DT_m DIF. DE TEMP. ENTRE TEMPERATURA DE EVAPORACION DEL REFRIGERANTE Y DEL MEDIO AMBIENTE DE LA CAMARA
Evaporadores de tubo liso y de tubo con aletas de tiro natural (sin ventilador) de expansión directa (tipo seco e inundado)	De 8 °C a 12 °C
Evaporadores de tubo y aletas de tiro forzado (con ventilador)	8 °C
MEDIO ENFRIANTE AGUA O SALMUERA, EVAPORADOR DE INMERSIÓN	DT_m DIF. DE TEMP. ENTRE TEMPERATURA DE EVAPORACION DEL REFRIGERANTE Y DEL MEDIO AGUA (SALMUERA)
En baño de agua sin formación de hielo	5,5 °C a 8 °C
En baño de agua formando ligera capa de hielo alrededor del tubo serpentín	8 °C a 12 °C
En baño de salmuera	4,5 °C a 6 °C

FUENTE J. Alarcón Creus 12ª edición

4.3.2 Calculo del Evaporador

Lo primero que se debe tener en cuenta en el cálculo de un evaporador es su capacidad frigorífica. Se entiende por este concepto la cantidad total de calor que puede pasar a través de la superficie del intercambiador, absorbida de la salmuera y que se utiliza para la vaporización del fluido refrigerante.

En cuanto a su construcción, hay diversas maneras de construir un evaporador entre los principales tipos de evaporador tenemos:

- a) de tubos lisos, b) de tubos con aletas y c) de placas

Para el presente proyecto se aplicará un evaporador formado por serpentines de tubos lisos sumergido en salmuera, dado que el líquido caloportador posee una buena transferencia de calor y no necesita de aletas para incrementar el área de transferencia.

El evaporador esta formado por un conjunto de serpentín de tubos lisos de cobre, la superficie S se toma de la correspondiente al diámetro exterior \varnothing del tubo empleado.

Cabe mencionar que estos evaporadores de expansión directa son aquellos en los que el refrigerante se alimenta directamente al serpentín a través de un dispositivo de control que es una válvula de expansión, absorbiendo el calor directamente, a través de las paredes del evaporador del medio que ha de refrigerarse.

Según las leyes de transferencia de calor, cada intercambiador de calor y entre ellos un evaporador poseen un coeficiente global de transferencia que va a depender de los siguientes factores:

- a) material del intercambiador de calor

b) convección natural o forzada (tipo de convección)

c) medio con el que intercambia calor

d) diseño del intercambiador

Para nuestro requerimiento el coeficiente de transmisión se elige adecuadamente, con la experiencia en la construcción de evaporadores véase tabla N° 4.6.

Luego el área de transferencia de calor se calcula a partir de la ecuación 3.21 despejando A.

$$A = \frac{Q}{K \times \Delta t_m} \quad (\text{m}^2) \quad (4.23)$$

Donde:

$$Q = 4.4 \text{ T.R.} = 13\,063,34 \text{ Kcal/hr}$$

$$K = 160 \text{ Kcal / m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = 6^\circ\text{C.}$$

Dicho K varía de acuerdo con el tipo de evaporador y será una de las magnitudes características que nos permitirán calcular la superficie que debe darse a un determinado evaporador para evacuar la producción frigorífica deseada. K se selecciona asumiendo recomendaciones de convección forzada en evaporadores sumergidos en el líquido que se desea enfriar (salmuera) según la tabla siguiente.

Se debe tener en cuenta el tipo de agitación, por lo que debe ser moderada para evitar salpicaduras de salmuera al producto.

Se elige de la tabla N° 4.6, $K = 160 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$, como valor conservador.

TABLA N° 4.6

**COEFICIENTE DE PASO DE CALOR K EN Kcal / m²h°C
PARA EVAPORADORES DE TUBOS DESNUDOS
(Tubos de cobre para R-22, R-502, R-404A, R- 507)
(Tubos de acero para R- 707)**

ENFRIAMIENTO DE LIQUIDOS			
TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN	0 a -10°C	-15°C	-20°C
Líquido tranquilo	100 – 120	90 – 100	80
Líquido ligeramente en Movimiento	170	160	140
Líquido fuertemente en Movimiento (con agitador)	200 – 250	180 – 200	140 – 160
Enfriador de agua o salmuera de cubierta y tubo	500	400	300

FUENTE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL J. G. CONAN, 19990

Debemos tomar en cuenta que el serpentín debe estar a -18°C, con un salto térmico de aproximadamente 6 °C por debajo de la salmuera.

La variación de temperatura que se puede generar en la salmuera al atravesar los moldes será como se muestra en la figura.

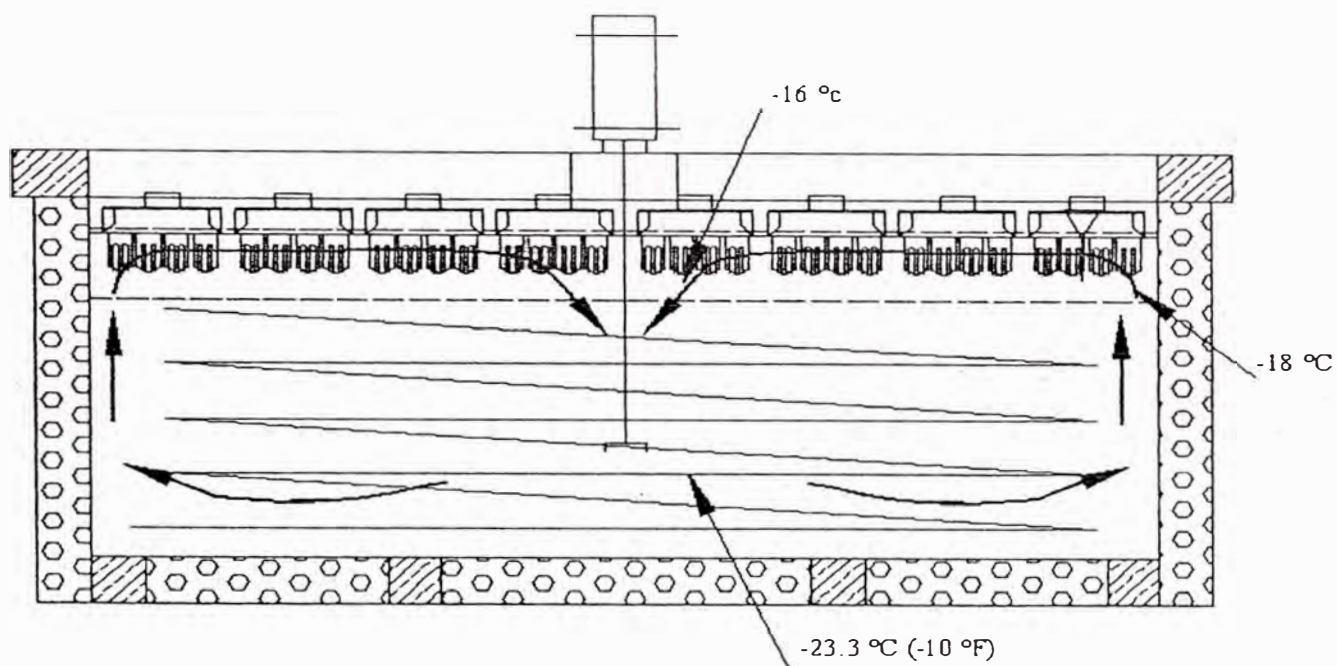


Figura N° 4.3: CIRCULACIÓN DE LA SALMUERA

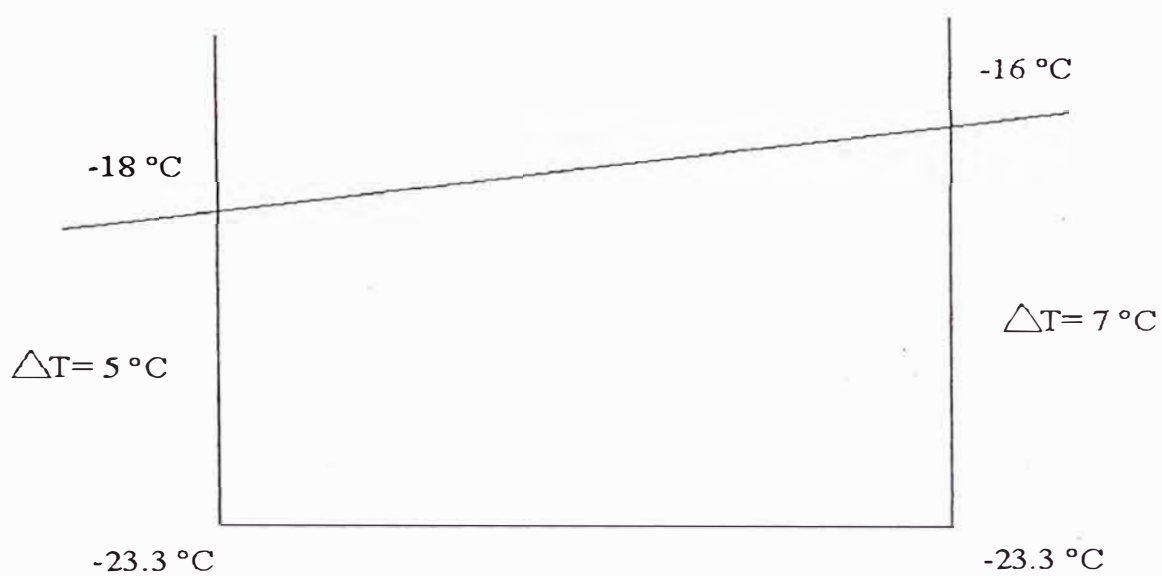


Figura N° 4.4: DIFERENCIA MEDIA DE TEMPERATURA ENTRE EL SERPENTIN Y LA SALMUERA

El cálculo de la diferencia media logarítmica entre el serpentín y la salmuera según la figura N° 3.5 es como sigue:

$$\Delta t_{mi} = \frac{(7-5)}{\ln(7/5)}$$

$$\Delta t_{mi} = 5.94 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{mi} \approx 6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Luego el área de transferencia queda definida como:

$$A = \frac{Q}{K \times \Delta t_m} \quad (4.24)$$

$$A = \frac{13\,060}{160 \times 6} \Rightarrow A = 12.60 \text{ m}^2$$

La superficie (A) para tubos lisos tal como muestra la tabla N° 3.8, se calcula con la siguiente relación:

$$A = \pi \times \varnothing \times L \quad (4.25)$$

Teniendo en cuenta que la tubería a utilizar en la fabricación del evaporador puede ser de 3/4" ó 7/8" de diámetro exterior cuya área por metros lineales es:

$$A = \pi \times \frac{3}{4} \times 0,0254 \Rightarrow A = 0,0596 \text{ m}^2$$

$$A = \pi \times \frac{7}{8} \times 0,0254 \Rightarrow A = 0,0697 \text{ m}^2$$

Se necesitan

$$\frac{12,60}{0,0596} = 210,4 \text{ m de tubería de cobre de } 3/4" \text{ y}$$

$$\frac{12,60}{0,0697} = 180,5 \text{ m de tubería de cobre de } 7/8"$$

TABLA N° 4.7

LONGITUDES MAXIMAS EN EVAPORADORES DE TUBO LISO A EMPLEAR CON UNA SOLA VÁLVULA DE EXPANSIÓN.

Diámetro del tubo	Temperatura de aspiración De -5 a -20°C	Temperatura de aspiración Inferiores a -20°C
	Longitud máxima en metros	Longitud máxima en metros
	Sumergido	Sumergido
½"	25	20
5/8"	30	25
¾"	35	30
1"	50	45

FUENTE: Tratado Práctico de refrigeración J. Alarcón Creus

TABLA N° 4.8

DIMENSIONES DE LOS TUBOS DE COBRE TIPO "L"

Diámetro Nominal En pulg.	Ø _{ext.} En mm.	Ø _{int.} en mm.	Superficie exterior en m ²	Superficie exterior en m ²	Volumen interior en m ³ x10 ⁻⁶	Peso en Kg.
			POR METRO LINEAL			
1/4	6.3	4.6	0.0198	0.0144	16.62	0.160
3/8	9.6	7.7	0.0300	0.0242	46.57	0.230
1/2	12.7	10.9	0.0400	0.0342	93.31	0.260
5/8	15.8	14.1	0.0495	0.0442	156.14	0.350
3/4	19.0	17.2	0.0596	0.0540	232.35	0.455
7/8	22.2	20.4	0.0697	0.0641	312.61	0.590
1	25.4	24.6	0.0798	0.0773	416.30	0.680
1 1/8	28.5	26.7	0.0895	0.0839	532.15	0.970
1 3/8	34.9	33.1	0.1096	0.1040	810.42	1.310

Fuente: Basado en ASTM b-88

4.3.3 Construcción del Serpentin Evaporador

Para evitar pérdidas innecesarias en la capacidad y eficiencia del compresor, es deseable diseñar el evaporador, de manera que, el refrigerante experimente una caída mínima de presión, la caída de presión debe ser suficiente para asegurar velocidades de refrigerante lo bastante elevadas para barrer la superficie del tubo de burbujas de vapor y aceite, y por ende regresar el aceite al compresor.

En su diseño debe tenerse en cuenta que la longitud del tubo necesario para lograr la superficie correspondiente a la evacuación de la producción frigorífica de la máquina puede provocar una pérdida de carga excesiva en el evaporador.

A fin de remediar este inconveniente es indispensable separar la superficie total del evaporador en un determinado número de superficies primarias.

En caso que el evaporador sea muy pequeño podrá haber únicamente un circuito continuo en el serpentín, pero a medida que el tamaño es mayor, el incremento de caída de presión a través del circuito más largo hace necesario dividir el evaporador en varios circuitos individuales que se vacían en un colector común (manifold). Los diversos circuitos se alimentan normalmente a través de un distribuidor que iguala la alimentación a cada circuito con el fin de mantener elevada la eficiencia del evaporador. Bajo esta concepción se utilizan solamente para potencias inferiores o iguales a 20 000 frigorías/hora y para los fluidos frigorígenos, como el R-502, R-22 y R-404a, La construcción de estos evaporadores se realiza enrollando largos tubos de cobre unidos por soldadura, bien en forma de horquilla, rectángulo o cuadrado.

Cuando se realiza la incorporación, sustitución de un equipo o maquinaria, la evaluación económica difiere ligeramente de los cuatro primeros indicadores.

En el proceso de incorporación del equipo, existen situaciones claramente establecidas, que a su vez, obligan a definir un método específico de evaluación económica.

Una de las situaciones surge cuando la máquina a incorporar solo es parte de un proceso productivo y no produce ingresos por sí misma, es decir, contribuye a la elaboración de un producto y es muy difícil cuantificar con precisión con cuánto contribuye el trabajo de esa máquina, al costo real del producto. En este caso como la máquina bajo estudio no produce un ingreso directo porque junto con otras máquinas elaboran un producto, la evaluación económica más recomendable para este proyecto es una comparación de costos con otros fabricantes.

5.3 COSTO DEL PROYECTO

Los costos del equipo están determinados por los metrados y partidas tanto del equipo frigorífico y componentes del sistema: importado y de fabricación nacional, así como de todos los trabajos de montaje, instalación y puesta en marcha en la planta de fabricación de sorbetes, prueba, obras civiles complementarias, costo de transporte, gastos generales y otros que se detallan a continuación. En este capítulo se va a determinar mediante partidas el costo que implica la construcción del equipo frigorífico detallando los rubros siguientes:

- a) Materiales de fabricación
- b) Equipos y Componentes del sistema de refrigeración

Para nuestro propósito, los tubos se comercializan por rollos de 15 m por lo tanto según la longitud total del evaporador para un diámetro de $\frac{3}{4}$ " es 210 m, según la experiencia y las recomendaciones de los constructores de evaporadores se utilizará 14 rollos de tubería, que hace un total de 210 m dividido entre 06 serpentines, para que cumpla la relación cada serpentín debe medir 34 m.

Cada serpentín debe cumplir la relación (3.1) planteada en el capítulo III.

$$\frac{34 \times 1000}{17,2} = 1976.74$$

$$1976,74 \leq 2000 \quad \text{ok}$$

Para el tubo de $\frac{7}{8}$ " de diámetro se necesita 12 rollos de 15m que hace un total de 180m, dividido en 06 serpentines de 30m cada circuito, también cumple la relación:

$$\frac{30 \times 1000}{20,4} = 1470.58$$

$$1470,58 \leq 2000 \quad \text{ok}$$



Figura N° 4.5 SERPENTIN – EVAPORADOR

4.4 DISEÑO DE LA TUBERÍA DE LÍQUIDO Y SUCCIÓN

4.4.1 Fundamento Teórico

La circulación del fluido refrigerante en una tubería se realiza bajo dos regímenes diferentes: laminar o turbulento. El parámetro utilizado para clasificar la circulación del fluido es el número de Reynolds definido como:

$$Re = \frac{v \times D \times \rho}{\eta} \quad (4.26)$$

Donde:

V = velocidad media, m/s.

D = Diámetro interior de la tubería, en m.

ρ = Densidad del fluido, en Kg/m³.

η = viscosidad dinámica, en Kg / m s.

Si en una tubería el número de Reynolds es menor de 2 300, el flujo se considera laminar, pero si es mayor de 4 000 se considera turbulento, en la zona intermedia se establecen regímenes de transición.

La caída de presión de los fluidos, al pasar a través de las tuberías, se determina a partir de las ecuaciones deducidas en la disciplina de la mecánica de los fluidos. Por ser conveniente para determinar los diámetros de las tuberías del refrigerante.

Esta caída de presión se define analíticamente mediante:

$$\Delta P_t = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 \quad (4.27)$$

La caída de presión dinámica, ΔP_1 , se define analíticamente mediante la fórmula de Darcy – Weisbach.

$$\Delta P_1 = \frac{f \times L \times V^2}{2 \times D \times g} \quad (4.28)$$

Donde:

ΔP_1 = Caída de presión, en metros de columna de refrigerante.

L = longitud de la tubería, en metros.

g = Gravedad, 9,8 m / s².

D = Diámetro, en m.

V = velocidad, en m / s.

f = Factor de fricción.

Dicho factor de fricción depende del régimen de circulación, del número de Reynolds y de la rugosidad de la tubería, y se obtiene del diagrama de Moody.

La variación de presión entre dos puntos de una tubería, ΔP_2 , es influenciada por la diferencia de cotas existentes, y por el peso equivalente de la columna de refrigerante.

$$\Delta P_2 = (Z_2 - Z_1) \quad (4.29)$$

Donde:

ΔP_2 = Variación de presión por diferencia de cotas, en metros de columna de refrigerante.

Z_2 = Cota final, en metros.

Z_1 = cota inicial, en metros.

Finalmente, existe una caída de presión debida a la presencia de accesorios, ΔP_3 , la cual se puede obtener mediante su asimilación a una longitud equivalente de la tubería que produjera la misma pérdida de carga, o mediante la expresión:

$$\Delta P_3 = \frac{K \times V^2}{2 \times g} \quad (4.30)$$

Donde:

ΔP_3 = Pérdida de presión al atravesar el accesorio, en metros de columna de refrigerante

K = Coeficiente adimensional dependiente del accesorio.

V = velocidad del refrigerante, en m/s.

g = Gravedad, 9,8 m/s.

La variación de presión total entre dos puntos cualesquiera de una tubería será por lo tanto, la suma de los tres fenómenos anteriores. Dicha variación de presión en Kg/cm² resulta ser:

$$\Delta P_t = \frac{(\Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3) \times \rho \times 9,81}{98,050} \quad (4.31)$$

Donde:

ρ = Densidad, en Kg / m³.

Para disminuir las pérdidas de carga en una instalación frigorífica será conveniente reducir las distancias entre equipos, condensador, evaporador y recipiente.

El factor de rozamiento, que depende de la rugosidad interior del tubo y del número de Reynolds, ha sido determinado a partir del gráfico de Moody.

Finalmente, los únicos elementos variables son la velocidad y el diámetro, los cuales se hallan unidos entre sí por la relación que determina el caudal de la tubería, y que se expresa así:

V = velocidad de flujo

$$V = \frac{\text{caudal}}{\text{Area}}$$

$$V = \frac{\text{caudal}}{\frac{\pi \times \varnothing^2}{4}} \quad (4.32)$$

Para un caudal determinado la velocidad del fluido y su diámetro varían siempre en sentido inverso. Las pérdidas de carga varían con el cuadrado de la velocidad de circulación del fluido, por lo que hará falta limitar estas velocidades si queremos disponer de pérdidas de carga compatibles con un buen funcionamiento de la instalación.

4.4.2 Dimensionado de las Tuberías

La determinación del diámetro de las tuberías debe hacerse teniendo en cuenta las características de la instalación: fluido utilizado, capacidad frigorífica, temperatura de evaporación, longitud de cada tubería y pérdidas de carga admisible.

Su recorrido debe establecerse de forma que no debe perturbar la circulación normal del fluido frigorígeno (embolsamiento de líquido, gas, aceite, etc.).

Los resultados de las ecuaciones indicadas líneas atrás se han ordenado en tablas y diagramas.

Estas tablas y diagramas del refrigerante R-502, R-404A y R507 etc. correspondientes a las líneas de succión y líquido permiten determinar los diámetros de la tubería para una instalación de potencia frigorífica determinada y para un fluido que circula bajo determinadas condiciones de presión y de temperatura.

Se ingresan con los datos característicos de selección de componentes del equipo frigorífico, cuya determinación del diámetro de tubería puede ser por

tabla ó diagramas, éstas tablas y diagrama contemplan las pérdidas de carga que dependen de los factores indicados en la formula de Darcy- Weisbach.

Asimismo, con el objeto de simplificar la labor de selección del diámetro de tuberías en las instalaciones, los fabricantes de las unidades de condensación proporcionan tablas que permiten una rápida selección del diámetro, para tuberías de líquido y de succión. Que depende de los factores siguientes: fluido refrigerante, capacidad frigorífica, temperatura de evaporación y longitud de la tubería trazada.

En el caso del presente trabajo se utilizó el fluido refrigerante R- 502 por las condiciones antes mencionado. No obstante se debe hacer el cambio adecuado para que el quipo trabaje con gases refrigerantes ecológicos: R- 404A y R- 507 que tienen similares características termodinámicas que el R-502.

La práctica general recomienda, en la selección del diámetro óptimo de las líneas de refrigerante se debe considerar los aspectos siguientes:

- 1.- Costo inicial
- 2.- Pérdida por fricción
- 3.- Retorno de aceite

Partiendo de un bajo costo inicial, como punto de referencia, es deseable contar con líneas de menor diámetro posible. Sin embargo, el rendimiento de todo sistema debe ser evaluado reconociendo lo siguiente:

- La caída de presión en las líneas de succión y descarga, debido a la pérdida por fricción, ocasiona reducción de capacidad del compresor y aumento de consumo de energía.

- La caída de presión en la línea de líquido, debido a la pérdida por fricción y a la carga estática del líquido, puede ocasionar el fenómeno del gas instantáneo (flash gas).
- Las líneas de succión y de descarga deben ser diseñadas para que el gas fluya a una velocidad apropiada con el objeto de asegurar el retorno del aceite al compresor.

Datos que permiten determinar el diámetro de las tuberías:

Capacidad frigorífica del evaporador (Q_0) = 4,0TR = 12 096.00 Kcal /h

Temperatura de evaporación del fluido (t_{ev}) = -23.5°C

Temperatura de condensación del fluido (t_{co}) = 40°C

Longitud de cada tubería:

- Tubería de aspiración (L_a) = 12m
- Tubería de líquido (L_l) = 14m

Accesorios y Válvulas:

- línea de succión: 05codos de 90° de radio corto
- Línea de líquido: 03 codos de 90° de radio corto, 01 válvula solenoide, 01 visor de líquido.

- Línea de Succión

El diseño y dimensiones de las líneas de succión de la unidad de condensación remota es de lo más crítico para la operación eficiente. La caída de presión en la línea de succión obliga al compresor a operar a una presión menor, dando como resultado una reducción de capacidad.

1.- Las líneas de succión deben diseñarse:

- a.- Para una caída total de 1 lb/pulg^2 , equivalente a un cambio de 1°C en la temperatura de saturación.
- b.- Para mantener una velocidad suficiente que permita el retorno del aceite al compresor.
- c.- Para evitar que el refrigerante líquido se escurra dentro del compresor durante el ciclo de paro.

2.- Diseño de la línea de succión.

- a.- Unidad de condensación de 50 400 BTU/HR
- b.- Temperatura de evaporación -10°F , evaporador localizado abajo del compresor.
- c.- Longitud de tubería de succión = 12m (ver plano figura N° 2.10).
Longitud equivalente en accesorios = 5 codos de 90° (5×0.90) = 4.5m
(ver tabla apéndice A)

Longitud total equivalente en la succión = 16.5m.

De la tabla mostrada en el APENDICE A y con los datos antes mencionados se determina el diámetro de la tubería de succión $1 \frac{5}{8}$ " de \varnothing . La tabla incluye una tolerancia para un número promedio de codos y accesorios, tomando en consideración la mínima velocidad para el retorno del aceite en la tubería vertical.

La caída de presión se determina en el diagrama del apéndice A y resulta igual a 0.87 PSI (0.06 bar) < del máximo recomendado 1 PSI (ver tabla) ó 1°C equivalente a la caída de presión, respecto a la temperatura de saturación y velocidades (generalmente entre 8 a 15 m/s).

3.-Aislamiento de la línea de succión

a.- las líneas de succión deben aislarse debido a que:

1. El calor absorbido por el gas de succión no produce enfriamiento útil, pero impone una carga adicional en el compresor.
2. La alta temperatura del gas de succión causa sobrecalentamiento a los devanados del motor.
3. La humedad se condensará en la línea de succión, lo cuál podría causar daños en ciertas áreas.

b.- El aislamiento deberá proporcionar una barrera de vapor para evitar la saturación del aislamiento y debe tener todas las uniones completamente selladas.

- Línea de Líquido

La línea de líquido es la menos crítica de diseñar debido a que: El aceite refrigerante es miscible con el refrigerante R -502 en forma líquida, garantizando la mezcla y el retorno del aceite, las bajas velocidades de líquido y trampas no causan problemas de retorno de aceite, y la caída de presión no afecta directamente a la capacidad del sistema.

1.- Las líneas de líquido deben diseñarse para:

- a) Una caída de presión total debido a la pérdida por fricción de 3 a 5 Lib/pulg², similar a un cambio de 0.5 a 1°C en la temperatura de saturación.

- b) Que el líquido sub-enfriado alcance al dispositivo de control de refrigerante para evitar la formación de gas instantáneo (flash gas).

Efectos perjudiciales del gas instantáneo:

Incrementa las pérdidas de presión en la línea debido a la fricción que a su vez causa más gas instantáneo.

Reduce la capacidad del dispositivo de control de refrigerante, mermando la capacidad de enfriamiento del evaporador.

Produce erosión y desgaste en el asiento del dispositivo de control de refrigerante.

Ocasiona un control errático del refrigerante que entra al evaporador.

2.- Diseño de la línea de líquido.

Para un refrigerante líquido saliendo del condensador con 10 °C de sub-enfriamiento, hay disponible una caída de presión de 20 lib/pulg², antes de formar el gas instantáneo.

Esta presión puede ser utilizada tanto para la pérdida por fricción de la tubería, como para la pérdida de presión ocasionada por tubería vertical. Esta pérdida de presión es igual a 11b/pulg² por cada 2 pies de elevación.

- a.- Unidad de condensación 50 400 BTU/HR
- b.- Evaporador localizado abajo del compresor
- c.- Longitud de tubería de líquido = 14 m (ver plano de la figura N° 2.10)

Longitud equivalente en accesorios:

03 codos de 90° (3x0.35) = 1.05m

01 válvula solenoide (1x 4) = 4m

01 visor de líquido (1x 0.70) = 0.70m

Longitud total equivalente = 19.75m.

Con los datos antes mencionados y utilizando el diagrama mostrado en el APENDICE A, se determina el diámetro de la tubería de líquido 5/8" de \varnothing .

El diagrama del apéndice A.13 me permite comprobar la caída de presión admisible 3.4 PSI (0.23 bar) según la longitud total de la tubería, incluyendo la longitud equivalente de accesorios y válvulas, con lo que resulta menor que el valor máximo recomendado $0.35 \text{ bar} \diamond 0.35 \text{ Kg/cm}^2 \diamond 5 \text{ PSI}$ ó una pérdida de presión equivalente de 0.5 a 1°C y velocidades (generalmente entre 0.5 a 1.25 m/s).

4.5 SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA INSTALACIÓN

4.5.1 Selección de la Unidad Condensadora

Según los cálculos anteriores, la capacidad de la unidad de enfriamiento y teniendo en cuenta los parámetros de diseño para la elección de la unidad condensadora se consideran los siguientes:

Temperatura de evaporación = -24 °C

Temperatura del medio ambiente (verano) = 28 °C. (Lima y alrededores)

Temperatura de trabajo de la salmuera = - 18°C

Capacidad frigorífica = 4.0 TR = 12 096 Kcal/h = 48 000 Btu/h

Temperatura de condensación = 40°C

Gas refrigerante: R-502

Tipo de salmuera: cloruro de sodio

De las múltiples alternativas que podemos encontrar en el mercado es recomendable en primer lugar escoger la que mejor ventaja técnico – económico nos ofrecen, esto implica adquirir equipos de reconocida marca entre las cuales tenemos: Copeland, Bock-star, Maneurop, Flex-cold, etc.

En la mayoría de catálogos de las unidades condensadoras solo se requiere como dato de entrada la capacidad frigorífica, la temperatura de evaporación para un refrigerante determinado y la temperatura del medio ambiente ó condensación.

Por la experiencia en las instalaciones de este tipo de máquinas recomendamos las unidades de condensación marca COPELAND, con el criterio antes descrito seleccionamos en el catálogo:

- Unidad de condensación modelo N° C7DB-0750
- Compresor modelo N° 3DB3-0750, potencia nominal 7 ½ HP..
- Válvulas de línea de líquido y succión 5/8 y 1 3/8 respectivamente

Las demás características se describen en el catálogo adjunto del presente trabajo

4.5.2 Selección de la Válvula de Expansión Termostática

La capacidad de la válvula de expansión a seleccionar, debe corresponder exactamente a la capacidad del compresor y demás componentes del sistema, teniendo en consideración de no seleccionar una válvula en su límite de capacidad, ni tampoco seleccionar una válvula muy grande.

La capacidad depende de:

1. Caída de presión en la válvula: ΔP (PSI) = $P_c - P_{ev}$, la diferencia de presión entre el condensador y el evaporador es la fuerza motriz

para el flujo de refrigerante. Mientras más grande sea la diferencia, más grande la capacidad de la válvula.

2. Temperatura de evaporación: T_{evap} ($^{\circ}\text{F}$ ó $^{\circ}\text{C}$)
3. Capacidad frigorífica: T.R.
4. Tipo de refrigerante.

Para la selección de la válvula de expansión termostática a utilizar, según el catálogo (VET. SPORLAN) se procede de la siguiente manera:

Se Debe calcular la caída de presión antes de la válvula de expansión, entre el condensador y el evaporador.

La caída de presión podemos estimarla del diagrama de Mollier para el refrigerante R-502, el cual está entre las temperaturas de alta (40°C) y baja (-24°C) se tiene una caída de presión de aproximadamente 220 psi.

Se debe determinar la temperatura del líquido refrigerante antes de la válvula, en el caso de las VET SPORLAN para R-502 son construidas para una temperatura de 100°F , para otras temperaturas utilizar los factores, especificados en las tablas:

Luego:

$$T_{\text{evap}} = -10^{\circ}\text{F}$$

$$\Delta P = 220 \text{ psi}$$

Capacidad frigorífica = 4.0 T.R., que nos permite seleccionar una válvula de expansión: marca FLIGOR, Tipo: TAD 2.4 , TADX 2.4, temperatura de condensación 40°C , temperatura de evaporación -24°C , seleccionamos una válvula de 3.5 TR (nominal).

Los catálogos correspondientes están presentados en el apéndice A del presente trabajo.

- Localización del bulbo sensor de la válvula de expansión

La localización del bulbo sensor es sumamente importante para la operación adecuada de la válvula de expansión. Debe asegurarse que el bulbo se adhiera firmemente a la línea de succión.

- 1.- Lo más cercano posible al evaporador.
- 2.- Propiciando que entre el bulbo y la línea exista un contacto térmico adecuado.
- 3.- El bulbo sensor de la válvula de expansión y la tubería a la cual va adherido deben estar bien aislados con material a prueba de humedad.

4.5.3 Selección de Accesorios y Controles de la instalación

a) Selección del Separador de Aceite

Marca FLIGOR, Tipo: SO – 16

Ubicación: Línea de descarga

Conexión: Soldado, entrada / salida 5/8" O.D.

b) Selección del Acumulador de Succión

Marca FLIGOR, Tipo: LS – 25

Ubicación: Línea de succión

Conexión: Soldado para tubo de \varnothing 1".

c) Filtro Secador

Marca CATCH-ALL, Tipo: C 084 Flare (Roscado)

Ubicación: Línea de líquido

Conexión: ½”O.D.

d) Visor de Líquido con Indicador de Humedad

Marca FLIGOR, Tipo: VU – 15

Ubicación: Línea de líquido

Conexión: Rosca (SAE) 5/8”

Conexión: Rosca (SAE) o Soldado 5/8”

e) Para seleccionar adecuadamente una **válvula solenoide** se necesitan conocer los siguientes datos:

- Refrigerante que circulará a través de ella, R-502
- Capacidad del equipo 4.0 TR
- Caída de presión estimada entre la entrada y la salida de la válvula.
- Voltaje y ciclaje disponible para accionar la bobina de la válvula, 220 V, 60Hz
- Diámetro de la tubería donde se instalará, 5/8”

Con todos estos datos se recurre al catálogo del fabricante y seleccionamos la siguiente válvula:

Marca: Danfoss, Tipo: EVR

Ubicación: Línea de Líquido

f) Termostato

Marca: DANFOSS, Tipo: KP – 61-A-60L1104

Ubicación: Evaporador

Gama de reglaje: -30°C a 15°C

4.6 OBTENCIÓN DE LA SALMUERA

- Determinación del volumen y masa de la salmuera

Para calcular el volumen de salmuera necesario y obtener el rendimiento frigorífico deseado, se puede emplear la siguiente fórmula:

$$V_{sal} = \frac{Q_t}{(\rho_{sal} \times \text{Coeficiente salmuera} \times \Delta T)} \quad (4.33)$$

Fuente: J. Alarcón Creus, 2000

Donde:

V_{sal} = volumen de la salmuera

Q_t = carga total

ΔT = diferencia de temperatura

En la práctica el volumen interno del tanque que ocupa la salmuera a su nivel de operación, según las dimensiones de diseño se puede estimar en:

$$V_{tan} = 2,20 \times 0,60 \times 1,20$$

$$V_{tan} = 1,584 \text{ m}^3$$

La altura de la salmuera a fin de que pueda cubrir el molde lleno del producto debe ser 0,50 m del fondo del tanque.

El volumen ocupado por el evaporador dentro de la salmuera se calcula como sigue:

$$V_{evap} = \pi \times \left[\frac{(3/4'' \times 0,0254)^2}{4} \right] \times 120 \quad (4.34)$$

$$V_{evap} = 0,0342 \text{ m}^3$$

Luego el volumen neto de la salmuera en el tanque se calcula por diferencia:

$$V_{sal} = V_{tan} - V_{evap} = 1,5358 \text{ m}^3$$

En la tabla mostrada en el APENDICE A tenemos:

Solución en peso: 26,9 %

Densidad: 1160 Kg /m³

Masa de la salmuera = 1535,8 x 1,254 = 1 925,89 Kg.

Masa de sal (Cl Na):

1925,89 x 0,269 = 518,06 Kg.

Masa de agua:

1925,89 – 518,06 = 1407,83 Kg.

Considerando un 10 % por reposición y ajustes se necesitará:

518,06 x 1,1 = 569,86 Kg. de masa de sal

Cantidad de sacos de sal:

$$\frac{569.86 \text{ Kg.}}{(50 \text{ Kg./saco})} = 12 \text{ sacos de sal (Cl Na)}$$

4.6.1 Preparación de la salmuera

Del punto 4.6.1 necesitamos 12 sacos de sal (Cl Na) que en masa se presenta:

$$12 \text{ sacos} \times \frac{50 \text{ kg}}{\text{saco}} = 600 \text{ kg de sal}$$

De la tabla mostrada en el APENDICE A

Solución (en peso): 26.9 % sal y 73.1 % agua

Cantidad de agua necesaria:

$$600 \text{ kg de sal} \times \frac{0,731 \text{ kg de agua}}{0,269 \text{ kg de sal}} = 1630.48 \text{ kg de agua}$$

$$V_{\text{agua}} = 1,630 \text{ m}^3 \text{ de agua}$$

Según 4.6.2, tomaremos 1,5 Kg. de CO_3Na_2 para 100 Kg. de sal, por tanto necesitaremos:

$$600 \text{ kg de sal} \times \frac{01,5 \text{ kg de } \text{CO}_3\text{Na}_2}{100 \text{ kg de sal}} = 9 \text{ kg de carbonato de sodio}$$

$$m_{\text{CO}_3\text{Na}_2} = 9 \text{ kg de carbonato de sodio.}$$

4.6.2 Elección de un Anticorrosivo de Salmuera

Para evitar el ataque corrosivo de la salmuera a las planchas del tanque y tuberías del sistema, recomendaremos neutralizar estos efectos agregando a la salmuera de 1 a 2 Kg. De carbonato de sodio por cada 100 Kg. de sal o también dicromato de sodio en la misma proporción.

Para probar que se añadió suficiente cantidad de agente neutralizante se añade unas cuantas gotas de fenoltaleina a la salmuera en una muestra de de 10 cc, y si esta es neutra o ligeramente alcalina la solución se volverá de color rosa y si permanece incolora es que aún es ácida

4.7 CALCULOS COMPARATIVOS DE OPERACIÓN R-502 vs. R-404A

Es conveniente recordar que toda instalación frigorífica que funciona correctamente y no presenta fugas no debe ser objeto de ninguna intervención.

Únicamente los equipos que presentan un defecto que haga necesaria la apertura del circuito pueden ser afectados.

En una instalación existente en la que ya haya aparecido un defecto, será siempre preciso efectuar un análisis serio teniendo en cuenta entre otras cosas la edad y el estado general del equipo, ya que probablemente haya mayores riesgos al reconvertir

una instalación que funciona desde 20 años que otra hace 3 años, a pesar que la antigüedad no sea un criterio único.

Para realizar el cambio primeramente se analiza la planta (capacidad y equipos) para luego proceder a la extracción del refrigerante R-502, cambio del aceite del compresivo y demás accesorios.

Este procedimiento de conversión se aplica en el caso de la conversión de un sistema frigorífico en buen estado.

Los sistemas existentes a reconvertir pueden ser clasificados en dos grandes grupos de defectos:

- Que el compresor sea defectuoso y sea necesario sustituirlo por otro
- Que el sistema tenga un defecto en el circuito (fuga, expansión, filtro, etc.) que requiera la apertura del circuito y consiguientemente la sustitución del fluido.

Para toda instalación nueva, es recomendable utilizar los nuevos modelos de compresores o grupos de condensación concebidos para funcionar con los nuevos fluidos frigorígenos tipo HFC tales como el R-404A, R-507 o equivalentes el lugar del R-502 ó R-22

- Cálculos comparativos de funcionamiento

Cálculo con refrigerante R-502, según el diagrama de Molier de Molier del Apéndice A:

$$h_1 = h_4 = 38 \text{ BTU/lb}$$

$$h_A = 77 \text{ BTU/lb}$$

$$h_2 = 78 \text{ BTU/lb}$$

$$h_3 = 95 \text{ BTU/lb}$$

el calor total que se requiere es $Q_t = 48000 \text{ BTU/h} \diamond 50561 \text{ KJ/h}$

- Hallando el flujo másico (m)

Sabemos: $Q = m \times \Delta h$

$$m = \frac{Q}{\Delta h} = \frac{48000 \text{ BTU/h}}{77 \text{ BTU/h} - 38 \text{ BTU/h}}$$

(4.35)

$$m = 1230.76 \text{ lb/h} = 0.15 \text{ Kg/s}$$

- Hallando el trabajo del compresor (W_c)

Sabemos: $W_c = m \times \Delta h$

$$W_c = 1230.76 \text{ lb/h} \times (95 \text{ BTU/h} - 78 \text{ BTU/h})$$

$$W_c = 19459.5 \text{ BTU/h}$$

$$W_c = 6.13 \text{ KW}$$

- **Hallando el coeficiente de funcionamiento (COP)**

$$\bullet \text{ COP} = \frac{(77 \text{ BTU/h} - 38 \text{ BTU/h})}{(95 \text{ BTU/h} - 78 \text{ BTU/h})}$$

(4.36)

$$\text{COP} = 2.29$$

Cálculo con refrigerante R-404a, según el diagrama de Molier de Molier del apéndice A:

$$h_1 = h_4 = 260 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_A = 358 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_2 = 368 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 410 \text{ KJ/Kg}$$

- Hallando el flujo másico (m)

$$m = Q_t / \Delta h = 50561 \text{ KJ/h} / (358 \text{ KJ/Kg} - 260 \text{ KJ/Kg})$$

$$m = 0.14 \text{ Kg/s}$$

- Hallando el trabajo del compresor (W_c)

$$W_c = 0.14 \text{ Kg/s} \times (410 \text{ KJ/Kg} - 368 \text{ KJ/Kg})$$

$$W_c = 5.88 \text{ Kw}$$

- **Hallando el coeficiente de funcionamiento (COP)**

$$\text{COP} = (358 - 260) / (410 - 368)$$

$$\text{COP} = 2.33$$

Porcentaje de ahorro de energía:

$$\% \text{reducción} = (6.13 - 5.88) / 6.13 \times 100$$

$$\% \text{reducción} = 4.0 \%$$

Economía de trabajo:

$$\$/\text{año} = (\text{ahorro energía}) \times (\text{horas trabajo}) \times (\text{costo de Kwh.}) \times (\text{días año})$$

$$\$/\text{año} = 0.25 \text{ Kw} \times 18 \text{ h/día} \times 0.09 \text{ \$7Kwh} \times 144 \text{ días/año} = 58.32 \text{ \$/año}$$

4.8 CALCULO DE LOS ELEMENTOS ESTRUCTURALES DEL TANQUE DE CONGELAMIENTO

4.8.1 fundamento teórico

Vamos a utilizar para el cálculo de los elementos constructivos del tanque las consideraciones de Eugene F. Megyesy de su manual de recipientes a presión, el cual evaluaré una fórmula; para la base del recipiente y la plataforma de sostenimiento y utilizaré la teoría de placas planas con sus consideraciones.

Para la viga de sostenimiento usaré el manual de la Steel Construcción.

En estos tanques se utilizarán para su cálculo presiones hidrostáticas bajas, debido a su forma mecánica débil. Se usará más material que su equivalente de recipiente cilíndrico pero se justifica por facilidad de fabricación y mejor utilización de su espacio.

La fórmula para el cálculo de la placa del tanque están basadas en la máxima deflexión permitida $\Delta = L/500$, en donde L es el lado más largo del tanque. El esfuerzo permitido para el material de la placa puede tomarse como el permitido por las normas ASME para recipientes sujetos a presión, sección VIII. Div.1.

Los valores de α usados en las fórmulas dependen de la proporción de los lados y aparecen representados en la gráfica de la página 183.

4.8.2 Dimensionamiento

Asumo las dimensiones del tanque en la siguiente forma:

$$L = 2.20 \text{ m}, B = 1.20 \text{ m}, H = 0.65 \text{ m}$$

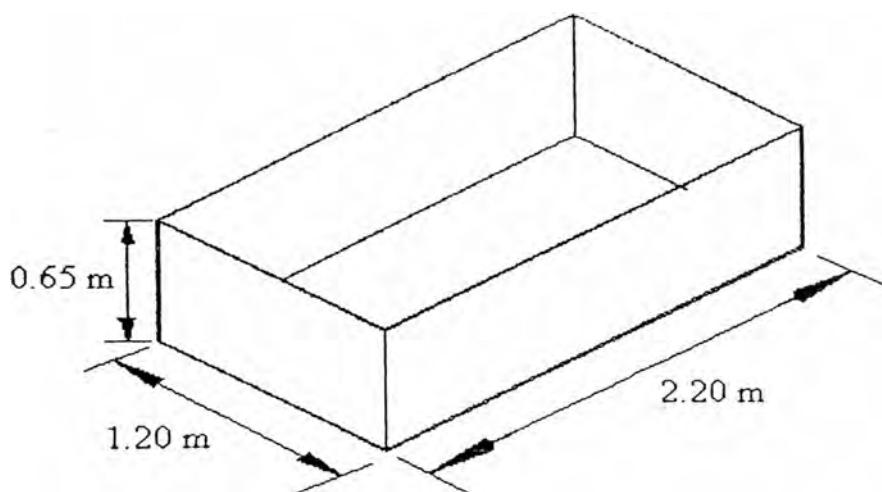


Figura N° 4.7: TANQUE DE SALMUER

- Atiesadores

De acuerdo a la experiencia, no se utilizarán atiesadores debido a que las planchas que se van a usar en su construcción, favorecerá la estabilidad del tanque, por la pequeña altura de trabajo y el tipo de junta con resalte.

- Tipos de soldaduras en las placas.

Se muestran algunas juntas soldadas más usadas para los bordes de las placas, usaré la tercera forma.

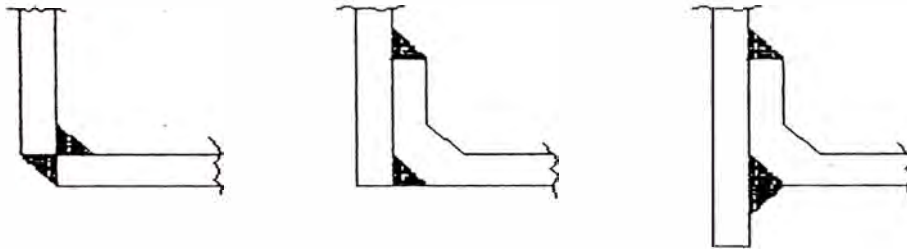


Figura N° 4.8: TIPOS DE SOLDADURA PARA PLANCHA

4.8.3 Tanques Rectangulares Sometidos a Presión Hidrostática

Notación:

- α : Factor que depende de la relación de la longitud a la altura del tanque, H/L (ver gráfica adjunta).
- E : Módulo de elasticidad, $30\,000\text{ lb./pulg}^2$, para acero al carbono.
- G : Gravedad específica del líquido.
- I : Momento de inercia, pulg^4 .
- S : Valor del esfuerzo de la placa, lb/pulg^2 , como aparece tabulado en la norma, tabla UCS-23 (pags. 159-160).
- t : Espesor de placas requerido, pulgadas.
- W : Carga en libras.

.w : Carga por unidad de longitud, lb/pulg ó carga por unidad de área lb/pulg².

4.8.4 Cálculo del Espesor de Placas y Vigas

El desarrollo del cálculo se hará siguiendo la metodología de cálculo del manual “Diseño de Recipientes a presión” Theodore Baumeister.

4.8.4.1 Espesor de la plancha lateral y base del tanque

-Plancha lateral del tanque

Del manual de recipientes a presión tenemos:

$$t = 2.45 \times L \times \sqrt{\frac{\alpha \times H \times 0.036 \times G}{S}} \quad (4.37)$$

Donde:

$$G = 1.166$$

$S = 20\,588.23$ lb/pulg², esfuerzo de diseño para planchas de acero inoxidable calidad 304; 18/19 Cr, 8/9 Ni, con un esfuerzo de fluencia $S_y = 35\,000$ lb/pulg² y un factor de seguridad de 1.7.

$$H = 25.59 \text{ pulg.}$$

$$L = 47.24 \text{ pulg.}$$

$\alpha = 0.012$, para una relación $H/L = 0.5417$ del gráfico.

$$t = 2.45 \times 47.24 \times \sqrt{\frac{0.012 \times 25.59 \times 0.036 \times 1.166}{20588.23}} = 0.0949 \text{ pulg.}$$

De las planchas inoxidables seleccionamos: PL 1/8" x 4' x ?

-Plancha para la Base del Tanque.

En el recipiente en estudio, se encontrarán las siguientes cargas.

- Salmuera :	1 539.1 Kg.
- 24 moldes :	57.6
- Evaporador :	303.2
- Motor agitador:	<u>15.0</u>
Carga total :	1 914.9 Kg. = 4 231.9 lb.

Esta carga se encontrará repartida en los cuatro trozos de cuartos de a x b x 4" y sobre esta se repartirá uniformemente sobre su superficie y será:

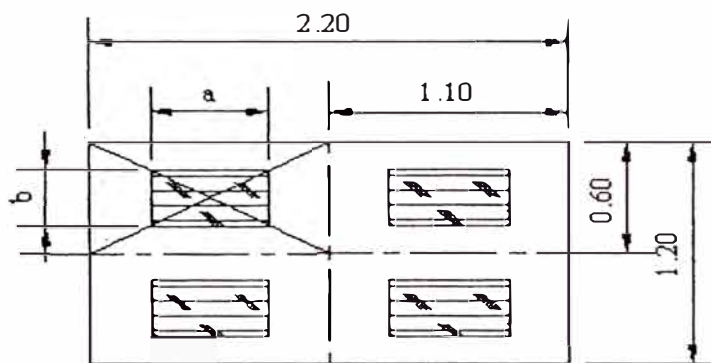


Figura N° 4.9: DIVISION EN SECTORES SIMETRICOS

Tomamos para nuestro análisis uno de los sectores simétricos de 1.10 x 0.60 m² y le aplicamos la teoría de placas planas y hallamos su espesor.

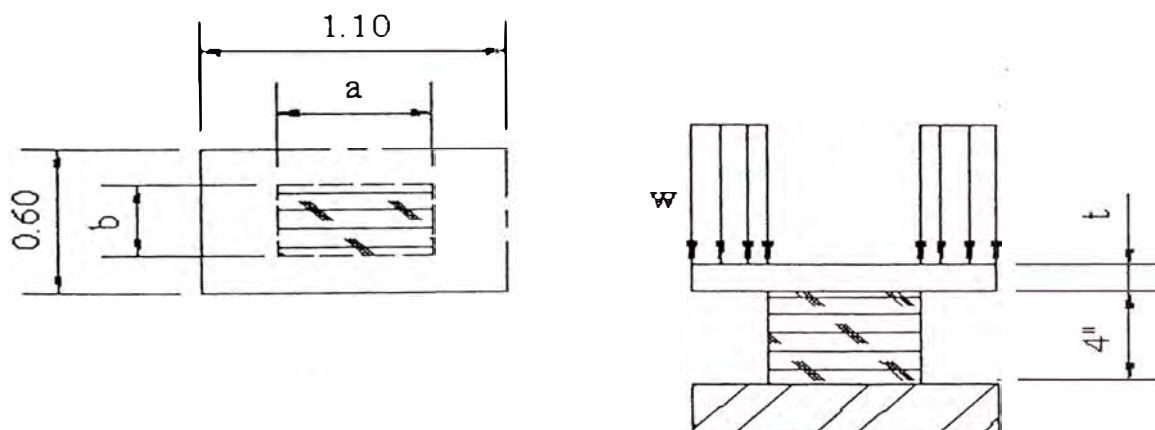


Figura N° 4.10: UN SECTOR SIMETRICO PARA EL ANALISIS

De la tabla asumo el caso 13 para placas circulares cargadas uniformemente en el centro. Para ello obtenemos los los radios r y R de las áreas circulares equivalentes a las áreas rectangulares de $a \times b$ y 1.10×0.60 respectivamente, de la siguiente forma:

$$1.10 \times 0.60 \text{ m}^2 = 43.30'' \times 23.62'' = \pi \cdot R^2$$

$$R = 18.85 \text{ pulg.}$$

$$a \times b = \pi \cdot r^2$$

$$r = \sqrt{\frac{ab}{\pi}} \text{ haciendo } a = b \text{ y tabulando para valores convenientes,}$$

obtenemos un r de prueba que satisface el esfuerzo máximo de la fórmula:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{3w_1}{4t^2 \times (R^2 - r^2)} \left[4.R^4 \times (1 + \mu) \times \text{Ln}\left(\frac{R}{r}\right) + 4.R^2 \times r^2 + r^4 \times (1 - \mu) - R^4 \times (1 + 3.\mu) \right] \quad (4.38)$$

Donde:

w_1 : Carga uniformemente distribuida en cada superficie de estudio en lb/pulg^2 .

R : Radio de la superficie mayor, pulg.

r : Radio de la superficie menor; pulg.

μ : Coeficiente de Poisson $\mu = 0.3$.

Evaluando la carga w_1 :

Carga total : 4 231.9 lb.

El radio mayor : $R = 18.85$

$$\frac{1}{4} \times 4\,231.9 = \pi \times w_1 \times 18.85^2$$

Por lo tanto la carga distribuida uniformemente sobre cada taco es:

$$w_2 = \frac{W_2}{4} = 10.35 \frac{lb}{pulg^2}$$

$$w_2 = 10.35 \frac{lb}{pulg^2}$$

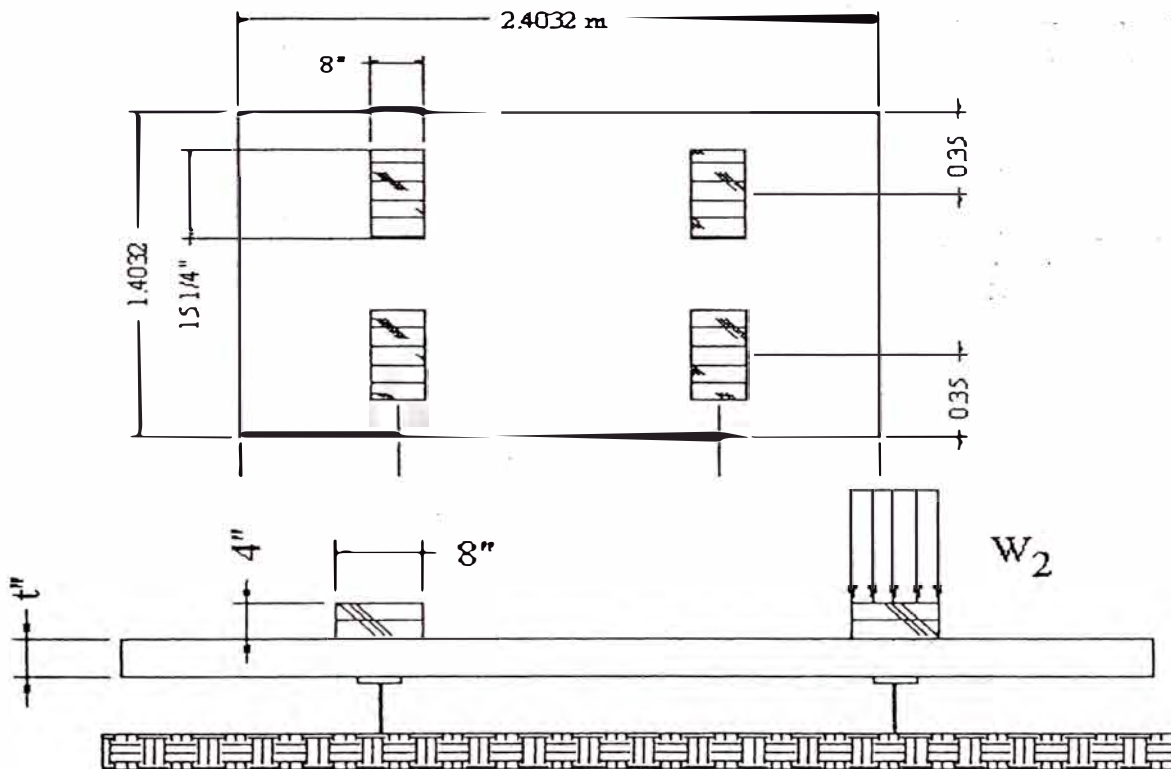


Figura N° 4.11: CARGA DISTRIBUIDA EN EL SOPORTE

Analizando la carga distribuida uniformemente taco, consideramos que esta se asemeja al comportamiento un borde largo libre y los otros tres apoyados. Este caso es 38 en el análisis de placas rectangulares donde:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{\beta \times w_2 \times a^2}{t_2} \quad (4.39)$$

Donde:

$\sigma_{\text{máx}}$: esfuerzo máximo en la placa, lb/pulg²

$$.w_1 = 0.94177 \text{ lb/pulg}^2 .$$

Probando $a = b = 11 \text{ pulg}$

Obtenemos $r = 6.2061 \text{ pulg}$.

Evaluando en $\sigma_{\text{máx}}$:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{3 \times 0.9477}{4t^2 \cdot (1885^2 - 6.2^2)} \left[4 \times 1885^4 \cdot (1+0.3) \text{Ln}\left(\frac{1885}{6.21}\right) + 4 \times 1885^2 \cdot 6.2^2 + 6.2^4 \cdot (1-0.3) - 1885^4 \cdot (1+3 \times 0.3) \right]$$

Si: $S \geq \sigma_{\text{máx}}$

$$20\,588.23 \geq \sigma_{\text{máx}} \Rightarrow t \geq 0.25 \text{ pulg}.$$

Se elige PL $\frac{1}{4}$ " x 4' x 8' inoxidable calidad 304.

Haciendo: $6.21 \text{ pulg}^2 \cdot \pi = 8 \text{ pulg} \times b \Rightarrow b = 15 \frac{1}{8}$ ".

Por lo tanto se usarán 4 trozos (tacos) de madera de 4" x 8" x 15 1/8" para el sostenimiento del tanque.

4.8.4.2 Espesor de Plancha de la Plataforma Inferior.

Cada soporte de madera cargará la cuarta parte de la carga total de la parte superior, la carga a considerar ser:

- Salmuera:	1 539.1 Kg
- 24 moldes:	57.6
- Evaporador:	303.2
- motor-agitador:	15.0
- PL inox $\frac{1}{4}$ "x4'x8':	<u>357.87</u>
Carga total superior:	2 266.77 Kg
	(5 009.56 lb)

w_2 : carga distribuida en sector de estudio, lb/pulg²

a : lado más largo, 15 1/4 pulg.

b : lado más corto, 2 pulg.

t : espesor de la plancha, pulg.

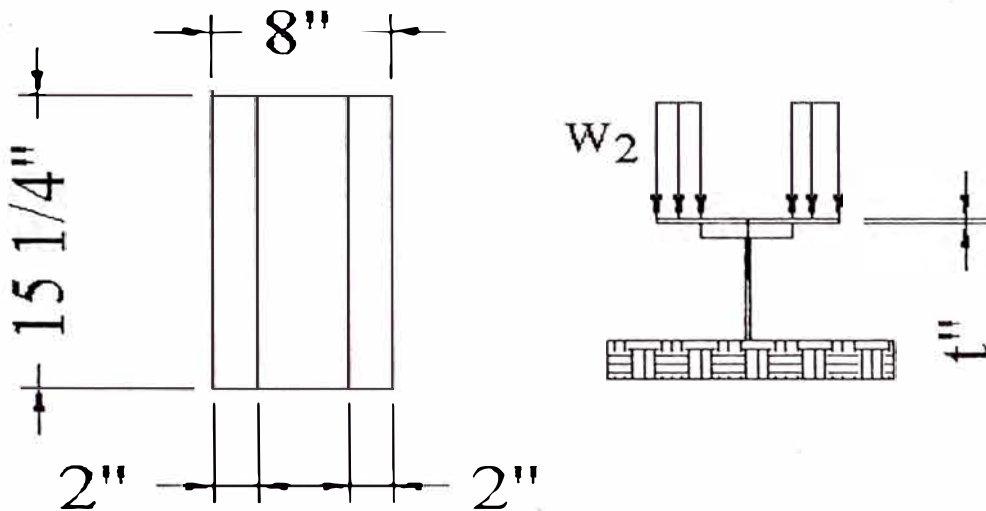


Figura N° 4.12: CARGA Y SECTOR EN ESTUDIO

De la relación: $\frac{a}{b} = \frac{15.125''}{2''} = 7.56$

Entonces tenemos que: $\beta = 0.36$;

Evaluando: $\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{0.36 \times 10.35 \times 15.125^2}{t^2}$

$Sd_{Fe} \geq \sigma_{m\acute{a}x}$, $Sd_{Fe} = 19\ 117.65$ lb/pulg²

$$19\ 117.65 \geq \frac{0.36 \times 10.35 \times 15.125^2}{t^2}$$

$t \geq 15/64$ pulg.

Por lo tanto elegimos una plancha de Fe A36 calidad estructural de PL 1/4" x 4' x 8'.

4.8.4.3 Cálculo de la Viga Soporte Final.

Para la elección del perfil que soportará toda la carga superior a él, lo analizaremos en su caso más desfavorable esto es, como una cargada uniformemente y simplemente apoyada.

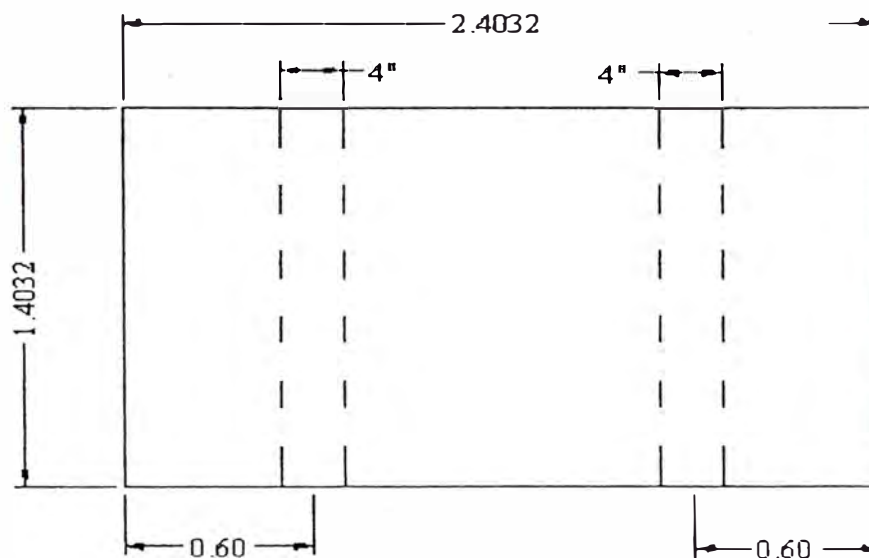


Figura N° 4.13: PLATAFLORMA FINAL Y VIGA TRANSVERSAL

La carga total sobre la plataforma final se transmitirá hacia las vigas transversales, la cual será:

- Salmuera:	1 539.1 Kg
- 24 moldes:	57.6
- Evaporador:	303.2
- motor-agitador:	15.0
- PL inox 1/4" x 4' x 8':	357.87
- PL Fe 1/4" x 4' x 8':	<u>168.067</u>
Carga total superior:	2 131.64 Kg

La carga uniformemente distribuida sobre cada viga será:

$$\sigma_3 = \frac{\frac{W_3}{2}}{4" \times 55.244"}$$

$$\sigma_3 = \frac{2131.64 \times 2.21}{4" \times 55.244"} = 10.659 \frac{lb}{pulg^2}$$

$$\sigma_3 = 10.659 \frac{lb}{pulg^2}$$

$$w_3 = 10.659 \times 4" = 42.637 \text{ lb/pulg}^2$$

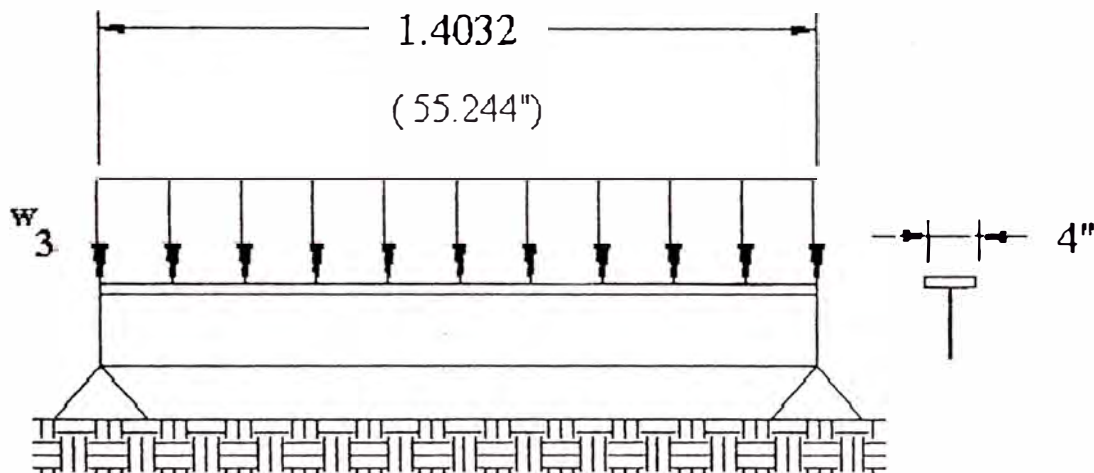


Figura N°4.14 VIGA SIMPLEMENTE APOYADA

Usamos la siguiente ecuación elemental de la flexión:

$$\sigma = \frac{M c}{I} \quad (4.40)$$

Donde:

σ : esfuerzo de flexión en la fibra más alejada respecto del eje neutro.

M : momento máximo; $\frac{w_3 \times l^2}{8}$

l : longitud de la viga; 55.244 pulg.

c : distancia más alejada de la fibra neutra.

I : momento de inercia del perfil a calcular.

$\sigma_b = 0.66 S_y$; según (AISC) flexión.

S_y : esfuerzo de fluencia del A36 ; 36Klb/pulg².

S : momento resistente;

$\frac{I}{c}$: momento actuante.

De la ecuación elemental de la flexión y momentos máximos tenemos:

$$M = \frac{42.637 \times 10^3 \times 55.244^2}{8} = 16.265 \frac{Klb}{pulg}$$

$$\frac{I}{c} = \frac{M}{\sigma_b} \text{ entonces : } S = \frac{M}{\sigma_b} \text{ reemplazando}$$

$$S = \frac{16.265}{23.76} = 0.684 \text{ pulg}^3$$

Entramos a la tabla de perfiles con momento resistente de $S = 0.684 \text{ pulg}^3$,

seleccionamos el perfil WT 4x5 en A36.

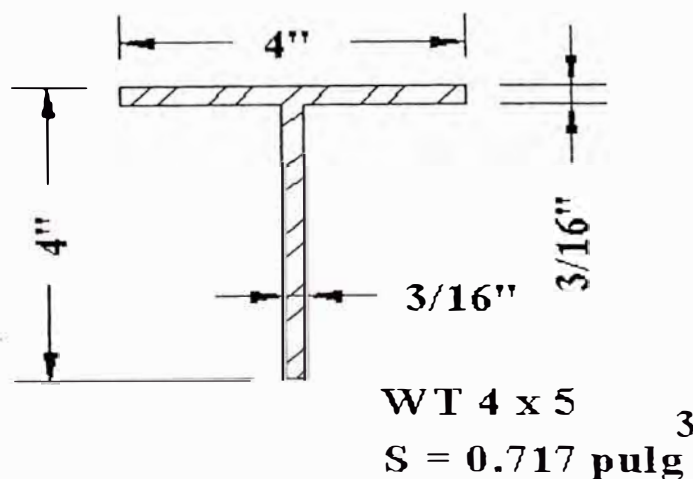


Figura N° 4.15: PERFIL SELECCIONADO

4.9 INSTALACIONES ELECTRICAS

4.9.1 Descripción General

De conformidad con las especificaciones técnicas elaborada por le Ministerio de Energía y Minas D.G.E. y el C.N.E., las instalaciones eléctricas se han considerado a partir del tablero general, ubicado en la puerta de ingreso de la planta.

El suministro eléctrico es del tipo 220 v, trifásico, 60 Hz.

La demanda de potencia del equipo frigorífico es de 10 Kw en 220 v, 3Ø, 60 Hz a plena capacidad.

La alimentación desde el tablero eléctrico general al tablero de distribución (T-D), ubicado en el ambiente del equipo frigorífico se ejecutará con un sistema de tendido mediante tuberías (adosada ala pared), de acuerdo a las recomendaciones del CNE.

A partir del tablero (T-D), se realizará el tendido y distribución a los tableros eléctricos de la unidad de condensación, agitador y congeladores.

Toda la instalación y tendido de los conductores se realizará empotrado a la pared con tubería de PVC – SAP en forma adecuado en salvaguarda del riesgo eléctrico.

4.9.2 Tablero de Distribución (T-D)

Se ha previsto un tablero eléctrico de distribución de energía para los diversos componentes que conforman el equipo frigorífico.

Asimismo, un tablero eléctrico de protección, medición, control y mando de la unidad de condensación, agitador y para cada uno de los congeladores.

Los tableros (T-D) son del tipo auto soportado en la pared de protección IP54 según la norma IEC -144 apropiado para su instalación en ambientes húmedos.

Estarán diseñados para un sistema eléctrico trifásico de 220 v, 60 Hz, 1.9 KA r.m.s., sus masas estarán puesta a tierra mediante conductores N° 8 AW, con estructura de perfiles angulares y plancha acerada laminada en frío de 2 mm de espesor, protegido con dos capas de pintura base anticorrosivo y dos capas de acabado con esmalte gris.

Dimensiones aproximadas:

- Altura: 0.5 m
- Ancho: 0.65 m
- Fondo: 0.30 m

Contará con los siguientes elementos:

- 1 interruptor principal termomagnético de 3x 70 A – 220 v
- 1 interruptor termomagnético de 45 A – 220 v
- 1 interruptor termomagnético de 15 A – 220 v
- 02 cortacircuitos fusibles de 35 A y 10 A

4.9.3 Controles de Seguridad y Protección

a) Presostato de control de alta

Cuando la presión de descarga llega a límites excesivos, peligrosos para la máquina automáticamente el presostato de control de alta abre el circuito de mando y deja de funcionar la máquina, encendiéndose en el tablero de mando una luz roja denominada “HP” (alta presión) al suceder esto, observar e investigar la causa, lo más común en este tipo de fallas es que el

condensador este sucio. Una vez hallada la causa y solucionado el problema, buscar en el sistema de control del compresor el presostato de alta y presionar el botón de reposición.

b) Presostato de Diferencial de Aceite

El compresor está equipado con un control de diferencial de aceite que debe mantener en el sistema una presión de 25 a 30 psi por encima de la presión de succión, para asegurar una buena lubricación de las partes rotativas de la máquina.

Si la presión de la bomba de aceite baja a límites que pudiera dañar las piezas móviles del compresor este control desconectará el circuito y la máquina dejará de funcionar automáticamente, encendiéndose en el tablero de mando una luz roja llamada COF (falta de aceite en el compresor), verificar el aceite en el visor aproximadamente $\frac{3}{4}$ partes.

Si estuviera menos de la mitad aumentar aceite SUNISO hasta la medida indicada, luego en el presostato de diferencial de aceite ubicado en el compresor presionar el botón de reposición para volver a encender la máquina.

c) control de temperatura de congelamiento (termostato)

Se instalará en la tina de congelamiento con el bulbo sumergido en la salmuera para evitar el congelamiento de la misma y se regula a 1 ó 2 °C más bajo de la temperatura de operación de la salmuera, este termostato actúa desconectando el circuito de control y apagando la máquina hasta recuperar su temperatura de funcionamiento.

CAPÍTULO V

EVALUACIÓN ECONOMICA

5.1 FUNDAMENTO

La evaluación económica a establecer comprende los costos que implica la construcción de la máquina, según los rubros mediante partidas. Esto es:

a.- Costos Directos

b.- Costos Indirectos:

- Organización de la mano de obra

- Gastos Generales.

c.- Utilidades.

Los cuales en cada aspecto se desarrollan independientemente.

5.2 INDICADORES ECONOMICOS DE RENTABILIDAD

Miden LA rentabilidad de un proyecto y serán útiles en la medida que proporcionan la suficiente información para una correcta toma de decisiones del grupo inversionista

- a) Valor Actual Neto (VAN)
- b) Tasa Interna de Retorno (TIR)
- c) Coeficiente Beneficio – Costo (B / C)
- d) Periodo de Recuperación (PR)
- e) Costo Anual Equivalente (CAE)

Cuando se realiza la incorporación, sustitución de un equipo o maquinaria, la evaluación económica difiere ligeramente de los cuatro primeros indicadores.

En el proceso de incorporación del equipo, existen situaciones claramente establecidas, que a su vez, obligan a definir un método específico de evaluación económica.

Una de las situaciones surge cuando la máquina a incorporar solo es parte de un proceso productivo y no produce ingresos por sí misma, es decir, contribuye a la elaboración de un producto y es muy difícil cuantificar con precisión con cuánto contribuye el trabajo de esa máquina, al costo real del producto. En este caso como la máquina bajo estudio no produce un ingreso directo porque junto con otras máquinas elaboran un producto, la evaluación económica más recomendable para este proyecto es una comparación de costos con otros fabricantes.

5.3 COSTO DEL PROYECTO

Los costos del equipo están determinados por los metrados y partidas tanto del equipo frigorífico y componentes del sistema: importado y de fabricación nacional, así como de todos los trabajos de montaje, instalación y puesta en marcha en la planta de fabricación de sorbetes, prueba, obras civiles complementarias, costo de transporte, gastos generales y otros que se detallan a continuación. En este capítulo se va a determinar mediante partidas el costo que implica la construcción del equipo frigorífico detallando los rubros siguientes:

- a) Materiales de fabricación
- b) Equipos y Componentes del sistema de refrigeración

c) Fabricación, instalación, montaje, pruebas y puesta en marcha.

Se tendrá en cuenta para todo efecto los costos obtenidos a julio del 2005, es decir como la fabricación de la máquina fuera a iniciarse con el proyecto.

Así mismo los precios obtenidos tanto de materiales como de componentes están promediados de acuerdo a los principales proveedores de la capital y la mano de obra de acuerdo a lo que el mercado en la actualidad nos presenta. Debo recordar aquí que el proyecto tiene por objetivo también el presentar una alternativa económica a la demanda que normalmente se presenta para el producto a fabricar en la estación requerida.

5.3.1 MATERIALES DE FABRICACION

Partidas Descripción	Metrado		Costos		
	Cant.	Unidad	Unitario US \$	Parcial US \$	Total US \$
EVAPORADOR					
a) Tubería de cobre Ø3/4"	200	m	3.15	630.00	
b) Unión soldable de 3/4"	12	Und	0.488	5.86	
c) Tubería de cobre Ø5/16"	05	m	0.82	4.07	
d) Tubería de cobre Ø5/8"	15	m	2.54	38.16	
e) Manifold de cobre Ø1-5/8"	02	m	10.38	20.76	
f) Tubería de cobre Ø1-3/8"	02	m	8.85	17.70	
g) Soldadura de plata al 5%	25	Und	0.76	19.00	
TANQUE					
a) Plancha de acero inoxidable calidad 304 de 1/4" (1.20 m x 2.40 m)	01	Und	87.00	87.00	
b) Plancha de acero inoxidable Calidad 304 de 1/8" (1.20 m x 240 m)	02	Und	43.50	87.00	
c) Plancha de fierro 1/4" (1.20 m x 2.40 m)	01	Und	30.00	30.00	
d) Madera de 6"x 6"x 1m	08	m	5.00	40.00	
e) Madera de 4"x 4"x 1m	04	m	3.50	14.00	
f) Madera de 6"x 4"x 1m	08	m	4.50	36.00	
g) Madera de 12" x 2" x 1m	02	m	4.00	8.00	
h) Aislante (tecnoport) 4" (1.20 m x 2.40 m)	04	Und	20.00	80.00	

i) Plancha para recubrimiento inox Calidad 304 1/54''x4'x8'	02	Unid	30.00	60.00	
j) Electrodo: 1/8''- 6013	01	Kg	1.80	1.80	
k) Electrodo inox: 1/8''	04	Kg.	2.00	8.00	
AGITADOR					
a) Eje de acero inoxidable Ø 1-3/4'' x 0.6 m	01	Und	12.00	12.00	
b) Plancha de soporte Fe 1/4'' 0.2 m x 0.3 m	01	Und	5.60	5.60	
c) Pernos para soporte de:					
- Motor (Inox) Ø5/16'' x 1-1/2''	04	Und	0.15	6.00	
- Puente (Inox) Ø1/2'' x 3-1/2''	04	Und	1.20	4.80	
TUBERÍAS DE CONEXIÓN					
a) Línea de líquido Ø5/8''	15	m	2.54	38.16	
b) Línea de succión Ø1-3/8''	15	m	8.85	132.80	
c) Conexiones:					
- Codos soldable 90°, 1-3/8''	04	Und	3.20	12.80	
- Uniones soldable 180°, 1-3/8''	04	Und	2.10	8.40	
COSTO TOTAL (EN DOLARES AMERICANO) Incluye impuestos de ley					1 407.91

5.3.2 EQUIPOS Y COMPONENTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACION

Partidas Descripción	Metrado		Costos		
	Cant.	Unidad	Unitario US \$	Parcial US \$	Total US \$
EQUIPO FRIGORIFICO					
a) Unidad de condensación: Marca: COPELAND discos Modelo: CMDL - 0750 Compresor: 3DB3 – 0750 – 7.5 HP Refrigerante: R-502 Capacidad a condiciones de diseño: 9,828 Kcal / H	01	Und	8500.00	8500.00	
b) Agitador de salmuera: Motor marca: DELCROSA MODELO NV-90L 1.8 HP (220V-3Ø-60Hz) , 1710 RPM Capacidad: 10 m ³ / min	01	Und	120.00	120.00	

c) Bandeja molde para 40 unidades	24	Und	40.00	960.00	
d) Válvula de expansión termostática: Marca: SPORLAN Capacidad: 3.5 TON – R-502	01	Und	30.00	30.00	
e) Acumulador de succión Marca: FLIGOR Modelo: LS- 32, 1 3/8” Capacidad: 9,0 TR – R-502	01	Und	60.00	60.00	
f) Separador de aceite: Marca: FLIGOR Modelo: SO-22, 7/8” Capacidad: 10,7 TR – R-502	01	Und	110.00	110.00	
g) Filtro secador: Marca: DANFOSS Modelo: DCL-415/415s, 5/8” Capacidad: 10,50 TR – R-502	01	Und	25.00	25.00	
h) Válvula solenoide: Marca: DANFOSS Modelo: EVR 15, 5/8”, CA, 60Hz	01	Und	60.00	60.0	
h) Visor de líquido: 5/8”	01	Und	12.00	12.00	
i) Control de temperatura: Marca: DANFOSS Rango: -30 a +15°C	01	Und	30.00	30.00	
j) Refrigerante R-502	01	13.6Kg	700.00	700.00	
k) Llave de paso: 5/8”	02	Und	10.00	20.00	
l) Distribuidor de líquido: 06 salidas	01	Und	12.00	12.00	
m) Manómetros de alta y baja: Alta presión.	01	Und	8.00	8.00	
Baja presión.	01	Und	8.00	8.00	
n) Llave de paso: ¼”	01	Und	12.00	12.00	
o) Tablero eléctrico de control: Unidad de condensación.	01	Und	40.00	40.00	
Motor del agitador.	01	Und	75.00	75.00	
p) Antibibrador: 1 3/8”	01	Und	27.00	27.00	
COSTO TOTAL (EN DOLARES AMERICANOS) Puesta en planta incluye impuestos.					10 809.00

5.3.3 FABRICACION, INSTALACION, MONTAJE, PRUEBAS Y PUESTA EN MARCHA

Partida Descripción	Cant. Horas	Costos				
		Unitario			Parcial S/.	Total S/.
		S/.x H- Ayud	S/. x H-M			
FABRICACION DEL EVAPORADOR						
a) Doblado de tubos	24	3.00	5.00		192.00	
b) Soldado de los Serpentines	06	3.00	5.00		48.00	
c) Montaje de serpentines con los sujetadores.	03	3.00	5.00		24.00	
d) Presurización con nitrógeno, prueba de fuga.	04	3.00	15.00		72.00	
						336.00
FABRICACIÓN DEL TANQUE						
a) Trazado y corte de planchas.	03		35.00		105.00	
b) Armado y soldado de planchas.	16	3.00	7.00		160.00	
c) Corte y montaje de vigas y columnas de madera.	04		7.00		28.00	
d) Trazado y corte del aislante.	04	3.00			12.00	
e) Encajonado del aislante con brea.	04	3.00			12.00	
f) Recubrimiento Exterior en plancha inox.	03	6.00			18.00	
g) Montaje del marco superior de madera	02	3.00			6.00	
h) Pintado de plataforma	02	3.00			6.00	

del tanque: - Base epóxica - Esmalte anticorrosivo	02	3.00			6.00	
						353.00
FABRICACIÓN Y MONTAJE DEL AGITADOR.						
a) Trazado y corte del Puente de madera y soporte del motor.	03	3.00			9.00	
b) Montaje del soporte del motor.	02		6.00		12.00	
c) Torneado del eje	03		15.00		45.00	
d) Trazado y corte de la paleta.	02		10.00		20.00	
						86.00
TENDIDO Y CONEXIONES DE TUBERIAS						
a) Línea de líquido.	03	3.00	15.00		54.00	
b) Línea de succión.	04	3.00	15.00		72.00	
						126.00
PREPARACIÓN DE SALMUERA Dosificación y disolución de sal industrial en agua y medida de la densidad	05	3.00			15.00	
						15.00
INSTALACIONES ELECTRO-MECANICAS						
a) Unidad condensadora	03	3.00	15.00		54.00	
	02	3.00	15.00		36.00	
b) Evaporador	01	5.00	15.00		20.00	
c) Agitador	0.5		15.00		7.50	
d) Válvula de	01	5.00	15.00		20.00	

expansión	1.5	5.00	15.00		30.00	
e) Separador de aceite.						
f) Acumulador de succión.	02	5.00	15.00		40.00	
g) Filtro, solenoide y llave	01		25.00		25.00	
De paso						
h) Termostato.	03	3.00	20.00		69.00	
i) Instalación del tablero	01	3.00	15.00		18.00	
de control trifásica.						
j) Instalación eléctrica	01		25.00		25.00	
Del motor del agitador.						
k) Instalación eléctrica del						
Compresor de la unidad						
De condensación.						
						344.00
PRUEBAS Y PUESTA EN MARCHA						
a) Presurización del Sistema con nitrógeno, Prueba de fugas.	03	3.00	10.00		30.00	
b) Vacío del sistema y carga del gas Refrigerante R-502.	05		15.00		75.00	
c) Verificación:						
- Presión y temperatura.	02		5.00		10.00	
- Parámetros eléctricos.	01		15.00		15.00	
- PH de la salmuera.	0.5		15.00		7.50	
- Elementos de seguridad.	01		15.00		15.00	
(ajuste del presostato)						
						152.50

OTROS Elaboración del expediente técnico, diseño de planos de fabricación y montaje, Manual de operación y servicio de mantenimiento	08		30.00			240.00
COSTO TOTAL EN SOLES						1642.50
COSTO TOTAL EN DOLARES AMERICANOS						490.00

**TABLA N° 5.1
RESUMEN DEL COSTO TOTAL DEL METRADO**

MATERIALES DE FABRICACION.	1 407.91
EQUIPOS Y COMPONENTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACION.	10 809.00
FABRICACIÓN, INSTALACIÓN, MONTAJE, PRUEBAS Y PUESTA EN MARCHA.	490.00
COSTO TOTAL DEL METRADO (DOLARES AMERICANOS)	12 706.91

5.3.4 Costo Total de la Inversión

- a. **Costos Directos.**- Son los costos que se evalúan del metrado. También se ha considerado Sueldos de Ley, Instrumentos, Gastos de prueba, servicios de sub-contrata.
- b. **Costos Indirectos.**- Será de acuerdo al metrado y al adicionar algunos costos, se considerará el Costo Indirecto como un 15% Costos Directos.
Se dividen en dos rubros:

- Organización de la Mano de Obra:

Ingeniería, Alquiler de vehículos, Energía.

Gastos Generales:

Sueldos de Empleados e Ingenieros (no están en obra), Gastos Financieros, Promoción.

c. **Utilidades**.- Las utilidades oscilan entre 10% a 15% de los Costos Directos y Costos Indirectos. Para nuestro caso tomaré 12.50%.

Costo total del equipo:

Costo Directo.....\$ 12 706.91

Costos Indirectos(15%).....\$ 1 920.23

Utilidades(12.5%).....\$ 1 840.22

Costo Total del Equipo.....\$ 16 467.36

TABLA N° 4.2

CUADRO DE COMPARACIÓN DE COSTOS

FABRICADO	COSTOS \$	MARGEN
TERMOTEC	16 467.36	0.00
MITOR Ings. S.A.	18 000.00	- 1532.64
AIR COLD Servicios Generales S.A.	17 500.00	- 1 032.64

Por lo tanto nuestro producto de Fabricación tiene margen favorable en comparación con las otras. Siendo estos Costos al contado y no incluyen IGV.

5.3.5 financiamiento

El financiamiento del presente proyecto fue con recursos propios de la empresa helados DANNY al 100%.

Para la formación de una micro y pequeña empresa dedicadas a la fabricación de helados y refrescos en todas sus modalidades, el financiamiento puede obtenerse mediante diversas formas de crédito que van desde un préstamo personal hasta los programas de apoyo a la micro y pequeña empresa que otorgan las entidades financieras.

La tasa promedio con lo cuál podemos obtener este crédito oscila alrededor del 15%.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1.- Este proyecto presenta una alternativa económica, dado que, la máquina materia del proyecto sirve para la producción de diversos productos refrescantes, desde helados tipo chupetes hasta hielo en cubos. Esta producción viene consolidándose en nuestro medio por el bajo costo ofertado y por la diversidad de sabores que se puede fabricar, lógicamente estos aspectos esta en función de las condiciones climáticas de la localidad de producción, (Lima 3 ó 4 meses de verano, Norte y selva permiten producir casi todo el año).

2.- El diseño y fabricación de la máquina orientado a tener una inversión inicial que va a ser recuperada como se muestra en el análisis de rentabilidad en un periodo de dos años sin contar con los meses de para obligada. Por lo tanto está recomendado la rentabilidad y que se puede construir para distintas capacidades de producción, desde 0.5 HP (100 sorbetes/hora) hasta 25 HP (5000 sorbetes/hora) de unidades de condensación.

3.- Todos los materiales y equipos para la realización del proyecto existen en el mercado nacional. Aún la unidad de condensación que es un componente importado marca Copeland posee representación en nuestro país mediante la empresa COLD IMPORT S.A., así como su servicio y repuestos.

4.- Tomando las consideraciones anteriores, si se decide hacer el proyecto, el tiempo estimado según las condiciones de ubicación normalmente es de 25 a 40 días, instalado y probado.

5.- Para la operación y la selección de los componentes del sistema de refrigeración (unidad condensadora, válvula de expansión termostática y componentes

secundarios) así como el dimensionado de las líneas de conexión se eligió como fluido refrigerante el R-502 por su gran capacidad de performance a bajas temperaturas, pero este refrigerante es el más dañino de la capa de ozono, por lo que se tiene que hacer la reconversión a corto plazo para la utilización de los fluidos refrigerantes ecológicos R-404A y R-507, dado que el refrigerante R-22 presenta serios problemas de sobrecalentamiento en bajas temperaturas.

5.1.- Existen procedimientos muy específicos para este tipo de reconversión que implica algunos cambios relativamente sencillos pero necesarios si es que no quisiéramos cambiar de unidad condensadora (el componente más costoso).

5.2.- La capacidad del sistema solo se ve afectado en ambos casos de un 5 a 10 % para la misma potencia del compresor cosa que no afectaría la producción si es que el sistema no está trabajando al límite de su potencia.

5.3.- En cuanto a los cambios físicos posibles para la reconversión se tiene que cambiar la válvula de expansión, filtro secador y las empaquetaduras de la unidad condensadora (compresor) que sean compatibles con el aceite poliol ester que es muy giroscópico y de características muy diferentes de miscibilidad que los aceites minerales.

6.- El cambio de refrigerante se realizará posteriormente por cuestiones ecológicas y no precisamente debido a razones económicas como el alto costo del refrigerante R-502, desde luego el costo que involucra el cambio de refrigerante es relativamente alto.

7.- Considerando que la inversión total de la máquina es: \$ 16 500, evidentemente este valor es mayor debido al costo de la unidad de condensación \$ 8 500, por lo que según la experiencia recomendamos solo comprar el motocompresor nuevo y los

demás componentes de la unidad de condensación y componentes del sistema se consigue en el mercado informal con lo que resulta un costo total de la máquina para el presente proyecto de \$ 10 000, para otras capacidades el costo se minimiza.

8.- Este tipo de máquina es utilizado para la fabricación de diversos productos refrescantes para las diferentes estaciones de los puntos geográficos y se construye con compresores abiertos y semiherméticos para potencias desde 0.5 HP hasta 25 HP ó con capacidades desde 0.5 TNR hasta 20 TNR.

CALENDARIO DE LA FABRICACION
Y MONTAJE DE LA MAQUINA

CALENDARIO DE FABRICACION Y MONTAJE DE LA MAQUINA HELADERA

PROCESOS	SEMANAS				HORAS
	1	2	3	4	
1.- ADQUISICION DE MATERIALES	██████████				28
2.- FABRICACION DEL TANQUE DE SALMUERA:	██████████				22
3.- ARMADO DE LA ESTRUCTURA-REFUERZOS		██████████			12
4.- COLOCACION DEL AISLANTE					17
5.- APUNTALADO Y SOLDADO DEL RECUBRIMIENTO EXTERIOR		██████████			8
6.- MONTAJE DE LA BASE DE LOS MOLDES		██████████			7
7.- MONTAJE DE LA BASE DEL MOTOR DEL AGITADOR, MARCO SUPERIOR DE MADERA Y PINTADO EXTERIOR DEL TANQUE			██████████		9
8.- FABRICACION DEL EVAPORADOR		██████████			38
9.- INSTALACION DE LOS COMPONENTES Y ACCESORIOS AL TANQUE DE SALMUERA			██████████		32
10.- PRUEBAS Y PUESTA A PUNTO DE LA MAQUINA				██████████	18

BIBLIOGRAFÍA

- MANUAL DE RECIPIENTES A PRESIÓN.

Eugene F. Megyesy. Limusa-1992.

- STRESS & STRAIN.

R. J. Roark. Mc. Graw-Hill-1971.

- TRATADO PRÁCTICO DE REFRIGERACIÓN AUTOMÁTICA.

José Alarcón Creus. Marcombo-2000.

- MANUAL DE REFRIGERACION Y AIRE ACONDICIONADO.

ARI. Prentice-Hall Hispanoamericana S.A.-1994.

- COPELAND MANUAL DE RE REFRIGERACIÓN

Copeland.

- INGENIERÍA DEL FRÍO.

María T. Sanchez y P. AMV Ediciones-2001.

- REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL.

Jean Georges Conan. Paraninfo-1990.

- REFRIGERACION Y AIRE ACONDICIONADO

W. F. Stoker. Mc. Graw-Hill-1985.

- INSTALACIONES FRIGORIFICAS

Rapin P. J. – 1990, tomo 2, Marcombo.

- MANUAL OF STEEL CONSTRUCTION

Ninth Edition – 1989.

- CATERPILLAR PERFORMANCE HANDBOOK.

Edition 2 – 1972.

- MARKS MANUAL DEL INGENIERO MECANICO.

Theodore Bauminister, Novena Edición , Volumen I – 2000

- ANALISIS DE ESTRUCTURAS.

Jack Mc. Cormac, Rudolf E. Elling, Alfa Omega – 1996.

APENDICE A

- A.1 y A.2** Tabla de propiedades de la salmuera CLORURO DE SODIO
- A.3** Compatibilidad y miscibilidad del lubricante con el refrigerante R-502 y HFC
- A.4** Diagrama PRESIÓN ENTALPÍA del refrigerante R-502
- A.5** Diagrama PRESION ENTALPIA del refrigerante R-404A
- A.6** Tabla de coeficientes de transmisión K globales aprox. de evaporadores
- A.6.1** Coeficiente de transmisión de calor K para tubos de cobre
- A.7** Tabla para el dimensionado de la tubería de líquido y succión para el R-502
- A.8** Tabla para el dimensionado de la tubería succión R-404A, R-507
- A.9** Tabla para el dimensionado de la tubería de líquido R-404A, R-507
- A.14** Ábaco para el diseño de tuberías con refrigerante R-502
- A.11** Gráfico tubería de aspiración en tramos verticales ascendentes para el R-502
- A.12** Diseño de tuberías en instalaciones frigoríficas de fluidos CFC y HCFC
- A.13** Tabla de longitudes equivalentes de accesorios del mismo diámetro del tubo
- A.14** Catálogo COPELAND para la selección de la unidad condensadora
- A.15** DATA PERFORMANCE EFFICIENCY (EER)
- A.16** Cálculo estimado de la operación anual del consumo eléctrico
- a.17** Catalogo DANFOSS para la selección de válvula de expansión
- A.18** Catálogo SPORLAN Y ALCO para la selección de la válvula de exp.
- A.19** Capacidad de la válvula de exp. En función de la Temp. de cond. y evap.
- A.20** Propiedades de los aceros estructurales
- A.21** Propiedades de los aceros inoxidables
- A.21.1 y A.21.2** Propiedad de los materiales – acero inoxidable
- A.22** Gráfico de valores de α para tanques rectangulares.

APENDICE B

B.1 Foto del serpentín evaporador

B.2 Foto de la disposición de la tina de congelamiento

B.3 Foto del montaje de la válvula de expansión

B.4 Catálogo DANFOSS instrucción presostatos de alta y baja presión

B.5 Catálogo DANFOSS separadores de aceite OUB

B.6 Catálogo DANFOSS selección de filtro secador

B.7 Catálogo DANFOSS selección de visores de líquido

B.8 Carta de presión y temperatura para la selección de la válvula de expansión hemostática SPORLAN.

B.9 Catálogo COLD IMPORT S.A. selección de controles electromecánicos: válvula solenoide, presostatos de baja y alta presión.

APENDICE A
TABLAS Y GRAFICOS

ANEXO A.1

Tabla 4.1 Propiedades de las salmueras.

ALCOHOL		CLORURO DE CALCIO (Cl ₂ Ca)				CLORURO SÓDICO (ClNa)		
Volumen de alcohol en 100 de agua	Punto de congelación °C	Peso específico (Densímetro normal)	Partes de sal en 100 de agua (Densímetro Beaumé)	Punto de congelación °C	Calor específico	Partes de sal en 100 de agua (Densímetro Beaumé)	Punto de congelación °C	Calor específico
2,5	0	1,05	6,3	— 3,0	0,915	7,5	— 4,6	0,910
6,8	— 3,0	1,10	13,0	— 7,1	0,835	15,7	— 10,4	0,855
13,8	— 6,0	1,12	15,9	— 9,1	0,805	19,3	— 13,2	0,835
17,5	— 8,5	1,14	18,8	— 11,4	0,775	23,1	— 16,2	0,815
20,3	— 10,8	1,16	21,7	— 14,2	0,750	26,9	— 19,4	0,800
24,2	— 14,0	1,18	24,9	— 17,4	0,730	—	—	—
29,9	— 19,0	1,20	28,0	— 21,2	0,705	—	—	—
39,0	— 29,0	1,24	34,6	— 31,2	0,665	—	—	—
56,1	— 41,0	1,28	41,6	— 50,1	0,630	—	—	—

ANEXO A.2

SALMUERA DE CLORURO DE SODIO

Punto de congelación	°Be Densidad BAUME	Peso específico (kg/m ³)	Peso de sal en 100 litros de agua (kg)
0°C	0.1	1000	0.1
-1.7	3.0	1020	3.0
-3.6	5.7	1040	5.9
-5.5	8.3	1060	9.0
-7.8	10.8	1080	12.3
-10.4	13.2	1100	15.7
-13.2	15.6	1120	19.3
-16.2	17.8	1140	23.1
-19.4 →	20.0 →	1160 →	26.9
-21.2	21.1	1170	29.0
-17.3	22.1	1180	31.1
-11.1	23.1	1190	33.1
-2.7	24.2	1200	35.3
0°C	24.4	1203	35.7

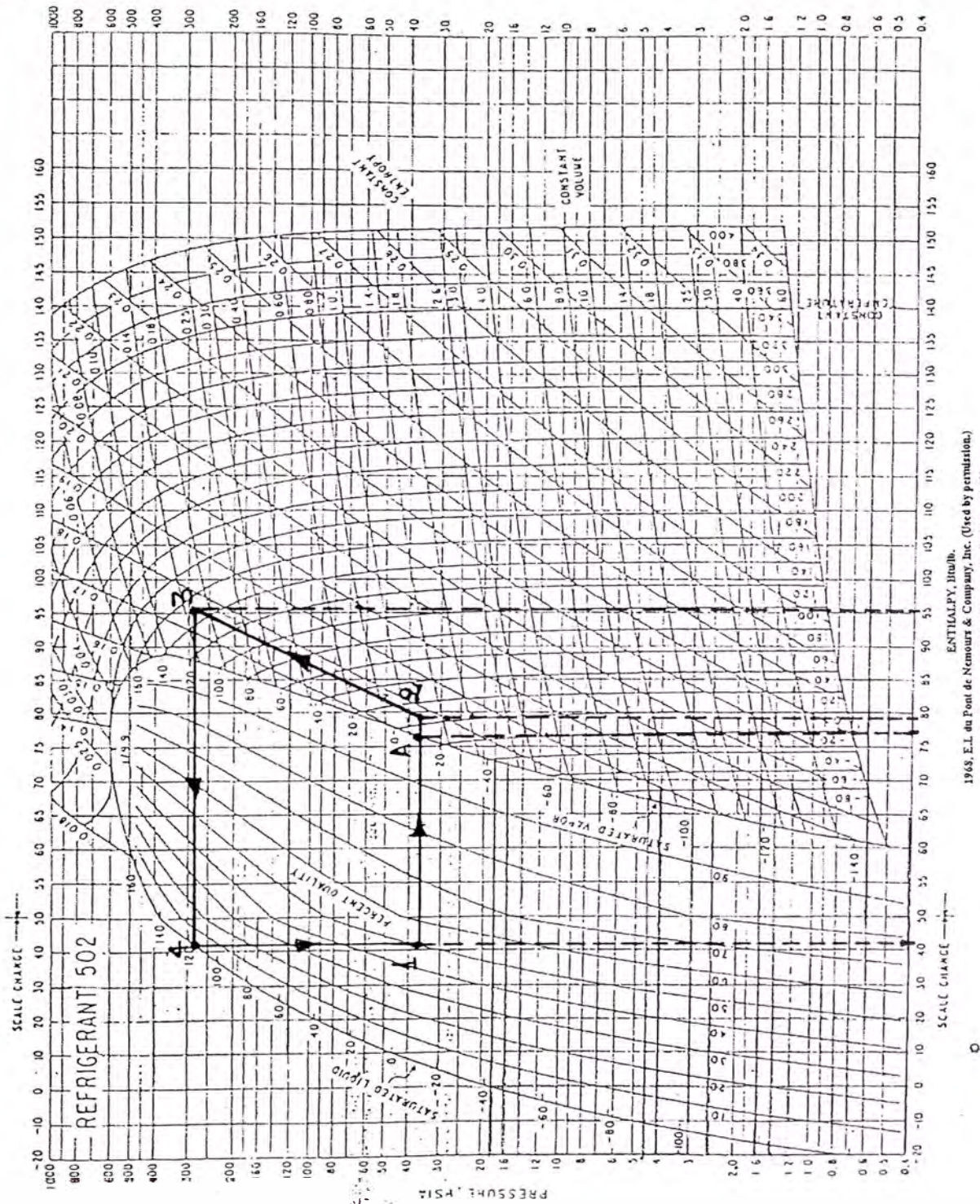
ANEXO A.3

Compatibilidad y miscibilidad de lubricantes con refrigerantes.

<i>Refrigerantes</i>	<i>Aceite mineral</i>	<i>Aceite mineral + Alquilbenceno</i>	<i>Aceite Alquilbenceno</i>	<i>Aceite éster</i>
R-12	Compatible	Compatible	Compatible	Compatible
134a	No Compatible	No Compatible	No Compatible	Compatible
DI-36	Compatible	Compatible	Compatible	Compatible
401A	No Compatible	Compatible	Compatible	Compatible
401B	No Compatible	Compatible	Compatible	Compatible
R-502	Compatible	Compatible	Compatible	Compatible
R-404A	No Compatible	No Compatible	No Compatible	Compatible
DI-44	No Compatible*	Compatible	Compatible	Compatible
R-403B	Compatible	Compatible	Compatible	Compatible
402A	No Compatible	Compatible	Compatible	Compatible
402B	No Compatible	Compatible	Compatible	Compatible
R-22	Compatible	Compatible	Compatible	Compatible
R-407C	No Compatible	No Compatible	No Compatible	Compatible
R-11	Compatible	Compatible	Compatible	Compatible
123	Compatible	Compatible	Compatible	Compatible
R-507	No Compatible	No Compatible	No Compatible	Compatible
DI-24	Compatible			Compatible
R-413A	Compatible	Compatible	Compatible	Compatible
409A	Compatible	Compatible	Compatible	Compatible
408A	No Compatible*	Compatible	Compatible	Compatible
R-410A	No Compatible	No Compatible	No Compatible	Compatible

(*) En la mayoría de las instalaciones compactas y en un amplio intervalo de temperatura el retorno del aceite mineral al carácter del compresor es aceptable.

Refrigerant Tables and Charts



1968, E.L. du Pont de Nemours & Company, Inc. (Used by permission).
 Fig. 21 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 502

ANEXO A.5

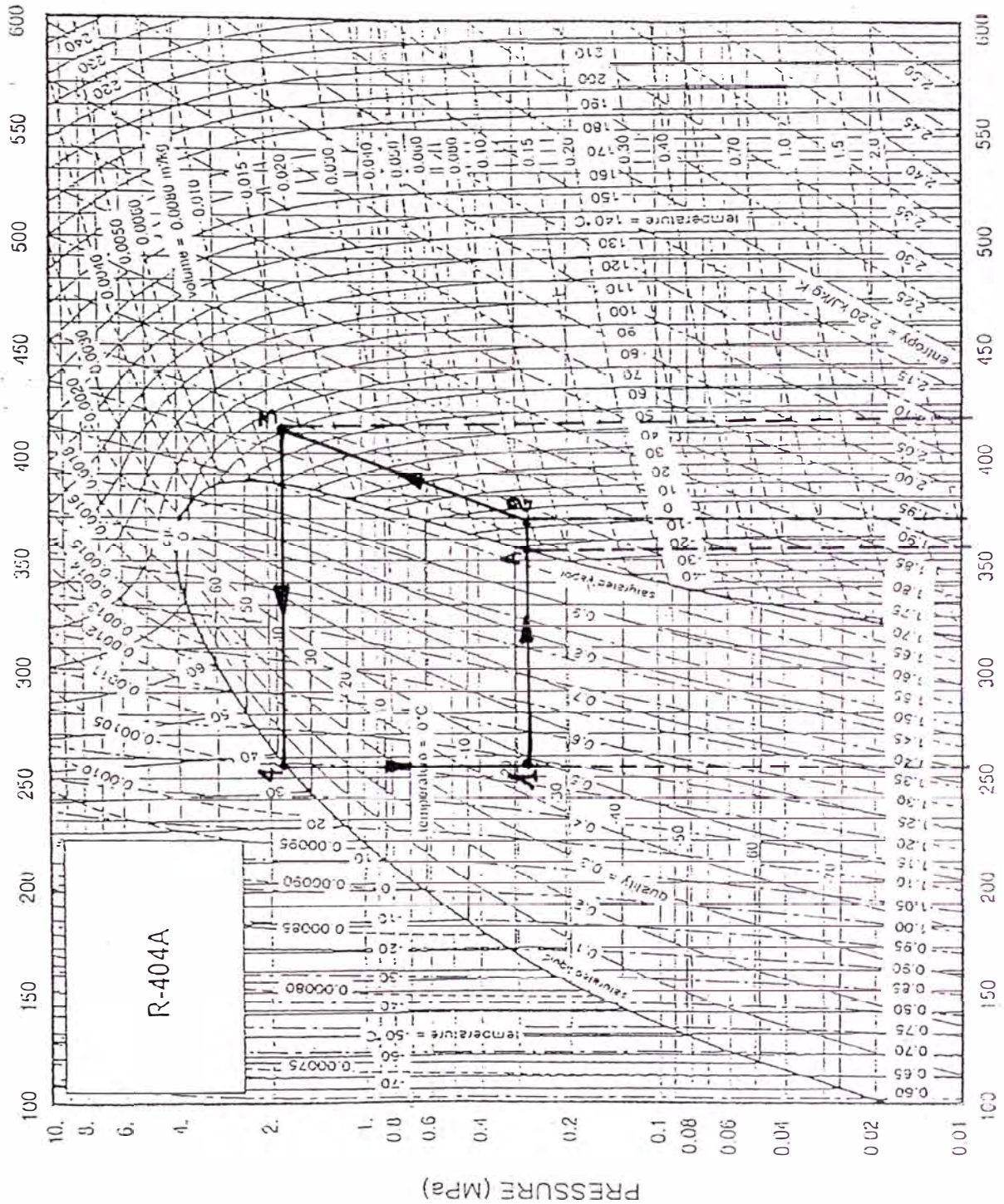


Fig. 10 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 404A
 Reprinted with permission from E.L. du Pont de Nemours

ANEXO A.6

COEFICIENTES DE TRANSMISION K GLOBALES APROX. DE EVAPORADORES

Grupo	Tipos		K kcal/(m ² · h · °C)
TABLA 2. Enfriadores de líquidos	De inmersión	de serpentín	60 a 80 (1) 200 a 250 (2)
		de parrillas intensivas	350 a 400 (2) 500 ²
	Doble tubo a contracorriente		500 a 700
	De lluvia		800 a 1200
	Multitubulares con calandrias	horizontales de exp. seca verticales	400 a 600 800 a 1000 700 a 1200
Placas eutécticas		agua o salmuera	30 (1) 80 (2)
Enfriadores de gases	Circulación de aire natural	tubos lisos tubos aleteados placas eutécticas	16 a 20 6 a 8 5 a 7
	Circulación de aire forzado	tubos lisos tubos aleteados	30 a 40 14 a 20

(1) Líquidos sin agitar.
(2) Líquidos agitados mecánicamente.

Tubos de cobre para refrigeración

Diametro nominal en pulg.	$\phi_{Ext.}$ en mm.	$\phi_{int.}$ en mm.	Superficie exterior en m ²	Superficie interior en m ²	Volumen interior en m ³ $\otimes 10^{-6}$	Peso en Kg.
			POR	METRO	LINEAL	
1/4	6.3	4.6	0.0198	0.0144	16.62	0.160
3/8	9.6	7.7	0.0300	0.0242	46.57	0.230
1/2	12.7	10.9	0.04000	0.0342	93.31	0.360
5/8	15.8	14.1	0.0495	0.0442	156.14	0.350
3/4	19.0	17.3	0.0596	0.0540	232.35	0.455
7/8	23.3	20.4	0.0697	0.0641	312.61	0.590
1	25.4	24.6	0.0798	0.0773	416.30	0.680
1 1/8	28.5	26.7	0.0895	0.0839	532.15	0.970
1 3/8	34.9	33.1	0.1096	0.1040	810.42	1.310

ANEXO A.7

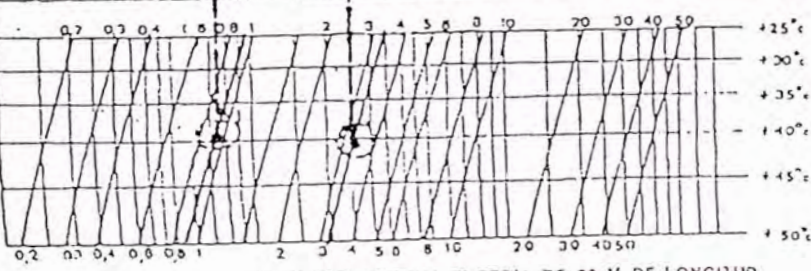
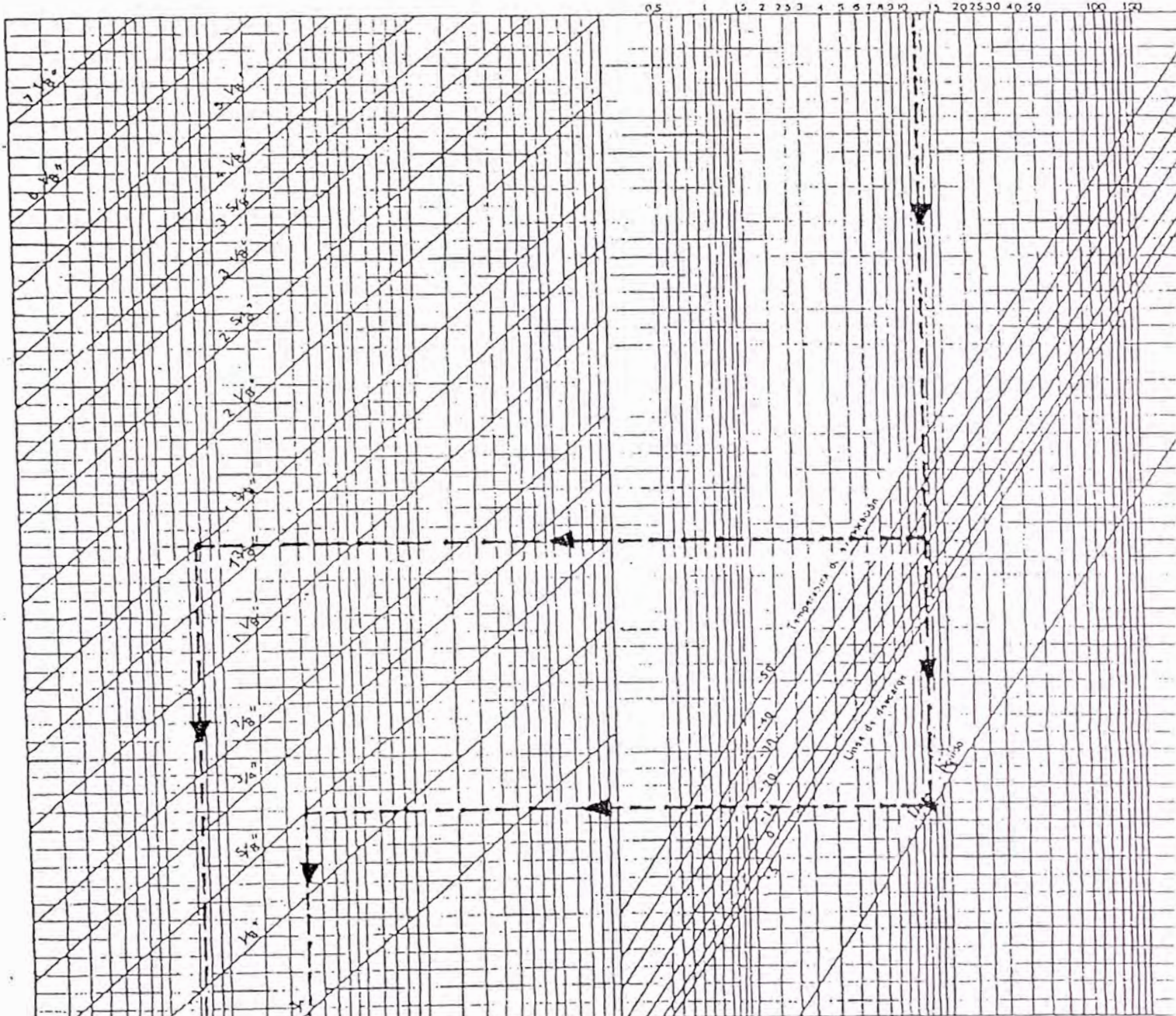
Table 2 - Line sizes for Refrigerant 502

Unit Cooler Capacity		Suction Line Size - O.D. in inches - Type L Copper Tubing Line Size Basis: -25°C to -35°C = 0,09 Kg/cm ² (1,3 Lb/in. ²); -35°C to 45°C = 0,07 Kg/cm ² (1,0 Lb/in. ²)										Liquid Line Size O.D. in inches Type L Copper Tubing							
		Suction Temperature Range																	
		-25°C (-10°F) to -35°C (-30°F)					-35°C (-30°F) to -45°C (-50°F)												
		Equivalent Suction Line Lengths (Ft.) (m - Ft)															Equivalent Liquid Line Lengths (m - Ft)		
Kcal/h	BTU/HR	8-25	16-50	24-75	32-100	48-150	8-25	16-50	24-75	32-100	48-150	8-25	16-50	24-75	32-100	48-150			
500	2,000	1/2	1/2	5/8	5/8	7/8	1/2	5/8	7/8	7/8	7/8	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4			
750	3,000	1/2	5/8	5/8	5/8	7/8	5/8	5/8	7/8	7/8	7/8	1/4	1/4	1/4	3/8	3/8			
1000	4,000	5/8	5/8	7/8	7/8	7/8	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8	1/4	3/8	3/8	3/8	3/8			
1250	5,000	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8	7/8	7/8	7/8	7/8	7/8	1/4	3/8	3/8	3/8	3/8			
1500	6,000	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8	7/8	7/8	7/8	7/8	7/8	1 1/8	3/8	3/8	3/8	3/8			
1750	7,000	7/8	7/8	7/8	7/8	1 1/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8			
2000	8,000	7/8	7/8	7/8	7/8	1 1/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	3/8	3/8	3/8	3/8	1/2			
2250	9,000	7/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	1/2			
2500	10,000	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	1/2			
3000	12,000	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	1 3/8	3/8	3/8	3/8	1/2	1/2			
3500	14,000	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8	3/8	3/8	1/2	1/2	1/2			
4000	16,000	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	1 3/8	1 5/8	3/8	1/2	1/2	1/2	1/2			
4500	18,000	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	1 3/8	1 1/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8	1 5/8	3/8	1/2	1/2	1/2	1/2			
5000	20,000	1 1/8	1 1/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8	1 1/8	1 3/8	1 3/8	1 5/8	1 5/8	3/8	1/2	1/2	1/2	1/2			
6250	25,000	1 1/8	1 1/8	1 3/8	1 3/8	1 5/8	1 3/8	1 3/8	1 5/8	1 5/8	2 1/8	1/2	1/2	1/2	1/2	5/8			
7500	30,000	1 1/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8	1 5/8	1 3/8	1 5/8	1 5/8	1 5/8	2 1/8	1/2	1/2	5/8	5/8	5/8			
8750	35,000	1 1/8	1 3/8	1 5/8	1 5/8	1 5/8	1 3/8	1 5/8	1 5/8	2 1/8	2 1/8	1/2	1/2	5/8	5/8	5/8			
10000	40,000	1 3/8	1 3/8	1 5/8	1 5/8	2 1/8	1 3/8	1 5/8	2 1/8	2 1/8	2 1/8	1/2	5/8	5/8	5/8	5/8			
11250	45,000	1 3/8	1 5/8	1 5/8	1 5/8	2 1/8	1 5/8	2 1/8	2 1/8	2 1/8	2 1/8	1/2	5/8	5/8	5/8	7/8			
12500	50,000	1 3/8	1 5/8	1 5/8	2 1/8	2 1/8	1 5/8	2 1/8	2 1/8	2 1/8	2 1/8	1/2	5/8	5/8	7/8	7/8			
15000	60,000	1 3/8	1 5/8	2 1/8	2 1/8	2 1/8	1 5/8	2 1/8	2 1/8	2 1/8	2 5/8	5/8	5/8	7/8	7/8	7/8			
17500	70,000	1 5/8	1 5/8	2 1/8	2 1/8	2 1/8	2 1/8	2 1/8	2 1/8	2 5/8	2 5/8	5/8	5/8	7/8	7/8	7/8			
20000	80,000	1 5/8	2 1/8	2 1/8	2 1/8	2 5/8	2 1/8	2 1/8	2 5/8	2 5/8	2 5/8	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8			
22500	90,000	1 5/8	2 1/8	2 1/8	2 1/8	2 5/8	2 1/8	2 1/8	2 5/8	2 5/8	2 5/8	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8			
25000	100,000	1 5/8	2 1/8	2 1/8	2 5/8	2 5/8	2 1/8	2 5/8	2 5/8	2 5/8	3 1/8	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8			
31250	125,000	2 1/8	2 1/8	2 5/8	2 5/8	2 5/8	2 1/8	2 5/8	2 5/8	3 1/8	3 1/8	5/8	7/8	7/8	7/8	1 1/8			
37500	150,000	2 1/8	2 1/8	2 5/8	2 5/8	2 5/8	2 5/8	2 5/8	3 1/8	3 1/8	3 1/8	7/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8			

ANEXO A.10

R-502

POTENCIA FRIGORIFICA EN 1000 FRIGORIAS/HORA



PRDIDA DE CARGA EN LBS/PULG² EN UNA TUDERIA DE 30 M DE LONGITUD

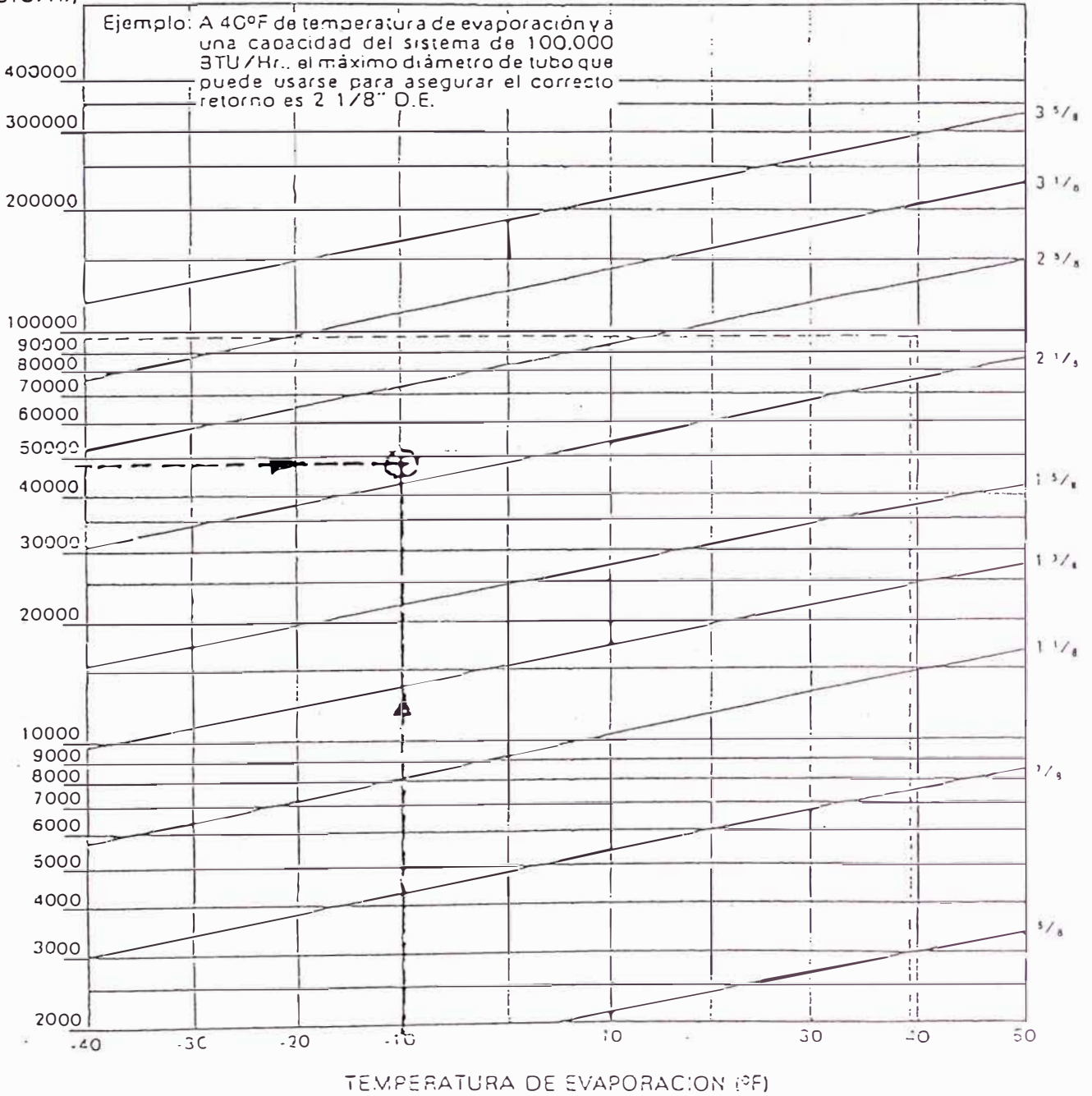
Perdida de carga en las tuberías
según el R-502
(Dox. BONNET)

ANEXO A.11

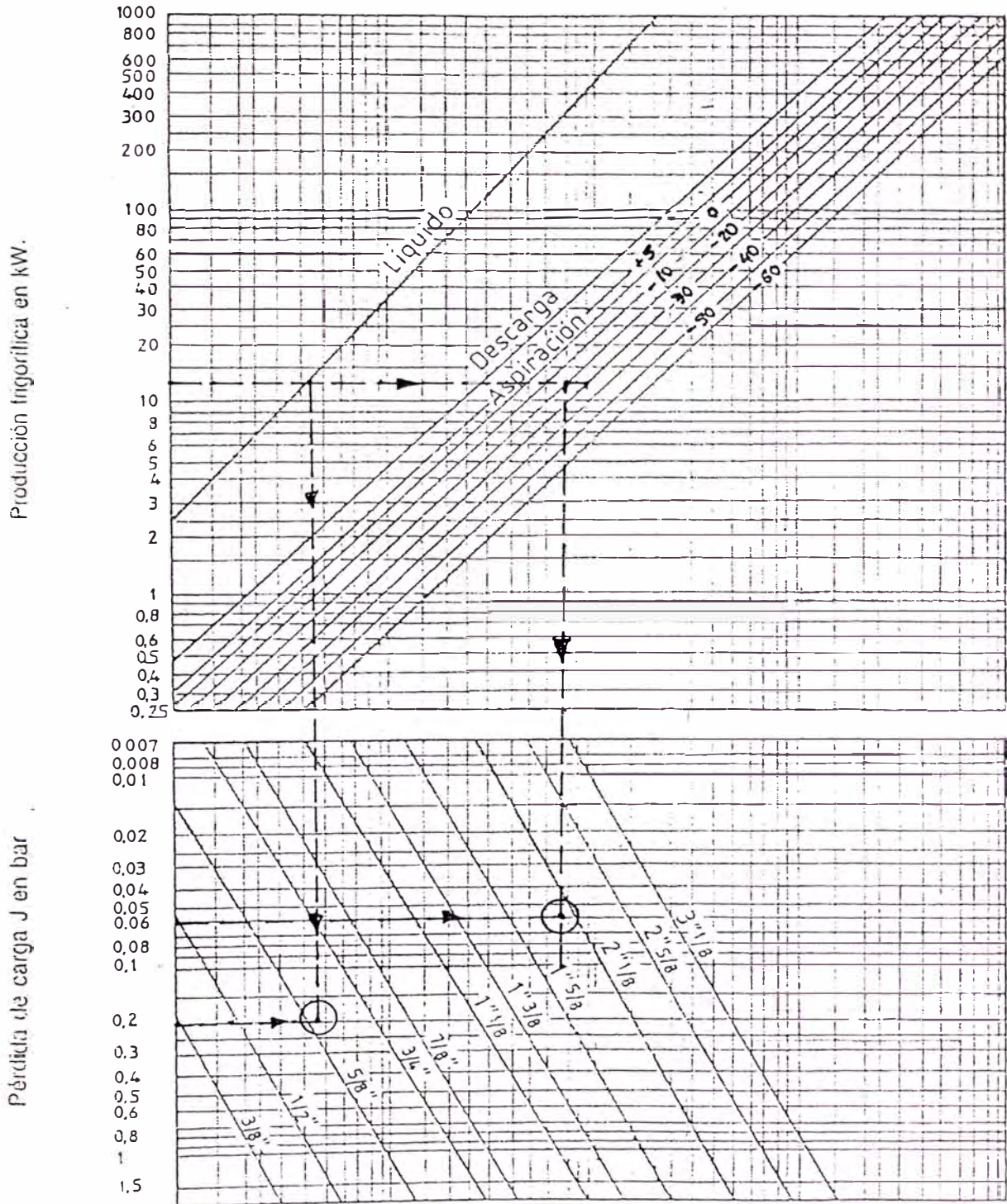
TAMAÑO MAXIMO RECOMENDADO EN LINEAS DE SUCCION PARA UN
ADECUADO RETORNO DE ACEITE
ELEVADORES VERTICALES
R-12 y R-502

CAPACIDAD DEL
COMPRESOR.
(BTU/Hr)

Diámetro de la
tubería D.E.



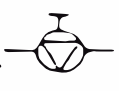





ANEXO A.12



Diseño de las tuberías para instalaciones frigoríficas.
de fluidos CFC y HCFC. (Doc. Danfoss)

ANEXO A.13

Largos equivalentes de los grifos y accesorios del mismo diámetro que el tubo (en metros). Tubos de cobre.

Diámetro exterior del tubo Ø pulgadas	Grifos de paso 	Grifos de ángulo 	Codos 90° 	Codos 45° 	Te recta 	Te ángulo 
1/2	3	1.6	0.3	0.13	0.20	0.66
5/8 →	4	2	→ 0.35	0.16	0.26	0.82
7/8	5	2.6	0.50	0.23	0.33	1.15
1 1/8	7.20	4	0.60	0.30	0.50	1.50
1 3/8	9.5	5	0.80	0.40	0.60	2.00
1 5/8 →	12	5.5 →	→ 0.90	0.45	0.65	2.30
2 1/8	15	7.2	1.30	0.60	1.00	3.30
2 5/8	17	8.5	1.50	0.72	1.15	4.00
3 1/8	21	11	1.80	0.90	1.50	5.00
3 5/8	27	13	2.10	1.00	1.65	5.60

Longitudes equivalentes de los grifos y accesorios del mismo diámetro que la tubería (m)

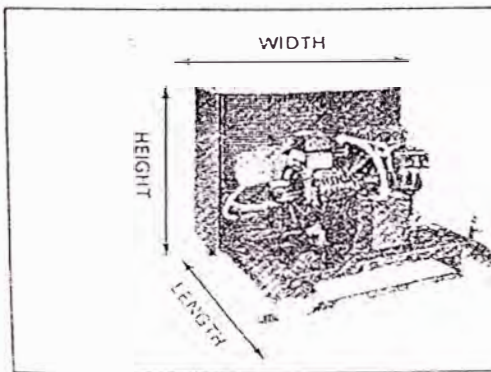
Diámetro de la tubería	Grifo de paso	Grifo de ángulo	Codos 90°	Codos 45°	Te recta	Te ángulo
1/2	3	1.6	0.30	0.13	0.20	0.66
5/8 →	4	2	→ 0.35	0.16	0.26	0.82
7/8	5	2.6	0.50	0.23	0.33	1.15
1 1/8	7.2	4	0.60	0.30	0.50	1.50
1 3/8	9.5	5	0.80	0.40	0.60	2.00
1 5/8 →	12	5.5 →	→ 0.90	0.45	0.65	2.30
2 1/8	15	7.2	1.30	0.60	1.00	3.30
2 5/8	17	8.5	1.50	0.72	1.15	4.00
3 1/8	21	11	1.80	0.90	1.50	5.00
3 5/8	27	13	2.10	1.00	1.65	5.60

FUENTE: Rapin, 1990.

ANEXO A.14

Condensing Units Specifications

New Unit Model No.	Nom. H.P.	Overall Dimensions (Inches)			Base Mounting Centers (Inches)		Liquid Line Valve (Inches)	Suction Line Valve (Inches)	Receiver Pumpdown Capacity 90% Full Pounds			Oil Charge (Fluid Ounces)		Approx. Weight (Pounds)	
		Length	Width	Height	Length	Width			R-12	R-502	R-22	Initial	Recharge	Net	Ship
C7AB-0075	3/4	33 1/2	20	19	20 1/2	19	3/8 FL	5/8 FL	22	NA	NA	24	20	170	190
CBAM-0078		33 1/2	20	19	20 1/2	19	3/8 FL	5/8 FL	22	NA	NA	24	20	170	190
CBAL-0078		33 1/2	20	19	20 1/2	19	3/8 FL	5/8 FL	22	NA	NA	24	20	170	190
CBAM-0103	1	33 1/2	20	19	20 1/2	19	3/8 FL	5/8 FL	22	NA	NA	24	20	170	190
CBAL-0103		33 1/2	20	19	20 1/2	19	3/8 FL	5/8 FL	22	NA	NA	24	20	170	190
C7AB-0100		33 1/2	20	19	20 1/2	19	3/8 FL	5/8 FL	22	21	NA	24	20	170	190
CBAM-0153	1 1/2	33 1/2	20	19	20 1/2	19	3/8 FL	7/8 SWT	22	NA	NA	24	20	180	200
CBAL-0153		33 1/2	20	19	20 1/2	19	3/8 FL	7/8 SWT	22	NA	NA	80	72	240	260
C3AL-0153		33	20	19	20 1/2	19	3/8 FL	7/8 SWT	NA	21	NA	80	72	240	260
C7AB-0150		33	20	19	20 1/2	19	3/8 FL	7/8 SWT	22	21	NA	24	20	180	200
CBAM-0203	2	33 1/2	20	19	20 1/2	19	1/2 FL	7/8 SWT	22	NA	53	80	72	250	270
CBAL-0203		33 1/2	20	19	20 1/2	19	1/2 FL	7/8 SWT	22	NA	53	96	88	260	280
C7AB-0200		33 1/2	20	19	20 1/2	19	1/2 FL	7/8 SWT	22	21	53	80	72	250	270
CBAM-0303	3	39	30	29 1/2	20 1/2	29	1/2 FL	1 1/8 SWT	59	NA	53	96	88	390	460
CBAL-0303		39	30	29 1/2	20 1/2	29	1/2 FL	1 1/8 SWT	59	NA	53	96	88	390	460
C3AH-0303		39	30	29 1/2	20 1/2	29	1/2 FL	1 1/8 SWT	59	NA	53	80	72	360	430
C3AM-0303		39	30	29 1/2	20 1/2	29	1/2 FL	1 1/8 SWT	59	NA	53	96	88	390	460
C7AB-0300		39	30	29 1/2	20 1/2	29	1/2 FL	1 1/8 SWT	59	56	NA	96	88	390	460
CBDL-0501	5	39	30	29 1/2	20 1/2	29	5/8 FL	1 3/8 SWT	59	NA	NA	144	128	520	590
CBAM-0503		39	30	29 1/2	20 1/2	29	5/8 FL	1 3/8 SWT	59	NA	NA	112	96	450	520
CBAM-0503		39	30	29 1/2	20 1/2	29	5/8 FL	1 3/8 SWT	59	NA	NA	144	128	590	660
C3AH-0503		39	30	29 1/2	20 1/2	29	5/8 FL	1 3/8 SWT	NA	NA	53	80	72	410	480
C3AM-0503		39	30	29 1/2	20 1/2	29	5/8 FL	1 3/8 SWT	NA	NA	53	80	72	410	480
C3AU-0503		48	38	31	27	35	5/8 FL	1 3/8 SWT	NA	56	62	144	128	520	490
C3AL-0503		39	30	30	20 1/2	29	5/8 FL	1 3/8 SWT	NA	56	NA	112	96	450	520
CBDL-0500		44	36	31	27	35	5/8 FL	1 3/8 SWT	71	68	NA	112	96	450	520
C3DL-0602	6	44	36	31 1/2	27	35	5/8 FL	1 3/8 SWT	NA	68	NA	144	128	580	630
C3DL-0603		44	36	31 1/2	27	35	5/8 FL	1 3/8 SWT	NA	68	NA	144	128	530	630
CBDL-0751		44	36	31	27	35	5/8 FL	1 3/8 SWT	71	NA	NA	144	128	600	670
C3DD-0751	7 1/2	44	36	31	27	35	5/8 FL	1 3/8 SWT	71	68	NA	112	96	550	620
CBAM-0753		44	36	31	27	35	5/8 FL	1 3/8 SWT	71	NA	NA	144	128	600	670
C3AT-0753		48	38	31	27	35	5/8 FL	1 3/8 SWT	NA	NA	64	144	128	610	680
C7DB-0750		44	36	31	27	35	5/8 FL	1 3/8 SWT	71	68	NA	144	128	600	670
C3AU-0.753		48	38	31	27	35	5/8 FL	1 3/8 SWT	NA	68	NA	144	128	620	690
C3DL-0901	9	44	36	31 1/2	27	35	5/8 FL	1 3/8 SWT	NA	68	NA	144	128	595	645
CBAL-1001	10	40	66	36	22	65	7/8 SWT	1 5/8 SWT	89	NA	NA	184	168	880	1010
C3DD-1001		39	66	36	22	65	7/8 SWT	1 3/8 SWT	NA	NA	80	144	128	810	940
C7DB-1000		39	66	36	22	65	7/8 SWT	1 3/8 SWT	89	84	NA	144	128	810	940
C3AU-1003		40	72	36	22	65	5/8 FL	1 3/8 FL	NA	84	80	184	168	985	1335
C3AU-1004		40	72	36	22	65	5/8 FL	1 3/8 SWT	NA	84	NA	184	168	985	1335
C3DL-1500	15	40	66	36 1/2	22	65	7/8 SWT	1 5/8 SWT	NA	84	NA	136	120	845	1005



LEGEND:

- # Pounds per square inch gauge pressure
- " Inches of mercury vacuum
- H High evaporating temperature
- M Medium evaporating temperature
- L Low evaporating temperature
- T Two-stage evaporating temperature
- U Two stage evaporating temperature

METRIC CONVERSION CHART:

- BTUH × 252 = Kilo Calories/H
- BTUH @ 60 HZ × 0.8333 = BTUH @ 50 HZ
- BTUH @ 60 HZ × 0.21 = KCAL/H @ 50 HZ.
- °F. 32 = 5/9 °C
- Pounds × 454 = Kilograms
- Inches × 25.4 = Millimeters

ANEXO A.15

Performance Data

CAPACITY = BTU/HR
POWER INPUT = WATTS @ 230-3-60
EFFICIENCY (EER) = BTU/WATT/HR

R-502 LOW TEMPERATURE APPLICATION

UNIT MODEL NO.	COMPRESSOR MODEL NO.	0°F	-5°F	-10°F	-15°F	-20°F	-25°F	-30°F	-35°F	-40°F
		31.1 #	26.7 #	22.6 #	18.8 #	15.3 #	12.1 #	9.2 #	6.5 #	4.1 #
C7AB-0100	KAJ*-0100	---	6320	5600	4950	4400	3820	3400	3040	2600
		---	1490	1400	1310	1240	1160	1090	1050	1000
		---	4.24	4.00	3.78	3.55	3.29	3.12	2.89	2.60
C3AL-0153	EAD*-0200	---	11450	10250	9190	8000	7030	5950	5000	4040
		---	2280	2110	1970	1840	1720	1620	1520	1418
		---	5.02	4.86	4.66	4.35	4.09	3.67	3.29	2.86
C7AB-0150	KAL*-0150	11100	9850	8720	7700	6780	5930	5140	4380	3650
		2280	2100	1950	1830	1740	1660	1600	1540	1500
		4.87	4.68	4.46	4.19	3.90	3.57	3.21	2.84	2.44
C7AB-0200	EAV*-0200	14600	13200	12000	10900	9670	8490	7350	6300	5390
		2820	2630	2470	2330	2180	2020	1870	1730	1600
		5.18	5.01	4.85	4.65	4.43	4.19	3.92	3.64	3.36
C7AB-0300	LAH*-0310	25600	22400	19600	17100	14700	12600	10700	9170	8030
		4510	4260	4010	3790	3560	3350	3140	2940	2750
		5.67	5.26	4.87	4.50	4.13	3.75	3.41	3.12	2.92
C3AL-0503	MRA*-0500	34300	30950	27500	24700	22000	19200	17100	14700	12500
		6600	6240	5900	5560	5220	4900	4560	4220	3860
		5.20	4.96	4.66	4.44	4.21	3.92	3.75	3.48	3.24
C3DL-0603	2DA*-0600	44100	39900	36000	32200	28600	25200	22100	19200	16600
		6960	6640	6310	5980	5660	5339	5010	4700	4390
		6.33	6.01	5.69	5.37	5.05	4.72	4.40	4.08	3.76
C3DL-0602	3DA3-0600	53500	48000	42800	38000	33600	29400	25600	22100	18800
		7900	7490	7070	6670	6270	5880	5490	5110	4730
		6.77	6.41	6.05	5.70	5.35	5.01	4.67	4.32	3.97
C7DB-0750	3DB3-0750	62400	56200	50400	45100	40100	35400	31100	27100	23400
		9310	8800	8300	7870	7400	6950	6500	6020	5640
		6.71	6.37	6.05	5.73	5.41	5.10	4.79	4.47	4.15
C3DL-0901	3DF3-0900	66300	60400	54700	49200	44000	39200	34700	30700	25500
		11500	10800	10200	9510	8890	8280	7700	7100	6590
		5.74	5.58	5.38	5.17	4.95	4.73	4.51	4.32	4.03
C7DB-1000	3DS3-1000	84900	76400	68500	61100	54200	47800	41900	36500	31400
		13300	12700	12000	11400	10700	10100	9480	8950	8260
		6.38	6.04	5.7	5.37	5.05	4.73	4.42	4.12	3.76
C3DL-1500	4DL1-1500	111600	100500	90140	80400	71300	62900	55100	48000	41500
		18200	17100	16100	15100	14200	13400	12500	11600	10700
		6.13	5.88	5.60	5.32	5.02	4.69	4.41	4.14	3.88

R-502 MEDIUM TEMPERATURE APPLICATION

		25°F	20°F	15°F	10°F	5°F	0°F	-5°F
		58.8 #	52.5 #	46.5 #	41.0 #	35.9 #	31.1 #	26.7 #
C3AM-0303	3RA*-0310	30600	28100	25650	23400	21200	19000	17050
		5080	4820	4580	4340	4110	3900	3700
		6.82	5.83	5.60	5.39	5.16	4.87	4.61
C3AM-0503	NRM*-0500	50000	46600	42200	39250	34800	31400	25500
		7740	7330	6950	6550	6220	5910	5580
		6.46	6.36	6.07	5.99	5.59	5.31	4.57
C3DD-0751	2DA*-0750	65900	60500	56000	51550	47250	43200	39050
		9170	8800	8120	8050	7670	7280	6900
		7.19	6.88	6.65	6.40	6.16	5.93	5.66
C3DD-1001	3DB3-1000	109000	99500	90500	82000	74000	66400	59200
		12200	11700	11300	10900	10400	9900	9400
		8.93	8.45	7.99	7.54	7.12	6.71	6.30

R-502 TWO STAGE APPLICATION

		-15°F	-25°F	-35°F	-40°F	-50°F	-60°F	80°F
		18.8 #	12.1 #	6.5 #	4.1 #	0.0 #	7.0	17.1 #
C3AU-0503	9TK*-0505	---	25600	20500	18300	14500	10700	5440
C3AT-0753	9TL*-0755	33920	28200	23920	21570	16670	11760	---
C3AU-0753	9TH*-0755	---	34510	28630	26980	20980	16080	7340
C3AU-1003	9PB*-1000	---	---	54510	48800	40200	31470	---
C3AU-1004	9RB*-2000	75980	65200	54510	49800	40200	31470	---

ANEXO A.17

Estimated Annual Electric Operating Cost Calculation

Required Data:

1. Refrigeration Load in BTU/24 Hrs
2. Evaporator Temperature °F
3. Desired Refrigerant
4. Power Cost - \$/kilowatt hour
5. Desired Operating Hours/Day

Example:

1. Refrigerator Load of 576,000 BTU/Day
2. Evaporator Temperature – 25°F
3. R502 Refrigerant
4. Power Cost @ \$.08/kw-hr
5. Desired Running time of 18 Hrs/Day

$$\text{Unit Capacity Required} = \frac{576,000 \text{ BTU/Day}}{18 \text{ HR/Day}} = 32,000 \text{ BTU/HR}$$

$$\begin{aligned} \text{From Page 2 - Select C7DB-0750 @ } -25^{\circ}\text{F} &= 35400 \text{ BTU/HR} \\ &6950 \text{ Watts} \\ &5.10 \text{ BTU/Watt (EER)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Est. Annual Operating Cost} &= \frac{\text{Total Load/Day} \times 365 \text{ days} \times \text{Power Cost (\$/KW-hr)}}{\text{EER} \times 1000 \text{ Watts/kw}} \\ &= \frac{576,000 \times 365 \times .08}{5.10 \times 1000} \\ &= \$3297.88 \end{aligned}$$

The greater EER of Discus compressors saves substantial energy cost.

This calculation is intended for estimating purposes only and is based upon standard rating conditions of 90°F ambient, 65°F return gas, and 5°F liquid subcooling (See notes, pg. 3).

ANEXO A.18

Table 5 Thermal expansion valve selection

ELC UNIT SIZE	BTUH AT 10 ³ TD	RECOMMENDED EXPANSION VALVE					
		R-12		R-22		R-502	
		SPORLAN	ALCO	SPORLAN	ALCO	SPORLAN	ALCO
035B	3500	GFE-1/2-Z	HCE 1/2 FW	GVE-1/2-ZP	HCE 1/2 HW	GRE-1/2-ZP	HCE 1/2 RW 35
050B	5000	GFE-1-ZP	HCE 1 FW	GVE-1/2-ZP	HCE 1/2 HW	GRE-1/2-ZP	HCE 1/2 RW 35
070B	7000	GFE-1-ZP	HCE 1 FW	GVE-1-ZP	HCE 1 HW	GRE-1/2-ZP	HCE 1 RW 35
090B	9000	GFE-1-ZP	HCE 1 FW	GVE-1-ZP	HCE 1 HW	GRE-1-ZP	HCE 1 RW 35
105B	10000	GFE-1 1/2-ZP	HCE 1 1/2 FW	GVE-1 1/2-ZP	HCE 1 HW	GRE-1-ZP	HCE 1 RW 35
120B	12000	GFE-2-ZP	HCE 1 1/2 FW	GVE-1 1/2-ZP	HCE 1 1/2 HW	GRE-1 1/2-ZP	HCE 1 1/2 RW 35
140B	14000	GFE-2-ZP	HCE 1 1/2 FW	GVE-1 1/2-ZP	HCE 1 1/2 HW	GRE-1 1/2-ZP	HCE 1 1/2 RW 35
160B	16000	CFE-2 1/2-ZP	HCE 2 FW	GVE-2-ZP	HCE 1 1/2 HW	GRE-2-ZP	HCE 1 1/2 RW 35
175B	17500	CFE-2 1/2-ZP	HCE 2 FW	GVE-2-ZP	HCE 1 1/2 HW	GRE-2-ZP	HCE 1 1/2 RW 35
210B	21000	SFE-3-ZP	TCLE 3 FW	SVE-2-ZP	TCLE 3 HW	SRE-2-ZP	TCLE 2 RW 35
250C	25000	SFE-5-ZP	TCLE 3 FW	SVE-3-ZP	TCLE 3 HW	SRE-3-ZP	TCLE 2 RW 35
300C	30000	SFE-5-ZP	TCLE 4 FW	SVE-4-ZP	TCLE 5 HW	SRE-4-ZP	TCLE 3 RW 35
360C	36000	PFE-8-ZP	TCLE 6 1/2 FW	SVE-4-ZP	TCLE 5 HW	SRE-4-ZP	TCLE 3 RW 35

ANEXO A.19

Válvulas de expansión termostáticas. Capacidades en función de las temperaturas de condensación y evaporación

CONEXIONES		Capacidad máxima en W						
		R-502		R-22			R-12	
		Temperatura de evaporación en °C						
Entrada Ø Tubo en pulgadas	Salida Ø Tubo en pulgadas	-25°C	-5°C	-25°C	-5°C	+7,2°C	-25°C	-5°C
3/8 (1/4)	1/2	900	1400	1325	2000	2200	700	1100
3/8 (1/4)	1/2	1600	2400	2200	3300	3600	1250	1800
3/8 (1/4)	1/2	2000	3000	2800	4250	4500	1500	2250
3/8 (1/4)	5/8 (1/2)	2800	4200	4000	6000	6600	2100	3200
1/2 (3/8)	5/8 (1/2)	4500	6900	6200	9500	10000	3400	5000
1/2 (3/8)	5/8 (1/2)	6000	9000	8500	13000	14300	4500	7000
1/2 (3/8)	5/8 (1/2)	8000	10200	12000	18000	19800	6000	9000
1/2 1/2 soldado	5/8 5/8	14000	21000	20000	30000	33000	11000	16000
1/2 1/2 soldado	5/8 5/8	20000	30000	28000	44000	48000	15000	23000
5/8 5/8 soldado	5/8 7/8	25000	38000	36000	55000	61600	19500	30000
5/8 5/8 soldado	5/8 7/8	31000	47000	45000	68000	74800	23500	36000
5/8 5/8 soldado	5/8 7/8	36000	55000	54000	80000	88000	27500	42250

Estas capacidades frigoríficas corresponden a una temperatura de condensación de +40°C, con un subenfriamiento del líquido hasta +35°C. Si la temperatura de condensación llegase a +50°C, el subenfriamiento del líquido sería hasta +45°C.

La presión máxima en el lado de aspiración es de 22,5 kg/cm² (at).

ANEXO A.20

PROPIEDADES DE LOS ACEROS ESTRUCTURALES

Número de designación del material (número ASTM)	Grado o espesor	Resistencia a la tracción		Resistencia a punta cedente		Ductibilidad (elongación porcentual en 8 pulg)
		Ksi	MPa	Ksi	MPa	
A36	$t \leq 8"$	58	400	36	248	20
A242	$t \leq 1/4"$	70	485	50	345	18
A242	$t \leq 1 1/2"$	67	460	46	315	—
A242	$t \leq 4"$	63	435	42	290	—
A441	$t \leq 4"$	63	435	42	290	18
A514	Inmerso y templado, $t \leq 2 1/2"$	115	800	100	700	18% ($n = 2"$)
A572	42, $t \leq 6"$	60	414	42	290	—
A572	50, $t \leq 4"$	65	448	50	345	—
A572	60, $t \leq 1 1/4"$	75	517	60	414	—
A572	65, $t \leq 1 1/4"$	80	552	65	448	—
A588	$t \leq 4"$	70	485	50	345	18

Nota: El ASTM A572 es uno de los aceros de baja aleación más resistentes (HSLA) y tiene propiedades similares al acero SAE J410b especificado por la SAE.

ANEXO A.21

PROPIEDADES DE LOS ACEROS INOXIDABLES

<i>Designación del material</i>		<i>Condición</i>	<i>Resistencia a la tracción</i>		<i>Resistencia a punto cedente</i>		<i>Ductibilidad (elongación porcentual en 2 pulg)</i>
<i>Número AISI</i>	<i>UNS</i>		<i>Ksi</i>	<i>MPa</i>	<i>Ksi</i>	<i>MPa</i>	
Aceros austeníticos							
201	S20100	Recocido	115	793	55	379	55
		1/4 duro	125	862	75	517	20
		1/2 duro	150	1030	110	758	10
		3/4 duro	175	1210	135	931	5
		Totalmente duro	185	1280	140	966	4
301	S30100	Recocido	110	758	40	276	60
		1/4 duro	125	862	75	517	25
		1/2 duro	150	1030	110	758	15
		3/4 duro	175	1210	135	931	12
		Totalmente duro	185	1280	140	966	8
304	S30400	Recocido	85	586	35	241	60
310	S31000	Recocido	95	655	45	310	45
316	S31600	Recocido	80	552	30	207	60
Aceros ferríticos							
405	S40500	Recocido	70	483	40	276	30
430	S43000	Recocido	75	517	40	276	30
446	S44600	Recocido	80	552	50	345	25
Aceros martensíticos							
410	S41000	Recocido	75	517	40	276	30
416	S41600	Q&T 600	180	1240	140	966	15
		Q&T 1000	145	1000	115	793	20
		Q&T 1400	90	621	60	414	30
431	S43100	Q&T 600	195	1344	150	1034	15
440A	S44002	Q&T 600	280	1930	270	1860	3
Aceros endurecidos por precipitación							
17-4PH	S17400	H 900	200	1380	185	1280	14
		H 1150	145	1000	125	862	19
17-7PH	S17700	RH 950	200	1380	175	1210	10
		TH 1050	175	1210	155	1070	12

ANEXO A. 21.1

PROPIEDADES DE LOS MATERIALES - ACERO INOXIDABLE
P-No. 8 Grupo No. 1

COMPOSICION NOMINAL, 18 Cr - 8 Ni		TABLA 1				TABLA 3			
Cedencia min. 30 000 lb/pulg ² Tension min. 75 000 lb/pulg ²	Producto	No. de Espec.	Grado	Notas	Cedencia min. 30 000 lb/pulg ² Tension min. 75 000 lb/pulg ²	Producto	No. de Espec.	Grado	Notas
	Placa	SA 240	304	2 3			Placa	SA-240	316
Tubo etc.	SA 213	TP304	2		Placa	SA 240	317	2 3	
Tubo etc.	SA 213	TP304H	—		Tubo etc.	SA 213	TP316	2	
Tubo etc.	SA 312	TP304	2		Tubo etc.	SA-213	TP316H	—	
Tubo etc.	SA 312	TP304H	—		Tubo etc.	SA-312	TP316	2	
Tubo etc.	SA 376	TP304	2		Tubo etc.	SA-312	TP316H	—	
Tubo etc.	SA 376	TP304H	—		Tubo etc.	SA 312	317	2	
Tubo soldado	SA 452	TP304H	—		Tubo etc.	SA 376	TP316	2	
Faja	SA 182	F304	2		Tubo etc.	SA 376	TP316H	—	
Faja	SA 182	F304H	—		Tubo soldado	SA 452	TP316H	—	
Barra	SA 479	304	2 3 5		Faja	SA 182	F316	2	
					Faja	SA 182	F316H	—	
					Barra	SA 479	316	2 3 5	

COMPOSICION NOMINAL, 16 Cr - 12 Ni - 2Mo		TABLA 2				TABLA 4			
Cedencia 25 000 Tension 70 000	Producto	No. de Espec.	Grado	Notas	Cedencia 25 000 Tension 70 000	Producto	No. de Espec.	Grado	Notas
	Placa	SA 240	304L	—			Placa	SA 240	316L
Tubo etc.	SA 213	TP304L	—		Tubo etc.	SA 213	TP316L	—	
Tubo etc.	SA-312	TP304L	—		Tubo etc.	SA 312	TP316L	—	
Faja	SA 182	F304L	—		Faja	SA 182	F316L	4	
Barra	SA-479	304L	5		Barra	SA 479	316L	5	

VALORES MAXIMOS DE ESFUERZO PERMITIDO, 1 000 lb/pulg²

MATERIALES DE LA TABLA	PARA TEMPERATURAS DEL METAL NO MAYORES DE GRADOS F											NOTAS	
	-20-100	200	300	400	500	600	650	700	750	800	850		900
1	18.8	12.8	16.6	16.2	15.9	15.9	15.9	15.9	15.5	15.2	14.9	14.7	1
	18.8	15.7	14.1	12.9	12.1	11.4	2	11.1	10.8	10.6	10.4	10.2	
2	15.7	15.7	15.3	14.7	14.4	14.0	13.7	13.5	13.3	13.0	—	—	1
	15.7	13.4	12.0	11.0	10.3	9.7	9.5	9.4	9.2	9.1	—	—	
3	18.8	15.8	15.4	15.1	15.0	14.7	14.7	14.3	14.1	13.9	13.7	13.5	1
	18.8	16.2	14.6	13.4	12.5	11.8	11.6	11.3	11.2	11.0	10.9	10.8	
4	15.7	15.7	15.7	15.5	14.4	13.5	13.2	12.9	12.6	12.4	12.1	—	1
	15.7	13.3	11.9	10.8	10.0	9.4	9.2	9.0	8.8	8.6	8.4	—	
MATERIALES DE LA TABLA	PARA TEMPERATURAS DEL METAL NO MAYORES DE GRADOS F											NOTAS	
	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1300	1350	1400	1450		1500
1	14.4	13.8	12.2	9.8	7.7	6.1	4.7	3.7	2.9	2.3	1.8	1.4	1
	10.0	9.8	9.5	8.9	7.7	6.7	4.7	3.7	2.9	2.3	1.8	1.4	
3	15.4	15.3	14.5	12.4	9.8	7.4	5.5	4.1	3.1	2.3	1.7	1.3	1
	10.7	10.6	10.5	10.3	9.3	7.4	5.5	4.1	3.1	2.3	1.7	1.3	

NOTAS

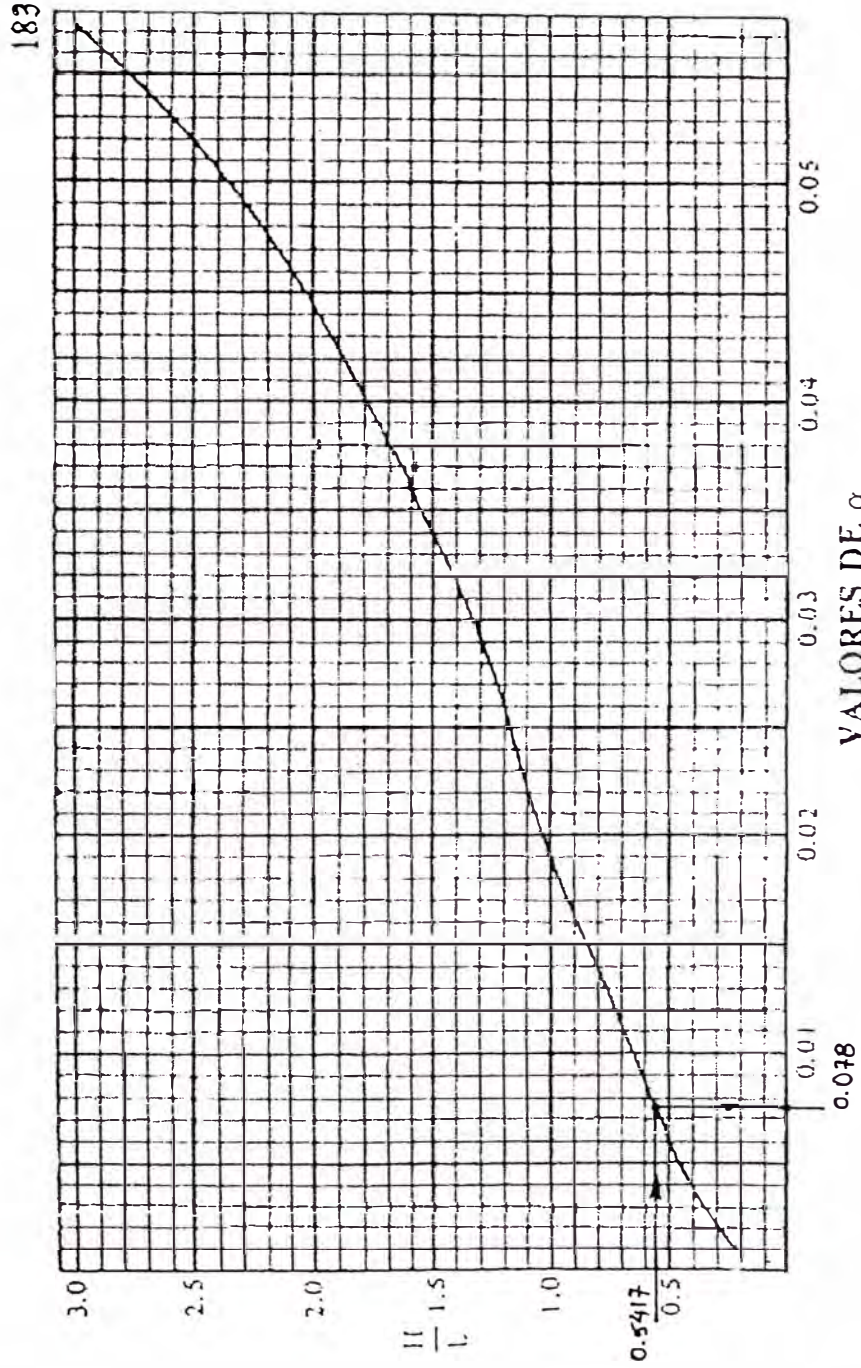
- El uso de tablas de propiedades de esfuerzo se aplica solo cuando se tiene conocimiento de la propiedad.
- Para temperaturas superiores a 1000 F, los valores de esfuerzo se aplican solo cuando se tiene conocimiento de la propiedad.
- Para temperaturas superiores a 1000 F, los valores de esfuerzo pueden aplicarse solo en cantidad de trabajo intermitente. Cautión debe a una temperatura máxima de 1500 F, cuando la temperatura de trabajo sea superior a 1000 F.
- Recibirse una inspección especial de tensión, 65 000 lb/pulg².
- El uso de tablas de propiedades de esfuerzo para el material en forma de barra de medidas estándares se permite únicamente para aplicaciones de tensión.

FIGURA N° 21.9

TIPO DE ACERO	COMPOSICION QUIMICA								PROPIEDADES MECANICAS				
	C	Si	Mn	S	P	Cr	Ni	Mo	RESISTENCIA A LA TRACCION Kg/mm ²	LIMITE ELASTICIDAD Kg/mm ²	ALARGAMIENTO %	DUREZA HRB.	PESO ESPECIFICO gr/cm ³
CALIDAD 304	0.08	0.75	2.0	0.04	0.03	16/19	8/9		65	31	60	82	8.06
CALIDAD 304L	0.03	0.75	2.0	0.04	0.03	18/19	9/10		59	30	58	80	8.06
CALIDAD 316	0.07	0.75	2.0	0.04	0.03	16.5/18	10/12	2.0/3.0	60	31	57	81	8.06
CALIDAD 316L	0.03	0.75	2.0	0.04	0.03	16.5/18	10/12	2.0/3.0	59	31	57	80	8.06
CALIDAD 430	0.10	0.75	1.0	0.04	0.03	16.5/18			50		31	82	7.78

TIPO DE ACERO	PROPIEDADES GENERALES	APLICACIONES
CALIDAD 304	Fabricación normal. Buena resistencia a la corrosión y gran ductibilidad.	Industria alimentaria, nuclear y química, tubos, soldadura, tanques de agua, cubiertas, menaje, etc.
CALIDAD 304L	Buena resistencia a la corrosión, ductibilidad, bajo contenido en carbono y especial para ser soldado.	Fabricación de productos con soldadura sin recocido posterior. Industria de papel, etc.
CALIDAD 316	Excelente resistencia a la corrosión.	Industria textil, química y lechera. Procesadores de frutas, hortalizas y atunes.
CALIDAD 316L	Especial para ser soldado.	Industrias química y petroquímica, que requieren soldabilidad por tener ambiente corrosivo.
CALIDAD 430	Resistencia al calor y la corrosión.	Utensilios domésticos, partes de automóviles, cámaras de combustión, intercambiadores de calor.

FIGURA N° 22



EN LAS FORMULAS PARA TANQUES RECTANGULARES*

APENDICE B
FOTOS Y CATALOGOS

FOTO N° 1
SERPENTIN EVAPORADOR



FOTO N° 2

TINA DE CONGELAMIENTO

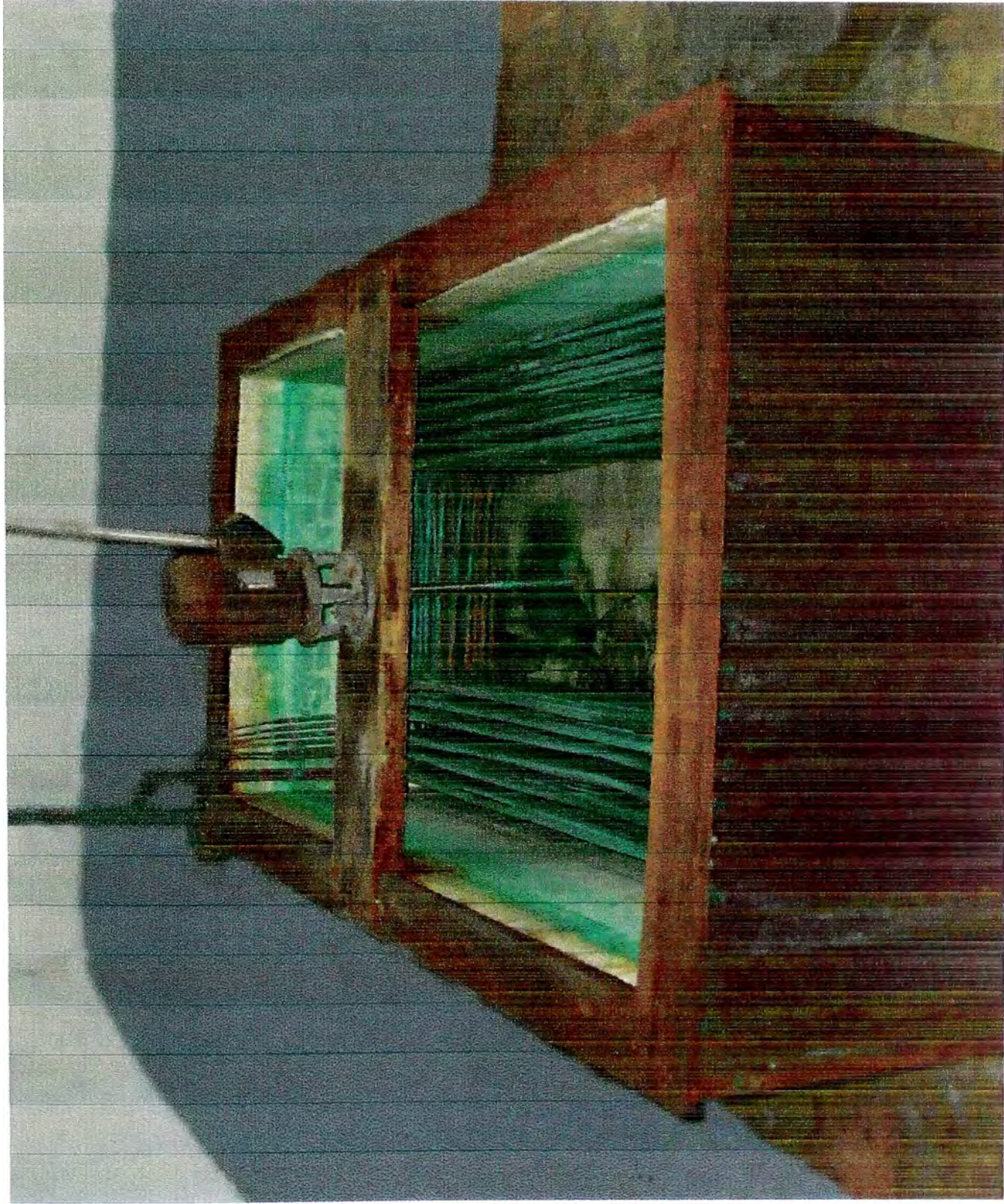
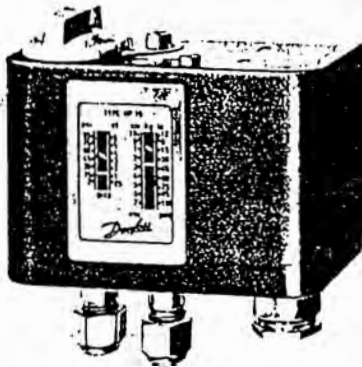
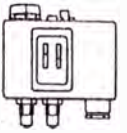


FOTO N° 3
MONTAJE DE LA VALVULA DE EXPANSION





- 2. Botón. 4. Placa de fijación del eje de alta presión. 5. Placa de fijación de los ejes de gama y de regulación de diferencial. 6. Eje de diferencial. 11. Reposición. 13. Agujero para montaje en cuadro. 14. Eje de regulación de gama. 15. Terminales. 16. Elemento de baja presión. 17. Eje de alta presión. 18. Conexión de entrada 1/4 pulgada abocardar. 19. Conmutador inversor unipolar SPDT. 20. Terminal de tierra. 21. Entrada de cable rosada. 22. Tubo capilar de acero de 1 m de largo con tuercas de acoplamiento, rosca métrica fina 10 x 0,75. 23. Tuerca de acoplamiento con empaquetaduras. 24. Conexión de entrada, rosca métrica fina 10 x 0,75. 25. Elemento de fuelle de alta presión.

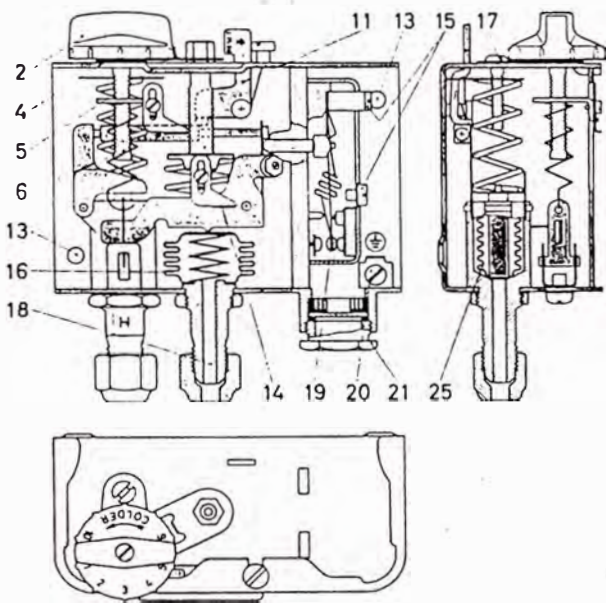


Fig. 2. MP 15

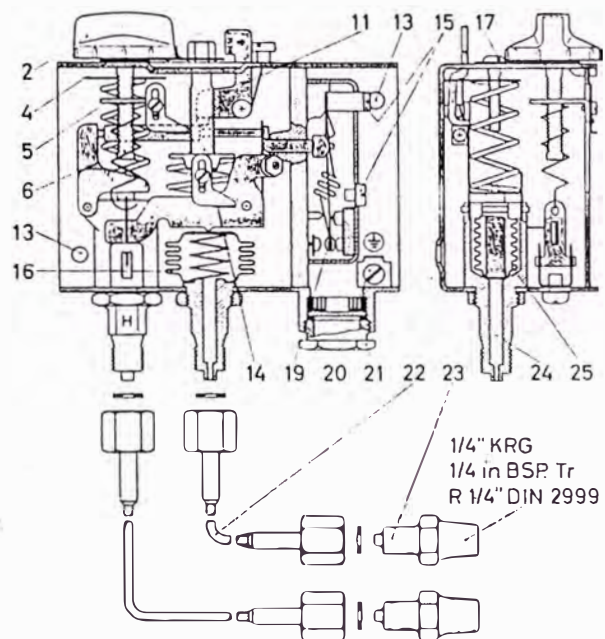


Fig. 3. MP 15A con reposición

PRESOSTATOS COMBINADOS DE ALTA Y BAJA PRESIÓN

El presostato de alta y baja presión es un conmutador eléctrico controlado por la presión, que actúa a la vez como dispositivo interruptor de seguridad y como dispositivo de control de presión.

Función

Baja Presión: Establecer el circuito (arranque) cuando la presión aumenta.

Alta presión: Abrir el circuito (detener el funcionamiento) cuando la presión aumenta.

Presión máxima permitida en el fuelle

Baja presión: 16 atm.g

Alta presión: 32 atm.g

CARACTERISTICAS TECNICAS

Los modelos MP 15 y MP 25 pueden utilizarse para los refrigerantes R 12, R 22, R 500 y R 502.

El modelo MP 15A puede utilizarse para el refrigerante R 717 (NH₃).

El presostato cumple las siguientes especificaciones, entre otras:

IP 20 según IEC 144 (P 20 según DIN 40050)

La designación del tipo y el número de código del presostato están marcados en la base inferior del aparato (por ejemplo MP 15, 60-0152).

Este número identifica el aparato de control puesto que define sin ambigüedad, el modelo, la gama de ajuste, la gama diferencial, el tipo de conmutador y el tipo de conexión. Véase tabla de pedidos.

Tipo	Rearme manual	N° de Código	Refrigerante	Gama de ajuste		Diferencial	
				Alta Presión	Baja Presión	Alta Presión	Baja Presión
MP 15	máx.	60-0150	R 12, R 22, R 500 y R 502	8 - 30 atm.g	30 cm Hg - 7 atm.g	4 atm., fijo	0,5 - 6 atm.
	mín./máx.	60-0152					1 atm., fijo
		60-0153					0,5 - 6 atm.
MP 15A	máx.	60-0154	R 717 (NH ₃)	8 - 22 atm.g	30 cm Hg - 7 atm.g	3 atm., fijo	0,5 - 6 atm.
	mín./máx.	60-0155					1 atm., fijo
MP 25		60-0156	R 12, R 22, R 500 y R 502	8 - 30 atm.g	10 cm Hg - 5 atm.g	4 atm., fijo	0,3 - 4 atm.

60-1.06.05

2 - 1 9 7 1

Clase de producto

06

CARACTERISTICAS ELECTRICAS

Conexiones a la Red:

En la parte interior de la tapa frontal está reproducido el diagrama que muestra la Figura 4, con indicación de las conexiones de los cables eléctricos al sistema de contactos.

Las Indicaciones 1, 2 y 3 de los terminales están grabadas en la tapa transparente del sistema de contactos.

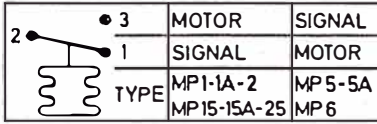


Fig. 4.

Características eléctricas:

En la placa frontal del presostato están marcadas las características eléctricas especificadas en la tabla siguiente.

Tipo de corriente	Vol-tios máx.	No Inductiva		Inductiva	
		Corriente máx. A	Plena carga A	Rotor bloqueado A	
C.A. ~	380	10	6	36	
C.C. ⋯	250		Corriente piloto 0,2		

El conmutador inversor cumple las especificaciones de VDE, Clase II.*

* VDE = Verband Deutscher Elektrotechniker.

El cable pasa a través de la entrada de cable roscada PG 13,5 de tal forma que la conexión del cable a los terminales del interruptor no esté forzada. Los anillos de estanqueidad consisten en cuatro anillos concéntricos de goma que tienen dimensiones diferentes. Se pueden sacar estos anillos según el diámetro del cable. Los diámetros máximo y mínimo del cable son 14 mm y 6 mm, respectivamente.

Puesto que los anillos de estanqueidad están hechos de goma nitrilo, los cables recubiertos de plástico pueden utilizarse sin riesgo de deterioro producido por el roce entre los anillos de estanqueidad y el cable. La entrada roscada puede estar equipada de un adaptador standard para tuberías flexibles de acero ó de plástico.

MONTAJE

La conexión de baja presión se conecta en el lado de aspiración de la instalación. La conexión (marca H) de alta presión se conecta en el lado de descarga de la instalación.

Quando la conexión está conectada a la válvula de cierre del compresor, es aconsejable estrangular el contraasiento de la válvula para amortiguar las pulsaciones del compresor.

NOTA: Al apretar o aflojar una tuerca de acoplamiento, se ha de sujetar el niple de conexión con una llave. De otro modo el elemento de fuelle puede girar, desajustando el presostato.

El presostato puede estar montado en una pared o en un cuadro mural por medio de los dos agujeros de montaje situados en la parte trasera del aparato.

Los agujeros están provistos de nervios en su circunferencia para evitar el deslizamiento del aparato en el caso de su montaje, por ejemplo en muros con asperezas.

Utilizando el soporte que se suministra, el presostato puede montarse igualmente en el mismo compresor.

Como se indica en la Figura 5, el soporte puede montarse de tres modos distintos.

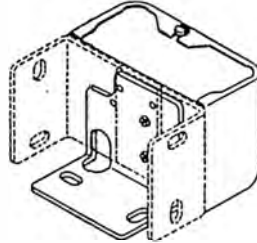


Fig. 5.

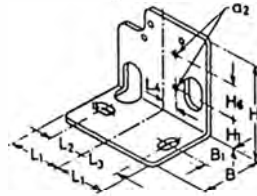


Fig. 6.

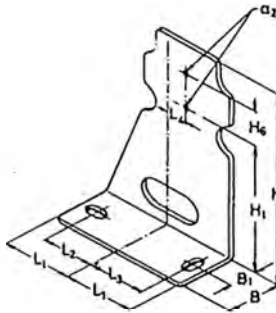


Fig. 7.

	H	H ₁	H ₂	L ₁	L ₂	
Soporte pequeño Fig. 6	mm	70	23	25	35	23,5
Soporte grande Fig. 7	mm	141	96	25	48,5	36
		L ₁	L ₂	B	B ₁	a ₂
Soporte pequeño Fig. 6	mm	27	10	45	25	5
Soporte grande Fig. 7	mm	39,5	11,5	42	21,5	5

Se puede obtener, bajo número de código 60.0409, un soporte de mayores dimensiones, tal y como se representa en la Figura 7, para montaje especial.

El circuito eléctrico puede ser comprobado como se muestra en la Figura 8. Se hace que el brazo principal establezca e interrumpa el contacto haciéndolo bascular con un pequeño destornillador. Al comprobarlo de este modo el conmutador no sufrirá riesgo de ser deteriorado.

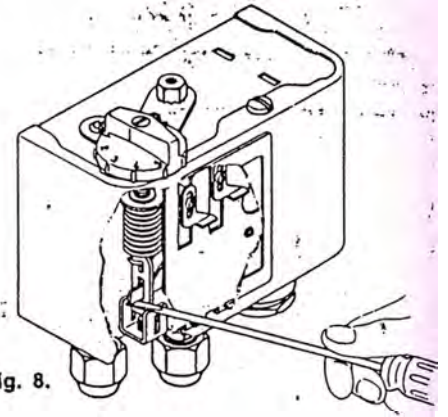


Fig. 8.

PIEZAS DE REPUESTO

Pos. N°	Descripción	13 N° de código
22	Tubo capilar con tuercas de acoplamiento (se requieren 2) MP 15 y 25:	
	largo 0,5 m	60-0070
	largo 1,0 m	60-0071
	largo 1,5 m	60-0072
	Tubo capilar de acero (se requieren 2) MP 15A:	
	largo 1,0 m	60-0080
	Juego de accesorios para tubo capilar destinado a MP 15A	993N3580
	Soporte grande	60-0409
	Juego de accesorios para el montaje del soporte	993N3581
21	Entrada de cable roscada: Rosca PG 13,5 x 1/4 pulgada - 18 UNF Int.	631X4547

REGLAJE

Ajuste de Alta Presión

Los presostatos están ajustados para una presión de corte aproximadamente de 18 atm.g.

En términos generales, la presión de corte de alta presión ha de superar la presión máxima de condensación en 4 atm. aproximadamente. En caso de que no corresponda con el ajuste realizado en fábrica mencionado más arriba, la presión máxima ha de ajustarse de nuevo con un manómetro. Con los condensadores enfriados por agua, se consigue la presión cortando el suministro de agua de enfriamiento y con los condensadores enfriados por aire se consigue la presión recubriendo el ventilador.

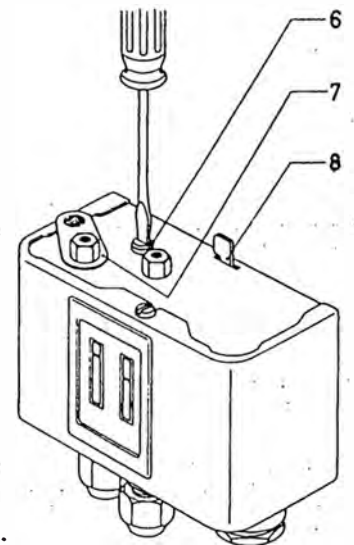


Fig. 9.

Una vez que la placa de fijación 7 ha sido sacada, se puede hacer girar el eje de alta presión (6) con un destornillador. El giro en el sentido de las agujas de un reloj produce una presión de ajuste más elevada, mientras que el giro en el sentido contrario produce una presión de ajuste más baja.

La placa de fijación se acopla a la ranura del eje en cada cuarto de revolución.

Una vuelta cambia la presión en 4,4 atm. aproximadamente para los modelos MP 15 y MP 25 y en 3,2 atm. para el modelo MP 15A.

Se comprueba con un manómetro la presión de ajuste antes de montar de nuevo la placa de sujeción.

En los presostatos provistos de reposición manual, el compresor se pone de nuevo en marcha después de cualquier parada, debida a que la presión máxima de preajuste ha sido superada, accionando el brazo de reposición 8.

Puesto que la diferencial en el lado de alta presión es fija, el compresor no puede ponerse de nuevo en marcha hasta que la presión haya bajado en 4 ó 3 atm. aproximadamente, por debajo del valor preajustado en los modelos MP 15 y MP 15A, respectivamente.

A. Presión fija de cierre y presión de corte ajustable (Fig. 10)

La presión de cierre calculada se ajusta por medio del eje de regulación de gama (5), cuando el eje está fijado por la placa de fijación (3). La presión de cierre está ya determinada. Se ajusta ahora la diferencial por medio del eje de regulación de diferencial (4). Montar el botón (2) en el eje y sujetarlo con el tornillo (1).

El diferencial y, por consiguiente, la presión de corte puede ahora variar aproximadamente en 0,5 atm., haciendo girar el botón una vuelta.

Si la presión de corte está cerca de la presión de accionamiento mínima (véase el diagrama), el botón (2) ha de ser montado de forma que se pueda **solamente** reducir la diferencial haciendo girar el botón como se describe más arriba.

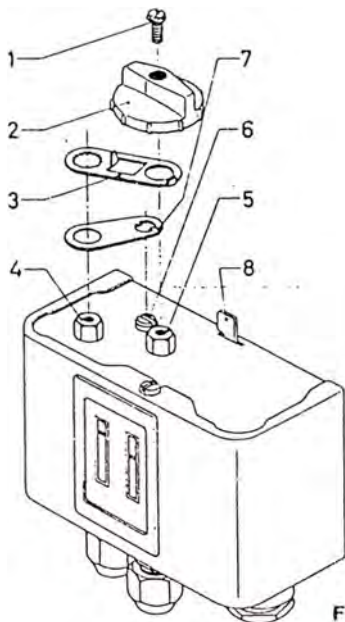


Fig. 10

B. Diferencial fija y presión de cierre ajustable (Fig. 11)

La presión de cierre calculada se ajusta por medio del eje de regulación de gama (5). A continuación se ajusta el diferencial por medio del eje de regulación de diferencial (4) cuando el eje está sujetado por la placa de fijación (3). La diferencial está ahora determinada.

Colocar el botón (2) en el eje de regulación de gama y fijarlo con el tornillo (1).

La presión de cierre puede variar así en 0,5 atm., haciendo girar el botón una vuelta. Debido a la diferencial fija, un cambio de la presión de cierre produce automáticamente un cambio correspondiente en la presión de corte.

Si la presión de corte está cerca de la presión de funcionamiento mínima del aparato de control (véase diagrama), el botón (2) ha de sujetarse de forma que se pueda **solamente** aumentar la presión de cierre haciendo girar el botón como se describe más arriba.

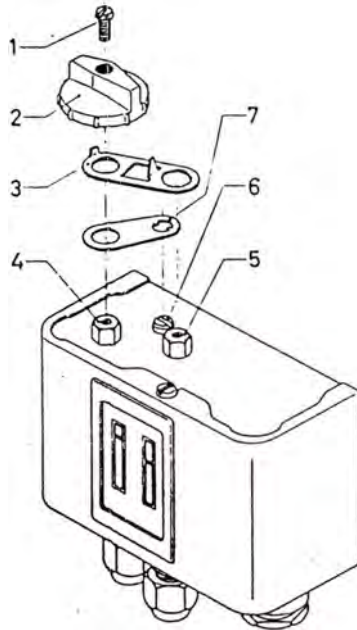


Fig. 11

MP 15 y MP 15A con rearme manual (rearme máxima/mínima).

El rearme en máximo se ajusta como se indica bajo el título «Ajuste de Alta Presión».

El rearme en mínima

El diferencial se fija en 1 atm. aproximadamente.

1. Determinar la presión mínima por la cual el sistema de contactos ha de cambiar de posición (presión de corte).
2. Ajustar esta presión en la escala de gama y comprobar el ajuste con el manómetro.

Después de detener el funcionamiento del compresor, éste se pone de nuevo en marcha oprimiendo el botón de reposición (se utiliza el mismo botón para la reposición máxima y mínima).

La nueva puesta en marcha manual no puede hacerse hasta que la presión supere el valor preajustado aproximadamente en 1 atm.

MP 15 y MP 15A con reposición manual (máximo)

1. Decidir la presión máxima por la cual el sistema de contactos ha de cambiar de posición (presión de corte).
2. Ajustar esta presión por medio de un manómetro.

Después de pararse el compresor, éste se pone de nuevo en marcha oprimiendo la palanca de reposición. El compresor no se puede poner de nuevo en marcha manualmente hasta que la presión haya descendido en 4 y 3 atm. respectivamente, por rebajo de los valores preajustados para los modelos MP 15 y MP 15A.

Ajuste de baja presión (presostatos con reenganche manual).

Presión de accionamiento mínima = presión de corte.

Presión de accionamiento máxima = presión de cierre.

1. Determinar la presión mínima por la cual el sistema de contactos ha de cambiar de posición (presión de corte).
2. Determinar la diferencial por la cual el presostato ha de funcionar.
3. Determinar a partir del diagrama correspondiente al tipo de aparato de control en cuestión, la presión de accionamiento máxima correspondiente (presión de cierre).
4. En primer lugar, ajustar la presión de accionamiento máxima (presión de cierre) en la escala de gama.
5. A continuación, ajustar la diferencial en la escala de diferencial.
6. Comprobar las presiones de accionamiento máxima y mínima con un manómetro.

Si a continuación fuera necesario cambiar la presión de accionamiento mínima, mientras que la presión de accionamiento máxima permaneciera la misma, se habría de reajustar el diferencial.

El cambio de la presión de accionamiento máxima, quedando sin cambiar la presión de accionamiento mínima, se hace ajustando de nuevo a la vez la diferencial y el ajuste de la escala de gama con arreglo a la lectura del diagrama.

Si, por ejemplo, se aumenta la presión de accionamiento máxima, mientras que la diferencial permanece sin cambio, la presión de accionamiento mínima aumentará automáticamente en proporción.

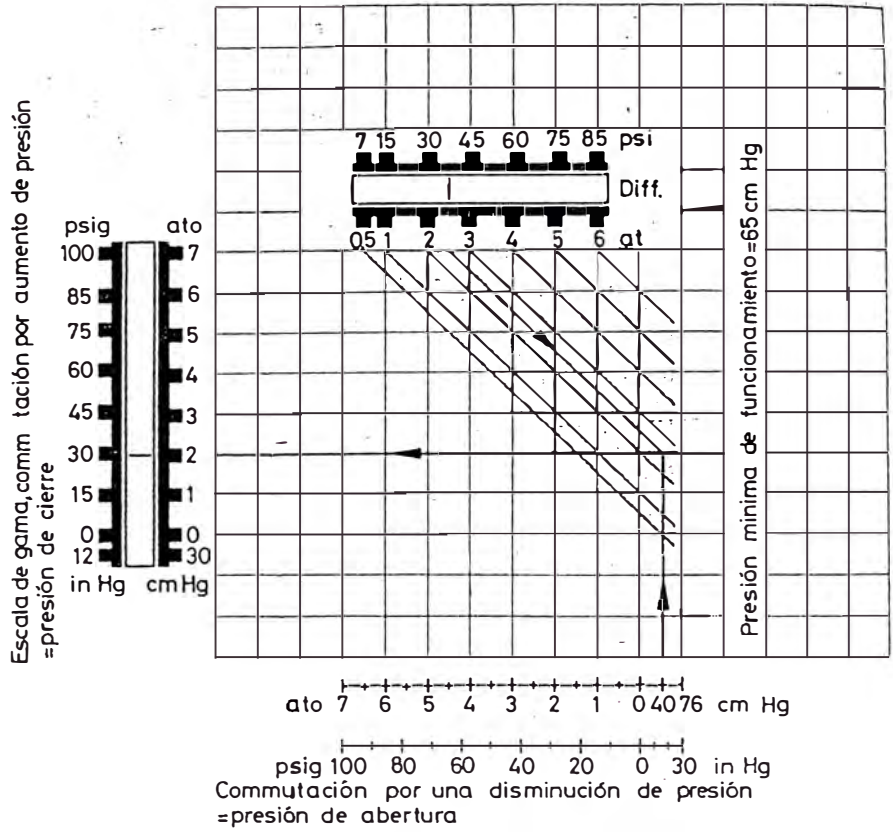
NOTA: El diferencial para cada presión de accionamiento preajustada debe cambiarse solamente hasta un valor máximo bien definido.

Un diferencial que supere este valor puede hacer salir la presión de accionamiento fuera de la gama de presión del aparato de control, lo que significa que, en la práctica, el presostato deja de funcionar de acuerdo con las normas previstas.

Utilizando el diagrama para comprobar los valores de reajuste se asegura que estas condiciones no pueden producirse.

Los aparatos pueden solamente operar dentro de la gama mostrada en el diagrama.

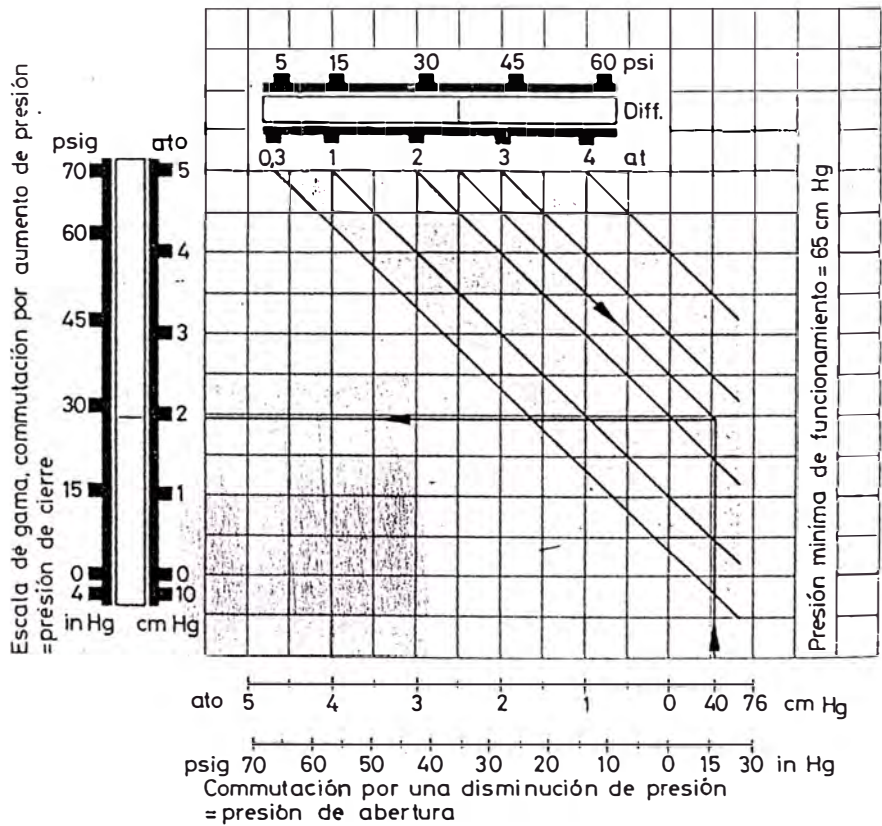
MP 15, MP 15A, lado de baja presión



Ejemplo:

- Presión de corte requerida (Presión de accionamiento mínima) 40 cm Hg
- Diferencial requerida 2,5 atm.
- Presión de cierre (presión de accionamiento máxima con arreglo al diagrama) 2,0 atm.

MP 25, lado de baja presión



Separadores de aceite OUB

Introducción

El separador de aceite OUB se utiliza en todas las instalaciones de refrigeración donde se desea tener la seguridad de que el aceite lubricante del compresor vuelva directamente al cárter del compresor bajo todas las condiciones de funcionamiento. De esta manera, se impide que el aceite de lubricante procedente del compresor pueda circular con el refrigerante en el sistema de refrigeración propiamente dicho.

Ventajas

- Impide que se quemé el compresor por falta de aceite en el cárter
- Prolonga la vida operativa del compresor
- Mejor aprovechamiento de la capacidad del condensador (ninguna concentración de gas de aceite)
- Amortiguación de pulsaciones y de ruido en el lado de alta presión de la instalación

Características técnicas

Refrigerantes

R 12, R 22, R 134a, R 502 etc.

Presión de trabajo máx.

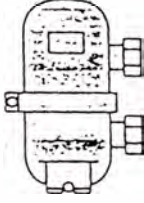
MWP = 22 bar

Presión de prueba máx. *

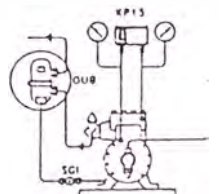
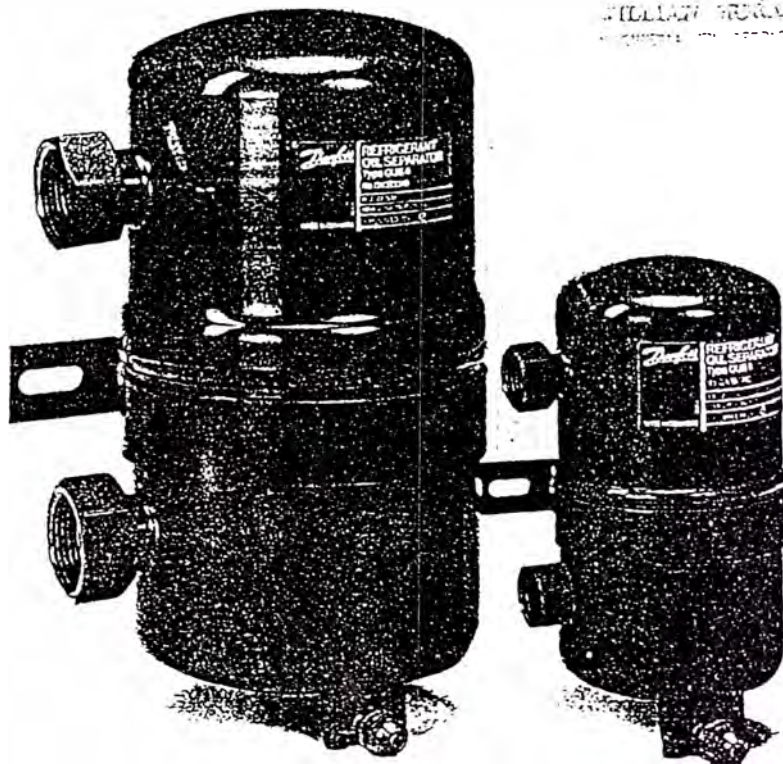
p' = 33 bar

* Todas las versiones satisfacen los requisitos de «Underwriters» para una presión de estallido de 110 bar.

Medios

Símbolo	Versión	Conexión pulg.	Capacidad nominal* kW				Tipo	Nota código para OUB + conectores (paso recto)
			R 12	R 22	R 134a	R 502		
	Abocardada	3/8	2,3	3,1	2,7	3,5	OUB 1	40B0010 + 2 x 40B0132
	Soldar cobre	3/8						40B0010 + 2 x 40B0140
	Abocardada	1/2						40B0010 + 2 x 40B0134
	Soldar cobre	1/2						40B0010 + 2 x 40B0142
	Abocardada	5/8						40B0010 + 2 x 40B0136
	Soldar cobre	5/8						40B0010 + 2 x 40B0144
	Sin conectores			40B0010				
	Abocardada	5/8	8,8	11,6	10,5	12,8	OUB 4	40B0040 + 2 x 40B0256
	Soldar cobre	5/8						40B0040 + 2 x 40B0266
	Abocardada	3/4						40B0040 + 2 x 40B0258
	Soldar cobre	3/4						40B0040 + 2 x 40B0268
	Soldar cobre	7/8						40B0040 + 2 x 40B0270
	Abocardada	1						40B0040 + 2 x 40B0260
	Soldar cobre	1						40B0040 + 2 x 40B0272
Soldar cobre	1 1/8	40B0040 + 2 x 40B0274						
Sin conectores			40B0040					

Valores orientativos.



El filtro deshidratador Danfoss *Eliminator*® para línea de líquido protege las instalaciones de refrigeración y Aire acondicionado contra la Humedad, ácidos e impurezas que ocasionan severos daños a los componentes de tu instalación.

Características principales que componen al Filtro:

Núcleo

Su diseño garantiza una larga vida a tu sistema, su combinación insuperable proporciona cualidades como:

- ▶ Alta capacidad en absorción de humedad y ácidos dentro del sistema de refrigeración.
- ▶ No genera desprendimientos de polvos abrasivos.
- ▶ Amplia gama para cada tipo de refrigerante HCFC, HFC y CFC (R-22, R-134a, R-404a, R-507, R-12, R-407C etc).

Carcasa

La robustez de su carcasa asegura la correcta operación del filtro deshidratador, proporciona las siguientes características que marcan la diferencia de otras marcas:

- ▶ Amplia gama en tamaños y conexiones (flare y soldar).
- ▶ Acabado con pintura en polvo de alta resistencia a la corrosión, puede ser utilizado en cualquier tipo de entornos, incluidas aplicaciones marinas.
- ▶ Tamaño compacto de 3 pulgadas cúbicas ideal para unidades de refrigeración y Aire Acondicionado.

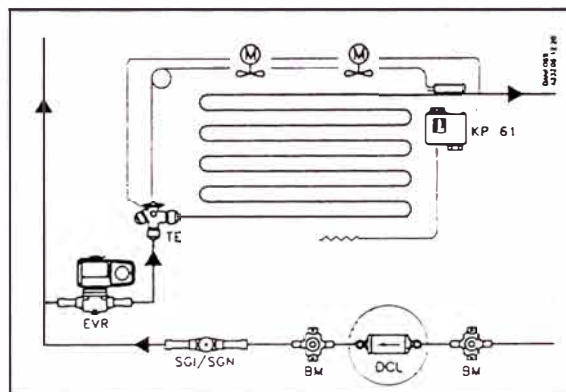
Filtro

Cumple al 100% su función de retener cualquier contaminante que puedan dañar el sistema, no los mantenga en su sistema por más tiempo ¡¡elimínelos ya!!

- ▶ Gran capacidad de retención de partículas tan pequeñas como 0.001 pulgadas.
- ▶ Mínima pérdida de carga o mínima caída de presión.

Filtro deshidratador tipo DCL. (Drier Combined Liquid).
(Núcleo sólido compuesto por 80% Tamiz molecular y 20% alumina activada de 3 Å).

- Alta capacidad en absorción de humedad y ácidos.
- Recomendado principalmente para aplicarse en sistemas que contengan aceite mineral o alkybenceno.
- Adecuados para instalaciones que funcionan con altas temperaturas de condensación y exigen una gran capacidad de secado.
- Se sugiere la instalación de este tipo de filtro DCL en sistemas con poliolester y aditivos, úsese temporalmente mientras se absorben los ácidos
- Hasta cuatro veces mejor capacidad de absorción de humedad que los filtros tradicionales de alumina activada, tanto en altos niveles de humedad como en niveles bajos.



Tipo DCL (80% tamiz molecular, 20% alumina activada).

Modelo	Conexión	Código Roscar/Soldar	Capacidad en Línea de Líquido (TRV)		
			R-22	R-12	R-502
DCL032 / 032s	1 / 4"	023Z5075 / 023Z5013	2.00	1.70	1.42
DCL033 / 033s	3 / 8"	023Z5089 / 023Z5011	5.40	4.00	3.00
DCL052 / 052s	1 / 4"	023Z5002 / 023Z5018	2.30	1.70	1.50
DCL053 / 053s	3 / 8"	023Z5003 / 023Z5019	5.50	4.30	4.00
DCL082 / 082s	1 / 4"	023Z5004 / 023Z5022	2.30	1.70	1.50
DCL083 / 083s	3 / 8"	023Z5005 / 023Z5023	6.00	4.30	4.00
DCL084 / 084s	1 / 2"	023Z5006 / 023Z5026	8.25	6.30	5.70
DCL162 / 162s	1 / 4"	023Z5007 / 023Z5028	2.30	1.70	1.42
DCL163 / 163s	3 / 8"	023Z5008 / 023Z5029	6.83	5.00	4.50
DCL164 / 164s	1 / 2"	023Z5009 / 023Z5032	9.40	6.83	6.26
DCL165 / 165s	5 / 8"	023Z5010 / 023Z5033	13.40	10.00	8.53
DCL303 / 303s	3 / 8"	023Z0012 / 023Z0030	6.60	5.00	4.26
DCL304 / 304s	1 / 2"	023Z0013 / 023Z0031	9.70	7.00	6.26
DCL305 / 305s	5 / 8"	023Z0014 / 023Z0032	14.00	10.50	9.39
DCL413F	3 / 8"	023Z0101	7.50	5.70	5.00
DCL414 / 414s	1 / 2"	023Z0102 / 023Z0104	10.00	7.40	6.50
DCL415 / 415s	5 / 8"	023Z0103 / 023Z0105	16.50	12.00	10.50
DCL607s	7 / 8"	023Z0036	24.00	17.92	15.00
DCL609s	1 1 / 8"	023Z0037	28.00	20.77	18.00
DCL757s	7 / 8"	023Z0115	26.00	19.50	17.00
DCL759s	1 1 / 8"	023Z0116	30.00	22.50	19.40

Información de acuerdo a ARI 710-86 con Te = -15 °C, Tc = 30 °C y Op = 0.07 Bars = 1.0 psi.

Válvula de Expansión Danfoss.

Las válvulas de expansión termostática regulan la inyección de refrigerante líquido a los evaporadores. Este tipo de válvula de expansión es utilizada especialmente en la inyección de líquido a evaporadores "secos", donde el sobrecalentamiento a la salida del evaporador es proporcional a la carga térmica en el mismo.

Ventajas:

- Usted puede modificar la capacidad sin necesidad de cambiar el cuerpo de la válvula de expansión.
- Cubre hasta 80 capacidades diferentes con la versatilidad de manejar el orificio y el cuerpo de la válvula por separado.
- Amplio rango de capacidad desde 0.16 hasta 5.0 T.R.
- Única con amplio Rango (N) de temperatura para diferentes aplicaciones con un solo cuerpo.

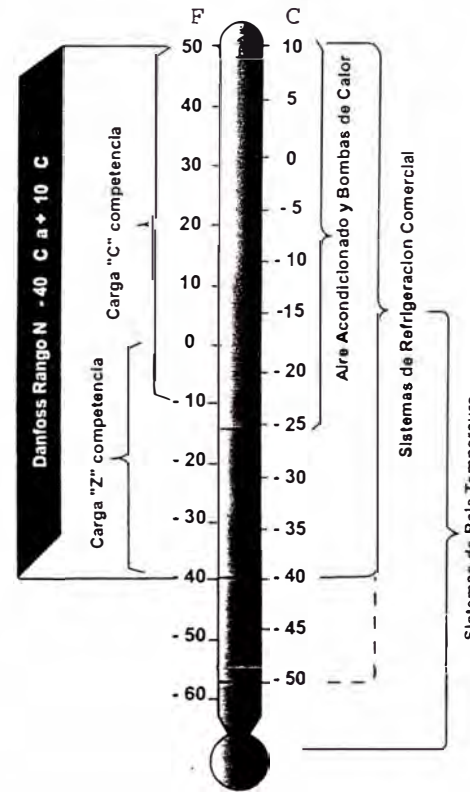
Alta temperatura.
Media Temperatura.
Baja Temperatura.

- Diseño único en el mercado con bulbo sensor y capilar de acero inoxidable que proporciona alta resistencia a la vibración.
- Bulbo sensor de doble contacto, lo cual ayuda a una rápida y precisa reacción a los cambios de temperatura en la salida del evaporador diseño único y existente, tecnología propia de Danfoss.
- Proceso único de soldadura láser de elemento termostático y diafragma que permite una larga vida útil.
- Hasta 5 veces más resistente y precisa en operación que las válvulas convencionales.

Características:

- La familia de válvulas de expansión T-2 esta diseñada para refrigerantes R-12, R-502, R-22, R-134a y R-404A.
- 8 orificios intercambiables con cuerpo de acero y filtro de bronce para mayor durabilidad.
- Diseño compacto y Maquinado de alta precisión en toda la válvula.
- Pueden ser equipadas con Igualador de presión Interno y externo.
- Conexiones roscables.
- Orificio con filtro desmontable para facilitar el mantenimiento.

de evaporación
 - 40 °C a + 10 °C.



Una sola carga para todas las aplicaciones con la válvula de expansión



Tipo de Igualación	Válvula de Expansión conexión roscable	R-12	R-22	R-134a	R-404A	
Interna	T-2	068Z3202	068Z3206	068Z3212	068Z3346	068Z3400
Externa	TE-2	068Z3204	068Z3209	068Z3215	068Z3348	068Z3403

# Orificio	Código Danfoss	R-12	R-22	R-134a	R-404A
0X	068-2002		0.15		0.11
00	068-2003	0.20	0.30	0.20	0.25
01	068-2010	0.30	0.70	0.30	0.50
02	068-2015	0.50	1.00	0.60	0.80
03	068-2006	1.00	1.50	1.00	1.30
04	068-2007	1.50	2.30	1.50	1.90
05	068-2008	2.00	3.00	2.00	2.50
06	068-2009	3.00	4.50	3.00	2.60

una válvula de expansión con orificio intercambiable Danfoss.

- Facilidad de manejo en selección de capacidades.
- Evita reemplazar una válvula de expansión por error en selección de capacidad, únicamente seleccionar el orificio adecuado.
- Maniobrabilidad del capilar en acero inoxidable al momento de instalar el bulbo sensor a la salida del evaporador evitando torceduras o fallas en capilar.
- Obtener un producto con la mejor calidad, diseño y tecnología a nivel mundial.

¿ Cómo ordenar ?

Ejemplo 1:

Válvula de expansión R-22 Igualador externo capacidad de 1.0 T.R. roscable.

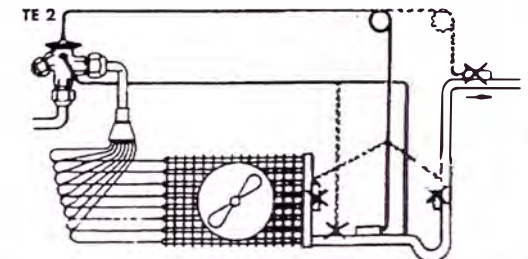
Selección: válvula 068Z3209 TEX-2 Cuerpo válvula R-22 Igualador Ext. + Código 068-2006 Orificio 03.

Ejemplo 2:

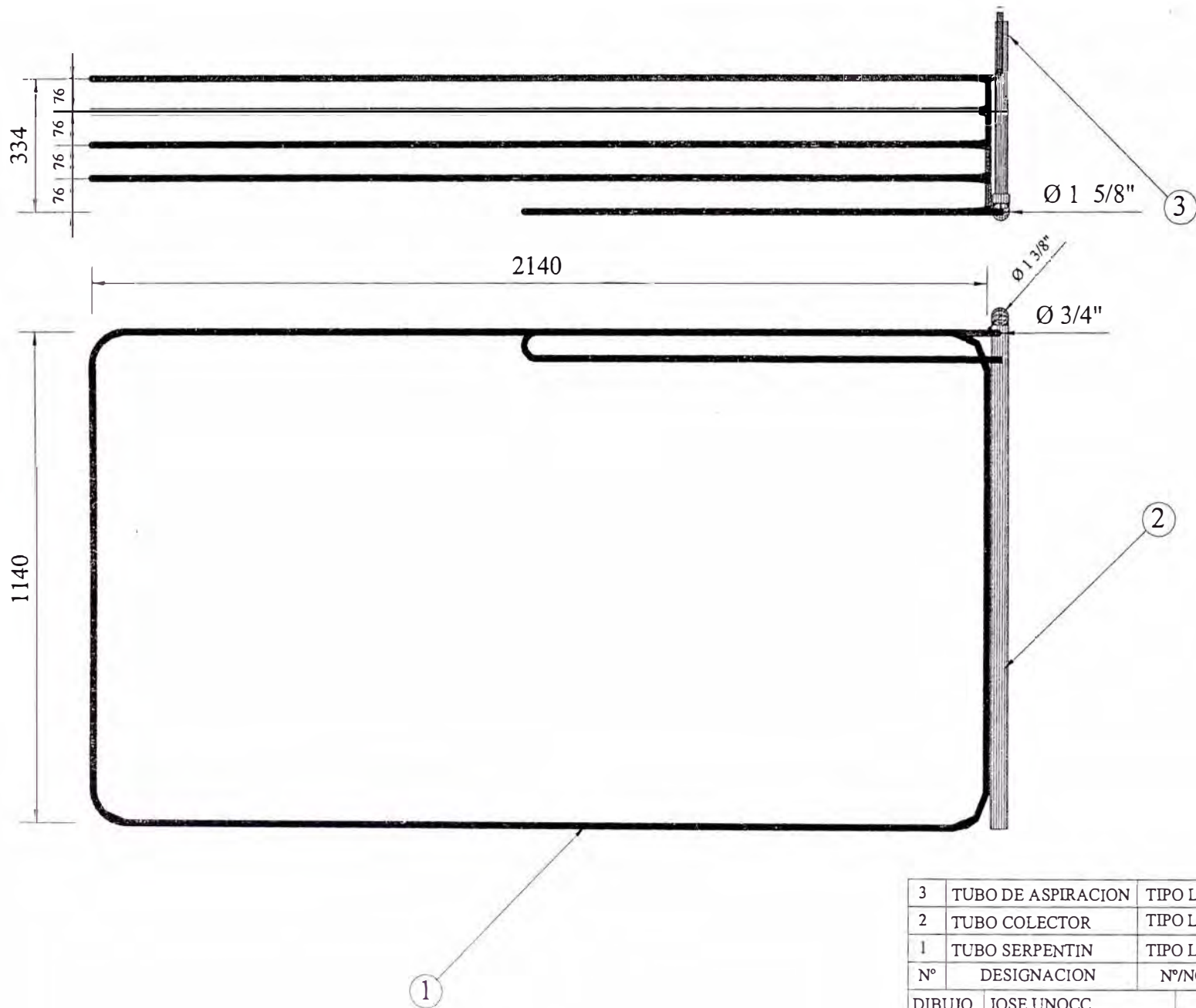
Válvula de expansión R-22 Igualador externo capacidad de 3.0 T.R. roscable.

Selección: Código 068Z3209 TEX-2 Cuerpo válvula R-22 Igualador Ext. + Código 068-2008 Orificio 05.

Instalación Correcta del bulbo sensor de la válvula de expansión termostática.





PLANOS

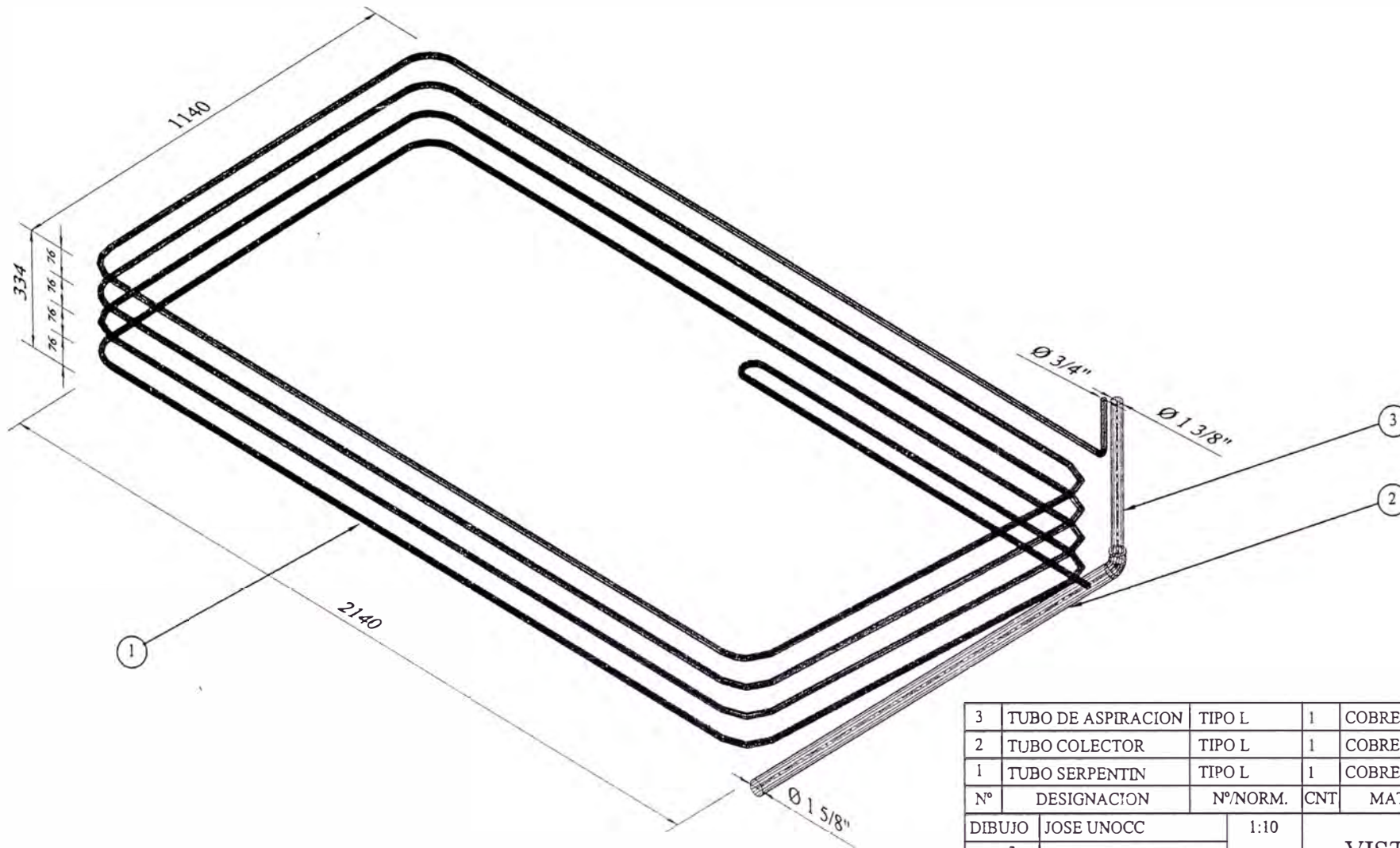


N°	DESIGNACION	N°/NORM.	CNT	MATERIAL	PESO	ANOTACION
3	TUBO DE ASPIRACION	TIPO L	1	COBRE		Ø 1-3/8"X700
2	TUBO COLECTOR	TIPO L	1	COBRE		Ø 1-5/8"X1140
1	TUBO SERPENTIN	TIPO L	1	COBRE		Ø 3/4"X34000

DIBUJO	JOSE UNOCC	1:10
DISEÑO	AGUSTIN CCANTO	ESC.
APROBO		JUNIO_06
NORMA		FECHA

**VISTAS ORTOGONALES
ANILLO N° 1**


 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	PLANO	
	SUSTITUYE A:	
	SUSTITUIDO POR:	

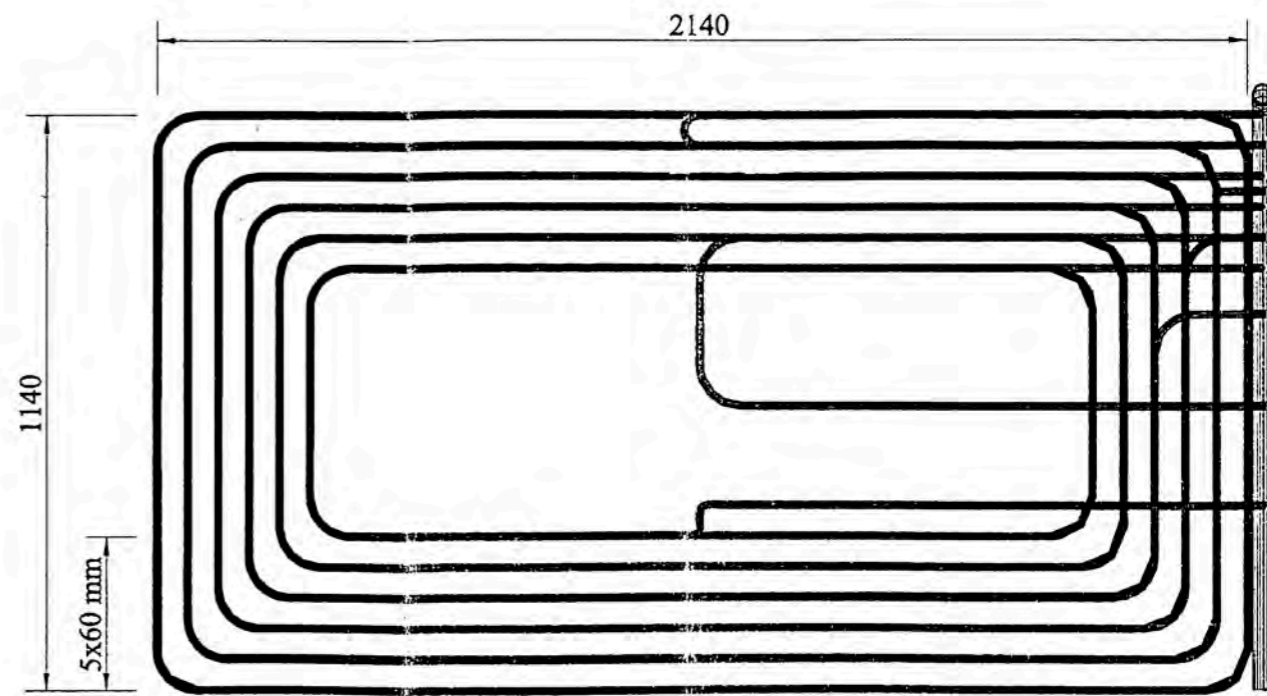
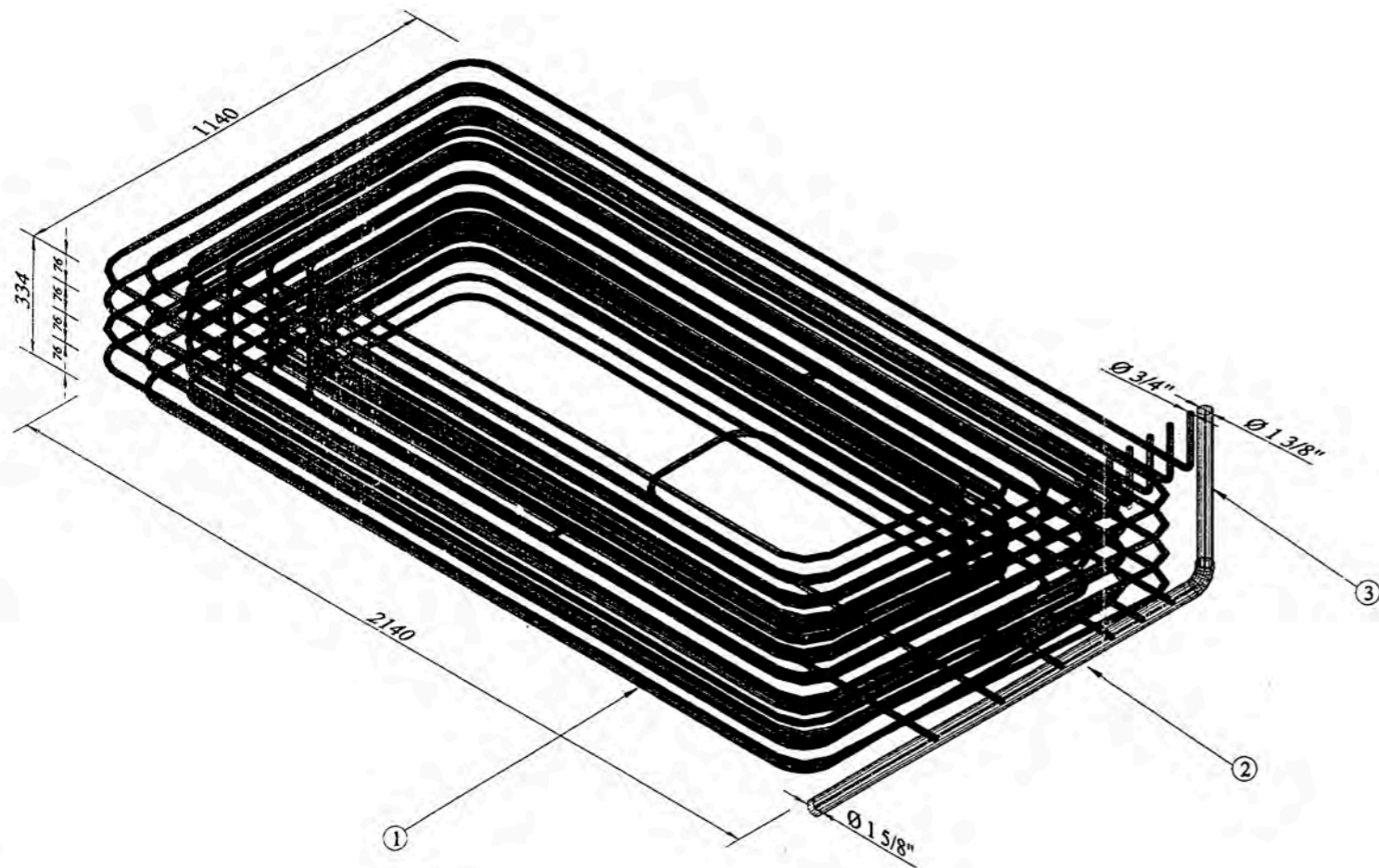


3	TUBO DE ASPIRACION	TIPO L	1	COBRE		Ø 1-3/8"X700
2	TUBO COLECTOR	TIPO L	1	COBRE		Ø 1-5/8"X1140
1	TUBO SERPENTIN	TIPO L	1	COBRE		Ø 3/4"X34000
Nº	DESIGNACION	Nº/NORM.	CNT	MATERIAL	PESO	ANOTACION

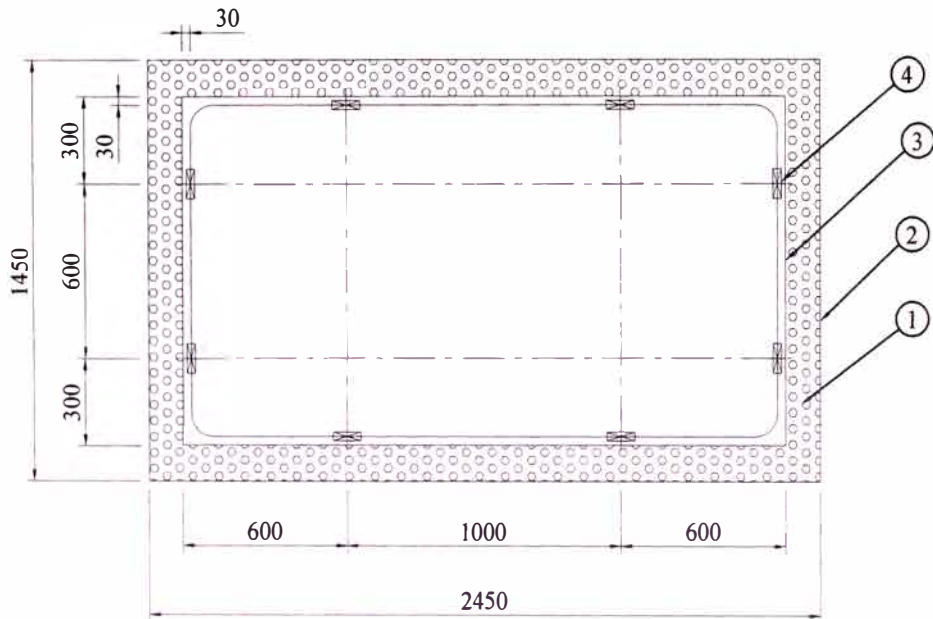
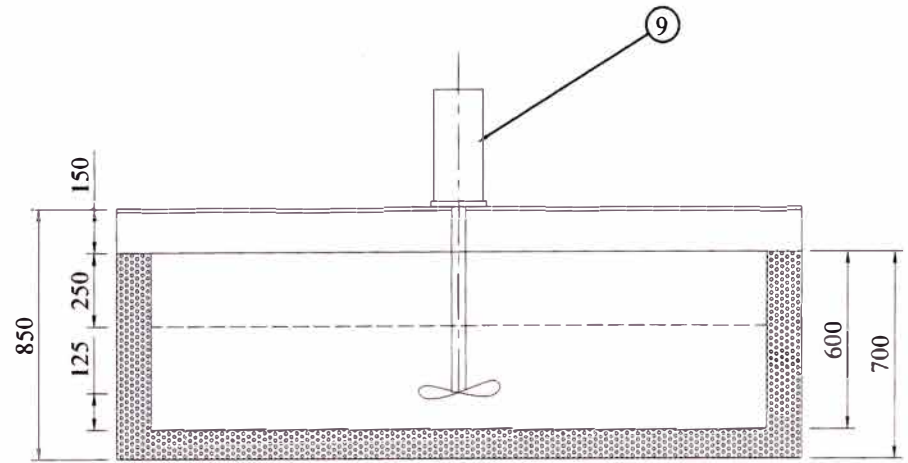
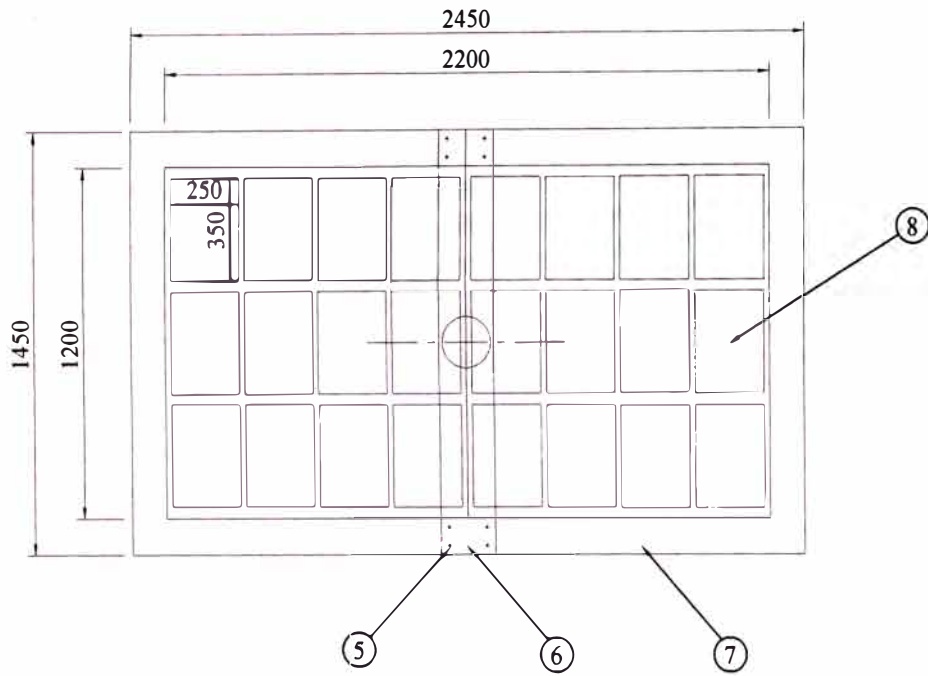
DIBUJO	JOSE UNOCC	1:10
DISEÑO	AGUSTIN CCANTO	ESC.
APROBO		JUNIO_06
NORMA		FECHA

VISTA ISOMETRICA
ANILLO Nº 1

 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	PLANO	2
	SUSTITUYE A:	
	SUSTITUIDO POR:	




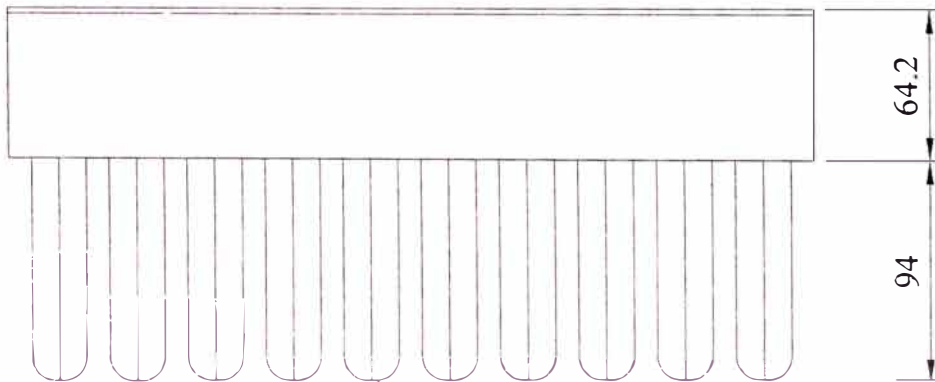
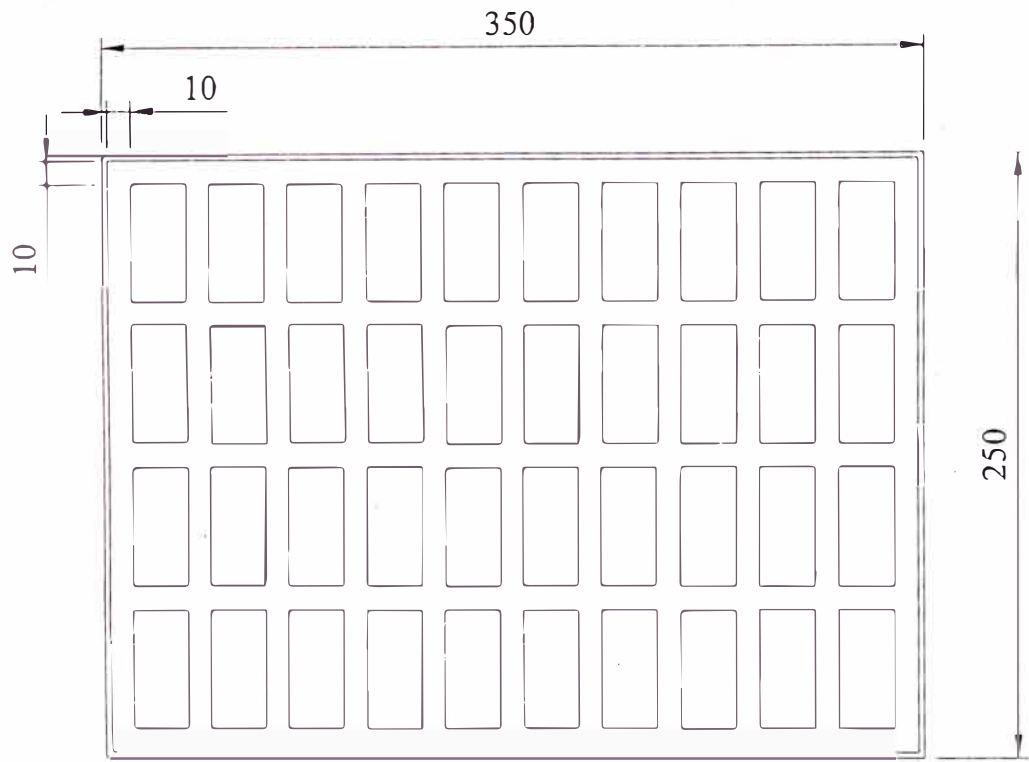
3	TUBO DE ASPIRACION	TIPO L	1	COBRE	Ø 1-3/8"X700	
2	TUBO COLECTOR	TIPO L	1	COBRE	Ø 1-5/8"X1100	
1	TUBO SERPENTIN	TIPO L	1	COBRE	Ø 3/4"X34000	
Nº	DESIGNACION	Nº/NORM.	CNT	MATERIAL	PESO	ANOTACION
DIBUJO	JOSE UNOCC	1:10	VISTA ISOMETRICA TOTAL Y VISTA DE PLANTA TOTAL			
DISEÑO	AGUSTIN CCANTO	ESC.				
APROBO		JUNIO_06				
NORMA		FECHA				
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA				PLANO	3	
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA				SUSTITUYE A:		
				SUSTITUIDO POR:		



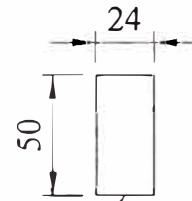
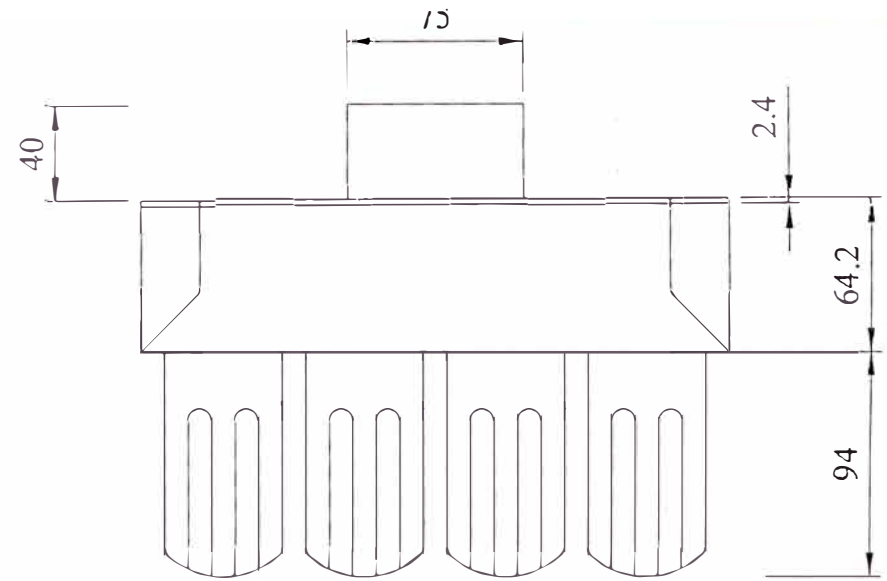
9	MOTOR			DELCROSA		1.5 HP
8	MOLDE	304	24	INOX		PL 3/16"
7	MARCO		1	MADERA		150X7800
6	PUENTE		1	MADERA		1450X200
5	PERNOS		8	Fe.		Ø1/4"x1-1/2"
4	SOPORTE		8	MADERA		4"X8"X15-1/8"
3	TANQUE	304		INOX		PL 1/8"
2	FORRO EXTERIOR	304		INOX		PL 1/16"
1	AISLANTE			TEKNOPOR		PL 4"
N°	DESIGNACION	N°/NORM.	CNT.	MATERIAL	PESO	ANOTACION

DIBUJO	JOSE UNOCC	1:20	ENSAMBLAJE DEL TANQUE			
DISEÑO	AGUSTIN CCANTO	ESC.				
APROBO		JUNIO_06				
NORMA		FECHA				


	UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA	PLANO	4
	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	SUSTITUYE A:	
		SUSTITUIDO POR:	



40 UNIDADES



PL 0.4 mm
40 UNIDADES X BANDEJA

1	MOLDE	304	24	INOX		PL 3/16"
N°	DESIGNACION	N°/NORM.	CNT	MATERIAL	PESO	ANOTACION
DIBUJO	JOSE UNOCC	1:2.5	BANDEJAS PARA SORBETE			
DISÑO	AGUSTIN CCANTO	ESC.				
APROBO		JUNIO_06				
NORMA		FECHA				
 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA				PLANO		5
				SUSTITUYE A:		