

# Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



## “ Análisis Comparativo Técnico - Económico de los Sistemas de Desescarche por Resistencia Eléctrica y por Gas Caliente en las Unidades de Evaporación en una Planta Frigorífica ”

T E S I S

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECANICO

**LUIS GONZALO ZEGARRA DEL CARPIO**

PROMOCION: 1983 - 2

## TABLA DE CONTENIDOS

	PAG.
PROLOGO . . . . .	1
1.- INTRODUCCION . . . . .	5
2.- DESCRIPCION DE LAS CAMARAS FRIGORIFICAS . . . . .	9
2.1 Dimensiones, usos y temperaturas . . . . .	10
2.2 Aislamiento térmico . . . . .	15
3.- CALCULOS Y SELECCION DE EQUIPOS . . . . .	27
3.1 Principios de refrigeración mecánica . . . . .	27
3.2 Descripción del principio de desescarche por resisten <u>cia</u> eléctrica . . . . .	49
3.3 Descripción del principio de desescarche por gas ca liente . . . . .	50
3.4 Cálculo de las cargas térmicas . . . . .	57
3.5 Selección de equipos y accesorios . . . . .	101
3.5.1 Con deshielo por resistencias eléctricas . . . . .	104
3.5.2 Con deshielo por gas caliente . . . . .	135
4.- COMPARACION ENTRE AMBOS SISTEMAS . . . . .	145
4.1 Aspectos Técnicos . . . . .	145
4.2 Aspectos económicos . . . . .	166
CONCLUSIONES . . . . .	220
BIBLIOGRAFIA . . . . .	223
PLANOS	
APENDICE	

-----

## P R O L O G O

El presente trabajo se desarrolló simultáneamente con el montaje electromecánico y puesta en marcha de una planta frigorífica, ubicada en la Provincia Constitucional del Callao.

El autor de la presente tuvo a su cargo el montaje mecánico de las unidades de evaporación, aerocondensadores, sistemas automáticos de control y tuberías que conforman parte del sistema de esta planta.

Primeramente, se hablará sobre las limitaciones, ventajas y desventajas de hacer el estudio o replanteo de un proyecto el cual ya se está realizando.

Se iniciara el presente trabajo describiendo las cámaras frigoríficas que conforman esta planta.

Las dimensiones de las cámaras no estan sujetas a ningun parámetro si no simplemente al sentido común de poder ubicar un cierto número de cámaras en un área determinada, tratando de hacer la disposición de planta lo más funcional posible y agrupando las cámaras de similar temperatura interior lo más cerca posible y ubicando la sala de recepción y el tunel de congelado, que aparte de ser utilizado para la propia planta, podrá dar servicio a terceros, lo más cerca posible a la zona de embarque.

/...

Los volúmenes o capacidades de almacenamiento de las cámaras han sido considerados para cada régimen de conservación, en base a densidades de almacenamiento en áreas netas obtenidas en forma práctica.

Las temperaturas seleccionadas son las más adecuadas para almacenar productos alimenticios perecibles, para periodos cortos y largos de almacenamiento.

Los productos a almacenar son de gran demanda en el mercado nacional y sus temperaturas de entrada suponen que en algunos casos ya han sido sometidos a procesos parciales o totales de congelamiento.

Se usan dos modalidades de aislamiento, en el 1º piso se emplean paneles prefabricados de poliuretano inyectado, forrado por ambos lados con planchas de fierro galvanizado, y en el sótano planchas de poliestireno expandido pegadas al concreto. En el primer caso se utilizaron por su funcionabilidad para el montaje y para obtener un mayor volumen interior. Además estos paneles son utilizados como divisiones entre cámaras adyacentes. En el segundo caso se utilizó poliestireno por ser lo más apto, y económico, en cuanto a instalación para este tipo de cámaras.

En cada caso se estudiará el comportamiento de la pérdida de calor y los espesores de aislamiento ideales recomendados en forma práctica.

Más adelante, en el tercer capítulo, se ofrecerán los conceptos básicos de refrigeración indicando las herramientas básicas para el estudio teórico de los procesos de refrigeración, también se indicará el comportamiento del refrigerante en las diferentes etapas que conforman el proceso de refrigeración, así como los equipos y accesorios principales que intervienen en cada etapa.

Se planteará un sistema de refrigeración conformada por una unidad de condensación, compresor y condensador, y dos evaporadores trabajando a diferentes temperaturas, para este sistema se mencionarán los accesorios que complementan el sistema, los que hacen posible la

/...

automatización del trabajo de este sistema.

El sistema planteado representa, en forma condensada, a la planta frigorífica en estudio.

Seguidamente se describirán los diversos sistemas de desescarche utilizados, pero detallando, ayudándose de esquemas y gráficos, los métodos de desescarche en estudio.

Para una correcta selección de equipos y accesorios se hace necesario el conocimiento de las cargas térmicas de las cámaras a las cuales se rñan sometidas los elementos mencionados, para esto se ha elaborado un método muy detallado y didáctico que ayuda a determinar las cargas térmicas de cada cámara.

En lo posible se ha tratado de contemplar todos los casos y combinaciones de refrigeración y temperaturas interiores en cámaras.

Una vez que se ha determinado tanto las temperaturas interiores, las cargas térmicas y los productos a almacenar en cada cámara, se hace una selección de equipos y accesorios en base al deshielo por resistencias eléctricas posteriormente es base a lo seleccionado en el primer caso se hace una selección de los equipos y accesorios adicionales que se necesitarán para utilizar el método de deshielo por gas caliente.

En la última parte del trabajo se hace una comparación detallada de los dos sistemas. Para esto lo primero que se determinará es el volumen o peso de agua que se solidifica en las unidades de evaporación de cada cámara debido a cambios de aire y a la deshidratación de los productos almacenados.

Luego se hace una comparación de operatividad y mantenimiento de ambos sistemas.

/...

Después como factor principal hacemos una comparación de los costos iniciales de equipos y montajes en cada caso así como los costos de operación.

Finalmente se hará un resumen de todas las conclusiones tanto técnicas y económicas referidas a los términos de montaje, equipos y operatividad de cada sistema.

-----

## CAPITULO I

### INTRODUCCION

El propósito principal de este trabajo es determinar cual es el método más adecuado para realizar el descongelado en las unidades de evaporación de la presente planta frigorífica.

El factor determinante para decidir sobre el método correcto es el aspecto económico. Como los dos métodos de desescarche son automáticos el aspecto técnico o de operatividad no es factor que influya en la decisión final.

En este trabajo lo que se hace inicialmente es comprobar la selección de los equipos, aislamiento y demás factores que forman parte de este sistema.

Se hallará las cargas térmicas para seleccionar las unidades de evaporación, compresores, aerocondensadores y demás accesorios y controles automáticos.

Se recopilará información técnica de todos los equipos y accesorios - utilizados en la presente planta frigorífica para comprobar que sus - capacidades nominales son equivalentes a las requeridas por el producto a almacenar.

/...

El volumen de movimiento diario de carga en las cámaras, es dado a partir de valores prácticos, pero no son absolutos, pueden haber variaciones, dependiendo de la política seguida por la gerencia de planta pero esto no implicará que los equipos seleccionados quedarán sobredimensionados o de capacidades muy pequeñas, obviamente que estas variaciones no pueden ser exageradas, puesto que estarían limitadas por el volumen interior de las cámaras.

Cuando hubiese un mayor movimiento de carga, simplemente el equipo-trabajaría durante más tiempo al día, y los procesos de deshielo automático evacuarían más agua de los difusores.

Si el movimiento de carga fuese menor, el evaporador trabajaría el tiempo necesario para obtener la temperatura deseada.

Los tres compresores seleccionados trabajan en paralelo pero de acuerdo a sus capacidades, un compresor puede abastecer a la planta de refrigerante a condiciones normales de trabajo, un segundo compresor, cualquiera de ellos, puede trabajar unicamente con el tunel quedando el tercer compresor como reserva por si hubiese alguna dificultad con los otros dos compresores.

En ambos casos el deshielo se realiza automáticamente y durante los mismos lapsos de tiempo.

El aspecto principal del trabajo es determinar, en cada caso, la cantidad de energía que se requiere para realizar el deshielo. En primer lugar se calculará la cantidad de agua que se congela en las unidades de evaporación.

El agua que se congela proviene principalmente de dos fuentes:

La humedad que ingresa a la cámara junto con el aire ambiental cada vez que se abre la puerta de la cámara frigorífica.

- La humedad proveniente de la deshidratación de los productos almacenados en ella.

/...

La primera fuente de agua puede cuantificarse mediante los diagramas de Molier adjuntos y conociendo tanto las temperaturas interiores y ambientales como las humedades relativas de los mismos ambientes.

El agua proporcionada por la deshidratación de los productos almacenados en las cámaras se cuantifican mediante valores recomendados obtenidos en tablas adjuntas.

Una vez que se haya determinado la cantidad de agua que se congela - diariamente en las unidades de evaporación, se asumirá un intervalo de tiempo entre cada descongelado, obtenido en forma práctica.

A continuación se cuantificará la energía para descongelar el volumen de agua anteriormente encontrado.

En el primer caso, se cuantificará la cantidad de energía eléctrica necesaria que debe aplicarse a las resistencias eléctricas, aplicando la primera ley de la Termodinámica, para descongelar las unidades de evaporación.

En el segundo caso se cuantificará la energía adicional que debe aplicarse a los compresores para tener la presión necesaria en la descarga para hacer funcionar el sistema de desescarche de gas caliente, también se cuantificará el ahorro de energía en los aercondensadores debido a la condensación parcial del gas caliente en los evaporadores al momento de realizar el descongelado.

Se debe indicar que no se establecerá un modelo matemático exacto que describa el comportamiento real del proceso de descongelado por el método de gas caliente, debido a la cantidad y complejidad de las variables que intervienen en el descongelamiento, por lo tanto se asumirá que siempre se tendrá calor disponible y se establecerá un modelo simplificado para cuantificar la energía requerida para realizar el deshielo.

Finalmente se determinará cual es el costo específico, por Kg. de

/...

hielo, de la energía requerida para el deshielo en cada caso.

Después considerando los costos iniciales se determinará los rangos de tiempo en los cuales un método es más conveniente que el otro para poder decidir cual método utilizar.

## CAPITULO II

### DESCRIPCION DE LAS CAMARAS FRIGORIFICAS

La presente Planta Frigorífica consta de 02 niveles, 1° piso y sótano. En el 1° piso existen 11 cámaras refrigeradas y en el sótano existen 02 cámaras refrigeradas. Las 11 cámaras refrigeradas del 1° piso es tan constituidas de la siguiente forma:

- 01 Cámara de despiece, con una temperatura interior de 12°C, en esta cámara se reciben los productos a almacenar en la planta, aquí se realiza el desempaque, selección e instalación del producto en los recipientes adecuados para su almacenaje.
- 01 Tunel de congelación, esta cámara cumple con la función de congelar el producto que ingresa a ella, de acuerdo a la temperatura de conservación del mismo.
- 05 Cámaras de conservación de congelados con una temperatura interior de -20°C de diversas medidas.
- 03 Cámaras de conservación de refrigerados con una temperatura interior de 0°C de diversas medidas.
- 01 Cámara bi-tempera de 0°C y -20°C con cambio manual de temperatura interior.

Las cámaras (02) existentes en el sótano, están constituidas de la siguiente manera:

/...

- 01 Cámara de conservación de congelados con una temperatura interior de  $- 20^{\circ}\text{C}$ .
- 01 Cámara bi-tempera de conservación de refrigerados con una temperatura interior de  $2^{\circ}\text{C}$  y  $5^{\circ}\text{C}$  con cambio manual de temperatura interior.

## 2.1 Dimensiones, usos y temperaturas.

Las cámaras han sido dimensionadas considerando el área total del terreno donde se contruirá el frigorífico, tratando de ubicar las cámaras, con igual temperatura interior lo más cerca posible, dejando un área libre para la zona de embarque, sala de máquinas y oficinas. Las temperaturas interiores se han seleccionado tomando en cuenta las temperaturas interiores más utilizadas en la conservación de productos perecibles. Se usa la temperatura interior de  $- 20^{\circ}\text{C}$  porque de acuerdo a la tabla N° 3.3 a la temperatura de  $- 15^{\circ}\text{C}$  a  $- 18^{\circ}\text{C}$  se puede almacenar carne de res congelada hasta por un periodo de 6 a 9 meses sin que el producto almacenado sufra alguna alteración negativa, se requiere  $- 20^{\circ}\text{C}$  para asegurar que en toda la cámara, incluso en los lugares más alejados del evaporador, exista la temperatura requerida de almacenamiento. Se usa la temperatura interior de  $0^{\circ}\text{C}$  porque de acuerdo a la tabla anterior a una temperatura de  $+ 1^{\circ}\text{C}$  a  $0^{\circ}\text{C}$  se puede conservar carne refrigerada hasta por un tiempo de 05 semanas sin que el producto sufra alguna alteración negativa.

La constitución física de las paredes de las cámaras ubicadas en el primer piso, estan formadas por paneles de poliuretano inyectado, asimismo, los pisos y techos, ver fig. N° 2.1, en cambio las paredes, piso y techo de las cámaras que estan ubicadas en el sótano, estan constituidos por planchas de tecnopor que esta adherido a las paredes de concreto que conforman la estructura del edificio.

Para el transporte del producto refrigerado entre el sótano y el primer piso, se ha instalado un montacarga de 05 Ton. de ca-

/...

pacidad de carga.

Los espesores del aislamiento de las paredes, piso y techo se han seleccionado con el criterio de espesor económico de aislamiento.

A continuación se hará un resumen con las características básicas de cada cámara, ubicadas en el 1° piso.

- CAMARA N° 01

Conservación de congelados	
Dimensiones interiores	18 x 7.5 x 5 m.
Producto a conservar	Carne de Res
Capacidad de almacenamiento	150 TM
Entrada Diaria	55 TM
Temperatura entrada	- 10°C
Temperatura régimen	20°C

- CAMARA N° 02

Conservación de congelados	
Dimensiones interiores	18 x 8.5 x 5 m.
Producto a conservar	Carne
Capacidad de almacenamiento	175 TM
Entrada diaria	56 TM
Temperatura entrada	- 10°C
Temperatura régimen	20°C

- CAMARA N° 03

Conservación de congelados	
Dimensiones interiores	18 x 11.5 x 5 m.
Producto a conservar	Carne
Capacidad de almacenamiento	270 TM
Entrada diaria	88 TM
Temperatura entrada	- 10°C
Temperatura régimen	- 20°C

/...

- CAMARA N° 04

Conservación de congelados	
Dimensiones interiores	21.5 x 8.5 x 5 m.
Producto a conservar	Pescado
Capacidad de almacenamiento	250 TM
Entrada diaria	77 TM
Temperatura entrada	- 10°C
Temperatura régimen	20°C

- CAMARA N° 05

Conservación de congelado	
Dimensiones interiores	17.5 x 7.5 x 5 m.
Producto a conservar	Carne
Capacidad de almacenamiento	165 TM
Entrada diaria	55 TM
Temperatura entrada	- 10°C
Temperatura régimen	20°C

- CAMARA N° 06

Cámara bi-tempera	
Dimensiones interiores	19.5 x 9.5 x 5 m.
<u>1° Caso</u>	
Producto a conservar	Flores
Capacidad de almacenamiento	15 TM
Entrada diaria	5 TM
Temperatura de entrada	+ 25°C
Temperatura régimen	0°C
<u>2° Caso</u>	
Producto a conservar	Carne
Capacidad de almacenamiento	90 TM
Entrada diaria	25 TM
Temperatura entrada	- 10°C
Temperatura régimen	20°C

/...

- CAMARA N° 07

Conservación de refrigerados	
Medidas interiores	11.5 x 9.5 x 5 m.
Producto a conservar	Carne
Capacidad de almacenamiento	26 TM
Entrada diaria	15 TM
Temperatura entrada	+ 15°C
Temperatura régimen	0°C

- CAMARA N° 08

Conservación de refrigerados	
Medidas interiores	12.5 x 8.5 x 5 m.
Producto a conservar	Carne
Capacidad de almacenamiento	24 TM
Entrada diaria	10 TM
Temperatura entrada	+ 15°C
Temperatura régimen	0°C

- CAMARA N° 09

Conservación de refrigerados	
Medidas interiores	10.5 x 8.5 x 5 m.
Producto a conservar	Carne
Capacidad de almacenamiento	21 TM
Entrada diaria	10 TM
Temperatura entrada	+ 15°C
Temperatura régimen	0°C

- CAMARA N° 10

Túnel de congelación	
Medidas interiores	8.5 x 5 x 5 m.
Productos a congelar	Carne de Res y Pescado
Capacidad de congelamiento	10 TM
Temperatura entrada	0/+5°C
Temperatura final prod.	- 20°C

/...

Temperatura final aire - 35% -40°C

- CAMARA N° 11

Sala de despiece refrigerada  
Dimensiones interiores 17.5 x 8.5 x 5 m.  
Temperatura régimen + 12°C

La disposición de planta así como las temperaturas interiores pueden observarse en el plano N° 2.1.

Las cámaras ubicadas en el sótano tienen como características principales las siguientes:

- CAMARA N° 12

Conservación de congelados  
Medidas interiores 42.6 x 20.4 x 4.1 m.  
Temperatura régimen - 20°C  
Entrada diaria 80 TM  
Temperatura entrada - 10°C  
Tiempo enfriamiento 48 horas

- CAMARA N° 13

Conservación de refrigerados  
Dimensiones interiores 10.5 x 9 x 4.1 m.  
Temperatura régimen + 2° / + 5°C  
Entrada mercancía 14/16 TM  
Producto a conservar Vegetales, flores  
Temperatura entrada + 8° / + 10°C  
Tiempo enfriamiento 3 días

La disposición de planta de las cámaras ubicadas se muestran en el plano N° 2.2.

/...

## 2.2 Aislamiento Térmico

Los aisladores térmicos ó aislamientos térmicos consistentes en un solo material, una mezcla de materiales o una estructura compuesta; se seleccionan para reducir la transmisión de calor. La efectividad aislante se juzga sobre la base de la conductividad térmica y depende de la estructura física y química del material. El calor transferido a través de un aislador, ocurre por conducción sólida, conducción por gas y por radiación. La conducción sólida se reduce mediante fibras o partículas pequeñas en el aislamiento de relleno suelto y mediante celdas de pared delgada en las espumas. La conducción por gas se reduce al proveer numerosos poros pequeños (ya sean interconectados o cerrados entre sí) del orden de trayectorias medias libres de las moléculas del gas, al usar como sustitutos gases de baja conductividad térmica o con la evacuación de los poros a una baja presión. La radiación se reduce al agregar materiales que absorben, reflejan o dispersan la energía radiante.

El rendimiento de los aisladores depende de la temperatura de la superficie que los circunda y de su emitancia, la densidad del aislador, el tipo y presión de gas dentro de los poros, el contenido de humedad, la resistencia a los choques térmicos y la acción de las cargas y vibraciones mecánicas. En las aplicaciones temporales hay que considerar la capacidad térmica del aislador (que afecta el régimen del calentamiento o enfriamiento)

La forma de los aisladores puede ser relleno suelto (burbujas, escamas, gránulos, polvos), flexible (mantillas, fieltro, hojas de capas múltiples y tubulares), rígidos (bloques, tableros ladrillos, moldeados especiales, forros para láminas y tubos), pegados con adhesivos o cemento, espumados en el sitio o asperjados.

/...

La selección de los aisladores la dictan la gama de temperaturas de servicio así como los criterios para el proyecto y las consideraciones económicas.

El aislamiento usado en refrigeración a menudo es compuesto. El valor aislante del material de relleno varia casi inversamente como su densidad relativa. Este valor aumenta hasta un punto en el cual el material es demasiado flojo como para permitir la circulación de aire.

Cuando cualquier material fibroso, hasta ahora en uso, se dispone de modo que pese mucho, se obtiene el efecto de un espacio abierto al aire. Esto no es aplicable al material dispuesto en capas, de densidades diferentes, en forma transversal a la dirección del flujo de calor. La sequedad del aislamiento tiene gran importancia.

Se ha considerado, para el montaje de las paredes y techos, paneles de Poliuretano inyectado. Esencialmente constan de una alma de Poliuretano y dos caras exteriores de acabado, ver fig. 2.1.

El Poliuretano se inyecta a presión entre las dos caras del acabado, durante la elaboración del panel. Las caras interior y exterior, pueden ser de acero inoxidable, plancha galvanizada o pintada.

Estos paneles que son usados principalmente como muros-cortina son un excelente aislante térmico, resistente al hielo (+35°C a -35°C), resistente a flexión, vibración, humedad, choque y a gran parte de agentes químicos. Es igualmente neutro, no atacable por termitas, bacterias ni roedores.

Estos paneles estan formados por espuma rígida de poliuretano-inyectado, que forma una estructura celular cerrada y sin ninguna comunicación entre las cavidades alveolares. Como conse-

/...

MARCO

PARED EXTERIOR

POLIURETANO  
INYECTADO

MECANISMO  
OSCILLOCK

PARED INTERIOR

FIG. N° 2,1

DETALLE PANEL

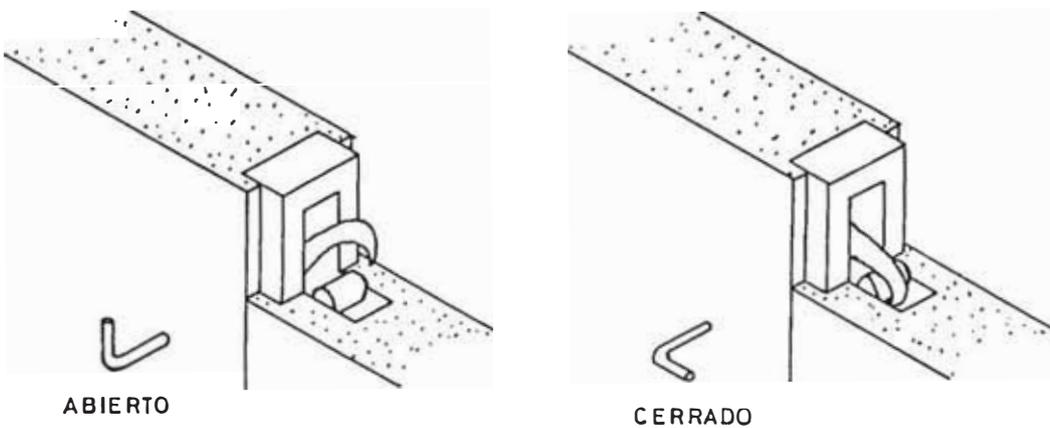


FIG. N° 2,2

DETALLE MECANISMO OSCILLOCK

cuencia de esto, es un material esponjoso pero no es absorbente. Es un material sumamente ligero y su manipulación es sencilla, tanto en lo referente al cortado como a la fijación.

Los paneles pueden suministrarse en cualquier medida, pero en este caso poseen las medidas de 5.4 m. de alto, 1.2 m. de ancho por 16 cm. de espesor, con una densidad aproximada de 37 Kg. - por metro cúbico. Espesor de caras 0.8 mm.

En cuanto a los agentes químicos puede afirmarse que es estable frente al ácido clorhídrico al 36% y 18%; al ácido sulfúrico al 95% y 48%; ácido fosfórico al 90% y 50%; ácido acético al 70% y 30%; así como al alcohol metílico y etílico. Es inestable al ácido nítrico al 68%, bencina, aceites vegetales, mezcla de carburantes, éter y aceite de trementina.

#### Propiedades físicas:

- Coeficiente de conductividad térmica: 0.014 Kcal/mh°C.
- Coeficiente de dilatación: Prácticamente nulo.
- Capilaridad: Prácticamente nula.
- Resistencia a la humedad: Tras una semana de inmersión, absorbe del 1 al 1.2% de su volumen.
- Permeabilidad al vapor acuoso: 0.38 gr/m<sup>2</sup>/h (espesor del panel 3 cm.)
- Resistencia al fuego: Normalmente es combustible, pero se fabrican paneles que son ininflamables.

#### Propiedades mecánicas:

- Resistencia a la compresión: 0.8 - 1.1 Kg/cm<sup>2</sup>.
- Resistencia a la flexión: 0.5 - 3 Kg/cm<sup>2</sup>.
- Resistencia a la cortadura: 10 - 14 Kg/cm<sup>2</sup>.
- Resistencia a las Vibraciones: En el vibrómetro electromagnético. ha permanecido invariable tras cinco millones de vibraciones.

/...

### Conductividad Térmica

La conductividad de calor de los paneles de espuma de poliureta no inyectado es de las más bajas de los materiales empleados en la construcción, su coeficiente a Cero Grados Centígrados es 0.014 Kcal/mh°C. Es un buen material para el aislamiento del frío y calor.

El ensamble de los paneles se realiza accionando los cierres rápidos "oscilock" que ya están incorporados a cada panel, figura 2.2. Estos cierres ejercen una potente tracción que da un perfecto ajuste en la unión de los dos paneles, garantizando la hermeticidad y el buen estado sanitario de la cámara.

La puerta está incorporada en un panel-marco de ubicación variable. Construida en forma similar al panel y lleva una empaquetadura que asegura el cierre hermético. En la puerta se instala un sistema calefactor para evitar el congelamiento del contorno y la condensación en el sector.

La manija de apertura y bisagras son de aleación de aluminio de alta resistencia, específicamente diseñado para trabajo pesado. Para mayor seguridad, el mecanismo de apertura puede accionarse tanto desde el interior como el exterior de la cámara.

Para asegurar la hermeticidad en las uniones se provee empaquetadura esponjosa y sellador de paneles.

En la fig. N° 2.3, podemos observar un esquema de la instalación de los paneles que conforman las cámaras refrigeradas.

Las cámaras frigoríficas que están ubicadas en el sótano, están aisladas por medios de planchas de poliestireno con espesor recomendado para la diferencia de temperatura entre el interior y exterior de la cámara.

En la fig. N° 2.4 puede verse un esquema de como se han forrado las paredes, piso y techo de las cámaras que están ubicadas en

/...

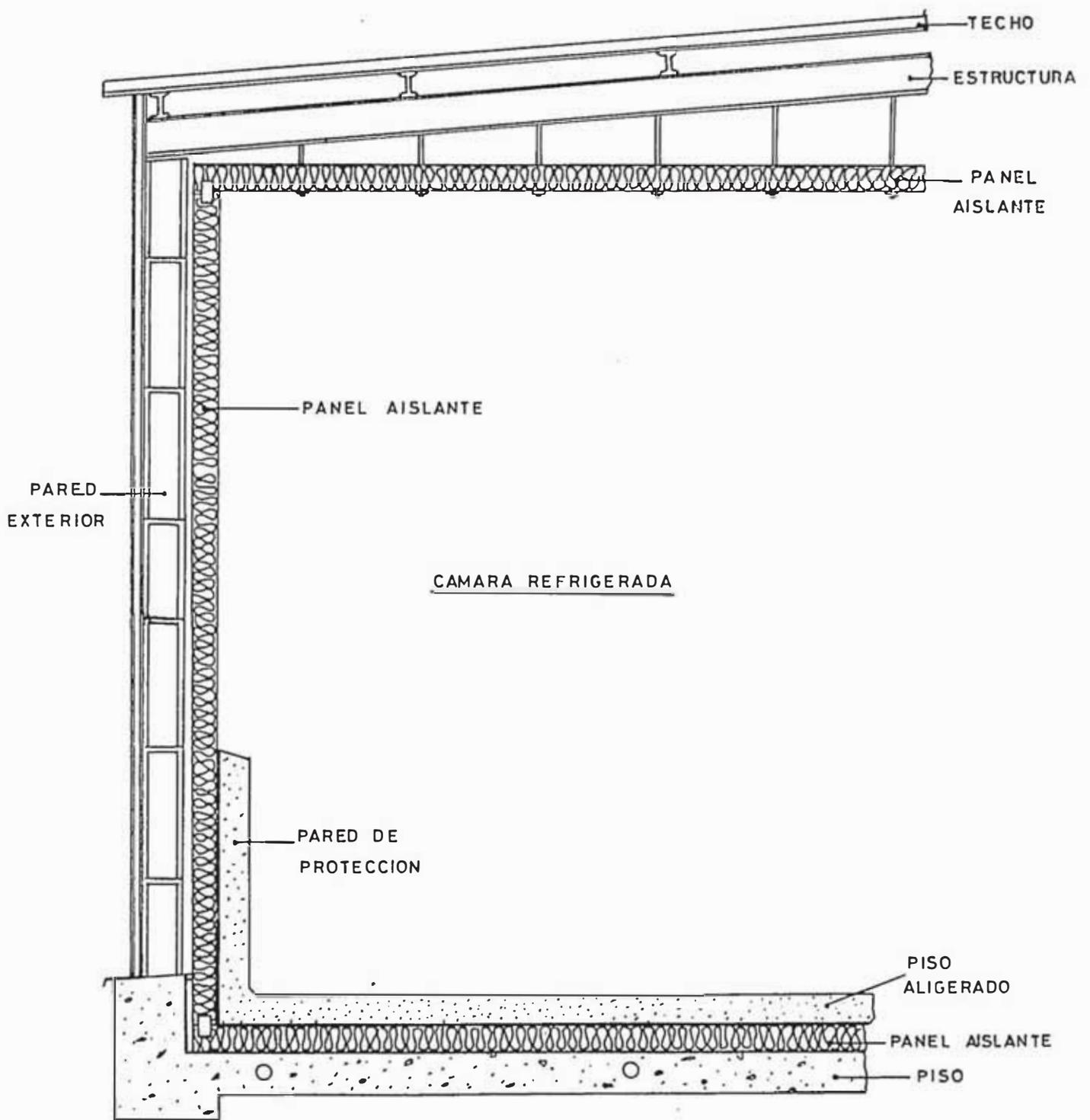


FIG. Nº 2,3

ESQUEMA DE INSTALACION DE PANELES DE AISLAMIENTO PARA CAMARAS REFRIGERADAS

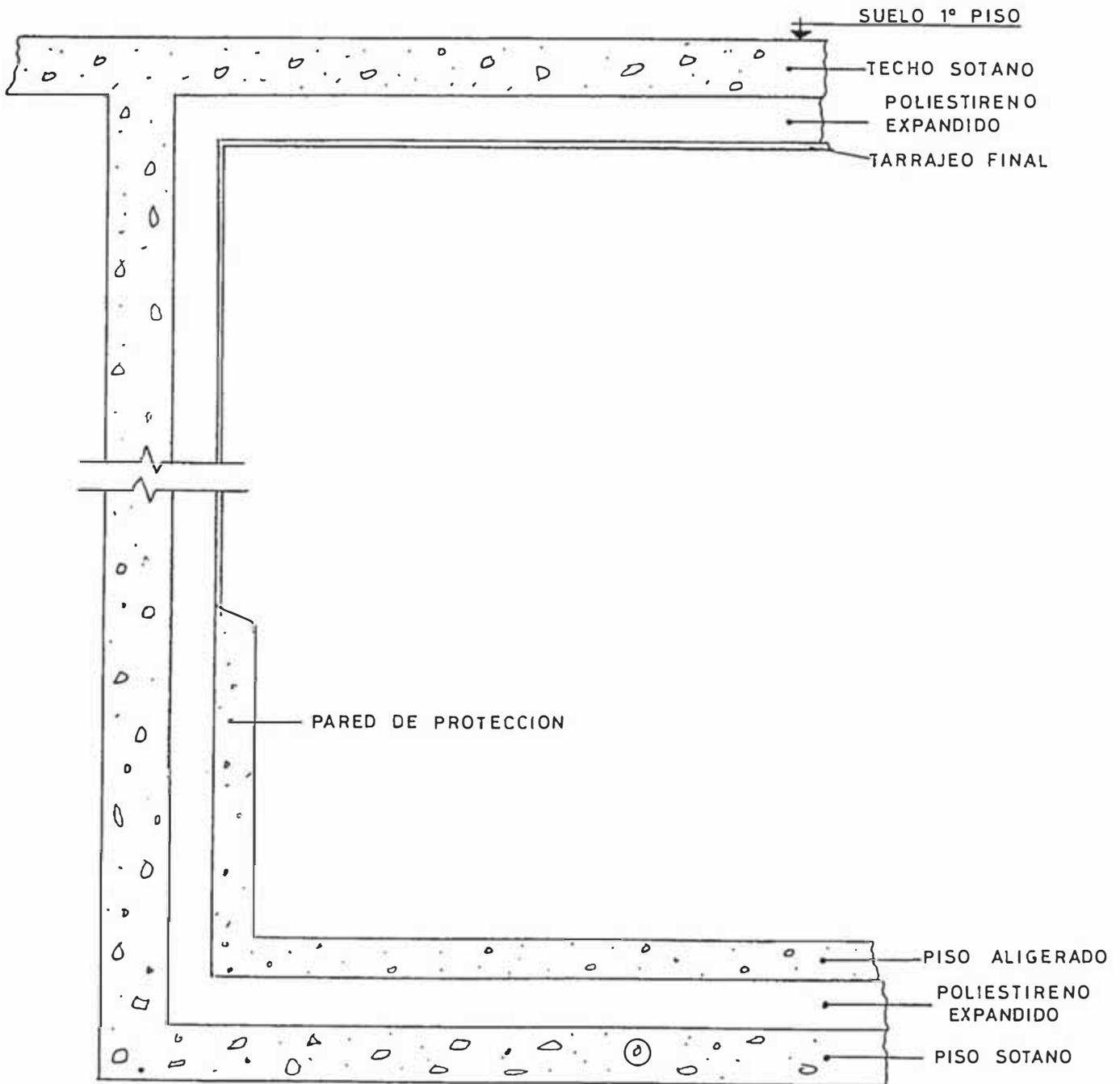


FIG. N° 2,4

ESQUEMA INSTALACION AISLAMIENTO

el sótano.

El poliestireno expandido posee las siguientes propiedades físicas:

- Peso específico de 15 a 20 Kg. por m<sup>3</sup>.
- Coeficiente de conductividad térmica: 0.027 Kcal/mh°C a 0°C.
- Resistencia a la flexión 3 a 3.5 Kg/cm<sup>2</sup>
- Resistencia a la compresión 10,000 Kg/m<sup>2</sup> ó 1 Kg/cm<sup>2</sup>
- Absorción de agua en 24 horas 1 a 2% de su volumen.

En la tabla N° 2.1 se ha calculado la cantidad de calor o frío expresada en Kcal, que se pierden en un periodo de 24 horas por m<sup>2</sup>, para los distintos espesores de aislamiento con poliestireno y para distintas diferencias de temperatura entre el medio exterior y el interior.

Los valores que se obtienen en esta tabla permiten calcular el aislamiento óptimo a emplearse en cada uno de los casos, tomando en cuenta por un lado el costo de calorías perdidas y por otro, el precio del aislamiento con Tecnopor.

Modo de empleo de la tabla:

Se desea aislar una pared de 5m. x 3m. = 10 m<sup>2</sup>, con espesor de 4" de Poliestireno (101.6 mm.).

- Temperatura externa: 10°C
- Temperatura interna: -4°C
- Diferencia : 24°C

En la columna vertical se busca "24°C" y en la horizontal el valor más aproximado en mm. del espesor del aislante escogido o sea 100 mm. el cruce de estas dos cifras da 155 kcal/m<sup>2</sup> en 24 horas.

10 m<sup>2</sup> x 155 = 1.550 Kcal en 24 horas

Se pierde con el aislamiento de 4" 1.550 Kcal. en 24 horas en 10 m<sup>2</sup>.

/...

MATERIAL AISLANTE  
POLIESTIRENO EXPANDIDO

PERDIDA DE CALORIAS EN 24 HORAS POR M2  
MATERIAL "TEKNOPOR" 0.027 Kcal./m h °C PARA TEMPERATURA MEDIA

DIFERENCIAS DE TEMPERATURA °C	ESPESORES DE AISLACION EN M/M											
	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200	250	300
10	286	156	106	84	65	54	47	41	36	33	26	22
12	343	188	128	96	78	64	56	50	43	40	32	28
14	400	219	149	116	91	76	66	58	50	46	37	31
16	457	250	170	129	104	87	75	66	58	53	42	36
18	514	281	191	145	107	98	85	74	65	60	47	40
20	571	312	212	161	130	108	94	83	72	66	53	45
22	627	344	234	177	142	119	103	91	79	73	58	49
24	685	375	255	193	155	130	113	99	86	79	63	54
26	742	406	276	209	168	141	122	107	94	86	69	58
28	798	437	298	225	181	152	132	116	101	93	74	62
30	856	468	319	241	194	163	141	124	108	99	79	67
32	914	500	340	257	207	174	151	132	115	106	84	71
34	971	513	362	274	220	184	160	140	122	113	90	76
36	1038	562	383	290	233	195	169	149	130	119	95	80
38		593	404	306	246	206	178	157	137	126	100	85
40		625	425	322	259	217	188	165	144	133	105	89
42		656	446	338	272	228	198	173	151	139	111	94
44		687	468	354	285	238	207	189	158	146	116	98
46		718	489	370	298	249	216	190	166	152	121	103
48		750	510	386	310	260	226	198	173	159	127	107
50		781	532	402	314	271	235	206	180	166	132	111

TABLA N.º 2.1

Un valor práctico para determinar el espesor de aislamiento cuando se usa poliestireno expandido, es usar 10 cm. de aislamiento por cada 22°C de diferencia de temperatura entre el interior y exterior de la cámara refrigerada, referencia DATA BOOK, SABROE-ATLAS DENMARK, edición 1982, capítulo 0270-001, pag. 1/7.

Entonces en el 1° piso se tienen varias temperaturas tomamos un promedio de temperatura interior de -20°C siendo la exterior de 27.8°C, entonces la diferencia de temperatura es:

$$DT = (27.8 - (-20)) \text{ °C}$$

$$DT = 47.8 \text{ °C}$$

Entonces el espesor de aislamiento es:

$$s = 47.8 \text{ °C} \times 10 \text{ cm}/22 \text{ °C}$$

$$s = 21.72 \text{ cm. de poliestireno expandido}$$

Pero como en el primer piso se usa poliuretano inyectado, hacemos una relación simple de resistencias térmicas:

$$\frac{e_a}{K_a} = \frac{e_e}{K_e}$$

donde:

$e_a$  = Espesor de poliuretano

$K_a$  = Coeficiente de Conductividad térmica del poliuretano

$e_e$  = Espesor de poliestireno

$K_e$  = Coeficiente de conductividad térmica del poliestireno

$$\frac{e_a}{0.014} = \frac{21.72 \text{ cm}}{0.027}$$

/...

$$e_a = 11.26 \text{ cm. de poliuretano}$$

Elegimos:

$$s = 16 \text{ cm. de poliuretano, espesor comercial}$$

Este espesor se usa en todas las cámaras del 1° piso.

En las cámaras del sótano se usa la misma regla. En la cámara N° 12 el techo esta colindante con cámaras de diferentes temperaturas, entonces tomamos un promedio de 0°C con temperatura exterior para el techo de la cámara del sótano. La diferencia de temperaturas para hallar el espesor de aislamiento es:

$$DT = (0 - (-20)) \text{ °C}$$

$$DT = 20 \text{ °C}$$

Entonces el espesor de aislamiento es

$$s = 20 \text{ °C} \times 10 \text{ cm} / 22 \text{ °C}$$

$$s = 9.09 \text{ cm.}$$

Elegimos:

$$s = 10 \text{ cm. de poliestireno, espesor comercial}$$

Las paredes y el piso del ambiente refrigerado de la cámara N° 12 para criterios de selección estan colindantes con la temperatura ambiente, entonces:

$$DT = 47.8 \text{ °C}$$

Entonces el espesor de aislamiento para las paredes y piso de la cámara N° 12 es:

$$s = 47.8 \text{ °C} \times 10 \text{ cm.} / 22 \text{ °C}$$

/...

$$s = 21.7 \text{ cm.}$$

Elegimos:

$$s = 22 \text{ cm de poliestireno, espesor comercial}$$

De igual forma en la cámara N° 13 para una temperatura interior de 2°C, tenemos:

$$DT = (27.8^\circ\text{C} - 2^\circ\text{C})$$

$$DT = 25.8 \text{ }^\circ\text{C}$$

El espesor es:

$$s = 25.8^\circ\text{C} \times 10 \text{ cm}/22^\circ\text{C}$$

$$s = 11.72 \text{ cm}$$

Elegimos:

$$s = 12 \text{ cm. de poliestireno, espesor comercial}$$

### CAPITULO III

#### CALCULOS Y SELECCION DE EQUIPOS

##### 3.1 Principios de refrigeración mecánica

Se define a la refrigeración como la rama de la ciencia que trata con los procesos de reducción y mantenimiento de la temperatura - inferior con respecto de los alrededores correspondientes.

Para lograr lo anterior, debe sustraerse calor del cuerpo que va a ser refrigerado y ser transferido a otro cuerpo cuya temperatura es superior a la del cuerpo refrigerado.

La velocidad a la cual debe ser el calor eliminado de un espacio o material refrigerado a fin de producir y mantener las condiciones deseadas de temperatura se le llama la carga de refrigeración o carga térmica. En casi todas las aplicaciones de refrigeración la carga de enfriamiento del equipo de refrigeración es la suma - de las ganancias de calor proveniente de diferentes fuentes: (1) el calor transmitido por conducción a través de paredes aisladas, (2) el calor que debe ser eliminado del aire caliente que llega - al espacio a través de puertas que se abren y se cierra, (3) el calor que debe ser eliminado del producto refrigerado para redu - cir la temperatura del producto a la temperatura de almacenamien-

/...

to y (4) el calor cedido por la gente que trabaja en el espacio, por motores, alumbrado y otros equipos que producen calor y que operan en dicho espacio.

En cualquier proceso de refrigeración el agente de enfriamiento se llama refrigerante.

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

Los modernos sistemas de refrigeración mecánica se basan en la propiedad de los líquidos de absorber grandes cantidades de calor a medida que se produce vaporización de los mismos.

En la figura N° 3.1 se muestra un sistema típico de un sistema simple de compresión-vapor. Las partes principales del sistema son (1) un evaporador cuya función es proporcionar una superficie para transferencia de calor a través del cual puede pasar calor del espacio o producto refrigerado hacia el refrigerante vaporizante; (2) un tubo de succión en el cual se transporta el vapor de baja presión desde el evaporador hasta la entrada en la succión del compresor; (3) un compresor de vapor, cuya función es eliminar el vapor del evaporador, elevar la temperatura y presión del vapor hasta un punto tal que el vapor pueda ser condensado a través de un medio condensante; (4) un "gas caliente" o tubo de descarga, el cual entrega el vapor de alta presión y temperatura alta desde la descarga del compresor hasta el condensador; (5) un condensador, cuyo propósito es proporcionar una su-

/...

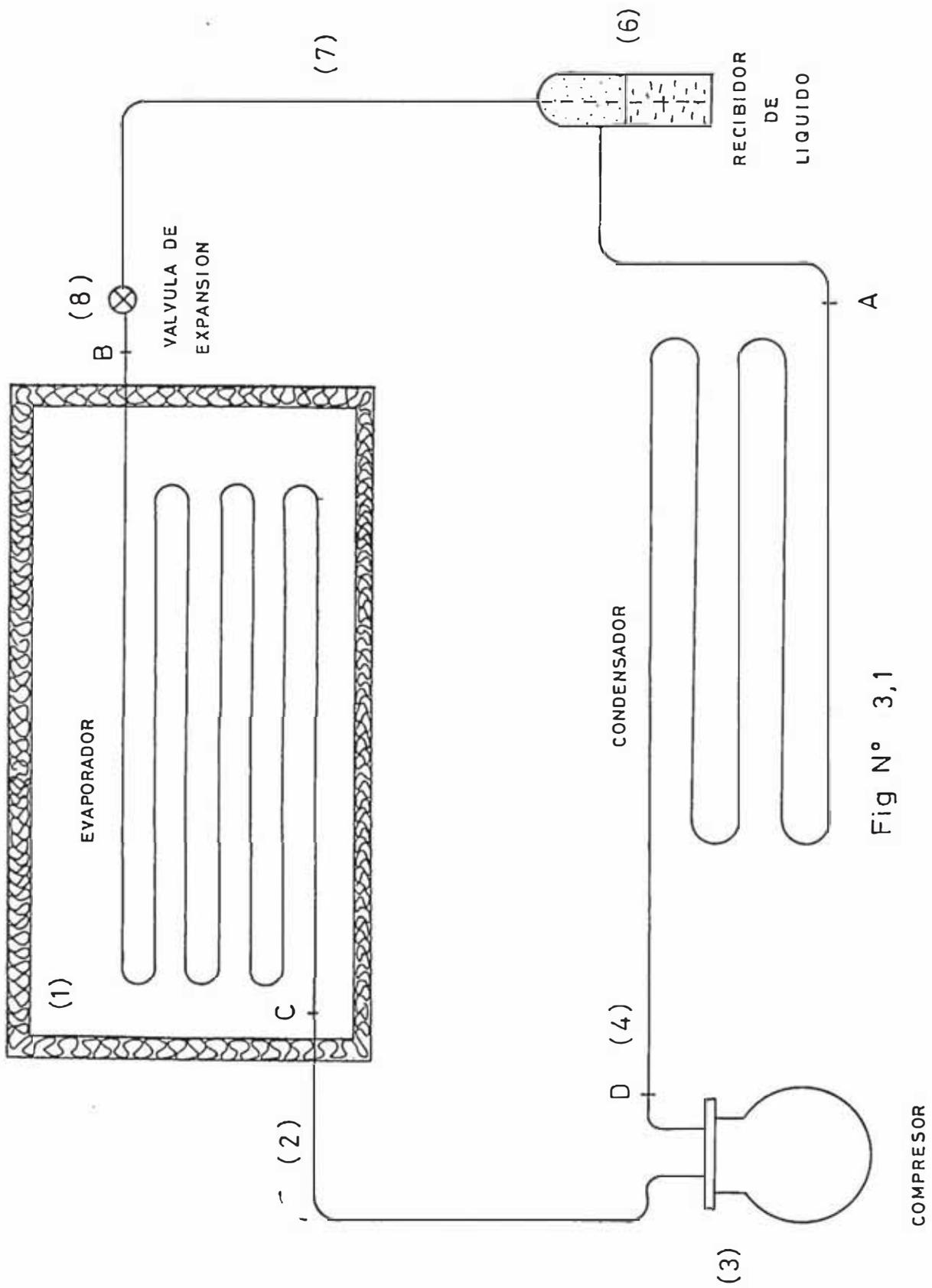


Fig N° 3,1

SISTEMA TIPICO DE REFRIGERACION

perficie de transferencia de calor a través de la cual pasará calor del vapor refrigerante caliente hacia el medio condensante;- (6) un tanque receptor, el cual proporciona almacenamiento al líquido condensado de tal modo que el suministro constante de líquido este disponible a las necesidades del evaporador; (7) una tubería de líquido, la cual conduce el refrigerante líquido desde el depósito hasta el control de flujo del refrigerante y (8)- un control de flujo refrigerante, cuya función es medir la cantidad apropiada de refrigerante usada en el evaporador y reducir la presión del líquido que llega al evaporador de tal modo que la vaporización del líquido en el evaporador se efectúa a la temperatura deseada.

En los lados de succión y descarga del compresor y en la salida del tanque receptor se instalan por lo general válvulas de cierre rápido para usarse durante las operaciones de servicio. Un sistema refrigerante esta dividido en dos partes de acuerdo a la presión ejercida por el refrigerante.

En la figura 3.1 se muestra un ciclo típico vapor-compresión. Empezando en el cilindro receptor, el líquido refrigerante a alta temperatura y alta presión fluye del cilindro a través del control de flujo su presión se va reduciendo hasta la presión del evaporador, de tal modo que la temperatura de saturación del refrigerante que llega al evaporador hará disminuir la temperatura del espacio refrigerado. En el evaporador, el líquido se vaporiza a presión y temperatura constante a medida que el calor suministrado como calor latente de vaporización pasa desde el espacio refrigerado a través de las paredes del evaporador hasta el líquido vaporizado.

Por la acción del compresor, el vapor resultante de la vaporización es sacado del evaporador por el tubo de succión hasta la succión de entrada del compresor. El vapor que sale del evaporador esta saturado y tiene la misma presión y temperatura que la del líquido vaporizante. Mientras esta fluyendo el vapor desde el evaporador, por el tubo de succión, hasta el compresor, absorbe calor de los alrededores y se vuelve vapor sobrecalentado.

/...

En el compresor, la temperatura y la presión del vapor son incrementos debido a la compresión y el vapor de alta presión y alta temperatura es descargado en el tubo de gas caliente.

Fluye el vapor por el tubo de gas caliente hasta el condensador-donde cede calor al aire relativamente frío que esta impulsado por el ventilador del condensador. A medida que el vapor cede calor al aire frío, su temperatura es reducida hasta la temperatura de saturación correspondiente a la nueva presión alta del vapor y el vapor condensado pasa a estado líquido una vez que se ha efectuado la eliminación de calor.

Al tiempo que el refrigerante llega hasta la parte inferior o final del condensador, todo el vapor se ha condensado y el líquido pasa al cilindro receptor listo para ser recirculado.

En los compresores modernos de alta velocidad, la compresión se efectúa muy rápidamente, debido a que el tiempo de compresión es corto y a que el diferencial promedio de temperatura entre el vapor refrigerante y el cuerpo del compresor es relativamente pequeño, se desprecia el flujo de calor que se tiene hacia o desde el refrigerante durante el proceso de compresión, por lo tanto se supone adiabática la compresión del refrigerante. Cuando el vapor del refrigerante es comprimido adiabáticamente en el compresor, la temperatura y la entalpía del vapor se incrementa en proporción a la cantidad de trabajo efectuado sobre el vapor.

Se le llama calor de compresión a la energía equivalente al trabajo efectuado sobre el vapor para comprimirlo y la energía para efectuar dicho trabajo es suministrado por un impulsor al compresor. La potencia teórica necesaria para impulsar al compresor, puede obtenerse en forma teórica a partir del calor de compresión. Para tener un efecto refrigerante continuo, el vapor refrigerante debe ser condensado en el condensador a la misma velocidad que el líquido refrigerante es vaporizado en el evaporador. Esto quiere decir que debe eliminarse calor a través del conden-

/...

sador en la misma proporción que el sistema toma calor en el evaporador y tubo de succión y en el compresor como resultado del trabajo de compresión.

La velocidad a la cual fluye calor del vapor refrigerante a través de las paredes del condensador hacia el medio condensante es función de tres factores: (1) el área de la superficie condensante, (2) el coeficiente de conductancia de las paredes del condensador y (3) la diferencia de temperatura entre el vapor refrigerante y el medio condensante.

La presión del condensante siempre es la presión de saturación-correspondiente a la temperatura de la mezcla vapor-líquido en el condensador.

La capacidad de cualquier sistema de refrigeración es la velocidad a la cual puede efectuar la eliminación de calor del espacio refrigerado

Un sistema de refrigeración que tenga la capacidad de 01 tonelada tiene una capacidad equivalente a la fusión de 01 tonelada de hielo en un periodo de 24 horas.

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

Para el buen estudio del ciclo compresión vapor se hace necesario la utilización de gráficos y diagramas sobre los cuales se puede mostrar en forma gráfica todo el ciclo completo.

Los diagramas que con frecuencia se usan en el análisis del ciclo de refrigeración son los de presión-entalpía (P-h) y temperatura entropía (T-s), de los dos ciclos el de más utilidad es el diagrama presión-entalpía.

Tal como se muestra en el esquema del diagrama P-h en la figura N° 3.2.

/...

La gráfica es dividida en tres áreas separadas una de otra por las líneas de líquido saturado y vapor saturado.

Para cualquier punto en la región subenfriada, el refrigerante está en la fase líquida y su temperatura es menor a la temperatura de saturación correspondiente a su presión. El área que está a la derecha de la línea de vapor saturado es la región de sobre calentamiento y el refrigerante está en la forma de vapor sobre calentado. La sección del diagrama comprendida entre las líneas de líquido y vapor saturado es la región de mezcla y representa el cambio de fase del refrigerante entre las líneas líquida y de vapor. El punto sobre el diagrama P-h que representa a la condición del refrigerante para cualquier estado termodinámico en particular, puede ser trazado si se conocen 2 propiedades cualesquiera del estado del refrigerante. Una vez localizado el punto sobre el diagrama, podrán obtenerse de la gráfica todas las demás propiedades del refrigerante para dicho estado.

Las líneas horizontales que cruzan el diagrama son líneas de presión constante y las líneas verticales son líneas de entalpía constante. En la sección del centro, ya que el refrigerante cambia de estado a temperatura y presión constante, las líneas de temperatura son paralelas y coinciden con las líneas de presión constante. En la zona de vapor saturado, las líneas de temperatura constante cambian nuevamente de dirección y bajan bruscamente hasta la parte inferior del diagrama.

Las líneas que se extienden diagonalmente y cruzan casi verticalmente la región de vapor sobre calentado son líneas de entropía constante. Las curvas que cruzan la región de vapor sobrecalentado, son casi horizontales, representan a la línea de volumen constante. Ver figura N° 3.3.

Un ciclo de refrigeración saturado simple es un ciclo teórico en el que se supone que el vapor refrigerante que sale del evaporador y entra al compresor es vapor saturado a la temperatura y

/...

y presión vaporizante y el líquido refrigerante que sale del condensador y llega al control refrigerante es un líquido saturado a la temperatura y presión del condensante.

En el diagrama P-h de la figura N° 3.4 se tiene el trazo de un ciclo saturado simple para un sistema. Los puntos A, B, C, D, y E sobre el diagrama P-h corresponden a los puntos del sistema de refrigeración mostrado en el diagrama de la figura N° 3.1.

El punto A puede describirse como algún punto próximo a la parte inferior del condensador donde termina el proceso de condensación teniéndose en este punto refrigerante como líquido saturado a la temperatura y presión del condensante.

El proceso descrito por los puntos estado inicial y final A-B suceden en el control del refrigerante cuando la presión del líquido es reducida desde la presión condensante hasta la presión evaporante a medida que el líquido pasa a través de la válvula de control.

El proceso A-B, es un estrangulamiento tipo expansión adiabática en el cual la entalpía del fluido no cambia durante el proceso, este tipo de expansión ocurre siempre que un fluido es expandido a través de un orificio desde una presión alta hasta una presión baja. Debido a que la entalpía no cambia durante el proceso A-B la localización del punto B en el diagrama P-h se encuentra siguiendo la línea de entalpía e intercepta a la línea de presión constante que corresponde a la presión evaporante.

El proceso B-C es la vaporización del refrigerante en el evaporador. Debido a que la vaporización se efectúa a presión y temperatura constante, el proceso B-C es tanto isotérmico como isobárico, por lo mismo se localiza al punto C en el diagrama P-h siguiendo la línea de presión y temperatura constante desde el punto B hasta el punto donde estas interceptan la línea de vapor saturado.

/...

El proceso C-D se efectua en el compresor a medida que se incrementa la presión de vapor debido a la compresión desde la presión vaporizante hasta la compresión condensante, se supone que el proceso de compresión C-D es isoentrópico; pero en lo real hay una pequeña desviación del proceso isoentrópico ideal.

Durante este proceso se efectua un trabajo sobre el vapor refrigerante y se incrementa la energía (entalpia) del vapor en una cantidad que es exactamente igual al trabajo mecánico efectuado sobre el vapor.

Como resultado de la absorción de calor en la compresión el vapor descargado por el compresor esta en la condición de sobrecalentado o sea, su temperatura es mayor que la temperatura de saturación correspondiente a su presión.

Por lo general los procesos D-E con E-A se verifican en el condensador a medida que el gas caliente descargado del compresor es enfriado hasta la temperatura condensante y después condensado. El proceso D-E toma lugar en la parte superior del condensador y en una parte de la longitud de la tubería del gas caliente. Durante este proceso la presión del vapor permanece constante y se localiza al punto E en el diagrama P-h siguiendo la línea de presión constante desde el punto D hasta el punto donde la línea de presión constante intercepta a la curva de vapor saturado.

En el punto E, el refrigerante es un vapor saturado a la temperatura y presión condensante.

Los ciclos reales de refrigeración divergen en algo del ciclo saturado simple, la razón de ello, es que en el ciclo saturado simple se hacen ciertas consideraciones que no pueden cumplirse en los ciclos reales, por ejemplo, en el ciclo saturado simple se desprecia la caída de presión que experimenta el fluido al paso por tuberías, evaporador, condensador, etc. además no se-

/...

considera el subenfriamiento del líquido ni el sobrecalentamiento del vapor en la tubería de succión, también se supone que la compresión es isoentrópica.

La cantidad de calor absorbida por el refrigerante en el evaporador (efecto refrigerante) es la diferencia de valor entre la entalpía del refrigerante de los puntos B y C.

$$q_e = h_c - h_a \quad . \quad . \quad . \quad \text{Ec. 3.1}$$

donde:

$$q_e = \text{Efecto refrigerante en Kcal/Kg.}$$

La distancia entre los puntos X y C en el diagrama P-h representa el calor latente total de vaporización.

La energía equivalente al trabajo efectuado durante el proceso de compresión es a menudo llamada calor de compresión y es igual a la diferencia de valores de entalpía del refrigerante - entre los puntos D y C.

$$q_w = h_d - h_c \quad . \quad . \quad . \quad \text{Ec. 3.2}$$

donde:

$$q_w = \text{Trabajo (calor) de compresión por kilogramo - de refrigerante circulado.}$$

El Trabajo mecánico efectuado sobre el vapor por el rotor durante la compresión puede calcularse a partir del calor de compresión. Si W es el trabajo efectuado en metros-kilogramo por kilogramo de refrigerante circulado y J es el equivalente mecánico de calor, entonces:

$$W = q_w \times J \quad . \quad . \quad . \quad \text{Ec. 3.3}$$

/...

$$W = J \times (h_d - h_c) \quad . \quad . \quad . \quad \text{Ec. 3.4}$$

El calor total cedido por el refrigerante en el condensador es la diferencia entre las entalpías del vapor sobre calentado en el punto D y el líquido saturado en el punto A, entonces:

$$q_c = h_d - h_a \quad . \quad . \quad . \quad \text{Ec. 3.5}$$

donde:

$q_c$  = Calor eliminado en el condensador por Kg. de refrigerante circulado.

En el ciclo saturado simple, la energía del refrigerante se incrementa en solo dos puntos en el ciclo:

- (1) El calor absorbido del espacio refrigerado a medida que se vaporiza el refrigerante en el evaporador ( $q_e$ ).
- (2) La energía equivalente debido al trabajo mecánico en el compresor ( $q_w$ ), por lo tanto:

$$q_c = q_e + q_w \quad . \quad . \quad . \quad \text{Ec. 3.6}$$

Además podemos definir:

$$m = \frac{Q_e}{q_c} \quad . \quad . \quad . \quad \text{Ec. 3.7}$$

donde:

$m$  = Es la masa de la razón del flujo del refrigerante circulado para producir la capacidad de refrigeración,  $Q_e$ , de 1 tonelada.

$$Q_c = m \times q_c \quad . \quad . \quad . \quad \text{Ec. 3.8}$$

/...

$$Q_c = m \times (h_d - h_a) \quad . \quad . \quad . \quad \text{Ec. 3.9}$$

donde:

$Q_c$  = Es la cantidad total de calor eliminado en el condensador por minuto y por tonelada.

$$Q_w = m \times (h_d - h_c) \quad . \quad . \quad . \quad \text{Ec. 3.10}$$

$$Q_w = m \times q_w \quad . \quad . \quad . \quad \text{Ec. 3.11}$$

donde:

$Q_w$  = Es la energía térmica equivalente al trabajo efectuado de compresión por minuto y por tonelada de capacidad de refrigeración.

Entonces el trabajo de compresión por minuto por tonelada en metros-Kilogramo es:

$$W = J \times Q_w \quad . \quad . \quad . \quad \text{Ec. 3.12}$$

$$W = J \times m \times (h_d - h_c) \quad . \quad . \quad . \quad \text{Ec. 3.13}$$

donde:

J = Equivalente de energía mecánica.

La potencia teórica (Thp) en caballos de potencia necesaria para impulsar al compresor por tonelada de refrigeración de capacidad, puede obtenerse aplicando la siguiente ecuación:

$$\text{Thp} /_{\text{ton}} = \frac{W}{33,000} \quad . \quad . \quad . \quad \text{Ec. 3.14}$$

La potencia real por tonelada de refrigeración es por lo general de 30% a 50% mayor que la potencia teórica calculada, de -

/...

pendiendo de la eficiencia del compresor.

El coeficiente de rendimiento (cdr) de un ciclo de refrigeración es una expresión de la eficiencia del ciclo y queda definida como la relación del calor absorbido en el espacio refrigerado a la energía térmica equivalente de la energía suministrada al compresor, esto es:

$$\text{Coeficiente de Rendimiento} = \frac{\text{Calor absorbido en el Espacio Refrigerado}}{\text{Energía Térmica equivalente a la suministrada al compresor}}$$

Para el ciclo teórico saturado simple, esto puede escribirse como:

$$\text{c.d.r.} = \frac{\text{Efecto refrigerante}}{\text{Calor de compresión}} \quad . \quad . \quad \text{Ec. 3.15}$$

$$\text{o} \quad \text{c.d.r.} = \frac{(h_c - h_a)}{(h_d - h_c)} \quad . \quad . \quad \text{Ec. 3.16}$$

$$\text{o} \quad \text{c.d.r.} = \frac{q_e}{q_w} \quad . \quad . \quad \text{Ec. 3.17}$$

Usualmente se representa  $\text{c.d.r.} = B$

En la figura N° 3.5 se representa una instalación de refrigeración comercial, que representa en forma global y simplificada el frigorífico en estudio, que consiste en un evaporador A de cámara de congelación, un evaporador B de cámara fría, un compresor C, un condensador D y recipiente E.

El refrigerante es llevado a la válvula de expansión termostática TEX a través de un filtro secador tipo DX y de un visor tipo SGI. Una válvula de compuerta de cierre rápido situada a cada -  
/...

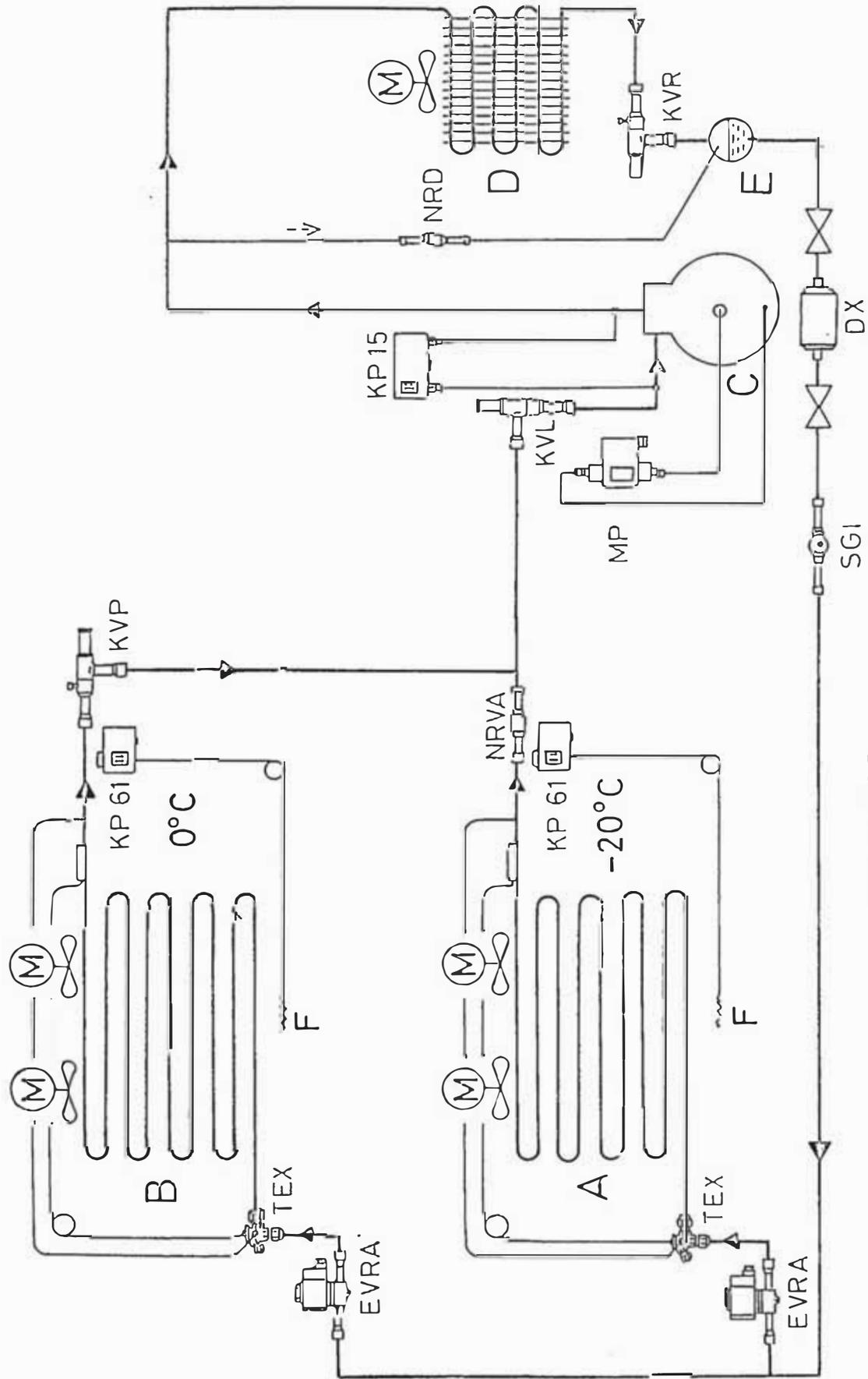


FIG. N° 3,5

INSTALACION DE REFRIGERACION COMERCIAL CON  
EVAPORADORES DE CAMARA DE CONGELACION Y DE CAMARA FRIA

DANFOSS COPYRIGHT ©

DIB. ZEGARRA DEL CARPIO  
781232-H

lado del filtro permite cambiar el elemento del filtro sin pérdida de refrigerante.

Antes de la válvula de expansión termostática TEX está situada una válvula de solenoide EVRA que está controlada por un termostato tipo KP 61.

El termostato abre y cierra la válvula de solenoide de acuerdo con la temperatura a la cual está sometido el sensor F.

Una válvula de retención NRVA está montada en la tubería de aspiración procedente del evaporador A de la cámara de congelación.- La válvula impide que el refrigerante vuelva al evaporador de la cámara de congelación, fría durante los periodos en los cuales el compresor no está funcionando.

Un regulador de presión de evaporación KVP está instalado en la tubería de aspiración procedente del evaporador de cámara fría B. La KVP mantiene una presión de evaporación constante que corresponde a una temperatura inferior en 8-10°C respecto a la temperatura requerida en la cámara fría.

El regulador de presión de aspiración KVL situado antes del compresor protege el motor de este último contra sobrecargas en el momento del arranque. El presostato diferencial MP para el compresor C cuando la presión del aceite toma un valor insuficiente.

El presostato KP 15 es un presostato combinado de alta y baja presión que protege la instalación contra una presión de aspiración demasiado reducida y contra una presión de descarga demasiado elevada en el compresor.

Es importante que, en todas las condiciones, la presión sea suficiente en la tubería de líquido para llevar el refrigerante a la válvula de expansión. Por lo tanto, la instalación de refrigeración está equipada de un regulador de presión de condensación ti

/...

po KVR y de una válvula de presión diferencial tipo NRD.

La conservación de alimentos y otros productos en condiciones - optimas de refrigeración depende no unicamente de la temperatura del ambiente refrigerado sino también de la humedad relativa del espacio refrigerado. Cuando es muy baja la humedad del espacio, se tiene una deshidratación excesiva en productos tales- como: Carnes cortadas, vegetales, productos lácteos, flores, - frutas, etc. Por otra parte, cuando la humedad en el espacio - refrigerado es muy alta se fortalece el crecimiento de mohos, - hongos y bacterias y se propicia la formación de lamas, sobre - todo en carnes y en especial en tiempo de invierno.

El factor más importante que regula la humedad en el espacio re- frigerado es el DT del evaporador. Mientras menos sea la dife- rencia de temperatura entre el evaporador y el espacio, mayor - será la humedad relativa en el espacio. Asimismo, a mayor DT del evaporador se tendra menor humedad relativa en el ambiente. Cuando el producto que se va refrigerar sea tal que le afecta - la humedad relativa del espacio, debe en ese caso seleccionarse un DT del evaporador que porporcione las condiciones óptimas de humedad al producto. Para estos casos el factor más importante para la selección del evaporador es el DT del evaporador. En - la tabla N° 3.1 se dan los valores de diseño del DT del evapora- dor para varias humedades del aire, tanto para evaporadores pa- ra convección-natural como para convección-forzada.

Como las temperaturas del interior de las cámaras son de 0°C o -20°C, generalmente, y además la temperatura de evaporización - del refrigerante es 5° a 10°C menos que la temperatura del inte- rior de la cámara, entonces, la humedad que esta contenida en el aire del interior de la cámara al momento de pasar por el pa- quete de tuberías del difusor tiende a adherirse y solidificar- se en dichas tuberías, porque estas se encuentran a una tempera- tura inferior que la de congelación de agua.

/...

Este proceso se realiza hasta conseguir la humedad relativa que corresponde al DT del evaporador seleccionado.

Pero como continuamente se realiza un movimiento de producto refrigerado y de igual manera el aire del interior de la cámara - se renueva cada vez que se abre la puerta de la cámara frigorífica, la condensación y solidificación de la humedad contenida en el ambiente y en las unidades de evaporación que se realiza continuamente,

TABLA N° 3.1

HUMEDAD RELATIVA %	DISEÑO DT °F	
	CONVECCION NATURAL	CONVECCION FORZADA
95 - 91	12 - 14	08 - 10
90 - 86	14 - 16	10 - 12
85 - 81	16 - 18	12 - 14
80 - 76	18 - 20	14 - 16
75 - 70	20 - 22	16 - 18

Conforme se realiza el flujo de aire a través de las tuberías - del evaporador, la capa de hielo que se forma sobre estas tiende a incrementar su espesor, después de un cierto tiempo, esta capa de hielo produce efectos negativos, tales como que actúa - como un aislante entre la corriente de aire y los tubos del difusor y también provoca mucha interferencia para la circulación del aire a través del difusor.

Por esto es necesario descongelar periódicamente los evaporadores enfriadores del aire. La frecuencia de descongelado de la superficie de los evaporadores depende del tipo de la unidad, -

/...

de la naturaleza de la instalación y del método de descongelamiento.

Los grandes evaporadores de tubo descubierto como los empleados en industrias cerveceras por lo general se deshiela una o dos veces al mes. Por otra parte, los serpentines aletados de los sopladores frecuentemente son deshielados tan seguido que se hace una o dos veces cada hora.

En general, el tiempo que dura el deshielo es determinado por el grado de acumulación de hielo sobre el evaporador y por la razón a la cual el calor es aplicado para fundir el hielo.

Como regla general, mientras más frecuentemente sea el evaporador deshielado, menor será la acumulación de hielo y más corto el periodo necesario para el descongelado.

El deshielo del evaporador se efectúa de diferentes maneras, las cuales pueden ser clasificadas como de "deshielo natural" o "deshielo con calor suplementario", el primero utiliza el calor del aire que se tiene en el espacio refrigerado para fundir el hielo del evaporador, mientras que el deshielo por calor suplementario, se obtiene con el calor suministrado de otras fuentes que no sean las del espacio, como por ejemplo, el agua, la salmuera, resistencias eléctricas y gas caliente obtenido de la descarga del compresor.

Todos los métodos de deshielo natural requieren que el evaporador este paralizado por un periodo de tiempo de suficiente duración que le permite al evaporador elevar la temperatura hasta un nivel que sea superior al punto de congelación. El aumento exacto de temperatura así como el tiempo que el evaporador debe permanecer paralizado a fin de completar el descongelado varía con cada instalación en particular y con la frecuencia a que se hace el deshielo. El descongelamiento natural no resulta práctico cuando la temperatura de diseño del espacio refrigerado es inferior a 2°C.

/...

El método más simple para descongelar es parar manualmente al sistema hasta que el evaporador se caliente lo suficiente para fundir al hielo, después de lo cual el sistema es nuevamente arrancado en forma manual.

Si se desea tener deshielo automático, podrá usarse un cronómetro de reloj para cerrar el sistema por periodo de tiempo a intervalos regulares. Se puede ajustar tanto el número como el tiempo de los periodos de deshielo para cada intervalo en particular.

Como regla general los evaporadores de deshielo natural son deshielados una vez al día, en cuyo caso el ciclo de deshielo por lo general empieza en la media noche para terminar en pocas horas.

Como una variación del tiempo de deshielo, el ciclo de deshielo es iniciado por el marcador de tiempo de deshielo y terminado por un control de presión o temperatura el cual es impulsado por la temperatura o presión del evaporador.

Para evaporadores cuya temperatura baja hasta aproximadamente a  $-40^{\circ}\text{C}$ , el deshielo puede efectuarse rociando agua sobre la superficie de los serpentines del evaporador. Para evaporadores, cuya temperatura sea inferior a  $-40^{\circ}\text{C}$ , puede sustituirse el agua por salmuera o alguna solución anticongelante.

De ordinario se sigue el siguiente procedimiento para efectuar el deshielo:

Se cierra la válvula que se tiene en la tubería del líquido y el refrigerante es evacuado del evaporador y se paran los ventiladores para que el agua atomizada no sople hacia afuera del evaporador. Se ponen a funcionar las toberas de atomización del agua, que están ubicadas en la parte superior del evaporador, hasta que este sea deshielado, lo cual requiere 4 a 5 minutos.

/...

Después de dejar de trabajar las toberas de atomización, se requiere de varios minutos para efectuar el drenado del agua de los serpentines del evaporador y además drenar el agua acumulada en el depósito inferior antes de arrancar los ventiladores del evaporador y poner nuevamente en operación el sistema.

Para eliminar la posibilidad de que se congele el agua en la tubería de drenaje, el evaporador deberá estar localizado lo más cerca posible a una pared exterior y el tubo de drenaje deberá de ser lo suficientemente amplio y diseñado de tal forma que el agua sea drenada lo más rápido posible. Se instala una trampa en el tubo de drenaje exterior al espacio refrigerado para evitar que pase aire caliente hacia el interior a través de la tubería del drenaje durante la operación normal.

Cuando se utiliza salmuera o una solución anticongelante en lugar de agua atomizada, la solución descongelante no se desperdicia sino que regresa a un depósito para después hacerla circular.

A continuación haremos una explicación más detallada de los sistemas de desescarche en estudio, considerando que son los más adecuados para ser utilizados en la presente planta frigorífica.

### 3.2 Descripción del Principio de Desescarche por resistencia eléctrica.

En condiciones de operación normal de enfriamiento y conservación en una cámara frigorífica, el evaporador respectivo se va cubriendo de hielo, entonces, el reloj de descongelado, después de un tiempo pre-establecido, envía una señal eléctrica y cierra la válvula solenoide EVRA, ubicada en la línea de líquido, lo que provoca un corte del flujo del refrigerante al evaporador y provoca un vaciado parcial del refrigerante en el mismo, al mismo tiempo se energizan los elementos de calentamiento del evaporador, resistencias eléctricas, y se apagan los ventiladores de manera que el calor producido por estas no sea sacado al espacio refrigerado. Ver

/...

Fig. N° 3.6. En este momento el calor producido por las resistencias eléctricas funde el hielo formado en el serpentín de tubería del evaporador y este en estado líquido es evacuado por el sistema de drenaje incorporado al evaporador.

Con frecuencia también son calentados electricamente el depósito inferior del evaporador y el tubo de drenaje para evitar en estas partes el recongelamiento del hielo fundido, ver Fig. 3.7

Cuando el evaporador ha alcanzado una temperatura a la cual todo el hielo ha sido fundido, el termostato, que está adherido a los tubos del evaporador, capta esta temperatura y emite una señal eléctrica que indica que el periodo de descongelamiento ha terminado, para lo cual lo primero que sucede es desenergizar las resistencias eléctricas tanto del evaporador como del sistema de drenaje, luego es abierto nuevamente la válvula solenoide de la línea de líquido y finalmente el equipo de vaporización vuelve a trabajar, arrancando los ventiladores cuando el evaporador este "frío" nuevamente.

Por otro lado el reloj de descongelado entra nuevamente a funcionar para que después de un tiempo de operación se inicie un nuevo ciclo de deshielo eléctrico.

El tiempo que demora nuevamente en iniciarse un nuevo ciclo de deshielo está determinado en base a valores recomendados obtenidos en forma práctica.

Cabe señalar que es necesario seleccionar los evaporadores adecuados, en los cuales ya esten instaladas las resistencias eléctricas.

### 3.3 Descripción del Principio de Desescarche por gas Caliente

Antes de escribir el principio de desescarche por gas caliente, debemos indicar, que a la salida del compresor se ha instalado-

/...

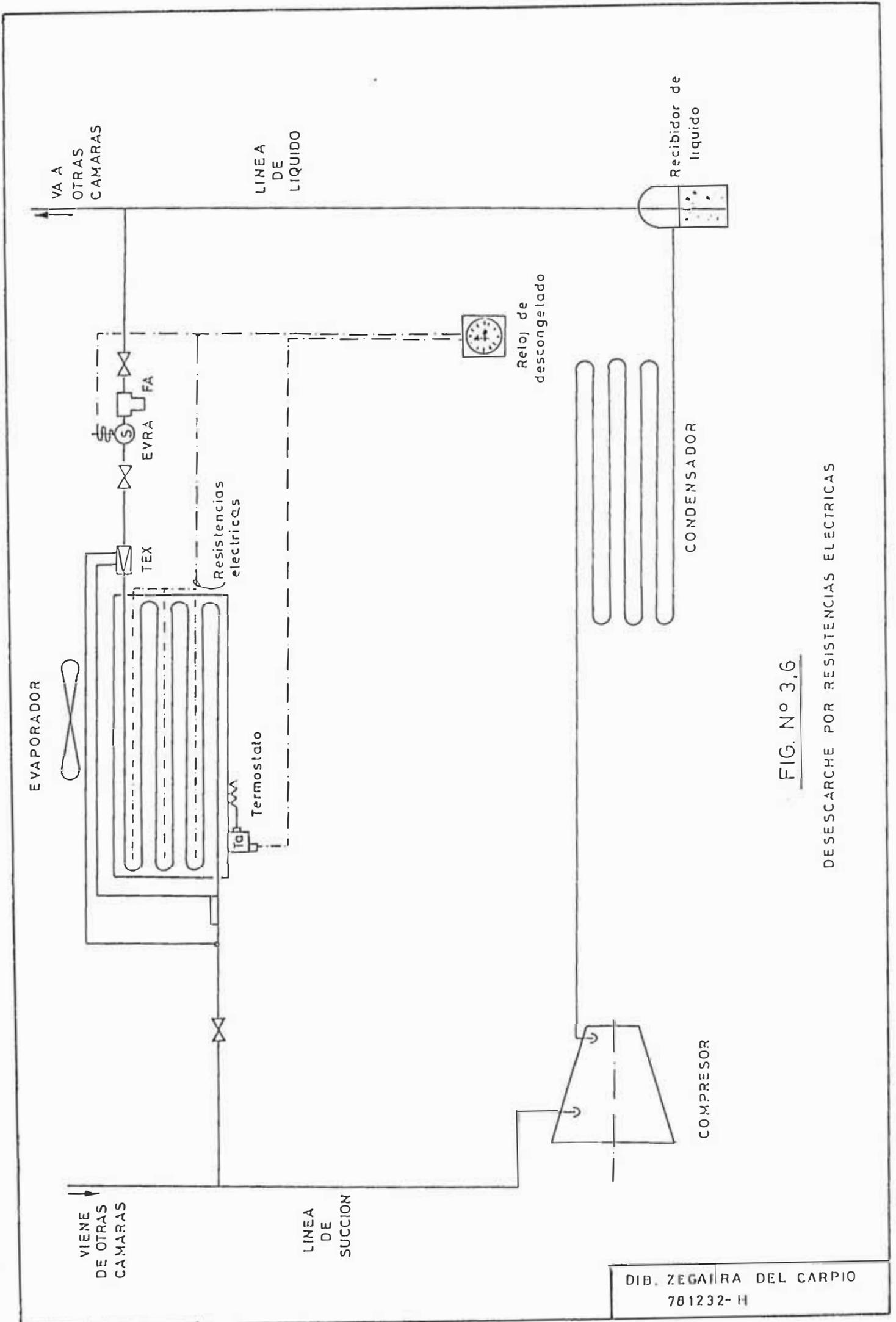


FIG. N° 3.6

DESESCARCHE POR RESISTENCIAS ELECTRICAS

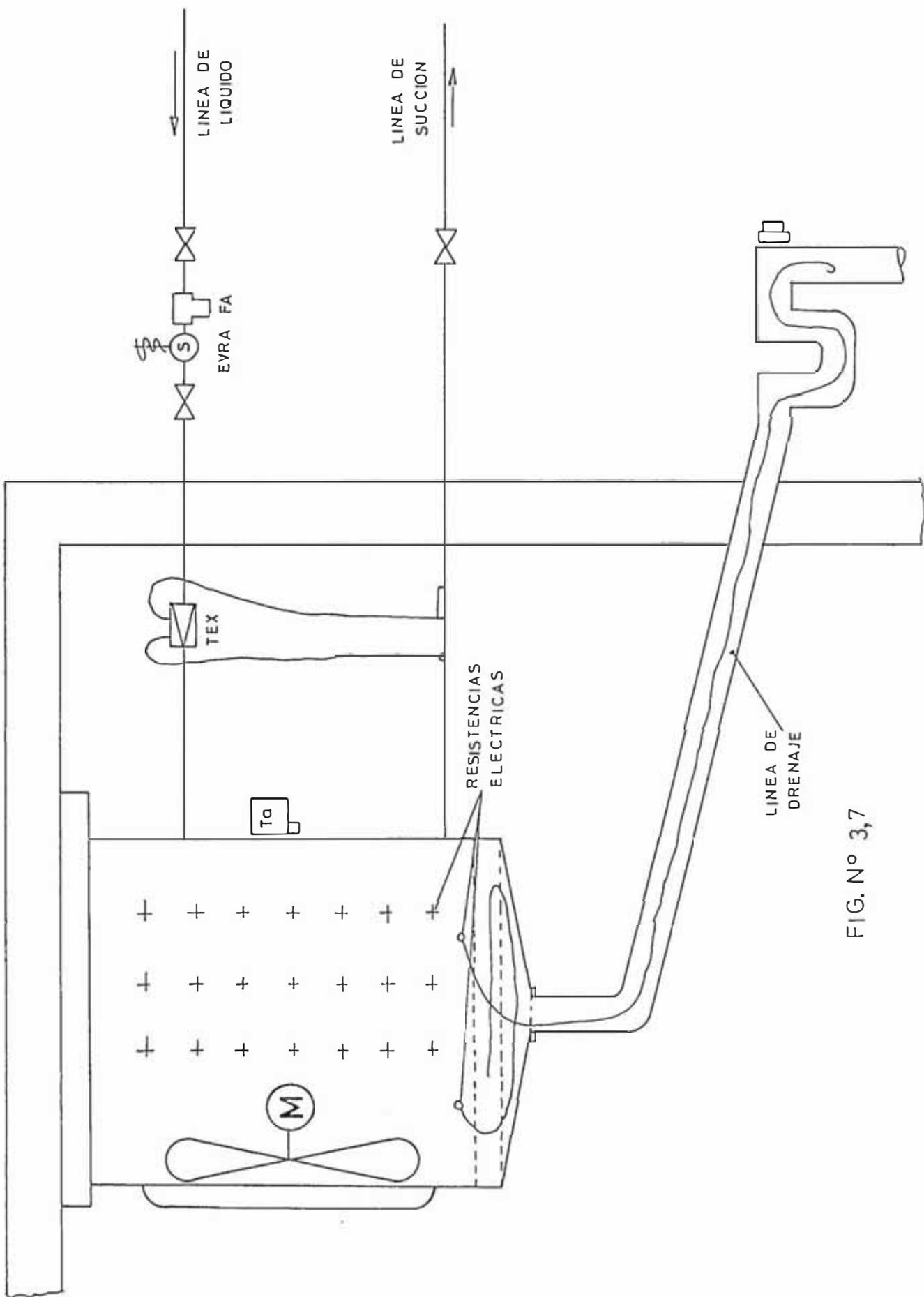


FIG. N° 3,7

válvulas PM 3-65, ver Fig. N° 3.8.

Las válvulas PM son reguladores de presión de evaporación o de compresión, estos reguladores son servo-controlados con válvulas solenoides piloto enroscadas en el.

La finalidad de estas válvulas es elevar la presión a la salida del compresor pero a la vez mantener la misma presión a la entrada del condensador.

Se busca este efecto para elevar la presión en la línea de gas caliente, que tiene su inicio entre el compresor y esta válvula reguladora de presión.

Con esta válvula se consigue elevar la presión de descarga en 1 o 1.5 Kg/cm<sup>2</sup>. mas.

Después de un tiempo de operación del difusor, previamente establecido, el reloj de descongelado, emite una señal que cierra la válvula de solenoide EVRA, ubicada en la línea de líquido, cortando el flujo de refrigerante líquido hacia el difusor simultaneamente, la válvula PM 1-32 ubicada en la línea de succión se cierra completamente.

A continuación, se abre la válvula solenoide EVRA-10 ubicada en la línea de gas caliente, permitiendo el ingreso del refrigerante en forma de gas caliente, en este punto el refrigerante puede estar entre una presión de 10 a 12 kg/cm<sup>2</sup> y a una temperatura de 50 a 70°C o más, dependiendo del sistema utilizado

El gas caliente a su paso por el difusor proporciona calor latente primero y calor sensible después para descongelar el hielo formado en las paredes del difusor, después de un tiempo de recorrer el gas caliente el interior del difusor, el hielo se ha descongelado y evacuado por el sistema de drenaje el cual lleva resistencias eléctricas para evitar el recongelamiento del agua en el mismo, ver Fig. N° 3.9.

/...

En este caso no se instala línea de vaciado.

Esta modificación de deshielo con gas caliente tiene varias desventajas, la más seria es que una capa pesada de refrigerante líquido regrese al compresor y cause daño por golpe de líquido en el mismo. Esto es fácil que ocurra al principio del ciclo de deshielo o inmediatamente después que el deshielo ha terminado.

### 3.4 Cálculo de las cargas térmicas

La carga térmica de una cámara frigorífica está determinada por el calor que debemos retirar de ella en un cierto tiempo, con el fin de mantenerla a una determinada temperatura.

Antes de iniciar el cálculo, consideraremos las condiciones atmosféricas de la zona, las cuales según los datos obtenidos del Servicio Nacional de Meteorología e Hidrografía (SENAMHI) son los siguientes:

- Temperatura media máxima: 24.5°C

- Humedad relativa promedio: 62%

Obteniendo luego la temperatura de diseño:

- Temperatura de diseño:

$$T = 24.5^{\circ}\text{C} + T_1 \quad (T_1: \text{Incremento por radiación solar})$$

$$T_1 = 3.3^{\circ}\text{C} \quad (\text{Tabla N}^{\circ} 3.5)$$

$$T = 27.8^{\circ}\text{C}$$

El siguiente intenta ser un sumario de la información existente en el cálculo de la carga térmica de una habitación refrigerada.

Las fuentes de calor, las cuales son tomadas en cuenta para el cálculo de la carga térmica son las siguientes:

/...

- Calor ganado por paredes, piso y techo.
- Filtración del aire exterior.
- Carga del producto refrigerado.

También se considera la carga debido a otras fuentes de calor dentro de la cámara refrigerada como:

- La gente que trabaja dentro de la cámara
- Motores del evaporador.
- Iluminación y otros.

La carga total, es entonces determinada, como la suma de todas las cargas presentes.

#### 1.- Calor ganado por las paredes, piso y techo

El calor ganado por las paredes, techo y piso en las cámaras refrigeradas dependerá de la diferencia de temperatura del medio ambiente y la de la cámara refrigerada, así como de la conductividad térmica del material de aislamiento de las paredes como de su espesor.

Nombramos K la conductividad térmica del material en Kcal /h m °C y s el espesor de las paredes en mm., el coeficiente global de transferencia será:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_e} + \frac{1}{1000K} + \frac{1}{f_i}} \quad . \quad . \quad . \quad \text{Ec.3.18}$$

Donde  $f_i$  es el coeficiente de transferencia de calor entre el aire y el lado interno de la pared y  $f_e$  el coeficiente entre el aire y el lado externo de la pared de la cámara refrigerada.

El término U es generalmente tan pequeño debido al apropiado espesor y a la baja conductividad del aislamiento de la

/...

cámara refrigerada que los términos  $f_i$  y  $f_e$  tienen poca influencia en él.

Ellos ( $f_i$  y  $f_e$ ) pueden ser omitidos entonces el término  $U$  es practicamente:

$$U = \frac{1000K}{s} \quad \text{Kcal/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C h} \quad . \quad . \quad \text{Ec. 3.19}$$

El calor ganado por las paredes es:

$$q_1 = U \times S \times (T_e - T_c) \times 24 \text{ Kcal/24h} \quad . \quad \text{Ec. 3.20}$$

Donde  $S$  es la superficie externa total de las paredes, piso y techo de la cámara refrigerada y  $(T_e - T_c)$  es la diferencia entre la temperatura exterior e interior de la cámara.

Cuando las paredes estan construidas con más de un material, la conductividad equivalente de las paredes deberá ser determinada.

Supongamos que sea  $K_1$  la conductividad de una capa de espesor  $s_1$  y  $k_2$  la conductividad de otra de espesor  $s_2$ .

Supongamos que el espesor total de la pared es:

$$s = s_1 + s_2$$

El coeficiente global de transferencia de calor  $U$  es:

$$U = \frac{1}{\frac{s_1}{1000K_1} + \frac{s_2}{1000K_2}} = \frac{1}{\frac{s}{1000 K_e}} \quad . \quad \text{Ec. 3.21}$$

Donde  $K_e$  es un coeficiente equivalente desconocido de la pared compuesta.

/...

Encontramos que:

$$\frac{s}{k_e} = \frac{s_1}{K_1} + \frac{s_2}{k_2} = \frac{s_1 k_2 + s_2 k_1}{K_1 K_2} \quad . . \text{ Ec. 3.22}$$

Entonces

$$K_e = s \frac{k_1 k_2}{s_1 k_2 + s_2 k_1} \quad . . \text{ Ec. 3.23}$$

Por lo tanto concluimos que en el caso de paredes compuestas por dos materiales, la conductividad equivalente  $k_e$  deberá ser incluido en la evaluación de U como un cálculo más.

## 2.- Calor por filtración de aire exterior

El aire exterior ingresa a la cámara refrigerada cada vez que la puerta es abierta. El aire exterior, a una elevada temperatura, deberá ser reducida a la temperatura de la cámara refrigerada. Para cuantificar el efecto de esta carga, generada por la filtración de aire, una curva experimental fue ploteada, la cual da los números de cambios de aire por 24 horas  $n_r$  versus el volúmen de la cámara refrigerada V.

La curva esta en el diagrama A.

La carga I necesario en 24 horas para enfriar el aire infiltrado en el espacio refrigerado podrá ser calculado cuando el número de cambios de aire  $n_r$  es conocido, con la ayuda del factor  $F_1$  en la tabla N°3.3y la relación:

$$Q_2 = F_1 \times n_r \times V \text{ Kcal/24 h} \quad . . \text{ Ec. 3.24}$$

Nota: El número de cambios de aire  $n_r$  encontrado en el diagrama experimental es referido a condiciones de operación

/...

promedio. Por un trabajo pesado nr deberá ser multiplicado por 2, para un largo almacenaje en la cámara nr deberá ser multiplicado por 0.6.

### 3.- Carga por producto

Un producto introducido en una cámara refrigerada a una temperatura  $T_m$  proporcionará un calor el cual deberá ser evaluado por las características del producto, esto es su estado inicial y su estado final, su peso, su calor específico antes y después del punto de congelamiento, su temperatura de congelamiento y su calor latente.

Para calcular la carga para enfriar el producto, una de las tres ecuaciones siguientes será usada dependiendo de su estado inicial:

3.1 Para enfriar un producto, introducido a una temperatura  $T_m$ , a una cámara refrigerada a una temperatura  $T_c$  - encima de la temperatura de congelamiento de dicho producto, la ecuación será:

$$3.1. R = c_1 \times (T_m - T_c) \times G \quad \text{Kcal} \quad . . . \text{Ec. 3.25}$$

3.2 Para enfriar un producto introducido a temperatura  $T_m$ , sobre su punto de congelamiento  $T_w$  a una cámara cuya temperatura interna  $T_c$  esta debajo de la temperatura de congelamiento de producto, la ecuación es:

$$3.2. R = [c_1 (T_m - T_w) + r + c_2 (T_w - T_c)] \times G \quad \text{Kcal} \quad . . . \text{Ec. 3.26}$$

3.3 Para enfriar el producto introducido a la temperatura  $T_m$  bajo su punto de enfriamiento, la ecuación es:

/...

$$3.3. \quad R = c_2 \times (T_m - T_c) \times G \quad \text{Kcal} \quad . \quad . \quad \text{Ec. 3.27}$$

donde:

**G:** Producto a ser enfriado, Kg.

**c<sub>1</sub>:** Calor específico del producto sobre su punto de congelamiento, Kcal/°C Kg.

**c<sub>2</sub>:** Calor específico del producto bajo su punto de congelamiento, Kcal/°C Kg.

**r:** Calor latente de congelamiento del producto, Kcal/Kg.

Conociendo el tiempo requerido para enfriar el producto  $h_1$  (horas), la carga del producto es:

$$q_3 = \frac{R}{h_1} \times 24 \quad \text{Kcal/24h} \quad . \quad . \quad \text{Ec. 3.28}$$

Nota: las características de algunos productos están anotados en la tabla N° 3.4

#### 4.- Calor de respiración

Las frutas frescas y los vegetales brindan calor durante su almacenamiento. Estos productos continúan vivos, de hecho, en las cámaras refrigeradas. Ellos de alguna manera continúan su respiración, una combinación del oxígeno del aire con el carbón de su tejido vegetal, produce calor.

El calor de respiración (resp) de algunos productos están anotados en la tabla N°3.4 en Kcal/Kg. por día.

La carga producida por respiración es calculada entonces como:

$$q_4 = \text{resp} \times z \quad \text{Kcal/24 h} \quad . \quad . \quad \text{Ec. 3.29}$$

/...

donde z es el peso de todos los productos almacenados en la cámara.

## 5.- Otras Fuentes de calor

5.1 La energía eléctrica disipada dentro del espacio refrigerado deberá ser incluido en el cálculo de la carga.

Si nombramos  $W_i$  al total de los watts disipados dentro del espacio refrigerado y  $h_i$  las horas por día - durante las cuales los watts son disipados, su efecto en la carga térmica es:

$$q_5 = W_i \times h_i \times 0.86 \quad \text{Kcal/24 h.} \quad . \quad \text{Ec. 3.30}$$

Donde la información precisada es ausente, en el diagrama B podemos encontrar un estimado promedio de los watts, para ser multiplicados por 24 horas, disipados en una cámara refrigerada de un volumen V.

5.2 La gente que trabaja dentro de las cámaras refrigeradas proporcionan un calor, dependiendo de la actividad pero afectado por un factor promedio  $F_2$  de la tabla N° 3.5

El efecto de la fuente de calor de N número de personas trabajando  $h_3$  horas es:

$$q_6 = N \times F_2 \times h_3 \quad \text{Kcal/24 h.} \quad . \quad \text{Ec. 3.31}$$

## 6.- Carga Total

La suma de todas las fuentes simples de calor ganadas por la cámara refrigerada es la carga total por día  $q_t$ .

/...

Dependiendo del mantenimiento, deshielo y otras razones, el compresor no trabajará continuamente sino solo  $h_2$  número de horas por día. Cuando se usa deshielo eléctrico o por gas-caliente puede ser razonable suponer  $h_2 = 20$  horas.

La carga horaria es entonces:

$$Q_t = \frac{q_t}{h_2} \quad \text{Kcal/h} \quad . . . \text{Ec. 3.32}$$

TABLA N° 3.2

VALORES DE LA CONDUCTIVIDAD TERMICA (K)

<u>MATERIAL</u>	<u>Kcal/hr-m-°C</u>
Asfalto	0.6
Concreto	0.7 a 1.5
Madera	0.14
Ladrillo	0.6 a 0.9
Vidrio	0.5 a 0.9
Lana de vidrio	0.035 a 0.06
Cartón corrugado asfaltado	0.054
Placa de Poliuretano	0.013 a 0.017
Placa de Poliuretano expandido	0.026 a 0.030
Corcho	0.04 a 0.06

/...

TABLA N° 3.3

CALOR ESPECIFICO DEL AIRE

(Kcal/m<sup>3</sup>)

TEMPERA- TURA DE INTERIOR DE CAMARA	TEMPERATURA EXTERIOR DE LA CAMARA °C			
	25		30	
	HUMEDAD RELATIVA (%)			
	50	60	50	60
15	4.5	5.9	8.1	10.0
10	7.6	9.1	11.2	13.0
05	10.3	11.8	13.9	15.7
0	12.7	14.1	15.7	17.5
-5			17.8	19.6
-10			19.4	21.1
-15			21.0	22.7
-20			22.6	24.2
-25			24.1	25.8
-30			25.6	27.3

CAMARA N° 1

Condiciones Generales:

- Dimensiones: Largo: 18m. ancho: 7.5m, Alto: 5 m.
- Producto a conservar: Carne
- Capacidad de almacenamiento: 150TM
- Capacidad de enfriamiento diario: 55 TM
- Temperatura de entrada: -10°C
- Temperatura de régimen: -20°C
- Espesor de aislamiento: 160 mm (poliuretano inyectado)
- Conductividad térmica: 0.013 Kcal/h m °C.

1.- Calor ganado por las paredes, piso y techo

- Cálculo del coeficiente global de conductividad térmica.

$$U = \frac{1000K}{s} = \frac{1000 \times 0.013}{160}$$

$$U = 0.08125 \text{ Kcal/m}^2 \text{ °C h.}$$

- Las medidas exteriores son: 18.32 x 7.82 x 5.32 entonces el área exterior es:

$$s = (18.32 \times 7.82 + 18.32 \times 5.32 + 7.82 \times 5.32) \times 2$$

$$s = 560 \text{ m}^2$$

Las condiciones exteriores son 27.8°C y 63% humedad relativa. El calor ganado es entonces:

$$q_1 = U \times S \times (T_e - T_c) \times 24 \text{ Kcal/24h}$$

$$q_1 = 0.08125 \text{ Kcal/m}^2 \text{ °C h} \times 560 \text{ m}^2 \times (27.8 - (-20)) \text{ °C} \times 24$$

/...

$$q_1 = 52,197 \text{ Kcal/ 24h}$$

2.- Carga por cambios de aire

De la tabla N° 3.3 para una temperatura exterior de 27.8°C y 63% de humedad relativa con una temperatura interior de -20°C, encontramos:

$$F_1 = 24.6 \text{ Kcal/m}^3$$

Del diagrama "A" para una cámara de 675 m<sup>3</sup> podemos encontrar:

$$nr = 2.9 \text{ cambios de aire/24h}$$

Por lo tanto la carga de calor producida por cambios de aire

$$q_2 = F_1 \times nr \times V \text{ Kcal/24h}$$

$$q_2 = 24.6 \text{ Kcal/m}^3 \times 2.9 \text{ cambios} \times 675 \text{m}^3$$

$$q_2 = 48,154 \text{ Kcal/24h}$$

Carga producida por luces y motores dentro de la cámara  
Del diagrama "B" para un volumen interior de cámara de 675 m<sup>3</sup> se obtiene el siguiente valor:

$$w_i = 2,700 \text{ watts}$$

Usando la fórmula de calor

$$q_5 = w_i \times 24 \times 0.86$$

/...

### 3.- Carga por producto

Se va a almacenar carne de res a una capacidad de 150TM con un movimiento diario de 55 TM.

De la tabla N° 3.4, como el producto ingresa a  $-10^{\circ}\text{C}$ , - temperatura inferior a la de congelamiento ( $-1.7^{\circ}\text{C}$ ), el calor específico es:

$$c_2 = 0.40 \text{ Kcal} / \text{Kg } ^{\circ}\text{C}$$

usamos la ecuación 3.27..

$$R = c_2 \times (T_m - T_c) \times G$$

$$R = 0,40 \text{ Kcal/Kg}^{\circ}\text{C} \times (-10 - (-20)) \text{ } ^{\circ}\text{C} \times 55,000 \text{ Kg.}$$

$$R = 220,000 \text{ Kcal}$$

El producto deberá ser llevado a la temperatura de la - cámara dentro de las primeras 16 horas.

Entonces la carga por producto es:

$$q_5 = \frac{220,000}{16\text{h}} \times 24$$

$$q_5 = 330,000 \text{ Kcal}/24\text{h}$$

Asumimos que trabajan 5 personas durante 3 horas al día en el movimiento de carga.

De la tabla N° 3.5

$$F_2 = 352 \text{ Kcal/h por persona}$$

/...

$$q_6 = N \times F_2 \times h_3 = 5 \times 352 \times 3$$

$$q_6 = 5,280 \text{ Kcal} / 24 \text{ h}$$

Carga total:

$$q_t = 52,197 + 48,154 + 55,728 + 330,000 + 5,280$$

$$q_t = 491,359 \text{ Kcal}/24\text{h}$$

Asumimos que el compresor trabaja 20 horas al día de este modo asumimos cuatro ciclos de deshielo, cada uno de 30 minutos y dejamos 2 horas por un factor de servicio- y damos un 10% de seguridad a la carga total, entonces- la carga horaria es:

$$Q_t = \frac{q_t}{h_2} = \frac{491,359}{20} \times 1.1$$

$$Q_t = 27,024 \text{ Kcal} / \text{h}$$

$$Q_t = 8.9 \text{ T R}$$

## CAMARA N° 2

Condiciones generales:

- Dimensiones: Largo: 18m. ancho: 8.5 m, alto: 5 m.
- Producto a conservar: carne de res.
- Capacidad de almacenamiento: 175 TM.
- Capacidad de enfriamiento diario: 56 TM
- Temperatura de entrada:  $-10^{\circ}\text{C}$
- Temperatura de régimen:  $-20^{\circ}\text{C}$

1.- Calor ganado por las paredes, piso y techo

/...

$$q_1 = U \times S \times (T_e - T_c) \times 24 \text{ Kcal}/24\text{h}$$

$$U = 0.08125 \text{ Kcal} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C h}$$

Medidas Exteriores: 18.32 x 8.82 x 5.32 m

$$S = 2 (18.32 \times 8.82 + 18.32 \times 5.32 + 8.82 \times 5.32)$$

$$S = 612 \text{ m}^2$$

$$q_1 = 0.08125 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C h}} \times 612 \text{ m}^2 \times (27.8 - (-20)) \text{ } ^\circ\text{C} \times 24$$

$$q_1 = 57,044 \text{ Kcal}/24\text{h}$$

2.- Carga por cambios de aire

De tabla N° 3.3.

$$F_1 = 24.6 \text{ Kcal}/\text{m}^3$$

Del diagrama A para una cámara de 765 m<sup>3</sup>

$$nr = 2.7$$

$$q_2 = F_1 \times nr \times V$$

$$q_2 = 24.6 \text{ Kcal}/\text{m}^3 \times 2.7 \text{ cambios} \times 765 \text{ m}^3$$

$$q_2 = 50,810 \text{ Kcal}/24 \text{ h}$$

Carga por luces y motores eléctricos

Del diagrama B para un volumen interior de 765 m<sup>3</sup>.

/...

$$w_i = 3,300 \text{ watts}$$

$$q_5 = 3,300 \times 24 \times 0.86$$

$$q_5 = 68,110 \text{ Kcal/24 h}$$

### 3.- Carga por producto.

Se almacenara carne de res a una capacidad de 175 TM con un movimiento diario de 56 TM  
De la Tabla N° 3.4

$$c_2 = 0.40 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$$

Usamos la ecuación 3.27

$$R = c_2 \times (T_m - T_c) \times G$$

$$R = 0.40 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times (-10 - (-20))^\circ\text{C} \times 56,000 \text{ Kg.}$$

$$R = 224,000 \text{ Kcal}$$

El producto deberá ser llevado a la temperatura de la cámara en las primeras 16 horas.

$$q_3 = \frac{224,000}{16} \times 24$$

$$q_3 = 336,000 \text{ Kcal/24h}$$

Asumimos que trabajan 5 personas durante 3 horas al día en el movimiento de la carga.

De la Tabla N° 3.5

/...

$$F_2 = 352 \text{ Kcal/h por persona}$$

$$q_6 = N \times F_2 \times h_3 = 5 \times 352 \times 3$$

$$q_6 = 5,280 \text{ Kcal/24h}$$

Carga total

$$q_t = 57,044 + 50,810 + 68,110 + 336,000 + 5,280$$

$$q_t = 517,244 \text{ Kcal /24h}$$

Más 10% de seguridad

$$q_t = 568,968 \text{ Kcal/24h}$$

El compresor trabaja 20 horas diarias

$$Q_t = \frac{568,968}{20}$$

$$Q_t = 28,448 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_t = 9.4 \text{ T R}$$

### CAMARA N° 3

Condiciones generales:

- Dimensiones: Largo: 18 m. Ancho: 11.5 m, Alto: 5 m.
- Producto a conservar: Carne de res.
- Capacidad de almacenamiento: 270 TM
- Capacidad de enfriamiento diario: 88 TM
- Temperatura de entrada: - 10°C
- Temperatura de régimen: - 20°C

/...

1.- Calor ganado por las paredes, piso y techo

$$q_1 = U \times S \times (T_e - T_c) \times 24 \text{ Kcal}/24 \text{ h}$$

Medidas exteriores: 18.32 x 11.82 x 5.32 m.

$$S = 2 \times (18.32 \times 11.82 + 18.32 \times 5.32 + 11.82 \times 5.32)$$

$$S = 753 \text{ m}^2$$

$$q_1 = 0.08125 \text{ Kcal}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{h} \times 753 \text{ m}^2 \times (27.8 - (-20))^\circ\text{C} \times 24$$

$$q_1 = 70,187 \text{ Kcal} / 24 \text{ h}$$

2.- Carga por cambios de aire.

De la tabla N° 3.3

$$F_1 = 24.6 \text{ Kcal}/\text{m}^3$$

Del diagrama "A" para una cámara de 1.035 m<sup>3</sup>

$$nr = 2.6 \text{ cambios de aire}/24 \text{ horas}$$

$$q_2 = F_1 \times nr \times V$$

$$q_2 = 24.6 \text{ Kcal}/\text{m}^3 \times 2.6 \text{ cambios} \times 1,035 \text{ m}^3$$

$$q_2 = 66,198 \text{ Kcal}/24 \text{ h}$$

3.- Carga por producto.

Se almacenará carne de res en una capacidad de 270 TM con un movimiento diario de 88 TM.

/...

De la tabla N° 3.4

$$c_2 = 0.40 \text{ Kcal/ Kg}^\circ\text{C.}$$

Usamos la ecuación 3.27

$$R = c_2 \times (T_m - T_c) \times G$$

$$R = 0.30 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C} \times (-10 - (-20))^\circ\text{C} \times 88,000 \text{ Kg.}$$

$$R = 264,000 \text{ Kcal/24 h}$$

El producto deberá ser llevado a la temperatura de la cámara dentro de las primeras 16 horas

$$q_3 = \frac{264,000}{14} \times 24$$

Entonces la carga por producto será

$$q_3 = 452,570 \text{ Kcal/24 h}$$

Carga por luces y motores eléctricos

Del diagrama "B" para un volumen interior de  $1,035 \text{ m}^3$ .

$$w_i = 4,100 \text{ watts}$$

$$q_5 = w_i \times 24 \times 0.86$$

$$q_5 = 4,100 \text{ watts} \times 24 \text{ h} \times 0.86$$

$$q_5 = 84,624 \text{ Kcal/24h}$$

Asumimos que trabajan 8 personas durante 3 horas diarias

/...

en el movimiento de carga.

De la tabla N° 3.5

$$F_2 = 352 \text{ Kcal / 24h}$$

$$q_6 = N \times F_2 \times h_3 = 8 \times 352 \times 3$$

$$q_6 = 8,448 \text{ Kcal/24h}$$

Carga total

$$q_t = 70,187 + 66,198 + 84,624 + 452,570 + 8,448$$

$$q_t = 682,027 \text{ Kcal / 24 h}$$

Más 10% de seguridad

$$q_t = 750,230 \text{ Kcal/24h}$$

Asumimos que el compresor trabaja 20 horas al día

$$Q_t = \frac{750,230}{20}$$

$$Q_t = 37,511 \text{ Kcal/ hr}$$

$$Q_t = 12.40 \text{ T R}$$

#### CANARA N° 4

Condiciones generales:

- Dimensiones: largo: 21.5 m. ancho: 8.5 m. alto: 5m.
- Producto a conservar: pescado
- Capacidad de almacenamiento: 250 TM

/...

- Capacidad de enfriamiento diario: 77 TM
- Temperatura de entrada: - 10°C
- Temperatura de régimen: - 20°C

Haciendo los cálculos de modo esquemático y teniendo los siguientes datos adicionales:

- Coeficiente global de conductividad térmica:

$$U = 0.08125 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C. h}}$$

- Factor de cambios de aire:

$$F_1 = 24.6 \text{ Kcal/m}^3$$

- N°.de cambios de aire:

$$n = 2.6$$

- Factor por luces y motores:

$$w_i = 3,900 \text{ watts}$$

- Trabajan 8 personas durante 3 horas al día

Entonces tenemos:

- Calor ganado por paredes piso y techo:

$$q_1 = 66,179 \text{ Kcal / 24 h}$$

- Calor por cambios de aire:

$$q_2 = 58,443 \text{ Kcal / 24 h}$$

- Calor por producto enfriado:

$$q_3 = 473,550 \text{ Kcal / 24 h}$$

/...

- Calor por luces y motores eléctricos:

$$q_5 = 80,496 \text{ Kcal}/24 \text{ h}$$

- Calor por personas en interior cámara:

$$q_6 = 8,448 \text{ Kcal}/24 \text{ h}$$

Considerando un diez por ciento de seguridad y que el equipo  
ba a trabajar solo 20 horas al día:

- Carga total:

$$Q_t = 37,791 \text{ Kcal}/\text{h}$$

$$Q_t = 12.49 \text{ TR}$$

#### CAMARA N° 5

Condiciones generales:

- Dimensiones: largo: 17.5 m. ancho: 7.5 m, alto: 5 m.
- Producto a conservar: Carne de res
- Capacidad de almacenamiento: 165 TM
- Capacidad de enfriamiento diario: 55 TM
- Temperatura de entrada:  $-10^{\circ}\text{C}$
- Temperatura régimen:  $-20^{\circ}\text{C}$

Haciendo los cálculos de modo esquemático y obteniendo los si  
guientes datos de los cuadros y gráficos correspondientes:

- Coeficiente global de conduct. térmica:

$$U = 0.08125 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C h}}$$

- Factor de cambios de aire

/...

$$F_1 = 24.6 \text{ Kcal} / \text{m}^3$$

- N° De cambios de aire:

$$n = 3.0$$

- Factor por luces y motores:

$$w_i = 3,000 \text{ watts}$$

- Trabajan 6 personas durante 3 horas al día

- Calor por persona, factor:

$$F_2 = 352 \text{ Kcal} / \text{h persona}$$

Entonces tenemos:

- Calor ganado por paredes, piso y techo:

$$q_1 = 51.405 \text{ Kcal} / 24 \text{ h}$$

- Calor por cambios de aire

$$q_2 = 48,430 \text{ Kcal} / 24 \text{ h}$$

- Calor por producto subenfriado:

$$q_3 = 330,000 \text{ Kcal} / 24 \text{ h}$$

- Calor por luces y motores

$$q_5 = 61,920 \text{ Kcal} / 24\text{h}$$

- Calor por personas en cámara

$$q_6 = 6,336 \text{ Kcal} / 24 \text{ h}$$

Considerando un diez por ciento de seguridad y que el equipo va a trabajar solo 20 horas al día.

/...

- Carga total:

$$Q_t = 27,395 \text{ Kcal / hr}$$

$$Q_t = 9.06 \text{ TR}$$

### CAMARA N° 6

Condiciones generales:

- Dimensiones: largo: 19.5 m. ancho: 9.5 m. alto: 5 m.
- Cámara bi-tempera: 0 / -20°C
- Producto a conservar:
  - 5 TM refrigerados (flores a + 25°C) entrada
  - 25 TM congelados (carne a - 10°C) entrada
- Temperatura régimen: 0°C refrigerado
  - 20°C congelado

1° Caso: Temperatura régimen: 0°C

- Coeficiente global de conductividad térmica:

$$U = 0.08125 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C h}}$$

- Factor de cambios de aire:

$$F_1 = 24.6 \text{ Kcal / m}^3$$

- N° de cambios de aire:

$$nr = 2.6$$

- Factor por luces y motores:

$$w_i = 3,900 \text{ watts}$$

- Trabajan 6 personas durante 2 horas al día

- Factor de calor por persona:

/...

$$F_2 = 235 \text{ Kcal. / h persona}$$

Entonces tenemos:

- Calor ganado por paredes, piso y techo

$$q_1 = 38,163 \text{ Kcal / 24 h}$$

- Calor por cambios de aire

$$q_2 = 59,226 \text{ Kcal / 24 h}$$

- Calor por producto enfriado

$$q_3 = 170,625 \text{ Kcal / 24 h}$$

- Calor por luces y motores

$$q_5 = 80,496 \text{ Kcal / 24 h}$$

- Calor por personas en cámara

$$q_6 = 2,820 \text{ Kcal / 24 h}$$

Considerando un diez por ciento de seguridad y que el equipo va a trabajar solo 20 horas al día.

Carga total:

$$Q_t = 19,323 \text{ Kcal / h}$$

$$Q_t = 6.39 \text{ TR}$$

2° Caso: Temperatura régimen: - 20°C

En este caso se considera una entrada diaria de 25 TM de carne a - 10°C.

- Trabajan 6 personas durante 3 horas al día y se usan los mismos factores anteriores.

/...

- Factor de calor por persona

$$F_2 = 352 \text{ Kcal / h persona.}$$

Entonces tenemos:

- Calor ganado por paredes piso y techo:

$$q_1 = 65,619 \text{ Kcal / 24 h}$$

- Calor por cambios de aire

$$q_2 = 59,226 \text{ Kcal/ 24 h}$$

- Calor por producto subenfriado

$$q_3 = 150,625 \text{ Kcal / 24 h}$$

- Calor de luces y motores:

$$q_5 = 80,496 \text{ Kcal / 24 h}$$

- Calor por persona en cámara:

$$q_6 = 6,336 \text{ Kcal / 24 h}$$

Considerando un diez por ciento de seguridad y que el equipo va a trabajar solo 20 horas al día.

Carga total:

$$Q_t = 19,926 \text{ Kcal / h}$$

$$Q_t = 6.59 \text{ TR}$$

CAMARA N° 7

Condiciones generales:

/...

- Dimensiones: largo: 11.5 m. ancho: 9.5 m. alto: 5m
- Producto a conservar: carne de res
- Capacidad de almacenamiento: 26 TM
- Capacidad de enfriamiento diario: 15 TM
- Temperatura entrada: + 15°C
- Temperatura régimen: 0°C

Haciendo los cálculos de modo esquemático y obteniendo los siguientes datos de cuadros y gráficos correspondientes

- Coeficiente global de conductividad térmica:

$$U = 0.08125 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C h}}$$

- Factor de cambios de aire:

$$F_1 = 24.6 \text{ Kcal/ m}^3$$

- N° de cambios de aire:

$$nr = 3.3$$

- Factor por luces y motores:

$$w_1 = 2,700 \text{ watts}$$

- Trabajan 6 personas durante 3 horas al día

- Factor de calor por persona:

$$F_2 = 235 \text{ Kcal / h persona}$$

Entonces tenemos:

- Calor ganado por paredes, piso y techo:

$$q_1 = 25,045 \text{ Kcal / 24 h}$$

/...

- Calor por cambios de aire:

$$q_2 = 44,344 \text{ Kcal. / 24 h}$$

- Calor por producto enfriado:

$$q_3 = 259,875 \text{ Kcal / 24 h}$$

- Calor por luces y motores:

$$q_5 = 55,728 \text{ Kcal / 24 h}$$

- Calor por personas en cámara:

$$q_6 = 4,230 \text{ Kcal / 24 h}$$

Considerando un diez por ciento de seguridad y que el equipo va a trabajar solo 20 horas al día.

- Carga total:

$$Q_t = 21,407 \text{ Kcal / h}$$

$$Q_t = 7.08 \text{ TR}$$

#### CAMARA N° 08

Condiciones generales:

- Dimensiones: largo: 12.5 m, ancho: 8.5 m. alto: 5.0 m.
- Producto a conservar: Carne de res
- Capacidad de almacenamiento: 24 TM
- Capacidad de enfriamiento diario: 10 TM
- Temperatura entrada: + 15°C
- Temperatura régimen: 0°C

Haciendo los cálculos de modo esquemático y obteniendo los siguientes datos de cuadros y gráficos correspondientes

/...

- Coeficiente global de conductividad térmica:

$$U = 0.08125 \text{ Kcal} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{h}$$

- Factor de cambios de aire:

$$F_1 = 24.6 \text{ Kcal} / \text{m}^3$$

- N° de cambios de aire:

$$nr = 3.3$$

- Factor por luces y motores:

$$w_i = 2,500 \text{ watts}$$

- Trabajan 6 personas durante 3 horas

- Factor de calor por persona:

$$F_2 = 235 \text{ Kcal} / \text{h persona}$$

Entonces tenemos:

- Calor ganado por paredes, piso y techo:

$$q_1 = 24,719 \text{ Kcal} / 24 \text{ h}$$

- Calor por cambios de aire:

$$q_2 = 43,106 \text{ Kcal} / 24 \text{ h}$$

- Calor por producto enfriado:

$$q_3 = 173,250 \text{ Kcal} / \text{hr}$$

- Calor por luces y motores:

$$q_5 = 51,600 \text{ Kcal} / \text{hr}$$

- Calor por personas en cámara:

/...

$$q_6 = 4,230 \text{ Kcal. / hr}$$

Considerando un diez por ciento de seguridad y que el equipo va a trabajar solo 20 horas.

- Carga total:

$$Q_t = 16,329 \text{ Kcal / hr}$$

$$Q_t = 5.40 \text{ TR}$$

### CAMARA N° 9

Condiciones generales:

- Dimensiones: largo: 10.5 m. ancho: 8.5 m. alto: 5 m.
- Producto a conservar: Carne de res
- Capacidad de almacenamiento: 21 TM
- Capacidad de enfriamiento diario: 10 TM
- Temperatura entrada producto: + 15°C
- Temperatura régimen: 0°C.

Haciendo los cálculos de modo esquemático y obteniendo los siguientes datos de cuadros y gráficos correspondientes.

- Coeficiente global de conductividad térmica:

$$U = 0.08125 \text{ Kcal / m}^2 \text{ } ^\circ\text{C h}$$

- Factor de cambio de aire:

$$F_1 = 24.6 \text{ Kcal / m}^3$$

- N° de cambios de aire:

$$nr = 3.6$$

- Factor de luces y motores:

$$w_i = 2,200 \text{ watts}$$

/...

- Trabajan 6 personas durante 3 horas al día
- Factor de calor persona:

$$F_2 = 235 \text{ Kcal / h persona}$$

Entonces tenemos:

- Calor ganado por paredes, piso y techo:

$$q_1 = 21,629 \text{ Kcal / 24 h}$$

- Calor por cambios de aire:

$$q_2 = 43,520 \text{ Kcal / 24 h}$$

- Calor por producto enfriado:

$$q_3 = 173,250 \text{ Kcal / 24 h}$$

- Calor por luces y motores:

$$q_5 = 45,408 \text{ Kcal / 24 h}$$

- Calor por persona en cámara:

$$q_6 = 4,230 \text{ Kcal / 24 h}$$

Considerando un 10% de seguridad y que el equipo va a trabajar solo 20 horas.

- Carga Total:

$$Q_t = 15,842 \text{ Kcal / hr}$$

$$Q_t = 5.24 \text{ TR}$$

#### CAMARA N° 10

Tunel de congelación

/...

Condiciones generales

- Dimensiones: largo: 8.5 m. ancho: 5.0 m, alto: 5.0 m.
- Producto a congelar: Carne de res y pescado
- Capacidad de congelamiento diario: 10 TM
- Temperatura de entrada: + 5 °C
- Temperatura final: -20°C

Haciendo los cálculos de modo esquemático y obteniendo los siguientes datos de cuadros y gráficos correspondientes:

- Coeficiente global de conductividad térmica

$$U = 0.08125 \text{ Kcal} / \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{h}$$

- Factor de cambio de aire:

$$F_1 = 24.6$$

- N° de cambios de aire:

$$nr = 5.8$$

- Factor por luces y motores:

$$w_1 = 1,500 \text{ watts}$$

- Trabajan 6 personas durante 3 horas al día

- Factor de calor por persona:

$$F_2 = 546 \text{ Kcal} / \text{h persona}$$

Entonces tenemos:

- Calor ganado por paredes, piso y techo:

$$q_1 = 21,411 \text{ Kcal} / 24 \text{ h}$$

- Calor por cambios de aire:

$$q_2 = 30,310 \text{ Kcal} / 24 \text{ h}$$

/...

- Calor por producto congelado:

$$q_3 = 1'027,185 \text{ Kcal} / 24 \text{ h}$$

- Calor por luces y motores:

$$q_5 = 30,960 \text{ Kcal} / 24 \text{ h}$$

- Calor por persona en cámara:

$$q_6 = 9,828 \text{ Kcal} / 24 \text{ h}$$

Considerando un 10% de seguridad y que el equipo va a trabajar solo 20 horas al día.

- Carga Total:

$$Q_t = 61,583 \text{ Kcal} / \text{hr}$$

$$Q_t = 20.36 \text{ TR}$$

### CAMARA N° 11

Sala de despique refrigerada

Condiciones generales:

- Dimensiones: largo: 19 m, ancho: 8.5 m. alto: 5 m.
- Producto a refrigerar: Carne de res
- Capacidad de refrigeración diaria: 10 TM
- Temperatura de entrada: 27.8 °C
- Temperatura régimen: 12°C

Haciendo los cálculos de modo esquemático y obteniendo los siguientes datos de cuadros y gráficos correspondientes:

- Coeficiente global de conductividad térmica

$$U = 0.08125 \text{ Kcal} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C h}$$

- Factor de cambio de aire:

/...

$$F_1 = 8.9 \text{ Kcal / m}^3$$

- N° de cambios de aire:

$$nr = 2.7$$

- Factor por luces y motores:

$$w_i = 3,400 \text{ watts}$$

- Asumimos que trabajas 10 personas durante 16 horas al día

- Factor de calor por persona:

$$F_2 = 187.2 \text{ Kcal / h persona}$$

Entonces tenemos

- Calor ganado por paredes, piso y techo:

$$q_1 = 18,424 \text{ Kcal / 24 h}$$

- Calor por cambios de aire:

$$q_2 = 19,404 \text{ Kcal / 24 h}$$

- Calor por producto refrigerado:

$$q_3 = 153,765 \text{ Kcal / 24 h}$$

- Calor por luces y motores:

$$q_5 = 70,176 \text{ Kcal / 24 h}$$

- Calor por personas en cámara:

$$q_6 = 29,952 \text{ Kcal / 24 h}$$

Considerando un 10% de seguridad y que el equipo va a trabajar solo 20 horas al día.

/...

- Carga total:

$$Q_t = 16,044 \text{ Kcal / hr}$$

$$Q_t = 5.31 \text{ TR}$$

### CAMARA N° 12

Condiciones generales:

- Dimensiones: largo: 42.6 m. ancho: 20.4 m. alto: 4.1 m.
- Producto a refrigerar: Carne de res.
- Capacidad de enfriamiento: 80 TM
- Tiempo de enfriamiento: 48 horas
- Aislamiento: Tecnopor (Poliestireno)
- Espesor de aislamiento en techo: 100 mm.
- Espesor de aislamiento en paredes y piso: 220 mm.
- Coeficiente de conductividad térmica:

$$k = 0.027 \text{ Kcal / m h } ^\circ\text{C}$$

- Temperatura régimen:  $- 20^\circ\text{C}$
- Temperatura entrada:  $- 10^\circ\text{C}$

Haciendo los cálculos de modo esquemático y obteniendo los siguientes datos de cuadros y gráficos correspondientes:

- Coeficiente global de conductividad térmica en tocho:

$$U = 0.27 \text{ Kcal / m}^2 \text{ } ^\circ\text{C h}$$

- Coeficiente global de conductividad térmica en piso y paredes:

$$U = 0.122 \text{ Kcal / m}^2 \text{ } ^\circ\text{C h}$$

- Factor de cambios de aire:

$$F_1 = 24.6 \text{ Kcal / m}^3$$

/...

- Factor por luces y motores:

$$w_i = 8,500 \text{ watts}$$

- N° de cambios de aire:

$$nr = 1.2$$

- Trabajan 8 personas durante 5 horas al día

- Factor de calor por persona:

$$F_2 = 352 \text{ Kcal / h persona}$$

Entonces tenemos

- Calor ganado por techo:

$$q_{11} = 112,627 \text{ Kcal / 24 h}$$

- Calor ganado por paredes y piso:

$$q_{12} = 193,842 \text{ Kcal / 24 h}$$

- Calor por cambios de aire:

$$q_2 = 105,181 \text{ Kcal / 24 h}$$

- Calor por producto refrigerado:

$$q_3 = 160,000 \text{ Kcal / 24 h}$$

- Calor por luces y motores:

$$q_5 = 175,440 \text{ Kcal / 24 h}$$

- Calor por personas en cámara:

$$q_6 = 14,080 \text{ Kcal / 24 h}$$

Considerando un 10% de seguridad y el equipo va a trabajar solo 20 horas al día

/...

- Carga total:

$$Q_t = 41,864 \text{ Kcal / h}$$

$$Q_t = 13.84 \text{ TR}$$

CAMARA N° 13

Condiciones generales:

- Dimensiones: largo: 10.5 m, ancho: 9.0 m. alto: 4.1 m.
- Producto a enfriar: Vegetales
- Capacidad de enfriamiento: 16 TM
- Tiempo de enfriamiento: 72 horas
- Temperatura régimen: 2/5 °C
- Temperatura entrada: 7/10 °C
- Espesor y aislamiento: 120 mm. de Tecnopor

Haciendo los cálculos de modo esquemático y obteniendo los siguientes datos de cuadros y gráficos correspondientes:

- Coeficiente global de conduct. Térmica:

$$U = 0.122 \text{ Kcal / m}^2 \cdot ^\circ\text{C h}$$

- Factor de cambios de aire:

$$F_1 = 24.6 \text{ Kcal / m}^3$$

- N° de cambios de aire:

$$nr = 3.5$$

- Factor por luces y motores:

$$w_i = 2,200 \text{ watts}$$

- Trabajan 4 personas durante 3 horas al día

- Factor de calor por persona:

/...

$$F_2 = 235 \text{ Kcal/ h persona}$$

- Factor de respiración de vegetales:

$$\text{Resp.} = 1.5 \text{ Kcal/Kg 24 h}$$

Entonces tenemos:

- Calor ganado por paredes piso y techo:

$$q_1 = 23,094 \text{ Kcal / 24 h}$$

- Calor por cambios de aire:

$$q_2 = 44,126 \text{ Kcal / 24 h}$$

- Calor por producto refrigerado:

$$q_3 = 29,867 \text{ Kcal / 24 h}$$

- Calor por respiración:

$$q_4 = 27,000 \text{ Kcal / 24 H}$$

- Calor por luces y personas:

$$q_5 = 45,408 \text{ Kcal / 24 h}$$

- Calor por personas en cámara:

$$q_6 = 2,820 \text{ Kcal / 24 h}$$

Considerando un 10% de seguridad y el equipo va a trabajar sólo 20 horas al día

- Carga Total:

/...

$$Q_t = 9,752 \text{ Kcal / h}$$

$$Q_t = 3.22 \text{ TR}$$

### 3.5 Selección de equipos y accesorios

Inicialmente se seleccionará el refrigerante a usar en esta planta.

Primeramente se definirá:

- Temperatura de evaporación:  $- 27^{\circ}\text{C}$   
Promedio
- Temperatura de condensación:  $35^{\circ}\text{C}$

Con estos datos se traza el diagrama de un ciclo saturado - simple, Fig. N° 3.4, sobre los gráficos P-h de los diversos refrigerantes probables a ser usados en esta planta.

Se seleccionará el fluido que posea mayor efecto refrigerante. Ec. 3.1

Para el Freón 12. (R-12)

$$h_a = 108.5 \text{ Kcal/Kg.}$$

$$h_c = 135.0 \text{ Kcal/Kg}$$

Entonces el efecto refrigerante será:

$$ER = h_c - h_a$$

$$ER = 26.5 \text{ Kcal / Kg.}$$

Para el freón 22 (R-22)

/...

$$h_a = 111 \text{ Kcal / Kg}$$

$$h_c = 146.5 \text{ Kcal / Kg}$$

Entonces:

$$ER = 35.5 \text{ Kcal / Kg}$$

Para el freón 502. (R-502)

$$h_a = 110.5 \text{ Kcal / Kg}$$

$$h_c = 133.0 \text{ Kcal / Kg}$$

Entonces:

$$ER = 22.5 \text{ Kcal / Kg}$$

Se seleccionará el refrigerante R-22 por tener el mayor efecto refrigerante de los fluidos considerados. Esto implica - que será necesario un menor caudal para cumplir con los requerimientos de carga térmica de las cámaras frigoríficas.

Para la presente planta frigorífica se utilizará:

- Evaporadores de aire forzado marca Mc. Quay, tipo:
  - EEP con deshielo eléctrico, aplicable a bajas temperaturas, - 35°C a + 2°C.
  - RLC con deshielo natural para temperaturas encima de +2°C.
- Condensadores Remotos, marca Mc Quay.
- Controles automáticos de refrigeración marca Danfoss.

En el apéndice encontraremos los catálogos correspondientes a estos equipos y accesorios.

/...

### 3.5.1 Con deshielo eléctrico

Como es una planta con diversas cámaras frigoríficas y una sala de máquinas, elegiremos primero los equipos y accesorios de cada cámara y después seleccionaremos los equipos y accesorios de la sala de máquinas.

#### CAMARA N° 1

- Temperatura interior: - 20°C
- Carga Térmica: 27,024 Kcal / hr

- 1.- Evaporador: modelo EEP - 096 B  
Capacidad Teórica: 30,555 Kcal / hr  
Diferencial de temperatura: 7°C  
Línea de líquido: Ø 1 3/8"  
Línea de succión: Ø 2 5/8"  
Resistencias eléctricas: 25,600 watts

#### 2.- Válvula de expansión termostática

Esta válvula se selecciona de acuerdo a la carga térmica de la cámara expresada en toneladas de refrigeración (TR) y en base al refrigerante utilizado.

Para este caso:

$$1 \text{ TR} = 3,024 \text{ Kcal / hr}$$

La carga térmica de la cámara es:

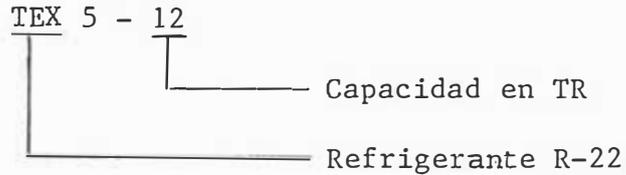
$$\text{CARGA (TR)} = \frac{27,024 \text{ Kcal / hr}}{\frac{3,024 \text{ Kcal / hr}}{1 \text{ TR}}}$$

/...

Carga = 8.93 TR

Refrigerante utilizado R-22 y seleccionaremos válvulas con compensación externa.

Elegimos:



Diámetro de entrada: 5/8"

Diámetro de salida: 7/8"

Orificio N° 4 para la capacidad requerida

### 3.- Válvula solenoide

Esta válvula se selecciona de acuerdo a la capacidad de la cámara expresada en Kw.

$$1 \text{ TR} = 3.52 \text{ Kw}$$

Entonces:

$$\text{Carga} = 8.93 \text{ TR} \times \frac{3.52 \text{ Kw}}{1 \text{ TR}}$$

$$\text{Carga} = 31.43 \text{ Kw.}$$

Con esta carga y el refrigerante R-22 ubicamos en la tabla adecuada la válvula correspondiente.

EVRA - 10

Capacidad nominal: 29 Kw

Diámetro de Conexiones (Bridas): 3/4"

/...

#### 4.- Filtros

Se seleccionan de acuerdo a la aplicación que se les va a dar o en base al accesorio con el que van a trabajar.

De acuerdo a la tabla seleccionamos:

F A - 15

#### 5.- Válvulas de Cierre

Se seleccionan de acuerdo al diámetro de la válvula solenoide y al filtro.

Se utilizan para poder cambiar el elemento del filtro sin perder carga del refrigerante.

#### 6.- Termostato de cámara

Se utilizan para el control de la válvula solenoide de la línea de líquido, se selecciona de acuerdo a la temperatura interior de la cámara.

Seleccionamos:

R T - 13

Rango de temperaturas:

- 30°C → 0°C

#### 7.- Termostato del evaporador

Utilizado para el control del término del periodo de desescarche automático, se selecciona en base a la temperatura interior y al calentamiento del evaporador durante el desescarche.

/...

Seleccionamos:

K P - 61

Rango de Temperaturas:

- 30°C → + 13°C

#### 8.- Tuberías de líquido y succión

Se selecciona de acuerdo a los diámetros de los utilizados en las mismas líneas. Con estas dimensiones se llegan hasta las líneas troncales. Estas líneas se seleccionan con diámetros por lo menos iguales a la suma de las áreas de las tuberías que van llegando o saliendo de ellas.

Generalmente hay tres puntos importantes a considerar:

- a) Costos iniciales
- b) Economía en operación
- c) Correcta operación

Un sobredimensionamiento será beneficioso para la economía de la operación, pero incrementa los costos iniciales en cuanto a tuberías como en aislamiento.

Un subdimensionamiento de las líneas será beneficioso para los costos iniciales pero traera problemas de operación tanto económicos como técnicos.

En la línea de descarga aumenta la relación de compresión porque se forma una contrapresión en la descarga lo que provoca un incremento en la

/...

temperatura del gas en la descarga, lo cual en este tipo de instalaciones, ocasiona la descomposición del aceite de lubricación y por lo tanto se incrementa los costos de mantenimiento.

En la línea de líquido, el subdimensionamiento puede provocar una vaporización parcial del refrigerante antes de llegar a la válvula de expansión, lo cual reduce la capacidad de dicha válvula.

- Diámetro de línea de líquido: 3/4"
- Diámetro de línea de succión: 2"

A continuación aplicando los mismos criterios de selección haremos un resumen de los equipos y accesorios utilizados en cada cámara, solo en casos especiales la selección la haremos en forma detallada.

#### CAMARA N° 2

- Temperatura interior: -20°C
- Carga Térmica: 28,448 Kcal / hr

1.- Evaporador: Modelo EEP - 096 B

2.- Válvula de Expansión Termostática:

TEX 5 - 12

3.- Válvula solenoide:

EVRA - 10

4.- Filtro:

/...

F A - 15

5.- Válvulas de cierre:

Línea de líquido: 3/4"

Línea de succión: 2"

6.- Termostato de cámara:

RT - 13

7.- Termostato del evaporador:

KP - 61

CAMARA N° 3

- Temperatura interior: - 20°C

- Carga térmica: 37,511 Kcal / hr

1.- Evaporador: Modelo EEP - 121 B

2.- Válvula de expansión termostática:

TEX 12 - 18

3.- Válvula solenoide:

EVRA - 15

4.- Filtro:

FA - 20

5.- Válvulas de cierre:

- Línea de líquido: 3/4"

- Línea de succión: 2 1/2"

/...

6.- Termostato de cámara:

RT - 13

7.- Termostato de evaporador:

KP - 61

CAMARA N° 5

- Temperatura interior: - 20°C

- Carga térmica : 27,395 Kcal / hr

1.- Evaporador: Modelo EEP-096B

2.- Válvula de expansión termostática:

TEX 5 - 12

3.- Válvula solenoide:

EVRA - 10

4.- Filtro:

FA- 15

5.- Válvulas de cierre:

- Línea de líquido: 3/4"

- Línea de succión: 2"

6.- Termostato de cámara:

RT - 13

7.- Termostato de evaporador:

KP - 61

/...

**CAMARA N° 6**

1° Caso

- Temperatura interior: 0°C
- Carga Térmica: 19,323 Kcal/hr

1.- Evaporador: Modelo EEP 072 B

2.- Válvula de expansión termostática

**TEX 5 - 7.5**

3.- Válvula solenoide:

**EVRA - 10**

4.- Filtro:

**FA - 15**

5.- Tuberías

Diámetro de línea de líquido: 3/4"

- Diámetro de línea de succión: 2"

6.- Termostato de cámara

**RT - 13**

7.- Termostato del evaporador

**KP 61**

8.- Regulador de presión de evaporación

Se instala en la línea de succión y se utiliza para mantener una presión de evaporación y por tanto una temperatura constante en la superficie del evaporador.

/...

Se selecciona en base a la capacidad nominal del evaporador.

Elegimos:

**KVP - 35**

Capacidad nominal: 21 Kw

Como esta cámara es bi-témpera, se instala dos - by-pass tanto en la línea donde estan ubicadas las válvulas de expansión termostáticas y las líneas de succión.

2° Caso

- Temperatura interior: - 20°C
- Carga térmica: 19,926 Kcal / hr

1.- Evaporador: Modelo 072 B

2.- Válvula de expansión termostática:

**TEX 5 - 12**

3.- Válvula solenoide:

**EVRA - 10**

4.- Filtro:

**FA - 15**

5.- Tuberías:

- Diámetro de línea de líquido : 3/4"
- Diámetro de línea de succión: 2"

/...

6.- Termostato de cámara:

RT - 13

7.- Termostato del evaporador:

KP - 61

CAMARA N° 7

- Temperatura interior: 0°C

- Carga Térmica: 21,407 Kcal / hr

1.- Evaporador: Modelo EEP 072 B

2.- Válvula de expansión termostática:

TEX 5 - 7.5

3.- Válvula de solenoide:

EVRA - 10

4.- Filtro:

FA - 15

5.- Tuberías:

Diámetro de línea de líquido: 1/2"

- Diámetro de línea de succión: 1 1/2"

6.- Termostato de cámara:

RT - 3

7.- Termostato del evaporador:

/...

KP - 61

CAMARA N° 8

- Temperatura interior: 0°C
- Carga Térmica: 16,329 Kcal/ hr

1.- Evaporador: Modelo EEP 061 B

2.- Válvula de expansión termostática:  
TEX 5 - 7.5

3.- Válvula solenoide:

EVRA - 10

4.- Filtro:

FA - 15

5.- Tuberías:

Diámetro de línea de líquido: 1/2"

Diámetro de línea de succión: 1 1/2"

6.- Termostato de cámara:

RT - 3

7.- Termostato del evaporador:

KP - 61

CAMARA N° 9

- Temperatura interior: 0°C

/...

- Carga térmica: 15,842 Kcal / hr

1.- Evaporador: Modelo EEP 061 B

2.- Válvula de expansión termostática:

TEX 5 - 7.5

3.- Válvula solenoide:

EVRA - 10

4.- Filtro:

FA - 15

5.- Tuberías:

- Diámetro de línea de líquido: 1/2"

Diámetro de línea de succión: 1 1/2"

6.- Termostato de cámara:

RT - 3

7.- Termostato de evaporador:

KP - 61

#### CAMARA N° 10 - Tunel de Congelación

Temperatura interior: - 40 °C

Carga térmica: 61,583 Kcal / hr

Como la carga térmica requerida es mayor que la disponible en los evaporadores, usaremos dos evaporadores.

Cada evaporador tendrá su propia válvula de expansión pero estarán suministrados de refrigerante por la misma válvula de solenoide.

/...

La línea de succión es independiente de la línea de succión del resto de la planta. Esta línea de succión llega directamente a la sala de máquinas

En esta cámara el descongelado se realiza en forma manual, como la operación de esta cámara puede efectuarse en forma irregular es difícil determinar un tiempo regular de descongelado por lo que se opta - realizarse en forma manual, es decir, se detiene en forma manual el flujo de refrigerante al evaporador se detienen los ventiladores y se prenden las resistencias eléctricas hasta que todo el hielo se ha fundido y retirado.

En este momento se apagan las resistencias eléctricas, se inicia el flujo de refrigerante hacia el evaporador y se encienden los ventiladores.

1.- Evaporador: 02 evaporadores Modelo EEP 121 B

2.- Válvula de expansión termostática:

2 TEX 5 - 12 Uno para cada evaporador

3.- Válvula solenoide:

EVRA - 20

4.- Filtro:

FA - 20

5.- Tuberías:

Diámetro de línea de líquido: 1"

Diámetro de línea de succión: 4"

/...

6.- Termostato de cámara:

KP - 61

CAMARA N° 11 - Cámara de despiece

- Temperatura interior: + 12°C
- Carga térmica: 16,044 Kcal / hr

Como la temperatura interior es mayor que 2 °C usaremos evaporadores modelo RLC, apto para trabajar sobre esa temperatura, estas unidades son descongeladas con calor natural proveniente de la cámara, pero como en este caso la temperatura de evaporación del refrigerante no llegan a pasar el límite de congelación del agua, en estas unidades nunca se formará hielo, pero si habra una condensación del líquido en las paredes de las tuberías del evaporador.

Para una buena distribución de aire frio seleccionaremos:

1.- Evaporador: 04 evaporadores modelo RLC 160 C, con una capacidad de 4,290 Kcal/hr cada una con un diferencial de temperatura de 6°C.

2.- Válvula de expansión termostática:

4 TEX 2 - 1.5, una válvula para cada evaporador.

3.- Válvula solenoide:

EVRA - 15

4.- Filtro:

FA - 15

/...

5.- Tuberías:

- Diámetro de línea de líquido: 1/2"
- Diámetro de línea de succión: 1 1/2"

6.- Termostato de cámara:

RT - 3

7.- Regulador de presión de evaporación:

KVP - 35

En la línea de succión que viene de las cámaras N° 7, 8 y 9, se ha instalado una válvula reguladora de presión PM 1 - 50 - CVP, servo controlada, que regula la presión de evaporación de dichas cámaras e iguala a la salida la presión de saturación correspondiente a una temperatura de - 20°C.

CAMARA N° 12

- Carga térmica: 41,864 Kcal / hr
- Temperatura interior: - 20°C

1.- Evaporador: como la carga térmica es elevada y el area es amplia, utilizaremos 8 unidades de evaporación para lograr una buena distribución de frio a lo largo y ancho de la cámara.

Los evaporadores tendrán cada uno su propia válvula de expansión termostatica.

Los evaporadores se enclavaran en dos grupos de cuatro unidades cada uno. Cada grupo tendrá su propia línea de líquido con su respectiva válvula

/...

de solenoide, y su propia línea de succión las-  
cuales van a dar a las líneas troncales del fri-  
gorífico.

Las líneas de succión poseerán por lo menos 02  
trampas de aceite para ayudar a este a regresar  
a la sala de máquinas.

Se selecciona:

8 Evaporadores modelo EEP - 024 B, cada uno con  
capacidad de 7,630 Kcal / hr

2.- Válvula de expansión termostática:

§ TEX 2 - 2.3 , una válvula para cada evaporador

3.--Válvula solenoide:

2 EVRA - 15 ,una para cada grupo de cuatro evapo  
radores.

4.- Filtro:

2 FA - 15, uno para cada válvula de solenoide

5.- Tuberías:

- Diámetro de línea de líquido: 3/4"  
Diámetro de línea de succión: 2"

6.- Termostato de cámara:

2 RT - 13

7.- Termostato de evaporador:

/...

2 KP - 61

CAMARA N° 13

- Temperatura interior: 2°C / 5°C
- Carga térmica: 9,752 Kcal / hr

1.- Evaporador:

Como la temperatura del interior de la cámara es igual o mayor a 2°C utilizaremos, deshielo con calor del interior de la cámara, con regulación-automática.

Elegimos: Modelo RLC - 420 D

Con una capacidad teórica de 11,250 Kcal/hr

2.- Válvula de expansión termostática:

TEX 5 - 7.5

3.- Válvula de dolenoidé:

EVRA - 10

4.- Filtro:

FA - 10

5.- Tuberías:

- Diámetro línea de líquido: 1/2"
- Diámetro línea de succión: 1 1/4"

6.- Termostato de cámara:

RT - 3

/...

7.- Termostato de evaporador:

KP - 61 .

8.- Válvula reguladora de presión:

KVP - 35

Selección de compresores:

Antes de seleccionar el compresor, hallaremos el caudal total de refrigerante que circula por la planta mediante los calores necesitados en cada cámara y los datos de entalpía obtenidos en el diagrama P-h, - mostrado en el apéndice, utilizando la siguiente fórmula:

$$\dot{m} = \frac{Q_r}{h_1 - h_4} \quad . . . \text{EC. 3.33}$$

Las entalpías  $h_1$  y  $h_4$  son obtenidas del gráfico traza do sobre el diagrama P-h, representan el término y el inicio de la frase de absorción de calor respectiva - mente, y definiendo:

Temperatura de evaporación: - 27°C

Temperatura de condensación: 35°C

CAMARA N° 01

- Temperatura interior: - 20°C
- Temperatura evaporación: - 27°C
- Carga Térmica: 27,024 Kcal/hr

$h_1 = 146.5 \text{ Kcal / Kg.}$

/...

$$h_4 = 111.0 \text{ Kcal / Kg}$$

Aplicando la ecuación N° 3.33

$$m = \frac{27,024 \text{ Kcal/hr}}{(146.5 - 111) \text{ Kcal/hr}}$$

$$m = 761.24 \text{ Kg/hr}$$

Aplicando la misma ecuación para las demás cámaras simi  
lares:

CAMARA N° 02

$$m = 801.35 \text{ Kg/ hr}$$

CAMARA N° 03

$$m = 1,056 \text{ Kg/hr}$$

CAMARA N° 04

$$m = 1,064.5 \text{ Kg/hr}$$

CAMARA N° 05

$$m = 771.7 \text{ Kg/hr}$$

CAMARA N° 06

$$m = 561.29 \text{ Kg/ hr}$$

CAMARA N° 07

- Temperatura interior: 0°C
- Temperatura de evaporización: - 7°C

/...

- Carga Térmica: 21,407 Kcal / hr

$$h_1 = 148.5 \text{ Kcal / Kg}$$

$$h_4 = 111.0 \text{ Kcal / Kg}$$

$$m = \frac{21,407 \text{ Kcal/Kg}}{(148.5 - 111) \text{ Kcal/Kg}}$$

$$m = 570.85 \text{ Kg/hr}$$

CAMARA N° 8

$$m = 435.44 \text{ Kg/ hr}$$

CAMARA N° 9

$$m = 422.45 \text{ Kg/hr}$$

CAMARA N° 10 (TUNEL DE CONGELADO)

- Temperatura interior: - 35°C/-40°C

- Temperatura de evaporización: - 47°C

- Carga térmica: 61,583 Kcal / hr

$$h_1 = 145 \text{ Kcal / Kg}$$

$$h_4 = 111 \text{ Kcal / Kg}$$

$$m = \frac{61,583 \text{ Kcal/hr}}{(145 - 111) \text{ Kcal/Kg}}$$

$$m = 1,811.26 \text{ Kg/hr}$$

/...

CAMARA N° 11

$$m = 416.72 \text{ Kg/hr}$$

CAMARA N° 12

$$m = 1,179 \text{ Kg/hr}$$

CAMARA N° 13

$$m = 260 \text{ Kg/hr}$$

Balanceando las entalpías a la entrada del compresor obtenemos la entalpía promedio de ingreso del refrigerante al compresor.

Utilizamos la siguiente fórmula:

$$\sum_{\substack{i=1 \\ i \neq 10}}^{13} h_i m_i = h_p \sum_{\substack{i=1 \\ i \neq 10}}^{13} m_i$$

Encontramos:

$$h_p = 148.06 \text{ Kcal / Kg}$$

También:

$$m_t = 8,300 \text{ Kg/hr}$$

Con estos datos encontramos la potencia teórica del compresor:

$$POT_t = m_t \times (h_2 - h_p)$$

/...

Donde:

$m_t$  = Flujo total de refrigerante (Kg/hr)

$h_2$  = Entalpía del término del proceso de compresión (Kcal/Kg)

$h_p$  = Entalpía promedio en el inicio de la compresión (Kcal/Kg)

Entonces:

$$POT_t = 8,300 \text{ Kg/hr} \times (161 - 148) \text{ Kcal/Kg}$$

$$POT_t = 107,900 \text{ Kcal / hr}$$

Multiplicando por el factor de corrección

$$(\text{Kcal/hr}) = (859.8) \times \text{Kw}$$

$$POT_t = \frac{107,900 \text{ Kcal/hr}}{859.8 \frac{\text{Kcal/hr}}{\text{Kw}}}$$

$$POT_t = 125.49 \text{ KW}$$

Potencia teórica del compresor que abastecerá a la planta de refrigerante, considerando una eficiencia del 100% y un factor de simultaneidad de 1.

Aplicando el mismo criterio para la determinación de la potencia teórica pero considerando una temperatura de evaporación de  $-42^\circ\text{C}$  y la presión de descarga la misma que el resto del sistema para el tunel de congelado.

/...

$$POT_t = \frac{1,811.26 \text{ Kg/hr} \times (161-145) \text{ Kcal/Kg}}{859.49 \text{ Kcal/hr}}$$

KW

$$POT_t = 33.72 \text{ KW}$$

Previamente a la selección del compresor, se hablará de los principios básicos de los compresores de tornillo.

Los compresores de tornillo son clasificados como del tipo de desplazamiento rotativo positivo. Este tipo de compresores emplea una acción de comprimir y expulsar gas.

En la figura N° 3.10 el compresor de tornillo consta de dos rotores helicoidales asimétricos montados al comienzo y final de la caja del compresor. El rotor conductor tiene 6 lobulos convexos, llamado también rotor macho, y el otro rotor conducido, tiene 4 cóncavos, llamado también rotor hembra.

Se eligira compresores de tornillo puesto que tiene una mayor eficiencia mecánica, debido a que tiene menos partes móviles en su configuración mecánica.

El motor eléctrico acciona el rotor macho a una velocidad de 3,550 rpm, y este mueve al rotor hembra a una velocidad de 5,325 rpm.

#### Fases del proceso de compresión:

##### - Fase de succión:

El espacio existente entre el lóbulo convexo y el cóncavo en el lado de succión se llena de gas a  
/...

baja presión y el gas fluye entre este espacio con forme los rotores van girando hasta que los lóbulos se van cerrando.

- Fase de Transferencia:

La cavidad aislada llena de gas de baja presión que viene desde el lado de baja presión hasta el lado de alta presión es movida circunferencialmente a una presión de succión constante.

- Fase de compresión:

Cuando termina la entrada de gas, el volumen atrapado es reducido y la carga es gradualmente movida helicoidalmente mientras simultáneamente es comprimida y llevada hacia el final de los lóbulos en un movimiento axial.

- Fase de descarga:

La descarga comienza cuando el volumen comprimido ha sido llevado axialmente hasta el final de los rotores y continua hasta que el gas atrapado es completamente evacuado.

Cuando describimos las anteriores fases, el compresor tipo tornillo repite la succión, transferencia, compresión y descarga en forma continua entre cada interfase de los lóbulos. Este compresor no tiene un mecanismo de válvulas ni levas, así que no ocurre vibración o abrasión.

Como no hay ningún parámetro limitante en la selección de los compresores, en cuanto a número y capaci-

/...

dad de cada uno de ellos, en este caso se seleccionará los compresores de tal forma que satisfagan los requerimientos de la planta y además dando un factor de seguridad.

Se seleccionará tres compresores de tal forma que cumplan los siguientes requerimientos:

- La planta podrá ser abastecida de refrigerante por uno de los compresores cuando la planta está trabajando a condiciones normales, es decir, trabajando con un factor de simultaneidad menor que 1.
- Solamente es horas-pico cuando el factor de simultaneidad se acerque a 1, un segundo compresor entrará a funcionar para completar el suministro de refrigerante hacia la planta.

El tunel de congelado podrá trabajar independiente mente del resto de la planta, con una diferente presión a la descarga que el resto de los evaporadores.

- En condiciones normales de trabajo, un compresor abastecerá a la planta de refrigerante, un segundo compresor podrá hacer funcionar al tunel de congelado independientemente del resto de la planta, y un tercer compresor quedará en reserva para las horas pico o cuando se hiciera una para mantenimiento de algunos de los otros compresores.
- Se toma este nivel de seguridad por lo costoso que sería si es que llegara a detenerse el suministro de refrigerante hacia una o más camaras refrigeradas.

Se considera un factor de simultaneidad de 0.5, es decir que en condiciones normales la mitad de los difusores es tarán trabajando en su capacidad nominal, esto significa que simultaneamente en la mitad de las cámaras se estará con las puertas abiertas, ingresando productos "calien - tes".

Entonces la potencia real será:

$$POT_{r} = 0.5 \times 125.49 \text{ Kw}$$

$$POT_{r} = 62.745 \text{ Kw}$$

Para seleccionar el compresor se utilizará el diagrama - Nº 3.1 para un compresor de tornillo tipo SAB 128 H.

El diagrama está condicionado para ser utilizado con el refrigerante R-22 y una velocidad de rotación de 2,950 rpm, como el motor eléctrico utilizado es de 3,550 rpm, la capacidad de este compresor aumentará en forma propor cional al incremento de la velocidad de rotación.

- Temperatura de evaporación: - 27°C

Y haciendo intersectar esta línea con la curva correspon diente a una temperatura de condensación de 35°C, se ha- lla la capacidad nominal de compresor:

Capacidad - 85 Kw

Pero como trabaja a 3,550 rpm

$$\text{Capacidad} = 85 \text{ Kw} \times \frac{3,550 \text{ rpm}}{2,950 \text{ rpm}}$$

Capacidad = 109.29 Kw

Asumiendo una eficiencia indicada del 70% del compresor entonces la capacidad real del compresor es:

$$\text{Capacidad real} = 109,29 \text{ Kw} \times 0,7$$

$$\text{Capacidad real} = 76,5 \text{ Kw}$$

Se observa que la capacidad del sistema es menor que la ca  
pacidad real del compresor.

Por lo cual este compresor puede satisfacer, en condiciones  
normales, de refrigerante a la planta.

Un compresor similar satisface plenamente los requerimien -  
tos de refrigerante del tunel de congelación, y un tercer -  
compresor queda de reserva.

Para la selección del motor que accionará el compresor se  
utilizará el diagrama N° 3,2 donde ingresando con los mis -  
mos datos y considerando el incremento de energía por incre -  
mento de la velocidad de rotación se determina el consumo -  
de energía mínima del motor:

$$\text{Potencia} = 47 \text{ KW} \times \frac{3,550 \text{ rpm}}{2,950 \text{ rpm}}$$

$$\text{Potencia} = 56,56 \text{ KW} \quad 0$$

$$\text{Potencia} = 75,85 \text{ HP}$$

Se selecciona motor eléctrico de 125 HP

Selección de los aerocondensadores remotos.

Para la selección de los aerocondensadores se debe conside -  
rar:

- Deberán tener una capacidad equivalente a la suma de las  
capacidades totales de la planta y del tunel, trabajando  
simultáneamente,

- Se aplicará un factor de corrección, recomendado por el fabricante de estos equipos, este factor es determinante en base al tipo de compresor, a la temperatura de evaporación y a la temperatura de condensación y se hallará en la tabla N° 3.7 adjunta.

La carga total de la planta (CTP) es igual a la carga térmica de la planta (CTA) más la carga térmica del túnel de congelación (CTO).

$$CTA = 8,300 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}} \times ((161 - 148) + (148 - 111)) \text{ Kcal/Kg}$$

$$CTA = 415,000 \text{ Kcal/hr}$$

$$CTO = 1,811.26 \text{ Kg/hr} ((161-145) + (145-111)) \text{ Kcal/Kg}$$

$$CTO = 90,563 \text{ Kcal/hr}$$

$$CTT = CTA + CTO$$

$$CTT = 415,000 + 90,563$$

$$CTT = 505,563 \text{ Kcal/hr}$$

Luego con los datos de temperatura de evaporación, temperatura de condensación y compresor abierto. De la tabla N° 3.7 se halla el factor de corrección.

$$f_c = 1.34$$

Entonces:

$$\begin{aligned} \text{CAPACIDAD CONDENSADOR} &= 1.34 \times CTT \\ &= 1.34 \times 505,565 \text{ Kcal/hr} \\ &= 677,454 \text{ Kcal/hr} \end{aligned}$$

/...

Se usará condensadores remotos marca Mc Quay modelo APD, con la capacidad encontrada se eligirá tres unidades.

TABLA N° 3.7

Factor de corrección para cálculo de la capacidad de los condensadores remoto.

TEMPERATURA DE EVAPORACION	TEMPERATURA DE CONDENSACION °C						
	32	35	38	40	45	50	60
- 35	1,37	1,40	1,42	1,44	1,49		
- 30	1,34	1,36	1,38	1,40	1,45		
- 25	1,30	1,32	1,34	1,36	1,41	1,45	
- 20	1,26	1,27	1,30	1,31	1,36	1,40	1,49
- 15	1,23	1,24	1,26	1,28	1,32	1,32	1,45
- 10	1,19	1,22	1,23	1,24	1,27	1,31	1,40
- 05	1,16	1,18	1,19	1,21	1,24	1,28	1,35
0	1,14	1,16	1,17	1,18	1,20	1,24	1,31
5	1,12	1,14	1,15	1,16	1,18	1,21	1,28
10	1,09	1,11	1,12	1,13	1,15	1,18	1,24

$$\text{Capacidad c/ condensador: } \frac{677,454 \text{ Kcal/hr}}{3}$$

Capacidad c/ condensador: 225,818 Kcal/hr

Ingresando a la tabla de capacidades con los datos de refrigerante R-22, diferencial de temperatura aproximadamente de 10°C y la capacidad de cada condensador se selecciona:

3 Condensadores remoto APD, 120 C con una capacidad de:

$$1.06 \times 226,129 \text{ Kw/hr} = 239,697 \text{ Kcal/hr c/u}$$

### 3.5.2 Con deshielo por gas caliente

Definiremos primero los siguientes conceptos:

- Línea de Gas Caliente:

Es la línea que realiza una extracción del refrigerante en la descarga del compresor, en este punto el refrigerante está en forma de gas sobre calentado a una presión de 11 a 12 Kg/cm<sup>2</sup> y a una temperatura de 50°C a 70°C a más. Por esta línea hacemos llegar el gas caliente a cada uno de los evaporadores.

- Línea de vaciado:

Es la línea que mediante la cual el gas caliente que ha pasado a través del difusor regresa a la sala de máquinas y es repuesto al sistema antes de la entrada de los aercondensadores.

Debemos indicar que como estamos estudiando la posibilidad de modificar el sistema de desescarche en una

planta que se está instalando, debemos en lo posible no modificar ni cambiar ningún equipo o accesorio que ya determinado en el proyecto inicial.

Por lo tanto, los evaporadores no serán cambiados así como los compresores y los aerocondensadores.

En la línea de líquido no se instalará o quitará ningún accesorio, pero se instalará una entrada de gas caliente entre la válvula de expansión termostática y el evaporador.

En la línea de succión, será necesario instalar un - válvula reguladora de presión con cierre o apertura total para cerrar el paso del fluido por esta línea, cuando el gas caliente este descongelado el evaporador.

#### CANARA N° 01

Línea de gas caliente:

- Válvula solenoide:

**EVRA - 20**

Línea de vaciado:

- Válvula de retención:

**NRVA - 20**

Esta válvula impide el ingreso de gas refrigerante-expandido durante el proceso de refrigeración, solo permitiendo el flujo de refrigerante cuando las presiones a ambos lados se igualen, osea cuando este -

/...

funcionando el desescarche automático.

Línea de succión:

- Válvula reguladora de presión:

**PM 1 - 32**

Esta válvula es normalmente abierta, dejando fluir el refrigerante después de haber sido expandido en el difusor, pero se cierra mediante la bobina incorporada a ella, cuando entra a funcionar el desescarche automático, enviando los gases calientes por la línea de vaciado.

- Diámetro de línea de gas caliente: 3/4"

- Diámetro de línea de vaciado: 3/4"

#### CAMARA N° 2

Línea de gas caliente:

- Válvula solenoide:

**EVRA - 20**

Esta válvula controla el flujo de gas caliente hacia el difusor en el momento que el reloj de descongelado inicie un periodo de deshielo automático.

Línea de vaciado:

- Válvula de retención:

**NRVA - 20**

/...

Línea de succión:

- Válvula reguladora de presión:

**PM 1 - 32**

Con válvula piloto:

**EVM**

- Diámetro de línea de gas caliente: 3/4"

- Diámetro de línea de vaciado: 3/4"

**CAMARA N° 3**

Línea de gas caliente:

- Válvula de solenoide:

**EVRA - 20**

Línea de vaciado:

- Válvula de retención:

**NRVA - 20**

Línea de succión:

- Válvula reguladora de presión:

**PM 1 - 50**

- Diámetro de línea de gas caliente: 3/4"

- Diámetro de línea de vaciado: 3/4"

**CAMARA N° 4**

/...

Línea de gas caliente:

- Válvula de solenoide:

**EVRA - 20**

Línea de vaciado:

- Válvula de retención:

**NRVA - 20**

Línea de succión:

- Válvula reguladora de presión:

**PM 1 - 50**

- Diámetro de línea de gas caliente: 3/4"

- Diámetro de línea de vaciado: 3/4"

CAMARA N° 5

Línea de gas caliente:

- Válvula de solenoide:

**EVRA - 20**

Línea de vaciado:

- Válvula de retención:

**NRVA - 20**

Línea de succión:

- Válvula reguladora de presión:

/...

**PM 1 - 32**

- Diámetro de línea de gas caliente: 3/4"  
- Diámetro de línea de vaciado: 3/4"

**CAMARA N° 6**

Línea de gas caliente:

- Válvula de solenoide:

**EVRA - 20**

Línea de vaciado:

- Válvula de retención:

**NRVA - 20**

Línea de succión:

Válvula reguladora de presión:

**PM 1 - 32**

- Diámetro de línea de gas caliente: 3/4"  
- Diámetro de línea de vaciado: 3/4"

**CAMARA N° 7**

Línea de gas caliente:

- Válvula de solenoide:

**EVRA - 20**

Línea de vaciado:

/...

- Válvula de retención:

**NRVA - 20**

Línea de succión:

- Válvula reguladora de presión:

**PM 1 - 32**

- Diámetro de línea de gas caliente: 3/4"

- Diámetro de línea de vaciado: 3/4"

**CAMARA N° 8**

Línea de gas caliente:

- Válvula de solenoide:

**EVRA - 20**

Línea de vaciado:

- Válvula de retención:

**NRVA - 20**

Línea de succión:

- Válvula reguladora de presión:

**PM 1 - 32**

- Diámetro de línea de gas caliente: 3/4"

- Diámetro de línea de vaciado: 3/4"

**CAMARA N° 9**

/...

Línea de gas caliente:

- Válvula de solenoidé:

EVRA - 20

Línea de vaciado:

- Válvula de retención:

NRVA - 20

Línea de succión:

- Válvula reguladora de presión:

PM 1 - 32

Diámetro de línea de gas caliente: 3/4"

- Diámetro de línea de vaciado: 3/4"

#### CAMARA N° 10

En esta cámara el deshielo se hace en forma manual, por lo tanto no se instala ningún elemento de automatización en este sistema.

Cada vez que se quiere hacer el deshielo, se detiene manualmente el flujo de refrigerante hacia los evaporadores, se cierra la línea de succión, se abre también, la línea de vaciado, hasta que el evaporador incremente su temperatura nuevamente, y se inicia manualmente el proceso de congelamiento.

- Diámetro de línea de gas caliente: 1"

- Diámetro de línea de retorno: 1"

/...

CAMARA N° 11

En esta cámara no se hace ningún tipo de deshielo debido a que la temperatura de vaporización del refrigerante es de 5°C.

CAMARA N° 12

En esta cámara como los 8 equipos de evaporación están enclavados en dos grupos de cuatro unidades cada uno y cada grupo tiene su propia línea de líquido y succión, en el caso del deshielo por gas caliente cada grupo, también, tendrá su propia línea de gas caliente y su propia línea de vaciado.

Cada Línea de gas caliente estará comandada por una válvula de solenoide:

**EVRA - 20**

Cada difusor, en la línea de gas caliente estará protegido con una válvula de retención:

**NRV - 12**

Para evitar que el refrigerante al momento de evaporizarse en el proceso de refrigeración llene la línea de gas caliente que está ubicada dentro de la cámara.

Cada línea de vaciado esta equipada con una válvula de retención:

**NRVA - 20**

En cada línea de succión se ha instalado una válvula reguladora de presión:

/...

PM 1 - 32

- Diámetro de línea de gas caliente: 3/4"
- Diámetro de línea de vaciado: 3/4"

CAMARA N° 13

En está cámara de deshielo se realizará utilizando el calor que está dentro de la cámara.

Cuando se utiliza descongelamiento por resistencias eléctricas la presión en la descarga es de 14 Kg/cm<sup>2</sup>.

Para accionar el descongelamiento por gas caliente se recomienda incrementar la presión de descarga hasta 16 Kg/cm<sup>2</sup>. En este punto la temperatura es de 93°C y el refrigerante posee una entalpía de 161.6 Kcal/Kg y la temperatura de saturación correspondiente a está presión es de 40°C.

## CAPITULO IV

### COMPARACION ENTRE AMBOS SISTEMAS

En el presente capítulo, haremos un análisis detallado de las principales diferencias entre ambos sistemas.

En el aspecto técnico hallaremos, en ambos casos, la energía que necesitaremos para descongelar el hielo formado en las unidades de evaporación, también el incremento de consumo de energía por el compresor para poder hacer trabajar al sistema con gas caliente.

En el aspecto económico, haremos una comparación de las inversiones iniciales y los costos de operación y mantenimiento en cada caso.

#### 4.1 Aspectos Técnicos

La finalidad principal del desescarche, en las unidades de evaporación, es eliminar el agua que se congela en los serpentines de tuberías de dichas unidades, la velocidad de acumulación de hielo en los evaporadores dependen entre otros factores, de la temperatura interior de cada cámara, el tipo y cantidad de producto que entra diariamente a cada cámara, el volumen de la misma, de la humedad relativa dentro y fuera de la cámara, de la temperatura exterior, etc.

/...

Es necesario hacer este descongelado periódicamente debido a que cuando el evaporador se satura de hielo no hay un buen contacto entre las superficies de transferencia de calor y la corriente de aire y también el aire es impedido de atravesar el paquete de tuberías que conforman el evaporador lo cual impediría que la cámara conservará su temperatura de operación.

El tiempo entre cada descongelado se controla con el reloj de descongelado y el tiempo de descongelado se controla con el termostato que esta en la unidad, todo esto automáticamente.

El agua que se solidifica en las unidades de evaporación proviene mayormente de la humedad que ingresa a la cámara cada vez que se produce un cambio de aire y por la pérdida de peso del producto almacenado.

Para hallar la cantidad de agua que se congela por los cambios de aire, primero hallaremos la cantidad de agua que está contenida en el aire ambiente, de acuerdo a los datos del SENAMHI; - usando un diagrama de Molier, con los datos de temperatura de bulbo seco y humedad relativa, luego, este aire es deshidratado al ser llevado a la temperatura y humedad relativa que son requeridos para almacenar los productos refrigerados.

Al referirnos a los cambios de aire, estamos hablando de la cantidad de veces que el aire, en un volumen similar al volumen interior total de la cámara, que está en el interior de la cámara es renovado con aire del exterior de la cámara durante un periodo de tiempo de trabajo normal.

Este aire es enfriado a la temperatura del interior de la cámara.

De acuerdo al diagrama de Molier, el aire a la temperatura y humedad relativa exterior tiene un contenido relativamente grande de agua y el aire a la temperatura y humedad relativa del interior de la cámara tiene un contenido menor de agua.

/...

Esta diferencia de humedad es depositada en el evaporador en forma de hielo, el cual se va acumulando conjuntamente con la humedad proveniente de la deshidratación de los productos almacenados a baja temperatura.

La humedad o contenido de agua en el aire ambiente se calcula considerando las siguientes condiciones promedio ambientales:

$$T = 24.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Humedad relativa - 62%

Con estas condiciones promedio, hallaremos la cantidad de agua, en peso, que se encuentra presente en el medio ambiente. Utilizando el diagrama de Molier e ingresando con los datos de temperatura y humedad relativa encontramos los siguientes datos:

- Contenido de humedad:

0.0119 Kg. de agua/ Kg. de aire seco

Contenido de aire seco:

1.1638 Kg. aire seco / m<sup>3</sup> aire humedo

Entonces, con estos 2 factores hallamos el contenido de agua en el aire humedo:

$$\text{CONTENIDO DE AGUA} - 0.0119 \frac{\text{Kg agua}}{\text{Kg aire seco}} \times 1.1638 \frac{\text{Kg. aire seco}}{\text{m}^3 \text{ aire humedo}}$$

$$\text{Contenido de agua} - 0.01385 \text{ Kg agua / m}^3 \text{ de aire .... (4.1)}$$

En el medio ambiente a condiciones promedio. Este valor lo consideramos para todas las cámaras.

Analizando cámara por cámara de acuerdo a la temperatura interior y al producto que almacena, se encuentra, también el contenido

/...

do de humedad dentro de cada cámara, después considerando el volumen interior y el número de cambios de aire, podemos determinar el peso de la cantidad de agua que se condensa y solidifica en la unidad de evaporación en un periodo de trabajo de 24 horas.

CAMARA N° 1

Condiciones interiores:

- Temperatura interior: - 20°C
- Producto a conservar: Carne de res
- Humedad relativa recomendada: 90%
- Volumen interior: 675 m<sup>3</sup>
- Número de cambios de aire: 2.9

Con estas condiciones hallaremos el contenido de agua, en peso, que se encuentra presente en el interior de la cámara y la parte que se deposita en el evaporador.

Utilizando el diagrama de Molier, ver apendice, y con los datos de temperatura de bulbo seco de -20°C y humedad relativa de 90% encontramos:

Contenido de humedad:

0.00055 Kg de agua/ Kg aire seco

Contenido de aire seco:

1.39 Kg aire seco / m<sup>3</sup> aire húmedo

Con estos dos factores hallaremos el contenido de agua en el aire húmedo:

$$\text{Contenido de agua} = 0.00055 \frac{\text{Kg. agua}}{\text{Kg. aire seco}} \times 1.39 \frac{\text{Kg aire seco}}{\text{M3 aire humedo}}$$

/...

Contenido de agua = 0.0007645 Kg agua / m<sup>3</sup> de aire

Conociendo el volumen interior y el número de cambios de aire hallamos la cantidad de humedad contenida en el aire exterior que ingresa al interior de la cámara y que se solidifica en el evaporador en 24 horas.

$$\text{Cantidad de agua} = (0.01385 - 0.0007645) \frac{\text{Kg agua}}{\text{m}^3 \text{ aire}} \times 675 \text{m}^3 \times 2.9$$

Cantidad de agua = 25.61 Kg. agua/24 horas

Agua que se condensa y solidifica en las unidades de evaporación en 24 horas proveniente del aire que ingresa a la cámara y que es necesario descongelar.

#### CAMARA N° 2

Condiciones interiores:

- Temperatura interior: -20°C
- Producto a conservar: Carne de res
- Humedad relativa recomendada: 90%
- Volumen interior: 765 m<sup>3</sup>
- Número de cambios de aire: 2.7

Con estos datos y siguiendo el mismo procedimiento de la cámara N° 01 y con las propiedades de aire exterior, hallamos la cantidad de agua que se deposita y solidifica en la unidad de evaporación:

Cantidad de agua: 27.03 Kg. de agua/ 24 horas

#### CAMARA N° 03

Condiciones interiores:

- Temperatura interior: - 20°C
- Producto a conservar: Carne de res

/...

- Humedad relativa recomendada: 90%
- Volumen interior: 538 m<sup>3</sup>
- Número de cambios de aire: 2.6

Procediendo de igual forma que el caso anterior

Cantidad de agua: 35.21 Kg. de agua/24 horas

#### CAMARA N° 4

Condiciones interiores:

- Temperatura interior: - 20°C
- Producto a conservar: Carne de pescado  
Humedad relativa recomendada: 90%
- Volumen interior: 913 m<sup>3</sup>
- Número de cambios de aire: 2.6

Procediendo de igual forma que en el caso anterior

Cantidad de agua: 31.08 Kg. de agua/ 24 horas

#### CAMARA N° 5

Condiciones interiores:

- Temperatura interior: - 20°C
- Producto a conservar: Carne de res
- Humedad relativa recomendada: 90%
- Volumen interior: 656 m<sup>3</sup>
- Número de cambios de aire: 3.0

Procediendo de igual forma como en el caso anterior

Cantidad de agua: 25.76 Kg de agua / 24 horas

#### CAMARA N° 6

/...

Condiciones interiores:

- Temperatura interior:  $- 20^{\circ}\text{C}$
- Producto a conservar: Carne de res
- Humedad relativa recomendada: 90%
- Volumen interior: 926 m<sup>3</sup>
- Número de cambios de aire: 2.6

Entonces:

Cantidad de agua: 31.51 Kg. de agua / 24 horas

#### CAMARA N° 7

Condiciones interiores:

- Temperatura interior:  $0^{\circ}\text{C}$
- Producto a conservar: Carne de res
- Humedad relativa recomendada: 85 - 90%
- Volumen interior: 546 m<sup>3</sup>
- Número de cambios de aire: 3.3

Con estas condiciones y utilizando el diagrama de Molier, ver apendice, con los datos de temperatura de bulbo seco de  $0^{\circ}\text{C}$  y humedad relativa de 85%, encontramos:

Contenido de humedad:

0.0032 Kg. de agua / Kg. aire seco

Contenido de aire seco:

1.283 Kg. aire / m<sup>3</sup> aire húmedo

Con estos dos factores hallaremos el contenido de agua en el aire húmedo:

/...

$$\text{Contenido agua} = 0.0032 \frac{\text{Kg. agua}}{\text{Kg. aire seco}} \times 1.283 \frac{\text{Kg. aire seco}}{\text{m}^3 \text{ aire húmedo}}$$

Contenido de agua - 0.0041056 Kg. agua / m<sup>3</sup> de aire

Conociendo el volumen interior y el número de cambios de aire, hallamos la cantidad de humedad contenida en el aire exterior- que ingresa al interior de la cámara y que se solidifica en el evaporador de 24 horas.

Cantidad de agua - (0.01385 - 0.0041056) x 546 m<sup>3</sup> x 3.3

Cantidad de agua - 17.5 Kg. agua / 24 horas

#### CAMARA N° 8

Condiciones interiores:

- Temperatura interior : 0°C
- Producto a conservar : Carne de res
- Humedad relativa recomendada: 85%
- Volumen interior: 530 m<sup>3</sup>
- Número de cambios de aire: 3.3

Procediendo como el caso anterior, se obtiene, la cantidad de - agua que se congela en el evaporador durante un día:

Cantidad de agua: 17.08 Kg. agua/ 24 horas

#### CAMARA N° 9

Condiciones interiores:

- Temperatura interior: 0°C
- Producto a conservar: Carne de res
- Humedad relativa recomendada: 85%
- Volumen interior: 446 m<sup>3</sup>
- Número de cambios de aire: 3.6

/...

De igual forma que el caso anterior:

Cantidad de agua: 15.65 kg. agua/24 horas

CAMARA N° 10 (TUNEL DE CONGELACION)

Condiciones interiores:

- Temperatura interior: - 35°C
- Producto a congelar: Carne de res
- Humedad relativa recomendada: 90%
- Volumen interior: 212 m3
- Número de cambios de aire: 5.8

De igual forma que el caso anterior:

Cantidad de agua: 16.79 Kg. de agua / 24 horas

CAMARA N° 11

Como la temperatura de evaporación del refrigerante, 5°C, es mayor que la temperatura de congelación de agua, en los evaporadores correspondientes a esta cámara no se realiza el proceso de congelación. En esta cámara, los evaporadores actúan como unidades de acondicionamiento de aire.

CAMARA N° 12

Condiciones interiores:

- Temperatura interior: - 20°C
- Producto a conservar: Carne de res
- Humedad relativa recomendada: 90%
- Volumen interior: 3,565 m3
- Número de cambios de aire: 1.2

Procediendo como en los anteriores casos:

/...

Cantidad de agua: 56.03 Kg. agua / 24 horas

CAMARA N° 13

Condiciones interiores:

- Temperatura interior: + 2°C
- Producto a conservar: Flores y Vegetales
- Humedad relativa recomendada: 85%
- Volumen interior: 387.5 m<sup>3</sup>

Cantidad de agua: 13.21 Kg. agua / 24 horas

El volumen de vapor de agua que se condensa en el evaporador, tiene preferentemente, un origen en el aire que se renueva y de los productos almacenados.

El suministro de vapor de agua a través de las paredes aisladas y de las personas es considerada de menor importancia cuando la cámara está bien aislada, por lo que el vapor de agua que ingresa por difusión es mantenido en un nivel mínimo, y el grupo de trabajadores trabaja en la cámara solo por un corto tiempo.

El volumen total de agua que se condensa en el evaporador es tá determinado por la fórmula:

$$W = \frac{24Q}{\frac{\Delta i_1}{\Delta x_1}} \quad . . . \text{ EC.4.2}$$

Ref: DANFOSS: Refrigeration Machinery, Danfoss A/S Nordborg  
Diciembre de 1979 Pag. 44/49

El término  $\frac{\Delta i_1}{\Delta x_1}$  puede ser encontrado en los diagramas i -X  
/...

N° 4.1 y N° 4.2, como la intersección con la escala a lo largo del marco del diagrama, de la prolongación de la línea AB, donde el punto A está determinado por la temperatura y humedad relativa del producto que ingresa a la cámara, y el punto B está determinado por la temperatura y humedad relativa final que adquiere el producto cuando está en la cámara.

Entonces la pérdida de peso  $W_p$  de los productos almacenados es:

$$W_p = W - W_a \text{ Kg. agua / 24 hr.}$$

Donde:

$W_a$  = Es la cantidad de agua que se condensa en los evaporadores debido a los cambios de aire.

El término Q es la carga térmica en Kcal / hr de cada cámara.

A continuación se encontrará cámara por cámara tanto el volumen total de agua que se condensa en las unidades de evaporación como la parte que se extrae de los productos refrigerados.

#### CAMARA N° 01

- Carga Térmica: 27,024 Kcal/hr
- Temperatura de entrada: -10°C
- Temperatura de régimen: - 20°C
- Volumen de agua condensada por cambios de aire:

**25.61 Kg. agua/24 hr.**

Con los datos de:

- Temperatura entrada: - 10°C
- Humedad relativa: 62%
- Temperatura régimen: - 20°C

/...

- Humedad relativa: 90%

Se ubica en el diagrama N° 4.1 los puntos A y B con los datos dados se traza la recta AB y se la prolonga hasta hacerla interceptar con la escala que está a lo largo del perímetro del gráfico.

En la intercepción se halla:

$$\frac{\Delta i_1}{\Delta x_1} = 8,200 \text{ Kcal / Kg}$$

Luego, aplicando la ecuación N° 4.2 se halla la cantidad de agua total que se condensa en las unidades de evaporación

$$W = \frac{24 \times Q}{\frac{\Delta i_1}{\Delta x_1}}$$

$$W = \frac{24 \times 27,024 \text{ Kcal/hr}}{8,200 \text{ Kcal / Kg}}$$

$$W = 79.09 \text{ Kg. agua/ 24 hr}$$

Disminuyendo la cantidad de agua condensada por cambios de aire, se halla la cantidad de agua que se pierde de los productos almacenados.

$$W_p = W - W_a$$

donde:

$W_p$  : Es el volumen de agua que se condensa en las unidades de evaporación debido a la deshidratación de los productos almacenados refrigerados.

/..

$$W_p = 79.09 - 25.61$$

$$W_p = 53.48 \text{ Kg. agua/24 hr.}$$

CAMARA N° 2

- Carga térmica: 28,448 Kcal/hr
- Temperatura entrada: - 10°C
- Temperatura régimen: - 20°C
- Volumen de agua condensada por cambios de aire:

$$27.03 \text{ Kg / 24 hr.}$$

Del gráfico N° 4.1

$$\frac{\Delta i_1}{\Delta x_1} = 8,200 \text{ Kcal / Kg}$$

Aplicando la ecuación N° 4.2

$$W = \frac{24 \times 28,448 \text{ Kcal / hr}}{8,200 \text{ Kcal / Kg}}$$

Se halla el volumen total de agua congelada en el difusor

$$W = 83.26 \text{ Kg. agua/24 horas}$$

Además se obtiene el volumen de agua que pierden los productos almacenados.

$$W_p = 83.26 - 27.03$$

$$W_p = 56.23 \text{ Kg agua/24 horas}$$

/...

CAMARA N° 3

- Carga térmica: 37,511 Kcal/hr
- Temperatura entrada: - 10°C
- Temperatura régimen: - 20°C
- Volumen de agua condensada por cambios de aire:

35.21 Kg. agua / 24 hr

Procediendo de igual manera que el caso anterior

$W = 109.79$  Kg agua/24 horas Y

$W_P = 74.58$  Kg. agua/24 horas

CAMARA N° 4

- Carga térmica: 37,791 Kcal/hr
- Temperatura entrada: - 10°C
- Temperatura régimen: - 20°C
- Volumen de agua condensada por cambios de aire:

31.08 Kg agua/24 hr.

Procediendo de igual manera que en el caso anterior

$W = 110.60$  Kg agua/24 horas y

$W_P = 75.39$  Kg agua/24 hr.

CAMARA N° 5

- Carga térmica: 27,395 Kcal/hr
- Temperatura de entrada: - 10°C
- Temperatura de régimen: - 20°C

/...

- volumen de agua condensada por cambios de aire:

25.76 Kg. agua/24 horas

Procediendo de igual manera que el caso anterior

$W = 80.18$  Kg agua/24 horas      Y

$W_p = 54.42$  Kg agua/24 horas

#### CAMARA N° 6

Considerando el caso crítico

- Carga térmica: 19,323 Kcal / hr
- Temperatura entrada: - 10°C
- Temperatura régimen: - 20°C
- Volumen de agua condensada por cambios de aire:

31.51 Kg agua/24 horas

Procediendo como en el caso anterior se encuentra:

$W = 56.55$  Kg. agua/24 hr.      Y

$W_p = 25.04$  Kg agua/24 hr.

#### CAMARA N° 7

- Carga térmica: 21,407 Kcal/hr
- Temperatura entrada: 10°C
- Temperatura régimen: 0°C
- Volumen de agua condensada por cambios de aire:

17.50 Kg agua/24 horas

Del diagrama N° 4.2

/...

$$\frac{\Delta i_1}{\Delta x_1} = 1,900 \text{ Kcal/Kg}$$

Aplicando la ecuación N° 4.2

$$W = \frac{24 \times 21,407}{1,900}$$

Se halla el volumen total de agua que se congela en el evaporador:

$$W = 270.40 \text{ Kg agua/24 horas}$$

Y el agua que se desprende de los productos almacenados es

$$W_p = 252.90 \text{ Kg. agua/24 horas}$$

#### CAMARA N° 8

- Carga térmica: 16,329 Kcal/hr
- Temperatura entrada: 10°C
- Temperatura régimen: 0°C
- Volumen de agua condensada por cambios de aire:

$$17.08 \text{ Kg. agua/ 24 horas}$$

Procediendo de igual manera que el caso anterior:

$$W = 206.26 \text{ Kg. agua/24 horas} \quad Y$$

$$W_p = 189.17 \text{ Kg agua/24 horas}$$

#### CAMARA N° 9

- Carga térmica: 15,842 Kcal/hr

/...

- Temperatura entrada: 10°C
- Temperatura régimen: 0°C
- Volumen de agua condensada por cambios de aire:

15.65 Kg agua/24 horas

De igual manera que el caso anterior

$$W = 200.11 \text{ Kg agua / 24 horas} \quad Y$$

$$W_p = 184.46 \text{ Kg. agua / 24 horas}$$

CAMARA N° 10

- Carga térmica: 61,583 Kcal/hr
- Temperatura entrada: 27.8 °C
- Temperatura régimen: - 35°C
- Volumen de agua condensada por cambios de aire:

16.79 Kg agua/24 horas

Del diagrama N° 4.2

$$\frac{\Delta i_1}{\Delta x_1} = 1,350 \text{ Kcal / Kg}$$

Usando la ecuación N° 4.2 se halla la cantidad total del agua que se condensa en los evaporadores:

$$W = 1.094.80 \text{ Kg agua/24 horas} \quad Y$$

$$W_p = 1,033.01 \text{ Kg agua/24 horas}$$

CAMARA N° 11

/...

En esta cámara no se realiza desescarche

CAMARA N° 12

- Carga térmica; 41,864 Kcal/hr
- Temperatura entrada; - 10°C
- Temperatura régimen; - 20°C
- Volumen de agua condensada por cambios de aire;

56.03 Kg, agua/24 horas

Del diagrama N°4.1

$$\frac{\Delta i_1}{\Delta x_1} = 8,200 \text{ Kcal/Kg}$$

Usando la ecuación N° 4.2 se halla el volumen total de agua que se condensa en los evaporadores,

$$W = 122,53 \text{ Kg agua/24 horas} \quad Y$$

$$W_p = 66,49 \text{ Kg agua/24 horas}$$

CAMARA N° 13

En esta cámara el desescarche se realiza con el mismo calor del interior de la cámara.

A continuación se muestra el cuadro resumen N° 4.1 donde se puede observar el volumen de agua que se congela en las unidades de evaporación en las diferentes cámaras refrigerantes.

...

CUADRO N° 4,1

CAMARA N°	TEMP °C	CARGA TERMICA KCAL/hr	MOV. TON/24 hr	AGUA AIRE Kg/24 hr	AGUA PRODUCT. Kg/24 hr	AGUA TOTAL Kg/24 hr
01	-20	27,024	55	25,61	53.48	79.09
02	-20	28,448	56	27.03	56.23	83.26
03	-20	37,511	88	35.21	74.58	109.79
04	-20	37,791	77	31,08	75.39	110.60
05	-20	27,395	55	25,76	54.42	80,18
06	-20	19,323	25	31.51	25.04	56.55
07	0	21,407	15	17.50	252.90	270.40
08	0	16,329	10	17.08	189.17	206.26
09	0	15,842	10	15.65	184.46	200.11
10	-35	61,583	10	16.79	1,079.01	1,094.80
11	12			---	---	---
12	-20	41,864	40	56.03	66.50	122.53
13	2			---	---	---

#### 4.2 Aspectos Económicos

En esta parte del trabajo, se estimará inicialmente el costo de los equipos, accesorios y materiales diversos que se utilizan en cada método de desescarche.

Desescarche por resistencias eléctricas:

Se hará un inventario de todos los componentes que conforman el sistema frigorífico, primero se analizará cámara por cámara, después la sala de máquinas junto con los ambientes exteriores y finalmente se hará un cuadro resumen con los costos de los componentes.

#### CAMARA N° 01

Equipo o Accesorio

<u>DESCRIPCION</u>	<u>MODELO</u>	<u>CANTIDAD</u>
- Evaporador	EEP - 096 B	01
- Válvula de expansión termostática	TEX 5 - 12	01
- Válvula solenoide	EVRA - 10	01
- Filtro	FA - 15	01
Válvula de cierre:	Ø 3/4"	02
	Ø 2"	01
- Termostato de cámara	RT - 13	01
- Termostato de evaporador	KP - 61	01
- Tubería:    Fierro	Ø 3/4"	06 m.
	Ø 2"	05 m.
Cobre	Ø 1/4"	01 m.
	Ø 3/4"	01 m.

/...

CAMARA N° 2

Equipo o Accesorio

<u>DESCRIPCION</u>	<u>MODELO</u>	<u>CANTIDAD</u>
- Evaporador	EEP-096 B	01
- Válvula de expansión Termostática	TEX 5 - 12	01
- Válvula solenoide	EVRA - 10	01
- Filtro	FA - 15	01
Válvula de cierre	Ø 3/4"	02
	Ø 2"	01
Termostato de cámara	RT 13	01
Termostato de evapora dor	KP - 61	01
- Tubería: Fierro	Ø 3/4"	06 m.
	Ø 2"	05 m.
Cobre	Ø 1/4"	01 m.
	Ø 3/4"	01 m.

CAMARA N° 3

Equipo o Accesorio

<u>DESCRIPCION</u>	<u>MODELO</u>	<u>CANTIDAD</u>
- Evaporador	EEP - 121 B	01
- Válvula de expansión Termostática	TEX 12 - 18	01
- Válvula solenoide	EVRA - 15	01
- Filtro	FA - 20	01
- Válvula de cierre	Ø 3/4"	02
	Ø 2 1/2"	01
- Termostato de cámara	RT - 13	01

- Válvula de expansión		
Termostática	TEX 5 - 12	01
- Válvula solenoide	EVRA - 10	01
- Filtro	FA - 15	01
Válvula de cierre	Ø 3/4"	02
	Ø 2"	01
- Termostato de cámara	RT - 13	01
- Termostato de evaporador	KP - 61	01
- Tubería: Fierro	Ø 3/4"	06 m.
	Ø 2"	07 m.
Cobre	Ø 1/4"	01 m.
	Ø 3/4"	01 m.

CAMARA N° 6

Equipo o Accesorio

<u>DESCRIPCION</u>	<u>MODELO</u>	<u>CANTIDAD</u>
- Evaporador	EEP - 072 B	01
- Válvula de expansión		
Termostática	TEX 5 - 7.5	01
	TEX 5 - 12	01
- Válvula solenoide	EVRA - 10	01
- Filtro	FA - 15	01
- Válvula de cierre	Ø 3/4"	02
	Ø 1 1/2"	02
	Ø 2"	01
Termostato de cámara	RT - 13	02
Termostato de evaporador	KP - 61	01
- Válvula reguladora de presión	KYP - 35	01
- Tubería: Fierro	Ø 3/4"	20 m.
	Ø 1 1/2"	13 m.

/...

	Ø 2"	06 m.
Cobre	Ø 3/4"	02 m.
	Ø 1/4"	02 m.

CAMARA Nº 7

Equipo o accesorio

<u>DESCRIPCION</u>	<u>MODELO</u>	<u>CANTIDAD</u>
- Evaporador	EEP - 072 B	01
- Válvula de expansión Termostática	TEX 5 - 7.5	01
- Válvula de solenoide	EVRA - 10	01
- Filtro	FA - 15	01
Válvula de cierre	Ø 1/2"	02
	Ø 1 1/2"	01
- Termostato de cámara	RT - 3	01
- Termostato de evaporador	KP - 61	01
- Tubería: Fierro	Ø 1/2"	10 m.
	Ø 1 1/2"	09 m.
Cobre	Ø 1/4"	01 m.
	Ø 1/2"	01 m.

CAMARA Nº 8

Equipo o Accesorio

<u>DESCRIPCION</u>	<u>MODELO</u>	<u>CANTIDAD</u>
- Evaporador	EEP - 061 B	01
- Válvula de expansión Termostática	TEX 5 - 7.5	01

/...

- Válvula solenoide	EYRA - 10	01
- Filtro	FA - 15	01
- Válvula de cierre	Ø 1/2"	02
	Ø 1 1/2"	01
- Termostato de cámara	RT - 3	01
- Termostato de evaporador	KP - 61	01
- Tubería: Fierro	Ø 1/2"	09 m.
	Ø 1 1/2"	08 m.
Cobre	Ø 1/4"	01 m.
	Ø 1/2"	01 m.

CAMARA N° 9

Equipo o Accesorio

<u>DESCRIPCION</u>	<u>MODELO</u>	<u>CANTIDAD</u>
- Evaporador	EEP - 061 B	01
- Válvula de expansión Termostática	TEX 5 - 7.5	01
- Válvula solenoide	EVRA - 10	01
- Filtro	FA - 15	01
- Válvula de cierre	Ø 1/2"	02
	Ø 1 1/2"	01
- Termostato de cámara	RT - 3	01
- Termostato de evaporador	KP - 61	01
- Tubería: Fierro	Ø 1/2"	05 m.
	Ø 1 1/2"	06 m.
Cobre	Ø 1/4"	01 m.
	Ø 1/2"	01 m.

CAMARA N° 10

/...

Equipo o Accesorio

<u>DESCRIPCION</u>	<u>MODELO</u>	<u>CANTIDAD</u>
- Evaporador	EEP - 121 B	02
- Válvula de expansión Termostática	TEX 5 - 12	02
- Válvula solenoide	EYRA - 20	01
- Filtro	FA - 20	01
Válvula de cierre	Ø 1"	02
	Ø 4"	01
- Termostato de cámara	KP - 61	01
- Tubería: Fierro	Ø 1"	14 m.
	Ø 4"	16 m.
	Ø 2"	02 m.
Cobre	Ø 1"	02 m.
	Ø 1/4"	02 m.

CAMARA N°11

Equipo o Accesorio

<u>DESCRIPCION</u>	<u>MODELO</u>	<u>CANTIDAD</u>
- Evaporador	RLC 160 C	04
- Válvula de expansión Termostática	TEX 2 - 1.5	04
- Válvula solenoide	EYRA - 15	01
Filtro	EYRA - 15	01
Válvula de cierre	Ø 3/4"	02
	Ø 1 1/2"	02
- Termostato de cámara	RT - 3	01
- Regulador de presión	KYP - 35	01

/...

- Tubería:	Fierro	Ø 3/4"	15 m.
		Ø 1 1/2"	15 m.
	Cobre	Ø 1/4"	04 m.
		Ø 1/2"	04 m.
		Ø 3/4"	04 m.

CAMARA Nº 12

Equipos o Accesorios

<u>DESCRIPCION</u>	<u>MODELO</u>	<u>CANTIDAD</u>
- Evaporador	EEP 024 B	08
Válvula de expansión		
Termostática	TEX 2 - 3	08
- Válvula solenoide	EYRA - 15	02
- Filtro	FA - 15	02
- Válvula de cierre	Ø 3/4"	04
	Ø 2"	02
- Termostato de cámara	RT - 13	02
- Termostato de evaporador	KP - 61	02
- Tubería: Fierro	Ø 1/2"	12 m.
	Ø 3/4"	60 m.
	Ø 1 1/4"	12 m.
	Ø 2"	60 m.
Cobre	Ø 1/4"	08 m.
	Ø 3/4"	08 m.

CAMARA Nº 13

Equipos o Accesorios

/...

<u>DESCRIPCION</u>	<u>MODELO</u>	<u>CANTIDAD</u>
- Evaporador	RLC 420 D	01
- Válvula de expansión Termostática	TEX 5 - 7.5	01
- Válvula solenoide	EVRA - 10	01
- Filtro	FA - 10	01
Válvula de cierre	Ø 1/2"	02
	Ø 1 1/4"	02
- Termostato de cámara	RT 3	01
- Termostato de evaporador	KP - 61	01
- Regulador de presión	KVP - 35	01
- Tubería: Fierro	Ø 1/2"	08 m.
	Ø 1 1/4"	10 m.
Cobre	Ø 1/4"	01 m.
	Ø 1/2"	01 m.

**SALA DE MAQUINAS Y AMBIENTES EXTERIORES**

Equipos y Accesorios

<u>DESCRIPCION</u>	<u>MODELO</u>	<u>CANTIDAD</u>
- Compresores	SAB 128 H M4	03
- Aerocondensadores	APD - 120 C	03
- Recibidor de líquido	HR - 0631	01
- Filtro secador	DCR 19213	02
- Visor de líquido	SGI 22 S	01
- Filtro	FA - 15	03
- Válvula de retención	Ø 1 1/4"	03
	Ø 3"	03
- Válvula solenoide	EVRA 10	06
- Válvula de expansión Termostática	TEX 12 - 7.5	06

- Válvula reguladora de presión	PM 1 - 50	01
- Termómetros		13
- Válvulas de cierre	Ø 4"	07
	Ø 3"	06
	Ø 2 1/2"	06
	Ø 2"	04
	Ø 1 1/4"	12
	Ø 3/4"	09
	Ø 3/8"	01
- Tubería: Fierro	Ø 6"	52 m.
	Ø 5"	53 m.
	Ø 4"	58 m.
	Ø 3 1/2"	18 m.
	Ø 3"	39 m.
	Ø 2 1/2"	14 m.
	Ø 2"	164 m.
	Ø 1 1/2"	59 m.
	Ø 1 1/4"	98 m.
	Ø 3/4"	56 m.
Cobre:	Ø 1/4"	12 m.
	Ø 3/4"	09 m.

Desescarche por gas caliente.

Se calculará el costo por equipos y accesorios adicionales a implementar este sistema de descongelado.

CAMARA N°1

Accesorio

<u>DESCRIPCION</u>	<u>MODELO</u>	<u>CANTIDAD</u>
- Válvula solenoide	EYRA - 20.	01

/...

- Válvula de retención	NRVA - 20	01
- Válvula reguladora de presión	PM 1 - 32	01
Válvula de cierre	Ø 3/4"	03
	Ø 2"	01
- Tubería: Fierro	Ø 3/4"	13 m.
Cobre	Ø 3/4"	01 m.

CAMARA Nº 2

Accesorio

<u>DESCRIPCION</u>	<u>MODELO</u>	<u>CANTIDAD</u>
- Válvula solenoide	EVRA - 20	01
- Válvula de retención	NRVA - 20	01
- Válvula reguladora de presión	PM 1 - 32	01
Válvula de cierre	Ø 3/4"	03
	Ø 2"	01
- Tubería: Fierro	Ø 3/4"	13 m.
Cobre	Ø 3/4"	01 m.

CAMARA Nº 3

Accesorio

<u>DESCRIPCION</u>	<u>MODELO</u>	<u>CANTIDAD</u>
- Válvula solenoide	EVRA - 20	01
- Válvula de retención	NRVA - 20	01
- Válvula reguladora de presión	PM 1 - 50	01

- Válvula de cierre	Ø 3/4"	03
	Ø 2 1/2"	01
- Tubería: Fierro	Ø 3/4"	12 m.
Cobre	Ø 3/4"	01 m.

CAMARA N° 4

Accesorio

<u>DESCRIPCION</u>	<u>MODELO</u>	<u>CANTIDAD</u>
- Válvula solenoide	EVRA - 20	01
- Válvula retención	NRVA - 20	01
- Válvula reguladora de presión	PM 1 - 50	01
- Válvula de cierre	Ø 3/4"	03
	Ø 2 1/2"	01
- Tubería: Fierro	Ø 3/4"	16 m.
Cobre	Ø 3/4"	01 m.

CAMARA N° 5

Accesorio

<u>DESCRIPCION</u>	<u>MODELO</u>	<u>CANTIDAD</u>
Válvula solenoide	EVRA - 20	01
válvula retención	NRVA - 20	01
- Válvula reguladora de presión	PM 1 - 32	01
- Válvula de cierre	Ø 3/4"	03

	Ø 2"	01
- Tubería: Fierro	Ø 3/4"	13 m.
Cobre	Ø 3/4"	01 m.

CAMARA Nº 6

Accesorio

<u>DESCRIPCION</u>	<u>MODELO</u>	<u>CANTIDAD</u>
- Válvula solenoide	EVRA - 20	01
- Válvula de retención	NRVA - 20	01
- Válvula reguladora de presión	PM 1 - 32	01
- Válvula de cierre	Ø 3/4"	03
	Ø 2"	01
- Tubería: Fierro	Ø 3/4"	50 m.
Cobre	Ø 3/4"	01 m.

CAMARA Nº 7

Accesorio

<u>DESCRIPCION</u>	<u>MODELO</u>	<u>CANTIDAD</u>
- Válvula de solenoide	EVRA - 20	01
- Válvula de retención	NRVA - 20	01
- Válvula reguladora de presión	PM 1 - 32	01
- Válvula de cierre	Ø 3/4"	03
	Ø 1 1/2"	01
- Tubería: Fierro	Ø 3/4"	20 m.

/...

Cobre                      Ø 3/4"                      01 m.

CAMARA N° 8

Accesorio

<u>DESCRIPCION</u>	<u>MODELO</u>	<u>CANTIDAD</u>
- Válvula solenoide	EVRA - 20	01
- Válvula de retención	NRVA - 20	01
- Válvula reguladora de presión	PM 1 - 32	01
Válvula de cierre	Ø 3/4"	03
	Ø 1 1/2"	01
- Tubería: Fierro	Ø 3/4"	20 m.
	Cobre                      Ø 3/4"	01 m.

CAMARA N° 9

Accesorio

<u>DESCRIPCION</u>	<u>MODELO</u>	<u>CANTIDAD</u>
- Válvula solenoide	EVRA - 20	01
- Válvula de retención	NRVA - 20	01
- Válvula reguladora de presión	PM 1 - 32	01
- Válvula de cierre	Ø 3/4"	03
	Ø 1 1/2"	01
- Tubería: Fierro	Ø 3/4"	18 m.
	Cobre                      Ø 3/4"	01 m.

CAMARA N° 10.

El desescarche en esta cámara se realiza en forma manual así que tenemos:

Accesorio

<u>DESCRIPCION</u>	<u>MODELO</u>	<u>CANTIDAD</u>
- Válvula de cierre	Ø 1"	02
- Tubería: Fierro	Ø 1"	20 m.
Cobre	Ø 1"	02 m.

CAMARA N° 11

En esta cámara no hay desescarche.

CAMARA N° 12

Accesorio

<u>DESCRIPCION</u>	<u>MODELO</u>	<u>CANTIDAD</u>
- Válvula solenoide	EYRA - 20	02
- Válvula de retención	NRV - 12	08
	NRVA - 20	02
- Válvula reguladora de presión	PM 1 - 32	02
- Válvula de cierre	Ø 3/4"	06
	Ø 2"	02
- Tubería: Fierro	Ø 3/4"	150 m.
Cobre	Ø 1/2"	24 m.

/...

CAMARA N° 13

En esta cámara no se realiza el desescarche por calor exterior, se utiliza el calor dentro de la cámara.

SALA DE MAQUINAS Y AMBIENTE EXTERIOR

Accesorios

<u>DESCRIPCION</u>	<u>MODELO</u>	<u>CANTIDAD</u>
- Presostatos	RT - 1	03
	KP - 5	04
- Válvula reguladora de presión	PM 3 - 65	02
	+ CVPP - EVM	
- Válvula de Cierre	Ø 1 1/2"	02
	Ø 1 1/4"	01
	Ø 1/4"	02
- Filtro	FA - 25	01
- Manómetro		01
- Tubería: Fierro	Ø 1 1/2"	100 m.
	Ø 1 1/4"	107 m.
	Ø 1"	42 m.

A continuación se muestra los cuadros N° (4.2 y 4.3) donde se indican los equipos, accesorios y costos de montaje para el desescarche eléctrico y el costo adicional para implementar el método de descongelado por gas caliente.

/ . . .

A continuación se hallará la cantidad de energía que se requiere para descongelar el difusor en cada caso y simultáneamente el tiempo que se demorará en descongelar cuando se usan resistencias eléctricas.

Para esto se establecerán, previamente, ciertos parámetros para facilitar los cálculos indicados.

Primeramente como una condición de cálculo de las cargas térmicas se asumió que se van a realizar 4 ciclos o periodos de deshielo al día, salvo que específicamente se indique otra cosa.

Se supone un proceso continuo de formación de hielo por lo tanto, en cada ciclo de deshielo es necesario eliminar la cuarta parte del hielo formado en 24 horas.

Como se dijo inicialmente no se establecerá un modelo matemático exacto del comportamiento de la formación de hielo en el difusor ni del proceso, de deshielo, debido a la complejidad de las variables que intervienen en el proceso, tales como:

- El hielo se forma mayormente en las aletas de aluminio y en menor proporción en las paredes de las tuberías de cobre.
- Las caras de las aletas de aluminio no son planas, sino que tienen una superficie corrugada, lo que provoca una distribución turbulenta e irregular de la corriente de aire.
- El hielo que se forma en las aletas de aluminio mayormente se concentra en la cara de ataque de la corriente de aire que atravieza el difusor.
- No se considera pérdidas de calor por radiación por la rapidez con que se realiza el proceso de deshielo.

Para cuantificar la energía que se tiene que proporcionar al difusor se tiene que considerar principalmente tres factores:

- 1.- La energía necesaria para elevar la temperatura de las tuberías de cobre.
- 2.- La energía necesaria para elevar la temperatura de las aletas de aluminio.
- 3.- La energía necesaria para descongelar el agua que esta en el difusor.

Se considerará, en el caso de los metales que conforman el difusor, que estos tendrán una temperatura inicial igual a la temperatura de evaporización del refrigerante.

Como temperatura final del proceso de descongelado se considerará temperatura de 4 a 5 °C en los metales del evaporador para tener la absoluta seguridad que todo el hielo ha sido fundido y evacuado.

En el caso del agua congelada se conderará, para efectos de cálculos de cargas térmicas, que tiene una temperatura inicial igual al promedio de la temperatura de evaporización del refrigerante y de la temperatura ambiente de la camara.

En la tabla N° 4.4 se encuentran los pesos o volúmenes de material que conforman los difusores modelo EEP.

Para cuantificar el tiempo de demorará el ciclo de deshielo por resistencias eléctricas, se comparará la cantidad de energía que se requiere para descongelar el difusor y la potencia de las resitencias eléctricas instaladas en el difusor.

Se darán los siguientes datos para facilitar los cálculos:

- Calor específico del aluminio:

$$C_{AL} = 0,2 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C}$$

- Calor específico del cobre:

$$C_{Cu} = 0,1 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C}$$

- Densidad del Aluminio:

$$\rho_{AL} = 2,700 \text{ Kg/m}^3$$

- Densidad del cobre:

$$\rho_{Cu} = 8,960 \text{ KG/m}^3$$

CUADRO N° 4.4

PESOS DE LOS COMPONENTES DE LOS EVAPORADORES

<u>MODELO</u>	<u>PESO ALETAS DE ALUMINIO (KG)</u>	<u>PESO TUBERIAS DE COBRE (KG)</u>
EEP - 024 B	29,16	60,32
EEP - 061 B	66,84	208,35
EEP - 072 B	85,05	227,13
EEP - 096 B	111,37	278,68
EEP - 121 B	151,87	301,72

CAMARA N° 01

Condición General:

- Temperatura de evaporación: - 27°C
- Evaporador modelo: EEP - 096 B
- Peso total de tubería de cobre: 278,65 Kg.
- Peso total de aletas de aluminio: 111,37 Kg.
- Peso total de agua congelada: 79,09 Kg/24 horas
- Temperatura interior de cámara: - 20°C
- Temperatura final de los metales: 4°C

1.- Calor para calentar tubería de cobre:

$$q_{Cu} = C_{Cu} \times m_{Cu} \times T$$

$$q_{Cu} = 0,1 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C} \times 278,65 \text{ Kg.} \times (4 - (-27))^\circ\text{C}$$

$$q_{Cu} = 863,85 \text{ Kcal}$$

Como son cuatro periodos de descongelados

$$Q_{Cu} = 4 \times q_{Cu} = 4 \times 863,85 \text{ Kcal}$$

$$Q_{Cu} = 3,455,30 \text{ Kcal/24 hr}$$

2.- Calor para calentar aletas de aluminio

$$q_{al} = c_{al} \times m_{al} \times T$$

$$q_{al} = 0,2 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C} \times 111,37 \text{ Kg} \times (4 - (-27))^\circ\text{C}$$

$$q_{al} = 677,99 \text{ Kcal}$$

Como son cuatro los ciclos de descongelado

$$Q_{al} = 4 \times q_{al} = 4 \times 677.99 \text{ Kcal}$$

$$Q_{al} = 2,711.97 \text{ Kcal/24 hr}$$

3.- Calor para descongelar el agua

- Temperatura inicial del agua congelada:  $-23.5 \text{ }^\circ\text{C}$

- Temperatura final del agua descongelada:  $0^\circ\text{C}$

$$Q_a = m_a \times (c_a \times T + C_1)$$

Donde:

$c_a$  = calor específico del agua:  $0.5 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$

$c_1$  = calor latente del agua:  $80 \text{ Kcal/Kg}$

Entonces:

$$Q_a = \frac{79.09 \text{ Kg}}{24 \text{ hr}} \times \left( 0.5 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times (0 - (-23.5))^\circ\text{C} + 80 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} \right)$$

$$Q_a = 7256.5 \text{ Kcal/24 hr}$$

Luego el calor total es:

$$Q_t = Q_{cu} + Q_{al} + Q_a$$

$$Q_t = 3,455.30 \frac{\text{Kcal}}{24 \text{ hr}} + 2,711.97 \frac{\text{Kcal}}{24 \text{ hr}} + 7,256.5 \frac{\text{Kcal}}{24 \text{ hr}}$$

$$Q_t = 13,423.77 \text{ Kcal/24 hr}$$

Pero en cada periodo de descongelado se debe proporcionar al difusor:

$$\frac{13,423.77}{4} = 3,355.94 \text{ Kcal/periodo de descongelado}$$

o también

$$3,355.94 \text{ Kcal} \times 1.16 \frac{\text{w-h}}{\text{Kcal}} = 3,892.89 \text{ w-h/periodo de descongelado}$$

Para el cálculo del tiempo de descongelado por resistencias eléctricas, se observa el modelo de difusor.

En esta cámara se usa un evaporador modelo EEP - 096 B, el cual posee en conjunto un paquete de resistencias eléctricas de 25,600 w, entonces el tiempo de descongelado es:

$$t = \frac{\text{Calor de descongelado en cada periodo}}{\text{Potencia de resistencia}}$$

$$t = \frac{3,892.89 \text{ w-h/ periodo de descongelado}}{25,600 \text{ w}}$$

$$t = 0.1520 \text{ h/periodo de descongelado} \quad \circ$$

$$t = 9' 07''$$

#### CÁMARA N° 02

Condiciones generales:

- Como se usa el mismo modelo de evaporador y la misma temperatura interior que la cámara N° 01, entonces el calor -

para calentar las tuberías de cobre y las aletas de aluminio es igual a los de la cámara anterior.

$$Q_{cu} = 3,455.30 \text{ Kcal/24 hr}$$

$$Q_{al} = 2,711.97 \text{ Kcal/24 hr}$$

3.- Calor para descongelar el agua

- Masa de agua congelada: 83.26 Kg/24 hr
- Temperatura inicial del agua congelada: - 23.5 °C
- Temperatura final del agua descongelada: 0°C

$$Q_a = 83.26 \frac{\text{Kg}}{24 \text{ HR}} \times (0.5 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times 23.5^\circ\text{C} + 80 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}})$$

$$Q_a = 7,639.10 \text{ Kcal/24 hr}$$

$$Q_t = (7,639.10 + 3,455.30 + 2,711.97) \text{ Kcal/24 hr}$$

$$Q_t = 13,806.37 \text{ Kcal/24 hr}$$

Y en cada uno de los cuatro periodos de descongelado

3,451.59 Kcal/ periodo de descongelado

4,003.85 w-h/ periodo de descongelado

El difusor de esta cámara de igual modelo que en la cámara anterior posee un paquete de resistencias de 25,600 w.

Entonces el tiempo de duración de este periodo descon

gelado es:

$$t = \frac{4,003.85 \text{ w-h/periodo de descongelado}}{25,600 \text{ w}}$$

$$t = 0.1564 \text{ h/periodo de descongelado} \quad \circ$$

$$t = 9' 23''$$

### CAMARA N° 03

Condiciones Generales:

- Evaporador modelo: EEP 121 B
- Temperatura de evaporación: - 27°C
- Peso total de tubería de cobre: 301.72 Kg.
- Peso total de agua congelada: 109.26 Kg.
- Temperatura interior de cámara: - 20°C
- Temperatura final de los metales: 4°C

Con estos datos y procediendo de igual manera que en los ca sos anteriores se obtiene los siguientes resultados:

- Calor para calentar las aletas de aluminio:

$$Q_{al} = 3,766.37 \text{ Kcal/24 hr}$$

- Calor para calentar las tuberías de cobre

$$Q_{cu} = 3,741.32 \text{ Kcal/24 hr}$$

- Calor para descongelar el agua

$$Q_a = 10,024.6 \text{ Kcal/24 hr}$$

- Calor Total

$$Q_t = 17,532.28 \text{ Kcal/24 hr}$$

- En cada periodo de deshielo

$$4,383.07 \text{ Kcal/periodo} \quad \circ$$

$$5,084.36 \text{ w-h/periodo}$$

El evaporador utilizado en esta cámara posee una paquete de resistencias eléctricas de 25,600 w, y el tiempo de descongelado será de:

$$t = \frac{5,084.36 \text{ w-h/periodo}}{25,600 \text{ w}}$$

$$t = 0.1986 \text{ h} \quad \circ$$

$$t = 11' 55''$$

#### CAMARA N° 04

El evaporador utilizado en esta cámara es similar al usado en la cámara N° 03, entonces el calor necesario para calentar los metales del difusor serán los mismos.

$$Q_{cu} = 3,741.32 \text{ Kcal/24 hr}$$

$$Q_{all} = 3,766.37 \text{ Kcal/24 hr}$$

Calor para descongelar el agua

- Masa de agua congelada: 110.60 Kg/24 hr

/...

Entonces el calor para descongelar el agua será:

$$Q_a = 10,147.55 \text{ Kcal/24 hr}$$

Y el calor total será:

$$Q_t = 17,655.24 \text{ Kcal/24 hr}$$

En cada periodo de descongelado:

$$\frac{17,655.24}{4} = 4,413.81 \text{ Kcal/periodo}$$

$$5,120.02 \text{ w-h/periodo}$$

La unidad de evaporación posee un paquete de resistencias - eléctricas de 25,600 w, y el tiempo de descongelado será:

$$t = \frac{5,120.02 \text{ w-h}}{25,600 \text{ w}}$$

$$t = 0.2000 \text{ h}$$

$$t = 12' 00''$$

#### CAMARA N° 05

En esta cámara se usa una unidad de evaporación similar a las usadas en las cámaras 1 y 2 entonces el calor para calentar los metales es igual que en estos casos:

$$Q_{cu} = 3,455.30 \text{ Kcal/24 hr}$$

$$Q_{al} = 2,711.97 \text{ Kcal/24 hr}$$

/...

- Calor para descongelar el agua

Masa de agua congelada: 80.18 Kg/24 hr

Entonces se necesita:

$$Q_a = 7,356.52 \text{ Kcal/24 hr} \quad \text{y}$$

$$Q_t = 13,523.79 \text{ Kcal/24 hr}$$

Y en cada periodo de deshielo

$$3,380.94 \text{ Kcal/periodo}$$

$$3,921.89 \text{ w-h}$$

El tiempo de deshielo será:

$$t = \frac{3,921.89 \text{ w-h/periodo}}{25,600 \text{ w}}$$

$$t = 0.153199 \text{ h}$$

$$t = 9' 12''$$

#### CAMARA N° 06

Condiciones generales:

- Se considera el caso extremo, cuando la temperatura interior es : - 20°C
- Evaporador utilizado modelo: EEP - 072 B
- Peso de tuberías de cobre: 227.13 Kg.

/...

- Peso de aletas de aluminio: 85.05 Kg.
- Volumen de agua a descongelar: 56,55 Kg/24 hr
- Temperatura final de los metales: 4°C

Procediendo como en los casos anteriores se obtiene:

- Calor para calentar las tuberías de cobre:

$$Q_{cu} = 2,808.9 \text{ Kcal/24 hr}$$

- Calor para calentar las aletas de aluminio:

$$Q_{al} = 2,109.24 \text{ Kcal/24 hr}$$

- Calor para descongelar el agua

$$Q_a = 5,188.46 \text{ Kcal/24 hr}$$

- Calor Total

$$Q_t = 10,106.86 \text{ Kcal/24 hr}$$

En cada periodo de deshielo:

$$2,526.65 \text{ Kcal/periodo}$$

$$2,930.91 \text{ w-h/periodo}$$

En esta cámara se usa un evaporador modelo EEP 072 B, el cual posee un paquete de resistencias de 17,600 w, por lo que el tiempo de descongelado será:

$$t = \frac{2,930.91 \text{ w-h/periodo}}{17,600 \text{ w}}$$

/...

$$t = 0.16652 \text{ Hr} \quad \circ$$

$$t = 9' 59''$$

CAMARA N° 07

Condiciones Generales:

- Temperatura interior: 0°C
- Temperatura de evaporación: - 7°C
- Evaporador modelo: EEP 072 B
- Peso de tuberías de cobre: 227.13 Kg.
- Peso de aletas de aluminio: 85.05 Kg.
- Peso de agua congelada: 270.40 Kg.
- Temperatura inicial del agua congelada: - 3.5 °C
- Temperatura final de los metales: 4 °C
- Resistencias eléctricas: 17,600 w

Con estos datos determina:

- Calor para calentar las tuberías de cobre:

$$Q_{\text{cu}} = 999.36 \text{ Kcal/24 hr}$$

- Calor para calentar las aletas de aluminio:

$$Q_{\text{al}} = 748.44 \text{ Kcal/24 hr}$$

- Calor para descongelar el agua:

$$Q_{\text{a}} = 22,105.2 \text{ Kcal/24 hr}$$

- Calor Total:

$$Q_{\text{t}} = 23,853.0 \text{ Kcal/24 hr}$$

/...

En cada periodo de descongelado:

$$5,963.25 \text{ Kcal/periodo} \quad \circ$$

$$6,917.37 \text{ w-h/periodo}$$

El tiempo de descongelado:

$$T = 0.3930 \text{ h} \quad \circ$$

$$t = 23' 35''$$

CAMARA N° 08

Condiciones generales:

- Temperatura interior:  $0^{\circ}\text{C}$
- Evaporador modelo: EEP 061 B
- Temperatura de evaporación:  $-7^{\circ}\text{C}$
- Peso de tuberías de cobre: 208.35 Kg.
- Peso de aletas de aluminio: 66.84 Kg
- Volumen de agua congelada: 206.11 Kg.
- Temperatura inicial del agua congelada:  $-3.5^{\circ}\text{C}$
- Temperatura final de los metales:  $4^{\circ}\text{C}$

Con estos datos se determina:

- Calor para calentar las tuberías de cobre:

$$Q_{\text{cu}} = 916.74 \text{ Kcal/24 hr}$$

- Calor para calentar las aletas de aluminio

$$Q_{\text{al}} = 588.24 \text{ Kcal/24 hr}$$

/...

- Calor para descongelar el agua:

$$Q_a - 16,849.49 \text{ Kcal}/24 \text{ hr}$$

- Calor total de descongelado:

$$Q_t - 18,354.47 \text{ Kcal}/24 \text{ hr}$$

El calor necesario en cada periodo de deshielo es:

$$4,588.61 \text{ Kcal}/\text{periodo de deshielo}$$

$$5,322.79 \text{ w-h}/\text{periodo}$$

Y el tiempo de descongelado, considerando un paquete de resistencias eléctricas de 17,600 w correspondientes a este modelo de evaporador, será:

$$T - 0.302431 \text{ h}$$

$$t - 18' 09''$$

#### CAMARA N° 09

Se usa una unidad de evaporación similar a la cámara anterior entonces:

$$Q_{cu} - 916.74 \text{ Kcal}/24 \text{ hr}$$

$$Q_{al} - 588.24 \text{ Kcal}/24 \text{ hr}$$

La masa de agua congelada es: 200.11 Kg/24 hr

Entonces el calor para descongelar este volumen de agua es:

$$Q_a - 16,358.99 \text{ Kcal}/24 \text{ hr}$$

/...

Y el calor total de descongelado es:

$$Q_t = 17,863.97 \text{ Kcal}/24 \text{ hr}$$

En cada periodo de descongelamiento:

$$4,465.99 \text{ Kcal}/\text{periodo} \quad \circ$$

$$5,180.35 \text{ w-h}/\text{periodo}$$

Y el tiempo de descongelado será:

$$t = 0.2943 \text{ h} \quad \circ$$

$$t = 17' 40''$$

CAMARA N° 10 (Tunel de Congelamiento)

Esta cámara posee un régimen de trabajo diferente al resto de las cámaras de esta Planta frigorífica. En esta cámara el proceso de descongelado no puede realizarse cuando el tunel este trabajando sino solamente cuando se este haciendo el movimiento del producto a congelar. Por eso es que el descongelado en esta cámara no se hace automáticamente.

Se considera que este tunel realiza 6 procesos de congelado (batches) al día y solamente entre cada proceso de congelado se realiza el descongelado manual.

También se considera que el volumen de agua que se congela se reparte equitativamente en cada proceso de congelado y como son dos evaporadores los que trabajan en esta cámara-cada evaporador absorbe la mitad del agua congelada en cada proceso de congelamiento.

/...

Condiciones generales:

- Temperatura final interior: - 35°C
- Evaporador modelo: EEP 121B (2 unidades)
- Temperatura de evaporación: -42°C
- Peso de tuberías de cobre: 301.72 Kg, (cada unidad)
- Peso de aletas de aluminio: 151.87 Kg, (cada unidad)
- Volumen de agua congelada: 1,094.80 Kg, (total)
- Temperatura promedio de agua congelada: - 38.5°C
- Temperatura final de los metales: 4°C
- Resistencias eléctricas: 25,600 w (cada unidad)
- Número de procesos de descongelado en 24 horas: 6

Entonces se encuentra:

1.- Calor para calentar las tuberías de cobre de cada uni  
dad:

$$Q_{cu} = 8,327.38 \text{ Kcal/24 hr}$$

2.- Calor para calentar las aletas de aluminio de cada uni  
dad:

$$Q_{al} = 8,383.22 \text{ Kcal/24 hr}$$

3.- Calor para descongelar el agua de cada unidad:

$$Q_a = \frac{1,094.8 \text{ Kg/24 hr}}{2 \text{ unidades}} \left( 0.5 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times 38.5^\circ\text{C} \times 80 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} \right)$$

$$Q_a = 54,329.45 \text{ Kcal/ 24 hr en cada unidad}$$

El calor total por unidad es

$$Q_t = 62,712.67 \text{ Kcal/ hr}$$

/...

Y el calor necesario en cada uno de los 6 procesos de des-  
congelado para cada unidad es:

10,452.11 Kcal/periodo unidad

12,124.45 w-h/periodo unidad

Entonces el tiempo de deshielo para cada ciclo y para cada  
unidad es:

$t = 0.473612 \text{ hr}$  o

$t = 28' 25''$

#### CAMARA N° 11

En esta cámara no se produce el congelamiento del agua en-  
los tubos ni aletas del difusor, debido a que la temperatu-  
ra de evaporación del refrigerante esta muy por encima de-  
la temperatura de congelamiento del agua.

#### CAMARA N° 12

En esta cámara existen 8 evaporadores, se considera que el  
agua congelada se distribuye en forma equitativa en cada -  
una de las unidades de evaporación.

#### Condiciones generales

- Temperatura interior:  $- 20^{\circ}\text{C}$
- Evaporador modelo: EEP 024 B (8 unidades)
- Temperatura de evaporación:  $- 27^{\circ}\text{C}$
- Peso de tuberías de cobre: 60.32 Kg. (cada unidad)
- Peso de aletas de aluminio: 29.16 Kg (cada unidad)
- Volumen de agua congelada: 122.53 Kg (total)

- Temperatura promedio de agua congelada:  $- 23.5^{\circ}\text{C}$
- Temperatura final de los metales:  $4^{\circ}\text{C}$
- Resistencias eléctricas:  $7,025\text{ w}$  (cada unidad)
- Numero de procesos de descongelado en 24 horas:  $4$

Entonces se tiene:

- 1.- Calor para calentar las tuberías de cobre en cada unidad

$$Q_{\text{cu}} = 747.91 \text{ Kcal}/24 \text{ hr}$$

- 2.- Calor para calentar las aletas de aluminio en cada unidad:

$$Q_{\text{al}} = 723.19 \text{ Kcal}/\text{hora}$$

- 3.- Calor para descongelar el agua

$$Q_a = \frac{122.53 \text{ Kg}/24 \text{ h}}{8 \text{ unidades}} \left( 0.5 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^{\circ}\text{C}} \times 23.5^{\circ}\text{C} \times 80 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} \right)$$

$$Q_a = 1,405.26 \text{ Kcal}/24 \text{ hr por unidad}$$

El calor total es:

$$Q_t = 2,876.36 \text{ Kcal}/24 \text{ hr por unidad}$$

En cada periodo:

$$719.0 \text{ Kcal}/\text{periodo unidad} \quad \circ$$

$$834.16 \text{ w-h}/\text{periodo unidad}$$

y el tiempo de descongelado será:

/...

$$t = 0.11837 \text{ h}$$

$$t = 7' 06''$$

### CAMARA N° 13

El hielo formado en el difusor de esta cámara es eliminado con el mismo calor proveniente del aire de la misma cámara el cual está entre 2°C y 5°C.

En el caso de descongelamiento por gas caliente, se asumen que siempre se tiene disponibilidad de gas caliente en su respectiva línea debido por el método de selección de los compresores, este gas caliente está a una presión de 16 Kg/cm<sup>2</sup> a una temperatura de 93°C y una entalpía de 161.6 Kcal/Kg.

Para evaluar el consumo de refrigerante en forma de gas caliente en estado sobrecalentado se debe considerar el siguiente aspecto:

- La válvula solenoide que regula el ingreso de gas caliente hacia el difusor durante el periodo de descongelado determina el caudal de gas caliente que recorre el difusor.

El refrigerante durante el proceso de descongelado ingresa al evaporador en estado sobrecalentado, y sale del mismo inicialmente como líquido subenfriado a la temperatura de evaporación del refrigerante, conforme se va eliminando el agua congelada y se empieza a calentar el difusor y termina el proceso de descongelado el gas caliente sale del difusor a una temperatura de 11°C asumiendo un  $\Delta T = 7 \text{ °C}$  entre el refrigerante y el difusor calentado.

La entalpía considerada en la salida del difusor, para fa-

/...

cilitar el cálculo de la carga térmica, después de haber atravesado el difusor es el promedio de la entalpía a la temperatura final del gas caliente.

Para calcular el calor proporcionado por el gas caliente al difusor durante el proceso de descongelado se asumirá la entalpía de salida igual a la entalpía hallada anteriormente y la entalpía de entrada es la correspondiente al estado inicial del gas caliente.

El caudal de refrigerante que ingresa al difusor durante el proceso de descongelado esta determinado por la capacidad nominal de la válvula solenoide EVRA-20 para gas caliente.

De las tablas de capacidades, flujo de gas caliente a través de una válvula EVRA-20, trabajando con R-22 es:

$$m = 0.241 \text{ Kg/seg} \quad \circ$$

$$m = 867.6 \text{ Kg/hr}$$

A continuación se calculará el tiempo necesario que se requiere en cada proceso de descongelado en cada cámara.

Para el cálculo de este tiempo se considera el calor necesario para descongelar el difusor hallado anteriormente y aplicando la fórmula:

$$t = \frac{Q_t / \text{periodo}}{Q_{gc}}$$

donde:

$Q_t/\text{periodo}$ : Calor necesario para descongelar el difusor en cada periodo.

Este último termino se determina con la siguiente fórmula;

$$Q_{gc} = m \times \Delta h$$

Donde:

m : Flujo de gas caliente que pasa a través de la válvula solenoide.

$\Delta h$  : Variación de la entalpía del gas caliente cuando a travieza el difusor

$\Delta h$  esta determinada por la entalpía inicial del refrige rante.

$h_i = 161.6$  Kcal/Kg y por la entalpía final cuando deja el difusor la cual es el promedio de la entalpía correspondiente a la temperatura de evaporación del refrigerante y la entalpía correspondiente a una temperatura de  $11^\circ\text{C}$ .

#### CAMARA N° 01

$$Q_t = 2,435.86 \text{ Kcal/periodo}$$

- Temperatura de evaporización:  $- 27^\circ\text{C}$
- Entalpía final al inicio del descongelado: 93 Kcal/Kg
- Entalpía final al final del descongelado : 103 Kcal/Kg

Entonces la entalpía promedio a la salida del difusor es:

$$\bar{h} = \frac{103. + 93}{2} \text{ Kcal/kg}$$

$$\bar{h} = 98 \text{ Kcal/Kg}$$

/...

La variación de la entalpía durante el proceso de desconge lado es:

$$\Delta h = 161.6 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} - 98 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$\Delta h = 63.6 \text{ Kcal/Kg}$$

y el calor proporcionado por los gases calientes es:

$$Q_{gc} = 867.7 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}} \times 63.6 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$Q_{gc} = 55,185.72 \text{ Kcal/hr}$$

Comparándolo con el calor necesario para descongelar el di fusor, se encuentra:

$$t = \frac{3,355.94 \text{ Kcal/periodo}}{55,185.72 \text{ Kcal/hr}}$$

$$t = 0.06081 \text{ h} \quad \circ$$

$$t = 3' 39''$$

#### CAMARA N° 02

Esta cámara es de similares características que la anterior entonces:

$$t = \frac{3,451.39 \text{ Kcal/periodo}}{55,185.72 \text{ Kcal/hr}}$$

$$t = 0.6254 \text{ h} \quad \circ$$

$$t = 3' 45''$$

/...

CAMARA N° 03

De igual forma que en el caso anterior

$$t = \frac{4,383.07 \text{ Kcal/periodo}}{55,185.72 \text{ Kcal/hr}}$$

$$t = 0.079423 \text{ h} \quad \circ$$

$$t = 4' 46''$$

CAMARA N° 04

Procediendo de igual manera que en el caso anterior

$$t = \frac{4,413.81 \text{ Kcal/periodo}}{55,185.72 \text{ Kcal/hr}}$$

$$t = 0.07998 \text{ h} \quad \circ$$

$$t = 4' 48''$$

CAMARA N° 05

Procediendo de igual manera que en el caso anterior

$$t = \frac{3,380.94 \text{ Kcal/periodo}}{55,185.72 \text{ Kcal/hr}}$$

$$t = 0.061264 \text{ h} \quad \circ$$

$$t = 3' 40''$$

CAMARA N° 06

Procediendo como en la cámara anterior

$$t = \frac{2,526.65 \text{ Kcal/periodo}}{55,185.72 \text{ Kcal/hr}}$$

$$t = 0.045784 \text{ h} \quad \circ$$

$$t = 2' 45''$$

CAMARA N° 07

Como la temperatura de evaporización de esta cámara es  $-7^{\circ}\text{C}$  entonces la nueva entalpía final del inicio del proceso de descongelado es:

$$h = 99 \text{ Kcal/Kg}$$

En la entalpía final promedio de:

$$\bar{h} = \frac{103 + 99}{2}$$

$$\bar{h} = 101 \text{ Kcal/Kg}$$

Entonces la variación de la entalpía durante el proceso de descongelado es:

$$\Delta h = (161.6 - 101) \text{ Kcal/Kg}$$

$$\Delta h = 60.6 \text{ Kcal/Kg}$$

Entonces el calor cedido por el gas caliente es:

$$Q_{gc} = 867.6 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}} \times 60.6 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$Q_{gc} = 52,576.5 \text{ Kcal/hr}$$

Y el tiempo de descongelado es:

$$t = \frac{5,963.25 \text{ Kcal/periodo}}{52,576.5 \text{ Kcal/hr}}$$

$$t = 0.11342 \text{ h}$$

$$t = 6' 48''$$

#### CAMARA N° 08

Procediendo de igual manera que en la cámara anterior

$$t = \frac{4,588.61 \text{ Kcal/periodo}}{52,576.5 \text{ Kcal/hr}}$$

$$t = 0.087274 \text{ h}$$

$$t = 5' 14''$$

#### CAMARA N° 09

Procediendo de igual manera que en la cámara anterior

$$t = \frac{4,465.89 \text{ Kcal/periodo}}{52,576.5 \text{ Kcal/hr}}$$

$$t = 0.084942 \text{ h}$$

$$t = 5' 06''$$

#### CAMARA N° 10

En esta cámara la temperatura de evaporación del refrigerante es - 42°C entonces la entalpía final del inicio del proceso - de descongelado es:

/...

$$h = 89 \text{ Kcal/Kg}$$

Siendo la entalpía final del final del proceso de descongelado la misma e igual a:

$$h = 103 \text{ Kcal/Kg}$$

La entalpía promedio del final del proceso de descongelados:

$$\bar{h} = \frac{89 + 103}{2} \text{ Kcal/Kg}$$

$$\bar{h} = 96 \text{ Kcal/Kg}$$

Y la variación de la entalpía del gas caliente durante el proceso de descongelado es:

$$\Delta h = 161.6 - 96 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\Delta h = 65.6 \text{ Kcal/Kg}$$

Para hallar el flujo de gas caliente que ingresa a esta cámara se debe observar el diámetro de la línea de gas caliente que alimenta esta cámara.

El diámetro es 1" y una válvula solenoide de este diámetro proporciona un caudal de:

$$m = 0.524 \text{ Kg/s} \quad \circ$$

$$m = 1,886.4 \text{ Kg/hr}$$

Este caudal se distribuye entre los dos difusores, en cada difusor se congela la mitad de la humedad que se produce en la cámara y siendo 6 periodos de descongelado, entonces:

/...

$$t = \frac{10,452.11 \text{ Kcal/periodo}}{\frac{1,886.4 \text{ Kg/hr} \times 65.6 \text{ Kcal/Kg}}{2}}$$

$$T = 0.16892 \text{ h} \quad \circ$$

$$t = 10' 08''$$

#### CAMARA N°11

En esta cámara no se realiza el congelamiento del agua en los tubos ni aletas del difusor.

#### CAMARA N°12

En esta cámara existen 8 evaporadores, en los cuales se distribuye en forma equitativa la humedad formada en el interior de la cámara, y de acuerdo a lo hallado anteriormente se tiene:

$$Q_t = 719.0 \text{ Kcal/periodo}$$

Por cada Difusor.

Además cada paquete de 4 evaporadores es alimentado por una línea troncal de gas caliente de  $\varnothing 3/4''$ .

Se considera que el caudal que atravieza la válvula solenoide EVRA-20, instalada en la línea de gas caliente, también se reparte equitativamente entre los cuatro difusores.

Entonces:

$$m = \frac{867.6 \text{ Kg/hr}}{4}$$

$$m = 216.9 \text{ Kg/hr}$$

Además

$$h = 63.8 \text{ Kcal/hr}$$

Por lo tanto:

$$Q_{gc} = 216.9 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}} \times 63.6 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$Q_{gc} = 13,794.8 \text{ Kcal/hr}$$

Entonces el tiempo de descongelado es:

$$t = \frac{719.0 \text{ Kcal/periodo}}{13,794.8 \text{ Kcal/hr}}$$

$$t = 0.0521 \text{ h}$$

$$t = 3' 08''$$

### CAMARA N° 13

En esta cámara el descongelado se hace con el mismo calor del interior de la cámara.

A continuación se calcula el consumo de energía de la planta trabajando en su máxima capacidad instalada en cada método de desescarche.

- Desescarche por resistencias eléctricas.

Consumo de energía de los compresores: Si como se halló anteriormente, la carga total de la planta es:

...

CUADRO N° 4.5

RESUMEN DE TIEMPOS DE DESCONGELADO

CAMARA	TEMPERATURA	ENERGIA	TIEMPO DE DESCONGELADO	
	°C	DESCONGELADO	RESISTENCIA	GAS
		KCAL/PERIODO	ELECTRICA	CALIENTE
01	- 20	3,355.94	9' 07"	3' 38"
02	- 20	3,452.59	9' 23"	3' 45"
03	- 20	4,383.07	11' 55"	4' 46"
04	- 20	4,413.81	12' 00"	4' 48"
05	- 20	3,380.94	9' 12"	3' 40"
06	0/-20	2,526.65	9' 59"	2' 45"
07	0	5,963.25	23' 35"	6' 48"
08	0	4,588.61	18' 09"	4' 55"
09	0	4,465.99	17' 40"	5' 06"
10	- 35	10,452.11 (2)	28' 25"	10' 08"
11	12	-----	-----	-----
12	- 20	719.00 (8)	7' 06"	3' 08"
13	2/5	-----	-----	-----

$$POT_t = (125.49 + 33.72) \text{ kw}$$

$$POT_t = 159.21 \text{ Kw}$$

Y durante todo el día

$$POT_t = 3,184.2 \text{ Kw-h/día}$$

Consumo total de energía de las resistencias eléctricas:  $CT_{re}$

Del cuadro resumen N° 4.5 se suman las energías de descongelado de todas las cámaras, incluyendo el tunel de congelado, entonces:

$$CT_{re} = 342.58 \text{ kw-h/día}$$

Consumo de energía de los aerocondensadores:  $CT_{ac}$

Para esta planta se eligieron 3 aerocondensadores modelo APD 120C, cada uno de los cuales posee 10 ventiladores de 1 HP - de potencia, en condiciones extremas de trabajo se considera que los 30 motores trabajan 20 horas diarias, entonces el consumo de energía es:

$$CT_{ac} = 30 \text{ HP} \times 1.34 \frac{\text{kw}}{\text{HP}} \times 20 \text{ hr/día}$$

$$CT_{ac} = 804. \text{ kw-h/día}$$

Y el consumo total de operación de toda la planta es:

$$C = 3,184 + 342.58 + 804 \text{ kw-h/día}$$

$$C = 4,330.78 \text{ kw-h/día}$$

/...

- Desescarche por gas caliente.

Consumo de energía de los compresores: como para hacer funcionar el desescarche por gas caliente es necesario incrementar en 2 Kg/cm<sup>2</sup> la presión a la salida del compresor, entonces la nueva presión en la descarga es 16 Kg/cm<sup>2</sup> y la entalpía es 161.6 Kcal/Kg.

Entonces la potencia del compresor que abastece a la plantas es:

$$POT'_t = \frac{8,300 \text{ kg/hr (161.6 - 148) Kcal/Kg}}{859.9 \frac{\text{Kcal/hr}}{\text{Kw}}}$$

$$POT'_t = 131.28 \text{ kw}$$

Y la potencia del compresor que abastece al tunel de congelado es:

$$POT''_t = \frac{1811.26 \text{ Kg/hr (161.6 - 145) Kcal/Kg}}{859.8 \frac{\text{Kcal/hr}}{\text{kw}}}$$

$$POT''_t = 34.97 \text{ kw}$$

Por lo tanto el consumo de energía de los compresores es:

$$CTT_{gc} = 166.25 \text{ kw}$$

Y durante el día

$$CTT_{ge} = 3,325 \text{ Kw-h/día}$$

Consumo de energía de los aerocondensadores: en términos

/.....

globales, el refrigerante que participó en el desescarche por gas caliente llega en estado de líquido subenfriado a los aerocondensadores, lo cual implica un ahorro de energía en los mismos, para cuantificar esta energía en general se considerará que se ahorra exactamente una energía igual a la energía de descongelado, en los aerocondensadores, esto se fundamenta en el principio de conservación de la energía.

Entonces la energía consumida en los aerocondensadores es:

$$CT_{ac} = (804 - 342.58) \text{ kw-h/día}$$

$$CT_{ac} = 461.42 \text{ kw-h/día}$$

Y el consumo total de energía de operación de la planta -trabajando con descongelado por gas caliente es:

$$C_{gc} = 3,325 + 461.42 \text{ kw-h/día}$$

$$C_{gc} = 3,786.42 \text{ kw-h/día}$$

Entonces existe un ahorro de energía utilizando el desescarche por gas caliente y es igual a

$$AHORRO = (4,330.78 - 3,786.42) \text{ kw-h/día}$$

$$AHORRO = 544.36 \text{ kw-h/día}$$

## CONCLUSIONES

- Es necesario un costo adicional en materiales y mano de obra para instalar el sistema de desescarche por gas caliente de:

US \$ 42,125.80.

Este costo adicional puede disminuirse si es que desde un inicio del proyecto se hubiese considerado instalar el desescarche por gas caliente.

Por ejemplo, si se hubiese considerado utilizar evaporadores sin resistencias eléctricas, estos habrían costado un 20% menos, es decir:

$237,000 \times 0.2 = 47,400$  US \$

En otras palabras, si se hubiese utilizado evaporadores con descongelamiento natural, el ahorro hubiera sido mayor que el costo adicional para instalar en descongelado por gas caliente.

- En otro aspecto no considerado en este estudio, se hubiese ahorrado en el número y capacidad de los transformadores instalados en la subestación de la planta.
- El tiempo de descongelado es menor en el desescarche por gas caliente debido a que existe una mayor distribución de calor a lo largo y ancho del evaporador.

El calor en el desescarche por gas caliente se distribuye en el difusor a lo largo de toda la tubería de evaporación mientras que en el desescarche por resistencias eléctricas existen menos puntos calientes en el difusor.

- El método de selección de los compresores hace posible instalar -

/...

el sistema de desescarche por gas caliente, debido a que por lo menos un compresor estará funcionando, aún cuando no haya movimiento de producto, para compensar las pérdidas de frío por las paredes, pisos y techos.

- El inicio del proceso de descongelado en cualquiera de los casos es gobernado por el reloj de descongelado y el término está regulado cuando el evaporador toma una temperatura de 4°C. Existe otro método para terminar el proceso de descongelado y es programar el reloj para que controle el tiempo de inicio del descongelado así como su duración.
- Cuando se realiza el descongelado por resistencias eléctricas, existe un consumo de energía de operación, por día igual a:

**4,330.78 kw-h/día**

Esto es la energía que consumen los compresores y los aerocondensadores para satisfacer las cámaras frigoríficas trabajando en su máxima capacidad y para realizar los procesos de descongelado durante un día de operación.

Cuando se realiza el descongelado por gas caliente, existe un consumo de energía de operación igual a:

**3,786.5 kw-h/día**

Este valor es el consumo de energía de los compresores trabajando con una presión de descarga mayor en 2 Kg/cm<sup>2</sup> que el método anterior más la energía consumida por los aerocondensadores, que será menor que la utilizada en el caso anterior puesto que parte del refrigerante ya llega condensado, por lo tanto el trabajo que realizan los motores para eliminar el calor sensible del gas caliente es menor.

El ahorro de energía de operación trabajando con desescarche con gas caliente respecto al otro método es:

$$544.36 \text{ Kw-h/día}$$

Si se considera un precio de Kw-h, escala industrial, igual a 2.5 Intis, entonces el mayor costo de equipos y montaje se recupera en:

$$42,125.8 \times \frac{45 \text{ Intis}}{1 \text{ US \$}} = 1,896,661.00 \text{ Intis}$$

$$\frac{1,895,661.00 \text{ Intis}}{544.36 \frac{\text{Kw-h}}{\text{día}} \times \frac{2.5 \text{ Intis}}{\text{Kw-h}}} = 1,393 \text{ días}$$

o 4 años aproximadamente

- La operatividad de ambos sistemas de desescarche es similar, puesto que el mismo se realiza automáticamente.
- Se puede afirmar, que los productos que se almacenan a  $-20^{\circ}\text{C}$ , en friados desde una temperatura inicial de  $-10^{\circ}\text{C}$ , pierden un 0,096% de su peso, en humedad que se desprende de la superficie del mismo y se congela en el evaporador.
- Los productos que se almacenan a  $0^{\circ}\text{C}$ , enfriados desde una temperatura inicial de  $10^{\circ}\text{C}$ , pierden un 1.8% de su peso en humedad que se congela en los evaporadores.

-----

BIBLIOGRAFIA

- Aislamiento Térmico y Acústico.  
Miguel Payá  
Ediciones CEAC, 1982. Barcelona, España.
- Cámaras Frigoríficas desarmables  
TYLER Refrigeration Corporation  
Editado por SIAM, 1985, Lima Perú.  
  
DANFOSS, Catálogo Condensado.  
Danfoss A/S  
Nordborg, febrero de 1987, Dinamarca
- DANFOSS Refrigeration Machinery  
Danfoss A/S  
Nordborg, Diciembre de 1977, Dinamarca.
- El Empleo del Frio en la Industria de la Alimentación  
Rudolf Planck  
Editorial Reverte S. A. 1977
- Manual del Ingeniero Mecánico  
Marks.  
Editorial Mc. Graw-Hill Latinoamericana S. A.  
Bogota, Colombia 1982
- Mc Quay  
Ar Condicionado e Refrigeraçao  
Mc Quay Do Brazil Ind. e Com. Ltda. 1987
- Principios de Refrigeración Mecánica  
Raymont Dossat  
Editorial Reverte S. A. 1979
- Refrigeration Engineering  
Manual Contardo S.p.a.  
Bode 1081-6/80  
Grafiche Mazzuchelli - Milano

- SABROE ATLAS

Data Book

Ed. A/S Thomas THS Sabroe & Co.,

Aarhus Denmark. 1980

- SABROE, Screw Compresor

Unit Tipe SAB -128 For refrigerants R-22 and R-717

Ed. A/S Thomas THS Sabroe & Co.,

Aarhus Denmark. 1987.

-----