



D-19468

T
621.57
MIR
C.2

Escuela Superior Politecnica del Litoral

**Facultad de Ingeniería en Mecánica
y Ciencias de la Producción**

**Instalaciones Frigoríficas
para un Buque Camarero**

Tesis de Grado

**Previa la obtención del Título de
INGENIERO MECANICO**

Presentado por:

Eddie David Miranda Ledesma

Guayaquil - Ecuador

Año 1999

AGRADECIMIENTO

Al Ing. Luis Raúl Miranda Sánchez, Director de Tesis, al Ing. Angel Vargas Zúñiga, y a la Tnlga. Karín Coello Ojeda por su ayuda y colaboración.

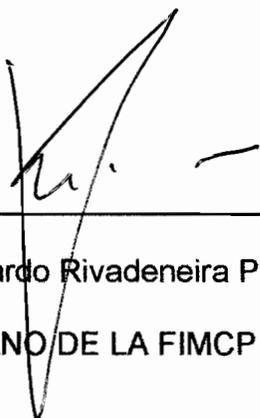
DEDICATORIA

A DIOS

A MIS PADRES

A MIS HERMANOS

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN



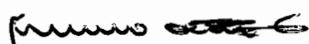
Ing. Eduardo Rivadeneira P.

DECANO DE LA FIMCP



Ing. Luis Miranda Sánchez.

DIRECTOR DE TESIS



Ing. Francisco Andrade S.

VOCAL



Ing. Jorge Duque R.

VOCAL SUPLENTE

DECLARACION EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).


Eddie Miranda Ledesma

RESUMEN

Se presenta el diseño y selección de los principales equipos para una instalación frigorífica a bordo de un buque camaronero.

Se realiza un estudio comparativo entre una instalación frigorífica existente y el diseño propuesto, mediante el cual se obtiene una mayor eficiencia térmica y productividad frigorífica volumétrica, utilizando para el refrigerante un intercambiador de calor líquido – vapor, el cual será ubicado entre el evaporador y el condensador. Además se recomienda el uso del refrigerante HCF –134a que no destruye la capa de ozono y esta acorde con el desarrollo de la tecnología.

Posteriormente se seleccionaran los dispositivos de control automático, y complementarios. Finalmente, se presentan algunas conclusiones y recomendaciones.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN	VI
ÍNDICE GENERAL.....	VII
SIMBOLOGÍA.....	XII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XIII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XV
INTRODUCCION.....	1
I. PESQUERIA DEL CAMARON EN EL ECUADOR.....	4
1.1 Estudio de la Pesquería del Camarón en el Ecuador.....	4
1.2 Exportaciones de Camarón: De Pesca y De Cultivo.....	12
1.3 Precios de Exportación del Camarón.....	14
1.4 Conclusiones.....	16
II. PARTICULARIDADES DE LOS BUQUES CAMARONEROS.....	19
2.1 Tecnología y Construcción del Buque.....	19
2.2 Capacidad de la Bodega para Camarón.....	41
2.3 Selección y Cálculo del aislamiento frigorífico de las tinas de Camarón.....	42

III. CÁLCULO DE LA CARGA FRIGORIFICA.....	55
3.1 Capacidad y Dimensión de las Cubas o Tinas de Almacenamiento.....	55
3.2 Parámetros de Cálculo.....	56
3.3 Cálculo de Carga de Enfriamiento del Camarón.....	59
3.4 Cálculo de los Aportes Internos.....	63
3.5 Calculo de los Aportes Externos.....	63
3.6 Carga de Enfriamiento Total.....	66
IV. DISPOSICION GENERAL DE LAS INSTALACIONES FRIGORIFICAS.....	68
4.1 Clasificación y Ubicación de los principales equipos de Refrigeración.....	68
4.2 Disposición esquemática de las tinas de Camarón.....	80
V. CICLO TERMODINAMICO.....	82
5.1 Selección del Refrigerante.....	82
5.2 Determinación de las Temperaturas de Evaporación y Condensación.....	87
5.3 Selección del Sistema de Refrigeración y Ciclo Termodinámico.....	88
5.4 Trazado del Ciclo Termodinámico.....	91
5.5 Estudio comparativo entre la Instalación frigorífica existente y el Diseño Propuesto.....	92

VI. COMPRESORES.....	111
6.1 Selección del Tipo de Compresor.....	111
6.2 Cálculo de los Parámetros Principales del Compresor.....	112
VII. CONDENSADORES.....	120
7.1 Selección del Tipo de Condensador.....	120
7.2 Cálculo de Los Parámetros Principales del Condensador.....	121
VIII. EVAPORADORES.....	135
8.1 Selección del Tipo de Evaporador.....	135
8.2 Cálculo de los Parámetros Principales del Evaporador.....	136
IX. AUTOMATIZACION Y ANEXOS.....	141
9.1 Cálculo y Selección de las tuberías frigoríficas.....	141
9.2 Selección de los dispositivos de Control automático.....	158
9.3 Selección de los dispositivos anexos.....	164
X. CONCLUSIONES. Y RECOMENDACIONES	172

APENDICES

BIBLIOGRAFIA

ABREVIATURAS

Atm	Atmósfera de presión.
°C	Grado Centígrado
C.O.P.	Coefficiente de Performance
Cm	Centímetro
HP	Horse Power (Caballo de Fuerza)
KW	Kilowatio
Kg/cm ²	Kilogramo por centímetro cuadrado.
Kg/cm ³	Kilogramo por centímetro cúbico.
Kcal	Kilocaloría.
Kcal/día	Kilocaloría por día
Kcal/m ³	Kilocaloría por metros cúbico
Kcal/hm°C	Kilocaloría por hora metro grado centígrado
Kcal/hm ² °C	Kilocaloría por hora metro cuadrado grado centígrado
Kcal/kg	Kilocaloría por kilogramo
Kcal/kg°C	Kilocaloría por kilogramo grado centígrado
Kg	Kilogramo
Kg/h	Kilogramo por hora
Kg/m ³	Kilogramo por metro cúbico
KJ/Kg	Kilojoule por kilogramo
Lbs	Libras
Lt/h	Litros por hora
m	metro
m/s	metro por segundo
m ² /s	metro cuadrado por segundo
m ³	metro cúbico
m ³ /h	metros cúbicos por hora.
mm	milímetros
RPM	Revoluciones por Minuto
T _{evap}	Temperatura de Evaporación.
T _{cond}	Temperatura de Condensación.
T _m	Temperatura del Medio
Ton.	Tonelada de Refrigeración.
T.M.	Toneladas Moorson
V	Volumen
W/m ²	Watio por metro cuadrado
W/mK	Watio por metro grado Kelvin

SIMBOLOGIA

A	Area
C_p	Calor Específico
D	Diámetro
E	Espesor de Aislamiento
E	Coefficiente de Rendimiento (COP)
F	Factor de Fricción
G	Aceleración de la Gravedad
H	Coefficiente de Convección
H	Entalpía del Refrigerante
H_{if}	Calor Latente de Fusión del Agua de Mar
K	Coefficiente de Conducción
L	Carrera del Pistón
L	Longitud
L	Espesor de Planchas de Materiales
M	Masa del Agua de Mar
M	Flujo Másico
N	Número de Revoluciones
N_u	Número de Nusselt
P	Potencia
P	Presión
P_r	Número de Prandtl
Q	Calor
R	Factor de Incrustación
Re	Numero de Reynolds
U	Coefficiente Global de Transferencia de Calor
V	Volumen
V	Velocidad
V_r	Caudal Volumétrico Real
V	Velocidad Lineal del Pistón
ΔT	Diferencia de Temperatura
ΔT_{lm}	Temperatura Media Logarítmica
Z	Número de Pistones
γ	Relación de Compresión
v	Volumen Especifico del Refrigerante
δ	Densidad del Agua De Mar
μ	Viscosidad Dinámica
η	Rendimiento o Eficiencia

INDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1	Número de Barcos Activos..... 6
Figura 1.2	Zonas de Pesca de la Flota Arrastrera Camaronera..... 9
Figura 2.1	Flota Arrastrera Camaronera.....23
Figura 2.2	Redes de Arrastre del Buque Camaronero..... 25
Figura 2.3	Armazón de un buque de madera (Vista anterior)..... 39
Figura 2.4	Armazón de un buque de madera (Vista posterior)..... 40
Figura 2.5	Paredes de Aislamiento de las Tinas..... 54
Figura 3.1	Dembarques de Capturas Promedio por Salida de Barco..... 60
Figura 3.2	Porcentaje de Agua Congelada en función de la Temperatura..... 64
Figura 4.1	Compresor de Pistón Alternativo..... 71
Figura 4.2	Condensador Multitubular Enfriado por Agua de mar.....77
Figura 4.3	Válvula de Expansión Termostática.....78
Figura 4.4	Evaporador Enfriador de Líquido.....79
Figura 4.5	Disposición Esquemática de las Tinas de Camarón..... 81
Figura 5.1	Ciclo Real de compresión de vapor con Intercambiador de calor y refrigerante R 134a..... 105
Figura 5.2	Esquema de un Sistema de Refrigeración Directa usando Intercambiador de Calor Líquido - Vapor..... 106
Figura 5.3	Ciclo Real de Compresión de Vapor en Instalaciones Frigoríficas Tradicionales (R-12).....107
Figura 6.1	Curva de Rendimiento Volumétrico vs Relación de Compresión.....114
Figura 9.1	Factor de Fricción para Flujo Completamente Desarrollado en Tubos Circulares..... 147
Figura 9.2	Conductividad Térmica del Aislamiento de Fibra de Vidrio... 155
Figura 9.3	Gráfica de Espesor Equivalente de Aislamiento..... 156
Figura 9.4	Diagrama Presión-Entalpía para el Refrigerante R 134a.....170
Figura 9.5	Propiedades termodinámicas del Refrigerante R - 134a.....171

INDICE DE TABLAS

	Pág
Tabla I	Especies de camarones capturados por la flota arrastrera camaronera.....177
Tabla II	Captura Total, Barcos Activos y Registrados (1988 – 1997).. 178
Tabla III	Tamaño y Precio del Camarón.....179
Tabla IV	Propiedades de los Aislamientos.....180
Tabla V	Propiedades para el Cálculo del espesor del Aislante.....53
Tabla VI	Comparación entre las características de los refrigerantes R 12 y R 134a.....181
Tabla VII	Análisis del Diseño Propuesto.....104
Tabla VIII	Constantes (C_1) de la Ecuación (7.9) para un banco de Tubos.....130
Tabla IX	Razón de Nu para 20 hileras en fondo.....131
Tabla X	Coefficientes Globales de Transferencia de Calor en Condensadores.....133
Tabla XI	Coefficientes Globales de Transferencia de Calor en Evaporadores Enfriadores de Líquido.....139
Tabla XII	Valores de Resistencia a la Superficie.....157

INTRODUCCIÓN

La pesca en el ámbito industrial se inició en 1.952 con 7 embarcaciones aproximadamente. A partir de esta fecha se produjo un incremento en la cantidad de embarcaciones hasta llegar a 301 buques registrados y 135 buques activos en 1.997. Entendiéndose por buque registrado, a aquel que con la aprobación de la Dirección General de Pesca, han sido matriculado en la Dirección General de la Marina Mercante (DIGMER) y Buque activo a aquel que estando matriculado, se encuentra apto para realizar las faenas de pesca, lo cual certifica la Capitanía del Puerto.

A pesar de que la mayor cantidad de camarón proviene de las granjas de cultivo, la captura de éste se ha mantenido vigente, debido a que sigue siendo el más preferido por su calidad, tamaño y precio. Además, la captura en el mar es una actividad de importancia social y económica por generar numerosa mano de obra e ingreso de divisas.

Los meses más favorables para obtener un mayor volumen de captura se dan a principios del año ya que para esta fecha el clima es favorable debido a la corriente de "El Niño" y el camarón ha alcanzado su edad adulta, por lo que la actividad pesquera camaronera se incrementa en esta época.

La pesca del camarón se efectúa en un tipo de buque específico, el cual cumple con las características de construcción, red de arrastre y tamaño de la bodega, lo cual hace posible la captura y conservación del camarón.

Por esto el pescador industrial se ha visto en la necesidad de ubicar los lugares más estratégicos para dirigir el mayor esfuerzo de la flota arrastrera camaronera, lográndose la captura de las principales especies.

Una vez capturado el camarón, el pescador necesita de una forma de almacenamiento y manipulación del producto que le permita conservar la calidad y frescura del mismo. Antiguamente, los buques zarpaban hacia el área de pesca llevando a bordo bloques de hielo, los cuales no eran suficientes para alcanzar los objetivos antes mencionados. No fue hasta 1.968 en que estos buques camaroneros fueron equipados con instalaciones frigoríficas a bordo, las cuales permitían obtener una mayor autonomía, calidad del producto y por lo tanto mayores ingresos.

Actualmente las instalaciones están constituidas por evaporadores enfriadores de líquido, condensador multitubular enfriado por agua de mar, compresor, válvulas de expansión termostática y las cubas o tinajas de almacenamiento de camarón.

En esta tesis, se realiza un estudio comparativo entre la instalación frigorífica existente y el diseño propuesto a bordo de un buque camaronero. Mediante el cual se obtiene una mayor eficiencia térmica y productividad frigorífica volumétrica utilizando un intercambiador de calor líquido – vapor y un refrigerante que no destruye la capa de ozono y que esta acorde con el desarrollo de la tecnología. Posteriormente se trata ampliamente el diseño y selección de los principales equipos para la instalación frigorífica, así como también se seleccionan los dispositivos de control automático y complementarios.

Capítulo 1

1. PESQUERIA DEL CAMARON EN EL ECUADOR.

1.1 Estudio de la Pesquería del Camarón en el Ecuador.

La pesquería del camarón marino en el ámbito industrial en el Ecuador es una de las actividades de mayor importancia social y económica por generar numerosa mano de obra. Toda una gran infraestructura se ha creado en torno al recurso, siendo una de las principales fuentes generadoras de divisas. En 1995 se exportaron 84.389,7 toneladas métricas de las cuales 12.658,50 toneladas, fueron pescadas en el mar, y la diferencia proviene de las cultivadas en las camaroneras.

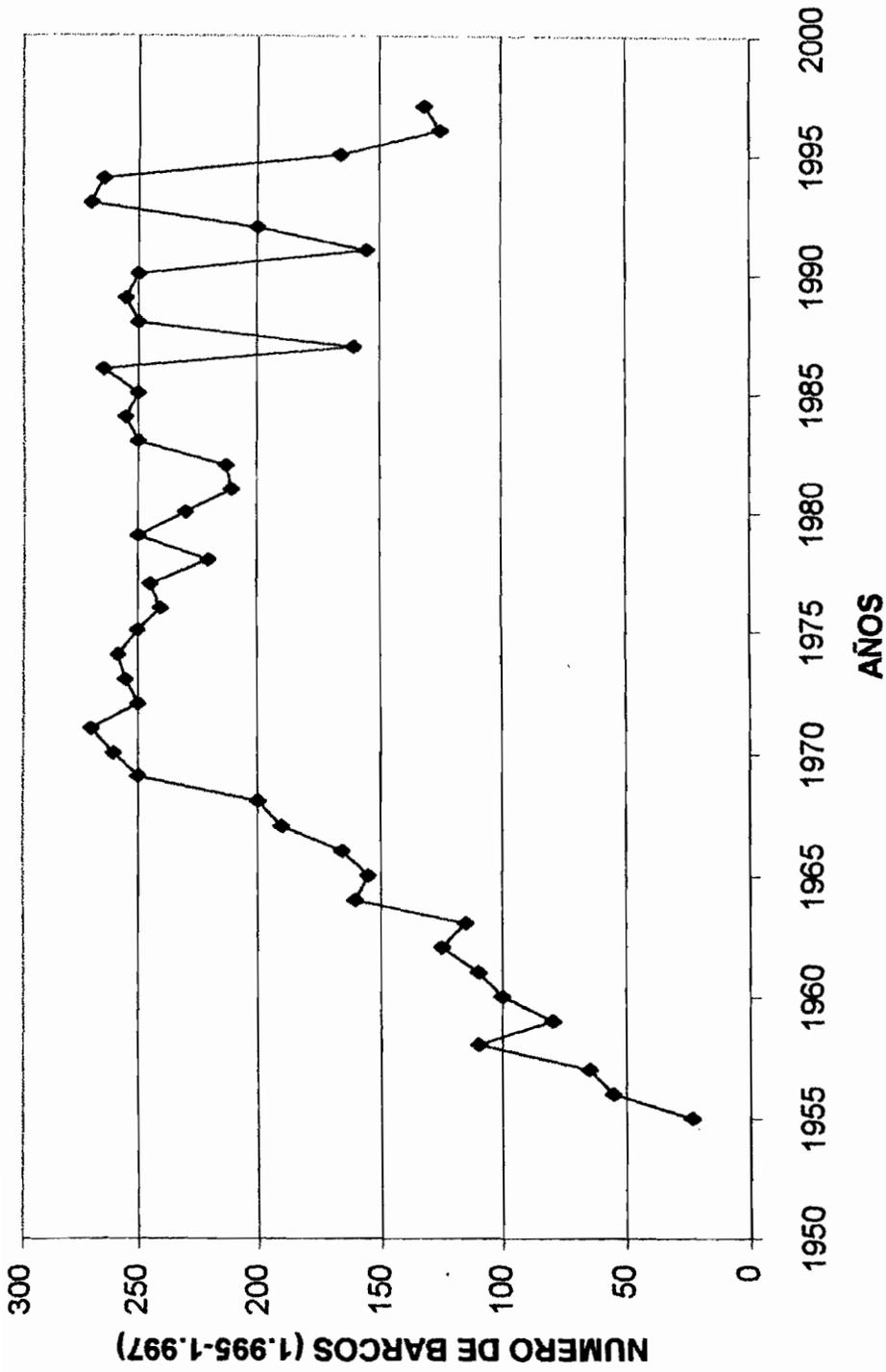
La pesca con redes de arrastre se inició aproximadamente en 1952. El tamaño de la flota registró un incremento constante en el número de las embarcaciones, aumentando rápidamente de 23 barcos en 1955 hasta 275 en 1970, después de este período se

observa una aparente estabilidad hasta 1984. A partir de 1984 se aprecian amplias fluctuaciones del esfuerzo pesquero; al parecer producto de los costos de operación (combustible) que representa entre un 60 – 70 % de gasto por viaje. Figura 1.1

Según la Dirección General de la Marina Mercante DIGMER, en 1.996 la flota arrastrera camaronera estaba integrada por 288 barcos de madera, de los cuales en el primer semestre se mantuvieron solo 126 unidades en actividad.

El hábitat de estas especies se localiza en el fondo de la plataforma continental, frente a las costas que incluyen zonas estuarias. Su distribución geográfica varía según la especie, pero en forma general se circunscribe desde el golfo de California hasta la parte norte del Perú.

Los camarones se clasifican luego por su tamaño. Este se expresa por el número de colas que se necesitan para completar una libra (454 gramos). Es decir, que los números pequeños identifican al camarón grande y viceversa. Generalmente el camarón de cultivo es de tamaño pequeño, debido a que a las grajas o piscinas camaroneras no les rentable ciclos muy largos para obtener



Fuente: Capitanía de Puerto

FIGURA 1.1 BARCOS ACTIVOS

camarones mas grandes ya que la cantidad del alimento para el camarón se incrementa con el tiempo y por ende su costo. Además, para recuperar la inversión al productor camaronero le es conveniente que los ciclos sen más cortos.

Hay camaroneras que se especializan en producir un camarón muy grande. Del mismo modo, el 70% de la pesca es camarón de tamaños equivalentes a los de cultivo.

Hay dieciséis tamaños diferentes, pero los más comunes en nuestro país, para el camarón de cultivo, son de 36 – 40 y 41 – 50 unidades. El camarón de pesca está entre U -10 y U 16 - 20. La división entre tamaños de camarón de pesca y camarón de cultivo no es absoluta. Puede darse el caso de que se cultive un camarón de 21 – 25 o 16 – 20 y también puede ocurrir que haya capturas en el mar de camarón de 26 – 30. Pero no son los casos frecuentes.

Areas de Pesca.

La ubicación de las zonas de pesca y la distribución donde se concentra el esfuerzo pesquero de la flota camaronera es difícil de determinar ya que los barcos no están obligados a reportar sus movimientos diarios ni la ubicación exacta. En la Fig. 1.2 se indican las zonas de pesca distribuidas de sur a norte.

- Sur del Golfo de Guayaquil.- La parte sur del Golfo de Guayaquil donde fluyen numerosos ríos y esteros, crea condiciones favorables para el desarrollo en el ciclo vital del camarón, lo cual representa la más importante zona de pesca. Los caladeros se extienden desde la frontera con el Perú hasta la boca de Jambelí.
- Isla Puná y Santa Clara.- Comprende la costa occidental de la Isla Puná y los alrededores de la isla Santa Clara
- Norte del Golfo de Guayaquil.- En esta zona se realiza una pesca intensiva y muy característica, se extiende desde Data hasta algunas millas al oeste de Chanduy.

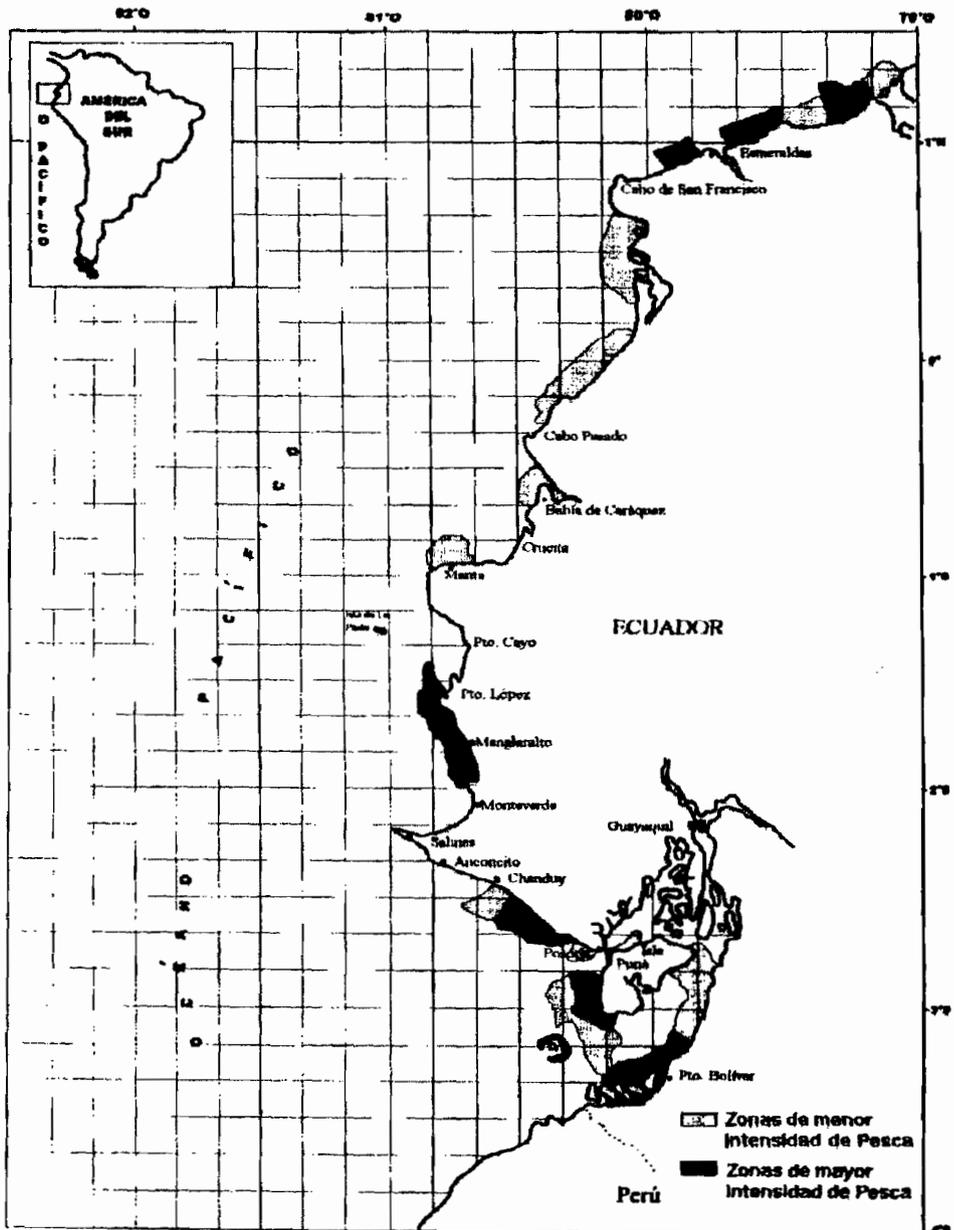


FIGURA 1.2. ZONAS DE PESCA DE LA FLOTA ARRASTRERA CAMARONERA

- Manta – Palmar.- Zona discontinua, se encuentra interrumpida por zonas de aguas profundas y de fondo rocoso que impide la pesca de arrastre.
- Jama – Muisne.- Zona de fondo blando, ocasionalmente frecuentada por barcos de arrastre y embarcaciones artesanales que se dirigen a la captura de hembras grávidas.
- Esmeraldas – San Lorenzo.- Caladeros importantes entre estos dos puntos en la zona norte del país. Este sector es el más extenso y comprende entre punta Súa y la frontera con Colombia. Se considera que el camarón blanco (*Peneaus Vannamei*) es más abundante en esta zona.

Lugares de Operación.

Los principales puertos de desembarque están ubicados en Guayaquil, Posorja, Esmeraldas, Manta y Puerto Bolívar. En el Golfo de Guayaquil, los principales puertos son: Guayaquil, Posorja y Puerto Bolívar. En 1996 el 76,7% de los barcos tenía base en Guayaquil, el 16,3% en Posorja y el 5,9% opera en Esmeraldas.

El puerto de procedencia tiene poco que ver con las áreas donde pescan las embarcaciones ya que éstas pueden pescar a todo lo largo de la Costa. Sin embargo, la mayoría del esfuerzo pesquero se concentra en el Golfo de Guayaquil por tener áreas de sedimento lodoso de alta productividad debido a la desembocadura del río Guayas, el cual es el mayor estuario de la costa occidental de América.

Captura y Esfuerzo de la Flota Arrastrera Camaronera.

Las capturas de camarones efectuadas por los barcos arrastreros registran desde 1988 un continuo descenso (1191 t) hasta situarse en (449 t) correspondiente al año 1996. Sin embargo debido a los efectos producidos por los cambios climáticos del fenómeno de El Niño, las capturas de camarón se han incrementado en el año 1997 (1120 t) hasta alcanzar las (410 t) correspondiente al primer semestre de 1998. (Tabla 2, Ver Anexo).

Cabe mencionar que las capturas de camarón tienen tendencias mensuales con índices que declinan desde valores altos en los primeros meses de la temporada de pesca hasta valores bajos en los últimos meses, esto es debido a las condiciones ambientales que se presentan a partir de agosto (temperatura del agua, salinidad, etc.) y el esfuerzo de pesca. Las capturas promedio/día/barco han disminuido considerablemente desde 541 Kg./día/barco reportadas en 1987 a 154 Kg./día/barco en 1997.

1.2 Exportaciones De Camarón: De Pesca y De Cultivo.

En los cuatro últimos años las exportaciones del camarón de pesca se han incrementado. En 1994 se exportaron 10.806,12 Ton. Métricas de camarón generando divisas de 80.479,365

millones de dólares. Luego en 1995 se obtuvo un ligero incremento en las exportaciones 12.658,6 Ton. Métricas generando divisas de 98.616,019 millones de dólares. En 1996 las exportaciones de camarón no registraron un aumento considerable, sólo se exportaron 12.855,05 Ton. Métricas generando divisas de 100.325,78 millones de dólares. En 1997 las exportaciones de camarón marino se incrementaron notablemente debido a la influencia del fenómeno de El Niño en 16.588,725 Ton. Métricas generando divisas de 132.820,965 millones de dólares.

En cuanto al camarón de cultivo, en 1994 se exportaron 61.234,68 Ton. Métricas generando divisas de 456.049,74 millones de dólares. Luego en 1995 se obtuvo un ligero incremento en las exportaciones 71.731,1 Ton. Métricas generando divisas de 558.816,581 millones de dólares. En 1996 las exportaciones de camarón no registraron un aumento considerable, sólo se exportaron 72.845,25 Ton. Métricas generando divisas de 533.298,889 millones de dólares. En 1997 las exportaciones de camarón de cultivo fueron de 94.002,775 Ton. Métricas generando divisas de 752.652,14 millones de dólares.

En cuanto a los tamaños y precios, del camarón de pesca y de cultivo, se explicará con detalle en el siguiente ítem.

Preparando el camarón para la Exportación.

Una vez capturado o cosechado, el camarón es transportado a la planta de empaque. Algunas camaroneras poseen su propia empacadora. Hasta hace poco era un requisito exigido por la ley para producir. En la actualidad existen 85 empacadoras en el país, la mayoría de las cuales funcionan en la provincia del Guayas. También hay empacadoras en Esmeraldas, Manabí y El Oro.

En la empacadora limpian el camarón, lo descabezan, clasifican, empacan y congelan. Una de las tareas más importantes es separar la cabeza de la cola. Cada 100 libras de camarón dejan solamente entre 65 y 70 libras de cola. Por eso las peladoras deben tener mucho cuidado para no aumentar el desperdicio innecesariamente.

1.3 Precios de Exportación del Camarón.

El precio al productor generalmente está US\$ 0,3 y US\$ 0,4 por debajo del precio de referencia de la Subsecretaría de Pesca.

Como existe exceso de empacadoras, éstas compiten por el camarón. Algunos productores se han asociado con las empacadoras para exportar conjuntamente; y otros que tiene ya una marca de camarón registrada internacionalmente contratan a las empacadoras para que les procesen y le empaquen el camarón con la marca de ellos.

Las colas luego son empacadas en cajitas de cinco libras, a las que se añade agua y congela (glaseado). Si el proceso se realiza adecuadamente, la calidad se mantiene y el camarón puede conservarse por largo tiempo. Después las cajitas son empacadas en cartones que contienen 10 cajas, es decir 50 libras. Existen otras formas de presentación del camarón que se exporta a fin de darle mayor valor agregado.

El precio del camarón varía según el tamaño. A manera de ejemplo, estos son los precios referenciales fijados por la Subsecretaría de Pesca desde el 17 al 30 de Noviembre de 1998, para cada libra de cola de camarón. (Tabla 3. Ver Anexo).

La Calidad en la Exportación.

Las empacadoras deben cuidar muy bien la calidad del producto. De no hacerlo, sus exportaciones futuras pueden verse afectado. El mercado norteamericano y el de la Comunidad Económica Europea, son muy exigentes en este aspecto. Unas pocas empresas hicieron en años recientes algunos embarques que fueron rechazados. Por eso, la Cámara de Productores de Camarón está promoviendo un programa de control de calidad del producto de exportación a fin de asegurar la presencia a largo plazo del Ecuador en el mercado de los Estados Unidos y en el de la Comunidad Económica Europea. Se cuenta con el contingente de técnicos norteamericanos que pusieron en marcha un programa similar en la India. En el Ecuador este plan se lo conoce como Hazard Analysis of Critical Control Points (HACCP) en cual se realizan inversiones significativas para mejorar el producto de las plantas empacadoras. El producto final estará sujeto a controles similares a los de la Food and Drug Administration de los Estados Unidos.

1.4 Conclusiones.

El camarón que se pesca en aguas ecuatorianas genera numerosa mano de obra y un significativo ingreso de divisas por lo

que en el ámbito industrial se lo considera una actividad de importancia socio - económica.

Entre las zonas de pesca del país la más importante, es la del Golfo de Guayaquil debido a la afluencia de numerosos ríos y esteros, los cuales crean condiciones favorables para el desarrollo del camarón. Las cantidades y el tamaño del camarón que se obtienen durante la pesca han sido influenciados por los cambios climáticos y la intensidad de las faenas de captura de la larva salvaje que se destina a las camaroneras.

En cuanto a los precios, estos dependen del tamaño. Si comparamos el precio promedio del camarón de pesca (US \$9,16) con el de cultivo (US \$3.31), los mayores ingresos se obtienen con el primero, es decir, que mientras mayor autonomía de navegación (sin que tenga que reaprovisionarse de combustible) tenga el buque mayores serán las capturas y los ingresos.

Otro factor importante es la distancia desde el puerto de zarpe del buque al área de pesca, por esto la flota camaronera se ha visto en la necesidad del uso de Instalaciones Frigoríficas en el interior

del Buque lo cual le permite a la misma mayor autonomía, calidad del producto y por lo tanto mayores ingresos.

Capítulo 2

2. PARTICULARIDADES DE LOS BUQUES CAMARONEROS

2.1 TECNOLOGÍA Y CONSTRUCCIÓN DEL BUQUE

CLASIFICACIÓN DE LOS BUQUES PESQUEROS.

Los Buques Pesqueros se clasifican de la siguiente forma:

1. Según la Especialidad de Pesca
2. Según el Arte de la Pesca que se utiliza.
3. Según el tipo de Pesca.

Según la Especialidad de Pesca.

Se clasifica en:

1. Atunero
2. Sardinero
3. Camaronero
4. Calamarero
5. Langostero

Según el arte de Pesca que se utiliza.

Se clasifica en:

1. Palangreros.
2. Cerqueros.
3. Arrastreros.
4. Naseros.
5. Cañeros.

Según el tipo de Pesca.

Se clasifica en:

1. Artesanal.
2. Semi-industrial.
3. Industrial.

El caso de un buque objeto de nuestro trabajo según la especialidad será un buque Camaronero, según su arte de pesca será arrastrero y según el tipo de pesca Industrial.

Construcción.

Existen dos tipos de embarcaciones, la mayoría de las unidades pescan langostinos mientras otras se dedican a la captura de

camarones pomada, el cual es más pequeño que el langostino y su valor es mucho menor.

Un buque langostinero generalmente tiene una eslora entre 15 - 22 metros y una potencia de máquina promedio de 220 – 440 HP, contruidos totalmente de casco de madera, y pescan hasta 72 m de profundidad. Utiliza un sistema de agua mar enfrida a base de un refrigerante para conservar la captura mientras el buque sigue pescando, posee una autonomía de pesca de 15 a 22 días/viaje. El tiempo de arrastre es aproximadamente de 4 horas y el número de lance/día es de 4 a 7.

Una embarcación pomadera posee las mismas características que un barco langostinero con la diferencia de que este más pequeño (15 metros de eslora), con motores de 110 HP, pesca en aguas de profundidades menores de 8 – 15 m. Por tanto tiene menos capacidad de bodega, utiliza hielo para conservar la captura, posee una faena de pesca menor a un día/viaje, el tiempo de arrastre es de 2 a 3 horas y el número de lances/día es de 3 a 5.

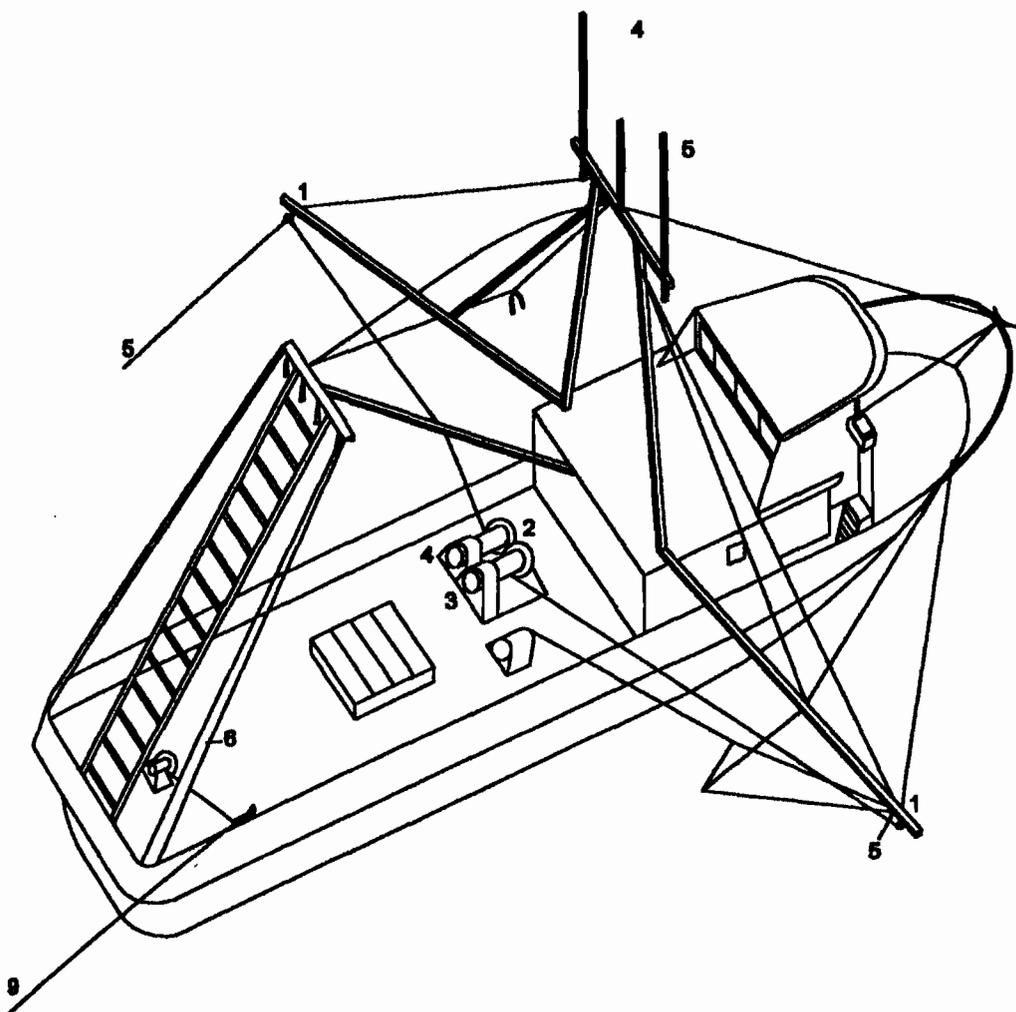
Flota Arrastrera Camaronera.

Esta flota esta diseñada para el empleo del sistema de pesca de arrastre por tangones con doble aparejo destinado a la captura de camarón *Penaeus Occidentalis*, *Penaeus Californensis* y *Penaeus Vannamei*, principalmente. Fig. 2.1.

El buque está constituido por las siguientes partes:

1. Tangón.
2. Winche.
3. Tambor del Winche.
4. Winche para el cable de la red de prueba
5. Cable de la red principal
6. Pasteca que conduce el cable de la red de prueba.
7. Cable de la red de prueba.

El winche de pesca es de tres tambores (uno para la red de prueba) y depende del winche mecánico de la máquina principal. El largo del tangón es de 6 a 9 m ya que si este es muy largo resulta incómodo al momento de virar la red. En el extremo del tangón se instala una pateca de arrastre para facilitar las maniobras.



1. TANGON
2. WINCHE
3. TAMBOR DEL WINCHE
4. WINCHE PARA EL CABLE DE LA RED DE PRUEBA
5. CABLE DE LA RED PRINCIPAL
6. PASTECA QUE CONDUCE EL CABLE DE LA RED DE PRUEBA
7. CABLE DE LA RED DE PRUEBA

FIGURA 2.1. FLOTA ARRASTRERA CAMARONERA

Este tipo de buque en lugar de una red grande utiliza dos redes pequeñas para ampliar la superficie de barrido y aumentar el rendimiento. Como los camarones se dispersan a lo ancho y no en lo alto, el rendimiento aumenta en proporción a la abertura horizontal de la boca de la red. Cada una de las redes lleva dos portones de madera de 2 a 2.5 m de ancho estos son del tipo rectangular – plano – horizontal y en su parte inferior lleva una platina de hierro para evitar el desgaste. La resistencia del portón es igual al 30% de la resistencia total del equipo de pesca.

La Red de Arrastre.

Las redes de arrastre utilizadas en el país están diseñadas para la captura de camarones del género *Penaeus*, los que se encuentran en el fango o en la arena del fondo marino.

Este tipo de redes tiene poca altura (0,5 a 1 m), ya que el camarón tiene poca agilidad y no salta más de 0,5 a 0,6 m y el largo de la red es reducido. Fig. 2.2

Hay tres tipos de redes, el plano, balón y el semi- balón. Los tres son de confección plana y simple y no representan mayor diferencia en los volúmenes de captura.

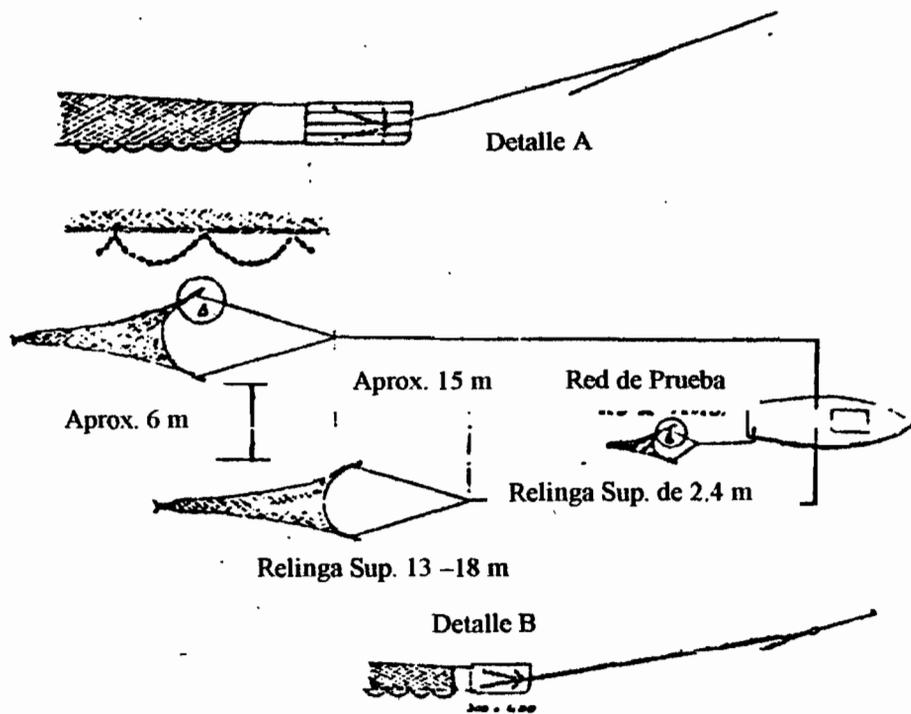


FIGURA 2.2. REDES DE ARRASTRE DEL BUQUE CAMARONERO

La distancia entre las puntas es de 65% a 75% del largo de la relinga superior. En la relinga inferior lleva una cadena lo que impide a la red tocar el fondo, de esta manera la cadena asusta al camarón el cual salta y penetra en la red. El no tocar la relinga inferior el fondo del mar evita la entrada de residuos que se encuentran en él y de peces sin valor.

Las redes más usadas en el país son las siguientes:

- a) Pomadera.- Se caracteriza por una longitud de boca de 23m, y una longitud efectiva medida desde las alas hasta el túnel de 11m al ojo de malla en toda su extensión es de 1 ½". Con este arte se trabaja entre 4 a 7 m de profundidad.

- b) Langostinera.- Se caracteriza por tener una longitud de boca fluctuante entre 24 a 27 m y una longitud efectiva de entre 12 a 14 m, con un ojo de malla en toda su extensión de 2". Con este arte se trabaja entre 11 a 18 m de profundidad.

La pesca industrial del camarón en Ecuador, se la realiza en embarcaciones arrastreras tipo Florida. Este tipo de embarcaciones fue implementado por los americanos e inicialmente aplicada en el Golfo de México y en el Estado de Florida.

Las embarcaciones de pesca industrial del camarón utilizadas en Ecuador generalmente son del tipo de casco de madera. Las características de estos buques camaroneros pueden ser desglosadas como sigue.

Características Generales

- Eslora: 13,7 m – 23,16 m
- Manga: 3,66 m – 6,70 m
- Puntal: 1,98 m – 3,02 m
- Calado: 2,32 m – 3,2 m
- Tonelaje de Registro Bruto: 27 a 100 T.M.
- Tonelaje de Registro Neto: 7 a 30 T.M.
- Material del Casco: Madera (guayacán y amarillo).
- Velocidad de la embarcación: 8 a 9 nudos
- Número de tripulantes: 5 a 6
- Autonomía de Navegación: 15 a 22 días.

Características del Motor Propulsor

- Marca: General Motors o Caterpillar Marino
- Potencia: 220 a 440 HP
- Velocidad: 1800 RPM (generalmente)
- No. de cilindros: 6 a 8 (indistintamente en línea o en "V")

- Tipo de control de motor: Remoto desde el Puente de Gobierno.

Características de la Maquinaria Auxiliar

- Generador: acoplado al motor propulsor o independiente con potencias hasta de 5,5 Kw
- Baterías: 4 a 6 (de 12 V o 24 V) de arranque y de alumbrado
- Bombas: 2 (de achique y servicios generales) usualmente acopladas al motor propulsor y/o al motor – generador
- Sistema de Gobierno: Generalmente del tipo mecánico
- Equipo de Fondeo: Ancla tipo almirantazgo de 100 a 200 lbs., cadenas de 40 a 60 brazas, con eslabones de un diámetro que fluctúa de ½” a 5/8”
- Winches: tipo Mecánico a tipo hidráulico (muy raramente empleado)
- Equipo de Refrigeración: a ser analizado por separado más adelante.

Características de los tanques y compartimentos de carga

- Tanques de Combustible: 4 a 7 con una capacidad total que va de 1.500 a 10.000 galones americanos.
- Tanque de Agua: 1 a 3 con una capacidad total de 200 a 1500 galones americanos

- Compartimentos de carga (tipo tina): 4 a 6 con una capacidad unitaria de 1.500 a 3000 lbs. de camarón.

Características de los Equipos de Pesca

- Aparejos: 1 mástil y de 2 a 3 plumas.
- Redes de arrastre: 2 redes de 60 a 80' (generalmente todo buque lleva de 2 a 4 redes de respeto).
- Pangas : una de madera con capacidad para 6 personas.

MADERAS PARA CONSTRUIR BARCOS.

Las principales consideraciones a efectuar al seleccionar una madera determinada para construir un buque deben ser:

1. Resistencia al choque y la presión;
2. Resistencia a la putrefacción.
3. Disponibilidad en las cantidades, calidades y tamaños requeridos.

Otras propiedades de las maderas que importan en la selección para la construcción de botes son su manualidad y resistencia a la impregnación por agua.

MADERAS EMPLEADAS EN LA CONSTRUCCIÓN NAVAL.

Las maderas utilizadas en la construcción naval son las siguientes:

Algarrobo.- Es una de las maderas más duras y pesadas del norte del Continente Americano y tiene algunos usos especializados en la construcción naval. Tiene gran resistencia al impacto y su núcleo es resistente a la putrefacción, pero es atacado fácilmente por los perforadores marinos; su veta es irregular.

Amarillo.- Es altamente resistente, durable se seca fácilmente, se deja trabajar con comodidad y mantiene sus formas en servicio, se utilizado para forro exterior, quillas, cubiertas y puentes.

Bálsamo.- Fácilmente trabajable, se le puede dar un acabado fino por las formas de sus hebras, no se deforma al secamiento moderado, se lo utiliza para rodas, codastes, cuadernas, gurumentos y baos.

Caoba.- Crece sólo en las Indias Occidentales, el extremo sur de la Florida, México, América Central y el norte de Sudamérica. Se la puede estacionar en muy corto tiempo, y su núcleo es muy

resistente a la putrefacción por lo que se la utiliza para construcción naval.

Guachapelí.- Es muy dura y resistente a los agentes marinos de destrucción, posee gran cantidad de nudos por su longitud corre los metales, es utilizada para la construcción de cuadernas, baos y escuadras.

Guayacán.- Original de las costas de América Central y las Indias Occidentales, es una de las maderas más duras y pesadas. Impregnada naturalmente por una goma que resiste a los parásitos, se la ha usado extensivamente para bloques de reparación y montaje del árbol de la hélice, siendo su núcleo muy resistente al desgaste y la putrefacción. También se le ha utilizado en todas las partes estructurales, como quilla, roda, sobrequilla, baos, etc., por su dureza y tenacidad. Su secado es más o menos fácil.

Laurel.- Es fácil de trabajar y de buen acabado, razonablemente resistente a los gusanos de mar.

Mangle.- Muy fuerte, flexible y de gran duración especialmente extraída de los mangles de agua salada, su producción y su

crecimiento son rápidos, se lo utiliza para quilla, baos, bases de máquinas.

Moral.- Muy durable en lugares húmedos, altamente resistente a los gusanos de mar, se utiliza para quilla, roda, codaste, sobrequilla.

Olmo.- Crece en los estados norteros y centro-norteros de Estados Unidos, generalmente tienen un grano irregular y tendencia al alabeo fácil. Se lo utiliza en ciertos lugares de la embarcación cuando se desea la cualidad de dureza al impacto.

Roble.- Se conocen más de 100 especies de las cuales sólo once son aptas para uso naval. El núcleo de la variedad blanca es la más resistente a la putrefacción, pues sus poros están taponados con hacecillos, lo cual lo hace impermeable al agua y a otros líquidos. Su madera es generalmente dura, pesada y fuerte y tiene la cualidad por la pequeñez de su veta, de retener los clavos o clavijas introducidos en su interior, se la estaciona perfectamente por medio del vapor y resiste bien los golpes y presiones. Se la utiliza para cuadernas, largueros, barandillas, etc.

Tangile.- Crece en Filipinas y se le ha denominado "caoba filipina", aunque no pertenece a esa familia. Es moderadamente resistente a la putrefacción y dificultosa de estacionar por su veta irregular. Se la utiliza en algunas partes del buque.

Teca.- Crece en la India Central y del Sur, Indochina y las Indias Orientales. Esta madera es áspera y untuosa al tacto, de veta recta y desperejada. Es fuerte al impacto, dura y se estaciona lentamente. Se la trabaja fácilmente, pero es frágil y no se encoge excesivamente con el tiempo. No es inmune a los trabajadores marinos y se la utiliza en las cubiertas.

REVESTIMIENTOS DEL CASCO

Los revestimientos de madera para el casco de los buques camaroneros son:

- **Revestimientos con Planchas o Tablas**
- **Revestimientos Sobrepuestos**
- **Embarcaciones con Terciado moldeado**
- **Revestimientos con Listones**
- **Terciado Marino**

El más utilizado es, el de Planchas o Tablas de Madera, el cual se detalla a continuación.

REVESTIMIENTO CON PLANCHAS O TABLAS

Este tipo de revestimiento del casco por medio de planchas o tablas de 200 mm de ancho y 50 mm de espesor, es el más utilizado en las embarcaciones de madera. Éste se lo coloca sobre las cuadernas a las cuales se los une y sus bordes se hallan lo más próximos posibles, para lograr con el empabilado una impermeabilidad razonable, pues los cascos de madera no son nunca totalmente impermeables. Las planchas se unen al casco por medio de los tornillos, éstos sujetan las planchas y se los coloca por medio de un destornillador mecánico. El material de fabricación de los tornillos debe ser de bronce siliconado o especiales "Navy" o "Everdur". Otros tornillos mucho mejores son los de acero galvanizado, aleaciones duraderas como el Monel y los clavos de acero galvanizados y aserrados.

El revestimiento con planchas depende, para su impermeabilidad, de lo estanco de las juntas y por ello se bisela el borde de las planchas hasta $\frac{1}{3}$ del espesor, para dar lugar a la aplicación del pabito calafateado. El borde interno de la junta debe ser lo más

próximo posible al estanco, para evitar el excesivo paso de pabilo al interior del casco y consecuentemente la falta de impermeabilidad. La reparación de las planchas se realiza con facilidad renovando la plancha rajada o fracturada y colocando una nueva.

El revestimiento basado en doble capa de planchas se coloca de tal forma que cada plancha cubra las juntas de las dos planchas subyacentes. Generalmente se coloca una capa de tejido (muselina empapada en cola marina) entre ambos revestimientos. Este tipo de forro del casco es muy resistente e impermeable, pero resulta costoso y hace más pesado al buque.

Cascos de Fondo Redondo.

Es la forma de casco más popular pues presenta varias ventajas: Su diseño es de por sí hidrodinámico, pues permite un buen deslizamiento del agua bajo el casco, su flotabilidad es alta y permite al proyectista dotar de mayor capacidad interior al casco de lo que tolera un fondo en V de una embarcación del mismo calado y eslora. La mayor parte de los buques de madera de fondo redondo convencionales se construyen de la siguiente forma:

- 1.** Se procede a fabricar, a partir del plano original de este tipo de embarcación, los planos parciales o cortes (que representa al barco como seccionado a distintas distancias de la proa o popa).
- 2.** Se fabrican planos parciales de la quilla, roda y popa luego se corta los maderos correspondientes de madera apropiada.
- 3.** Se coloca la quilla, ya unida por sectores, en las gradas y sobre ella se arman los moldes del casco de acuerdo aun cálculo aproximado del futuro lugar de la línea de flotación.
- 4.** El exterior del molde se refuerza con largueros rectos que afirman y conforman el aspecto final del casco.
- 5.** Se colocan las cuadernas previamente curvadas con calor húmedo y se las asegura a la quilla con los elementos usuales, clavos, tornillos, etc.
- 6.** A medida que progresa el trabajo, se colocan las planchas de revestimiento, retirando al mismo tiempo los largueros que refuerzan el molde.

7. Se instalan las traviesas que sostienen la cubierta y las tablas que forman el piso de ésta; la superestructura, los apoyos del tanque de combustible y el motor y luego el interior de la cabina. Generalmente los mamparos y elementos voluminosos interiores se instalan antes que el piso de la cubierta, mientras todavía es posible el acceso al interior de la embarcación.

Cascos de Fondos en V.

Los cascos en V son también muy populares y presentan diseños de gran eficiencia, tanto para veleros como para motores o yates. Su flotabilidad es buena, siempre que no se exagere la profundidad de la V. Estos cascos son casi siempre más veloces a igual largo y potencia de motor o superficie de vela que los redondos, porque su obra muerta, de superficies planas, les da más capacidad de deslizamiento.

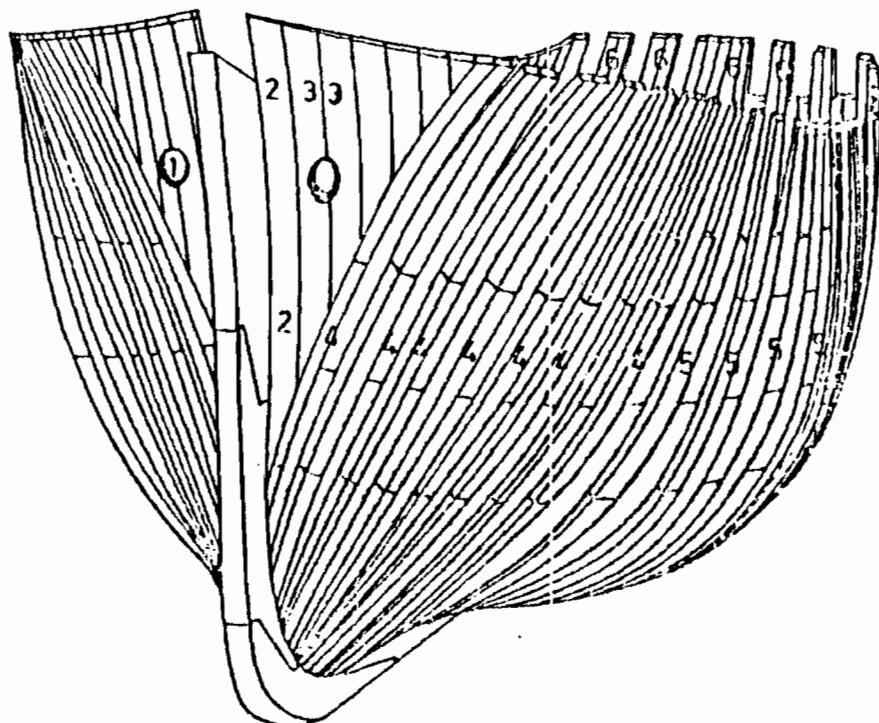
La construcción en V se presta bien a la capacidad corriente de los aficionados y generalmente sigue los siguientes pasos.

1. Se fabrican planos, como para cascos redondos, por secciones transversales, perpendiculares a la quilla, pero aquí las cuadernas se colocan directamente a la quilla.

2. La quilla, roda y popa se construyen igual que para las demás embarcaciones.
3. Las cuadernas se fijan a la quilla, mantenida en su lugar por maderos gruesos (puntales) que le impiden todo movimiento, una vez nivelada.
4. Se utilizan largueros para unir entre sí las cuadernas y se comienza el revestimiento del casco.

Quando se trata de reparaciones en barcos usados, es posible reemplazar varias planchas de madera común por una de terciado, por controlando previamente si el tipo de construcción del casco lo permite.

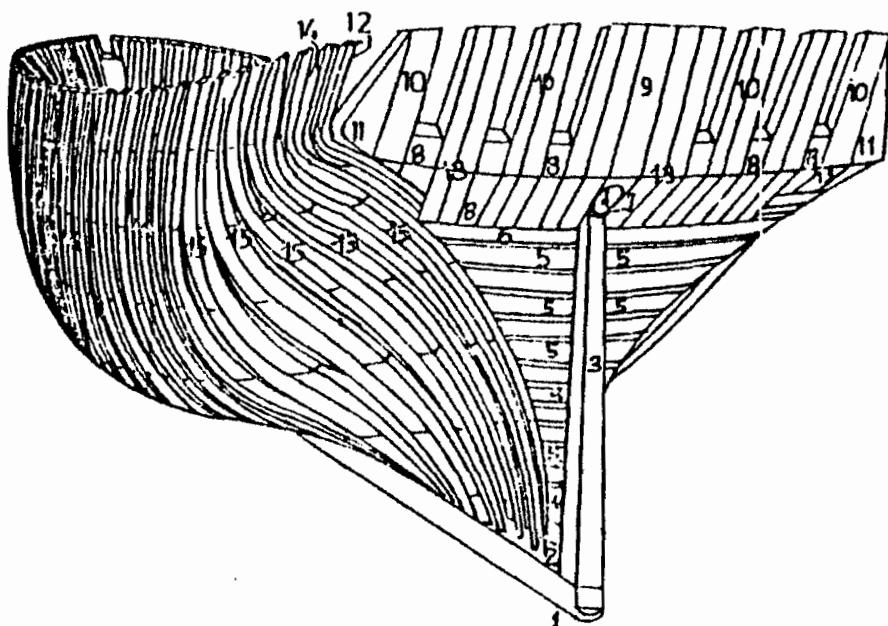
Es frecuente encontrar cascos que son una combinación de las dos formas corrientes, en V y redondo, con la parte anterior en V y la posterior redonda; un ejemplo de este tipo de construcción son los barcos de cierta forma "cuadracónica", combinando en yates una buena capacidad de planeo con una cabina amplia. (Figura 2.3 y 2.4)



- 1.- Escobén
- 2.- Apóstol
- 3.- Ligazones de escobén

- 4.- Cuadernas de reviro
- 5.- Cuadernas de armar
- 6.- Ligazones del espejo de popa

FIGURA 2.3. ARMAZON DE UN BUQUE DE MADERA (VISTA ANTERIOR)



- | | |
|------------------------------|------------------------------------|
| 1.- Remate de la quilla | 9.- Gambota de la limera del timón |
| 2.- Macizo | 10.- Gambotas del espejo de popa |
| 3.- Codaste | 11.- Gambotas de esquema |
| 4.- Taco de llenar | 12.- Gambotas de aleta |
| 5.- Yugos del espejo de popa | 13.- Codillo de la bovedilla |
| 6.- Yugo principal | 14.- Aletas |
| 7.- Limera del timón | 15.- Cuadernas reviradas |
| 8.- Gambotas | 16.- Cuadernas de arma |

FIGURA 2.4. ARMAZON DE UN BUQUE DE MADERA (VISTA POSTERIOR)

2.2 Capacidad de la Bodega para Camarón.

La bodega es el lugar donde están ubicadas las tinas para almacenar el camarón después de la captura. Estas, se encuentran ubicadas a una cierta distancia de las cuadernas, una a continuación de la otra en sentido longitudinal, colocadas sobre una base de madera (guayacán o amarillo) a unos 15 – 20 centímetros del fondo del buque y rodeadas por una cuarterones de madera colocados a una altura de 80 – 90 centímetros a partir del fondo de la tina para evitar el volcamiento durante el viaje, poseen la forma de un cubo y generalmente son construidas con planchas de acero galvanizado o de aluminio, el interior de las planchas esta ocupado por el evaporador y por el aislante, generalmente poliuretano, el cual rodea las cinco caras de la tina. El espesor del aislante depende de la temperatura ambiente y de la temperatura del agua en el interior de la tina. El número de las tinas y las dimensiones de las mismas dependen de la capacidad de almacenamiento del camarón y del tamaño de la bodega.

Para poder calcular la capacidad de la bodega de camarón se debe conocer el Arqueo Neto o Tonelaje de Registro Neto y multiplicar por un coeficiente de 2,83 para obtener la capacidad en metros cúbicos.

Por ejemplo, si el buque José Manuel posee 24,3 Tonelaje de Registro Neto (T.R.N.) al multiplicar esta cantidad por 2,83 obtenemos $68,73 \text{ m}^3$, ésta es la capacidad de la bodega para camarón

2.3 SELECCIÓN Y CALCULO DEL AISLANTE FRIGORÍFICO DE LAS TINAS DE CAMARÓN.

Definición de Aislante

El aislante es un material destinado a disminuir el ingreso del calor a través de las paredes de las cubas o tinas de almacenamiento. Estos materiales son malos conductores del calor y son fijados por procedimientos especiales en el interior de las planchas de las tinas frigoríficas con el fin de realizar una economía de frío.

Clasificación de los Materiales Aislantes

Los materiales aislantes son numerosos, según el "Curso de Refrigeración" del Ing. Angel Vargas, los materiales aislantes se clasifican como sigue:

- **Materiales de Origen Mineral:** Fibras de vidrio, fibras de rocas, hormigón celular, amianto, etc.

- **Materiales de Origen Vegetal o Animal:** Corcho, caucho, espuma de ebonita, crin vegetal o animal, etc.
- **Materiales Plásticos Celulares:** Poliestireno expandido, Cloruro de Polivinilexpandido, espuma de Poliuretano, espumas Fenólicas, etc.

Objetivos del Aislamiento Frigorífico

Los objetivos del aislamiento en una tina frigorífica son:

- Evitar el aporte calorífico hacia la tina frigorífica.
- Ayudar a mantener la temperatura en el interior de la tina (agua de mar y camarón) al valor deseado.
- Proveer de un ahorro energético en el costo operativo, ya sea de energía eléctrica en compresores impulsados por motores eléctricos, o de energía química (combustible) en compresores impulsados por motores diesel

Propiedades del Material Aislante

Entre las principales propiedades que caracterizan a un aislamiento frigorífico tenemos:

- La conductividad térmica.
- La resistencia a la compresión.
- La densidad

- La combustibilidad
- La permeabilidad al vapor de agua
- Costo

Conductividad Térmica

El poder aislante de un material está limitado por su coeficiente de conductividad y se define como: la cantidad de calor que atraviesa una pared durante la unidad de tiempo y se representa por la letra k .

$$k = \frac{E}{t * L * T} \quad (2.1)$$

Donde:

E = Energía en Kilocalorías (Kcal).

t = Tiempo en horas

L = Longitud en metros

T = Temperatura en °C

O sea $k = \frac{Kcal}{h * m * ^\circ C}$ en el caso del sistema MKS. En consecuencia

un aislamiento ideal debería tener un bajo coeficiente de conductividad térmica.

Resistencia a la Compresión

Las consideraciones, respecto a la resistencia a la compresión son importantes con relación a la forma como va a ser usado e instalado el material aislante. El aislamiento usado en los pisos de las tinas deberá tener puntales de resistencia al aplastamiento que le permita soportar la sobrecarga debido a los productos almacenados. Es recomendable que el aislamiento en la cuba o tina tenga una resistencia a la compresión no menor de 2 Kg/cm^2 . El espesor usado en las tinas difiere con respecto a la temperatura a mantener en su interior y lógicamente del sistema de refrigeración. En el caso de las tapas de escotilla, es recomendable aislarlas y revestirlas con alguna barrera antivapor. En las tinas de los buques camaroneros el espesor del aislamiento oscila entre los 50 a 100 mm.

Por otra parte, los materiales aislantes no deberán sufrir disgregaciones por efecto de las vibraciones, provenientes generalmente de las tuberías de instalación o del buque por efectos del mal tiempo o de operación del motor propulsor a velocidades críticas.

Densidad

Por definición la densidad es el peso por unidad de volumen de un material. Generalmente la conductividad crece con la densidad, sin embargo en la misma categoría de materiales aislantes un material ligero puede ser menos aislante que otro más denso, debido a que sus células de gas son de una dimensión más grande y son más comunicantes.

Combustibilidad

El riesgo de incendio, es otra de las propiedades que se toma en cuenta para seleccionar un aislamiento. El hecho de tener un material resistente al fuego reduce los costos de operación al conseguirse una disminución de las primas del seguro. Se ha comprobado que los aislamientos de origen mineral son los que mejor resisten a la acción del fuego.

Permeabilidad

La permeabilidad de los materiales aislantes es muy variable, siendo muy alta para los materiales fibrosos, pero, prácticamente nula para ciertos aislantes celulares. La mayor parte de la estructura de los minerales aislantes está constituida por células de aire limitadas por fibras o gránulos, por lo tanto el aire

contenido en las células debe ser aire seco, pues el aire húmedo es más conductor, de donde se deduce la necesidad que la pared de la célula de aire (de un material aislante) no sea permeable al vapor de agua (humedad). Para obviar la permeabilidad que pueda tener un aislamiento se ha hecho necesario el uso de barreras antivapor.

Costo

Es algo normal que el factor costo sea un elemento a considerar en la selección de un aislante; aunque es lógico suponer que los mejores materiales aislantes son los más costosos.

Revestimientos para los Aislantes (Barreras Antivapor).

Los revestimientos (lining) ó barreras antivapor son materiales usados para cubrir el aislante y a la vez para impedir la penetración del vapor de agua (humedad relativa) en el mismo. Estos deben ser impermeables, completamente estancos y resistentes para proteger el aislamiento de daños que puedan ocasionarle la carga.

Los tres tipos de revestimientos usados a bordo son los siguientes:

Planchas de Acero Galvanizado: Un espesor de 2 a 2,5 mm es normalmente utilizado cuando el aislante esta expuesto a la mercancía (carga) y un espesor de 1,5 mm para revestimientos detrás de las mamparas (pantallas) de aire (aire screen).

Planchas de Aluminio: Se usan en espesores de similar magnitud que las de acero galvanizado.

Planchas de Plywood.- Se usan planchas de madera contrachapada del tipo marino que hayan sido previamente secadas en forma adecuada. Su espesor varía entre los 20 a 50 mm para las cubas o tinas de almacenamiento.

De los tres tipos de revestimientos, el más utilizado es el plywood, preferido no sólo por su costo más económico, sino también porque resulta más fácil con este material el obtener una estanqueidad en las costuras ó uniones, en general a bordo del buque se presentan ciertas obstrucciones localizadas en los pasos de tuberías a través del revestimiento, donde se requiere hacer arreglos manualmente, los cuales resultan más fáciles de realizar en madera (plywood), que en metal.

Entre los materiales pastosos tenemos: brea, soluciones de bitumen, resinas y poliéster.

Aislamientos usados en Instalaciones Frigoríficas

Entre los aislamientos usados en las instalaciones frigoríficas de empacadoras o buques camaroneros tenemos:

- Poliestireno
- Poliuretano
- Cloruro de Polivinilo Expandido (PVC)

En la tabla 4 (Ver Anexos) se dan a conocer las propiedades de estos aislantes conjuntamente con los de corcho, lana de vidrio y lana mineral.

Selección del Material Aislante

El material aislante más utilizado en los buques camaroneros es el Poliuretano, por lo tanto éste será el aislante seleccionado para las instalaciones frigoríficas. A continuación se dan a conocer sus propiedades.

POLIURETANO.- Es un compuesto polimerizado, producto de la unión de 2 componentes líquidos (isocianato y polioli) con un

agente espumante (R11). Estos elementos forman una espuma, que al efectuarse una reacción exotérmica (desprendimiento del calor) y hervir el Refrigerante 11 mezclado, da lugar a la creación de células o alvéolos plásticos llenos en su interior de dicho refrigerante. Este aislante, tiene la particularidad que puede ser preparado y aplicado "in situ" bombeando por separado sus componentes, obligándolos a entremezclarse íntimamente en una especie de pistolete usado para dicho fin, desde donde se dispara la espuma hacia los espacios que se van a aislar. La espuma de poliuretano debe formarse a cierta compresión, por lo que el espacio a rellenar deberá estar cerrado por el evaporador y por las planchas de acero galvanizado o aluminio, practicando entre ellos agujeros de inyección y rebose.

Su densidad es del orden de 25 Kg/m^3 ; su conductividad es ideal, puesto que se sitúa entre $0,018$ a $0,025 \text{ Kcal/m.h.}^\circ\text{C}$; su permeabilidad es baja; su resistencia a la compresión es del orden de $1,2 \text{ Kg/cm}^2$ y su combustibilidad es dependiente de la calidad de la mezcla.

Cálculo del Espesor Aislante

Para el cálculo del espesor aislante, se considerará una pared plana compuesta por diferentes materiales. La transferencia de calor a través del sistema es unidimensional. Como es un sistema compuesto es conveniente trabajar con un coeficiente de transferencia de calor global.

En la práctica, el cálculo de los espesores aislantes se realiza en función de las pérdidas máximas que se esté dispuesto a permitir. Luego se procede en sentido inverso, es decir, primero se fija el valor del coeficiente de transferencia de calor global U que se está dispuesto a admitir y a partir de ese valor se calcula el tipo y espesor del aislante que se deberá usar.

El coeficiente de transferencia de calor global esta formado del total de las resistencias térmicas. De aquí que para una pared compuesta, estas pérdidas se calculen con la expresión:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{L_a}{k_a} + \frac{L_b}{k_b} + \frac{L_c}{k_c} + \frac{L_d}{k_d} + \frac{1}{h_o} \quad (2.2)$$

$$L_b = \left[\frac{1}{U} - \frac{1}{h_i} - \frac{L_a}{k_a} - \frac{L_c}{k_c} - \frac{L_d}{k_d} - \frac{1}{h_o} \right] * k_b \quad (2.3)$$

Donde:

U: Coeficiente de Transferencia de Calor Global.

h_i : Coeficiente convectivo del agua de mar.

k_a : Conductividad térmica del aluminio.

L_a : Espesor de la plancha de aluminio.

k_b : Conductividad térmica del poliuretano.

L_b : Espesor del aislante (Poliuretano).

k_c : Conductividad térmica de la brea.

L_c : Espesor de la brea.

k_d : Conductividad térmica del plywood.

L_d : Espesor de la plancha de plywood.

h_o : Coeficiente convectivo del aire.

Los especialistas frigoríficos han establecido un valor de **U** alrededor de 8 a 10 Kcal/(h.m². °C). Pero en la actualidad existe la tendencia a rebajar estos valores, acercándolos a 8 W/m², (o sea, unas 7 Kcal/(h.m²°C)) en cámaras de refrigeración y a 6 W/m² (o sea, de 5 a 6 Kcal/(h.m²)) en cámaras de congelación.

Se estima conveniente mantener un Coeficiente de Transferencia

de Calor Global (**U**) es de $8 \frac{Kcal}{h * m^2 * C}$

TABLA V

PROPIEDADES PARA EL CÁLCULO DEL ESPESOR DEL AISLANTE (5)

U	8 Kcal/h*m ^{2*o} C
h_l	12,89 Kcal/h*m ^{2*o} C
k_a	203,78 Kcal/h*m*oC
L_a	2 x 10 ⁻³ m
k_b	0,023 Kcal/h*m*oC
k_c	0,053 Kcal/h*m*oC
L_c	2 x 10 ⁻³ m
k_d	0,103 Kcal/h*m*oC
L_d	40 x 10 ⁻³ m
H_o	1,719 Kcal/h*m ^{2*o} C

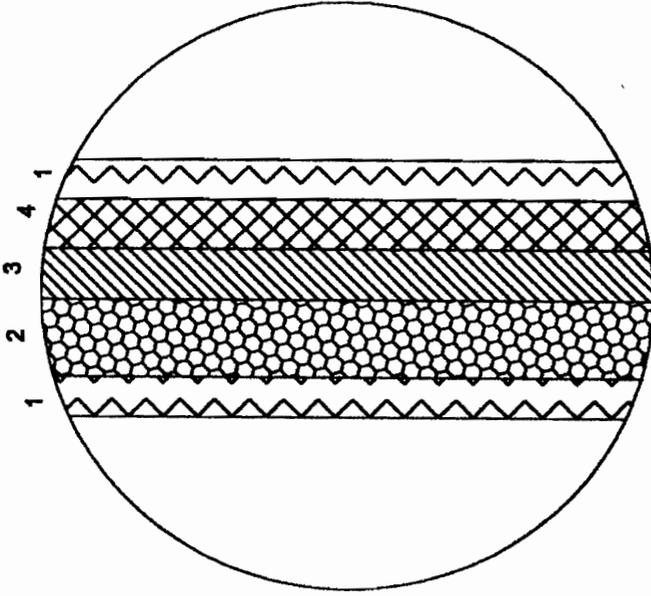
$$L_b = \left[\frac{1}{8} - \frac{1}{12,89} - \frac{2 \times 10^{-3}}{203,78} - \frac{2 \times 10^{-3}}{0,053} - \frac{40 \times 10^{-3}}{0,103} - \frac{1}{1,719} \right] * 0,023 = 22,06 \text{ m}$$

El espesor del material aislante "poliuretano" L_b es de 22,06 mm, teniendo presente un factor de seguridad del 20%, el espesor total del material aislante sera de 26,05 mm. El espesor total de la tina de almacenamiento es de:

$$L_T = L_a + L_b + L_c + L_d \quad (2.4)$$

$$L_T = 2 + 2 + 40 + 26.05 = 70,5 \text{ mm} \quad (2.5)$$

Cuyo valor total es de 70,5 mm. El cual se encuentra dentro de los rangos permisibles entre 50 – 100 mm. En la fig. 2.3 se muestra un esquema para las paredes de aislamiento de las tinas.



1. PLANCHA DE ACERO GALVANIZADO
2. PLANCHA DE POLIURETANO
3. CAPA DE BREA
4. PLANCHA DE PLYWOOD

FIGURA 2.5. PAREDES DE AISLAMIENTO DE LAS TINAS

Capítulo 3

3. CALCULO DE LA CARGA FRIGORIFICA

3.1 Capacidad y Dimensión de las Cubas o Tinas de Almacenamiento.

Las dimensiones de las tinas de almacenamiento varían de acuerdo al volumen de todos los espacios en el interior del buque. En algunos, existe la posibilidad de ubicar de 4 a 6 tinas, dependiendo de la capacidad de los equipos de refrigeración, los cuales se describirán más adelante.

Las dimensiones que usualmente se acostumbra para la construcción de las tinas son las siguientes:

<i>Largo</i>	<i>1,55 m</i>
<i>Ancho</i>	<i>1,10 m</i>
<i>Altura</i>	<i>1,10 m</i>

Al hablar de la capacidad de la tina podemos distinguir dos variables:

- El volumen de agua de mar que ésta pueda contener.

- La cantidad de producto que se pueda refrigerar.

Generalmente las tinas tienen una capacidad de 1,875 m³, (1.875 litros), y se llenan hasta $\frac{3}{4}$ de su capacidad total con el objetivo de no tener pérdidas por rebose y poder asegurar el total aislamiento colocando una tapa con recubrimiento asilante para evitar el aporte calorífico desde el exterior hacia la tina.

Cada tina puede contener desde 1.500 a 3.000 lbs de camarón, dependiendo de sus dimensiones. En el caso particular que se estudiará, la tina tendrá una capacidad unitaria de 2.000 lbs., es decir las seis tinas tendrán una capacidad total de 12.000 lbs.

3.2 Parámetros de Cálculo.

Para poder realizar el cálculo de la carga de enfriamiento, se deben tener presente ciertos parámetros que se encuentran, tanto en el medio de enfriamiento, como en el producto a almacenar.

Estos parámetros son los siguientes:

- Propiedades termodinámicas del agua de mar.
- Propiedades termodinámicas del camarón.
- Temperatura del agua de mar.

- Temperatura del camarón.
- Temperatura del medio ambiente.
- Materiales de construcción de la tina de almacenamiento.

Propiedades Termodinámicas del Camarón.

Las propiedades termodinámicas del camarón varían dependiendo del porcentaje de agua contenida en el producto. Para el caso del camarón que posee un 70,8% de agua, las propiedades serían las siguientes:

- Punto de Congelación: $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Calor específico por encima del punto de Congelación: $0,76\text{ Kcal/kg }^{\circ}\text{C}$.
- Calor específico por debajo del punto de Congelación: $0,41\text{ Kcal/kg }^{\circ}\text{C}$
- Calor latente: $56,64\text{ Kcal/kg}$
- Conductividad térmica: $4,2 \times 10^{-2}\text{ kcal/h.m. }^{\circ}\text{C}$
- Densidad: 560 Kg/m^3
- Masa: $909,09\text{ Kg}$
- Temperatura inicial: $25\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Temperatura final: $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$

Propiedades Termodinámicas del Agua de Mar.

Las propiedades termodinámicas del agua de mar varían dependiendo de la salinidad, la temperatura y la presión. Para este caso el porcentaje de salinidad varía entre 32 a 35 p.p.m., la temperatura es de 25 °C y la presión es la atmosférica.

- Punto de Congelación: -2 °C
- Calor específico por encima del punto de Congelación: 1,005 Kcal./kg °C.
- Calor específico por debajo del punto de Congelación: 0,655 Kcal/kg °C.
- Calor latente: 80 Kcal/kg.
- Densidad: 1025 Kg/m³.
- Volumen de agua de la tina: 1,34 m³
- Temperatura inicial: 25 °C
- Temperatura final: -5 °C

MATERIALES DE CONSTRUCCION

Los materiales utilizados para la construcción de las cubas o tinas de almacenamiento son:

- Brea.
- Planchas de acero galvanizado de 2 mm de espesor.
- Planchas de Plywood de 20 mm de espesor.

- Poliuretano de 26 mm de espesor

3.3 Cálculo de Carga de Enfriamiento del Camarón.

El cálculo de la carga de enfriamiento, se realizará teniendo presente el número de desembarques promedios por cada salida del barco (Fig. 3.1). De acuerdo con los datos proporcionados por el Instituto Nacional de Pesca (INP), un barco logra capturar aproximadamente 1.363,63 Kg. (3.000 libras) de camarón en un viaje de 13 a 15 días de autonomía.

El producto va a estar sumergido en el agua de mar por lo que el mismo va a estar refrigerado de manera indirecta. El cálculo de la carga de enfriamiento se ha realizado para poder alcanzar temperaturas de congelación (-5 °C) en el agua de mar.

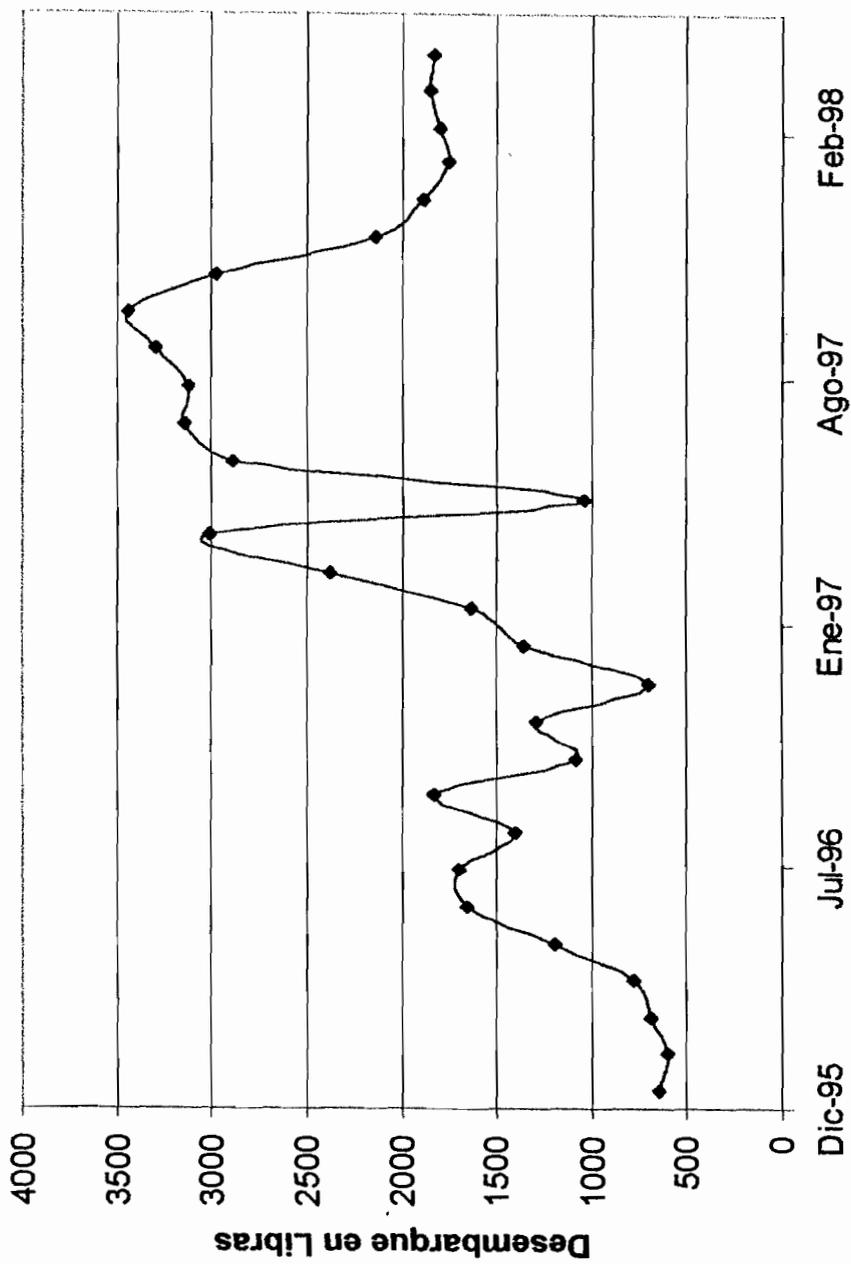
Para el Agua de Mar

Temperatura inicial: 25 °C

Temperatura final: -5 °C

Para calcular el calor sensible del agua de mar, se debe conocer la masa de la misma. Como se dijo anteriormente la tina se va a llenar

Desembarque Promedio por Salida/Barco



Fuente: Capitanía de Puerto

FIGURA 3.1 DESEMBARQUES DE CAPTURAS PROMEDIO/SALIDA DE BARCO

hasta $\frac{3}{4}$ de su capacidad total. De aquí que con la fórmula de la densidad, se procede a calcular la masa de agua de mar.

$$m = \delta * V \quad (3.1)$$

$$m = 1025 \text{ Kg/m}^3 * 1,34 \text{ m}^3 = 1.373,5 \text{ Kg}$$

$$\text{Calor Sensible: } Q = m * C_p * \Delta T \quad (3.2)$$

Sobre el Punto de Congelación.

$$Q = 1.373,5 \text{ Kg} * 1,005 \text{ Kcal./kg } ^\circ\text{C} * (25 - (-2)) ^\circ\text{C} = 37.262,92 \text{ Kcal/día}$$

$$\text{Calor Latente: } Q = m * h_{if} \quad (3.3)$$

$$Q = 1.373,21 \text{ Kg} * 80 \text{ Kcal/kg} = 109.880 \text{ Kcal/día}$$

$$\text{Calor Sensible: } Q = m * C_p * \Delta T$$

Bajo el Punto de Congelación.

$$Q = 1.373,21 \text{ Kg} * 0,655 \text{ Kcal./kg } ^\circ\text{C} * (-2 - (-5)) = 2.698,92 \text{ Kcal/día}$$

Calor Total:

$$Q_t = 149.848,84 \text{ Kcal/día}$$

PARA EL CAMARON

Temperatura inicial: 25 °C

Temperatura final: -5 °C

Calor Sensible: $Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T$

Sobre el punto de Congelación.

$$Q = 1363,64 \text{ Kg} \cdot 0,76 \text{ Kcal./kg } ^\circ\text{C} \cdot (25 - (-2)) ^\circ\text{C} = 27.981,89$$

Kcal/día

Bajo el Punto de Congelación.

Calor Latente: $Q = m \cdot h_{if}$

$$Q = 1363,64 \text{ Kg} \cdot 56,64 \text{ Kcal/kg} = 77.236,56 \text{ Kcal/día}$$

Calor Sensible: $Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T$

$$Q = 1363,64 \text{ Kg} \cdot 0,41 \text{ Kcal./kg } ^\circ\text{C} \cdot (-2 - (-5)) ^\circ\text{C} = 1677,27 \text{ Kcal/día}$$

Calor Total:

$$Q_t = 106.895,73 \text{ Kcal/día}$$

CALOR TOTAL DEL SISTEMA

$$Q_{TS} = 256.744,56 \text{ Kcal/día}$$

Para efectos de operación se alcanzará temperaturas de hasta -2 $^\circ\text{C}$ en el agua de mar evitando que se formen cristales de hielo en la misma, los cuales podrían afectar la calidad del producto; sin embargo, el cálculo se ha realizado para alcanzar temperaturas de

- 5 °C y tener un factor de seguridad que garantice la capacidad frigorífica de nuestra instalación (fig. 3.2).

3.4 Cálculo de los Aportes Internos.

La repartición de la producción frigorífica diaria de la máquina está en relación con la cantidad de calor que se debe absorber al camarón lo cual es proporcional a:

- La cantidad de calor (Kcal) que se debe absorber.
- El peso del producto (m) en Kg.
- Al calor específico del producto C_P en Kcal/Kg °C
- La diferencia de temperatura entre la temperatura de introducción del producto t_i y la temperatura en el interior de la tina t_r .

$$Q_{int} = 1363,64 \text{ Kg} * 0,76 \text{ Kcal./kg } ^\circ\text{C} * (25-(-2)) ^\circ\text{C} = 27.981,89$$

Kcal/día.

3.5 Cálculo de los Aportes Externos.

Se debe tener presente los aportes caloríficos a causa de la transferencia de calor desde el medio ambiente hacia las paredes de la cuba o tina de almacenamiento y de la tapa superior. Para el cálculo se considerará una pared plana compuesta por diferentes

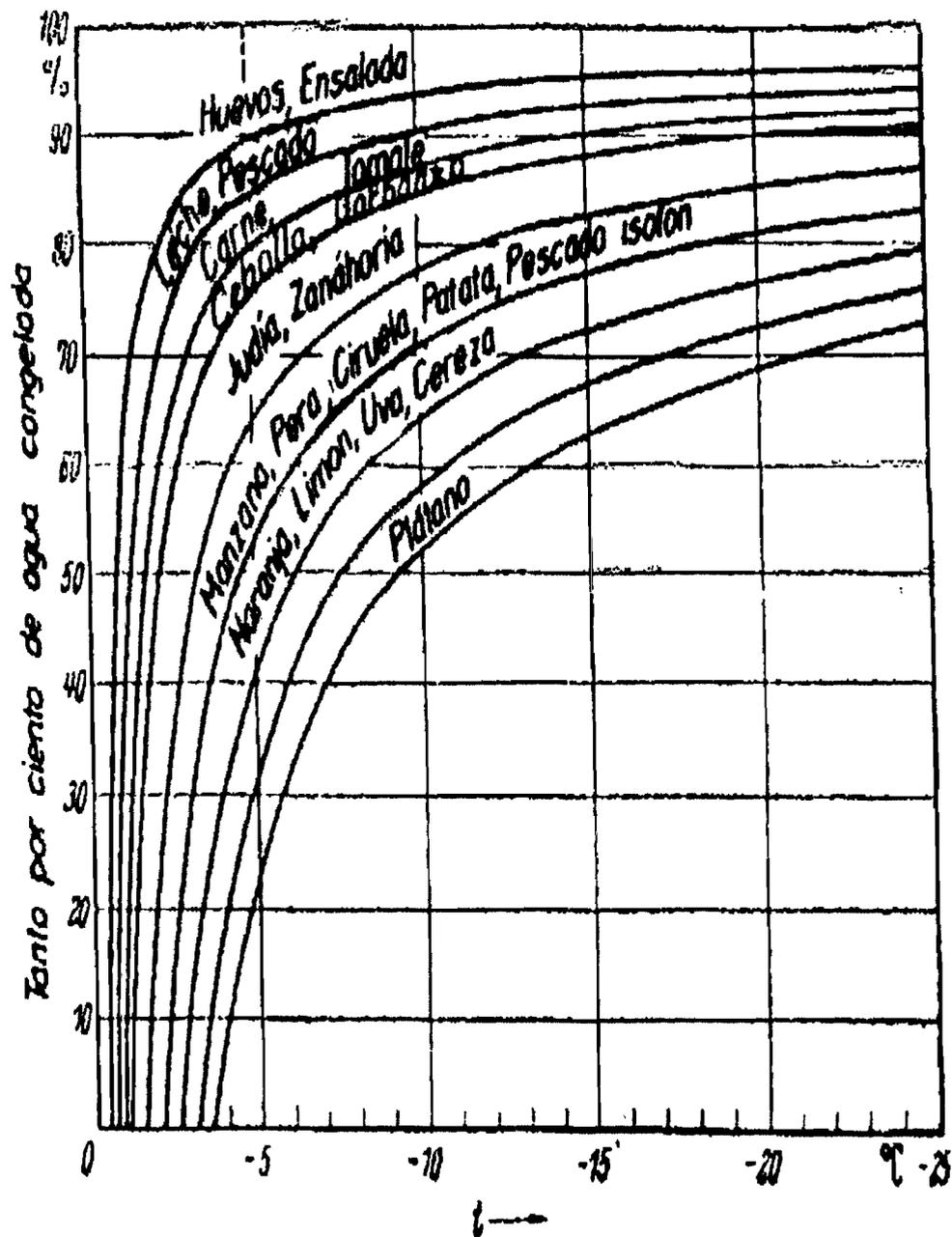


FIGURA 3.2 PORCENTAJE DE AGUA CONGELADA EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA

materiales y, la transferencia de calor a través del sistema es unidimensional.

$$Q = \frac{A^*(t_i - t_f)}{\left[\left(\frac{1}{h_i} + \frac{L_a}{k_a} + \frac{L_b}{k_b} + \frac{L_c}{k_c} + \frac{L_d}{k_d} + \frac{1}{h_o} \right) \right]} \quad (3.4)$$

Donde:

Transferencia de calor a través de la tapa superior (Q_2) en

Superficie de Transferencia de la pared (A_1) $1,21\text{m}^2$

Superficie de Transferencia de la tapa superior (A_2) $1,71\text{m}^2$

Temperatura del medio ambiente (t_o) en 27°C

Temperatura del interior de la tina (t_i) en -5°C

h_i : Coeficiente convectivo del agua de mar en $12,89$

k_a : Conductividad térmica del aluminio en $203,78$

L_a : Espesor de la plancha de aluminio en $0,002$ m

k_b : Conductividad térmica del poliuretano en $0,023$

L_b : Espesor del aislante (Poliuretano) en $0,02605$ m

k_c : Conductividad térmica de la brea en $0,053$ Kcal/h*m*°C

L_c : Espesor de la brea en $0,023$ m

k_d : Conductividad térmica del plywood en $0,103$ Kcal/h*m*°C

L_d : Espesor de la plancha de plywood en $0,04$ m

h_o : Coeficiente convectivo del aire en $1,719$ Kcal/h*m²*°C

$$Q_1 = \frac{1,21*(27 - (-5))}{\left[\left(\frac{1}{12,89} + \frac{0,002}{203,78} + \frac{0,02605}{0,023} + \frac{0,002}{0,053} + \frac{0,04}{0,103} + \frac{1}{1,719} \right) \right]} = 17,46\text{Kcal}$$

Debido a que son cinco paredes (cuatro laterales y el fondo de la tina), la transferencia de calor total desde el ambiente hacia las paredes será:

$$Q_{1t} = 17,46 * 5 = 87,29 \text{ Kcal.}$$

Para el cálculo de la transferencia de calor a través de la tapa tendremos:

$$Q_2 = \frac{1,71 * (27 - (-5))}{\left[\frac{1}{1,72} + \frac{0,002}{203,78} + \frac{0,02605}{0,023} + \frac{0,002}{0,053} + \frac{0,04}{0,103} + \frac{1}{1,719} \right]} = 20,045 \text{ Kcal}$$

La transferencia de calor total desde el ambiente hacia las tinas es:

$$Q_{ext} = Q_1 + Q_2 = 107,34 \text{ Kcal.}$$

3.6 Carga de Enfriamiento Total

En las instalaciones frigoríficas camaroneras, la carga de enfriamiento total es igual a la suma de todos los aportes internos y externos, es decir:

$$Q_T = Q_{tinas} + Q_{ext} + Q_{int} \quad (3.5)$$

$$Q_T = 256.744,56 + 27.981,89 + 107,34 = 284.834 \text{ Kcal/día}$$

$$Q_T = 284.834 \frac{\text{Kcal}}{\text{día}} * \frac{1 \text{ día}}{24 \text{ horas}} = 11.868 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

$$Q_T = 11.868 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}} \cong 4 \text{ Ton de Refrigeración.}$$

1 TON = 3000 Kcal/hr.

Una tonelada de refrigeración es la cantidad de calor que debe extraerse para congelar una tonelada de agua a 0°C y convertirla en hielo a 0°C (a 1atm.) en un día.

Capítulo 4

DISPOSICION GENERAL DE LAS INSTALACIONES FRIGORIFICAS

4.1 Clasificación y Ubicación de los Equipos de Refrigeración.

Compresor.

Los buques camaroneros ecuatorianos emplean el sistema de agua de mar refrigerada con equipos frigoríficos que operan con compresores alternativos de pistón.

Los compresores de pistón alternativo se clasifican en:

- Compresores volumétricos.
- Compresores no volumétricos.

Compresores Volumétricos: Son aquellos que admiten una determinada cantidad de gas en las camisas del cilindro por medio de un pistón, el cual reduce el volumen de gas al ser comprimido por el mismo, produciendo un aumento de presión en el gas refrigerante.

Los compresores volumétricos se clasifican a su vez de la siguiente manera:

- De pistón alternativo
- Rotativo.

Los Rotativos se clasifican a su vez en:

- | | | |
|-----------------------|---|--------------------------------|
| 1. Un eje o rotor | { | Compresor a pistón rotativo |
| | | Compresor a Paletas Múltiples. |
| 2. Dos ejes o rotores | { | Lóbulos (Roots) |
| | | Tornillo. |

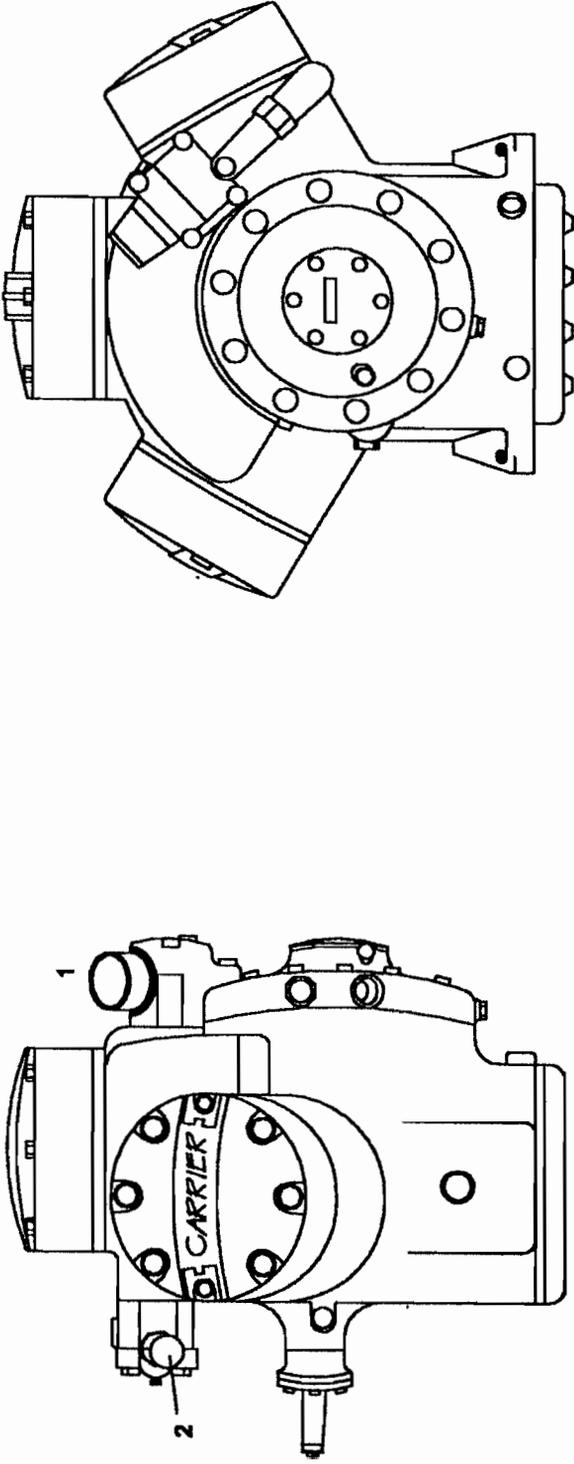
Compresores no volumétricos: Son aquellos en que la transferencia del fluido es realizada por una o varias ruedas de paletas que comunican la energía mecánica al fluido elevando su presión. Los compresores no volumétricos se clasifican a su vez en:

- Radial o Centrífugo (turbo compresor)
- Axial.

Ubicación.

Los compresores volumétricos rotatorios de pistón alternativo son impulsados por medio de un sistema de transmisión polea banda por el motor propulsor de la embarcación, el cual está ubicado en la sala de máquinas hacia proa, en una área ventilada. El compresor va montado sobre una base fuerte de madera, reforzada con aisladores de vibración. Éste a su vez está conectado al condensador (línea de descarga) y al evaporador (línea de succión) por medio de un sistema de tuberías las cuales se encargan de transportar el fluido refrigerante.

En la siguiente figura se puede observar una vista del compresor utilizado en las instalaciones frigoríficas (fig. 4.1).



1. CONECCION DE LINEA DE DESCARGA
2. CONECCION DE LINEA DE SUCCION

FIGURA 4.1. COMPRESOR DE PISTON ALTERNATIVO

Refrigerante.

El refrigerante más usado en las instalaciones frigoríficas de los buques camaroneros es el R 12, pero con el agotamiento de la capa de ozono en la estratósfera del planeta a causa de los Clorofluorocarbonos (CFCs), los científicos se reunieron en Montreal para vetar definitivamente el uso del R 12 y de otros refrigerantes y reemplazar el R 12 por uno ecológico como es el R 134a el cual posee aproximadamente las mismas propiedades termodinámicas.

Condensador.

Los condensadores se clasifican de acuerdo al mecanismo de transferencia de calor predominante desde el refrigerante al medio de enfriamiento, ocurriendo la elevación de la temperatura (absorción del calor sensible) y cambio parcial de estado físico (calor latente de vaporización). Basados en estas dos formas los condensadores se clasifican de la siguiente manera: Calor Sensible y Calor Latente.

Los de calor sensible se clasifican a su vez en: Aire y Agua. Los de aire se clasifican a su vez en: Circulación natural y Circulación

forzada. Los de agua se clasifican en: Inmersión, Doble tubo y contracorriente y Multitubulares horizontales.

Los de calor latente se clasifican en: Atmosféricos y de Evaporación Forzada. Los atmosféricos se clasifican en Multitubulares Verticales, Cortina simple (chorro simple), Cortina y contracorriente y los de evaporación forzada en condensadores evaporativos.

Ubicación.

El condensador de estos buques camaroneros en algunos casos es del tipo multitubular enfriado por agua de mar, ubicado en el techo de la sala de máquinas. El agua de mar es circulada por una pequeña bomba centrífuga ubicada a un lado del motor propulsor e impulsada a través de una banda por él mismo. Esta bomba aspira el agua de mar, la circula por el condensador y luego la descarga nuevamente al mar.

En otros casos el condensador es del tipo Keel Cooler (Enfriador de quilla), en cuyas circunstancias va ubicado en el casco del buque (cercano a la quilla), siendo el agua que rodea al casco del buque y al Keel Cooler, la que actuará enfriando al refrigerante

proveniente del compresor para condensarlo. Para este tipo de condensador no se requiere bomba, pues el agua que baña al casco del buque es renovada con el movimiento de este. El tipo de condensador que se utilizará en esta instalación frigorífica será del tipo multitubular enfriado por agua de mar.

En la siguiente figura se puede observar un condensador multitubular horizontal utilizado en las instalaciones frigoríficas. (fig. 4.2).

Válvula de Expansión-

Las válvulas de expansión son aquellas que producen la caída de presión del refrigerante que proviene del condensador en estado líquido. En nuestro caso seleccionaremos una válvula de expansión termostática las cuales se clasifican en:

- De flotador
- De expansión termostática.

Las mismas están ubicadas en número de 1 a 2 a la entrada de cada tina. De acuerdo a los catálogos de fabricación las válvulas de expansión poseen una capacidad de $\frac{1}{2}$ a 1 Tonelada de refrigeración.

En la siguiente figura se puede observar una válvula de expansión termostática utilizada en las instalaciones frigoríficas en general. (fig. 4.3).

Evaporador.

Los evaporadores se clasifican según el objetivo para el son construidos en: enfriador de líquido y enfriador de aire.

Los evaporadores enfriados de líquido a su vez se clasifican en: inmersión, Doble tubo y contracorriente, Cortina y Multitubular.

Los de enfriamiento de aire son: de circulación natural y circulación forzada. Los de circulación natural se clasifican en tubos lisos y tubos con aletas. Los de circulación forzada se clasifican en tubos lisos y tubos con aletas.

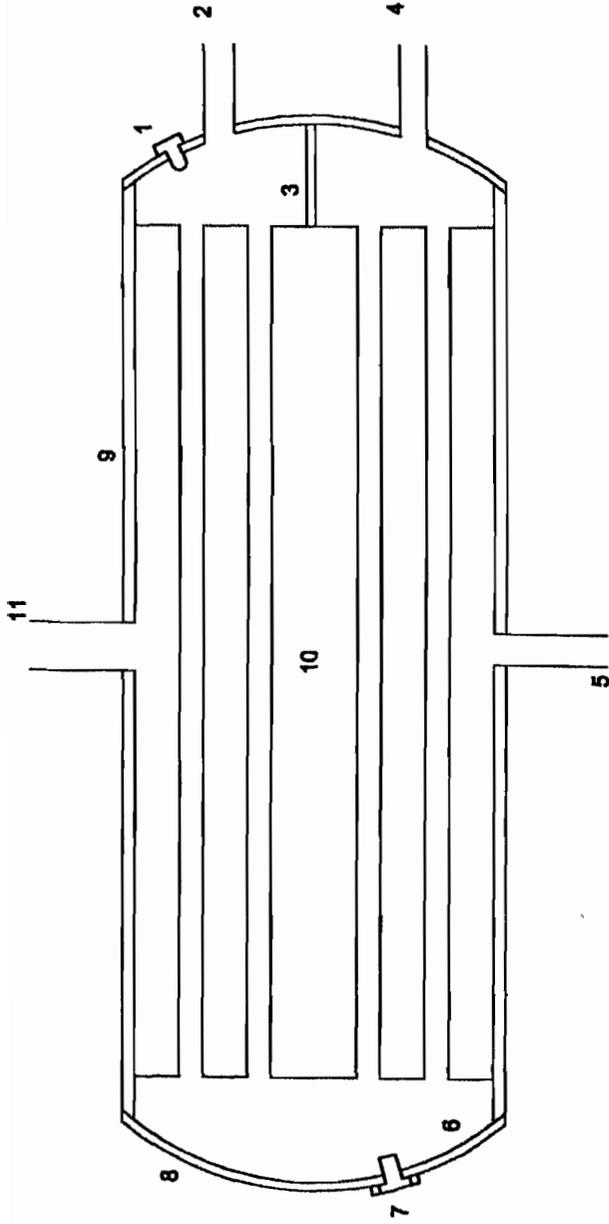
Ubicación.

Los evaporadores enfriadores de líquido especialmente los de inmersión son los más usados en la industria frigorífica y se caracterizan por estar sumergidos enteramente en el líquido a enfriar. El mismo, está constituido por un serpentín, que va instalado alrededor de las paredes y piso de la tina hasta una

longitud determinada, a fin de impedir una caída de presión excesiva en el evaporador. Este serpentín va cubierto por aislamiento y luego revestido por planchas de acero que vendrían a constituir las paredes externas de las tinas. El tipo de evaporador enfriador de líquido que se utilizará en esta instalación frigorífica será de inmersión.

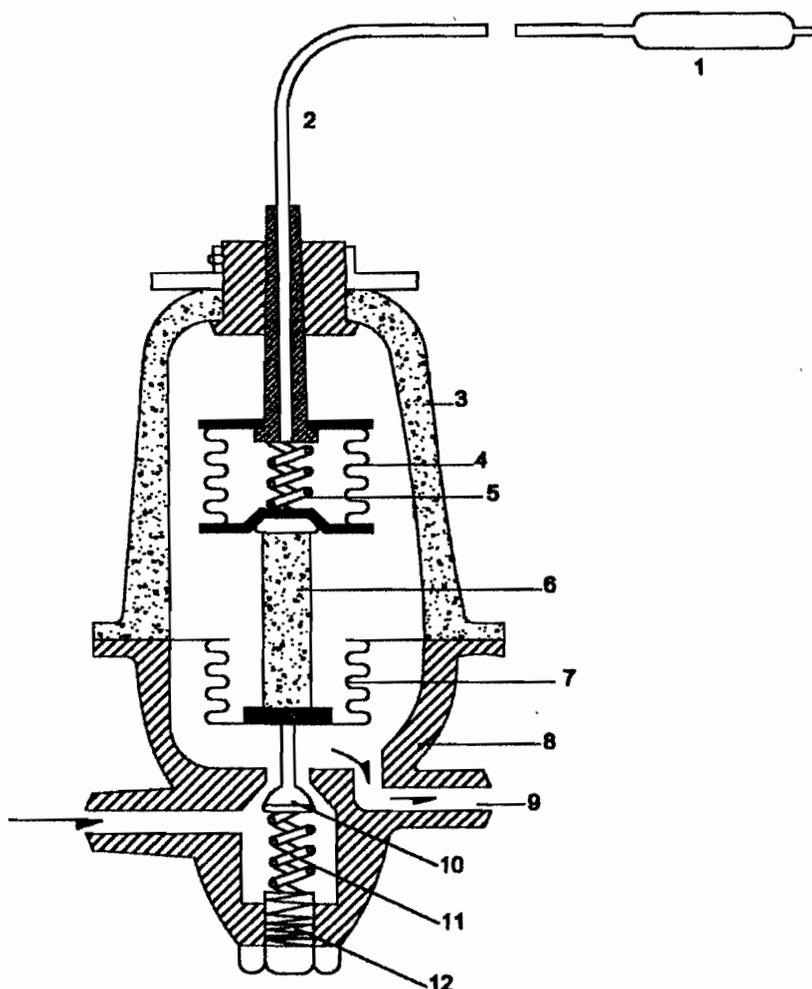
El ciclo de trabajo de nuestra instalación frigorífica es el siguiente: el refrigerante proviene del condensador en estado líquido y pasa al intercambiador de calor líquido – vapor para ser sub-enfriado, posteriormente pasa por las válvulas de expansión, descendiendo su presión, luego se evapora al absorber el calor del agua de mar que se encuentra en las tinas en contacto con el camarón capturado, y por ende también de este producto, pasa por el Intercambiador de calor para ser recalentado y finalmente el compresor succiona el refrigerante, lo comprime isentrópicamente (en estado de vapor recalentado), y lo descarga a alta presión para luego ser conducido al condensador y comenzar un nuevo ciclo.

En la siguiente figura se puede observar un evaporador enfriador de líquido utilizado en las instalaciones frigoríficas (fig. 4.4).



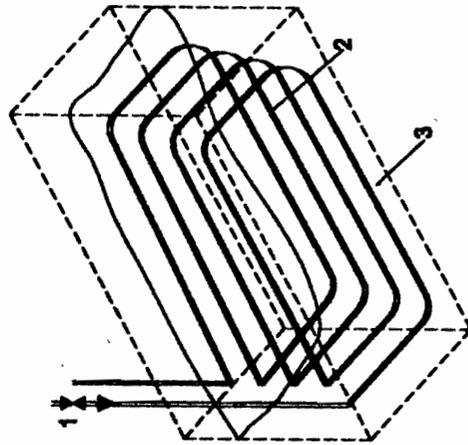
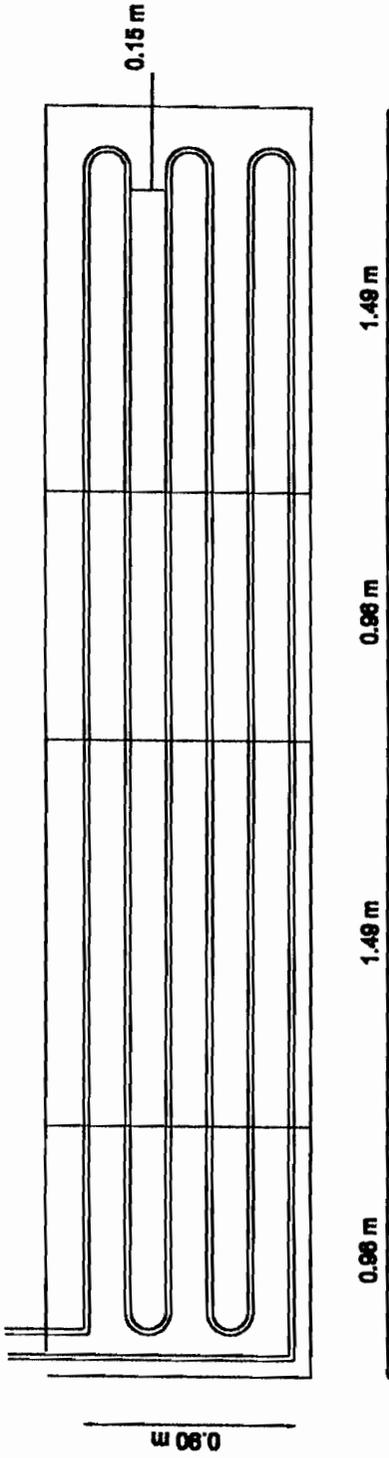
- | | |
|--------------------------|--------------------------|
| 1. ANODO | 6. ESPEJO (HAZ DE TUBOS) |
| 2. SALIDA DE AGUA DE MAR | 7. TAPA |
| 3. TABIQUE | 8. TAPA |
| 4. ENTRADA DE AGUA | 9. ENVUELTA |
| 5. LIQUIDO REFRIGERANTE | 10. TUBO |
| | 11. GAS REFRIGERANTE |

FIGURA 4.2. CONDENSADOR MULTITUBULAR ENFRIADO POR AGUA DE MAR



1. BULBO
2. TUBO CAPILAR
3. CAMARA AISLANTE
4. FUELLE DE TREN TERMOSTATICO
5. RESORTE DE REGULACION
6. ENLACE
7. FUELLE DE SEPARACION
8. CUERPO DE VALVULA
9. ASPIRACION
10. AGUJA O ASIEN TO
11. RESORTE FIJO
12. TORNILLO DE REGULACION

FIGURA 4.3. VALVULA DE EXPANSION TERMOSTATICA

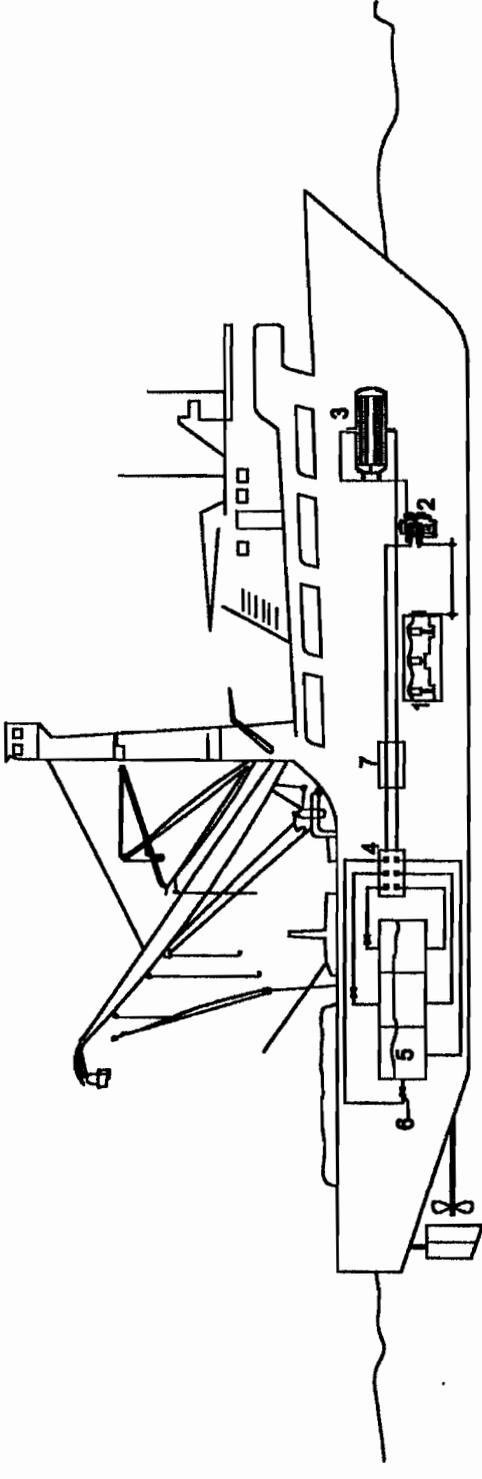


1. VALVULA DE EXPANSION
2. SERPENTIN
3. TANQUE

FIGURA 4.4. EVAPORADOR ENFRIADOR DE LIQUIDO

4.2 Disposición Esquemática de las Tinas del Camarón.

En la figura 4.5, se observa un corte transversal del buque, donde se puede apreciar la sala de máquinas con los diferentes equipos para la instalación frigorífica y la ubicación de las tinas de camarón.



— LINEA DE DESCARGA
 - - - LINEA DE LIQUIDO
 — LINEA DE SUCCION

1. MOTOR PROPULSOR DEL BUQUE
2. COMPRESOR VOLUMETRICO DE PISTON ALTERNATIVO
3. CONDENSADOR MULTITUBULAR ENFRIADO POR AGUA DE MAR
4. VALVULAS DE CONTROL
5. CUBAS O TINAS DE ALMACENAMIENTO
6. VALVULA DE EXPANSION TERMOSTATICA
7. INTERCAMBIADOR DE CALOR LIQUIDO-VAPOR

FIGURA 4.5. DISPOSICION ESQUEMATICA DE LAS TINAS DE CAMARON

Capítulo 5

CICLO TERMODINAMICO

5.1 Selección del Refrigerante

Los Refrigerantes.

En un sistema de refrigeración, por compresión de vapor el enfriamiento se obtiene por la súbita evaporación de un fluido. Son muchos los factores que hacen que algunas de las sustancias sean más adecuadas que otras, para se empleadas como refrigerantes. Éstos, se clasifican en dos grandes grupos: Primarios y Secundarios.

Refrigerantes Primarios: Son sustancias químicas que se encuentran en estado gaseoso en la naturaleza, y se caracterizan por su tendencia a vaporizarse a bajas temperaturas al absorber calor (en los evaporadores) y por su tendencia a condensarse a temperaturas ambientes al ceder el calor (en los condensadores).

Los refrigerantes primarios más utilizados en refrigeración a bordo de embarcaciones son los compuestos Clorofluorocarbonados (CFC) y el amoníaco por refrigerante primario.

Refrigerantes Secundarios: Son soluciones previamente enfriadas que se utilizan para refrigerar productos cuya característica principal es tener un bajo punto de congelación y bajo punto eutéctico.

La selección del fluido operante es irrestricta y depende de que sus propiedades sean las más idóneas para las condiciones de operación. Las propiedades ideales de un refrigerante primario que se deben tener presente para la selección del mismo son: Características termodinámicas, de seguridad, técnicas y económicas.

Características Termodinámicas.

- La temperatura al inicio de la evaporación debe ser superior de la temperatura de ebullición.
- La temperatura crítica debe ser lo más alta posible con respecto a la temperatura de condensación. (Temperatura Crítica es la temperatura más alta que debe tener un gas y ser aún

condensable) La razón de compresión debe ser en lo posible poco elevada.

Características de Seguridad.

- La toxicidad del refrigerante debe ser lo más baja posible.
- La inflamabilidad también debe ser lo más baja posible.
- La acción sobre los productos perecederos (productos del mar, por ejemplo) debe ser nula.

Características Técnicas.

- La acción sobre los metales con los cuales se diseña la planta frigorífica debe ser nula.
- La acción sobre los aceites de lubricación debe ser positiva en toda proporción en el sentido de miscibilidad entre el refrigerante y el aceite para facilitar su retorno al compresor.
- Su comportamiento en presencia del agua debe ser nulo.
- Poca aptitud con respecto a las fugas.

Características Económicas

- Su precio debe ser lo más bajo posible.
- Su disponibilidad debe ser de manera que se lo pueda obtener fácilmente en el mercado.

Es importante recalcar el efecto destructivo, sobre la capa de ozono, que tiene la liberación de hidrocarburos halogenados al medio ambiente; este problema traerá consigo efectos fatales sobre la población en el ámbito mundial en un futuro no muy lejano. El Consejo de Ministerios Europeos del Medio Ambiente acordó disminuir en 85% la utilización de R 11, R 12 y R 502 hasta el 31 de Diciembre de 1993, y prohibir definitivamente el uso de éstos dentro de equipos nuevos a partir del 1 de Enero de 1996.

El refrigerante que reemplazará al R 12, será el R 134a, el cual posee ciertos problemas técnicos, tales como la lubricación y su rendimiento notablemente bajo a temperaturas menores a $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$. Este producto se está comercializando cada vez más, aunque se continúan haciendo investigaciones para mejorar sus propiedades.

Los diagramas de log. presión - entalpía del R 12 y del R 134a son similares sobre los $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, y comienzan a tener grandes diferencias a temperaturas inferiores; a más bajas temperaturas se degradan las condiciones del R134a y el tamaño del equipo frigorífico deberá ser más grande para compensar las deficiencias.

La dificultad más grande que presenta el R134a es su nula miscibilidad con los aceites minerales, mientras que con los aceites tipo poliol-éster es miscible, ésta es una condición necesaria para la lubricación del compresor, además de la utilización de un filtro secador para evitar la humedad en el sistema de refrigeración. Por lo tanto toda planta frigorífica que use R 134a debe utilizar en el compresor un aceite tipo poliol – éster.

Este refrigerante tiene una alta gama de aplicaciones entre las cuales podemos nombrar: refrigeradoras (sustituye al R12), Máquinas expendedoras de gaseosas (sustituye al R12), fuentes de agua (sustituye al R12), enfriadores de agua (chillers) con compresores de pistón alternativos y de tornillos (sustituye al R22) y con compresores centrífugos (sustituye al R11 y R123), acondicionadores de aire para carros (sustituye al R12), compresores de refrigeración (sustituye al R 502) y muchas otras más. Por las razones expuestas anteriormente, el refrigerante ecológico HCF 134a será usado en ésta instalación frigorífica

En la tabla 6 (Ver Anexos) se muestra una comparación de las características del R12 y el R 134a

5.2 Determinación de las Temperaturas de Evaporación y Condensación.

Determinación de la Temperatura de Evaporación

La selección de la diferencia de temperatura entre la temperatura del medio a enfriar (agua de mar) (T_w) y la temperatura de fluido refrigerante que se vaporiza (T_{evap}) resulta de consideraciones dependiendo de las aplicaciones a ser llevadas a cabo. En el caso de evaporadores para enfriamiento de líquidos se adopta una diferencia de temperatura entre 5 a 7 °C.

En estas condiciones tenemos que la temperatura de evaporación del ciclo será:

$$\Delta T = T_w - T_{evap} \quad (5.1)$$

$$T_{evap} = T_w - \Delta T = -5^\circ\text{C} - 5^\circ\text{C} = -10^\circ\text{C}$$

Por lo tanto la temperatura de -10°C será la temperatura de evaporación del ciclo

Determinación de la Temperatura de Condensación

Para la instalación frigorífica se utilizará un condensador enfriado por agua de mar, el cual se explicará con mayor detalle en los capítulos más adelante, posteriormente se asume una diferencia de temperatura de 5 a 7 °C entre la temperatura promedio del agua de mar y la temperatura de condensación.

En estas condiciones tenemos que la temperatura de condensación del ciclo será:

$$\Delta T = T_{\text{cond}} - T_m \quad (5.2)$$

$$T_{\text{cond}} = T_m + \Delta T = 25^\circ\text{C} + 5^\circ\text{C} = 30^\circ\text{C}$$

Por lo tanto la temperatura de 30 °C será la temperatura de condensación del ciclo

5.3 Selección del Sistema de Refrigeración y Ciclo Termodinámico.

La selección del ciclo termodinámico puede efectuarse en sistemas de refrigeración directa o indirecta.

Sistema de Refrigeración Directa: Es aquel donde el fluido refrigerante se encuentra confinado en el sistema y recircula cíclicamente durante el proceso.

Sistema de Refrigeración Indirecta: Son aquellos que hacen uso de refrigerantes secundarios (agua de mar) para producir frío en el local deseado (tinajas de almacenamiento). Estos refrigerantes secundarios a su vez reciben el aporte frigorífico de los refrigerantes primarios a través de intercambiadores de calor que serán mostrados más adelante.

En conclusión se ha escogido operar en un sistema de refrigeración indirecto debido a la facilidad de instalación de la máquina frigorífica, ya que puede ser montada lejos del lugar a enfriar y al empleo de agua de mar en la misma como refrigerante secundario.

Además de la distinción entre sistemas de Refrigeración Directa e Indirecta, los procesos frigoríficos también se describen como: Ciclos de una etapa, Ciclos de varias etapas y Ciclos en Cascada. En los ciclos a una etapa se emplean un conjunto de componentes y un solo ciclo de compresión. En los ciclos de varias etapas y en

cascada se emplean conjuntos múltiples de componentes y dos o más ciclos de compresión.

Posteriormente de acuerdo a las temperaturas de evaporación y condensación calculadas, se procede a calcular las presiones de evaporación y condensación con ayuda del Diagrama del refrigerante 134a para obtener:

$$t_{\text{evap}} = -10 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad P_{\text{evap}} = 2,00 \text{ Kg/cm}^2$$

$$t_{\text{cond}} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad P_{\text{cond}} = 7,7 \text{ Kg/cm}^2$$

Es aconsejable adoptar un ciclo de dos etapas, para refrigerantes halógenados (o clorofluorocarbonados) cuando se cumple con los siguiente requisitos:

$$\Delta t = t_c - t_e \geq 70 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (5.3)$$

$$\gamma = \frac{P_c}{P_e} \geq 10 \quad (5.4)$$

Con estos valores obtenidos para la presión y temperatura, tenemos en nuestro caso:

$$\Delta t = t_c - t_e = 30 - (-10) = 40 \text{ }^{\circ}\text{C} \leq 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\gamma = \frac{P_c}{P_e} = \frac{7,7}{2} = 3,85 \cong 4 \leq 10$$

Por lo tanto, con lo antes expuesto el ciclo seleccionado para nuestro proyecto será de una sola etapa.

5.4 TRAZADO DEL CICLO TERMODINAMICO

En esta sección se describen los cambios termodinámicos que experimenta el refrigerante en cada parte del equipo. En el diagrama $\log p - h$ se muestra el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor, para el diseño propuesto. (Figura 5.1).

La temperatura de evaporación es de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ y la temperatura de condensación es de $30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Añadiremos a la instalación frigorífica un intercambiador líquido vapor, para subenfriar el líquido refrigerante proveniente del condensador y a la vez para recalentar el vapor saturado proveniente del evaporador. El subenfriamiento obtenido será de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

El ciclo consta de los siguientes procesos indicados como sigue:

<i>Línea</i>	<i>Proceso Termodinámico</i>	<i>Equipo en donde ocurre</i>
1 – 2	<i>Compresión Isentrópica</i>	<i>Compresor.</i>
2 – 3	<i>Presión Constante</i>	<i>Condensador.</i>
3 – 4	<i>Sub – Enfriamiento</i>	<i>Tanque I.L.V.</i>
4 – 5	<i>Entalpía Constante</i>	<i>Válvula de Expansión.</i>
5 – 6	<i>Presión Constante</i>	<i>Condensador.</i>
6 – 1	<i>Recalentamiento</i>	<i>Tanque I.L.V.</i>

En el diagrama $\log. p - h$ se muestra el ciclo real de compresión de vapor. Además un esquema correspondiente del ciclo.

5.5 Estudio Comparativo entre la Instalación Frigorífica existente y el diseño propuesto.

Cálculo de los Principales Parámetros del Ciclo Tradicional (R – 12).

Para poder realizar el cálculo de los parámetros principales del ciclo, se procederá a identificar las entalpías y volúmenes específicos en los diferentes puntos del ciclo termodinámico para el refrigerante R – 12, sin el uso del intercambiador de calor a partir del

diagrama log p – h que se muestra en la figura 5.3. La temperatura de evaporación es de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ y la de condensación de $30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

$$\begin{aligned} T_1 &= -10\text{ }^{\circ}\text{C} & h_1 &= 43,66\text{ Kcal/Kg} & V_1 &= 76,5 \times 10^{-3}\text{ m}^3/\text{Kg} \\ T_2 &= 40\text{ }^{\circ}\text{C} & h_2 &= 49,06\text{ Kcal/Kg} & & \\ T_3 &= 30\text{ }^{\circ}\text{C} & h_3 &= 15,39\text{ Kcal/Kg} & V_3 &= 7,73 \times 10^{-4}\text{ m}^3/\text{Kg} \\ T_4 &= -10\text{ }^{\circ}\text{C} & h_4 &= 15,39\text{ Kcal/Kg} & & \end{aligned}$$

Potencia frigorífica.

La potencia frigorífica esta dada por la carga frigorífica calculada previamente en el capítulo 3 siendo su valor calculado de 11.868 fg/h y como 1fg/h es igual a 1Kcal/h, estamos hablando con un margen de seguridad en un 10 % de 13.000 kcal/h.

Caudal másico.

El flujo másico que circula a través de la instalación frigorífica con el fin de obtener la potencia frigorífica antes indicada, se puede hallar a continuación como sigue:

$$m = \frac{Q_f}{h_1 - h_4} \quad (5.5)$$

h_1 : entalpía del fluido a la salida del evaporador. Kcal/Kg

h_4 : entalpía del fluido a la entrada del evaporador. Kcal/Kg

$$m = \frac{13.000}{43,66 - 15,39} = 459,93 \frac{Kg}{hr}$$

Caudal Volumétrico.

El caudal volumétrico real que debe desplazar el compresor para producir una capacidad de refrigeración se calcula a partir del caudal másico y del volumen específico obtenido en la entrada del compresor.

$$V_r = m * v_1 \quad (5.6)$$

Donde:

- V_r : Caudal Volumétrico real m^3/h .
- v_1 : Volumen específico del refrigerante en las condiciones del punto 1 a la entrada del Compresor.
- m : flujo másico en Kg/h

$$V_r = 459,93 \text{ Kg/h} * 76,5 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{Kg} = 35,18 \text{ m}^3/\text{h}$$

Producción Frigorífica Volumétrica.

Es la cantidad de frío producido por el evaporador, por unidad de volumen de fluido aspirado por el compresor.

$$\gamma = \frac{h_1 - h_4}{v_1}$$

Donde:

h_1 : entalpía del fluido a la salida del evaporador. Kcal/Kg

h_4 : entalpía del fluido a la entrada del evaporador. Kcal/Kg

v_1 : Volumen específico a la entrada del compresor. m^3/Kg .

$$\gamma = \frac{43,66 - 15,39}{0,0765} = 369,48 \frac{Kcal}{m^3}$$

Potencia calorífica que evacúa el condensador:

$$P_c = m * (h_2 - h_3) \quad (5.7)$$

Donde:

➤ m : flujo másico en Kg/h

➤ h_2 : entalpía a la entrada del compresor Kcal/Kg

➤ h_3 : entalpía a la salida del compresor Kcal/Kg.

$$P_c = 459,93 * (49,061 - 15,394) = 15.484,46 \text{ Kcal/hr}$$

Potencia Mecánica.

La energía mecánica absorbida por el compresor de la máquina frigorífica para producir la Potencia Frigorífica Q_f en las condiciones de funcionamiento consideradas se obtiene a partir de la siguiente fórmula.

$$P = m * \frac{h_2 - h_1}{860} \quad (5.8)$$

Donde:

- h_2 : entalpia de gas a la salida del compresor. (KJ/Kg)
- h_1 : entalpia de gas a la entrada del compresor. (KJ/Kg)
- m : flujo másico en Kg/s

$$P = 459,93 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} * \frac{(49,061 - 43,66) \text{Kcal} / \text{Kg}}{860} = 2,89 \approx 3 \text{ Kw.}$$

Caudal Volumétrico a la entrada de la válvula de expansión.

El caudal volumétrico de refrigerante entrando en la válvula de expansión V se calcula de la siguiente forma:

$$V = m * V_a \quad (5.9)$$

Donde:

- m : flujo másico

- V_a : Volumen específico del líquido subenfriado entrando en la válvula de expansión.

$$V = 459,93 \text{ Kg/h} * 0,773 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{Kg} = 0,355 \text{ m}^3/\text{h} = 355 \text{ lt/h}$$

Coeficiente de Performance (C.O.P)

$$e = \frac{Q_f}{P} \quad (5.10)$$

Donde:

- Q_f : Potencia Frigorífica
- P : Potencia Mecánica

$$e = \frac{13.0000 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}}{2.484,1 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}} = 5,23$$

Cálculo de los Principales Parámetros del Ciclo Propuesto (R – 134a con intercambiador de calor).

Para poder realizar el cálculo de los parámetros principales del ciclo se procederá a identificar las entalpías y volúmenes específicos en los diferentes puntos del ciclo termodinámico en el diagrama log p – h del R 134a

$$\begin{array}{lll}
 T_1 = 0^\circ\text{C} & h_1 = 95,54 \text{ Kcal/Kg} & V_1 = 0,1 \text{ m}^3/\text{Kg} \\
 T_2 = 50^\circ\text{C} & h_2 = 102,7 \text{ Kcal/ Kg} & \\
 T_3 = 30^\circ\text{C} & h_3 = 57,67 \text{ Kcal/ Kg} & \\
 T_4 = 20^\circ\text{C} & h_4 = 54,93 \text{ Kcal/Kg} & v_4 = 0,82 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{Kg} \\
 T_5 = -10^\circ\text{C} & h_5 = 54,93 \text{ Kcal/Kg} & \\
 T_6 = -10^\circ\text{C} & h_6 = 93,15 \text{ Kcal/Kg} &
 \end{array}$$

Potencia frigorífica.

La potencia frigorífica fue obtenida a partir de la carga de enfriamiento total del sistema siendo igual a 11.868 Kcal/hr, teniendo presente un margen de seguridad redondeamos la cifra en aproximadamente una 10%, por lo tanto.

$$Q_f = 13.000 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

Caudal másico.

El flujo másico que circula a través de un sistema con el fin de producir la potencia frigorífica antes mencionada, se puede hallar a continuación como sigue:

$$m = \frac{Q_f}{h_1 - h_5}$$

Donde

Q_f : Potencia Frigorífica del evaporador Kcal/h

m : flujo másico en Kg/h

h_1 : entalpía del fluido a la salida del evaporador. Kcal/Kg

h_5 : entalpía del fluido a la entrada del evaporador. Kcal/Kg

$$m = \frac{13.000}{95,54 - 54,93} = 320,12 \frac{Kg}{hr}$$

Caudal Volumétrico.

El caudal volumétrico real que debe desplazar el compresor para producir una capacidad de refrigeración se calcula a partir del caudal másico y su volumen específico:

$$V_r = m * v_1 \quad (5.6)$$

Donde:

- V_r : Caudal Volumétrico real m^3/h .
- v_1 : Volumen específico del refrigerante en las condiciones del punto 1 a la entrada del Compresor.
- m : flujo másico en Kg/h

$$V_r = 320,12 \text{ Kg/h} * 0,1 \text{ m}^3/\text{Kg} = 32,01 \text{ m}^3/\text{h}$$

Producción Frigorífica Volumétrica.

Es la cantidad de frío producido por el evaporador, por unidad de volumen de fluido aspirado por el compresor.

$$\gamma = \frac{h_6 - h_4}{v_1}$$

Donde:

h_6 : entalpía del fluido a la salida del evaporador. Kcal/Kg

h_4 : entalpía del fluido a la entrada del evaporador. Kcal/Kg

v_1 : Volumen específico a la entrada del compresor. m^3/Kg .

$$\gamma = \frac{93,15 - 54,93}{0,1} = 382,2 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3}$$

Potencia calorífica que evacúa el condensador:

$$P_c = m \cdot (h_2 - h_3) \quad (5.7)$$

Donde:

- m : flujo másico en Kg/h
- h_2 : entalpia a la entrada del compresor Kcal/Kg
- h_3 : entalpia a la salida del compresor Kcal/Kg.

$$P_c = 320,12 \cdot (102,7 - 54,93) = 15.292,13 \text{ Kcal/hr}$$

Potencia Mecánica.

Es la energía mecánica absorbida por el compresor de la máquina frigorífica para producir la Potencia Frigorífica Q_f en las condiciones de funcionamiento consideradas se obtiene a partir de la siguiente fórmula.

$$P = m \cdot \frac{h_2 - h_1}{860} \quad (5.8)$$

Donde:

- h_2 : entalpia de gas a la salida del compresor. (KJ/Kg)
- h_1 : entalpia de gas a la entrada del compresor. (KJ/Kg)
- m : flujo másico en Kg/s

$$P = 320,14 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} * \frac{(102,7 - 95,54) \text{Kcal} / \text{Kg}}{860} = 2,67 \approx 3 \text{ Kw}$$

Caudal Volumétrico de entrada a la Válvula de Expansión.

El caudal volumétrico de refrigerante entrando en la válvula de expansión V se calcula de la siguiente forma:

$$V = m * V_a \quad (5.9)$$

Donde:

- m : flujo másico
- V_a : Volumen específico del líquido subenfriado entrando en la válvula de expansión.

$$V = 320,12 \text{ Kg/h} * 0,00082 \text{ m}^3/\text{Kg} = 0,2625 \text{ m}^3/\text{h} = 262,5 \text{ lt/h}$$

Coeficiente de Performance (C.O.P.)

$$e = \frac{Q_f}{P}$$

Donde:

- Q_f : Potencia Frigorífica
- P : Potencia Mecánica

$$e = \frac{13.0000 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}}{2.292,059 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}} = 5,67$$

TABLA VII

ANÁLISIS DEL DISEÑO PROPUESTO (7)

PARÁMETROS DE CÁLCULO	INSTALACIONES TRADICIONALES	DISEÑO PROPUESTO
Potencia Frigorífica (Q_d)	13.000 Kcal/hr	13.000 Kcal/hr
Caudal Másico. (m)	459,93 Kg/hr	320,12 Kg/hr
Caudal Volumétrico (V_r)	35,18 m^3/hr	32,012 m^3/h
Producción Frigorífica Volumétrica (γ)	369,48 Kcal/ m^3	382,2Kcal/ m^3
Potencia que evacúa		
El Condensador (P_c)	15.484,46 Kcal/hr	15.292,13 Kcal/hr
Potencia Mecánica del compresor (P)	2,89 Kw = 3,85 Hp	2,67 Kw = 3,56 Hp
Caudal Volumétrico de Refrigerante	0,355 m^3/h	0,262 m^3/h
Coefficiente de Rendimiento (C.O.P.)	5,23	5,67

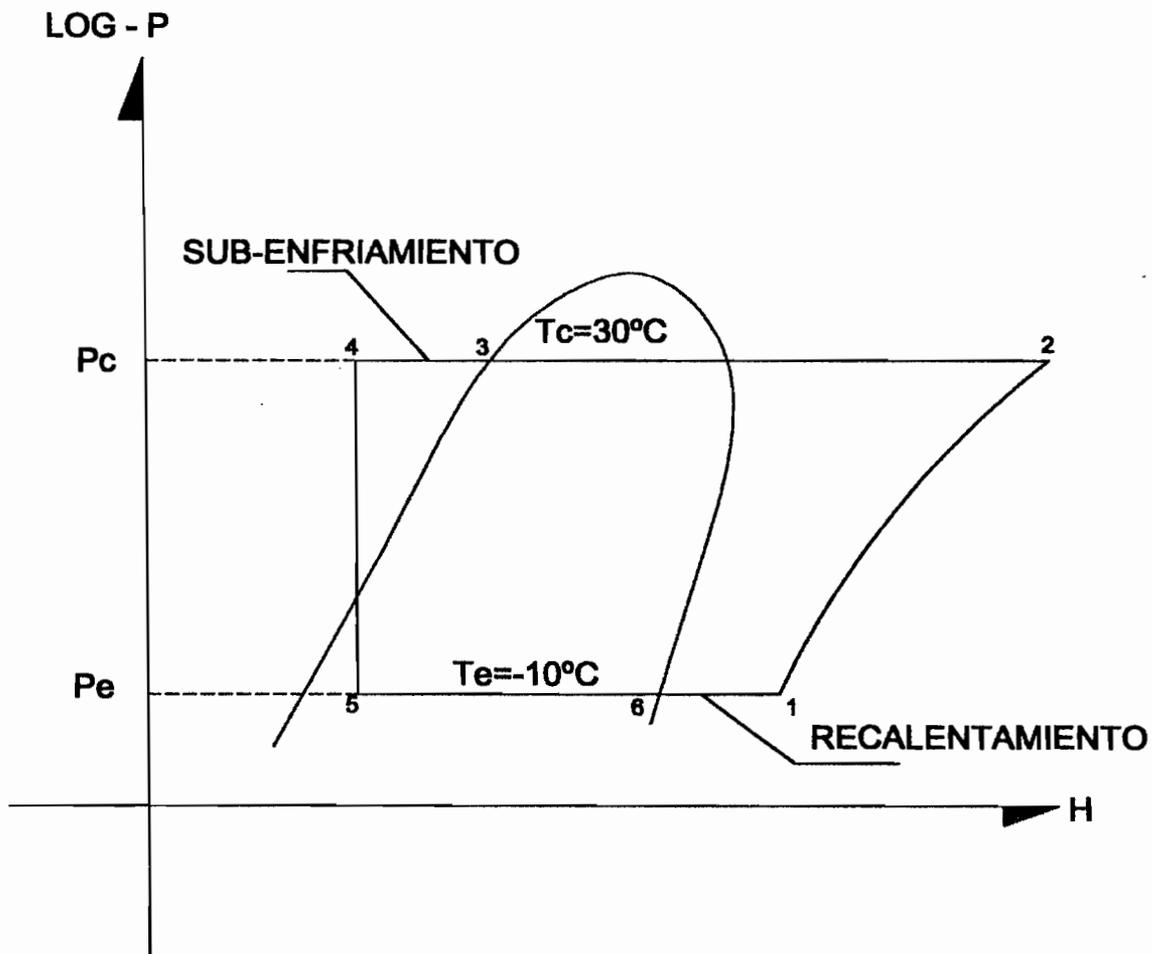
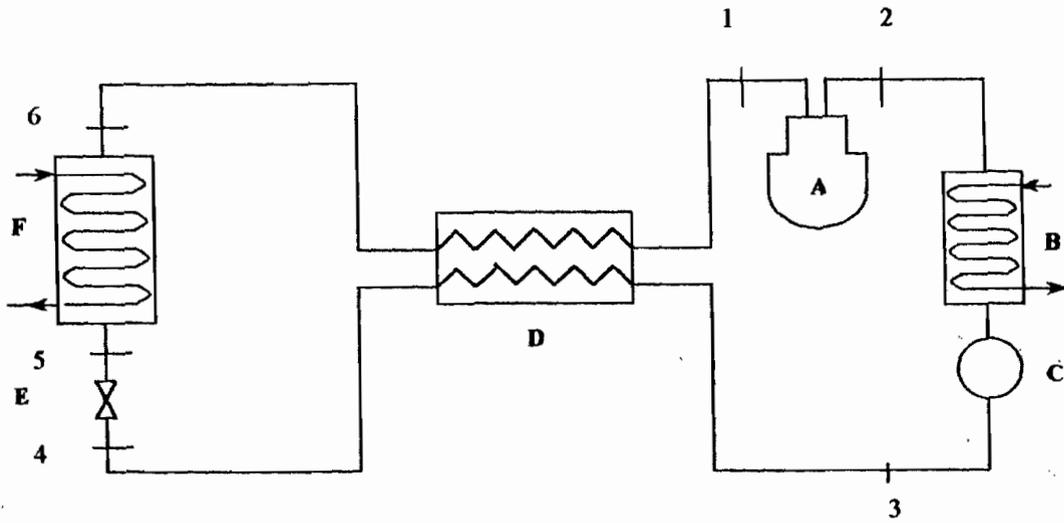


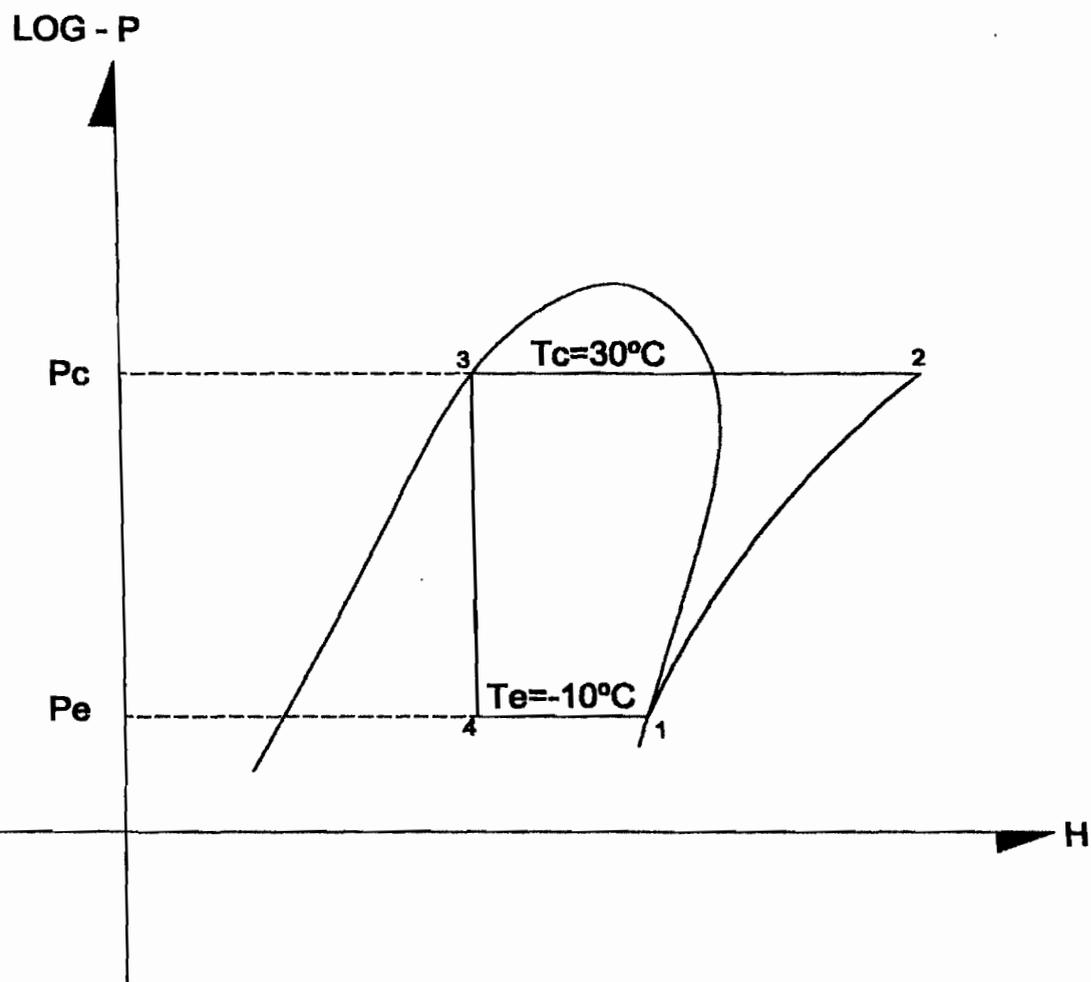
FIGURA 5.1. CICLO REAL DE COMPRESION DE VAPOR CON INTERCAMBIADOR DE CALOR Y REFRIGERANTE R 134a



LEYENDA

- A : Compresor
- B : Condensador
- C : Botella de líquido
- D : Intercambiador Líquido Vapor
- E : Válvula de Expansión Termostática
- F : Evaporador de Serpentín de Tubos Lisos

FIGURA 5.2. Esquema de un sistema con refrigeración directa usando intercambiador de calor líquido – vapor.



**FIGURA 5.3. CICLO REAL DE COMPRESION DE VAPOR EN
INSTALACIONES FRIGORIFICAS TRADICIONALES (R-12)**

Con respecto a los resultados obtenidos, se puede realizar el siguiente análisis:

1. La potencia frigorífica tanto para el diseño propuesto como para una instalación tradicional es la misma, ya que el producto a refrigerar es el mismo.
2. El caudal másico que circula a través del sistema, es diferente. Si comparamos la curva $\log p - h$ tradicional (figura 5.3) con las del diseño propuesto (figura 5.1), se observa que en ésta el efecto refrigerante (diferencia de entalpías a la entrada y salida del evaporador), es mayor debido al recalentamiento que experimenta el refrigerante producido por el intercambiador de calor, lo cual genera que el flujo másico y la cantidad de refrigerante que se utilice en el diseño propuesto, sea menor, lo cual repercute favorablemente en los costos de instalación. Por lo tanto, el valor para el ciclo tradicional es de 459.93 Kg/h y el vapor para el diseño propuesto es de 320,12 Kg/h.
3. El caudal volumétrico que debe desplazar el compresor, también varía. Nuevamente, si comparamos las curvas $\log p - h$ (figuras 5.1 y 5.3), observamos que en el diseño propuesto, el

refrigerante experimenta un recalentamiento aumentando su volumen específico a la entrada del compresor. Por lo que la capacidad de éste será mucho menor debido a la reducción del flujo másico, por lo tanto se obtiene un ahorro en la inversión y operación del equipo. Por lo tanto, el valor para el Ciclo tradicional es de $35,18 \text{ m}^3/\text{h}$ y para el diseño propuesto de $32,012 \text{ m}^3/\text{h}$.

4. La producción frigorífica o cantidad de frío producido por unidad de volumen del fluido aspirado por el compresor, para el diseño propuesto (figura 5.1) será mayor, debido al aumento del volumen específico a la entrada del compresor producido por el recalentamiento del refrigerante. Por lo tanto, el valor para el Ciclo tradicional es de $369,48 \text{ Kcal/m}^3$ y para el diseño propuesto de $382,2 \text{ Kcal/m}^3$.
5. La potencia que evacúa el condensador para el diseño propuesto (figura 5.1) será menor. Si observamos la curva $\log p - h$, a la salida del condensador, se efectúa un subenfriamiento, lo que produce que la capacidad de éste disminuya, además de incrementar el efecto refrigerante, la eficiencia térmica y disminuir la potencia requerida por el

compresor. Por lo tanto, el valor para el Ciclo tradicional es de 15.484,46 Kcal/hr y para el diseño propuesto de 15.292,13 Kcal/hr

6. El caudal volumétrico del refrigerante para el diseño propuesto disminuye, debido al sub – enfriamiento del refrigerante que se produce a la salida del condensador. Por lo tanto, el valor para el Ciclo tradicional es de 0,355 m³/h para el diseño propuesto es de 0,262 m³/h.

7. Para el diseño propuesto, el coeficiente de rendimiento (C.O.P.), aumenta debido a que se produce la misma cantidad de frío, pero se consume una menor cantidad de energía (Potencia del Compresor), lo cual se obtuvo con el uso del intercambiador de calor. Por lo tanto, el valor para el Ciclo tradicional es de 5,23 y para el diseño propuesto de 5,67.

Capítulo 6

6. COMPRESORES

6.1 Selección del tipo de Compresor.

El compresor constituye la verdadera máquina de toda instalación frigorífica y su función es la de aspirar el refrigerante en estado gaseoso proveniente del evaporador y comprimirlo elevando su presión y temperatura.

Consideraciones Generales en la Selección de los Compresores.

El volumen a desplazar y la tasa de compresión son dos de los criterios más importantes a considerar para efectos de selección de un compresor; sin embargo, existen otros factores suplementarios como los siguientes: espacio y peso, generación de vibración y ruidos, regularidad del caudal desplazado, la polución del refrigerante por el aceite.

Aplicaciones Prácticas.

- Para caudales menores a 1500 m³/h es recomendable utilizar compresores volumétricos a pistón alternativo.
- Para caudales superiores a 1000 m³/h es recomendable utilizar Turbocompresores Centrifugos.
- A caudales intermedios entre los dos grupos anteriores es recomendable utilizar Compresores de Tornillo.
- A caudales extremadamente grandes es recomendable usar Compresores Axiales, aunque estos son muy raramente empleados.

Deacuerdo a las consideraciones generales, a las aplicaciones prácticas antes mencionadas, el compresor volumétrico a pistón alternativo es el tipo de compresor que será utilizado en la instalación frigorífica.

6.2 Cálculo de los Parámetros Principales del Compresor.

Una vez conocido el tipo de compresor a usar, se procede a calcular sus características principales, para posteriormente seleccionarlo, entre ellas.

- Número de cilindros.
- Diámetro interior de los cilindros.

- Carrera de los pistones.
- Velocidad de rotación del compresor.

a) Rendimiento Volumétrico.

η_v = Rendimiento Volumétrico

El rendimiento volumétrico se lo obtiene por medio de la figura 6.1 con la relación de compresión igual a 4 se obtiene: $\eta_v = 78$ %. Conociendo el rendimiento volumétrico se puede calcular el caudal volumétrico teórico (V_t).

b) Caudal volumétrico teórico:

El caudal volumétrico teórico es el caudal barrido por el pistón y esta dado por la siguiente fórmula:

$$V_t = \frac{V_r}{\eta_v} = \frac{32,012}{0,78} = 41,04 \text{ m}^3/\text{h} \quad (6.1)$$

c) Velocidad Lineal promedio de los pistones:

La velocidad lineal promedio de los pistones viene dada por la siguiente fórmula:

$$V = \frac{2 * L * n}{60} \quad (6.2)$$

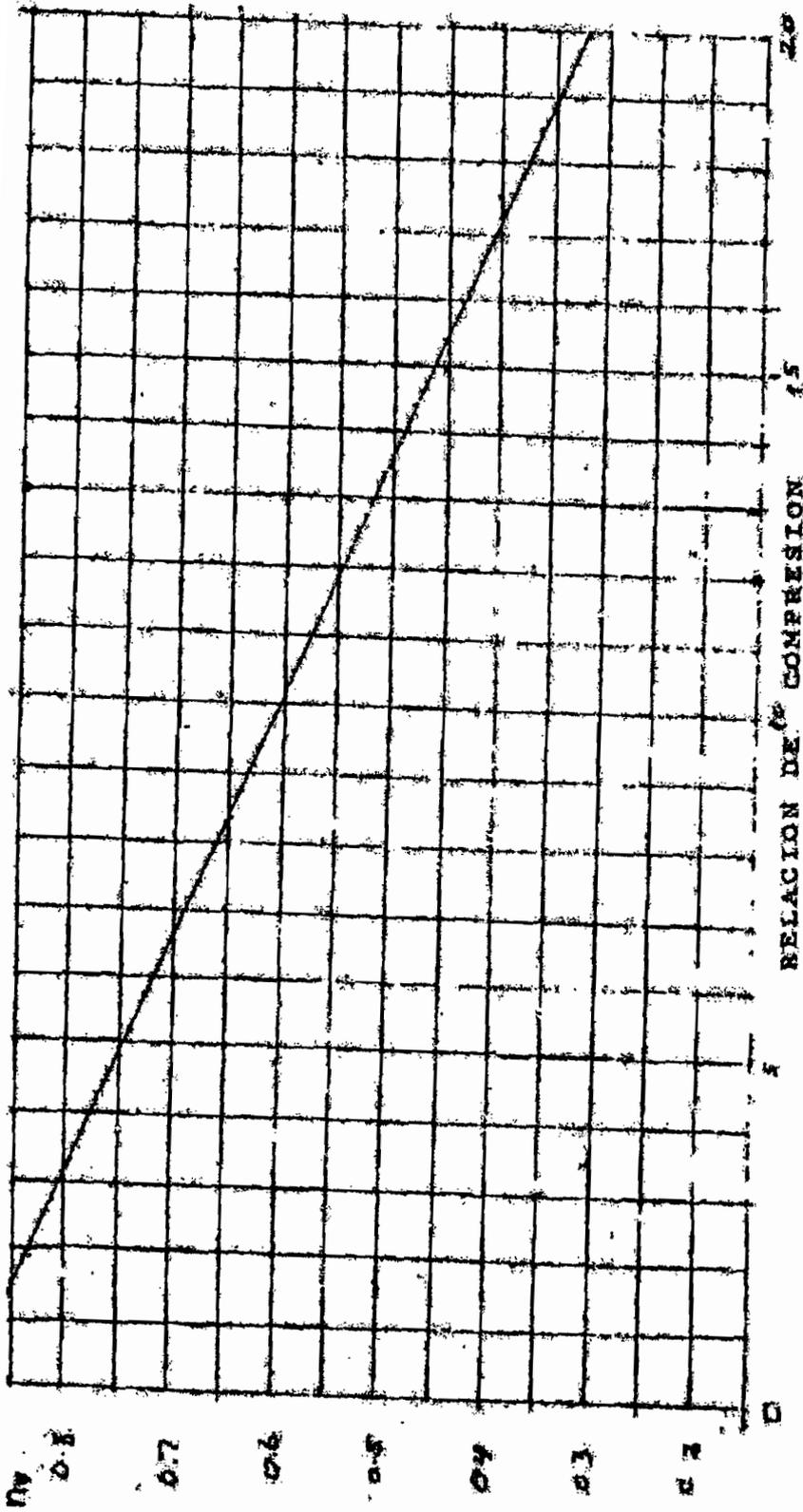


FIGURA 6.1 CURVA DE RENDIMIENTO VOLUMETRICO VS RELACION DE COMPRESION

Donde:

- V_l : Velocidad lineal de los pistones en m/seg.
- L : Carrera del pistón m.
- N_1 : Revoluciones por minuto

El compresor estará acoplado al motor de manera indirecta por medio de bandas, por lo que se debe conocer el número de revoluciones del compresor a partir de las RPM del motor y de los diámetros de las poleas del motor y compresor. Las RPM del compresor se las obtiene a partir de la fórmula.

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{N_1}{N_2} \quad (6.3)$$

Donde:

- N_2 : Número de revoluciones del Motor.
- D_2 : Diámetro de la polea del Motor.
- N_1 : Número de revoluciones del compresor.
- D_1 : Diámetro de la polea del Compresor

Despejando se obtiene:

$$N_1 = \frac{D_2 * N_2}{D_1} = \frac{1150RPM * 10''}{8''} = 1440RPM$$

En la práctica se acostumbra a usar una relación $L/d = 0,8$ para refrigerantes HFC-134 a, en donde L es la carrera del pistón y d el diámetro del cilindro. Asumiendo un diámetro de pistón de 60 mm tenemos que $L = 48\text{mm}$.

A partir de estos valores se calcula la velocidad del pistón la cual es igual a:

$$V = \frac{2 * 0,048 * 1440}{60} = 2,304\text{m/s}$$

Lo cual es un valor razonable ya que esta dentro del rango de:

$$2 \leq V \leq 5 \text{ m/s}$$

d) Cálculo del número de pistones.

Una vez calculado N, L, d, V_t , se procede a calcular el número de pistones a partir de la siguiente fórmula:

$$V_t = \frac{\pi * d^2 * L * Z * N_1}{4} \quad (6.4)$$

Donde:

- d : diámetro interior del cilindro (m)
- L : carrera de los pistones (m)
- N₁ : Velocidad de rotación del eje del compresor (RPM)
- V_t : Caudal volumétrico teórico (m³/h)

Despejando Z tenemos:

$$Z = \frac{4 * V_t}{\pi * d^2 * L * N_1} = \frac{4 * 41,04}{\pi * 0,06^2 * 0,048 * 1440 * 60} = 1,749 \approx 2$$

Siendo difícil encontrar compresores con este número de cilindros, vamos a fijarnos el número de cilindros en 2.

e) Energía mecánica absorbida por el compresor.

La energía mecánica absorbida por el compresor representa la potencia que absorbe el eje del compresor y es la potencia que debe tener el motor que se adaptará al eje del mismo, la cual se la puede obtener a partir de la siguiente fórmula:

$$P = \frac{P_t}{\eta_i * \eta_m} \quad (6.5)$$

Donde:

- P_t : Potencia isentrópica (Kw)
- η_m : eficiencia mecánica: 0,8
- η_i : eficiencia indicada $\eta_i = \eta_v$

$$P = \frac{2,67Kw}{0,8 * 0,78} = 4,3Kw$$

Por lo tanto las características del compresor para nuestra instalación frigorífica son:

Compresor de 1 etapa

Caudal volumétrico real: 32,012 m³/h

Caudal volumétrico teórico: 41,04 m³/h

Número de cilindros: 2

Revoluciones: 1440 RPM

Diámetro interior de los cilindros: 60 mm.

Carrera del pistón: 48 mm.

El compresor seleccionado tendrá las siguientes características:

Marca: Carrier.

Modelo: 5F 20.

Caudal volumétrico real: 33,55 m³/h

Caudal volumétrico teórico: 43,02 m³/h

Número de Cilindros: 2

Revoluciones: 1750 RPM.

Diámetro interior de los cilindros: 63,5 mm

Carrera del pistón: 50,8 mm

Potencia: 6 Hp

Capítulo 7

7. CONDENSADORES

7.1 SELECCIÓN DEL TIPO DE CONDESADOR

El condensador es, un intercambiador de calor cuyo objetivo es transmitir el calor de compresión y la carga de calor absorbido en el evaporador, al medio ambiente (aire o agua).

El calor de compresión depende de la potencia del compresor, la cual influye en el tamaño del condensador. La cantidad de calor que debe evacuar el condensador esta dada en el refrigerante (que circula por el mismo) y el cual depende de:

- Su calor sensible de los vapores recalentados.
- Su calor latente de liquefacción (o condensación).
- Su calor sensible del líquido subenfriado (después de su condensación).

Por lo tanto el condensador puede ser dividido en tres zonas:

- Zona de desrecalentamiento
- Zona de condensación
- Zona de subenfriamiento

El intercambio de calor que se realiza en el condensador se lleva a cabo de la siguiente forma:

- Por convección del refrigerante a la superficie de la película de agua de mar en el interior del tubo.
- Por conducción entre las diferentes paredes o capas superpuestas: agua - espesor del tubo.
- Por convección de la superficie externa con el medio de condensación.

Como se mencionó en el capítulo cuatro nuestro condensador será un condensador multitubular enfriado por agua de mar. Este será constituido por cuatro hileras de tubos dispuestos en línea.

7.2 Cálculo de los Parámetros Principales del Condensador.

Puesto que las zonas de desrecalentamiento y de subenfriamiento poseen una variación de temperatura pequeña, se tomará como hipótesis que el intercambio de calor tendrá lugar entre el fluido que

se condensa a temperatura constante (refrigerante R- 134a) el cual constituye su calor latente de vaporización y un fluido que absorbe esta cantidad de calor como calor sensible (agua de mar).

Procedemos a calcular las características del condensador antes de seleccionarlo:

Calor que evacúa el Condensador

$$P_c = 15.292,13 \text{ Kcal/h.}$$

Calculo de la diferencia de Temperatura promedio del agua de mar. ΔT_{lm} .

- Temperatura de entrada del agua de mar : 25 °C.
- Temperatura de salida del agua de mar : 28 °C.

Como se dijo anteriormente, las zonas de desrecalentamiento y de subenfriamiento, no se las tomará en cuenta; y por esta razón la temperatura de condensación del refrigerante se tomará como constante, e igual a:

Temperatura de Condensación del refrigerante: 30 °C.

La diferencia de la temperatura promedio del agua de mar se la obtiene de la siguiente fórmula:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln \frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}}$$

Donde:

$$\Delta T_e = T_{\text{cond. refrigerante}} - T_e \text{ agua}$$

$$\Delta T_s = T_{\text{cond. refrigerante}} - T_s \text{ agua}$$

Por lo tanto:

$$\Delta T_e = 30 \text{ °C} - 25 \text{ °C} = 5 \text{ °C}$$

$$\Delta T_s = 30 \text{ °C} - 28 \text{ °C} = 2 \text{ °C}$$

Entonces:

$$\Delta T_{lm} = 3,274 \text{ °C}$$

Cálculo del Caudal Másico de agua de mar.

El Caudal másico se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$q_{mc} = \frac{P_c}{c_p * (T_{sAgua} - T_{eAgua})} \quad (7.1)$$

Donde:

- P_c : Calor que evacúa el condensador en Kcal/hr.
- q_{mc} : Caudal másico en Kg/hr.
- C_p : Calor específico del agua de mar por encima del punto de congelación
- $T_{e \text{ Agua}}$: Temperatura de entrada del agua.
- $T_{s \text{ Agua}}$: Temperatura de salida del agua.

Reemplazando valores tenemos:

$$q_{mc} = \frac{15.292,13 \frac{Kcal}{hr}}{1,005 \frac{Kcal}{Kg^{\circ}C} * (28 - 25)^{\circ}C} = 5.072,02 \frac{Kg}{hr}$$

$$q_{mc} = 5.072,02 \frac{Kg}{hr} = 1,41 \frac{Kg}{seg}$$

Cálculo del Caudal volumétrico del agua de mar.

El Caudal volumétrico se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$q_{vc} = \frac{q_{mc}}{\delta_{\text{Agua}}} \quad (7.2)$$

Donde :

q_{mc} : Caudal Másico de agua de mar

δ_{Agua} : Densidad del agua de mar.

Reemplazando :

$$q_{vc} = \frac{5.072 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}}}{1025 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} = 4,95 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

Cálculo del Coeficiente Global de Transferencia de Calor

El coeficiente global de transferencia de calor (U) se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 * \pi * k * l} + R_{f,i} + R_{f,o}} \quad (7.3)$$

Donde:

- h_i : Coeficiente convectivo interno.
- h_o : Coeficiente convectivo externo.
- D_o : Diámetro exterior del tubo.
- D_i : Diámetro interior del tubo.
- L : Longitud de la tubería.
- k : Coeficiente de conductividad de la tubería: 401 W/m K

- R_{fi} : Factor de incrustación del agua : $0.0002 \text{ m}^2 \text{ hr } ^\circ\text{C/Kcal}$
- R_{fo} : Factor de incrustación del refrigerante: $0.0001 \text{ m}^2\text{hr } ^\circ\text{C/Kcal}$.
- U : Coeficiente Global de Transferencia de Calor.

Para el cálculo del Coeficiente Global de Transferencia de Calor se han hecho algunas asunciones:

Diámetro exterior de tubo	12 mm
Espesor del tubo	2 mm
Número de tubos	30
El tubo sera de Cobre	
El condensador tendrá las siguientes Dimensiones:	
Longitud	1 m
Diámetro	18 cm

Cálculo del Coeficiente Convectivo del Agua de Mar (h_i)

El coeficiente convectivo del agua de mar o interior se lo calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$h_i = \frac{N_{UD} * k_{agua}}{D_i} \quad (7.4)$$

Donde:

- k_{agua} : Coeficiente de Conductividad del agua
- D_i : Diámetro interior del tubo.
- N_{UD} : Número de Nusselt.

También se utilizarán los siguiente datos:

$$k_{\text{agua}} : 0.613 \text{ W/ m K}$$

$$\mu : 855 \times 10^{-6} \text{ N*s/m}^2$$

$$\text{Pr} : 5,83$$

Para calcular el Número de Nusselt hacemos uso de la siguiente ecuación:

$$f = (0,79 * \ln R_{eD} - 1,64)^{-2} \quad (7.5)$$

Donde f, es el factor de fricción

$$N_{uD} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) * (R_{eD} - 1000) * \text{Pr}}{1 + 12,7 * \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} * (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \quad (7.6)$$

Además:

$$R_{eD} = \frac{4 * \left(\frac{q_{mc}}{N}\right)}{\pi * D_i * \mu} \quad (7.7)$$

Donde:

q_{mc} : Flujo másico del agua de mar (Kg/s).

D_i : Diámetro interior del tubo. (m).

μ : Viscosidad del agua de mar (Kg/m*s)

$$R_{eD} = \frac{4 * \left(\frac{1,41}{30} \right)}{\pi * 0,01 * 0,000855}$$

$$R_{eD} = 7.000 \Rightarrow \text{Flujo Turbulento}$$

Entonces:

$$f = (0,79 * \ln[7.000] - 1,64)^{-2} = 0,03488$$

$$Nu = \frac{(0,03488/8) * (7.000 - 1.000) * 5,83}{1 + 12,7 * (0,03488/8)^{1/2} * (5,83^{2/3} - 1)} = 52,99 \approx 53$$

Por lo tanto:

$$h_i = \frac{53 * 0,613}{0,01} = 3.248,67 \frac{W}{m^2 K}$$

$$h_i = 2.793,35 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ C}$$

Cálculo del coeficiente convectivo del refrigerante (h_o).

Para el cálculo del coeficiente convectivo exterior se asume que el refrigerante pasa por un banco de tubos, teniendo presente que la configuración de los tubos es desalineada en cuatro hileras y que la distancia longitudinal es de 25 mm y la distancia transversal de 15 mm entre los tubos.

El coeficiente de convección del aire o externo se lo calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$h_o = \frac{Nu * k_{ref}}{D_o} \quad (7.8)$$

Donde:

- k_{ref} : Coeficiente de Conductividad del agua
- D_o : Diámetro exterior del tubo.
- Nu_D : Número de Nusselt.

Teniendo presente los siguientes datos:

$$k = 0,074 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$$

$$\mu = 2,54 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\delta = 1.305 \text{ Kg/m}^3$$

$$V_{gas} = 0,6 \text{ m/s}$$

El número de Nusselt se lo obtiene a partir de la siguiente ecuación.

$$N_u = C_1 * C_2 * R_{e,max}^m * Pr^{0,36} * (Pr/Pr_s)^{1/4} \quad (7.9)$$

Donde:

- C_1 : Constante que depende del Número de Reynolds.
- C_2 : Constante que depende del Número de hileras.
- m : Constante que depende del Número de Reynolds.
- Pr : Número de Prandtl evaluado a temperatura T : 3,5
- Pr_s : Número de Prandtl evaluado a temperatura T_s : 3,5
- D_o : Diámetro exterior.

TABLA VIII

CONSTANTES (C_1) DE LA ECUACIÓN (7.9) PARA UN BANCO DE TUBOS (8)

CONFIGURACION	$R_{eD,max}$	C	M
<i>Alineado</i>	10^3-2*10^5	0,27	0,63
<i>Alineado</i>	$2*10^5-2*10^6$	0,021	0,84
<i>Escalonado</i>	$2*10^5-2*10^6$	0,022	0,84

Fuente: Fundamentos de Calor y Transferencia de Masa

TABLA IX

RAZÓN DE NU PARA 20 HILERAS EN FONDO (9)

<i>N</i>	1	2	3	4	5
Tubos alineados	0,70	0,80	0,86	0,90	0,92
Tubos Escalonados	0,64	0,76	0,84	0,89	0,92

Fuente: Fundamentos de Calor y Transferencia de Masa

Nu para 4 hileras de fondo = 0,90

Nu para 20 hileras de fondo

Cálculo de la velocidad máxima.

$$V_{max} = \frac{S_t}{S_t - D} * V \quad (7.10)$$

$$V_{max} = \frac{15}{15 - 12} * 0,6 = 3 \frac{m}{s}$$

$$V_{max} = 3 \text{ m/s}$$

Cálculo del Número de Reynolds

$$R_{eD,max} = \frac{V_{max} * D * \delta}{\mu}$$

$$R_{eD,max} = \frac{3 * 0,012 * 1.305,8}{2,5 \times 10^{-4}} = 195.870$$

Cálculo del Número de Nusselt.

$$N_u = 0,27 * 0,9 * (195.870)^{0,63} * (3,5)^{0,36} * (3,5/3,5)^{1/4}$$

$$N_u = 823,02033$$

Coefficiente Convectivo para el Refrigerante (ho)

$$h_o = \frac{N_u * k}{D_i}$$

$$h_o = 4.123,43 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ C}$$

Reemplazando valores, encontramos que el coeficiente global de transferencia de calor para el condensador es igual a:

$$U = 1.125,18 \frac{W}{m^2 K} = 967,48 \frac{Kcal}{h * m^2 * K}$$

Al Observar la tabla 10 se puede apreciar que el valor calculado esta dentro de los parámetros establecidos para coeficientes globales de transferencia de calor.

TABLA X

COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN CONDENSADORES.(10)

<i>Grupo</i>	<i>Medio de</i>	<i>Tipo</i>	<i>U (Kcal/m² h C)</i>
	Condensación		
		Inmersión	200 - 250
<i>Calor</i>	Agua de Mar	Doble tubo y	600 - 800
<i>Sensible</i>		Contracorriente	
		Multitubular (Horizontal)	600 – 1.000

Fuente: A. Vargas "Curso de Refrigeración". Series VZ 1974.

Conocido U se puede calcular el área de transferencia de calor que se necesita para nuestro condensador el cual esta dado por la fórmula:

$$A = \frac{P_c}{U * \Delta T_{lm}}$$

$$A = \frac{15.292,13 \frac{Kcal}{h}}{967,48 \frac{Kcal}{h * m^2 * k} * 3,2741K} = 4,83m^2$$

Por lo tanto se necesita 1 condensador para la instalación frigorífica

Las características del condensador son:

Potencia Calorífica. 15.292,13 Kcal/hr

Caudal volumétrico de agua: 4,95 m³/hr

Temperatura de Condensación: 30 °C

Número de Condensadores: 1

Largo: 1 m.

Diámetro: 18 cm

Las características principales del condensador seleccionado son:

Marca: Carrier

Modelo: 5F30

Potencia Calorífica: 18.300 Kcal/hr

Temperatura de Condensación: 32°C

Caudal volumétrico: 6,6 m³/h

Capítulo 8

8. Evaporadores

8.1 Selección del tipo de Evaporador.

El evaporador es un intercambiador de calor en cuyo interior se produce la vaporización del refrigerante. El mismo es la fuente de producción de frío, objetivo final y principal de toda instalación frigorífica.

Como se mencionó en el capítulo cuatro, los evaporadores enfriadores de líquidos especialmente los de inmersión son los más antiguos evaporadores usados en la industria frigorífica y se caracterizan por estar sumergidos en el líquido a refrigerar. Éstos pueden ser del tipo serpentín, siendo utilizados únicamente con refrigerantes del grupo de los hidrocarburos halogenados (o clorofluorocarbonados) y para potencias frigoríficas inferiores o iguales a 20.000 Kcal/h (6,66 Ton. de refrigeración).

La construcción de estos evaporadores se efectúa, enrollando longitudes corrientes de tubos de cobre de un diámetro determinado en forma espiral o rectangular, pero siempre hasta una longitud determinada, a fin de impedir una caída de presión excesiva en el evaporador, lo cual sería perjudicial para el buen rendimiento del equipo. A fin de solucionar este inconveniente, es indispensable dividir la superficie total del evaporador en un cierto número de superficies primarias, para las cuales el valor de la relación L/d no deberá ser superior a 2.000.

8.2 Cálculo de los Parámetros Principales del Evaporador.

En el capítulo tres se calculó la Potencia Frigorífica del sistema. Para mayor facilidad de cálculo, la misma será dividida para el número de tinajas a bordo del buque (seis), de esta manera, se obtendrá mediante los cálculos el área de transferencia de calor del evaporador y la longitud del serpentín, para una tina de almacenamiento. Procedemos a calcular las características del serpentín del evaporador:

Cálculo de la diferencia de Temperatura promedio del agua de mar. ΔT_{lm} .

- Temperatura inicial del agua de mar : 25 °C.
- Temperatura final del agua de mar : -5 °C.

La temperatura de evaporación del refrigerante es constante, e igual a:

Temperatura de evaporación del refrigerante : - 10 °C.

La diferencia de la temperatura promedio del agua de mar se la obtiene de la siguiente fórmula:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln \frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}}$$

Donde:

$$\Delta T_e = T_i - T_{\text{evap. refrigerante}}$$

$$\Delta T_s = T_f - T_{\text{evap. refrigerante}}$$

Reemplazando:

$$\Delta T_e = 25 \text{ °C} - (-10) \text{ °C} = 35 \text{ °C}$$

$$\Delta T_s = -5 \text{ °C} - (-10) \text{ °C} = 5 \text{ °C}$$

Por lo tanto:

$$\Delta T_{lm.} = 15,42 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo del área de transferencia de calor del serpentín evaporador.

Para calcular el área de transferencia de calor del serpentín evaporador de tubos lisos para cada tina, se divide la Potencia Frigorífica Total del Sistema para seis, ya que se trata de un buque con seis tinas de almacenamiento, por lo tanto:

$$A = \frac{(Q_f/6)}{U * \Delta T_{lm}} \quad (8.1)$$

Donde:

- Q_f : Potencia Frigorífica del Sistema
- U : Coeficiente Global de Transferencia de Calor
- ΔT_{lm} : Temperatura Media Logarítmica

El Coeficiente Global de Transferencia de Calor de los evaporadores utilizados en enfriadores de líquido a inmersión se escoge a partir de la siguiente tabla:

TABLA XI
COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR
EN ENFRIADORES EVAPORADORES DE LÍQUIDO (11).

<i>Tipos</i>	<i>U Kcal/h m² °C</i>
<i>Serpentín</i>	60 – 80 ⁺
<i>Parrilla</i>	200 – 250 ⁺⁺
<i>Intensivos</i>	350 – 500

+ Líquidos no agitados

++ Líquidos agitados mecánicamente

Fuente: A. Vargas "Curso de Refrigeración". Series VZ 1974.

El Coeficiente Global de Transferencia de Calor sin agitación mecánica sera de 80 Kcal/h m² °C, ya que el mismo permite obtener un buen rendimiento térmico en la instalación.

El área de transferencia de calor del serpentín evaporador será:

$$A = \frac{(13.000/6) \text{Kcal} / \text{hr}}{80 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr} * \text{m}^2 * \text{C}} * 15,42^{\circ} \text{C}} = 1,76 \text{m}^2$$

$$A = 1,76 \text{ m}^2$$

La longitud del serpentín evaporador de tubos lisos para la tina, se la obtiene a partir de la siguiente fórmula:

$$L = \frac{A}{\pi * D} \quad (8.2)$$

Donde:

➤ D: diámetro del tubo.

Por lo tanto:

$$L = \frac{1,76m^2}{\pi * 0,01905m} = 29,41m$$

Para cerciorarnos que la caída de presión en los tubos no será excesiva, aplicamos la siguiente relación antes mencionada:

$$\frac{L}{D} \leq 2000 \quad (8.3)$$

$$\frac{L}{D} = \frac{29,41}{0,01905} = 1.544 \leq 2.000$$

El evaporador de serpentín de tubos lisos de cobre de ¾" sera instalado alrededor de la tina de almacenamiento. La instalación del mismo se puede apreciar en la Figura 4.4

Capítulo 9

9. AUTOMATIZACION Y ANEXOS

9.1 Cálculo y Selección de las tuberías frigoríficas.

Para el diseño de las tuberías, hay que tomar en cuenta en primer lugar el material a ser empleado. Los materiales que más frecuentemente se emplean para tubería de refrigeración son acero negro, acero laminado, cobre y latón.

Para la instalación frigorífica se seleccionará tubería de acero negro para la línea de descarga, para la línea de condensado y para la línea de líquido. Para la línea de succión el material a ser seleccionado será el cobre, a más de ser utilizado en los serpentines en el interior de las tinas de almacenamiento ya que el mismo es más resistente a la corrosión y es más fácil de instalar que el hierro laminado o el acero.

En segundo lugar hay que tomar en cuenta ciertas disposiciones fundamentales:

- La tubería debe asegurar un retorno positivo y continuo del aceite al monobloc del compresor.
- Debe de evitar pérdidas excesivas de presión de refrigerante, que reducen innecesariamente la capacidad y eficiencia del sistema.
- Debe evitar la entrada de refrigerante líquido al compresor durante los períodos de operación y de descanso, o durante el arranque del compresor.
- Debe evitar que el aceite quede atrapado en la línea del evaporador o de succión, que pueda retornar al compresor.

Dimensionamiento de la tubería de descarga del Compresor.

Para calcular el diámetro de la tubería de descarga del compresor se utilizara la ecuación de la continuidad:

$$m = \delta \cdot V \cdot A \quad (9.1)$$

Donde:

m: Caudal másico del refrigerante (Kg/hr).

V : Velocidad del refrigerante en la tubería (15 m/s).

A : Area de la sección transversal de la tubería.

δ : Densidad del refrigerante. (Kg/m³).

Despejando el área, y sabiendo que el área transversal de un cilindro es:

$$A = \frac{\pi * d_i^2}{4} \quad (9.2)$$

Donde:

d_i : Diámetro interior de la tubería (m)

Despejando:

$$d_i = \sqrt{\frac{4 * m}{\pi * \delta * V}}$$

Reemplazando valores tenemos:

$$d_i = \sqrt{\frac{4 * 320,12 \text{ Kg / hr}}{45,90 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * \pi * 15 \frac{\text{m}}{\text{s}} * \frac{3.600 \text{ seg}}{1 \text{ hr}}}}$$

Por lo tanto:

$$d_i = 0,012824 \text{ m} = 12,82 \text{ mm} = \frac{1}{2}''$$

Dimensionamiento de la tubería de Líquido.

Utilizando la ecuación de la continuidad, y con los siguientes datos procedemos a calcular el diámetro de la tubería de líquido:

$$\delta = 1.305,8 \frac{Kg}{m^3}$$

$$V = 0,6 \frac{m}{s}$$

$$d_i = \sqrt{\frac{4 * 320,12 \frac{Kg}{hr}}{\pi * 0,6 \frac{m}{seg} * 1.305,8 \frac{Kg}{m^3} * \frac{3.600seg}{1hr}}}$$

$$d_i = 0,01202 \text{ m} = 12,02 \text{ mm} = \frac{1}{2}''$$

Dimensionamiento de la tubería de Aspiración.

Utilizando la ecuación de la continuidad, y con los siguientes datos procedemos a calcular el diámetro de la tubería de aspiración:

$$\delta = 13,48 \frac{Kg}{m^3}$$

$$V = 12 \frac{m}{s}$$

$$d_i = \sqrt{\frac{4 * 320,12 \frac{Kg}{hr}}{\pi * 12 \frac{m}{seg} * 13,48 \frac{Kg}{m^3} * 3.600 \frac{seg}{hr}}}$$

$$d_i = 0,02645 \text{ m} = 26,45 \text{ mm} = 1''$$

Cálculo de las caídas de Presión en las Tuberías.

En lo que respecta al diseño de las tuberías este juega un papel un importante por lo tanto, habrá que limitarla.

La caída de presión en cada tubería se la obtiene a partir de la siguiente fórmula:

$$\Delta P = h_{lim} * \delta \quad (9.3)$$

Donde:

ΔP : Caída de Presión a lo largo de la tubería.

h_{lim} : Pérdidas por fricción en la tubería.

δ : Densidad del refrigerante.

Las pérdidas por fricción en la tubería se obtienen a partir de la siguiente fórmula:

$$h_{DM} = \frac{f * l_e * V^2}{d_i * 2g} \quad (9.4)$$

Donde:

- f : Coeficiente de rozamiento.
- l_e : Longitud equivalente de la tubería.
- d_i : Diámetro de la tubería.
- V : Velocidad del Refrigerante.
- g : Aceleración de la Gravedad

El coeficiente de rozamiento (f), se lo obtiene a partir del Diagrama de Moody (figura 9.1), al interpolar el número de Reynolds y el valor de la rugosidad relativa de la tubería, usando el diámetro interior de la tubería y el tipo de material.

Cálculo de la Caída de Presión en la Tubería de descarga del Compresor

Utilizando las ecuaciones antes mencionadas, y con los siguientes datos, se procede a calcular la caída de presión.

$$\begin{aligned} L_e &= 2 \text{ m} \\ D_i &= 0,0104 \text{ m} \\ V &= 20 \text{ m/s} \\ \delta &= 45,9 \text{ kg/m}^3 \\ v &= 2,07 \text{ m}^2/\text{s}^2 \end{aligned}$$

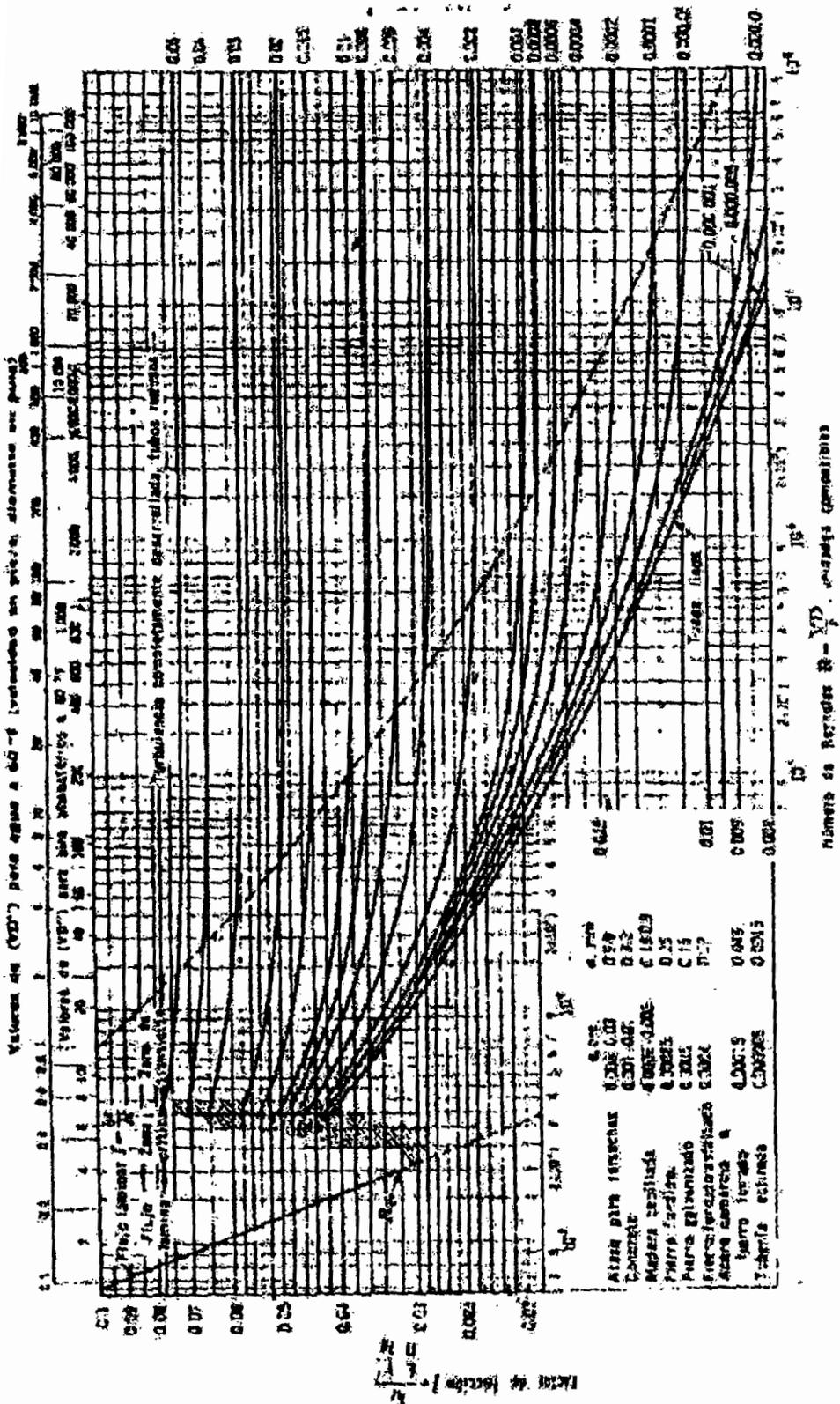


FIGURA 9.1 FACTOR DE FRICCIÓN PARA FLUJO COMPLETAMENTE DESARROLLADO EN TUBOS CIRCULARES

Número de Reynolds:

$$R_e = \frac{V * d_i}{\nu} = \frac{15 * 0,012824}{2,07 * 10^{-7}} = 9,29 * 10^5$$

$$\frac{e}{d_i} = \frac{0,0015 \text{ mm}}{12,82 \text{ mm}} = 0,0001169$$

$$f = 0,0138$$

A partir de estos resultados se calcula la caída de presión en la tubería.

$$\Delta P = \frac{0,0138 * 2 \text{ m} * \left(15 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 * 45,9 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}}{9,8 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2} * 2 * 0,01282 \text{ m} * \frac{10.000 \text{ cm}^2}{1 \text{ m}^2}} = 0,1134 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\Delta P = 0,1134 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \approx 1,61 \text{ p.s.i.}$$

De acuerdo al Curso de Refrigeración del Ing. Angel Vargas Z., la caída de presión en la tubería de descarga debe limitarse hasta 0,15 Kg/cm², por lo tanto, se comprueba que la Caída de Presión no excede al valor antes mencionado.

Cálculo de la Caída de Presión en la Tubería de Líquido.

Utilizando las ecuaciones antes mencionadas, y con los siguientes datos, se procede a calcular la caída de presión.

$$\begin{aligned}
 L_e &= 10 \text{ m} \\
 D_i &= 0,01202 \text{ m} \\
 V &= 0,6 \text{ m/s} \\
 \delta &= 1.305,8 \text{ kg/m}^3 \\
 \nu &= 1,73 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}^2
 \end{aligned}$$

Número de Reynolds

$$R_e = \frac{V * d_i}{\nu} = \frac{0,6 * 0,01202}{1,73 \times 10^{-7}} = 41.687,86$$

$$\frac{e}{d_i} = \frac{0,0015 \text{ mm}}{12,02 \text{ mm}} = 0,000125$$

$$f = 0,022$$

A partir de estos resultados se calcula la caída de presión en la tubería.

$$\Delta P = \frac{0,022 * 10 \text{ m} * \left(0,6 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 * 1.305,8 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}}{9,8 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2} * 2 * 0,01202 \text{ m} * \frac{10.000 \text{ cm}^2}{1 \text{ m}^2}} = 0,045 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\Delta P = 0,045 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \approx 0,62 \text{ p.s.i.}$$

De acuerdo al Curso de Refrigeración del Ing. Angel Vargas Z., la caída de presión en la tubería de líquido debe limitarse hasta 0,28 Kg/cm², por lo tanto, se comprueba que la Caída de Presión no excede al valor antes mencionado

Cálculo de la caída de Presión en la Tubería de Aspiración.

Utilizando las ecuaciones antes mencionadas, y con los siguientes datos, se procede a calcular la caída de presión.

$$\begin{aligned}
 L_e &= 20 \text{ m} \\
 d_i &= 0,02645 \text{ m} \\
 V &= 14 \text{ m/s} \\
 \delta &= 13,48 \text{ kg/m}^3 \\
 \nu &= 8,9 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}^2
 \end{aligned}$$

Número de Reynolds

$$R_e = \frac{V * d_i}{\nu} = \frac{12 * 0,02645}{8,9 \times 10^{-7}} = 356.629,21$$

$$\frac{e}{d_i} = \frac{0,0015 \text{ mm}}{26,45 \text{ mm}} = 0,0000567$$

$$f = 0,015$$

A partir de estos resultados se calcula la caída de presión en la tubería.

$$\Delta P = \frac{0,015 * 20m * \left(14 \frac{m}{s}\right)^2 * 13,48 \frac{Kg}{m^3}}{9,8 \frac{m}{seg^2} * 2 * 0,02645m * \frac{10.000cm^2}{1m^2}} = 0,15 \frac{Kg}{cm^2}$$

$$\Delta P = 0,15 \frac{Kg}{cm^2} \approx 2.18 \text{ p.s.i.}$$

De acuerdo al Curso de Refrigeración del Ing. Angel Vargas Z., la caída de presión en la tubería de líquido debe limitarse hasta 0,21 Kg/cm², por lo tanto, se comprueba que la Caída de Presión no excede al valor antes mencionado.

Aislamiento de la Tubería.

Es importante el uso del aislamiento de tuberías en las tuberías de líquido y de aspiración, ya que de esta forma se evita las pérdidas de energía del refrigerante por transferencia de calor al medio ambiente.

En los sistemas que trabajan con frío, suele existir el problema de que el vapor de agua que existe en el ambiente se condense, e inclusive se congele en el caso de las tuberías de succión que operan a temperaturas inferiores a 0 °C. Por lo tanto el aislamiento además de evitar pérdidas energéticas, sirve para evitar problemas

de humedad o de hielo que se deposita sobre la superficie exterior de la tubería.

Para nuestro proyecto, el material aislante será fibra de vidrio con revestimiento de aluminio para evitar la condensación en la tubería.

Para el cálculo del espesor del aislamiento se utilizará la siguiente fórmula:

$$E_s = K * R_s * \frac{(T_h - DP)}{(DP - T_a)} \quad (9.5)$$

Donde:

- K : Conductividad térmica del material aislante; determinado a la temperatura media, en [W.mm/m².°C]. (figura 9.2).
- R : Resistencia térmica de la Superficie.
- T_h: Temperatura de la superficie fría, por lo general la temperatura de operación (temperatura de la superficie caliente en aplicaciones térmicas) (°C).
- T_a: Temperatura ambiente (°C).
- E_s : Espesor equivalente del aislamiento del tubo en (mm).

Una vez calculado el espesor equivalente de aislamiento, calculamos el espesor real requerido, según la figura 9.3 para el diámetro nominal utilizado.

Cálculo del espesor mínimo de Aislamiento para la Tubería de Líquido

Haciendo uso de los siguiente datos tenemos:

$$T_h = 30 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_a = 27 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$DP = 23 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$K = a T_m = (30+23)/2 ; 31 \text{ W.mm/m}^2.\text{C (figura 9.2)}$$

$$R = \text{para el aluminio a } (T_a - DP); 0,158 \text{ m}^2.\text{ }^\circ\text{C/W. (TABLA 12)}$$

Resolviendo:

$$E_s = 31 \frac{\text{W.mm}}{\text{m}^2.\text{C}} * 0,158 \frac{\text{m}^2.\text{C}}{\text{W}} * \frac{30 - 23}{23 - 27} = 8,57 \text{ mm}$$

De la figura 9.3, encontramos que el espesor equivalente es igual al espesor real.

Cálculo del espesor mínimo de Aislamiento para la Tubería de Aspiración.

El mismo procedimiento utilizado en el cálculo del espesor de la tubería de líquido, lo usaremos para la tubería de aspiración.

Utilizando los siguientes datos:

$$T_h = -10 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_a = 27 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$DP = 23 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$K = a T_m = (30+23)/2 ; 31 \text{ W.mm/m}^2.\text{C}$$

$$R = \text{para el aluminio a } (T_a - DP); 0,158 \text{ m}^2. \text{ }^\circ\text{C/W.}$$

Resolviendo:

$$E_s = 31 \frac{\text{W.mm}}{\text{m}^2.\text{C}} * 0,158 \frac{\text{m}^2.\text{C}}{\text{W}} * \frac{-10 - 23}{23 - 27} = 40,41 \text{ mm}$$

De la figura 9.3 encontramos que el espesor equivalente es aproximadamente igual al espesor real

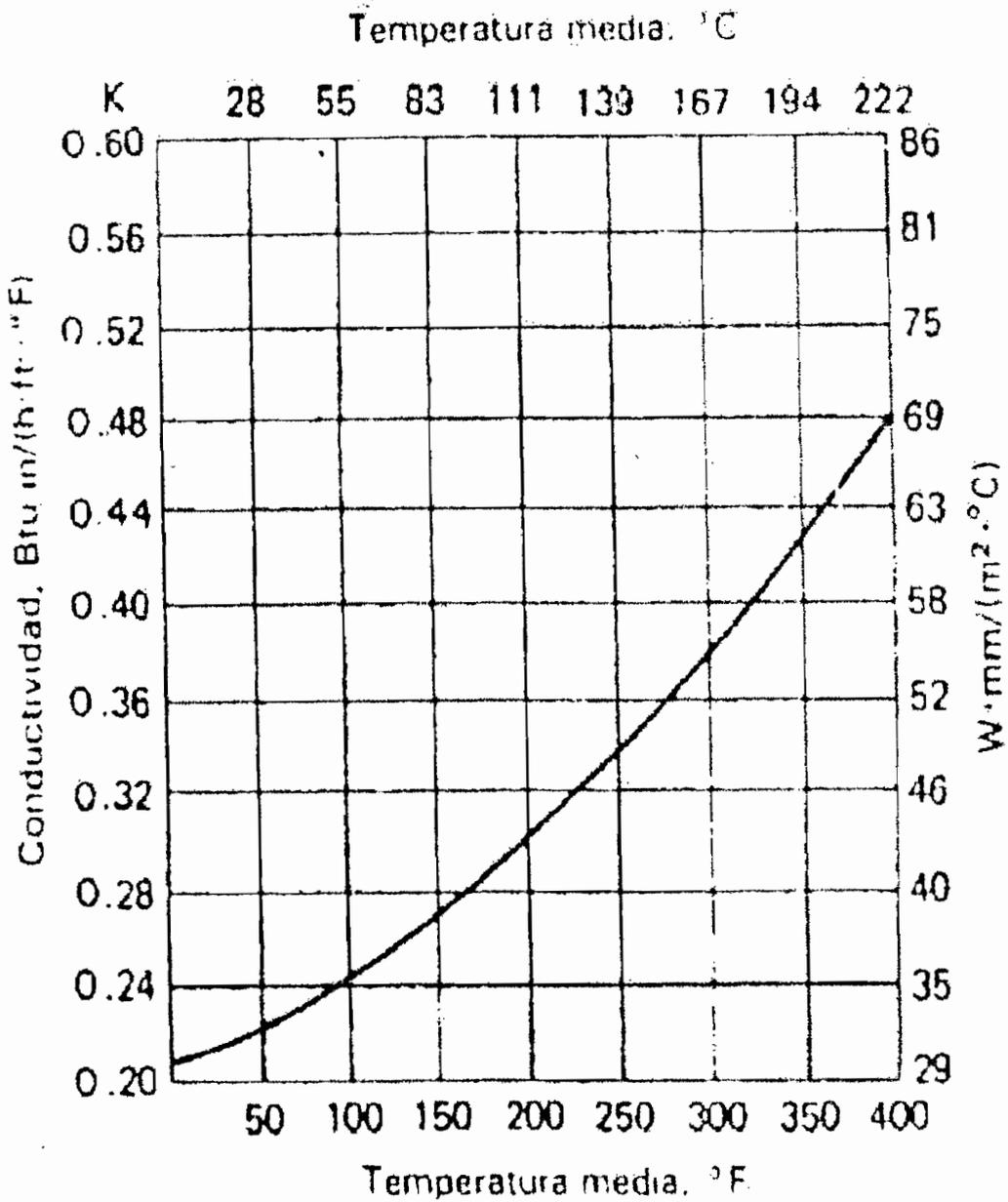


FIGURA 9.2. CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL AISLAMIENTO DE FIBRA DE VIDRIO

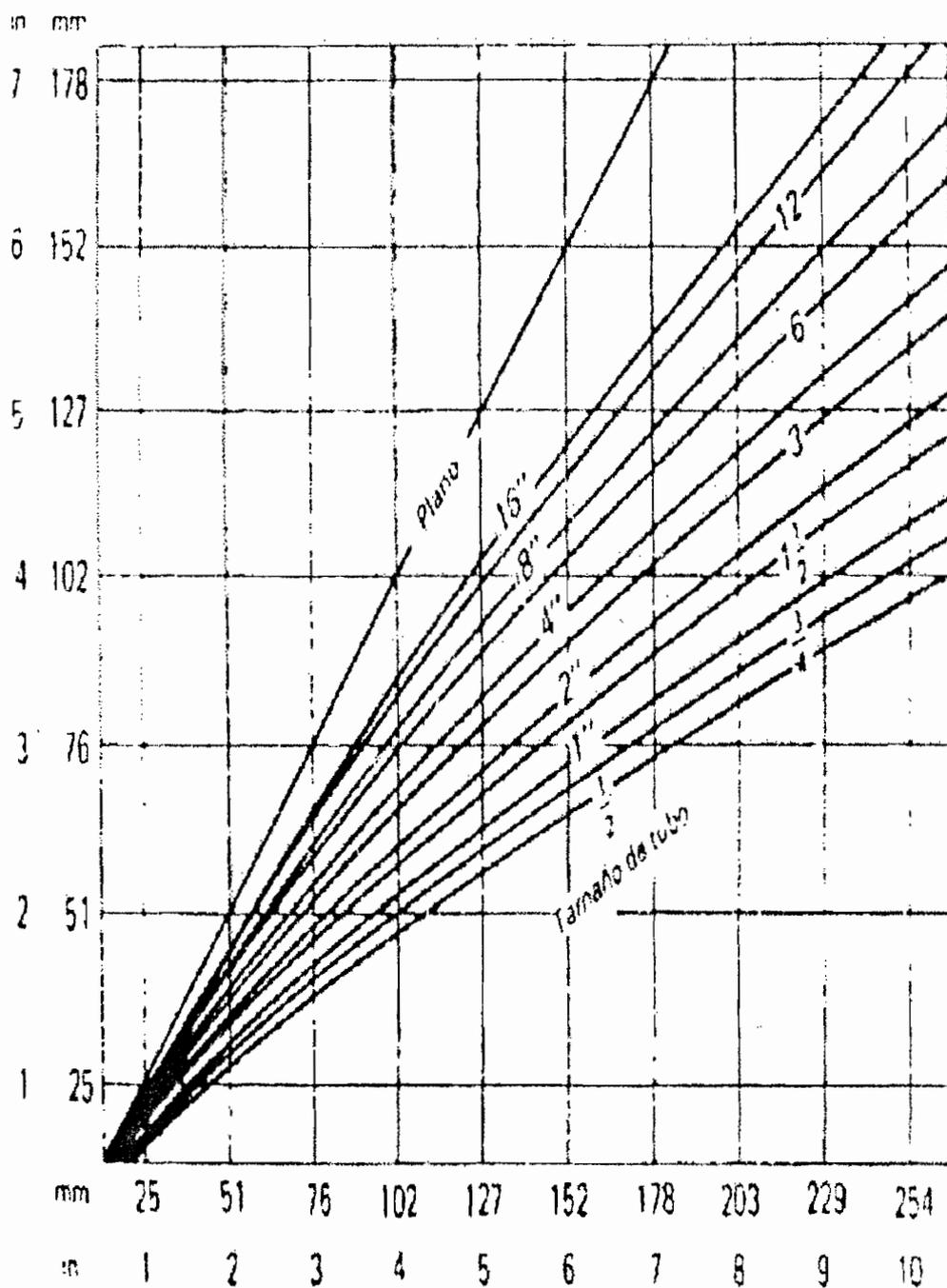


FIGURA 9.3. GRÁFICA DE ESPESOR EQUIVALENTE DE AISLAMIENTO

Tabla XII

VALORES DE RESISTENCIA DE SUPERFICIE (12)

 R_s [$M^2 \text{ } ^\circ C/W$]

Ta – DP	Aluminio
5	0,158
14	0,155
28	0,151
42	0,147
55	0,140

9.2 Selección de los Dispositivos de Control Automático.

Estos aparatos constituyen una de las partes fundamentales de toda instalación frigorífica, ya que del funcionamiento de la misma, dependerá el rendimiento o factor de performance de la instalación.

Los objetivos principales del uso de los aparatos de control automático son:

- Mantener las condiciones de operación acorde a los niveles deseados.
- Suministrar al evaporador la suficiente cantidad de líquido refrigerante.
- Mantener las presiones de evaporación y condensación, así como las temperaturas de las mismas, dentro de los límites deseados.
- Evitar daños materiales en las instalaciones frigoríficas.

En los sistemas de control automático existen varios tipos de variables las cuales se tienen que regular, entre estas tenemos:

- a) **Variables externas:** Son aquella que caracterizan al medio donde se va a introducir el producto.

➤ Temperatura del Agua de mar.

b) Variables internas: Que caracterizan el funcionamiento termodinámico de la máquina frigorífica.

➤ Temperatura o presión de evaporación del refrigerante

➤ Estado del fluido a la salida del evaporador.

➤ Temperatura o presión de Condensación.

➤ Temperatura y presión del fluido a la aspiración del compresor.

Entonces los principales equipos de control que tendrá nuestra instalación frigorífica serán: Presostatos, Válvulas de expansión y Válvulas de presión constante.

Presostatos

Presostato de Alta Presión.

Este es un dispositivo de protección que para el compresor cuando la presión de condensación es alta. El presostato de alta presión evitará que se eleve la presión por encima del punto crítico.

Este dispositivo ira ubicado a la salida del compresor.

Las características principales del presostato de alta presión seleccionado serán:

Marca: Danfoss

Modelo: KP 5

Temperatura ambiente permisible: - 40 a 65 °C

Presión de prueba máxima permisible: 33 atm.

Conexión: ¼ in.x 6mm

Presostato de Baja Presión.

También es un dispositivo que protege al compresor contra una excesiva disminución de la presión de aspiración, lo cual ocasiona que el compresor trabaje en vacío y succione el aceite del cárter del compresor. Este problema suele ocurrir con una parada fortuita en la alimentación de los evaporadores o por obstrucción del filtro.

El presostato de baja presión estará ubicado en la tubería de aspiración del compresor.

Las características del presostato de baja presión seleccionado serán:

Marca: Danfoss

Modelo: KP 1

Temperatura ambiente permisible: - 40 a 65 °C

Presión de prueba máxima permisible: 33 atm

Conexión: ¼ in x 6 mm.

Presostato de Aceite.

Tiene como objetivo el desconectar el compresor, cuando la diferencia entre la presión de aceite y la presión del refrigerante en el cárter, es menor a la presión de trabajo del sistema.

Las características del presostato de aceite seleccionado son:

Marca: Danfoss.

Modelo: MP 55

Rango de Presión: 0,3 – 4,5 atm

Temperatura máxima permisible: -40 a 60 °C

Válvula de Expansión.

Las válvulas de expansión son dispositivos que expanden isentálpicamente el refrigerante reduciendo su presión.

En la instalación se utilizarán válvulas termostáticas. Esta válvula sirve para regular el flujo del refrigerante a través del evaporador y el recalentamiento del refrigerante que sale del evaporador. Esta válvula esta ubicada en la tubería de líquido, lo más cercano posible del evaporador.

Las características de la válvula de expansión serán:

Marca: Danfoss

Modelo: TEF 2 - 1.0

Kcal/hr: 2.166,67

Nr: 68-2006

Válvula a Presión Constante.

Es un dispositivo automático que controla que la presión de evaporación no descienda más debajo de un cierto valor así varíe la

presión en la tubería de aspiración del compresor. Estas van ubicadas después del evaporador.

Las características de la válvula a presión constante seleccionada serán:

Marca: Danfoss

Tipo: KVP 22

Diámetro interior: 22 mm. (7/8")

Presión máxima admisible: 5 atm

Temperatura máxima admisible: 60 °C.

9.3 Selección de Dispositivos Anexos.

Entre los dispositivos anexos que tendrá la planta frigorífica están:

- Separador de Aceite.
- Intercambiador de Calor líquido – vapor.
- Visor de Líquido.
- Deshidratador
- Filtro.
- Botella de Líquido.
- Válvulas de paso

Separador de Aceite.

El objetivo principal del separador de aceite es evitar que el aceite circule por todo el circuito de refrigeración, y por lo tanto su trabajo es separarlo del refrigerante justo a la salida del compresor, para luego regresarlo al cárter del compresor.

La separación de aceite se realiza por:

- Cambio brusco de dirección
- Reducción brusca de la velocidad
- Choque sobre las paredes

Las características del separador de aceite seleccionado son:

Marca: Danfoss

Modelo: OUB 1

Presión máxima de operación: 22 atm

Intercambiador de Calor Líquido – Vapor.

El intercambiador va ubicado de tal forma que conecta por un lado el líquido refrigerante proveniente del condensador y por otro lado el vapor refrigerante proveniente del evaporador, circulando en contracorriente sin mezclarse el uno con el otro.

Sus objetivos principales son:

- **Subenfriar** el líquido refrigerante proveniente del condensador, asegurando un excelente funcionamiento de la válvula de expansión.
- **Recalentar** el vapor del refrigerante antes de su ingreso al compresor, con el objetivo de evitar, golpes de líquido refrigerante en la compresión.

El intercambiador de calor líquido – vapor seleccionado tiene las siguientes características:

Marca: Danfoss

Modelo: HE - 4

Máxima presión permisible: 28 atm.

Deshidratador.

Se lo usa para eliminar la humedad que pueda contener el refrigerante. El deshidratador estará ubicado en la línea de líquido después de la botella de líquido. Las características del deshidratador seleccionado son:

Marca: Danfoss

Modelo: DX 304

Máxima presión de pruebas: 22 atm

Conexión: ½ in.

Visor de Líquido.

El visor de líquido está provisto de un indicador de tinte que indica el grado de humedad que existe en el refrigerante, además podemos observar si falta refrigerante en la válvula de expansión.

La ubicación del visor de líquido es después del deshidratador y antes de la válvula de expansión.

Las características del visor de líquido seleccionado son:

Marca: Danfoss

Modelo: SGI 12s

Máxima presión de prueba: 26,65 atm

Color verde: Seco

Color amarillo: Humedad

Botella de Líquido.

La botella de líquido es usada con el fin de acumular o recibir el refrigerante que se ha licuado en el condensador y para controlar la cantidad de refrigerante que hay en el sistema.

Estas son botellas de acero sin costuras con mirillas o niveles para controlar la cantidad de refrigerante líquido que se encuentra en la botella.

Filtro.

En nuestra instalación se utilizará dos filtros, uno en la línea de líquido, después del deshidratador y poco antes de la válvula de expansión, el otro ubicado antes del compresor, para de esta forma evitar y proteger de suciedad tanto a la válvula de expansión y al compresor respectivamente.

Los filtros seleccionados tendrán las siguientes características:

Marca: Danfoss

Modelo: DCR

Máxima presión de prueba: 28 atm.

Cantidad: 2

Válvulas de Paso.

Las válvulas de paso se utilizan para impedir la circulación del fluido refrigerante. Se colocan dos válvulas entre el filtro, para que en caso de limpieza del mismo, no se pierda el refrigerante de la instalación.

Estas válvulas también serán instaladas, antes de las válvulas de expansión, para impedir el paso del refrigerante hacia el evaporador de las tinas de almacenamiento cuando estas no sean utilizadas.

Las válvulas seleccionados tendrán las siguientes características:

Marca: Danfoss

Modelo: BML 12

Máxima presión de operación. 21,5 atm.

Rango de temperatura: -55 a 100 °C

Cantidad: 14

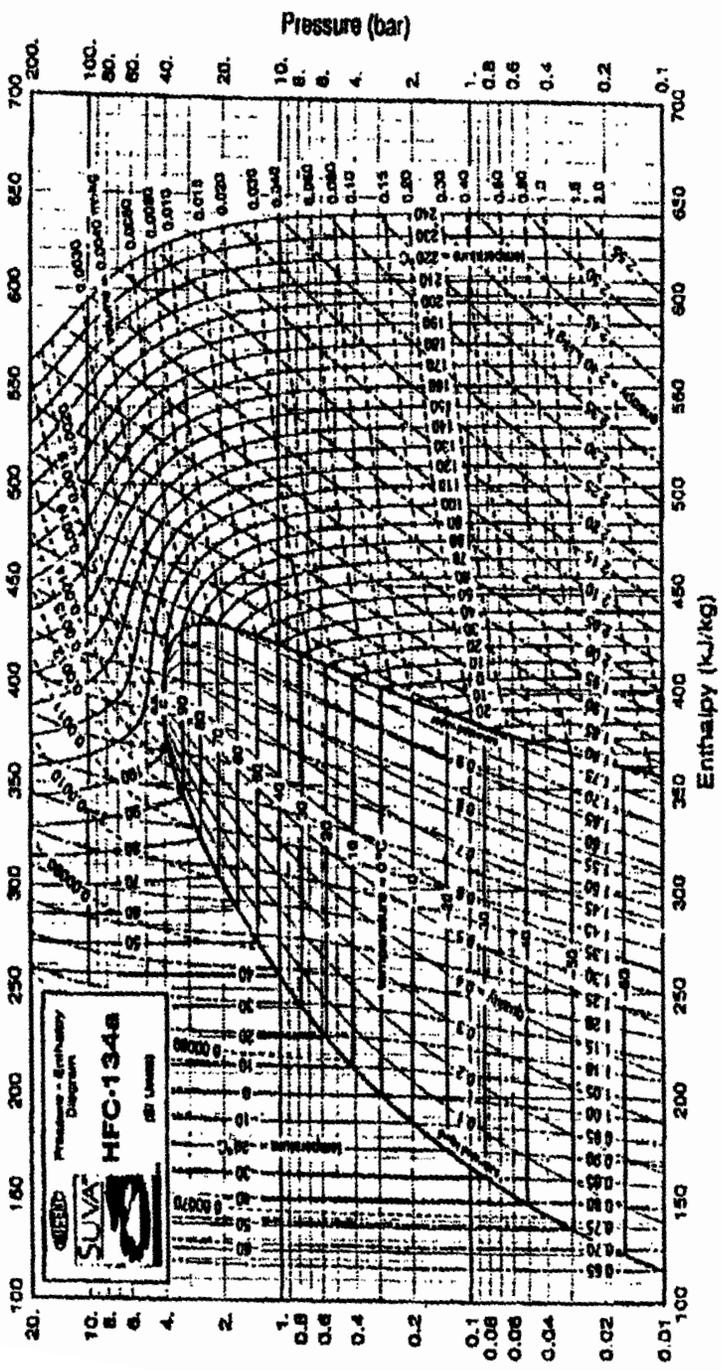


FIGURA 9.4. DIAGRAMA PRESIÓN - ENTALPÍA PARA EL REFRIGERANTE R-134a

pc = 40.670 bar abs Tc = 101.100 °C

T	p	v'	v''	m'	m''	h'	h''	s'	s''	Ev	α'	α''
100	39.7424	*1.8443	*3.4882	647.841	209.332	388.398	424.439	89.0403	1.48873	1.85528		
99	38.1983	*1.4031	*3.0899	711.882	270.880	369.784	429.343	65.8787	1.48233	1.85923		
98	36.6444	*1.3277	*2.8432	782.178	283.888	364.817	428.227	71.8998	1.48821	1.86317		
94	35.1995	*1.3228	*4.3136	785.857	237.328	349.980	427.959	77.0730	1.45711	1.88703		
92	32.7678	*1.3200	*6.0000	812.888	222.224	348.888	427.788	82.1997	1.44598	1.91070		
90	32.4247	*1.1848	*6.3013	838.825	208.278	341.287	428.402	87.0457	1.43442	1.93412		
88	31.1281	*1.1880	*6.5188	868.282	193.438	337.293	428.884	91.8418	1.42281	1.95728		
86	29.8938	*1.1290	*6.4484	877.842	183.808	322.292	429.282	88.8103	1.41281	1.98014		
84	28.6481	*1.1180	*6.1888	888.888	172.888	328.342	429.512	100.120	1.40228	1.99775		
82	27.4931	*1.0882	*6.1887	872.887	182.889	328.812	429.880	104.138	1.39188	1.93111		
80	26.3541	*1.0788	*6.3248	828.837	193.282	321.788	429.887	107.931	1.38182	1.97728		
78	25.2208	*1.0788	*6.8187	843.844	144.878	318.887	428.870	111.883	1.37148	1.98828		
76	24.1181	*1.0487	*7.2887	858.887	138.888	314.438	428.488	118.049	1.36148	1.93038		
74	23.1227	*1.0288	*7.7888	871.721	128.834	310.888	428.288	118.401	1.35158	1.93151		
72	22.1828	*1.0188	*8.2888	884.784	121.888	307.261	428.279	121.828	1.34182	1.94023		
70	21.1738	*1.0188	*8.7178	897.787	118.227	302.882	428.222	124.743	1.33184	1.94828		
68	20.2587	*0.9987	*9.1788	1008.27	108.288	300.488	428.211	127.785	1.32218	1.95688		
66	19.3311	*0.9784	*9.6887	1021.88	102.188	297.078	427.744	130.883	1.31242	1.96778		
64	18.4822	*0.9887	*10.243	1032.32	87.8288	293.728	427.227	133.488	1.30288	1.98873		
62	17.6323	*0.9888	*10.812	1043.28	82.4131	290.437	428.884	136.327	1.29328	1.97988		
60	16.8124	*0.9688	*11.438	1053.88	87.4878	287.121	429.888	138.888	1.28388	1.97088		
58	16.0278	*0.9288	*12.073	1064.28	82.8284	283.288	429.414	141.478	1.27417	1.97128		
56	15.2788	*0.9288	*12.787	1074.38	78.4188	280.738	428.734	143.888	1.26488	1.97218		
54	14.5818	*0.9288	*13.471	1084.28	74.2282	277.887	428.014	146.483	1.25523	1.97388		
52	13.9310	*0.8122	*14.231	1093.84	70.2714	274.438	427.274	148.848	1.24578	1.97538		
50	13.3183	*0.9684	*15.038	1103.24	66.8888	271.211	427.888	151.188	1.23627	1.97623		
48	12.7388	*0.9688	*15.888	1112.48	62.8387	268.222	427.887	153.474	1.22687	1.97688		
46	12.1898	*0.9817	*16.788	1121.47	58.8424	265.188	428.888	155.718	1.21758	1.97847		
44	11.6681	*0.9847	*17.747	1130.32	54.8178	262.128	429.811	158.887	1.20848	1.97988		
42	11.1782	*0.9788	*18.778	1139.08	52.2808	259.104	429.143	160.078	1.19981	1.98083		
40	10.7188	*0.8714	*19.887	1147.33	50.2248	256.118	418.248	162.328	1.19044	1.97728		
38	9.8377	*0.9851	*21.038	1158.91	47.8888	253.128	417.222	164.188	1.18088	1.97828		
36	9.1888	*0.9880	*22.281	1164.18	44.8224	250.184	418.387	164.888	1.17088	1.97938		
34	8.63171	*0.8388	*23.678	1172.27	42.4121	247.281	415.444	168.184	1.16138	1.98038		
32	8.15281	*0.8472	*24.988	1180.28	40.0228	244.338	414.478	170.138	1.15182	1.97947		
30	7.70881	*0.8417	*26.488	1188.18	37.7818	241.443	413.488	172.088	1.14232	1.97808		
28	7.28148	*0.8282	*28.088	1198.88	34.8888	238.888	413.488	173.824	1.13282	1.97818		
26	6.88388	*0.8288	*29.812	1202.84	32.8334	236.787	411.478	178.788	1.12271	1.97127		
24	6.53882	*0.8287	*31.888	1211.09	31.8378	232.888	410.448	177.881	1.11428	1.97188		
22	6.24881	*0.8288	*34.088	1218.88	28.7878	230.048	408.484	178.284	1.10488	1.97288		
20	6.01881	*0.8187	*36.388	1228.81	27.0494	227.231	408.348	181.118	1.09541	1.97324		
18	5.78778	*0.8188	*38.888	1232.18	24.2888	224.438	407.282	182.843	1.08593	1.97283		
16	5.61188	*0.8087	*40.831	1240.37	24.0722	221.883	408.284	184.842	1.07647	1.97488		
14	4.72994	*0.8018	*43.188	1247.47	22.1851	218.882	405.118	188.213	1.06818	1.97547		
12	4.42844	*0.7871	*46.048	1254.88	21.7158	218.188	404.818	187.888	1.05747	1.97827		
10	4.14548	*0.7877	*48.141	1261.94	20.8488	215.438	403.888	189.488	1.04788	1.97171		
8	3.87884	*0.7884	*52.484	1268.34	18.8828	218.711	401.787	191.818	1.03828	1.97801		
6	3.61888	*0.7842	*54.181	1278.18	17.8288	208.811	400.884	187.847	1.02881	1.97881		
4	3.78848	*0.7881	*58.821	1281.88	16.8888	208.228	398.821	184.188	1.01824	1.97981		
2	3.48828	*0.7788	*64.274	1288.88	16.8888	202.888	398.278	185.718	1.00882	1.97882		
0	3.28822	*0.7721	*68.883	1298.28	14.6183	208.000	387.228	191.228	1.00000	1.97283		
-2	3.22888	*0.7882	*72.818	1301.78	12.6288	187.388	398.888	198.788	0.98828	1.97317		
-4	3.21328	*0.7844	*78.387	1308.27	12.8888	184.732	394.888	200.188	0.98088	1.97428		
-6	3.24888	*0.7888	*88.383	1314.72	11.7182	182.128	392.712	201.881	0.97101	1.97541		
-8	3.78888	*0.7888	*91.888	1321.11	10.8888	188.823	392.528	202.088	0.96128	1.97682		
-10	3.88132	*0.7833	*98.888	1327.48	10.1028	188.848	381.338	204.387	0.95157	1.97828		
-12	3.88287	*0.7488	*108.788	1332.78	9.38884	184.378	380.141	208.788	0.94181	1.97878		
-14	3.78888	*0.7483	*118.23	1340.88	8.87887	181.818	388.838	201.118	0.93204	1.97328		
-16	3.74844	*0.7428	*124.72	1348.88	8.01883	178.288	387.228	208.448	0.92274	1.97288		
-18	3.48878	*0.7388	*138.82	1382.38	7.48888	178.788	388.814	208.788	0.91242	1.97437		
-20	3.38887	*0.7381	*148.81	1394.47	6.82881	174.248	388.218	211.048	0.90288	1.97428		
-22	3.21824	*0.7328	*158.88	1384.84	6.28887	171.782	384.078	212.318	0.89273	1.97811		
-24	3.11883	*0.7288	*172.83	1370.87	5.78824	168.223	382.841	213.888	0.88288	1.97873		
-26	3.01888	*0.7288	*188.17	1378.88	5.31437	168.888	381.887	214.788	0.87284	1.97428		
-28	3.03843	*0.7222	*208.18	1382.81	4.87888	164.258	380.388	218.018	0.86302	1.97418		
-30	3.84728	*0.7202	*224.08	1388.42	4.48284	161.225	378.112	217.202	0.85307	1.97438		
-32	3.77027	*0.7172	*248.11	1394.38	4.07878	158.888	377.887	218.378	0.84311	1.97887		
-34	3.88888	*0.7142	*288.88	1400.14	3.72288	157.102	376.823	218.538	0.83312	1.97808		
-36	3.83818	*0.7112	*304.78	1408.88	3.38278	164.718	378.281	220.888	0.82311	1.97381		
-38	3.87228	*0.7084	*324.08	1411.73	3.08881	162.342	374.127	221.784	0.81388	1.98828		
-40	3.81841	*0.7088	*358.88	1417.47	2.88178	148.888	372.818	222.884	0.80384	1.97801		
-42	3.88888	*0.7028	*388.88	1422.18	2.63881	147.848	371.518	223.888	0.79287	1.97888		
-44	3.41774	*0.6888	*438.15	1428.87	2.28848	148.218	370.218	223.888	0.78288	1.98888		
-46	3.34811	*0.6871	*482.28	1434.82	2.07288	143.018	368.887	226.672	0.77277	1.98888		
-48	3.35811	*0.6844	*528.48	1440.18	1.88742	148.718	367.822	227.127	0.76284	1.97133		
-50	3.28888	*0.6817	*588.28	1448.18	1.67888	138.438	368.558	228.121	0.75248	1.97418		
-52	3.28871	*0.6888	*684.12	1451.32	1.48872	128.178	368.284	228.117	0.74232	1.97838		
-54	3.23848	*0.6884	*742.88	1468.88	1.24788	123.238	364.888	230.888	0.73212	1.98888		
-56	3.28888	*0.6828	*821.12	1462.28	1.20218	121.788	362.783	231.887	0.72181	1.98888		
-58	3.18812	*0.6813	*833.11	1487.87	1.07188	128.488	361.488	232.012	0.71181	1.98888		
-60	3.18317	*0.6787	*1.05008	1473.34	0.98228	127.288	360.224	232.847	0.70142	1.94228		

FIGURA 9.5. PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL REFRIGERANTE R-134a

Capítulo 10

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Se pueden mencionar las siguientes conclusiones:

1. La flota camaronera se mantiene vigente.
2. La captura del camarón marino en el ámbito industrial, se ha mantenido vigente a pesar de la gran producción que existe en las granjas de cultivo
3. El camarón marino es apetecible por tamaño, calidad y tiene mayor precio.
4. Con el diseño propuesto se obtiene:
 - a) Mayor coeficiente de rendimiento.
 - b) Mayor producción frigorífica volumétrica.
 - c) Compresor de menor capacidad.

d) Menor caudal másico, por lo tanto, ahorro en el costo del refrigerante.

e) Condensador de menor capacidad.

5. La construcción de esta instalación frigorífica a bordo traería incidencias sociales y económicas ventajosas como:

a) El pescador industrial, prolongará su actividad pesquera (autonomía), sabiendo que su producto llegara al puerto en buenas condiciones.

b) El consumidor, en este caso las empacadoras, podran recibir el producto en buen estado y de buena calidad, para posteriormente ser exportado.

6. La elección del refrigerante HFC – 134a, como fluido operante del sistema recayó sobre éste, ya que presenta las propiedades más idóneas de funcionamiento, además de presentar características que ayudan a la conservación del medio ambiente, siendo la más importante el hecho de estar ligado con el desarrollo de la tecnología.

7. La selección de los equipos de control automático, así como los componentes de la instalación frigorífica (compresor, intercambiador de

calor y condensador) se lo hizo tomando como base el refrigerante R – 12, ya que el mismo presenta propiedades similares a los del refrigerante HFC –134a

RECOMENDACIONES

Como la construcción de esta instalación frigorífica ya existe se deberían tener presente las siguientes recomendaciones.

- 1. Utilizar un intercambiador de calor a bordo, el cual recalienta y sub - enfría el refrigerante, ya que éste dispositivo, incrementa notablemente la eficiencia térmica de la instalación, en comparación con las actuales instalaciones que no poseen este equipo.**
- 2. Utilizar aislamientos en las tuberías de succión y descarga, para evitar pérdidas de energía al ambiente y como un factor de seguridad para los miembros de la tripulación ya que las actuales instalaciones no poseen.**
- 3. Antes de poner en marcha la planta se deberán chequear los instrumentos y probar la instalación frigorífica.**

4. Para que el producto llegue al puerto en las mejores condiciones, es necesario que la temperatura del agua de mar llegue hasta -2°C , ya que a una temperatura menor, el agua se congela en el interior del camarón, lo que produce la formación de cristales, los cuales cortan los tejidos del camarón y dañan la textura del mismo.

APENDICES

TABLA I

ESPECIES DE CAMARONES CAPTURADOS POR LA FLOTA ARRASTRERA (1)

Nombre Científico	Nombre Local	Hábitat Bentónico Plataforma	Talla Media (cm)	Profundidad (m)	Utilización
<i>Penaeus Vannamei</i>	Camarón blanco	Fondo fangoso arenoso	25	5 - 72	Fresco congelado
<i>Penaeus Stylirostris</i>	Camarón blanco	Fondo fangoso arenoso	23	5 - 30	Fresco congelado
<i>Penaeus Occidentalis</i>	Camarón blanco	Fondo fangoso arenoso	24	2 - 27	Fresco congelado
<i>Penaeus Californuensis</i>	Camarón café	Fondo fangoso arenoso	18	2 - 180	Fresco congelado
<i>Penaeus Brevisrostris</i>	Camarón rojo	Fondo fangoso arenoso	12 - 15	21 - 183	Fresco congelado
<i>Protrachypene precipua</i>	Camarón pomada	Fondo blando estuario	8 - 9	5 - 10	Fresco congelado - Seco
<i>Xiphopenaeus riveti</i>	Camarón titi	Fondo arenoso estuario	8 - 9	5 - 10	Fresco congelado
<i>Trachypenaeus byrdi</i>	Camarón cebra	Fondo blando estuario	18	5 - 10	Fresco congelado - Seco

Fuente: Instituto Nacional de Pesca (INP)

TABLA II

CAPTURA TOTAL, BARCOS ACTIVOS Y REGISTRADOS (1988 – 1997) (2)

AÑO	CAPTURA (Ton)	BARCOS	
		REGISTRADOS	ACTIVOS
1988	1191	249	249
1989	1186	270	260
1990	993	286	247
1991	914	243	155
1992	956	298	197
1993	362	244	278
1994	291	299	277
1995	391	288	169
1996	449	301	140
1997	1120	301	135

Fuente: Instituto Nacional de Pesca (INP)

TABLA III

TAMAÑO Y PRECIO DEL CAMARÓN (3)

TAMAÑO	US \$	
U-7	11,50	
U-10	9,30	
U-12	9,00	Camarón de Pesca
U-15	9,00	en el mar
16-20	8,90	
21-25	7,25	
26 - 30	5,65	
31 - 35	4,20	
36 - 40	4,10	
41 - 50	3,55	Camarón de Cultivo
51 - 60	3,20	
61 - 70	3,05	
71 - 90	2,60	Camarón de Pesca y
91 - 110	2,10	Cultivo
110-UP	1,30	

Fuente: Subsecretaría de Recursos Pesqueros.

TABLA IV

PROPIEDADES DE LOS AISLAMIENTOS (4)

Aislamiento	Densidad (Kg/ m ³)	Conductividad a 0 °C k (Kcal/m.h. °C)	Permeabilidad	Combustibilidad	Resistencia Compresión (Kg/cm ²)
Corcho	150 a 200	0,035	Alta	Medio Inflamable	5
Lana de Vidrio	70	0,032	Alta	Incombustible	Nula
Lana Mineral	70	0,028	Alta	Incombustible	Nula
Poliuretano	15 a 30	0,030	Regular	Comb. Auto-exting.	0,6 a 2,5
Poliuretano	25	0,018 a 0,025	Baja	Depende calidad	1,2
PVC expandido	20 - 40	0,20	Baja	No inflamable	1,5 a 3

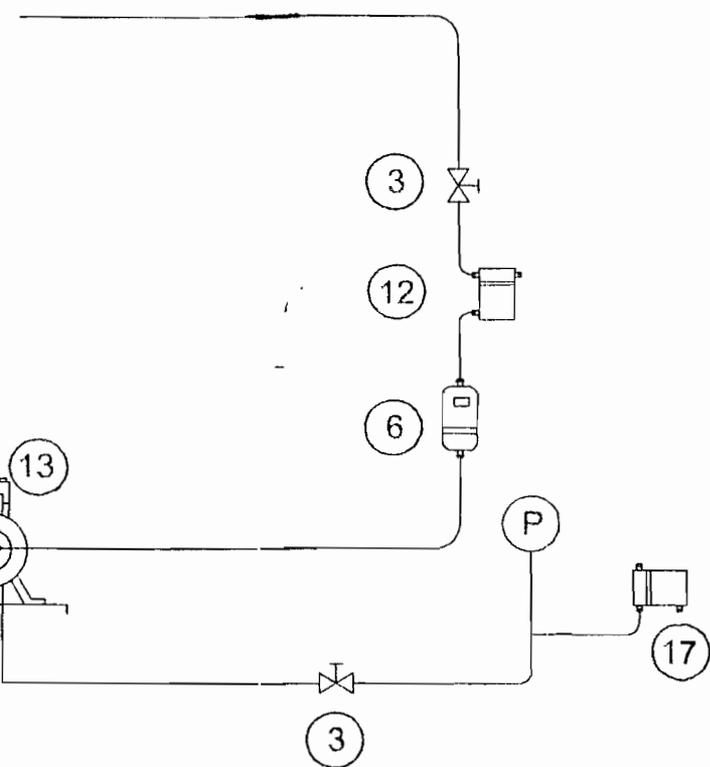
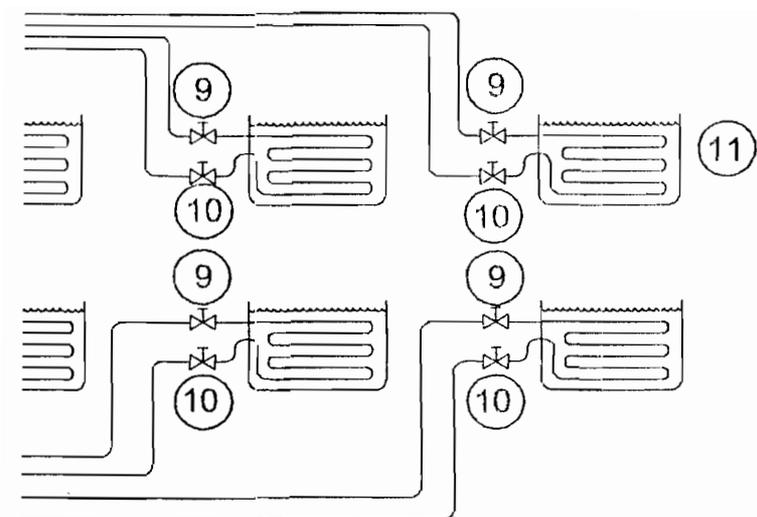
Fuente: A. Vargas "Curso de Refrigeración". Series VZ 1974.

TABLA VI

COMPARACIÓN ENTRE LAS CARACTERÍSTICAS DE LOS REFRIGERANTES R - 12 Y R - 134a (6)

DATOS		R 12	R 134 a
Fórmula Química		CCl_2F_2	CF_3CH_2F
Presión de Evaporación (kg/cm^2)		0,83	0,64
Presión de Condensación (kg/cm^2)		6,56	6,82
Temperatura Crítica ($^{\circ}C$)		111,8	101,1
Temperatura de Ebullición($^{\circ}C$)		- 29,8	- 26,1
Densidad del Vapor Saturado a $-15^{\circ}C$		10,98	8,21
Densidad del Líquido Saturado a $30^{\circ}C$		1292,7	1190,2
Calor Latente de Vaporización a $-15^{\circ}C$		37,9	49,6
Toxicidad (TLV) PPM		1000	1000

Fuente: Fic Frio SICOM (Boletín Técnico).



- 1 Condensador de agua tipo multitubular
- 2 Botella de líquido refrigerante
- 3 Válvulas de Control
- 4 Deshidratador
- 5 Visor de Líquido Refrigerante
- 6 Filtros
- 7 Intercambiador de calor líquido-vapor
- 8 Válvulas de Control de Distribución (Manifold)
- 9 Válvulas de Expansión Termostática
- 10 Válvulas de Presión Constante
- 11 Cubas o Tinas de almacenamiento
- 12 Presostato de Baja Presión
- 13 Compresor de Pistón Alternativo
- 14 Filtro Separador de Aceite
- 15 Presostato de Alta Presión
- 16 Motor Propulsor Diesel
- 17 Presostato de Aceite
- 18 Bomba de Succión de Agua de Mar (1/4 HP)

ACIÓN FRIGORÍFICA

BIBLIOGRAFIA

- 1 ALARCON CREUS JOSÉ, Tratado Práctico de Refrigeración Automática, Editorial Marcombo, Barcelona España 1.998.
- 2 CAMARA NACIONAL DE ACUICULTURA, Revista Especializada, Edición N°26, Guayaquil-Ecuador 1.998.
- 3 CORREA J. Y MENDIVEZ W., INSTITUTO NACIONAL DE PESCA (I.N.P.) La pesquería del camarón marino en el Ecuador, División de Biología y Evaluación de Recursos Pesqueros.
- 4 DU PONT, HFC-134a Properties, Uses, Storage, and Handling, Du Pont, U.S.A., 1.993, 27 págs.
- 5 DEHON SERVICE, Caracteristiques thermodynamiques du R - 134a, Dehon Service, 1.993, 20 págs.

- 6 INCROPERA DE WITT, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Editorial John Wiley and Sons, Inc., Tercera Edición.
- 7 JOHN DUFFET, Construcción, Mantenimiento y Reparación de Embarcaciones de madera.
- 8 KREIT F., Principios de Transferencia de Calor, Editorial Herrero Hermanos, Sucesores, S. A. México.
- 9 MINISTERIO DE COMERCIO EXTERIOR, INDUSTRIALIZACION Y PESCA, SUBSECRETARIA DE RECURSOS PESQUEROS, Precios mínimos referenciales para la exportación de productos pesqueros.
- 10 PITA EDWARD G., Principios y Sistemas de Refrigeración, Editorial Limusa, S. A de C. V., Grupo Noriega Editores, México D. F.
- 11 PLANK R., El empleo del frío en la industria de la alimentación, Editorial Reverte S.A. España, 1.963, págs. 249 - 253. 23 y 266.
- 12 ROSERO J., INSTITUTO NACIONAL DE PESCA (I.N.P.), Generalidades sobre las Artes y Métodos de Pesca utilizados por la Flota Pesquera Asociada y La Flota Arrastrera, II Curso de Observadores Pesqueros.

- 13 SHAMES H. IRWING, Mecánica de Fluidos, Editorial Mc. Graw - Hill, Tercera Edición.
- 14 SHARPE N., Refrigerating, Principles and Practices, Mc. Graw - Hill, New York, 1.950.
- 15 VARGAS A., Curso de Refrigeración, Series V.Z., Guayaquil, 1.986.
- 16 VARGAS A., Instalaciones Frigoríficas para Buques Pesqueros, Series V. Z. ,Guayaquil, 1.987
- 17 VARGAS A, Manual de la industria del Camarón, Series V. Z., Guayaquil, 1.987.
- 18 VARGAS A., Transporte de Carga en Buques Refrigerados, Series V. Z. Guayaquil, 1.991.