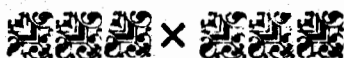


T  
621.567  
MAL



**Escuela Superior Politécnica del Litoral**  
**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la**  
**Producción**



**"Diseño de un Sistema de Enfriamiento**  
**de Agua para la Climatización de un**  
**Escuadrón de Corbetas a Instalarse en**  
**los Muelles De Basuil"**

**TESIS DE GRADO**

Previo a la Obtención del Título de:

**INGENIERO MECANICO**

Presentada por:

**José Luis Maldonado Castro**



**Guayaquil - Ecuador**

**Año - 2000**



## **AGRADECIMIENTO**

**A la Armada del Ecuador por la oportunidad dada;**

**A muchos compañeros-amigos por su ayuda desinteresada y A Walter Gamarra por la información cedida y paciencia.**

**A la ESPOL, incluido el Doctor Alfredo Barriga, por la apertura mostrada al tema.**

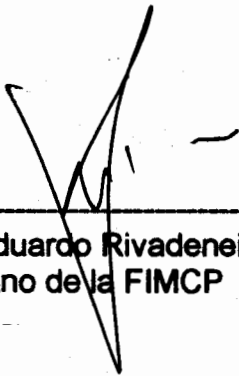
**GRACIAS.**

# **DEDICATORIA**

**AL DIOS VERDADERO**

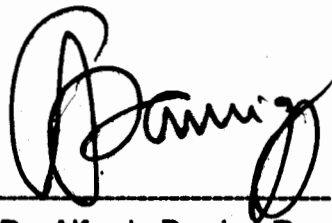
**A MI MADRE**

## TRIBUNAL DE GRADUACIÓN



---

Ing. Eduardo Rivadeneira P.  
Decano de la FIMCP



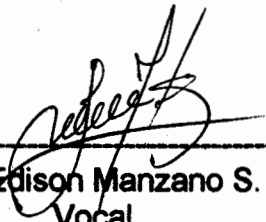
---

Dr. Alfredo Barriga R.  
Director de tesis



---

Ing. Jorge Duque R.  
Vocal



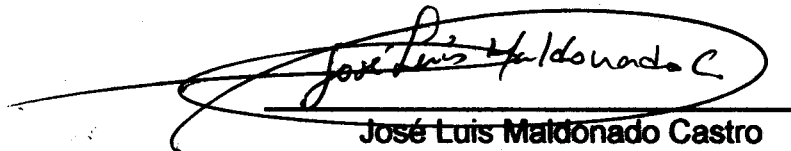
---

Ing. Edison Manzano S.  
Vocal

## DECLARACIÓN EXPRESA

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

(Reglamento de graduación de la ESPOL)

A handwritten signature in black ink, enclosed in a large, loopy oval shape. The signature appears to read 'José Luis Maldonado C.'.

José Luis Maldonado Castro



## RESUMEN

Este proyecto se basará en la implementación de un sistema de enfriamiento de agua que permita desde el muelle, climatizar la flota de Corbetas de la Armada del Ecuador, que se encuentran atracadas en los muelles de la Base Naval Sur. El objeto será el de preservar los equipos instalados a bordo, alargando la vida útil de los mismos; para esto se efectuará un diseño eficiente que contemple la selección de equipos óptimos con el afán de economizar en consumo de energía (ahorro de recursos económicos) y preservar la vida útil de los equipos de climatización instalados en las unidades.

En la etapa del cálculo de carga serán considerados los factores climáticos en la ciudad de Guayaquil, como son: la temperatura de diseño, la humedad relativa del medio, el nivel de radiación solar, la precipitación, etc.

La etapa de selección de equipos se realizará sobre la base de la carga térmica determinada en el diseño y los equipos de aire acondicionado serán seleccionados de acuerdo a las características de operación y funcionamiento en ambientes marinos, entre los parámetros a considerarse podemos citar: eficiencia en consumo de energía, dimensiones, capacidades de generación de carga, facilidad de operación, rápida respuesta a cambios imprevistos, reposición de piezas y accesorios. Posteriormente se realizará una distribución de los equipos de manera que se permita realizar la interconexión entre el muelle y las unidades a climatizar de la forma más

eficiente; en cuanto que para la transportación del fluido se analizarán las tuberías y aislamiento más conveniente.

En la etapa de ubicación del sistema de plantas de aire acondicionado, se llevará a cabo un estudio para determinar cual es el lugar apropiado en donde se van a montar los equipos.

En la etapa del estudio de interconexión del sistema de los muelles hasta los buques se describirá la metodología y la ruta de recorrido de las tuberías de agua refrigerada que llegarán a todas las embarcaciones marinas consideradas.

Además se evaluará de manera general los costos de la obra que se traduce en costos de los equipos y accesorios a utilizar.

En la tesis quedará establecido la capacidad de los equipos a instalarse y sus accesorios, el lugar donde serán montados los equipos y la forma de interconexión muelle-nave, además de una estimación de costos necesarios para implementar el proyecto.



## ÍNDICE GENERAL

	Pag.
RESUMEN .....	II
INDICE GENERAL .....	III
TERMINOLOGÍA.....	IV
ABREVIATURAS.....	V
SIMBOLOGÍA.....	VI
INDICE DE FIGURAS.....	VII
INDICE DE TABLAS.....	VIII
INDICE DE PLANOS.....	IX
INTRODUCCIÓN.....	1
I. ANTECEDENTES .....	3
1.1 Descripción del problema .....	3
1.2 Situación actual .....	5
1.2.1 Sistema instalado en las unidades.....	5



<b>II. DETERMINACIÓN DE FACTORES PARA EL CÁLCULO DE CARGA....</b>	<b>24</b>
2.1 Condiciones del proyecto.....	24
2.1.1 Condiciones internas .....	25
2.1.2 Condiciones externas.....	26
2.2 Orientación del Buque .....	27
2.3 Cálculo de coeficientes de transferencia de calor "U" .....	28
2.3.1 Cálculo de "U" para paredes exteriores.....	30
2.3.2 Cálculo de "U" para paredes interiores.....	32
2.3.3 Techos y pisos .....	33
2.4 Factores sensibles y latentes del aire exterior .....	33
2.5 Áreas a climatizar y generadores de carga interna .....	38
<b>III.- CÁLCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO .....</b>	<b>39</b>
3.1 Componentes de carga para embarcaciones navales .....	40
3.2 Determinación de cargas externas.....	40
3.2.1 Transmisión de calor a través de barreras .....	41
3.2.2 Aire exterior necesario para ventilación .....	42
3.3 Determinación de cargas internas.....	44
3.3.1 Cargas por personas.....	44
3.3.2 Cargas por iluminación.....	45
3.3.3 Cargas generadas por los ventiladores .....	46



3.3.4 Cargas generadas por equipos eléctricos varios .....	46
3.4 Resultados obtenidos .....	47
<b>IV. DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS Y ACCESORIOS</b>	<b>49</b>
4.1 Selección del tipo de enfriador .....	49
4.2 Disposición de los equipos seleccionados .....	69
4.3 Ubicación de la planta dentro de muelle .....	74
4.4 Dimensionamiento y selección de tuberías y bombas .....	76
4.4.1 Circuito de agua helada .....	76
4.4.2 Circuito de agua salada .....	106
4.5 Interconexión con la nave .....	120
4.6 Distribución general de la planta .....	124
4.7 Listado de equipos y accesorios .....	122
<b>V. ESTIMACIÓN DE COSTOS GENERALES</b> .....	<b>123</b>
<b>VI. ANÁLISIS DE RESULTADOS</b> .....	<b>134</b>
<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b> .....	<b>136</b>
<b>APENDICES</b> .....	<b>138</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	

## **TERMINOLOGÍA**

**TEMPERATURA DE BULBO SECO.-** Es la temperatura del aire registrado por un termómetro ordinario.

**TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO.-** Es la temperatura registrada por un termómetro en el cual el bulbo está cubierto por un algodón humedecido y expuesto a una corriente de rápido movimiento de aire.

**TEMPERATURA DE PUNTO DE ROCÍO.-** Es la temperatura a la cual empieza la condensación de la mezcla cuando el aire es enfriado.

**HUMEDAD RELATIVA.-** Es la relación de la presión del vapor de agua actual del aire a la presión del vapor de agua saturado del aire a la misma temperatura.

**CONTENIDO DE MEZCLA O HUMEDAD ESPECÍFICA.-** El peso del vapor del agua en granos o libras se mezcla por libra de aire seco.

**ENTALPÍA.-** Una propiedad térmica indicando la cantidad de calor en el aire bajo un dato arbitrario, en BTU por libra de aire seco a 0 °F y, para la mezcla contenida, 32 °F de agua.

**DESVIACIÓN DE ENTALPÍA.-** Para cualquier condición dada, es la entalpía de saturación para el aire no estando en estado saturado. La desviación de

entalpía está en BTU/lb de aire seco. La desviación de la entalpía es aplicada cuando la seguridad extrema es requerida; sin embargo en consideraciones para aire acondicionado es omitida.

**VOLÚMEN ESPECÍFICO.**- Los pies cúbico de la mezcla por aire seco.

**RELACIÓN DE CALOR SENSIBLE.**- Es la relación del calor sensible a la total.

**CIRCULO DE ALINEAMIENTO.**- Localizado a 85 °F db. y 50% HR y usado en conjunción con el factor de calor sensible a través de las varias líneas de proceso de aire acondicionado.

**LIBRAS DE AIRE SECO.**- Es la base para todos los cálculos psicrométricos.



## **ABREVIATURAS**

<b>ASHRAE:</b>	<b>Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado</b>
<b>ARI :</b>	<b>Instituto Americano de Refrigeración</b>
<b>ASME:</b>	<b>Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos</b>
<b>ASTM:</b>	<b>Sociedad Americana de Pruebas de Materiales</b>
<b>BTU :</b>	<b>Unudad Térmica Británica</b>
<b>CFM :</b>	<b>Pié cubico por minuto</b>
<b>FPS :</b>	<b>Pié por segundo</b>
<b>GPM :</b>	<b>Galones por minuto</b>
<b>Lb :</b>	<b>Libra</b>
<b>MI :</b>	<b>Mobiletti Integrador</b>
<b>SAE :</b>	<b>Sociedad de Ingenieros Automotrices</b>
<b>SNAME :</b>	<b>Sociedad de Arquitectos Navales e Ingenieros Marinos</b>
<b>TR :</b>	<b>Toneladas de Refrigeración</b>

## **SIMBOLOGÍA**

**HR :** Humedad Relativa

**N :** Eficiencia

**Tdb :** Temperatura de bulbo seco

**Twb :** Temperatura de bulbo húmedo

**Pa :** Presión de alta

**Pb :** Presión de baja

**Q :** Calor

## INDICE DE FIGURAS

	Pag.
Figura 2.1 Orientación del Buque .....	27
Figura 2.2 Componentes de la pared expuesta de acero naval .....	30
Figura 2.3 Componentes de la pared expuesta de aluminio .....	31
Figura 2.4 Componentes de la pared interior .....	32
Figura 4.1 Consumo específico a carga parcial de un reciprocante .....	57
Figura 4.2 Consumo específico a carga parcial de un Tomillo .....	61
Figura 4.3 Consumo específico a carga parcial de un Centrifugo .....	66
Figura 4.4 Arreglo en paralelo con dos Enfriadores y dos bombas .....	70
Figura 4.5 Arreglo en paralelo con un Enfriador y dos bombas .....	70
Figura 4.6 Arreglo en serie con dos Enfriadores y una bomba .....	71
Figura 4.7 Disposición recomendada de una instalación en paralelo .....	73
Figura 4.8 Esquema del circuito de agua dulce .....	80
Figura 4.9 Esquema del circuito de agua salada .....	108



## INDICE DE TABLAS

	Pag.
Tabla I Componentes del sistema frigorífico .....	5
Tabla II Característica bomba de agua dulce.....	6
Tabla III Características del motor de la bomba de agua dulce.....	7
Tabla IV Características del Evaporador.....	7
Tabla V Temperaturas en manejadoras de aire.....	8
Tabla VI Características de la bomba de agua salada.....	10
Tabla VII Características del Condensador.....	11
Tabla VIII Características de refrigerante Freón 22 .....	13
Tabla IX Características del Compresor .....	14
Tabla X Características de la válvula de expansión.....	14
Tabla XI Características de la válvula solenoide .....	15
Tabla XII Areas de servicio de los climatizadores.....	19
Tabla XIII Características técnicas de los climatizadores.....	20
Tabla XIV Características técnicas de los acondicionadores locales.....	20



Tabla XV	Características técnicas de los mobiletos.....	21
Tabla XVII	Resistencias térmicas .....	27
Tabla XVIII	Factores sensibles y latentes del aire exterior para Guayaquil..	37
Tabla XXV	Resultados del cálculo de carga. ....	48
Tabla XXX	Características del Evaporador seleccionado .....	80
Tabla XXXI	Selección de tuberías del sistema de agua helada .....	83
Tabla XXXII	Características de accesorios para el agua helada .....	86
Tabla XXXIII	Características del filtro de agua helada .....	88
Tabla XXXIV	Espaciamiento sugerido para soportes .....	90
Tabla XXXV	Características de medidores .....	90
Tabla XXXVI	Volumen de agua del sistema .....	93
Tabla XXXVII	Características del aislamiento térmico .....	95
Tabla XXXVIII	Longitud equivalente en accesorios.....	98
Tabla XXXIX	Cálculo del cabezal de la bomba de agua dulce.....	99
Tabla XL	Características de la bomba de agua dulce.....	101
Tabla XLI	Características del Condensador seleccionado .....	109
Tabla XLII	Características de las tuberías de agua salada seleccionadas	111
Tabla XLIII	Características de accesorios del sistema de agua salada...	112
Tabla XLIV	Características del filtro para agua salada.....	113
Tabla XLV	Detalle de pérdidas en accesorios para agua salada .....	114
Tabla XLVI	Determinación del cabezal manométrico .....	116

<b>Tabla XLVII</b>	<b>Características de la bomba para agua salada .....</b>	<b>117</b>
<b>Tabla L</b>	<b>Modulación de carga.....</b>	<b>125</b>
<b>Tabla LI</b>	<b>Costos de operación de la planta en muelle.....</b>	<b>127</b>
<b>Tabla L II</b>	<b>Costos de operación de la planta en Buque .....</b>	<b>130</b>

## **INDICE DE PLANOS**

- Plano 1. Interconexión Muelle - Nave**
- Plano 2. Cuarto de Máquinas**
- Plano 3. Detalle Conexión Bomba**
- Plano 4. Detalle Conexión Chiller**
- Plano 5. Tanque de Expansión y Separador de Aire**

## **INTRODUCCIÓN**

El presente trabajo trata del diseño de una planta de enfriamiento de agua ubicada en los muelles de la Base Naval Sur, que al realizar la interconexión por medio de tuberías del muelle a las naves, permita proveer de agua helada a la flota de Buques, denominados Corbetas, con el fin de climatizar los compartimentos de los mismos.

Los objetivos que se persiguen con este proyecto son:

- Preservar la vida útil de la planta de aire acondicionado instalada en los buques.
- Ahorrar en consumo de energía, al operar con el nuevo diseño optimizado.

Se considera que los Buques al estar en muelle, su capacidad térmica generada por los componentes de carga, es menor que cuando se encuentra navegando, debido a que los equipos electrónicos se encuentran apagados.

En el proyecto se procede a determinar primeramente el cálculo de carga térmica para sobre la base de estos datos, seleccionar los equipos y

accesorios a utilizarse en la nueva planta. También se describirá la interconexión de las tuberías desde el muelle hacia las naves basándonos en planos de diseño, con sus respectivos detalles de construcción. Finalmente se justificará el proyecto con una estimación de costos generales haciendo una comparación entre los costos actuales de las plantas en los Buques y los costos que involucran a la nueva planta.

# **CAPITULO I**

## **1. ANTECEDENTES**

### **1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA**

El Escuadrón de Corbetas que se encuentran atracadas en los muelle de BASUIL cuentan con un sistema de plantas de aire acondicionado a bordo, de constitución robusta con una potencia instalada de 50HP y con una capacidad de 112500 frigorías por hora (446 430 BTUH), que trabajan de manera permanente de 18 a 24 horas al día e incluso cuando se encuentran atracadas en muelles, dando servicio a el área de los equipos electrónicos y demás compartimentos del Buque.

Este uso permanente se traduce en la disminución de la vida útil de los equipos instalados como compresores, evaporadores, condensadores,

bombas de recirculación, válvulas de paso, válvulas de expansión termostática, y demás accesorios.

Se requiere implementar un sistema de plantas de aire acondicionado que al ubicarse en los muelles pueda abastecer a todas las corbetas que se encuentran atracadas, climatizando de esta manera todas las áreas que se requieran de los buques, usando las mismas unidades manejadoras de aire (UMA) o Mobilletos como se las conoce en las corbetas.

El objetivo primordial del proyecto es preservar la vida útil de las plantas a bordo, por las razones ya expuestas y poder obtener un ahorro económico sustancial en operación de las unidades a través del uso de la planta instalada en muelle.



## 1.2 Situación actual

### 1.2.1 Sistema instalado en las unidades

Las naves están dotadas de una central de aire acondicionado compuesta de dos grupos frigoríficos CARRIER que pueden trabajar de manera alternativa con una capacidad de enfriamiento de 112 500 frigorías por hora (450 000 BTUH aproximadamente) con una potencia instalada de 50 HP cada una.

Los componentes del sistema en la central frigorífica que son necesarios para el ciclo de la refrigeración son:

Cantidad	COMPONENTES
2	Condensadores
2	Electro-compresores
2	Evaporadores
2	Grupos filtrantes
4	Grupos de expansión termostática
1	Cuadro de control para los dos grupos frigoríficos
2	Electro-bombas de circulación de agua refrigerada
1	Electrobomba de circulación del agua de mar

**TABLA I.- Componentes del sistema frigorífico**

Para denotar de una mejor manera el sistema de refrigeración, lo haremos analizando los circuitos instalados en las naves como son:



Circuito de agua refrigerada

Circuito de agua de mar

Circuito del refrigerante

**Circuito de agua refrigerada**

**Componentes**

- Motor eléctrico
- Bomba de recirculación de agua refrigerada
- Evaporador
- Manejadoras de aire
- Válvulas
- Tuberías

**Características técnicas**

**Bomba de circulación de agua (tipo centrífuga)**

**BOMBA DE AGUA DULCE**

<b>CARACTERÍSTICAS</b>	<b>BOMBA</b>
Flujo horario	45 m <sup>3</sup> /hr
Cabezal manométrico	35 m
Potencia del motor	12.5 HP
Revoluciones	3400 r.p.m.
Diámetro de entrada	50 mm
Diámetro de salida	65 mm
Lubricación	SAE 20

**TABLA II.- Características de la bomba de agua dulce**

## Motor eléctrico de la bomba de agua refrigerada

### MOTOR ELECTRICO

Potencia	12.5 HP
Giro	3400 r.p.m.

## Tabla III.- Motor eléctrico de bomba de agua dulce

### Evaporador

Evaporador Tipo 96 T 225	
Número de tubos	96
Longitud de tubos	2250 mm
Diámetro de tubos interior	19 mm
Material de tubos	Rame - Aluminio
Diámetro- entrada de agua refrigerada	90 mm
Diámetro- salida de agua refrigerada	90 mm
Diámetro de entrada del freón	22 mm
Diámetro de salida del freón	48 mm
Presión máxima de ejercicio:	150 Psig lado exterior de tubos
	150 Psig lado interior de tubos
Diámetro exterior del evaporador	223,9 mm

## TABLA IV Características del evaporador

### Tubería

#### Tubería

Diámetro	72.1 mm
----------	---------

## Manejadoras de aire

Manejadoras de aire	
Temperatura de entrada de agua refrigerada	45 °F (7 °C)
Temperatura de salida del agua refrigerada	55 °F (12.7 °C)

**TABLA V.- Temperaturas en manejadoras de aire**

### Características de funcionamiento

El circuito de agua dulce o agua refrigerada es un circuito cerrado de recirculación de agua, que cuenta con un tanque de compenso de agua que tiene una capacidad de 120 litros y que mantiene siempre llena la línea de agua para no causar daños en las bombas, donde el agua baja por gravedad pasando por válvulas de paso en donde existe un By-pass para hacer funcionar de manera alternativa las bombas de recirculación de agua que se encuentran instaladas en forma paralela, esta agua es bombeada a unos 47 Psig para luego ingresar a uno de los dos evaporadores en funcionamiento entrando a una temperatura promedio de 55 °F y saliendo del mismo a 45 °F.

El agua en el interior del evaporador baña los tubos, haciendo intercambio de calor con el refrigerante que circula por el interior de los tubos, ingresando en estado líquido y saliendo en estado gaseoso.

El agua refrigerada a la salida del evaporador se dirige hacia los climatizadores de aire o Mobillets como se los conoce en las corbetas, ingresando a una temperatura de unos 45 °F y saliendo de éstas a 55 °F para recircular nuevamente a las bombas y continuar con el ciclo.

Al entrar el agua en los climatizadores el aire es soplado por unos ventiladores pasando a través de las tuberías frías, haciendo subir la temperatura del agua entregando aire frío al ambiente a climatizar.

En el circuito se encuentran instaladas las tomas para recibir agua refrigerada desde el exterior y que se conectan directamente a las tuberías de agua refrigerada.

**Circuito de agua de mar****COMPONENTES**

Válvula de fondo

Filtro para el agua

Bomba de agua salina

Condensador

Tuberías

**Características técnicas****Bombas de agua de mar**

Tipo MU 65/200 (centrífuga)

**BOMBA DE AGUA SALADA**

<b>CARACTERÍSTICAS</b>	<b>BOMBA</b>
Flujo horario	68 m <sup>3</sup> /hr
Cabezal manométrico	18 m
Potencia del motor	10 HP
Revoluciones	1750 r.p.m.
Diámetro Boca de aspiración	80 mm
Diámetro Boca de salida	65 mm
Lubricante	SAE 20

**TABLA VI.- Características de la bomba de agua salada**

### Condensador Tipo 84 T 225 CNRX

<b>Condensador Tipo 84 T 225 CNRX</b>	
Número de tubos	84
Longitud de tubos	2250 mm
Material de tubos	Cobre al níquel 70/30
Diám. entrada de agua salada	2 in
Diám. salida de agua salada	3 in
Diámetro de entrada del freón	54 mm
Diámetro de salida del freón	35 mm
Presión máxima de ejercicio:	300 Psig (21 Kg/cm <sup>2</sup> )
	100 Psig exterior de tubos
Diámetro exterior -evaporador	223,9 mm
Material de la coraza	acero aq. 35

**TABLA VII.- Características del condensador**

#### Tubería

##### Tubería

Diám. entrada y salida-condensador	102.8 mm
------------------------------------	----------

#### Características de funcionamiento

El circuito de agua salada es un circuito abierto de agua de mar, que se inicia con la toma de agua salina a través de una válvula e fondo, pasando por un filtro que retiene ciertas impurezas contenidas en el agua salada, para de esta manera llegar a una

bomba de agua y ser bombeada a una presión de unos 22 Psig, ingresando de esta manera a los dos condensadores que se encuentran funcionando en una disposición en paralelo, entrando el agua a una temperatura de 75 °F (24 °C) y saliendo del mismo a unos 85 °F (29 °C), para una vez cumplido su objetivo de extraerle calor al refrigerante, descargar al mar.

El agua de mar en el condensador, circula en el interior de los tubos, y el refrigerante que ingresa en estado gaseoso, lo hace bañando los tubos.

La bomba de circulación de agua salina trabaja con un flujo constante.

#### **LINEA ALTERNATIVA:**

En este circuito se cuenta con una sola bomba de circulación de agua de mar, en caso de fallar ésta, existe una línea alternativa de presión de agua que llega directamente a la línea de ingreso del condensador y que proviene del circuito contra incendio; debido a que la presión de esta línea es alta, cuenta con una válvula reductora de presión.

**Circuito del refrigerante****COMPONENTES:**

Refrigerante

Compresor

Condensador

Electroválvulas

Válvula de expansión termostática

Evaporador

**CARACTERISTICAS TECNICAS****Refrigerante R - 22****Refrigerante R-22 (CHF<sub>2</sub>Cl)**

Denominación química	Difluor Monocloro Metano
Punto de ebullición	-40,8 °C
Punto de congelación	-160 °C
Peso específico del líquido	+20 °C 1215 Kg/t +40 °C 1133 Kg/t
Calor de vaporización	55,92 Kcal/Kg

**TABLA VIII.- Características del refrigerante Freón 22**



## Compresor

### Compresor Tipo 5H 40 (alternativo)

Capacidad	112 500 frig./hr
Nº de cilindros	4
Grados de parcialidad	Nº 3 (25, 50 , 100%)
Potencia instalada	50 HP
Giro	1750 rpm a 1 in
Material del bloque	Hierro al níquel
Diámetro de aspiración	67 mm
Diámetro de salida	54 mm

### TABLA IX.- Características del compresor

Presión de 3.15 @ 3.18 veces mayor de la presión de aspiración

Presión Máxima (lado de baja presión)      17.5 Kg/ cm<sup>2</sup>

### Válvula de expansión termostática

### Válvula de expansión Tipo TEX 12-18

Toneladas	18
Kcal / hr	54 000
Temperatura máxima en bulbo	176 °F (80 °C)
Presión máxima de prueba	398 Psig (28 atm)
Regulación:	
Campo de intervención	7 °F



### TABLA X.- Características de la válvula de expansión

## Válvula Solenoide

Válvula solenoide:	
Cerrado cuando la bobina está desconectada	
Presión máxima de cerrado	711 Psig (12 atm)
Máxima tolerancia de la fluctuación al ingreso	10% - 15%

**TABLA XI.- Características de la válvula solenoide**

### CARACTERISTICAS DE FUNCIONAMIENTO

El circuito de refrigerante es un circuito cerrado de Freón- 22, que es introducido en estado gaseoso al condensador, bañando los tubos interiores, por dicho interior pasa el agua salada de enfriamiento produciéndose el intercambio de calor, a la salida del Condensador el refrigerante debe estar en estado líquido, por lo que cuenta en su interior con un deshidratador para asegurar su estado. En la parte inferior del condensador hay una línea de líquido del refrigerante que se ha condensado, y a ésta se le llama: línea – líquido.

A la salida del condensador el refrigerante pasa por unas Electro-válvulas (válvulas solenoides), que controla el flujo del refrigerante de acuerdo a su temperatura de salida del evaporador (retroalimentación), luego pasa por las válvulas de expansión termostática con igualadores térmicos que tienen una capacidad de

18 toneladas cada uno; a las válvulas de expansión el refrigerante ingresa a una presión alta de unos 15 bar y sufre una caída de presión por efectos de la expansión hasta unos 4 bar, que por ende va a bajar la temperatura.

Aún en estado líquido y saturado ingresa al evaporador para cambiar al estado gaseoso, en este momento de más baja temperatura se produce el efecto refrigerante, que es el motivo de existencia de esta planta.

En el evaporador el refrigerante pasa por el interior de los tubos y el agua salada los baña; perdiendo de esta manera calor que es ganado por el refrigerante.

Si el refrigerante a la salida del evaporador contiene aún humedad o partículas de líquido, existe un colector de estos elementos para el caso.

Luego el refrigerante ingresa al compresor que succiona a una presión de 4 bar y descarga a 15 bar aproximadamente, cumpliéndose una relación aproximada de cuatro veces la presión de succión y de esta manera continúa el ciclo del refrigerante.

## **CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO INSTALADO**

### **ESTADO:**

TEMPERATURA EXTERNA: 35 °C con el 70 % HR

En local habitable y local operativo:

TEMPERATURA INTERNA: 27 °C con el 40 – 50 % HR

Depósito de munición:

TEMPERATURA INTERNA: 23 °C con el 40 – 50 % HR

El sistema de aire acondicionado es del tipo de "alta presión" en toda la zona habitable de la nave.

El aire aspirado externo (20 m<sup>3</sup>/hr), por persona presenta en el local, es en parte recirculado del mismo local de acondicionamiento, o sea en un circuito mixto.

### **Acondicionadores de aire**

### **Componentes del sistema**

**ACONDICIONADOR CENTRALIZADO:** Es de alta presión tipo monobloque.

**MOBILLETI INTEGRADOR Y ACONDICIONADOR LOCAL:** Son sistemas en todo el local operativo, cuarto de comando y depósito de munición y que sirven para compensar el aporte de calor debido a los aparatos eléctricos ubicados en el mismo local.

Para la distribución del aire se cuenta con los siguientes equipos manejadores de aire:

- 3- acondicionadores centralizados
- 15- mobiletti integrador
- 4- acondicionadores locales.

### Áreas de servicio de los acondicionadores

MAQUINA	CUBIERTA	LOCAL DE SERVICIO
C1	Principal	Depósito
	Primera Plataforma	Comedor de suboficiales
		Alojamiento de oficiales de proa
		Alojamiento de tripulantes de proa
	Principal	Cuarto de oficiales
Alojamiento del comandante		
C2	Primera Plataforma	Alojamiento de suboficiales de popa
		Alojamiento de tripulantes de popa
		Depósito de municiones de popa
		Depósito de popa
C3	Primera Plat	Girobusola, depósito de munición de proa
	Timonería	Pasillo, local de radar, local de C.P. local SR1, SR2 Local de albatros, depósito de cohetes, C.O.C.

**TABLA XII.- Area de servicio de los climatizadores**

#### **Acondicionamiento del local operativo:**

Este local vistas las exigencias particulares está provisto de un sistema mixto, se sirve de un acondicionador centralizado (C3) y de 15 mobiletti integrador: MI1, MI2, MI3, MI4, MI4A, MI5, MI6, MI7, MI8, MI9, MI10, MI11, MI12, MI13, MI14.

## Características técnicas

### Acondicionadores

Marca	Caudal(CFM)	Giro a 1'	HP	BTUH	Ubicación
C1	2530	2160	4	54760	Primera plat. 69-74
C2	2060	2190	3	103175	Principal 16-24
C3	2822	1980	5.5	126980	2° alta 64-89

**TABLA XIII.- Características técnicas de los climatizadores**

### Acondicionadores locales

AC	Caudal(CFM)	Giro a 1'	HP	BTUH	Ubicación
CL1	353	1750	0.5	15873	Primera Plata-Forma 98-99
CL2	353	1750	0.5	15873	Primera Plata-Forma 3-4
CL3A	235	1750	0.18	31746	Timonería 89-89
CL3B	235	1750	0.18	31746	Timonería 89-90

**TABLA XIV.- Características técnicas de los acondicionadores locales**

## Mobiletti integrador

Marca	Caudal(CFM)	Giro a 1"	HP	BTUH	Ubicación
MI 1	412	1750	0.75	26587	Princ. 99-100
MI 2	353	1750	0.18	3452	Prim.Plataf. 69-7
MI 3	353	1750	0.18	5357	Prim.Plataf. 27-2
MI 4	590	1750	0.5	16270	Principal92-93
MI 4	470	1750	0.18	7937	Principal
MI 5	470	1750	0.18	11508	Principal79-80
MI 6	590	1750	0.5	21230	Principal63-65
MI 7	590	1750	0.5	23016	Principal66-67
MI 8	590	1750	0.5	17659	2° Alta85-86
MI 9	706	1750	1	30952	3° Alta. 78-79
MI 10	353	1750	0.75	20437	2° Alta 77-78
MI 11	470	1750	0.18	14087	2° Alta68-69
MI 12	470	1750	0.18	12897	2° Alta 70-72
MI 13	590	1750	0.5	21627	2° Alta 63-65
MI 14	470	1750	0.18	12698	2° Alta 69-61

**TABLA XV.- Características técnicas de los mobilettis integradores**

### Observaciones

#### **Capacidad de los climatizadores**

La capacidad de enfriamiento manejada entre los climatizadores y climatizadores locales es de 40 toneladas de refrigeración, en tanto que los mobilettis integradores manejan una capacidad de enfriamiento de 20 toneladas de refrigeración. Por lo tanto en el momento de máxima carga es necesario contar con una



de enfriamiento de 60 TR, es decir las tres cuartas partes de la capacidad instalada de equipos Chiller para satisfacer la capacidad requerida.

### **Diagnóstico del sistema**

- Existe una degradación del aislamiento térmico de los ductos, por lo que la capacidad de enfriamiento no se transmite en buena forma al área de servicio.
- Los equipos electrónicos ubicados en el cuarto de control, en la sala de radar, sala de radio y demás, se los prenden para realizar maniobras de reparación en otras áreas de compartimentos, aunque no a su capacidad normal, razón por la cual los mobiletti encargados de extraer el calor de estos, deben permanecer prendidos y su carga parcial debe ser considerada para el nuevo diseño.
- Los equipos manejadoras de aire (climatizadores) no distribuyen el aire a su capacidad normal.
- El sistema neumático para accionar las válvulas de tres vías no se encuentran operativos.

- El control de capacidad automático para la modulación de la carga térmica no se encuentra en uso, por lo que el monitoreo de la planta es manual.

### **Recomendaciones**

Al no trabajar los climatizadores a su capacidad normal y su línea de distribución de aire no llega de buena manera a toda el área de servicio, necesariamente debe trabajar los mobiletti integrador que proveen de climatización directa, sin uso de ductos (serpentín- ventilador).

De acuerdo a una prueba realizada en el Buque, que consistía en apagar los Mobiletti, manteniendo los Climatizadores prendidos, se observó la ineficiencia de los Climatizadores en ciertas áreas de servicio, e incluso en áreas donde existen equipos electrónicos y personal, razón por la cual los Mobiletti no se deberán apagar si es que se implementa el nuevo diseño, en la que se deberá considerar su funcionamiento a carga parcial.

# CAPITULO II

## 2 DETERMINACIÓN DE LOS FACTORES PARA ÉL CALCULO DE CARGA

En esta sección se determinarán todos los factores necesarios para el calculo de la carga térmica del buque.

### 2.1 Condiciones del proyecto.

Las condiciones de diseño establecidas, interiores y exteriores, determinan el contenido de calor del aire. Ellas afectan directamente la carga térmica sobre los equipos de aire acondicionado influenciando en la transmisión de calor a través de la estructura exterior y además por la diferencia de contenido de calor entre el aire externo e interno.



### 2.1.1 Condiciones Internas de Diseño

El diseño del presente proyecto esta orientado a producir aire acondicionado de confort, es decir, crear y mantener una atmósfera que rodea al cuerpo humano a las condiciones más apropiadas para su confort y salud;

De acuerdo a ASHRAE (Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y aire acondicionado), en su capitulo para embarcaciones Navales, recomienda que los rangos de temperatura interna de diseño van desde 75 a 80 °F de bulbo seco y aproximadamente 50 % de humedad relativa;  
Considerando que la Nave permanecerá atracada en muelle, y los efectos de incidencia del viento son menores que cuando esta navegando, seleccionaré las siguientes condiciones internas que se mantendrá en las áreas a climatizar:

Temperatura de bulbo seco: 75 °F

Temperatura de bulbo húmedo: 62.5 °F

Humedad Relativa: 50%

### 2.1.2 Condiciones Externas de Diseño

Las condiciones de diseño del aire exterior, son listadas en tablas elaboradas de acuerdo a la localización geográfica de un estado y para una fecha del año determinada.

La mayoría de estas tablas han sido elaboradas para ciudades o estados de Norte América, en donde las condiciones y rangos diarios de variación de temperatura difieren mucho en nuestro medio, por lo que se obtuvo los datos recopilados diariamente durante 10 años de las variaciones de las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo para la ciudad de Guayaquil que constan en la tesis de grado del Ingeniero Jaime Balladares y que fueron gentilmente cedidos para nuestro proyecto. Estos datos han sido tabulados y se indican en la tabla XVI del apéndice B.

Para la estimación de la carga de diseño se considero como el día más caluroso del año el 21 de Marzo a las 15H00 en donde se tiene las condiciones más severas las cuales son:

Temperatura de bulbo seco: 92 °F

Temperatura de bulbo húmedo: 80 °F

Humedad Relativa : 60%

## 2.2 Orientación del buque

La orientación del buque es necesaria para realizar cálculos de ganancia de calor solar a través de paredes, expuestos o no al sol, techo y pisos (cubiertas). En la figura 2.1, orientación del Buque, se muestra claramente la posición del Buque cuando este se encuentre acoderado en muelle; la ubicación fue obtenida con la brújula que marca el norte magnético y que se encuentra ubicada en el puente de gobierno del Buque.

Tenemos, a demás, que el Buque, dentro de los muelles de Basuil, se encuentra ubicado a  $2.015^\circ$  de Latitud Sur.

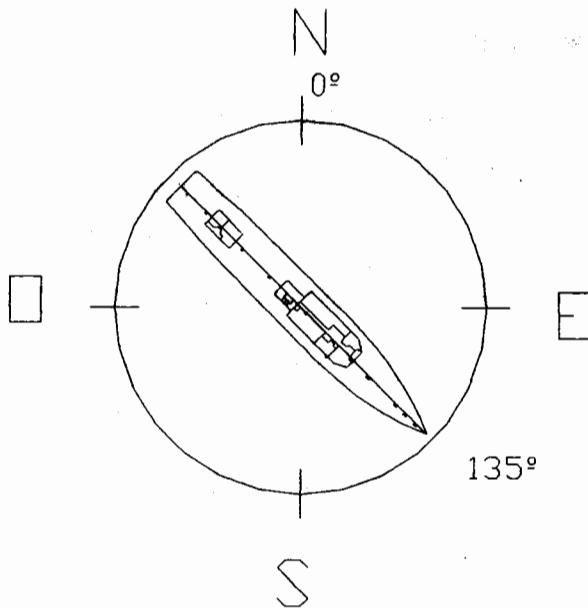


FIGURA 2.1.- Orientación del buque

## 2.3 Cálculo de coeficientes de transmisión de calor "U"

El coeficiente de transmisión de calor, es un valor que nos indica la cantidad de calor que fluye o se transfiere a través de una superficie o estructura. Normalmente a este coeficiente se lo denomina con la letra "U" y viene expresada en  $\text{BTU}/(\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F})$ .

El inverso del valor "U" representa la resistencia térmica "R" ejercida por los distintos materiales que componen la estructura; esto es:

$$U = 1/\Sigma R$$

Las paredes que están expuestas al sol, son paredes compuestas de varios materiales; estos son: acero naval, lana de vidrio y un acabado decorativo; mientras que las particiones no llevan aislamiento térmico a menos que el espacio adyacente genere carga térmica, como por ejemplo, la cocina, o cuarto de máquinas.

La estructura del techo y piso, para las distintas cubiertas del Buque, son iguales que las paredes expuestas al sol; es decir, están aisladas.

Las variables utilizadas para el calculo de este coeficiente son:

$h_o$ : Coeficiente convectivo del aire exterior ✓

$h_i$ : Coeficiente convectivo del aire interior ✓

$K_1$ : Coeficiente conductivo del acero naval ✓

$K_2$ : Coeficiente conductivo de la lana de vidrio ✓

$K_3$ : Coeficiente conductivo del acabado decorativo ✓

$K_4$ : Coeficiente conductivo del aluminio ✓

$l_1$ : Espesor de la plancha de acero naval ✓

$l_1'$ : Espesor de la plancha de acero naval para particiones ✓

$l_2$ : Espesor de la plancha de la lana de vidrio ✓

$l_3$ : Espesor de la plancha del acabado decorativo ✓

$l_4$ : Espesor de la plancha de aluminio. ✓

## RESISTENCIAS TERMICAS

### RESISTENCIAS TERMICAS

Material	espesor (in)	K(BTU*in/hr*F)	Resistencia (hr*F <sup>2</sup> /BTU)	
			L/K	1/h
Acero Naval-Exterior	0.315	310.0	0.00102	-
Acero Naval-Interior	0.24	310.0	0.00077	
Aluminio	0.25	1420	0.00018	
Lana de Vidrio	1.00	0.270	3.70	-
Acabado	0.08	0.340	0.24	-
aire exterior	-	-	-	0.25
aire interior	-	-	-	0.61

TABLA XVII.- Resistencias térmicas



### 2.3.1 Cálculo del coeficiente "U" para paredes exteriores

Las paredes exteriores del Buque son de acero naval y de aluminio; lo que representa la cubierta 100 del piso hacia abajo es de acero naval, es decir las cubiertas 200 y 300, en tanto que del piso hacia arriba es de aluminio, es decir las 01 y 02.

#### Cálculo para paredes de acero naval

Las paredes exteriores del Buque tienen la siguiente estructura:

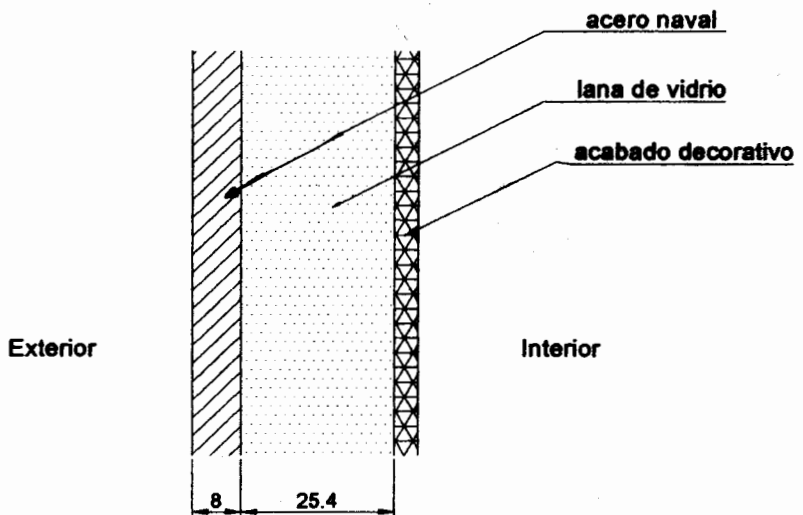


Fig.2.2 Componentes de la pared expuesta de acero

Sobre la base de los valores de resistencia indicados anteriormente procedemos realizar el cálculo de la siguiente manera:

$$U = 1/(1/h_o) + (l_1/K_1) + (l_2/k_2) + (l_3/k_3) + (1/h_i)$$

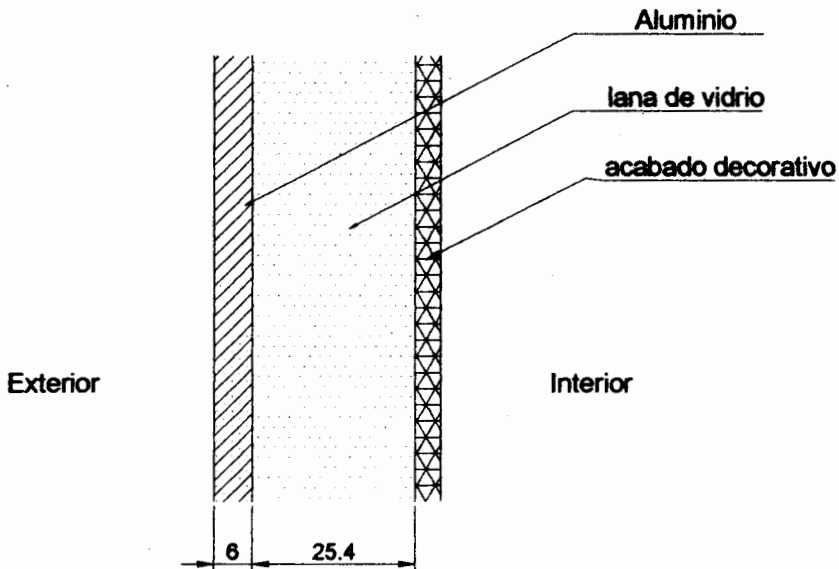
Por lo que se tiene el siguiente valor:

$$U = 0.208 \text{ BTU}/(\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F})$$

### Calculo para paredes de aluminio

Las paredes exteriores del Buque tienen la siguiente estructura:

Sobre la base de los valores de resistencia indicados



**Fig.2.3 Componentes de la pared expuesta de aluminio**

anteriormente procedemos realizar el cálculo de la siguiente manera:

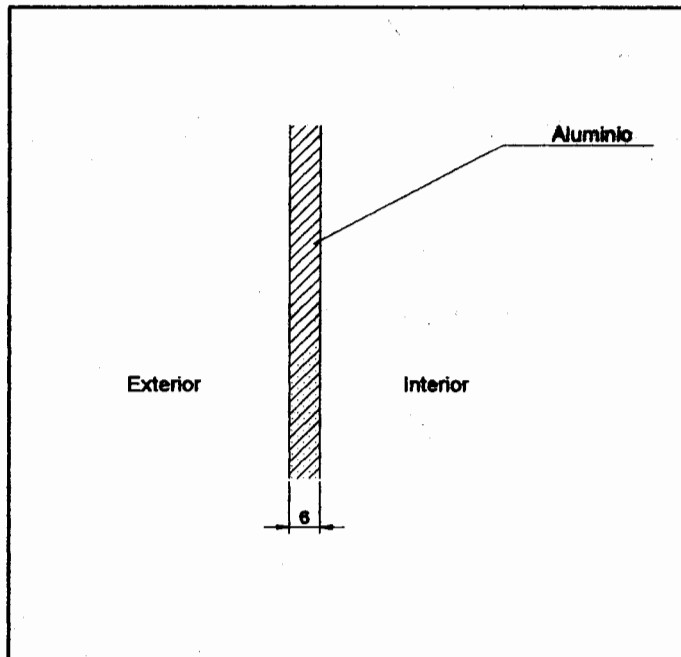
$$U = 1/(1/h_o) + (l_1/k_1) + (l_2/k_2) + (l_3/k_3) + (1/h_i)$$

Por lo que se tiene el siguiente valor:

$$U = 0.208 \text{ BTU}/(\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F})$$

### 2.3.2 Cálculo del coeficiente "U" para paredes interiores

Las paredes interiores del Buque tienen la siguiente estructura:



**Fig.2.4 Componentes de las paredes interiores**

Sobre la base de los valores de resistencia indicados anteriormente procedemos realizar el cálculo de la siguiente manera:

$$U = 1/(1/h_i) + (l_1/K_1) + (1/h_o)$$

Por lo que se tiene el siguiente valor:

$$U = 0.819 \text{ BTU}/(\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F})$$

### 2.3.3 Techos y pisos

En lo que respecta a techos y pisos, que para el caso del Buque se denominan Cubiertas, son de igual estructura que las paredes, por lo que se considerará para cubiertas, el mismo valor del coeficiente "U" para paredes

## 2.4 Factores sensibles y latentes del aire exterior

Estos factores nos indican la cantidad de calor (BTU/hr), en forma sensible o latente, que introducimos al sistema por cada CFM de aire exterior; Los parámetros que intervienen en el calculo son los siguientes:

$H_{ext}$ : Entalpía a las condiciones del aire exterior.

$H_{int}$ : Entalpía a las condiciones de diseño para el aire interior.

$\Delta H$ : Diferencia de entalpías entre el aire exterior y el interior.

$\Delta T$ : Diferencia de temperaturas de bulbo seco entre el aire exterior y el interior

Para determinar  $H_{ext.}$  se ingresa a la carta Psicrométrica con las condiciones de temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo para las diferentes horas del día las mismas que se encuentran tabuladas en la tabla XVIII

$H_{int.}$  Se determina de la misma forma que  $H_{ext.}$  pero a las condiciones internas de diseño del aire.

En la tabla XVIII se encuentran tabulados los valores de entalpía del aire exterior para varias horas del día, y el valor de la entalpía del aire interior para las condiciones de diseño de este proyecto.

Una vez determinados los parámetros arriba mencionados procedemos a calcular los factores de la siguiente manera:

**Factor sensible (Btu/hr\*CFM):**

$$q_s = 1.0825 \cdot \Delta H; \quad (1)$$

**Factor latente (Btu/hr\*CFM):**  $q_L = q_T - q_s; \quad (2)$

Donde;

Factor total (Btu/hr\*CFM):  $q_T = 4.5 \cdot \Delta H$  (3)

De acuerdo a la tabla XVI del apéndice B, vemos que las condiciones de temperatura más crítica ocurren a las 15H00, De la tabla XVIII, obtenemos los valores de  $H_{ext}$ . Y  $H_{int}$ . a esta hora:

$$H_{ext} = 43.55 \text{ BTU/lb}$$

$$H_{int} = 28.12 \text{ BTU/lb}$$

$$\underline{\Delta H = 15.43 \text{ BTU/lb}}$$

Aplicando (1). (2), (3), tenemos:

$$\underline{q_s = 18.4 \text{ BTU/hr*CFM}}$$

$$\underline{q_L = 51.03 \text{ BTU/hr*CFM}}$$

En la tabla XVIII se incluyen también valores de  $q_s$  y  $q_L$  para las demás horas del día.

DATOS DEL AIRE EXTERIOR PARA GUAYAQUIL

Hora	$t_{db}$ (°F)	$t_{wb}$ (°F)	H (final)	VT (°F)	VH	$q_s$ (BTU/m <sup>2</sup> ·CFM)	$q_L$ (BTU/hr <sup>2</sup> ·CFM)	$q_{T(1)}$ (BTU/CFM)
10	80.5	76.4	39.93	5.5	11.81	5.954	47.191	53.145
11	84	77.8	41.32	9	13.2	9.743	49.658	59.400
12	87	78.7	42.22	12	14.1	12.990	50.460	63.450
13	90	79.4	42.93	15	14.81	16.238	50.408	66.645
14	91.5	79.8	43.34	16.5	15.22	17.861	50.629	68.490
15	92	80	43.55	17	15.43	18.403	51.033	69.435
16	91.5	79.8	43.39	16.5	15.27	17.861	50.854	68.715
Condiciones interiores		$T_{wb}$ (°F)	$T_{db}$ (°F)	HR (%)	H (btu/lb)			
		62.5	75	50	28.12			

TABLA XVIII.- Factores sensibles y latentes del aire exterior para Guayaquil

## **2.5 Áreas a climatizar y generadores de carga interna**

En esta parte del capítulo nos referiremos a una evaluación de generadores de carga térmica por cada área a climatizar, en la que consta la generación de cargas térmicas por: el número de personas, la cantidad de luces y equipos en vatios divididos y agrupados en zonas y de acuerdo al mobileto que climatiza esa zona.

Para el cálculo no se considerará la cantidad total de personas, ya que la misma persona que en un momento se encuentra en un lugar, momentos después está en otro y se estaría redundando en cargas por personas.

En la tabla XIX, generadores de carga interna, se tabula todos estos valores útiles para la estimación de la carga térmica.



# CAPITULO III

## 3 CALCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO

En este capítulo nos centraremos a realizar el cálculo de la carga de enfriamiento con el propósito de dimensionar los equipos a utilizar en la planta.

La estimación de la carga térmica ha sido realizada de manera manual en la que se considera un día y hora de diseño definido, es decir, condiciones exteriores fijas; Para este proyecto, el día de diseño se define como un día en el cual la temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo son máximas y se tiene la máxima ganancia de calor.

El manual de ASHRAE, en su parte de "Fundamentals" define este método como un procedimiento de un solo paso en el que se usa la

diferencia total equivalente de temperatura, factores de carga de enfriamiento solar y factores de cargas internas.

### **3.1 Componentes de carga para embarcaciones navales**

La estimación de la carga de enfriamiento se la evaluará sobre la base del calor producido por las siguientes fuentes:

- Radiación solar
- Transmisión de calor a través del casco, cubiertas y mamparos
- Disipación de calor (sensible y latente) de ocupantes
- Ganancia de calor debido a luces
- Ganancia de calor (sensible y latente) debida a aire de ventilación
- Ganancia de calor debido a motores y otros equipos eléctricos
- Ganancia de calor a través de maquinaria y equipos

## **3.2 Determinación de las cargas externas**

En este diseño, se consideran las siguientes cargas externas:

1. Transmisión de calor a través de barreras (cubiertas, casco, y mamparos) causado por:
  - Diferencia de temperatura que se tiene en los dos lados de la barrera
  - Efectos solares sobre paredes, cubiertas y techos expuestos al sol.
2. Aire exterior necesario para ventilación

### **3.2.1 Transmisión de calor a través de barreras**

Para determinar la transmisión de calor a través de barreras se utilizarán los siguientes parámetros:

**U:** Coeficiente global de transferencia de calor (determinado en el capítulo II)

**A:** Área de transferencia de calor

**$\Delta T$ :** Diferencia de temperatura entre los dos lados de la barrera

La transmisión de calor, **Q**, a través de barreras se lo calcula utilizando la siguiente ecuación:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (1)$$

Para efectos de simplificar cálculos, al casco se lo considerará como paredes exteriores, y, de acuerdo a la orientación de estas, el  $\Delta T$  (diferencia total equivalente de temperatura) se lo obtiene de la tabla XX, del apéndice C.

En lo que respecta a las cubiertas expuestas, éstas se encuentran en una posición horizontal, por lo que su orientación con respecto al sol será siempre la misma y la diferencia total equivalente de temperatura la podemos hallar tabulada en la tabla XXI, del apéndice C.

En lo que respecta a mamparos o particiones y cubiertas interiores se estimó el  $\Delta T$  como la diferencia entre la temperatura del ambiente adyacente no acondicionado y la temperatura de diseño del cuarto que queremos acondicionar y que para efectos de nuestros cálculos se la fijó en un promedio de 10 °F.

Las áreas de transferencia de calor de las barreras se las obtiene de los planos de compartimentos del buque.

### 3.2.2 Aire exterior necesario para ventilación

El aire exterior es usualmente usado para controlar el nivel de olor y así proporcionar condiciones de confort de los ocupantes; este aire de ventilación impone una carga de enfriamiento y deshumidificación sobre los equipos de aire acondicionado debido al calor y a la mezcla que debe ser removida.

ASRHAЕ, en su capítulo 28 de Fundamental, en la parte de requerimientos de ventilación para embarcaciones navales, recomienda 5 cfm por persona para áreas de tropa y 10 cfm para otras áreas. Sobre la base de estas recomendaciones y a la tabla XXII del Apéndice C, Estándares de ventilación, se escoge las siguientes normas:

<b>NORMAS DE VENTILACION</b>	
CFM/Personas	10
CFM/Ft <sup>2</sup>	0.25

De estas dos normas seleccionadas se utilizará la que represente la mayor cantidad de aire de ventilación; si se selecciona los 10 cfm por persona, se deberá multiplicar 10 por el número de personas que se encuentran en el área a climatizar, obteniendo

de esta manera los cfm. Caso contrario, si se selecciona los 0.25 cfm por pie cuadrado, se deberá multiplicar 0.25 por el área del piso del ambiente a climatizar.

Para calcular la ganancia de calor sensible y latente del sistema se multiplica la cantidad de cfm con los factores sensibles y latentes de aire exterior, tabuladas en la tabla XVIII del capítulo anterior, obteniéndose de esta manera la ganancia de calor en BTU/hr, por aire exterior.

### **3.3 Determinación de las cargas internas**

La ganancia de calor interna, se refiere al calor sensible y latente dentro del espacio del aire acondicionado generado por los ocupantes, luces, maquinarias, etc.

#### **3.3.1 Cargas por personas**

El calor generado por el cuerpo humano se establece de acuerdo al individuo y al nivel de actividad que este realice. En la tabla XXIII del Apéndice C, Ganancia de calor por persona, se tabula de acuerdo al grado de actividad y a la temperatura de diseño de bulbo seco del espacio a acondicionar. Para efecto de nuestros

cálculos se toma en consideración que las personas dentro del buque se encuentran desarrollando trabajos ligeros dentro de un ambiente a 75 °F. Con estos dos parámetros ingresamos a la tabla XXIV y obtenemos el calor generado por cada persona, sensible y latente, para luego ser multiplicado este último valor por el total de personas. La tabla XIX, Generadores de carga interna, indica la cantidad de personas que ocupan cada zona considerada en el calculo de carga.

### 3.3.2 Cargas por luces

El calor generado por las luces es de naturaleza sensible, en donde la potencia eléctrica de entrada (watt) es convertida en luz y calor; para determinar el valor de calor generado por luces del tipo incandescentes se utiliza la siguiente relación:

$$Q = (\text{watt}_{\text{entrada}}) * 3.41$$

Si las luces son del tipo fluorescente, la ganancia de calor en BTU/hr esta dado por:

$$Q = (\text{watt}_{\text{entrada}}) * 3.41 * 1.25$$

En donde el 1.25 se debe al calor generado por el balaustro. En la tabla XIX, generadores de carga interna, se tabula los valores en vatios de la cantidad de luces instaladas para cada zona considerada en el calculo de carga.

### **3.3.3 Carga generada por los ventiladores**

Los motores eléctricos contribuyen con calor sensible a un espacio, convirtiendo la potencia eléctrica de entrada en calor; Debido a que el diseño de la nueva planta utilizará ventiladores con motores de potencias ya establecidas y que forman parte de cada ATU, se utilizara el caballaje instalado, para determinar el calor generado y se procede de la siguiente manera:

$$Q= HP * 2545$$

En donde Q esta dado en BTU/hr.

### **3.3.4 Cargas por equipos eléctricos varios**

Por equipos varios se consideran el calor generado por televisores, computadoras cafeteras, extractores de humo, entre otros equipos.



La elaboración manual de la estimación de la carga térmica se llevó a cabo con la ayuda de una hoja de cálculo realizada en Excel, en la que se utilizaron todos los parámetros, fórmulas, tablas, recomendaciones, establecidas con anterioridad para el cálculo de cargas internas y externas.

Se decidió adicionar un factor de seguridad del 10% a la carga térmica obtenida para cada zona, considerando ciertos parámetros que no hayan sido tomados en cuenta. En la tabla XXIV del Apéndice C, Cálculo de carga, consta detalladamente el cálculo de carga para cada zona del Buque de acuerdo a las áreas que llegan los climatizadores.

### 3.4 Resultados obtenidos

Los resultados obtenidos en el Calculo de carga térmica instantánea para el Buque se detallan en la tabla XXV a continuación:

**TABLA XXV.- RESULTADOS DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA**

<b>CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA</b>					
EMBARCACION	Corbeta Misilera				N° 1
ZONA	C1-cubierta 100				
FECHA DE DISEÑO	Mar-21				
HORA DE DISEÑO	15:00				
ALTURA (ft)	7,6				
<b>RESULTADOS OBTENIDOS</b>					
CLIMATIZADORES	AREA (FT2)	CFMmando	CFM EXT.	T.R	HP
C1	832	1330,8	330,0	6,8	0,9
C2	748	1197,2	231,8	6,4	0,8
C3	1697	1647,3	424,2	9,3	1,0
CL3A,B	211	337,4	52,7	1,1	0,2
	<b>3487</b>	<b>4512,6</b>	<b>1038,65</b>	<b>23,50</b>	
<b>NOTA: Se considera una carga total de 32 TR, estimando las maniobras de reparación en las que operan parcialmente los equipos electrónicos, de 8 TR.</b>					
<b>CARGA TÉRMICA: 32 TR.</b>					

De acuerdo a estos resultados, la carga térmica demandada es de 32 toneladas de refrigeración, para cada nave tipo Corbeta; por lo que para la flota, considerando que son seis buques se demandará una carga térmica de 192 toneladas de refrigeración.

# CAPITULO IV

## 4 DISEÑO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS Y ACCESORIOS

### 4.1 Selección del tipo de enfriador

En esta sección se seleccionará el tipo de enfriador de agua que se utilizará en el diseño de la planta, tomando en consideración aspectos económicos y técnicos.

Un enfriador de agua (chilled water), de acuerdo al medio que utilice para enfriar su condensador, se clasifica en: enfriado por aire y enfriado por agua; para este proyecto y de acuerdo a esta clasificación, el sistema que se utilizará será un chilled water con su condensador enfriado por agua.

El Chiller, de acuerdo al tipo de compresor que utilice para comprimir el gas refrigerante, se clasifican en: Compresores de desplazamiento positivo y compresores rotodinámicos. El compresor de desplazamiento positivo incrementa la presión del vapor refrigerante admitiendo una determinada cantidad de este en un volumen determinado y para luego inmediatamente reducir este volumen. El compresor rotodinámico incrementa la presión del vapor refrigerante debido a una continua transferencia del momento angular de los elementos de rotación hacia el vapor seguido por la conversión de este momento en una elevación de presión.

Existen tres tipos básicos de compresores de desplazamiento positivo: Reciprocantes, rotatorios y helicoidales (de tornillo); solamente existe un tipo de compresor dinámico que se usa en los sistemas de refrigeración, llamado compresor Centrifugo;

## **Enfriadores recíprocante de líquidos**

### **Características generales**

El compresor recíprocante es una máquina de desplazamiento positivo que mantiene una razón de flujo constante sobre un amplio rango de presiones el cual es aplicado con refrigerantes que tengan bajo volumen específico y relativamente altas presiones características. La construcción de este tipo de compresor es semejante a los motores del tipo automotor, los cuales están compuestos de cilindros, pistones, un eje de transmisión y válvulas de succión y descarga; El compresor puede tener uno o más cilindros.

### **TIPOS Y CAPACIDADES DISPONIBLES**

Generalmente las capacidades de estos compresores van desde 2 toneladas hasta 450 toneladas de refrigeración

Los siguientes tipos de compresores son comúnmente utilizados en máquinas de enfriamiento de agua:

**Herméticos.-** Aquellos en que el compresor y el motor eléctrico son construidos en una caja integral sellada utilizando un eje en común; son compactos, silenciosos y de bajo costo y se ha generalizado su uso para refrigeración doméstica; Las capacidades están disponibles desde 2 hasta 25 toneladas.

**Semi herméticos:** Poseen una cubierta desmontable con tornillos que permite realizar trabajos de campo en el compresor; Estos se encuentran disponibles hasta alrededor de 200 toneladas.

**Abiertos:** En este tipo de compresor el eje se prolonga a través del cárter y la transmisión al compresor puede ser directa o por bandas; Debido a que su motor eléctrico no es enfriado por la succión del gas, como es el caso de los compresores herméticos, provee de igual cantidad de enfriamiento con menos potencia de entrada (Kw/T.R), pero es más caro que los otros. Se encuentran disponibles con una capacidad de hasta 450 toneladas.

## COMPONENTES DEL SISTEMA

CONDENSADORES.- Pueden ser del tipo evaporativo, enfriado por aire o enfriado por agua; Las versiones de condensadores enfriadas por agua pueden ser del tipo tubo y coraza, tubo en tubo, coraza y serpentín; Se prefiere usar el tipo de tubo y coraza debido a que estos pueden ser reparados, mientras que los otros deben ser reemplazados cuando ocurren filtraciones del lado del refrigerante.

El factor de suciedad, recomendado por Carrier y que consta en la tabla 11 en su capítulo de acondicionamiento del agua, para enfriamiento con agua de mar, es de 0.0005 – 0.002 (ft<sup>2</sup>\*°F\*hr/BTU).

EVAPORADORES.- Usualmente son de expansión directa en el cual el refrigerante se evapora mientras esta fluyendo dentro de los tubos y por el exterior de estos circula el agua a ser enfriada; Los Evaporadores industriales se los usa en refrigeración industrial; estos mantienen un nivel de líquido refrigerante sobre el lado de la carcasa del evaporador mientras que el líquido a ser enfriado fluye por el interior de los tubos.

El factor de suciedad recomendado para trabajar con agua helada en un circuito cerrado de recirculación es de 0.0005 (ft<sup>2</sup>\*°F\*hr/BTU).

TIPO DE REFRIGERANTE.- Remitirse a la tabla XXVI del Apéndice D, datos comparativos de los refrigerantes. Para enfriadores recíprocos se pueden usar los siguientes refrigerantes.

R-12, R-22, R-134, 717, 500.

CONTROL DE CAPACIDADES.- Todos los métodos de control de capacidad de este tipo de compresor funcionan mediante la reducción de la cantidad del refrigerante comprimido entregado al condensador. Por lo tanto el evaporador dispone de menos líquido reduciendo así la



capacidad del sistema. Los métodos que se utilizan para controlar la capacidad del compresor recíprocante son:

Descarga de cilindros.

Control de arranque y paro.

Variación de la velocidad del compresor.

Una desviación de gas caliente.

Una combinación de los métodos anteriores.

**CONTROL DE ARRANQUE Y PARE.-** Se refiere simplemente a arrancar o parar el compresor según sea necesario. Este método puede ser eficaz en compresores pequeños y cuando la carga parcial no es muy frecuente.

Cuando las cargas ligeras son muy frecuentes los ciclos del compresor de prendido y apagado se suceden con demasiada frecuencia, condición que acorta la vida del motor, compresor y dispositivo de arranque. En aquellos sistemas en que se tiene muchos compresores la operación de un número menor de compresores se lo considera como un control de arrancar y parar.



La señal de control automático del compresor puede proceder directamente de un control de la presión de succión o de un termostato ambiente, esto se aplica a este control y a los demás métodos.

**VARIACIÓN DE LA VELOCIDAD DEL COMPRESOR.**- La capacidad del compresor es casi directamente proporcional a la velocidad. ; el control de velocidad puede ser obtenido usando un motor de múltiples velocidades el cual provee de dos o tres velocidades, o usando una máquina de combustión interna la cual también provee de múltiples velocidades. Una ventaja importante de la variación de la velocidad estriba en que la demanda de la potencia disminuye considerablemente así como la capacidad cuando se reduce la velocidad.

**DESCARGA DE CILINDROS.**- Se controla la operación de los cilindros de manera que el vapor refrigerante no se sea comprimido y expulsado desde los cilindros no cargados para llevarlos al condensador, aunque los pistones continúen su movimiento, con esto se logra reducir la cantidad de líquido refrigerante que va al evaporador reduciendo así la capacidad el compresor. La descarga de un cilindro puede lograrse manteniendo abierta la válvula de succión o mediante el uso de un paso o conducto de la descarga a la cámara de succión en el compresor el cual desvía el paso normal a través de las válvulas y las líneas de descarga. Existen dos tipos de dispositivos para mantener abierta la

válvula de succión uno de ellos tiene una válvula de solenoide que opera las partes mecánicas y el otro tipo es un sistema hidráulico la cual usa la presión de aceite para abrir las válvulas. Los descargadores y sus controladores pueden ordenarse para que se descarguen uno o más cilindros con una secuencia, de acuerdo con las necesidades y el número de cilindros del compresor. Se debe tener cuidado de no reducir la capacidad hasta el punto en donde el flujo del refrigerante a través del sistema sea inadecuado para el enfriamiento del motor hermético o para la operación del sistema de lubricación, cuando se requieren capacidades muy bajas pueden utilizarse la desviación del gas caliente.

Con este método normalmente se obtiene aproximadamente un 35 % de reducción en la utilización de energía correspondiente a un 50 % de reducción en la capacidad de refrigeración.

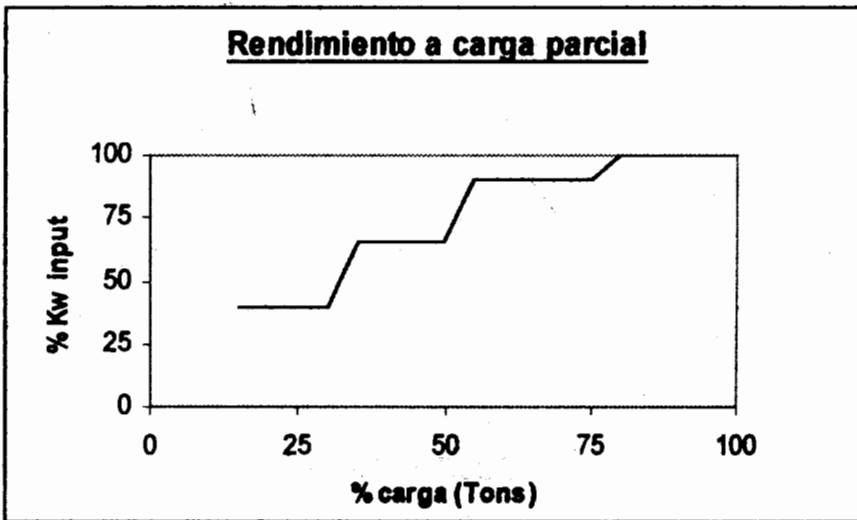
## **DESVIACION DE GAS CALIENTE**

Este método se refiere al control de la capacidad mediante la desviación del gas caliente a la descarga del compresor hacia la entrada del evaporador.

## **CONSUMO TIPICO A CARGA PARCIAL**

Este tipo de maquina se diferencia de los compresores centrífugos y de tornillo debido a que realiza el control de capacidad por pasos antes que una modulación continua. Esto resulta ineficiente debido a que la carga varía continuamente mientras que la reducción de la capacidad de la maquina se lo realiza en pasos fijos.

Figura a carga parcial. ( se debe corroborar la reducción del 35% en energía cuando se reduce el 50% en capacidad)



**Figura 4.1. Consumo de poder a carga parcial de un chiller tipo Reciprocante**

## **Enfriador de liquido de tornillo**

### **Características generales**

Este tipo de enfriador utiliza un compresor tipo tornillo el cual es una maquina de desplazamiento positivo que aumenta la presión disminuyendo el volumen del gas; Este compresor se compone de dos rotores a través de los cuales se aspira el gas refrigerante de manera axial desde la abertura de succión situada en el extremo de la caja trasladándolo hacia la boca del extremo de descarga. La eficiencia volumétrica es elevada debido a que el espacio libre entre los rotores y las paredes de la caja es mínimo y no existe espacio libre alguno para válvulas; al no tocarse entre si los rotores, no tiene lugar desgaste alguno en los rotores.

### **TIPOS Y CAPACIDADES DISPONIBLES**

Existen compresores del tipo abierto y hermético con capacidades que van desde 30 toneladas de refrigeración hasta aproximadamente 1250 toneladas.

### **COMPONENTES DEL SISTEMA**

**CONDENSADOR.-** Puede ser del tipo enfriado por aire o por agua; El condensador enfriado por agua es normalmente del tipo de tubo y coraza en el cual se puede realizar tareas de limpieza.

El factor de suciedad (fouling factor), recomendado por Carrier y que consta en la tabla 11 en su capítulo de acondicionamiento del agua, para enfriamiento con agua de mar, es de 0.005 – 0.002 ( $\text{ft}^2 \cdot \text{°F} \cdot \text{hr} / \text{BTU}$ )

**EVAPORADOR.-** Puede ser inundado o de expansión directa. El tipo inundado es más sensitivo al congelamiento; requiere más refrigerante y un control de la presión del evaporador más cerrado, pero su funcionamiento es más fácil de predecir y puede ser limpiado. El evaporador de expansión directa requiere un control de flujo de masa más cerrado; es menos sensitivo al congelamiento y el lubricante retorna al sistema de lubricación rápidamente.

El factor de suciedad recomendado para un sistema de recirculación cerrado de agua helada es de 0.005  $\text{ft}^2 \cdot \text{°F} \cdot \text{hr} / \text{BTU}$ .

**TIPO DE REFRIGERANTE.-** Remitirse a la tabla XXVI del Apéndice D, datos comparativos de los refrigerantes.

Los refrigerantes más comúnmente usados en este tipo de enfriador son:  
R-22, R-134, 717

**CONTROL DE CAPACIDADES.-**

Para realizar el control de capacidad contamos con dos métodos:

modulación de la velocidad del compresor

Obturación de la succión del gas.

Una modulación de carga ideal para cualquier compresor debe incluir: a) Modulación continua del 100% al 10%; b) Buena eficiencia a carga parcial; c) Arranque sin carga; d) confiabilidad del sistema.

El método más común para la modulación es el uso de una válvula de desplazamiento variable u obturación del gas de succión.

Existen tres mecanismos para obtener desplazamiento variable en el compresor: Válvula deslizante, Válvula de ranura y Válvula de levante.

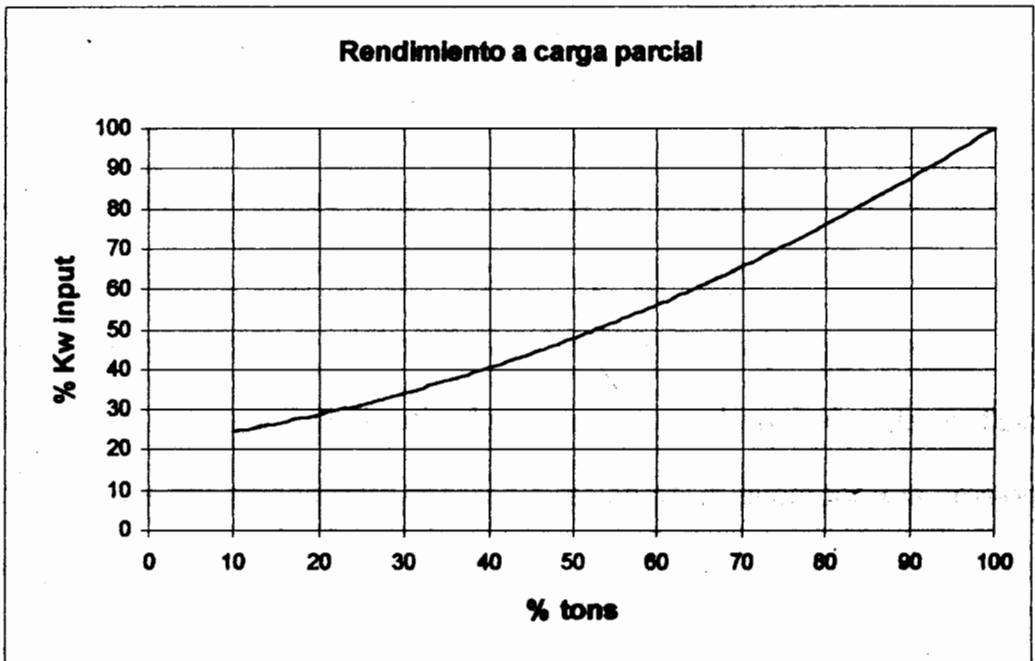
Las dos últimas ofrecen modulación de capacidad discreta o por pasos, mientras que la válvula deslizante provee de una modulación continua de capacidades razón por la cual es la más eficiente y se la explica a continuación:

**VALVULA DESLIZANTE.** - Este tipo de control de capacidades utiliza una válvula deslizante controlada por un pistón piloto el cual es accionado hidráulicamente mediante un termostato u otro dispositivo de control. Cuando el equipo trabaja a plena carga la válvula se encuentra posesionada en el extremo izquierdo; si se requiere carga parcial, la

válvula se desplaza hacia la derecha logrando con esto una obturación del gas refrigerante y el remanente de gas es recirculado a la entrada.

Esta válvula provee modulación continua de capacidad desde 100% hasta 10%.

### FUNCIONAMIENTO A CARGA PARCIAL



**Figura 4.2. Consumo específico de poder a carga parcial de un chiller tipo tornillo**

Puesto que prácticamente no se realiza trabajo alguno sobre el gas de succión desviado, y el control de capacidad regula con la posición de la válvula deslizante, la reducción de la potencia a carga parcial es lineal

con respecto a la disminución de la capacidad; Esto es equiparable con la eficiencia del compresor centrífugo a carga parcial, y es superior al funcionamiento de un compresor recíprocante con descargadores. (ver gráfico de función a carga parcial).

### **Enfriador de líquido centrífugo**

#### **CARACTERÍSTICAS GENERALES**

El compresor centrífugo es una máquina de desplazamiento variable la cual me permite obtener un amplio rango de modulación continua de capacidades sobre un limitado rango de relaciones de presiones; el compresor usa una fuerza centrífuga para elevar la presión de un flujo continuo de gas refrigerante desde la presión del evaporador a la presión del condensador.

Este tipo de máquina manejan un alto volumen de gas, sin embargo puede usar refrigerantes con alto volumen específico

#### **TIPOS Y CAPACIDADES DISPONIBLES**

Para aplicaciones de aire acondicionado se pueden encontrar compresores con capacidades de enfriamiento desde 100 a 2400 toneladas de refrigeración.



Este tipo de máquina se fabrican con compresores abiertos y herméticos; las unidades herméticas poseen capacidades que van desde 100 a 2000 toneladas mientras que unidades abiertas están disponibles desde 100 a 10 000 toneladas.

## COMPONENTES DEL SISTEMA

**CONDENSADOR.-** Generalmente es del tipo de tubo y coraza enfriado por agua con el refrigerante condensándose en el exterior de los tubos; Condensadores evaporativos o enfriados con aire también pueden ser utilizados para aplicaciones especiales.

**EVAPORADOR.-** Evaporadores inundados son normalmente utilizados, mientras que los de expansión directa son utilizados por ciertos fabricantes para bajos rangos de capacidad. El evaporador inundado utiliza tubos de cobre o aleaciones de cobre.

## TIPO DE REFRIGERANTE.-

Los refrigerantes más comúnmente usados en este tipo de enfriador son: R-22 y R-134 (Tabla XXVI del Apéndice D).

## CONTROL DE CAPACIDADES

Los métodos que se utiliza para el control de capacidades dependen del tipo de compresor Centrifugo; así tenemos que para compresores abiertos utilizamos los siguientes métodos:

- ◆ Alabes guía de entrada variable
- ◆ Compuerta de succión
- ◆ Conductor de velocidad variable

En compresores herméticos solo se utiliza el método de álabes guía de entrada variable.

**ALABES GUIA DE ENTRADA VARIABLE.-** Este control reduce la capacidad variando el ángulo de entrada del gas de succión dirigido al interior del ojo del impeler. Existe una dirección óptima con la que el gas debe entrar a los álabes del impulsor del compresor, logrando así reducir al mínimo la demanda de potencia.

El control automático de la máquina se lo realiza con un termostato que controla la temperatura de salida del agua helada; cuando la temperatura cambia, la señal del termostato controla la regulación de los alabes los cuales cambian la capacidad de la máquina para mantener la temperatura deseada; Cuando los álabes alcanzan la posición cerrada y la temperatura de salida del agua sigue bajando a un mínimo

predeterminado, la baja temperatura del agua acciona un interruptor y para a la máquina.

Con este método se logra obtener una reducción de capacidades que va desde 100% al 10% de la carga total y también me permite un arranque sin carga

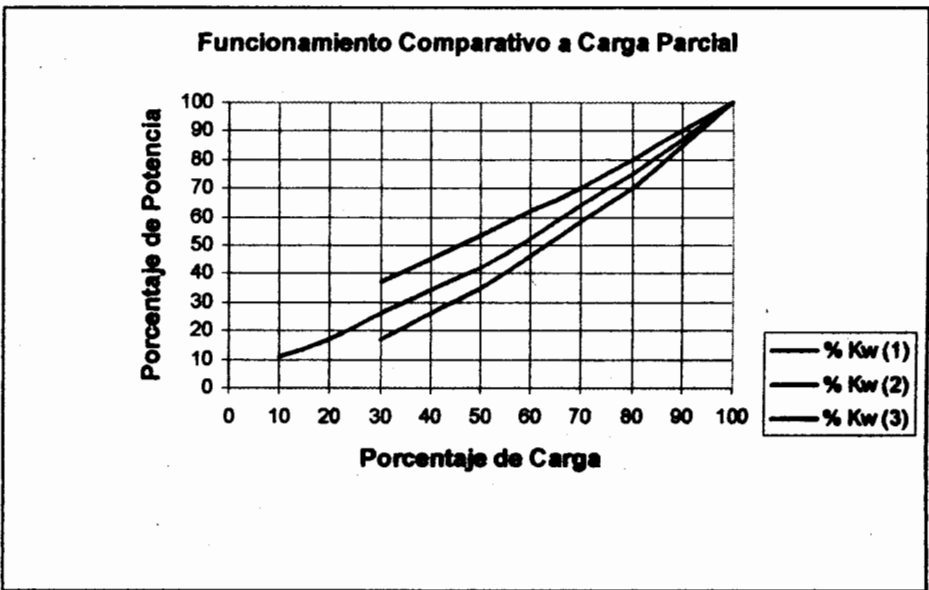
**COMPUERTA DE SUCCIÓN.-** Este tipo de control es simplemente una válvula mariposa colocada en el lado de succión del compresor la cual es accionada por un motor que recibe una señal de un termostato que censa la temperatura de salida del agua. La reducción de la demanda de potencia que se logra con este método no es tan grande comparada con los demás métodos, razón por la cual este método no es muy usado.

**CONDUCTOR DE VELOCIDAD VARIABLE.-** Con este método logramos un bajo consumo de poder; Si es una turbina de vapor el medio conductor del compresor, es fácil variar la velocidad controlando el flujo de vapor; Con un 50% de reducción de capacidad se necesita un 40 % de la demanda de potencia. Si se utiliza un motor eléctrico, este es de velocidad variable y en la práctica no se usa con mucha frecuencia debido a su alto costo.

Tanto con el método de compuerta y el de velocidad variable solo se logra reducir hasta el 50% de la capacidad; para menores reducciones de capacidades se debe utilizar una línea de gas caliente.

## FUNCIONAMIENTO A CARGA PARCIAL

En la figura se muestra una comparación de los métodos de control de capacidades antes mencionados para funcionamiento a carga parcial del compresor; Del gráfico se observa que el método que ofrece mejores eficiencias es el de velocidad variable con una turbina; a este método le sigue el de alabes guías de entrada variable.



(1) : Velocidad variable utilizando una turbina como conductor; (2): alabes guía de entrada variable; (3): compuerta de succión

**Figura 4.3.- Consumo específico de poder a carga parcial de los tres métodos de un chiller tipo Centrifugo.**

En el Apéndice D, tabla XXVII, XXVIII, XXIX se tabula las características de los tres sistemas enfriadores de líquidos estudiados y además se indican los materiales recomendados para los condensadores y Evaporadores.

## **SELECCIÓN DEL ENFRIADOR**

De acuerdo al estudio de los sistemas enfriadores de agua, se opta por un sistema enfriador de líquidos tipo tornillo por las siguientes ventajas:

- ◆ Ofrece modulación continua de capacidades desde 100% hasta 10% de su capacidad total
- ◆ La reducción de potencia a carga parcial es lineal con respecto a la disminución de la capacidad.
- ◆ Ofrece consumos específicos a carga parcial (Kw/Ton.) superiores al funcionamiento de un Reciprocante y equiparable con un Centrifugo.
- ◆ Menores frecuencias de parada y arrancada
- ◆ Mínimas superficies en contacto.
- ◆ Mínimo mantenimiento

## **CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS**

La unidad enfriadora de Líquido tipo Tornillo es un Chiller para operaciones continuas usando refrigerante R22 o R134a; La unidad debe venir completamente ensamblada en fábrica, Pre conectada, lista para ser instalada. Deberá incluir: Evaporador, Condensador, Sub-enfriador,

Separador de aceite, compresor, motor abierto, sistema de lubricación, centro de control y todas las interconexiones de tubería y cableado listo. El funcionamiento de la unidad deberá estar enmarcada con las normas ARI.

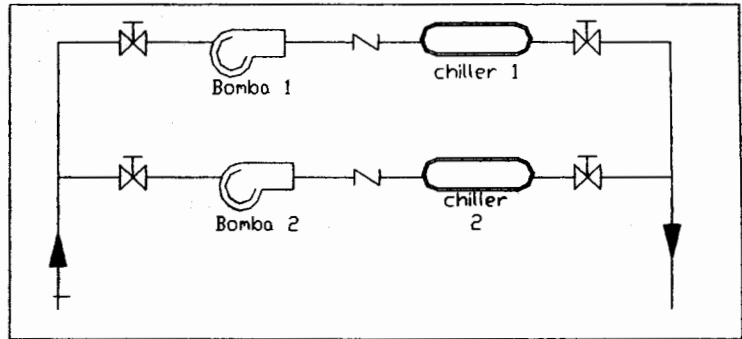
## **4.2 Disposición De Los Equipos Seleccionados**

Los equipos seleccionados pueden trabajar solos si es que no son de gran capacidad, o a su vez por su gran capacidad se pueden considerar arreglos o disposiciones en serie o en paralelo, por lo que analizaremos estos tipos de arreglos.

### **Arreglo en paralelo**

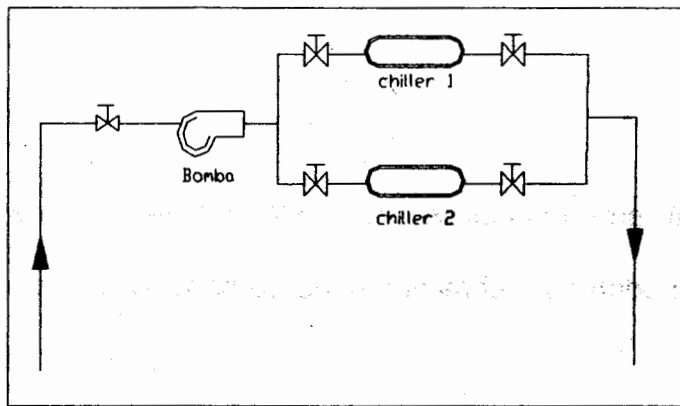
En este sistema, cada máquina puede controlar su temperatura de diseño de salida del agua refrigerada similar como si estuviera trabajando una sola máquina. Los mismos rangos pueden ser usados para cada máquina, como la carga del sistema se reduce, cada máquina reduce la capacidad simultáneamente, esto individualmente, produciendo la misma temperatura de salida del agua enfriada.

En un arreglo en paralelo se pueden instalar dos o más equipos tal como se muestra en la figura:



**Fig. 4.4.- Arreglo en paralelo con dos enfriadores y dos bombas**

Un arreglo en paralelo con una bomba exterior y un circuito instalado en paralelo se grafica a continuación:



**Fig.4.5.- Arreglo en paralelo con un enfriador y dos bombas**

Cuando opera con una o más bombas y una máquina es apagada, el remanente de agua debe pasar por la otra máquina.

La bomba y el enfriador se pueden apagar durante carga parcial.



## ARREGLO EN SERIE

Cuando los Evaporadores son conectados en serie, a igual reducción de carga de cada máquina produce el mejor consumo de potencia. A continuación se grafica un arreglo en serie:

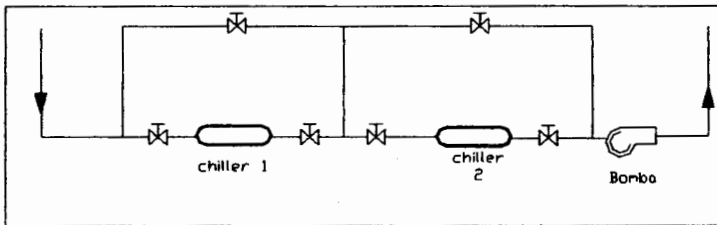


Fig.4.6.- Arreglo en serie con dos enfriadores y una bomba.

## RECOMENDACIONES

Para el sistema se recomienda instalar los equipos en una disposición en paralelo, debido a la cantidad de agua constante que debe ingresar a los climatizadores.

Se debe prender la otra máquina cuando la una llegue a su punto de máxima capacidad, para en ese momento distribuir la carga entre los dos equipos.

Al estar prendidos los dos equipos, se debe apagar la una máquina cuando la carga baja al 50% de la capacidad de las dos, para que la

máquina que quede prendida trabaje a su máxima capacidad, o sea en los puntos de máxima eficiencia.

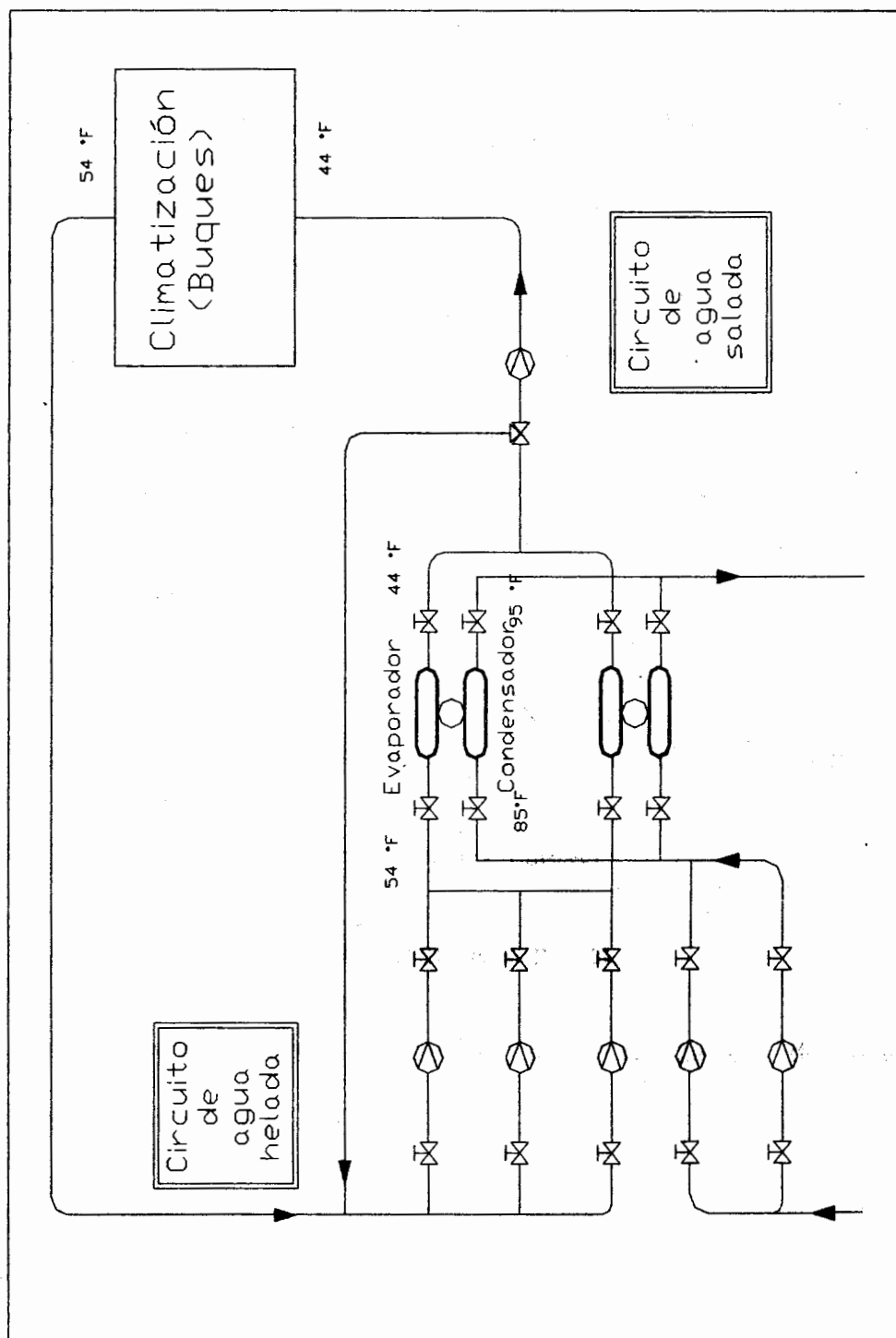


FIGURA 4.7.- Disposición recomendada de una instalación

### **4.3 Ubicación de la planta dentro del muelle**

En lo que respecta a la ubicación de la planta dentro del muelle, se procedió a obtener un plano de ubicación de las naves dentro del muelle, procediendo a medir distancias aproximadas relativas de las tomas de acceso del agua helada entre las naves.

En el plano # 1, INTERCONEXIÓN MUELLES - NAVES, se nota el área disponible para la posible ubicación. y se puede apreciar la ubicación de la central de enfriamiento localizada entre el muelle #3 y el muelle #4.

La ubicación de la planta dentro del muelle se la asignó por las características:

Por la simetría de ubicación de los buques, con respecto a los muelles.

Por la disponibilidad de espacio entre los muelles.

Por la facilidad de acceso y monitoreo de la planta.

No existen inconvenientes respecto a la realización de actos protocolarios en esa área.

No afecta la realización de maniobras en el muelle.

Debido a su cercanía con respecto a las naves, se disminuye la potencia hidráulica de bombeo y se facilita la interconexión de las tuberías de agua helada del cuarto de máquina a las naves.

## **CUARTO DE MAQUINA**

El cuarto de máquina será construido en un piso que soporte el peso total del equipo, y el lugar donde se asentará el chiller debe poseer una almohadilla aisladora de vibración de ¼" de material neopreno.

La distribución de los equipos dentro del cuarto de máquina deberá proveer suficiente amplitud para permitir trabajos normales de servicios y mantenimiento, tal como limpiezas de tubos del evaporador y condensador, etc.

La ventilación del cuarto será de acuerdo a las normas ASHRAE Estándar 15, en el que requiere que todo cuarto de máquina debe ser ventilado hacia el exterior, usando ventilación mecánica, con uno o más ventiladores, esto es debido a que el motor del chiller es enfriado por aire, la ventilación debe ser capaz de enfriar el calor proveniente de los motores de los compresores y bombas.

## **4.4 Dimensionamiento y selección de tuberías y bombas**

### **4.4.1 Circuito de agua helada**

El circuito de agua helada es un circuito cerrado de recirculación de agua, en el cual fluye agua desde el cuarto de máquinas ubicado en muelle hacia las tomas de agua helada de cada una de las corbetas para hacerlas fluir hacia el sistema de climatización del buque y retornarlas nuevamente al cuarto de máquina.

Los componentes de este circuito son los siguientes:

- Bomba de recirculación de agua
- Evaporadores
- Tuberías
- Válvulas
- Codos, té, y juntas flexibles
- Aislamiento de tuberías
- Filtros
- Soportes de tuberías
- Medidores de presión, temperatura
- Separador de aire
- Tanque de expansión.

- Controles de seguridad

## EVAPORADORES

La capacidad total que deben manejar los Evaporadores, (determinada en el capítulo anterior) es de 192 T.R. con dos unidades enfriadoras conectadas en paralelo y manejando cada una 96 toneladas, por lo que se procede a determinar el caudal de agua que circulará a través de los Evaporadores para manejar esa carga térmica.

Utilizando la ecuación del calor sensible, con la cual se calcula la cantidad neta del calor agregado o removido de un sistema, determinaremos el caudal:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T$$

Expresando esta fórmula en unidades consistente se tiene:

$$TR = GPM \cdot \Delta T / 24$$

Donde:

TR : toneladas de refrigeración, Tons.

GPM: Galones por minuto.

$$\Delta T : T2 - T1$$

T1: temperatura de ingreso al evaporador

T2: temperatura de salida al evaporador

Utilizando un  $\Delta T = 7.7^\circ\text{F}$  donde  $T2 = 51.7^\circ\text{F}$  y  $T1 = 44^\circ\text{F}$ , el caudal de agua que circulará a través de un equipo es:

$$\text{GPM} = \text{TR} * 24 / \Delta T$$

$$\text{GPM} = 32 * 24 / 7.7$$

$$\text{GPM} = 100$$

Este es el caudal que debe manejar el equipo en un diseño nuevo.

En vista en que este proyecto debe compaginarse con equipos ya instalados en el buque, es decir trabajar con manejadoras de aire con una capacidad ya definida, se realiza el siguiente análisis.

El sistema instalado en los buques actualmente trabaja con 200 GPM, con una carga de enfriamiento de 60 toneladas, con una diferencia de temperaturas en el evaporador de  $7.2^\circ\text{F}$

En la carga de enfriamiento, 20 toneladas corresponden a mobiletos integradores, encargados de climatizar los equipos electrónicos,



estos equipos están parcialmente prendidos cuando las naves se encuentran atracadas en muelles, debido a maniobras de reparación, por lo que generan calor, los mobiletos trabajarán al 50% de su servicio normal para el nuevo proyecto.



Una planta diseñada con una diferencia de temperatura de 10 °F, con una carga de 60 toneladas de refrigeración debe manejar un caudal de 144 GPM, por lo que se determina que la planta está sobredimensionada.

### Parámetros Totales

La cantidad total de GPM para las seis corbetas será de 600, con una carga térmica de 192 toneladas de refrigeración, con una diferencia de temperatura de 7.7 °F.

### EQUIPOS

Se instalarán dos equipos chillers, con los siguientes parámetros:

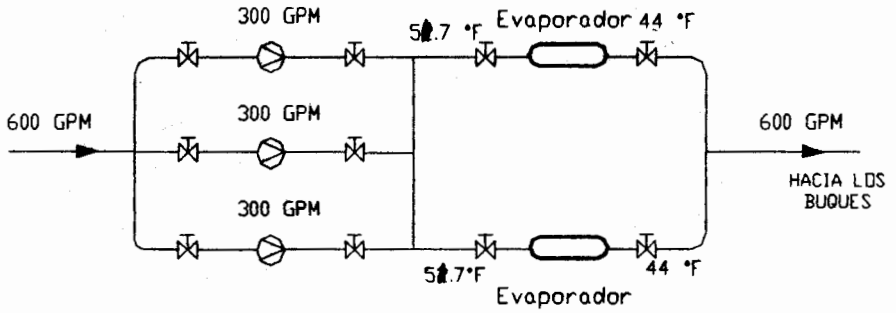
CAUDAL = 300 GPM

CAPACIDAD = 96 TR

$\Delta T$  = 7.7 °F



### Características Técnicas



**Fig. 4.8.- Diagrama esquemático del circuito de agua dulce.**

### CARACTERISTICAS DE LA UNIDAD SELECCIONADA

Se instalarán dos equipos tipos Chillers, cuyos evaporadores manejen los siguientes parámetros y cumplan con las siguientes características técnicas:

<b>CARACTERISTICAS DEL EVAPORADOR</b>	
Tipo de fluido	Agua duce
Flujo	300 GPM
Temp. de entrada	51.7 °F
Temp. de salida	44°F
Caída de presión	22 ft
Numero de pasos	2
Factor de suciedad	0.0025 ft <sup>2</sup> Fhr/BTU
Material de tubos	cobre
presión de trabajo	150 psig

**TABLA XXX.- características del evaporador seleccionado**

## **TUBERIAS**

En el diseño de tuberías se deben considerar los siguientes factores:

1) La velocidad del agua ✓

2) La cantidad de agua ✓

La cantidad total de agua ha sido determinada por la carga de enfriamiento, cuyo valor es de 600 GPM. ✓

Para determinar la velocidad del agua en la tubería se deberá considerar dos factores:

- El servicio que prestará la tubería
- Los efectos de erosión.

ojo La tabla 13, del Manual de Carrier, lista varias velocidades para distintos servicios y en la tabla 14, se lista la velocidad para evitar la erosión, considerando su operación normal por hora/año.

Para este proyecto, considerando las dos tablas y la aplicación particular del proyecto, se establece que será de 8 fps (pie por segundo).

ojo Con estos dos parámetros (GPM y velocidad), se ingresa a la carta #3, del Manual de Carrier, pérdidas por fricción para un sistema de recirculación cerrado, obtenemos el diámetro de la tubería y la pérdida por fricción por cada 100 ft de tubería de acero cédula 40.

ojo Los materiales de la tubería se obtienen de la tabla #1, parte 3.1, del manual de Carrier, para el proyecto se recomienda usar tubería de acero negro, cédula 40, ASTM A53, preparadas para conexiones mediante acoplamiento Vitáulico.

En la tabla XXXI, Selección de tuberías del sistema de agua dulce, se seleccionan las tuberías de acuerdo a los GPM que

manejarán y además se incluye también las propiedades físicas de la tubería con agua.

**TABLA XXXI.**

**Selección de tuberías del sistema de agua dulce**

**Material ACERO GALVANIZADO**

**Velocidad 8 fps**

**Cedula 40**

**Norma ASTM A53**

ITEM	GPM	D.nom.(in)	%/ 100 ft	Peso tub.(lb/ft)	Peso agua(lb/ft)	Sup ext. Ft <sup>2</sup> /ft
1	100	2"1/2	7	5.79	2.072	0.753
2	200	3	8	9.11	4.28	1.047
4	300	4	5.3	10.79	5.51	1.178
5	600	5	5.7	14.62	8.66	1.456

## **ACCESORIOS**

### **Juntas de Expansión**

Cualquier línea de tuberías que está sujeta a cambio de temperatura se expande y se contrae, y para absorber estos cambios utilizaremos juntas de expansión del tipo de caucho.

Este tipo de juntas es acoplado para absorber la contracción y expansión del sistema de tubería y estas son principalmente usadas como conectores flexibles con el equipo para aislar sonidos y vibración, y eliminar esfuerzos en conexiones en un equipo.

Se usaran juntas de expansión de Neopreno del tipo de diseño de arco con uniones bridadas capaces de soportar una presión máxima de 200 psi, para ser colocadas a la succión y descarga de las bombas y en la entrada y salida del evaporador de acuerdo como se indica en plano de detalle de conexión de bombas y de equipos chiller.

### **Codos Y Tes**

Se instalarán codos (de radio largo) y tés de hierro fundido preparados para acoples Vitáulicos y que soporten una presión máxima de trabajo de 150 PSI.

Los codos y té s son responsables de una gran caída de presión en el sistema de tubería, por lo que sus características se indicarán en la tabla XXXII, Características de accesorios para el circuito de agua dulce, y su localización serán ubicadas en los planos y diagramas.

### **Válvulas**

Válvulas de compuerta serán colocadas principalmente en la succión y descarga de la bombas de recirculación y a la entrada y salida del evaporador con el propósito de aislar dichos equipos; deben ser con cuerpo y partes húmedas de hierro fundido, bridadas para una presión de trabajo de 150 PSI para agua.

Válvulas Cheque se utilizaran en la descarga de las bombas y se utilizarán válvulas de hierro fundido del tipo oscilante con asientos removibles y uniones bridadas.

Para regulación de flujo se utilizarán válvulas de Globo, con cuerpo y partes húmedas de hierro fundido con uniones bridadas

Su instalación y localización serán indicadas en el plano de Detalle de conexión para bombas y para chiller.



En la tabla siguiente se indican las características de los codos, tes y válvulas:

<b>Características de accesorios para tuberías-agua dulce</b>					
<b>Accesorio</b>	<b>diam. (pulg)</b>	<b>Material</b>	<b>long. equiv (ft)</b>	<b>conexiones</b>	
<b>codos</b>	2"-1/2	hierro fundido	4.1	Vitaulica	
	3"	hierro fundido	5	Vitaulica	
	4	hierro fundido	6.7	Vitaulica	
	5	hierro fundido	8.2	Vitaulica	
	6	hierro fundido	10	Vitaulica	
<b>tes</b>	2"-1/2	hierro fundido	12	Vitaulica	
	3"	hierro fundido	15	Vitaulica	
	4	hierro fundido	21	Vitaulica	
	5	hierro fundido	8.2	Vitaulica	
	6	hierro fundido	30	Vitaulica	
<b>válvulas</b>	<b>compuerta</b>	2"-1/2	hierro fundido	2.8	Bridada
		3"	hierro fundido	3.2	Bridada
		4	hierro fundido	4.5	Bridada
		5	hierro fundido	6	Bridada
	<b>de paso</b>	4	hierro fundido	-	Bridada
		5	hierro fundido	-	Bridada
	<b>cheque</b>	4	hierro fundido	40	Bridada
		5	hierro fundido	50	Bridada

Fuente: tomada de Carrier, Manual de sistemas de diseño de aire acondicionado

**Tabla XXXII.- Características de los accesorios para el circuito**

## **Válvulas De Tres Vías**

En caso de faltar Buques en muelles, se usarán válvulas de tres vías, que al sensar presión o flujo de agua, desvíen flujo a la línea de retorno de la planta, operando el sistema de bombeo de manera constante.

Trabajarán a una presión máxima de 150 psia; puede trabajar con señales de presión o de flujo de agua de manera proporcional en los siguientes pasos:

1. Normalmente abierta, para la circulación de un flujo completo.
2. Regulación del flujo a las dos terceras partes, en caso de faltar un Buque.
3. Regulación del flujo a la tercera parte, en caso de faltar dos Buques.
4. Completamente cerrado en caso de estar ausente los tres Buques.

## **CARACTERÍSTICAS**

Presión máxima 150 psia

Rango de velocidad 1 – 10 m/s

Diámetro 4"

Precisión 1%

**FILTROS**

Los filtros serán usados en la línea de succión de la bomba, y a la entrada de la válvula de control. Para la protección de la bomba, el filtro no debe ser menor a 40 mallas y debe ser de bronce; Se instalarán filtros de coladera del tipo de canasta simple y sus características se citan a continuación:

CARACTERÍSTICAS DE FILTROS					
TIPO	PARTES HUMEDAS	ACABADO EXTERIOR	CANASTA	EMPALMES	CONEXIÓN
Bronce	ASTM B62	HIERRO DUCTIL	BRONCE O MONEL	UNION	BRIDADA (150 PSI)

**TABLA XXXIII.- Características del filtro.**

Para su localización remitirse al plano de diseño, en el cuarto de máquinas.

## SOPORTES Y ANCLAJES

Se utilizará para el circuito de tubería los siguientes tipos de soporte, que deberían ser capaces de soportar el peso combinado de tubos, válvulas, uniones, fluidos y aislamiento.

Soportes colgantes.- Soportarán las cargas desde arriba.

Soportes de piso.- Serán utilizados normalmente a la descarga de la bomba, soportando la carga desde abajo.

Empotramiento.- Los cuales son anclajes y guías.

Su ubicación y detalle de instalación será localizado en el diagrama de diseño del circuito, plano de detalles y el espaciamiento entre soportes se enlista en la tabla XXXIV.

**Tabla XXXIV.- Espaciamiento sugerido para soportes**

Diámetro exterior (in)	Espaciamiento del soporte (ft)	Medida de la varilla (in)
2	10	3/8"
2"-1/2	11	3/8"
3	12	3/8"
4	14	1/2
6	17	1/2

Fuente: Adaptada de tabla 6, capítulo 40, del manual de ASHRAE, Equipos, 1996.

## MEDIDORES

Serán instalados medidores de temperatura y presión en los siguientes lugares:

Termómetros a la entrada y salida del evaporador del tipo de columna de líquido de mercurio para ser montados verticalmente y que resistan vibración y corrosión.

Manómetros a la succión y descarga de la bomba, del tipo de carátula y con cuerpo de acero inoxidable resistente a la vibración, pulsación y fluctuación con conexiones de ½ " NPT estándar.

MEDIDORES			
CARACTERÍSTICAS	RANGO	TIPO	EXACTITUD
Manómetros	0-150 psig	Tubo Bourdon	1%
Manómetros	0-50 psig		
Termómetros(entrada)	0-100 °F	Mercurio	1%
Termómetros(salida)	0-100 °F		

TABLA XXXV.- Características de medidores.

## TANQUE DE EXPANSION

La función del tanque de expansión es la de proveer un espacio dentro del cual el líquido no compresible pueda expandirse o

contraerse cuando el líquido sufre cambios volumétricos debido a cambios de temperatura.

Se usará un tanque de expansión del tipo cerrado con interfaces aire – agua, con diafragma o membrana flexible cuyo volumen es calculado a continuación:

$$V_t = V_s * \frac{[(v_2/v_1) - 1] - (3 * \alpha * \Delta T)}{1 - (P_1/P_2)}$$

donde:

$V_t$ = Volumen del tanque de expansión en galones.

$V_s$ = Volumen de agua en el sistema; galones.

$T_1$ = Temperatura baja; °F

$T_2$ = Temperatura alta; °F

$P_1$ = Presión a la temperatura baja; psia.

$P_2$ = Presión a la temperatura alta; psia.

$v_1$ = Volumen específico del agua a la temperatura baja; ft<sup>3</sup>/lb

$v_2$ = Volumen específico del agua a la temperatura alta;  $ft^3/lb$

$\alpha$ = Coeficiente de expansión térmica lineal

Para aplicaciones de aire acondicionado, temperaturas típicas, alta y baja son 44°F y 86°F, respectivamente;  $\alpha$  para el acero es igual a  $6.5 \times 10^{-6}$  in/in °F y para el cobre es  $9.5 \times 10^{-6}$ ; Con las temperaturas dadas obtenemos de las tablas de vapor los siguientes datos:

$P_1 = 0.14199$  psia

$P_2 = 0.6152$  psia

$v_1 = 0.01602$   $ft^3/lb$

$v_2 = 0.01609$   $ft^3/lb$

El volumen de agua en el sistema es la suma del agua en el sistema de tuberías del proyecto más el agua contenida en la red de distribución de la flota de Corbetas, estos datos se listan en la tabla XXXVI:

TABLA XXXVI.- Volumen de agua del sistema

## VOLUMEN EN GALONES DEL SISTEMA

UBICACIÓN	galones
Cuarto	77
Mando	210
Retorno	210
Buque	1320
Evaporadores	140
<b>TOTAL</b>	<b>1958</b>

## CUARTO DE MAQUINA

D.nom.(in)	L (ft)	Peso agua(lb/ft)	Gal/ft	galones
4	65,6	5,51	0,66	43,3
5	32,8	8,66	1,04	34,1
<b>TOTAL</b>				<b>77,4</b>

## MANDO DE AGUA DULCE

D.nom.(in)	L (ft)	Peso agua(lb/ft)	Gal/ft	galones
2"1/2	130	2,072	0,25	32,3
3	72	4,28	0,51	36,9
4	72	5,51	0,66	47,6
5	90	8,66	1,04	93,5
<b>TOTAL</b>				<b>210,3</b>

## CANTIDAD DE AGUA TOTAL EN LA CORBETA

DIAM (lin)	Long (ft)	gal / ft	Galones
3-1/2"	144,28	0,51	74,0
3"	79,6	0,38	30,5
2"	237,6	0,17	41,3
1-1/2"	320	0,11	33,8
1-1/4"	112	0,08	8,7
1"	156	0,04	7,0
3/4"	152,0	0,03	4,2
1/2"	152	0,02	2,4
3/8"	20	0,01	0,2
<b>EVAPORADOR</b>		<b>70 Gal/un</b>	<b>140</b>
<b>CLIMATIZADORES</b>			<b>68,4</b>
<b>TOTAL</b>			<b>410,6</b>

NOTA: sin evaporadores, ni cuarto de maquina 220



Es decir que al no considerar los evaporadores ni el cuarto de máquinas de las Corbetas a las que no va a tener acceso el agua de enfriamiento del muelle su valor total en GPM es de 220, aproximadamente.

Todos estos datos son reemplazados en la formula original para obtener el siguiente resultado:

$$Vt = 8.15 \text{ galones}$$

El tanque de expansión deberá ser de cobre, probado de acuerdo a las normas ASME, a una presión de 125 psig.

### **SEPARADOR DE AIRE**

Un separador de aire se instalará a la salida del tanque de expansión al ingreso de las bombas y que cumpla con las siguientes especificaciones:

**CAUDAL** : 600 GPM

**TUBERIA** : 5"

**TEMPERATURA** : 52 °F

## **AISLAMIENTO**

Todas las tuberías y accesorios deberá ser aisladas para cumplir con dos objetivos básicos:

Minimizar las pérdidas térmicas en la tubería

Prevenir la condensación durante el enfriamiento del agua

A continuación en la tabla XXXVII se lista las características del aislamiento a utilizar en el proyecto.

<b> AISLAMIENTO TERMICO</b>				
	<b> Diam.tubería (pulg)</b>			
	<b> 2"1/2</b>	<b> 3</b>	<b> 4</b>	<b> 5</b>
<b> Material</b>	<b> Espuma Elastomerica</b>			
<b> Espesor (pulg)</b>	<b> 1</b>	<b> 1</b>	<b> 1</b>	<b> 1 1/2</b>
<b> Conductividad</b>	<b> 0.034 W/m°K</b>			
<b> Temperatura de uso</b>	<b> -40°c a 105°c</b>			
<b> Color</b>	<b> Negro</b>			
<b> Similar a</b>	<b> Armaflex</b>			

Fuente: Manual de Bolsillo "ASME"

**TABLA XXXVII.- Características del aislamiento térmico.**

Adicionalmente al aislamiento, toda la tubería aislada será protegida mediante una camisa de Tol galvanizado USG 24 o aluminio.

## **BOMBAS**

velocidad

Se usarán 3 bombas de recirculación de agua del tipo centrífuga, de las cuales 2 trabajaran simultáneamente en paralelo y una quedará para entrar en funcionamiento alternativo para suplir a cualquiera de las dos bombas.

Se usarán bombas del tipo end suction, similares a TACO PUMPS.

### **Potencia de bombeo**

Para seleccionar una bomba se requieren dos parámetros:

La cantidad de galones por minuto de agua

El cabezal manométrico a vencer

La cantidad de GPM fue determinada a partir de la carga de aire acondicionado, y es en total, 600 GPM; al ser dos bombas las que trabajaran, el caudal a manejar por cada bomba será 300 GPM.

Para determinar el cabezal manométrico se calcularán las pérdidas por fricción en tuberías válvulas, térs, codos, intercambiadores de calor entre otros.



La fricción de la tubería depende de la longitud de ella, **velocidad** del agua, diámetro, longitud equivalente de accesorios. Estos valores de pérdidas de fricción en tuberías y longitud equivalente de accesorios se encuentran listados en las tablas XXX, XXXI, XXXII de este capítulo; las longitudes de la tubería, la cantidad y tipo de accesorios son tomadas del plano del cuarto de máquinas y del plano de distribución externa de tuberías del circuito.

A continuación en la tabla XXXVIII se muestra en detalle el cálculo de pérdidas en accesorios y en la tabla XXXIX se determina el cabezal manométrico total del sistema, incluyendo las pérdidas dentro del buque.

DETALLE DE PERDIDAS EN ACCESORIOS					
Ubicación	Accesorio/caract.		diam.(pulg)	Cantidad	long.equiv.total (ft)
Mando	"T"		2"1/2	0	0
			3	1	16
			4	1	21
			5	1	24
	válvula	compuerta	2"1/2	3	8.4
	Codo largo		2"1/2	4	16.4
			3"	2	11
			4"	4	26.8
			5	4	32.8
	retorno				
cuarto de maq.	válvula	compuerta	4	6	27
	válvula	cheque	4	3	120
	válvula	globo	4	3	360
	"T"		4	4	84
	Codo	largo	4	11	73.7
<b>TOTAL</b>					<b>916.5</b>

**Tabla XXXVIII.- Longitudes equivalentes en accesorios**

CALCULO DEL CABEZAL MANOMETRICO DEL SISTEMA							
Tramo	GPM	Diam (pulg)	L (ft)	% (ft agua)	Leq. acc (ft)	Leq. total (ft)	ft agua
cuarto	600	5	32.8	5.7		32.8	1.9
	300	4	65.6	5.3	664.7	730.3	38.7
	600	5	45.9	5.7	56.8	102.7	5.9
Mando	300	4	36	5.3	47.8	83.8	4.4
	200	3	36	8	27	63.0	5.0
	100	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	115	7	24.8	139.8	9.8
Retorno							
Buque			-	-		-	25.1
Evaporador					22	44	50.0
TOTAL	600						44.0
							184.8

nota: mando corresponde desde la salida del cuarto hasta el buque mas lejano

Tabla XXXIX

Cálculo del cabezal de la bomba

Ahora con los datos ya determinados del caudal en GPM y el cabezal manométrico en ft. Procedemos a determinar la potencia de Bombeo de acuerdo a la siguiente fórmula:

$$HP = (GPM * H (ft) * sp gr) / (3960 * \eta_{mec} * \eta_{elect})$$

Donde:

GPM : galones por minuto (300)

H (ft) : Cabezal manométrico en pie (185)

Sp gr : gravedad específica del líquido (agua = 1)

3960 : 33 000 (ft/lb) / 8.33 (lb/gl de agua a 1 sp gr) usada para convertir a caballo de fuerza.

$\eta_{mec}$  : eficiencia mecánica (0,75)

$\eta_{elect}$  : eficiencia eléctrica (0.65)

al reemplazar los valores obtenemos:

**Potencia = 29 HP**

## SELECCIÓN DE BOMBAS

Se seleccionaran bombas centrifugas del tipo End suction para aplicaciones marinas con Las siguientes características Técnicas similares a TACO PUMPS.

## CARACTERISTICAS DE LA UNIDAD SELECCIONADA

BOMBAS PARA AGUA HELADA	
Tipo	end succion
Caudal	300 GPM
Cabezal	185.00
Potencia	29.0
Revoluciones	3500 RPM
Diam.succion	2 1/2
Diam.desc.	2"
Diam imp.	6.5"
Voltaje/fase/frecuencia	440/3/60
Material	
NPSHr/Eficiencia	7 ft./75%
Peso	

**TABLA XL.- Características de la Bomba de agua dulce**



### **Descripción General de Funcionamiento del Circuito**

El circuito de agua helada es un circuito cerrado de recirculación que cuenta con un tanque de expansión conectado en el lado de succión de la bomba con una capacidad de 17.6 galones, que compensa o balancea cambios en el sistema de tuberías producidas por la expansión o contracción del agua debido a cambios de temperatura.

El agua es bombeada hacia los Evaporadores, ingresa a 52 °F y sale del mismo a 44 °F con un diferencial de temperatura equivalente a 8 °F teniendo cada evaporador una capacidad de 96 toneladas de refrigeración.

El agua al salir del evaporador es distribuida a través de una sola tubería de mando, que se bifurca en el exterior, para proveer por un lado a tres corbetas y por el otro a las otras tres, cada nave cuenta con conexiones de cubierta, que permite el ingreso del agua hacia el sistema de climatización a través del mismo sistema de tuberías propio del Buque.

Una vez que el agua helada a recorrido todo el sistema de climatización del buque, es dirigida desde las conexiones de cubierta; hacia una tubería de retorno, hacia el cuarto de

máquinas para cumplir con el circuito cerrado de recirculación de agua.

El grupo de bombeo del circuito consiste de 3 bombas centrifugas del tipo end suction con una potencia de 29 HP manejando cada una 300GPM conectadas en paralelo, de las cuales solo dos bombas trabajarán permanentemente y la otra de manera alternativa.

El sistema cuenta con dos Evaporadores conectados en paralelo del tipo tubo y coraza inundado; La coraza es fabricada de acero al carbono mientras que los tubos son de cobre altamente eficientes; la velocidad del agua dentro de los tubos no excede los 12 fps; cuenta con un vidrio visor colocado en el lado de la carcasa para asegurar el nivel del refrigerante. Las cajas de agua son del tipo removibles para permitir limpieza mantenimiento y reemplazo de los tubos. Los Evaporadores deberán ser probados y construidos bajo las normas ASME.

Las tuberías del sistema de recirculación de agua son de acero galvanizado cédula 40 y cuentan con 1 pulgada de aislamiento térmico de Espuma elastomérica similar a Armaflex protegido con una lamina de aluminio de 2 mm de espesor. La distribución,

forma de anclaje, y recorrido de la tubería se lo muestra en el plano de detalles de este circuito.

Bajo condiciones normales de operación, el sistema proveerá a toda la flota de naves, situación en la que trabajarán permanentemente dos bombas en conjunto con los dos Chillers. Bajo condiciones de carga parcial el sistema ofrece regulación de capacidad desde un 100 % hasta 10% de tal manera que cuando la carga total del sistema se reduzca en un 50 % un equipo Chiller saldrá de funcionamiento, mientras que el otro empezará a operar a máxima carga, siendo este su punto más eficiente de operación. Bajo esta condición se mantendrá la misma capacidad de bombeo haciendo circular agua por el evaporador que se encuentra fuera de operación.

En condiciones que no se encuentren el total de naves, entrará en funcionamiento una válvula reguladora de flujo de tres vías que sensa presión, ubicada tal como se indica en el plano y es la encargada de desviar o re-circular el agua a la succión de la bomba; el caudal de agua correspondiente a las naves que faltasen hasta un máximo de dos naves.

En el caso en que se encuentren ausentes mas del 50% de las naves, esta válvula mandará apagar una bomba y

**automáticamente el control de capacidades del Chiller lo apagará.**

**Cuando todas las naves no se encuentren en muelle, se apagará completamente la planta siguiendo los procedimientos adecuados.**

**El sistema cuenta con un interruptor de flujo de tipo eléctrico ubicado en la tubería de descarga del evaporador y es el encargado de protegerlo contra cualquier congelamiento en caso de que el agua pare de fluir.**

### **Recomendación en el circuito**

**En caso de no utilizar válvulas de tres vías en el sistema, se recomienda utilizar variadores de frecuencia instalados en las bombas de recirculación de agua, con el propósito de entregar el agua requerida por el sistema en un momento dado; esto conlleva a una elevación del costo de la inversión del proyecto, pero se cuenta con un sistema más eficiente en operación, que se traduce en ahorro de consumo de energía**

#### 4.4.2 Circuito de agua salada

El circuito de agua salada es un circuito abierto de circulación y cumple con la función de enfriar los condensadores en el cual el refrigerante cede calor al agua para luego ser descargada al mar.

El circuito consta de los siguientes componentes principales:

- Rejilla de retención.
- Filtros de agua
- Bombas de agua salada
- Condensadores
- Tuberías
- Accesorios (válvulas, codos, té, juntas flexibles, Empotramiento)
- Medidores de presión y temperatura.

#### CONDENSADORES

Para efectos de diseño, en el condensador se utilizará agua de enfriamiento que ingrese a 85 °F y retorne al mar a 95°F con un  $\Delta T$  de 10 °F de acuerdo a las normas ASHRAE.

La cantidad de Flujo de agua para enfriar el condensador será determinada utilizando la ecuación que se muestra a

continuación y que a sido extraída del manual de procedimiento de selección de TRANE COMPANY la cual considera la carga térmica y el calor generado por el compresor:

$$\text{GPM} = 24 * [\text{TR} + (0.285 * (\text{Kw comp}))] / \Delta T$$

Donde: **Kw comp** representa los kilo vatios que utiliza el motor del compresor para manejar una determinada capacidad de enfriamiento; Este valor se lo obtiene a partir de la eficiencia de energía que para el proyecto se la fija en 0.7 Kw/TR de donde se obtiene el **Kw comp** y los GPM de la siguiente manera:

$$\eta = 0.7 \text{ Kw/TR} \Rightarrow \text{Kw} = 0.7 * \text{TR}$$

$$\text{Kw} = 0.7 * 96$$

$$\underline{\text{Kw} = 67.2}$$

Luego tenemos que:



$$\text{GPM} = 24 * (120 + (0.285 * 67.2)) / 10$$

$$\underline{\text{GPM} = 275}$$

Considerando que son dos condensadores se tiene un caudal de bombeo total de **550 GPM**.

## PARAMETROS TOTALES

La cantidad total de agua salada para enfriar los dos condensadores de la central de enfriamiento es de 550 gpm, con una diferencia de temperatura de 10 °F y con equipos conectados en paralelo tal como se muestra esquemáticamente en la siguiente figura:.

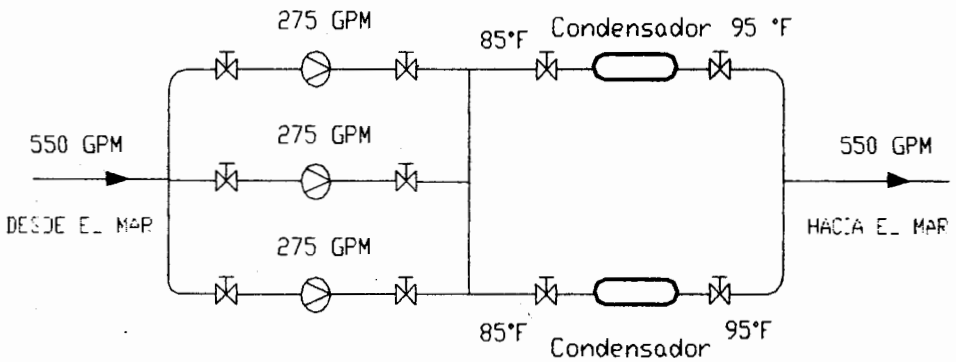


Fig.4.9 .- Diagrama esquemático del circuito de agua salada.

## CARACTERÍSTICAS DE LA UNIDAD SELECCIONADA

Tipo de fluido	Agua de mar
flujo	275 gpm
Cabezal manomet.	90 ft
Temp. de entrada	85 °F
Temp. de salida	95°F
Caida de presion	11 pie
Numero de pasos	2
Factor de suciedad	0.0025 ft <sup>2</sup> Fhr/BTU
Material de tubos	Cobre - níquel
presion de trabajo	150 psig

**TABLA XLI.- Características del condensador seleccionado.**

### TUBERIAS

Las tuberías para este circuito serán dimensionadas de la misma manera que el circuito de agua helada con un flujo de 690 GPM y una velocidad de 8 fps.

El material de las tuberías se las seleccionan en base a las recomendaciones del "Manual de Ingeniería Marina" de la Sociedad de Arquitectos Navales e Ingenieros Marinos (SNAME), en su capítulo de materiales de construcción, en las que se indican que las aleaciones de cobre – níquel son las mejores para el funcionamiento en sistemas de agua salada. En el proyecto se recomienda utilizar tuberías de aleaciones cobre -





Tabla XLII.- Características de la tubería de agua salada seleccionada.

TUBERIAS PARA EL CIRCUITO DE AGUA SALADA

Material cobre - níquel 70/30

Velocidad 8 fps

Deposito 40

Norma ASTM B467

ITEM	GRM	D. nom. (in)	% / 100 ft	Peso tub (lb/ft)	Peso agua (lb/ft)	Sup ext. F <sup>2</sup> /ft
1	210	3.5"	4.5	4.29	4	0.949
2	275	4"	5	5.38	5.18	1.08
3	420	5"	2.7	7.61	8.09	1.34
4	550	5	5	7.61	8.09	1.34

## ACCESORIOS

Los accesorios del circuito son los mismos que del circuito de agua helada y consta de codos, tés, válvulas, filtros, los cuales están localizados según indica el plano del circuito de agua salada; El material de todos estos accesorios debe ser compatible con el material de la tubería seleccionada, es decir de cobre-níquel o en su caso de bronce; sus características se listan a continuación:

Características de accesorios para tuberías agua salada					
Accesorio	día.(pulg)	Material	long.equív	uniones	
codos	4	hierro fundido	6.7	Vitáulica	
	5	hierro fundido	8.2	Vitáulica	
tes	4	hierro fundido	21	Vitáulica	
	5	hierro fundido	24	Vitáulica	
válvulas	compuerta	4	hierro fundido	4.5	Bridada
		5	hierro fundido	5.5	Bridada
	globo	4	hierro fundido	120	Bridada
		6	hierro fundido	170	Bridada
	cheque	4	hierro fundido	40	Bridada
		6	hierro fundido	60	Bridada

Tabla XLIII.- Características de accesorios del sistema de agua salada.

## FILTROS

Se usarán filtros de dos tipos: uno de retención en la tubería de entrada de agua y otro a la succión de cada bomba tipo Strainer no menor a 40 mallas cuyas características se muestran a continuación:

CARACTERÍSTICAS DE FILTROS				
TIPO	PARTES HUMEDAS	EXTERIOR	CANASTA	EMPAQUES
Strainer	Bronce (AST M B62)	Hierro Ductil	Bronce o Monel	BUNA-N

Nota: conexiones Bridadas (150 PSI).

**TABLA XLIV.- Características de filtros para el agua salada.**

## BOMBAS

Se usarán 3 bombas de circulación de agua del tipo centrifugas y su selección es similar al de agua helada pero considerando que estas manejaran agua salada.

### Potencia de bombeo

De manera similar al circuito de agua helada, la cantidad de GPM han sido determinados por la carga de aire acondicionado la cual es igual a 275 GPM para cada bomba con un caudal total de bombeo de 550 GPM.

DETALLE DE PERDIDAS EN ACCESORIOS					
Ubicación	Accesorio/caract.		diam. (pulg)	Cantidad	long.equiv total(ft)
Succión	válvula	compuert	4	3	13.5
		Codo	4	4	26.8
	"T"		5	2	16.4
			4	2	42
			5	2	48
Descarga	válvula	compuert	4	4	18
		cheque	4	3	120
		globo	4	2	240
	Codo		4	12	80.4
			5	2	16.4
	"T"		4	4	84

**TABLA XLV.-Detalle de pérdidas en accesorios del sistema de agua salada.**

El cabezal manométrico a vencer por la bomba se lo determina a continuación.

#### **DETERMINACION DEL CABEZAL MANOMETRICO**

Para determinar el cabezal manométrico se debe conocer además del caudal, las pérdidas por fricción en tuberías de distribución de agua, válvulas, accesorios de la tubería, condensadores y filtros; Por ser un circuito abierto se debe incluir también el cabezal estático. En el plano #2, CUARTO DE MAQUINAS, se indica el diagrama de distribución del circuito de

agua salada del cual se obtiene la longitud de la tubería, el número y tipo de accesorios a utilizar así como también los equipos del cuarto de maquinas; Tomando los datos característicos listados en las tablas XLV, procedemos a elaborar la siguiente tabla en la que calculamos en detalle las perdidas en los accesorios del circuito y luego en la tabla XLVI se muestra el cálculo del cabezal manométrico para la bomba:

Tabla XLVI.-

Determinación del cabezal manométrico del sistema de agua salada

CALCULO DEL CABEZAL MANOMETRICO DEL SISTEMA							
Tramo	GPM	Diam (pulg)	L (ft)	% (ft agua)	Leq. acc (ft)	Leq. total (ft)	ft agua
succión	500	5	49,2	5,3	64,4	113,6	6,02
	275	4	19,7	5	68,8	88,5	4,43
descarga	550	5	25	5,3	16,4	41,4	2,19
	275	4	46	5	542,4	588,4	29,42
condensad	275	-	-	-	14	28	28,0
Estático			20,0				20,0
<b>TOTAL</b>	<b>550</b>						<b>80,1</b>

Estático considera altura de succión y altura en el cuarto de maquina.

## SELECCIÓN DE BOMBAS

Los parámetros para seleccionar las bombas son:

- Caudal = 275 GPM
- Cabezal = 90 ft
- $NPSH_d = 20$  ft

Se seleccionan bombas centrifugas similares a TACO PUMPS para aplicaciones marinas con las siguientes características técnicas:

BOMBAS PARA AGUA DE MAR	
Tipo	end succion
Caudal	275 GPM
Cabezal	90 ft
Potencia	13 HP
Revoluciones	1760 rpm
Diam.succion	3
Diam.desc.	2" 1/2
Diam imp.	6.5
Voltaje/fase/frecue	440/3/60
Material	
NPSHr	6 ft
Peso	

**TABLA XLVII.- Características de las bombas de agua de mar.**

Nota: Para brindar protección catódica al impeler se recomienda utilizar hierro fundido para la carcaza y bronce para el eje y el impeler (partes húmedas)



Se deberá proveer de fabrica, una base metálica para ser montada sobre una base de concreto con un volumen igual a 2.5 veces el peso de las bombas operativas.

### Descripción General de Funcionamiento del Circuito.

El circuito de agua salada es un circuito de circulación abierto que toma agua de mar, haciéndola pasar a través de una rejilla de retención ubicada en la tubería de succión la cual retiene impurezas de tamaño grande, pasando luego a un segundo filtro que controla impurezas menores y protege a las bombas de cualquier material extraño; el agua fluye desde la descarga de las bombas hacia los condensadores permitiendo que el gas refrigerante ceda calor al agua y luego a esta última retornarla nuevamente al mar.

El grupo de bombeo consiste de 3 bombas instaladas en paralelo manejando cada una la mitad del caudal total trabajando dos permanentemente y dejando una bomba en reserva para entrar en funcionamiento cuando se desee realizar trabajos de mantenimiento o reparación en el sistema.

El circuito cuenta con dos condensadores conectados en paralelo en los cuales el agua ingresa a 85°F y sale a 95 °F, fluyendo por el interior de los tubos, mientras que el gas refrigerante que pasa por el exterior le cede calor (es decir el gas refrigerante se condensa).



Bajo condiciones normales de operación, las dos bombas se encuentran en funcionamiento enviando agua a sus dos condensadores respectivos.

Al trabajar a carga parcial y considerando que la carga se a reducido al 50 % o menos, (señal enviada por un sensor instalado a la descarga del condensador y que sensa temperatura) apaga automáticamente una bomba; si la señal censada de temperatura es igual a la temperatura de entrada al condensador el grupo de bombeo deberá apagarse.

Para la ubicación, distribución e instalación, del circuito remitirse al plano de instalación.

#### **CONTROL DE SEGURIDAD**

El sistema cuenta con un interruptor eléctrico de flujo (flow switch) para apagar el sistema en caso de no existir agua en el circuito.

### **4.5 Interconexión Con La Nave**

Como parte final del diseño se ha dejado el estudio de interconexión del sistema instalado en el muelle y los Buque; cada Buque cuenta con conexiones de cubierta ubicadas en la cubierta 100, escuadra 85 a estribor, que permite que el agua helada proveniente de la central de

enfriamiento ubicada en el muelle ingrese en el sistema y climatico normalmente la Corbeta.

Los pasos para la interconexión del sistema de agua refrigerada proveniente de la planta en muelle es el siguiente:

1. Apagar las plantas de los Buques.
2. Cerrar las válvulas de acceso a la planta de Aire Acondicionado en los buques, aislándolos por completo del resto del sistema
3. Acoplar las tuberías provenientes de la planta en muelle, a las conexiones de cubierta del Buque (en su orden).
4. Abrir las válvulas de acceso a la planta en muelle.
5. Prender la planta en muelle.
6. Cerciorarse que los parámetros de operación funcinen correctamente.

#### **4.6 Distribución general de la planta**

En el plano del cuarto de máquinas consta la distribución general de la planta, el área a ocupar por los equipos, la cantidad y disposición de las

bombas de agua de los circuitos, los equipos Chiller, tuberías y accesorios y otros detalles.

#### **4.7 Listado de equipos y accesorios**

De los planos se procede a realizar el conteo de equipos y accesorios a utilizar y se muestra una cotización referencial, que consta en la tabla XLVIII en el apéndice D.

# **CAPITULO V**

## **5 ESTIMACIÓN DE COSTOS GENERALES**

En este capítulo se realizará una comparación de los costos de inversión inicial, operación y mantenimiento que se involucran en la implementación de la nueva planta en muelle, con respecto a los costos que conllevan la operación y mantenimiento de las plantas instaladas en los buques, con el afán de determinar en que tiempo es posible poder recuperar la inversión de la nueva planta, es decir en que tiempo estaría pagada la planta.

### **Estimación de Costos de la Nueva Planta**

#### **Inversión Inicial**

De acuerdo a las cotizaciones del listado de equipo y accesorios que consta en la tabla XLVIII del Apéndice D, en las que en su valor se incluyen ya los costos por transportación, mano de obra, materiales para el montaje y montaje de los mismos, que es de aproximadamente 169 085 USD (referencial).

### **Costos de Operación**

La nueva planta cuenta con una capacidad de enfriamiento de 192 toneladas de refrigeración (TR); en la selección de equipos se consideraron chiller de tipo tornillo, en cuyos modelos estándar se consideran un consumo de energía en Kw por tonelada de refrigeración de 0,75. Es decir que para las 192 TR que consumiría como máximo, tiene un consumo de energía de 144 Kw.

### **MODULACIÓN DE LA CARGA TÉRMICA**

Al realizar la modulación de la carga térmica de la flota de Corbetas, a diferentes horas del día, se obtiene una carga máxima de 192 TR y una mínima de 60 TR, en donde 192 TR representará el 100% de la carga total y 60 TR será el 32%. A continuación se listan los valores de la modulación.

### Modulación de la carga térmica

Obra: Corbeta Misilera  
 Fecha: Mar-21

Hora	Carga (T.R)	% C
15:00	192	100
05:00	60	31
08:00	108	56
12:00	159	83
19:00	84	44
21:00	72	38
Promedio		52

**Tabla IL.- Modulación de carga Térmica durante el día.**

La carga promedio estimada es del 52 %, es decir la demanda diaria promedio es del 52 por ciento de la carga máxima que es de 192 TR, por lo que para efectos de cálculos usaremos un consumo de energía única correspondiente a 74.88 KW por cada hora, ya que consideramos los consumos de energía a carga parcial con un comportamiento lineal, como lo habíamos especificado en el estudio de los sistemas de enfriamiento del tipo tornillo.

Se considera que la máquina funcionará en promedio 20 horas diarias, los 30 días del mes, y los 12 meses del año. De esta manera obtenemos los costos de operación del sistema, valores que se lista a continuación:



Tabla L.- Costos de operación de la planta en muelle.

Costos de Operación de la Planta

Equipo	Cantidad	Potencia (HP)	Consumo (Kw)	Dias	Horas	Kw-hr/mes	\$/mes	\$/anual
Chiller	2	96.5	74.88	30	20	44928.0	1797.1	21565
B. Agua helada	2	23.5	35.06	30	20	21037.2	841.5	10098
B. Agua salada	2	9	13.43	30	20	8056.8	322.3	3867
<b>Total</b>						<b>74022</b>	<b>2961</b>	<b>35531</b>

Costo del Kw-hr= 0.04 USD

**Costos de mantenimiento**

En lo que respecta a mantenimiento en la nueva planta, es de poca consideración debido a que los equipos utilizados son nuevos y no generan mayores costos. Aunque consideraremos una cantidad por costos varios debido a imprevistos de unos 2000 dólares.

**COSTO TOTAL**

Inversión Inicial	169 085 USD
Costos de Operación-anual	35 531 USD
Mantenimiento-anual	2 000 USD
<b>TOTAL</b>	<b>206 616 USD</b>

## **Estimación de Costos de la Planta Instalada en Buques**

### **Costos de Operación**

La planta en el buque cuenta con dos chiller de tipo recíprocante alternativo con una capacidad de enfriamiento instalada de 80 toneladas de refrigeración (TR); de las cuales se utilizan normalmente 40 TR, en casos de máximas cargas se utilizan la capacidad total de 80 TR. Un equipo de 40 TR tiene una potencia instalada de 50 HP, lo que nos da un consumo de energía en Kw por tonelada de 0.93.

Es de notar que los equipos no cuentan con una regulación de capacidad térmica como existía inicialmente para modular la carga térmica requerida del Buque, es decir en todo momento de operación los equipos estarán consumiendo su potencia total máxima de 50 HP, o sea que para las seis Corbetas consumirá 300 HP, es decir que tiene un consumo de energía de 223.8 Kw.

Al realizar el cálculo de consumo energético considerando que la planta trabaja alrededor de 20 horas al día, los 30 días del mes y los 12 meses del año, se obtiene un costo de operación de **93 459 USD** estimados por año.

Tabla LI

Costos de operación de las Plantas en Buques.

Costos de Operación de las plantas en Buques

Equipo	Cantidad	Potencia (HP)	Consumo (Kw)	Dias	Horas	Kw-hr/mes	\$/mes	\$/anual
Chiller	6	50	223.8	30	20	134280.0	5371.20	64454
B. Agua helada	6	12.5	56.0	30	20	33570.0	1342.8	16114
B. Agua salada	6	10	44.8	30	20	26856.0	1074.2	12891
<b>Total</b>						<b>194706</b>	<b>7788</b>	<b>93459</b>

Costo del Kw-hr=

0.04

USD

## **Costos de mantenimiento**

Los costos generados por el mantenimiento de las plantas instaladas en los Buques son altos y la información para dicha estimación se encuentra dispersa.

Indagando sobre el mantenimiento al operador de la planta, se pudo ver que lo más frecuente que se realiza es: la recarga del refrigerante, reparación de las tuberías de agua salada, fisuras de la línea del refrigerante, completar el nivel de aceite del compresor, y otros.

Al realizar una reparación general de la planta (over-all). Se renova el tiempo de vida útil de la misma a un costo elevado.

Se considera un costo por gastos varios imprevistos al año de 2 000 USD, por Corbeta. Es decir una estimación de 10 000 USD por la flota de Corbetas.

Para una mejor estimación de los costos de mantenimiento se deberá realizar una recopilación de la información en los Buques propiamente y los repartos encargados de las adquisiciones de los repuestos y contratación de servicios de mantenimiento para las plantas, para de esta manera relacionar trabajos realizados con costos generados por dichos trabajos.



**Costo total**

Resumiendo los costos de la planta instalada en el Buque:

Costo de Operación	93459 USD
Costo de Mantenimiento	10 000 USD
<b>Total</b>	<b>103 459 USD</b>

**CONCLUSION DE COSTOS**

El costo de operación y mantenimiento de la nueva planta sin lo estimado en inversión inicial, da un valor aproximado de 37 531USD, por año.

En tanto que los costos totales de la planta instalada en los buques, en lo que respecta a costos de operación y mantenimiento es de aproximadamente 103 459 USD al año.

Por estos rubros se determina un ahorro en operación y mantenimiento del 65 928 USD al año.

Al relacionar el ahorro anual de 65 928 USD, con la inversión inicial (solo de la parte mecánica, faltando por considerar en el análisis la parte

eléctrica y civil) de la nueva planta que asciende a 169 085 USD, se puede determinar que la inversión se recupera en menos de tres años.

## VII. ANÁLISIS DE RESULTADOS

En el estudio del sistema actual del sistema, se determinó que:

- La planta del Buque tiene una capacidad de enfriamiento de 80 toneladas de refrigeración.
- Cuenta con dos equipos chiller de 40 TR, cada uno, los cuales trabajan de manera alternativa.
- El sistema de distribución de aire (climatizadores, principales, climatizadores locales, y mobilettis) tienen una capacidad de enfriamiento de 60 TR como carga máxima, desglosadas en: 40 TR para climatizadores locales y principales y 20 TR en Mobilettis.

Las 32 toneladas de refrigeración de carga térmica de cada una de las corbetas representa la carga térmica por generadores de cargas internas y externas, al que se le ha agregado una estimación de calor proveniente de los equipos electrónicos que trabajan parcialmente.



De acuerdo a estos resultados la flota de Corbetas que cuenta con seis Buques Demandará una carga térmica máxima de 192 TR.

Al analizar el consumo específico de potencia de un chiller tipo tornillo, su rendimiento a carga parcial en Kw/ton. Es casi lineal , es decir al 100% de su carga, su potencia es del 10%, al 90 %, es del 87%, al 80 %, es del 76 %, al 50 % es del 49%, (ver figura 4.2), por lo que su eficiencia es casi constante en cualquier momento de la demanda.

Como resultados de Costos ,el valor ponderado por mantenimiento en los Buques está un poco alejado de su estimación real, ya que no existe una base de información centralizada de los costos de mantenimiento de la planta.

## **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

1 La central de enfriamiento instalada en muelle es capaz de abastecer a la flota de corbetas con una capacidad de enfriamiento de 192 TR, en relación a las 240 toneladas de refrigeración, que es la capacidad de enfriamiento de las plantas en los Buques.

2 Para una optimización de los recursos energéticos, se recomienda instalar controles de capacidad térmica que al momento se encuentran en desuso como válvulas de tres vías, termostatos, etc.

3. Analizando los costos del diseño nuevo en relación con los costos de las plantas instaladas en las Corbetas, la inversión es recuperable en menos de cinco años.

4. Se puede concluir que es factible la implementación de un sistema de enfriamiento de agua en los muelles de Basuil, considerando que los equipos electrónicos no traban al 100% permanentemente.

5. Debido a la utilización de equipos más eficientes a los instalados, se aprecia un ahorro sustancial en costos de operación que a la postre son los que justifican la instalación del proyecto.

6. El ahorro en consumo de energía se realiza en toda la planta, es decir en equipos Chiller, bombas de agua salada, bombas de agua dulce.

### **OBSERVACIONES**

La central de enfriamiento de agua ha sido diseñada con los factores de seguridad adecuados, basados en catálogos de construcción de los fabricantes de equipos y considerando sus sugerencias para las aplicaciones específicas de nuestro proyecto.

Los equipos seleccionados son Chiller de un funcionamiento más eficiente que los instalados a bordo de igual manera las bombas de recirculación.

# APÉNDICES

## **APÉNDICE A**

# **DIAGRAMAS ESQUEMÁTICOS DE LOS CIRCUITOS DE REFRIGERACIÓN**

Fig. 1.3 CIRCUITO DEL REFRIGERANTE

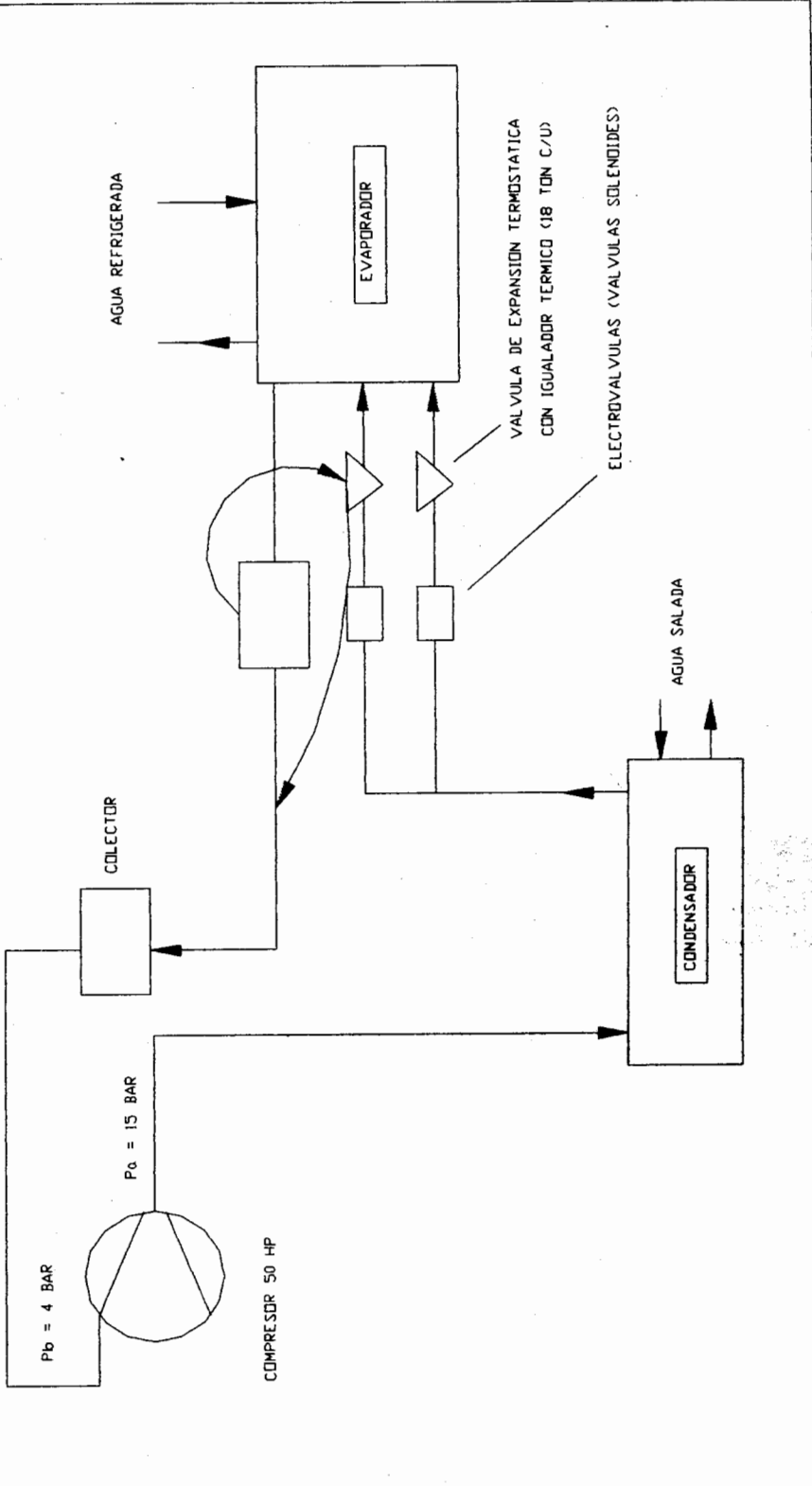


Fig. 1.2 CIRCUITO DE AGUA DE MAR

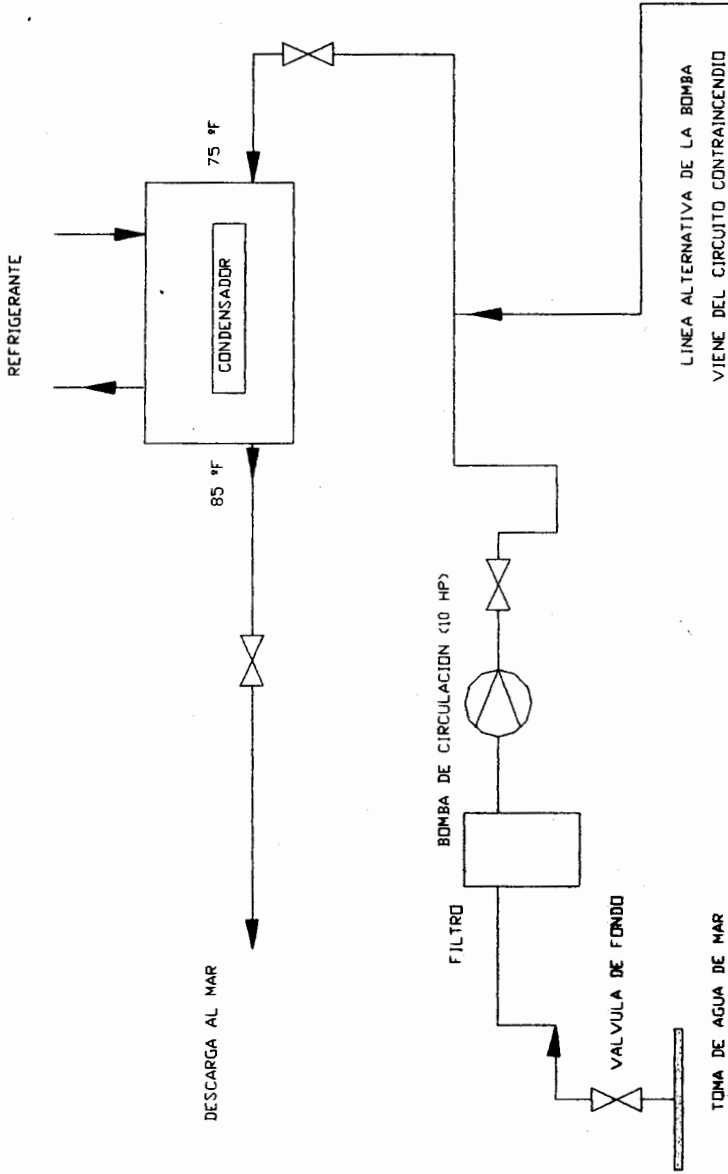
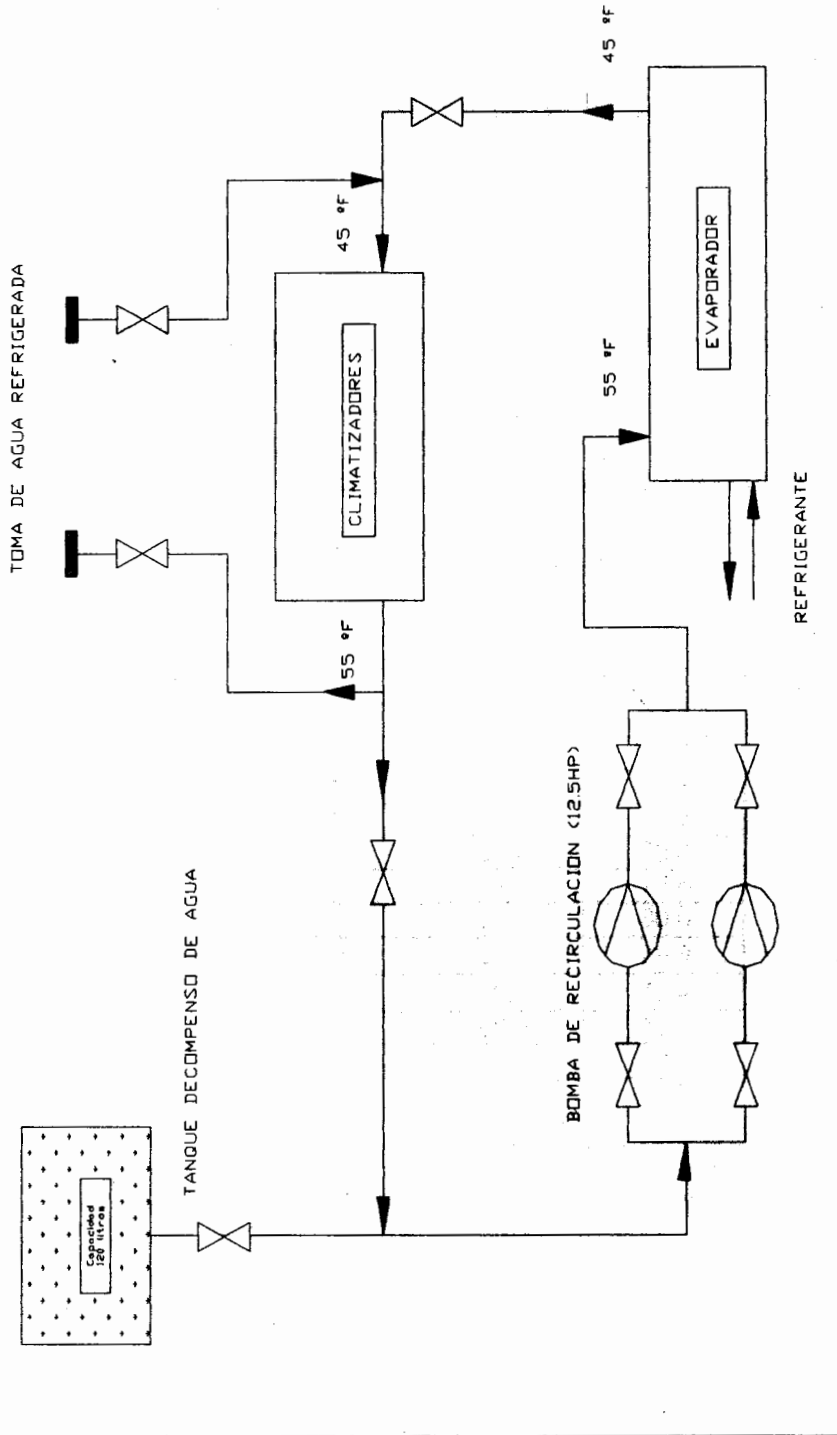


FIG. 1.1 CIRCUITO DE AGUA REEFRIGERADA





## APENDICE B

TABLA XVI

### TEMPERATURAS DEL AIRE EXTERIOR PARA GUAYAQUIL

### TEMPERATURAS DEL AIRE EXTERIOR PARA GUAYAQUIL

Hora	$t_{db}$ (°F)	$t_{wb}$ (°F)
5	74.0	71.8
6	74.4	72.4
7	75.0	72.7
8	76.0	73.5
9	78.0	74.8
10	80.5	76.4
11	84.0	77.8
12	87.0	78.7
13	90.0	79.4
14	91.5	79.8
15	92.0	80.0
16	91.5	79.8
17	90.0	79.4
18	88.3	79.1
19	86.3	78.5
20	84.5	78.0
21	83.0	77.5

Fuente: tesis de grado del Ing. Jaime Valladares.

Tabla XIX Generadores de carga interna

Zona	Climatizador/Cubierta	Area-piso( ft2)	Luces(Watt)	Otros Clilm.	Personas
Capitán	C1/100	83.5	278	-	1
Cuarto de oficiales	C1/100	129.5	205	-	4
Comedor de tripulantes	C1/200	151.4	258	-	20
Local de girocompás	C1/200	112.5	120	-	3
Comedor de suboficiales	C1/200	104.6	265	-	8
Cuarto de oficiales	C1/200	63.7	345	-	2
Cuarto de tripulantes	C1/200	118.5	360	-	25
Bodega	C2/100	88.1	53	-	1
Cuarto de tripulantes	C2/200	215	438	-	25
Cuarto de suboficiales	C2/200	177.5	158	-	8
Secretaria	C2/200	67.24	240	MI-3	3
Enfriamiento	C2/200	67.24	53	MI-3	2
Cuarto de radar	C3/100	210	283	MI6-MI5	2
Cuarto de control	C3/100	186.8	480	MI7	3
Sala de radio	C3/100	124.8	400	MI4, MI4A	2
Local de albatros	C3/01	52.3	105	MI14	1
Santa Bárbara	C3/01	50.4	105		2
C.O.C.	C3/01	660.4	435	MI del 9 al 13	15
Cuarto del sonar	C3/300	142.3	420	MI1	1
Puente de gobierno	CL-3A,B	211	180	-	1
Depósito de munición	CL2	278	240	-	1
Depósito de munición	CL1	270	240	-	1

Altura promedio de los compartimentos: 7.6 ft.

NOTA: El calor generado por los equipos eléctricos como radios, TV, etc. se los carga a luces por la poca cantidad de estos.

C: Climatizador      CL: Climatizador local      MI: Mobleto integrador (serpentin-ventilador)

# APÉNDICE C

TABLA XX

## DIFERENCIAS TOTALES EQUIVALENTES DE TEMPERATURAS PARA PAREDES EXTERIORES

Diferencias totales de temperatura para paredes expuestas paredes oscuras y latitud sur (paredes metálicas)							
orientación	08:00 a.m.	10:00 a.m.	12	13 PM	14 PM	15 PM	16 PM
S	8	12	18	21	23	24	24
SE	36	35	26	27	27	27	26
E	47	55	40	36	31	30	29
NE	32	49	48	42	36	33	30
N	5	22	39	43	46	42	37
NO	5	12	26	38	50	57	63
O	5	11	19	30	41	54	67
SO	5	11	18	23	27	37	47

Fuente: "guía de aplicación" TRANE Company, tabla 22

TABLA XXI

DIFERENCIAS TOTALES EQUIVALENTES DE TEMPERATURAS PARA CUBIERTAS EXPUESTAS

Diferencias totales de temperatura para techos planos oscuros						
sin tumbado						
material	peso (lb/ft <sup>2</sup> )	8	10	12	14	15
lamina de acero (1" aislamiento)	7	19	49	71	79	39.5

Fuente: "guia de aplicación" TRANECompany, tabla 23

**TABLA XXII**

**Estándares de ventilación**

<b>ESTANDARES DE VENTILACION</b>					
Aolicacion		Fumadores	CFM / Persona		CFM / ft2 piso
			Recomendado	Minimo*	minimo*
Apartamentos	Promedio	algunos	20	15	-
	de Lujo	algunos	30	25	0,33
Banco		ocasional	10	7 1/2	-
Barberia		considerable	15	10	-
Bares, Coctel		Muchos	30	25	-
Corredores		-	-	-	0,25
Tiendas		Ninguno	7 1/2	5	0,05
Cuarto Directores		Extremos	50	30	-
Farmacias		Considerable	10	7 1/2	-
Factoria		Ninguno	10	7 1/2	0,1
Funerarias		Ninguno	10	7 1/2	-
Garage		-	-	-	1
Hospital	Operación	Ninguno	-	-	2
	Seguridad	Ninguno	30	25	1,33
	Privado	Ninguno	20	15	-
Hotel		Muchos	30	25	0,33
Cocinas	Restaurantes	-	-	-	4
	Residencias	-	-	-	2
Laboratorios		algunos	20	15	-
Cuarto de reuniones		Muy frecuente	50	30	1,25
Oficina	general	algunos	15	10	-
	privada	Ningunos	25	15	0,25
	privada	Considerable	30	25	0,25
Restaurantes	cafeteria	Considerable	12	10	-
	meriendas	Considerable	15	12	-
Aula de escuela		Ninguno	-	-	-
Cine		Algunos	15	10	-

\*: Cuando el mínimo es usado use el mayor

Fuente: Carrier "Handbook of air conditioning system design"; parte 1, pag.97, tabla 45.

**TABLA XXIII**

**GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS**

Ganancia de calor por personas (BTU/HR)							
Grado de actividad	Aplicación Típica	Temperatura de bulbo seco del cuarto					
		80		75		70	
		Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente
sentado, reposo	Teatro, escuela	195	155	230	120	260	90
sentado, Trabajo ligero	Colegio	195	205	240	160	275	125
Trabajador de oficina	Oficinas, Hoteles, apar	200	250	245	205	285	165
caminando despacio	Departamentos	200	250	245	205	285	165
caminando, sentado	Farmacia	200	300	255	245	290	210
sentado, caminado des	Banco	200	300	255	245	290	210
Trabajo sedentario	Restaurante	220	330	280	270	320	230
Trabajo de Banco	Factoria, trab, ligero	200	530	295	455	365	385
Trabajo moderado	Sala de baile	245	605	325	525	400	450
caminando, 3 mph	Factoria, trab. pesado	300	700	380	620	460	540
Trabajo pesado	Factoria	465	985	525	925	605	845

Nota: si es mujer multiplicar el factor por 0.85; si son niños, el factor por 0.75

fuente: Adaptado de "Handbook of air conditioning system design"; parte 1, pag.100, tabla 48.

**TABLA XXIV**

**CALCULO DE CARGA DETALLADO**

**CALCULO DE CARGA TERMICA**

EMBARCACION	Corbeta Mistlera	CC* 1
ZONA	C1-cubierta 100	
FECHA DE DISEÑO	Mar-21	
HORA DE DISEÑO	15:00	
ALTURA (ft)	7,6	
AREA DEL PISO(ft2)	213	

	Area (ft2)	U (BTU/hr ft2 °F)	Dif. °F	Qs (BTU/hr)	QL (BTU/hr)
TRANSMISION	Techo			0	
	Piso			0	
	Pared exterior 1	114,8	0,208	40	956
	Pared exterior2	114,8	0,208	38	861
	Pared exterior3	0			0
	Pared interior				0

	numero		Qs (BTU/hr)	QL (BTU/hr)
CARGAS INTERNAS	Personas	8	2360	3640
	Equipos (watt)		0	
	Fluorscente (watt)	388	1845	
	Bombilla		0	

		CFM	Factor (BTU/h/CFM)	Qs (BTU/hr)	QL (BTU/hr)
AIRE EXTERIOR	sensible	80,00	18,4025	1472	
	latente	80,00	51,0325		4082,60
	fan load	340,8		745	

**CARGA TOTAL DEL EQUIPO**

8040,24      7722,80

**CAPACIDAD DEL EQUIPO A UTILIZAR**

+ 10% DE FACTOR DE SEGURIDAD

15762,84
17339,13
1,44

BTUH instantaneo

Tons.

AIRE DEMANDO:	340,8
CFM/ft2	1,6
CARGA ESPECIFICA (BTUH/ft2)	74,00



**CALCULO DE CARGA TERMICA**

EMBARCACION	Corbeta Misilera	CC° 2
ZONA	C1-cubierta 200	
FECHA DE DISEÑO	Mar-21	
HORA DE DISEÑO	15:00	
ALTURA (ft)	7,6	
AREA DEL PISO(ft2)	618,73	

TRANSMISION		Area (ft2)	U (BTU/hr ft2 °)	Dif. °F	Qs (BTU/hr)	QL (BTU/hr)
	Techo	309,4	0,208	77,5	4994,94	
Piso	618,7	0,208	20	2578,03		
Pared exterior 1	344,3	0,208	40	2868,99		
Pared exterior2	342	0,208	36	2564,99		
Pared interna1	92,0	0,819	15	1129,95		
Pared interior	164,2	0,208	15	513,00		

CARGAS INTERNAS		numero		Qs (BTU/hr)	QL (BTU/hr)
	Personas	25			7375
Equipos (watt)				0	
Fluorescente(watt)	1170			4987,13	
Bombilla				0	

AIRE EXTERIOR		CFM	Factor (Btuh/Qs (BTU/hr)	Qs (BTU/hr)	QL (BTU/hr)
	sensible		250,00	18,4025	4600,63
latente		250,00	51,0325		12758,13
fan load		990,0		2165,18	

**CARGA TOTAL DEL EQUIPO**

33777,84    24133,1

**CAPACIDAD DEL EQUIPO A UTILIZAR  
+ 10% DE FACTOR DE SEGURIDAD**

57910,96
63702,06
5,31

BTUH Instantáneo  
Tons.

AIRE DEMANDO:	990,0
CFM/ft2	1,6
CARGA ESPECIFICA (BTUH/ft2)	93,6



**CALCULO DE CARGA TERMICA**

EMBARCACION  
ZONA  
FECHA DE DISEÑO  
HORA DE DISEÑO  
ALTURA (ft)  
AREA DEL PISO(ft2)

Corbeta Misilera  
C2-cubierta 100  
Mar-21  
15:00  
7,6  
127,11

CC°3

	Area (ft2)	U (BTU/hr ft2)	Dif. °F	Qs (BTU/hr)	QL (BTU/hr)	
TRANSMISION	Techo	127,11	0,208	77,5	2052,29091	
	Piso	0	0,000	0	0	
	Pared exterior 1	74,48	0,208	40	620,665	
	Pared exterior2	69,92	0,208	30	429,715	
	Pared interna1	38	0,819	15	466,9215	
	Pared exterior 3	79,8	0,208	36	598,6030	

	numero	Qs (BTU/hr)	QL (BTU/hr)	
CARGAS INTERNAS	Personas	2	590	91
	Equipos (watt)		0	
	Fluorescente (watt)	128	545,6	
	Bombilla		0	

	CFM	Factor (Btuh/CFM)	Qs (BTU/hr)	QL (BTU/hr)	
AIRE EXTERIOR	sensible	31,78	18,4025	584,79	
	latent	31,78	51,0325		1621,69
	fan load	203,376		444,81	

**CARGA TOTAL DEL EQUIPO**

6333,39      2531,6

**CAPACIDAD DEL EQUIPO A UTILIZAR  
+ 10% DE FACTOR DE SEGURIDAD**

8865,07	BTUH Instantáneo
9751,58	
0,81	

AIRE DEMANDO:	203,376
CFM/ft2	1,6
CARGA ESPECIFICA (BTUH/ft2)	69,74

**CALCULO DE CARGA TERMICA**

EMBARCACION

Corbeta Misilera

CC°3

ZONA

C2-cubierta 200

FECHA DE DISEÑO

Mar-21

HORA DE DISEÑO.

15:00

ALTURA (ft)

7,6

AREA DEL PISO(ft2)

621,12

	Area (ft2)	U (BTU/hr ft2)	Diff. °F	Qs (BTU/hr)	Ql (BTU/hr)
TRANSMISION	Techo	372,672	0,208	77,5	6017,08
	Piso	621,12	0,208	15	1940,99
	Pared exterior 1	229,52	0,208	40	1912,66
	Pared exterior2	0	0,000	0	0,000
	Pared interna1	156,56	0,208	15	489,25
	Pared exterior 3	229,52	0,208	38	1721,70

	numero	Qs (BTU/hr)	Ql (BTU/hr)
CARGAS INTERNAS	Personas	20	5900
	Equipos (watt)		0
	Fluorscente (watt Bombilla)	760	3239,5
			0

	CFM	Factor (Btu/h)	Qs (BTU/hr)	Ql (BTU/hr)
AIRE EXTERIOR	sensible	200,00	18,4025	3680,50
	latente	200,00	51,0325	10206,50
	fan load	993,792		2173,54

**CARGA TOTAL DEL EQUIPO**

27075,23      16306,50

**CAPACIDAD DEL EQUIPO A UTILIZAR**

+ 10% DE FACTOR DE SEGURIDAD

46381,73

51019,90

4,25

BTUH instantáneo

Tons.

AIRE DEMANDO:

993,792

CFM/ft2

1,6

CARGA ESPECIFICA (BTUH/ft2)

74,67

**CALCULO DE CARGA TERMICA**

EMBARCACION **Corbeta Misilera** CC°4  
 ZONA **C3-cubierta 100**  
 FECHA DE DISEÑO **Mar-21**  
 HORA DE DISEÑO **15:00**  
 ALTURA (ft) **7,6**  
 AREA DEL PISO(ft2) **790,6**

	Area (ft2)	U (BTU/hr ft2)	Dif. °F	Qs (BTU/hr)	Ql (BTU/hr)
TRANSMISION	Techo	0	0,000	0	0
	Piso	355,77	0,208	15	1111,78
	Pared exterior 1	319,2	0,208	40	2659,99
	Pared exterior2	133,78	0,208	30	822,06
	Pared interna 1	0	0,000	0	0
	Pared exterior 3	319,2	0,208	36	2394,41

	numero	Qs (BTU/hr)	Ql (BTU/hr)	
CARGAS INTERNAS	Personas	10	2950	4550
	Equipos (watt)		0	
	Fluorscente (watt)	1165	4965,8125	
	Bombilla		0	

	CFM	Factor (BtuH/°F)	Qs (BTU/hr)	Ql (BTU/hr)
AIRE EXTERIOR	sensible	197,65	18,4025	3637,25
	latente	197,65	51,0325	10086,57
	fan load	197,65		432,28

**CARGA TOTAL DEL EQUIPO** 18973,80    14636,57

**CAPACIDAD DEL EQUIPO A UTILIZAR**  
 + 10% DE FACTOR DE SEGURIDAD

33610,17	BTUH instantáneo
38971,19	
3,06	

AIRE DEMANDO:	197,65
CFM/ft2	1,6
CARGA ESPECIFICA (BTUH/ft2)	42,51

**CALCULO DE CARGA TERMICA**

EMBARCACION

Corbeta Misilera

CC\*3

ZONA

C32-cubierta 01

FECHA DE DISEÑO

Mar-21

HORA DE DISEÑO

15:00

ALTURA (ft)

7,6

AREA DEL PISO(ft2)

763

	Area (ft2)	U (BTU/hr ft2)	Dif. °F	Qs (BTU/hr)	QL (BTU/hr)
TRANSMISION	Techo	763	0,208	77,5	12321,39
	Piso	0	0,208	15	0,00
	Pared exterior 1	209,78	0,208	40	1748,30
	Pared exterior2	164,92	0,208	62	2113,03
	Pared interna1	0	0,208	0	0,00
	Pared exterior 3	266	0,208	36	1995,34

	numero	Qs (BTU/hr)	QL (BTU/hr)
CARGAS INTERNAS	Personas	15	4425
	Equipos (watt)		0
	Fluorescente (watt)	645	2749,313
	Bombilla		0

	CFM	Factor (Btu/h/CFM)	Qs (BTU/hr)	QL (BTU/hr)
AIRE EXTERIOR	sensible	190,75	18,4025	3515,28
	latente	190,75	51,0325	9734,45
	fan load	1220,8		2678,04

**CARGA TOTAL DEL EQUIPO**

31532,89    16599,45

**CAPACIDAD DEL EQUIPO A UTILIZAR**

+ 10% DE FACTOR DE SEGURIDAD

48092,14

52901,38

4,41

BTUH instantáneo

Tons.

AIRE DEMANDO:

1220,8

CFM/ft2

1,6

CARGA ESPECIFICA (BTUH/ft2)

63,03

**CALCULO DE CARGA TERMICA**

EMBARCACION  
ZONA  
FECHA DE DISEÑO  
HORA DE DISEÑO  
ALTURA (ft)  
AREA DEL PISO(ft2)

Corbeta Misilera  
C3-cubierta 300  
Mar-21  
15:00  
143

CC\*3

7,6

	Area (ft2)	U (BTU/hr ft2)	Dif. °F	Qs (BTU/hr)	Ql (BTU/hr)
TRANSMISION	Techo	0	0,208	0	0
	Piso	0	0,000	0	0
	Pared exterior 1	99,712	0,208	10	207,73
	Pared exterior2	99,712	0,208	10	207,73
	Pared interna1	91,2	0,208	15	285,00
	Pared exterior 3				0,0000

	numero			Qs (BTU/hr)	Ql (BTU/hr)
CARGAS INTERNAS	Personas	1		295	49
	Equipos (watt)			0	
	Fluorescente (watt)	340		1449,25	
	Bombilla			0	

		CFM	Factor (Btuh/CFM)	Qs (BTU/hr)	Ql (BTU/hr)
AIRE EXTERIOR	sensible		35,75	18,4025	657,89
	latente		35,75	51,0325	1824,41
	fan load		228,8		500,41

**CARGA TOTAL DEL EQUIPO**

3603,02      2279,4

**CAPACIDAD DEL EQUIPO A UTILIZAR  
+ 10% DE FACTOR DE SEGURIDAD**

5882,43
6470,67
0,54

BTUH Instantáneo

Tons.      \*

AIRE DEMANDO:	228,8
CFM/ft2	0
CARGA ESPECIFICA (BTUH/ft2)	41,14

**CALCULO DE CARGA TERMICA**

EMBARCACION **Corbeta Misilera** CC\*3  
 ZONA **CL-3AB-cubierta 100**  
 FECHA DE DISEÑO **Mar-21**  
 HORA DE DISEÑO **15:00**  
 ALTURA (ft) **7,6**  
 AREA DEL PISO(ft2) **210,9**

	Area (ft2)	U (BTU/hr ft2)	Dif. °F	Qs (BTU/hr)	Ql (BTU/hr)
TRANSMISION	Techo	210,9	0,208	77,5	3405,74
	Piso	0	0,000	0	0,00
	Pared exterior 1	74,784	0,208	40	623,20
	Pared exterior2	167,2	0,208	30	1027,58
	Pared interna1	0	0,000	0	0,00
	Pared exterior 3	74,784	0,208	36	580,98

	numero	Qs (BTU/hr)	Ql (BTU/hr)
CARGAS INTERNAS	Personas	1	295
	Equipos (watt)		0
	Fluorscente (watt)	180	767,25
	Bombilla		0

	CFM	Factor (Btu/h)	Qs (BTU/hr)	Ql (BTU/hr)
AIRE EXTERIOR	sensible	52,73	18,4025	976,27
	latente	52,73	51,0325	2690,55
	fan load	337,44		3773,02

**CARGA TOTAL DEL EQUIPO**

10-3338,04 3145

**CAPACIDAD DEL EQUIPO A UTILIZAR**  
 +\* 10% DE FACTOR DE SEGURIDAD

11538,73  
12687,10  
1,06

BTUH instantáneo

Tons. \*

AIRE DEMANDO: **337,44**  
 CFM/ft2 **1,6**  
 CARGA ESPECIFICA (BTUH/ft2) **54,69**

**CALCULO DE CARGA TERMICA**

EMBARCACION

Corbeta Misilera

CC°3

ZONA

C2-cubierta 200 Sta.Bproa

FECHA DE DISEÑO

Mar-21

HORA DE DISEÑO

15:00

ALTURA (ft)

7,6

AREA DEL PISO(ft2)

278

	Area (ft2)	U (BTU/hr ft2)	Dif. °F	Qs (BTU/hr)	Ql (BTU/hr)	
TRANSMISION	Techo	278	0,208	77,5	4488,529	
	Piso	0	0,000	0	0	
	Pared exterior 1	104,88	0,208	40	873,997	
	Pared exterior2	0	0,000	0	0,000	
	Pared interna1	60,8	0,819	15	747,0744	
	Pared exterior 3	104,88	0,208	36	786,7354	

	numero	Qs (BTU/hr)	Ql (BTU/hr)	
CARGAS INTERNAS	Personas	1	295	455
	Equipos (watt)		0	
	Fluorscente (watt)	240	1023	
	Bombilla		0	

	CFM	Factor (Btu/h/CFM)	Qs (BTU/hr)	Ql (BTU/hr)	
AIRE EXTERIOR	sensible	69,50	18,4025	1278,97	
	latente	69,50	51,0325		3546,76
	fan load	444,8		972,63	

**CARGA TOTAL DEL EQUIPO**

10488,14      4001,76

**CAPACIDAD DEL EQUIPO A UTILIZAR**

+ 10% DE FACTOR DE SEGURIDAD

14467,90

15914,69

1,33

BTUH Instantáneo

Tons.

AIRE DEMANDO:

444,8

CFM/ft2

1,6

CARGA ESPECIFICA (BTUH/ft2)

52,04



X

**CALCULO DE CARGA TERMICA**

EMBARCACION  
ZONA  
FECHA DE DISEÑO  
HORA DE DISEÑO  
ALTURA (ft)  
AREA DEL PISO(ft2)

Corbeta Misilera  
C3-cubierta 200popa  
Mar-21  
15:00

CC°3

7,6

270

	Area (ft2)	U (BTU/hr ft2)	Dif. °F	Qs (BTU/hr)	QL (BTU/hr)
TRANSMISION	Techo	270	0,208	77,5	4359,362
	Piso	270	0,208	15	843,747548
	Pared exterior 1	104,88	0,208	40	873,997
	Pared exterior2	0	0,000	0	0,000
	Pared interna1	104,88	0,208	15	327,7490
	Pared interior 2	148,2	0,208	15	463,1237

	numero	Qs (BTU/hr)	QL (BTU/hr)	
CARGAS INTERNAS	Personas	1	295	455
	Equipos (watt)		0	
	Fluorscente (watt)	240	1023	
	Bombilla		0	

	CFM	Factor (Btuh/c)	Qs (BTU/hr)	QL (BTU/hr)
AIRE EXTERIOR	sensible	67,50	18,4025	1242,17
	latente	67,50	51,0325	3444,69
	fan load	432		525,61

**CARGA TOTAL DEL EQUIPO**

9953,76      3899,69

**CAPACIDAD DEL EQUIPO A UTILIZAR  
+ 10% DE FACTOR DE SEGURIDAD**

13853,46  
15238,80  
1,27

BTUH Instantáneo  
Tons.

AIRE DEMANDO:	432
CFM/ft2	1,6
CARGA ESPECIFICA (BTUH/ft2)	51,31

# APÉNDICE D

Tabla XXVI

## Datos Comparativos De Refrigerantes

DATOS COMPARATIVOS DE REFRIGERANTES					
Número	12	22	134a	717	718
Nombre químico	dicloro-fluoro- metano	Monocloro- difluoro-		Amoniaco	agua
Fórmula química	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	CCl <sub>2</sub> F <sub>3</sub>		NH <sub>3</sub>	H <sub>2</sub> O
	Halocarburos			Inorganicos	
Peso molecular	120,93	86,48		17	18
Const. R(ft-lb/lb-R)	12,78	17,87			
Punto-ebull.-1 atm(°)	-21,62	-41,4		-28	212
Punto/cong-1 atm(°F)	-252	-256		-108	32
Efec.refrig.neto (BTU)	49,13	66,44			
Olor	ether,*	Igual a R12			
Producto/comp.toxic	si	si			

\* Cuando esta mezclado con aire es sin olor

Fuente: Adaptado de de "Handbook of air conditioning system design";  
parte 4, pag.9, tabla 1.



# SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO DE LIQUIDOS

## SISTEMA RECIPROCANTE (Reciprocating Liquid Chiller)

EQUIPO	CLASE	TIPO	CONDUCTOR	CAPACIDAD	CARACTERISTICAS
COMPRESOR	Desplazamiento positivo	Herméticos	Motor eléctrico	hasta 25 tons.	* Enfriado por succión del gas * No necesita montaje ni alineamiento
		semi-hermético	Motor eléctrico	hasta 200 tons.	
		Abierto	Motor eléctrico Motor comb.intern Turbina	hasta 450 tons.	* Igual cantidad de enfriamiento por menos k * Es más caro que los otros.

EQUIPO	CLASE	TIPO	MANIOBRA	Fouling Factor
CONDENSADOR	Tubo y coraza Tubo en tubo Coraza y serpiente	Eaporativo		de 0.0005 @ 0.002 Ft <sup>2</sup> /Hr Btu
		Enfriado por agua	Reparación	
		Reemplazo		
		Reemplazo		

EQUIPO	CLASE	TIPO	MANIOBRA	Fouling Factor
EVAPORADOR		De expansión directa Inundado		de 0.0005 Ft <sup>2</sup> /Hr Btu

CONTROL DE CAPACIDAD	Fouling Factor
<ul style="list-style-type: none"> <li>* Descarga cilindros del compresor</li> <li>* Ciclos de encendido y apagado</li> <li>* By-pass de gas caliente</li> <li>* Control de velocidades del compresor</li> <li>* Combinación de las anteriores</li> </ul>	de 0.0005 Ft <sup>2</sup> /Hr Btu

REFRIGERANTE	R-12, R-22, R-134a, 717, 500
CONSUMO	0.9 KW/TON

MATERIALES	A: ACEPTABLE N.R: NO RECOMENDADO
acero (SAE 1010)	Agua fresca A
cobre	A
níquel	A
cobre -níquel 70/30	A

**TABLA XXVII.- CARACTERISTICAS DEL SISTEMA RECIPROCANTE**

**SISTEMAS DE ENERIAMIENTO DE LIQUIDOS**

**SISTEMA DE TORNILLO (Screw rotary Liquid Chiller)**

EQUIPO	CLASE	TIPO	CONDUCTOR	CAPACIDAD	CARACTERISTICAS
COMPRESOR	Desplazamiento positivo	Herméticos	Motor eléctrico	30 a 1250 Ton.	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Flujo constante de refriger.</li> <li>* Altas presiones de trabajo</li> <li>* Expulsión continua de refrigerante</li> <li>* Operación estable en todo el rango de trabajo</li> </ul>
		Abierto	Motor eléctrico		

EQUIPO	CLASE	TIPO	MANIOBRA	FACTOR FOULING
CONDENSADOR	Tubo y coraza			0.00025 Fz/Hr Btu

EQUIPO	CLASE	TIPO	CAPACIDAD	FACTOR FOULING
EVAPORADOR		Expansión directa	800 Ton.	de 0.0005 Fz/Hr Btu
		Inundado	400 Ton.	

**CONTROL DE CAPACIDAD**

- \* Modulación continua de capacidad del 100% al 10% o menos.
- \* Es realizado por el uso de una válvula de compuerta la cual provee de modulación desde 100% hasta 10%
- \* L a válvula es actuada por presión de aceite controlada por una válvula solenoide e

REFRIGERANTE	R-22, R-134a, 717
CONSUMO	0.66 KW/TON

MATERIALES	Agua de mar	Agua fresca	A: ACEPTABLE
acero (SAE 1010)	N.R	A	N.R: NO RECOMENDADO
cobre	N.R	A	
níquel	A	A	
cobre -níquel 70/30	A	A	

**TABLA XXVIII.- CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA TIPO TORNILLO**

**SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO DE LIQUIDOS**

**SISTEMA CENTRIFUGO (Centrifugal Liquid Chiller)**

EQUIPO	CLASE	TIPO	CONDUCTOR	CAPACIDAD	CARACTERISTICAS
COMPRESOR	Maquina Rotodinamica	Herméticos	Motor eléctrico	80 a 2000	* Gran reduccion de capacidad * Menos frecuencias de arranque * Minimias superficies en contacto
		Abierto	Motor eléctrico Turbina a vapor Turbina a gas	80 a 1000	* Larga vida del sistema y bajos costos de mantnto.

EQUIPO	CLASE	TIPO	Flujo	FACTOR FOULING
CONDENSADOR	Tubo y coraza	generalmente enfriado por agua	3.3 FPM aceptab	0.00025 Ft <sup>2</sup> /Hr Btu
			11 FPM existe problema de erosion	

EQUIPO	CLASE	TIPO	CAPACIDAD	FACTOR FOULING
EVAPORADOR		Expansión directa		de 0.00025 Ft <sup>2</sup> /Hr Btu
		Inundado		

\* Es modulada a velocidad constante por ajuste automatico de prerotacion de alabes

CONTROL DE CAPACIDAD	TIPO	CAPACIDAD	FACTOR FOULING
ABIERTO	* Alabes guia con entrada variable * Damper de succion		
HERMETICO	* Conductor de velocidad variable * Alabes guia con entrada variable		

REFRIGERANTE	R-22, R-134a (alto volumen especifico)
CONSUMO	0.54 KW/TON

MATERIALES	Agua de mar	Agua fresca
acero (SAE 1010)	N.R	A
cobre	N.R	A
níquel	A	A
cobre -níquel 70/30	A	A

A: ACCEPTABLE  
N.R: NO RECOMENDADO

**TABLA XXIX .- CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA CENTRÍFUGO**

**TABLA XLVIII**

**LISTADO DE COSTOS EQUIPOS Y ACCESORIOS.**

## TABLA XLVIII LISTADO DE COSTOS EQUIPOS Y ACCESORIOS

Descripcion	Unidad	Cant.	Costo Unitario USD	Costo Total USD	OBSERVACIONES
<b>Unidad enfriadora de agua</b>					
Tipo Tornillo, 96TR, 460 volt, 3 fase, 60 Hz	Unid.	2	\$35.177,14	\$70.354,29	
<b>Bombas</b>					
Agua dulce, 29 HP, 300 GPM, 184 ft, 2 1/2x2x7.3; 460 v; 3F; 60Hz	Unid.	3	\$7.101,74	\$21.305,23	
Agua salada; 13 HP; 275 GPM; 91 ft; 2 1/2x2x4.9; 460 v; 3F; 60Hz	Unid.	3	\$3.141,15	\$9.423,44	
<b>Tanque de Expansión</b>					
17 gal; tipo diafragma; vt= 50°F;	Unid.	1	\$1.929,51	\$1.929,51	
<b>Separador de aire, diametro 4"</b>	Unid.	1	\$855,20	\$855,20	
<b>Valvulas de compuerta</b>					
diámetro 4"; bronce;	Unid.	21	\$389,40	\$8.177,43	
diámetro 2" 1/2"; bronce;	Unid.	12	\$160,69	\$1.928,33	
<b>Valvula cheque - vertical</b>					
diámetro 4"; bronce;	Unid.	7	\$410,40	\$2.872,80	
<b>Valvulas globo</b>					
diámetro 4"; bronce;	Unid.	6	\$752,40	\$4.514,40	
<b>Valvula de control para minimo flujo en chiller , 2"</b>	Unid.	1	\$288,42	\$288,42	
<b>Manómetros</b>	Unid.	12	\$27,39	\$328,73	
<b>Termómetros</b>	Unid.	4	\$53,50	\$214,00	
<b>Juntas Flexibles</b>					
Diámetro 4"; Neopreno	Unid.	16	\$102,10	\$1.633,57	
<b>Tuberias Cu - Ni 70/30; ced.40 acople vitaulico; 150 psi</b>					
Diámetro 2 1/2 "	Mts.	35	\$37,63	\$1.317,18	
Diámetro 3"	Mts.	11	\$58,32	\$641,50	
Diámetro 4"	Mts.	36	\$74,28	\$2.674,00	
Diámetro 6"	Mts.	30	\$123,85	\$3.715,49	
<b>Codos; Bronce; largo; vitaulico</b>					
Diámetro 4";	Unid.	26	\$20,52	\$533,52	
Diámetro 6";	Unid.	4	\$85,27	\$341,09	
Diámetro 3";	Unid.	2	\$11,07	\$22,14	
Diámetro 2 1/2";	Unid.	45	\$9,85	\$443,23	
<b>TES: Bronce; vitaulica</b>					
Diámetro 4";	Unid.	22	\$33,44	\$735,60	
Diámetro 6";	Unid.	4	\$59,87	\$239,49	
Diámetro 3";	Unid.	2	\$23,05	\$46,10	
Diámetro 2 1/2";	Unid.	0	\$20,98	\$0,00	
<b>Reducciones; bronce; Vitaulica</b>					

Diametro 6" x 4"	Unid.	4	\$37,05	\$148,20
Diametro 6" x 3"	Unid.	1	\$28,39	\$28,39
Diametro 6" x 2 1/2"	Unid.	1	\$32,21	\$32,21
Diametro 4" x 3"	Unid.	2	\$12,35	\$24,69
Diametro 4" x 2 1/2"	Unid.	3	\$13,67	\$41,01
Diametro 3" x 2 1/2"	Unid.	3	\$9,18	\$27,53
<b>Uniones Vitaulicos</b>				
Diametro 4";	Unid.	130	\$57,57	\$7.484,10
Diametro 6";	Unid.	12	\$84,03	\$1.008,35
Diametro 3";	Unid.	12	\$51,65	\$619,84
Diametro 2 1/2";	Unid.	15	\$43,57	\$653,56
Diametro 2";	Unid.	6	\$25,70	\$154,17
Diametro 1 1/2"	Unid.	6	\$22,82	\$136,94
Diametro 1"	Unid.	4	\$16,02	\$64,07
<b>Aislamiento Termico;</b>				
Diametro 4";	Mts.	30	\$39,14	\$1.174,09
Diametro 6";	Mts.	36	\$43,70	\$1.573,06
Diametro 3";	Mts.	11	\$30,61	\$336,70
Diametro 2 1/2";	Mts.	35	\$26,47	\$926,48
<b>Filtros</b>				
Diametro 4"; 60 mallas	Unid.	3	\$91,20	\$273,60
Diametro 4"; 40 mallas	Unid.	3	\$91,20	\$273,60
Caja-filtro 4", 40 malla	Unid.	1	\$136,80	\$136,80
<b>Rejilla de mar</b>				
Diametro 6";	Unid.	1	\$45,60	\$45,60
<b>Soporte de tuberia; galvanizados</b>				
De piso	Unid.	30	\$11,40	\$342,00
Colgante	Unid.	20	\$11,40	\$228,00
Anclaje	Unid.	1	\$17,10	\$17,10
<b>Protección galvánica</b>				
Anodo de zinc	Unid.	120	\$4,56	\$547,20
Pintura	Unid.	3	\$45,60	\$136,80
<b>Sub-Total</b>				<b>\$150.968,76</b>
<b>12% IVA.</b>				<b>\$18.116,25</b>
<b>TOTAL</b>				<b>\$169.085,01</b>





# Submittal Data Information CAX Expansion Tanks

401-942-8000

Central de Enfriamiento- Corbetas

CONTRACTOR: Armada

EER: José Luis Maldonado

REP: CEINDE

MENTS:

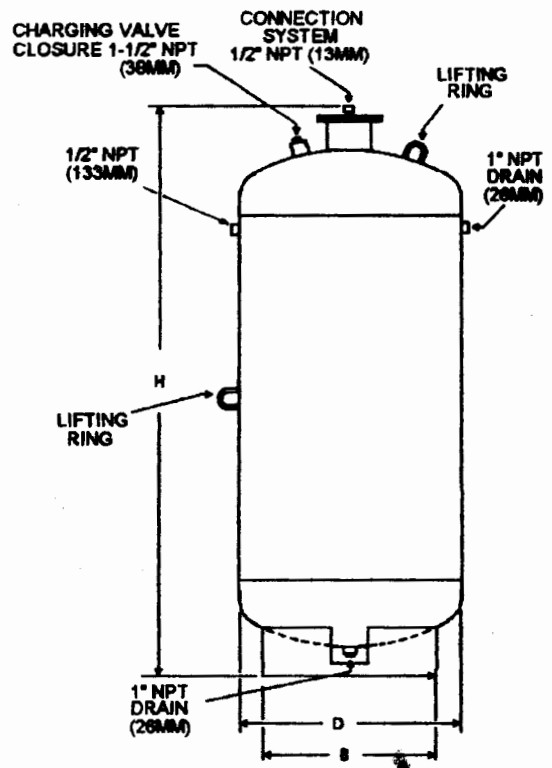
QUANTITY	ITEM NO.	MODEL NO.	PRECHARGE	WORKING PRESSURE
1		CAX-84		125

### DESCRIPTION

Vertical type for permanent separation of air and water  
expands into bladder, air precharge on shell side

### FEATURES

- Fabricated Steel designed and constructed for ASME Section VIII, Div. 1.
- Air-Heavy Duty Butyl removable for inspection
- Working Pressure-125 PSIG (862 KPa) (150 and 250 PSIG optional)
- Working Temperature - 240 F (116 C) Max.



VOL-gal	VOL-lit	ACC. VOL-gal	ACC. VOL-lit	H-inch	H-mm	B-inch	B-mm	D-inch	D-mm	WT.lbs.	WT.kg.
22	84	12	45	40-3/4	1035	12	305	16	406	150	68

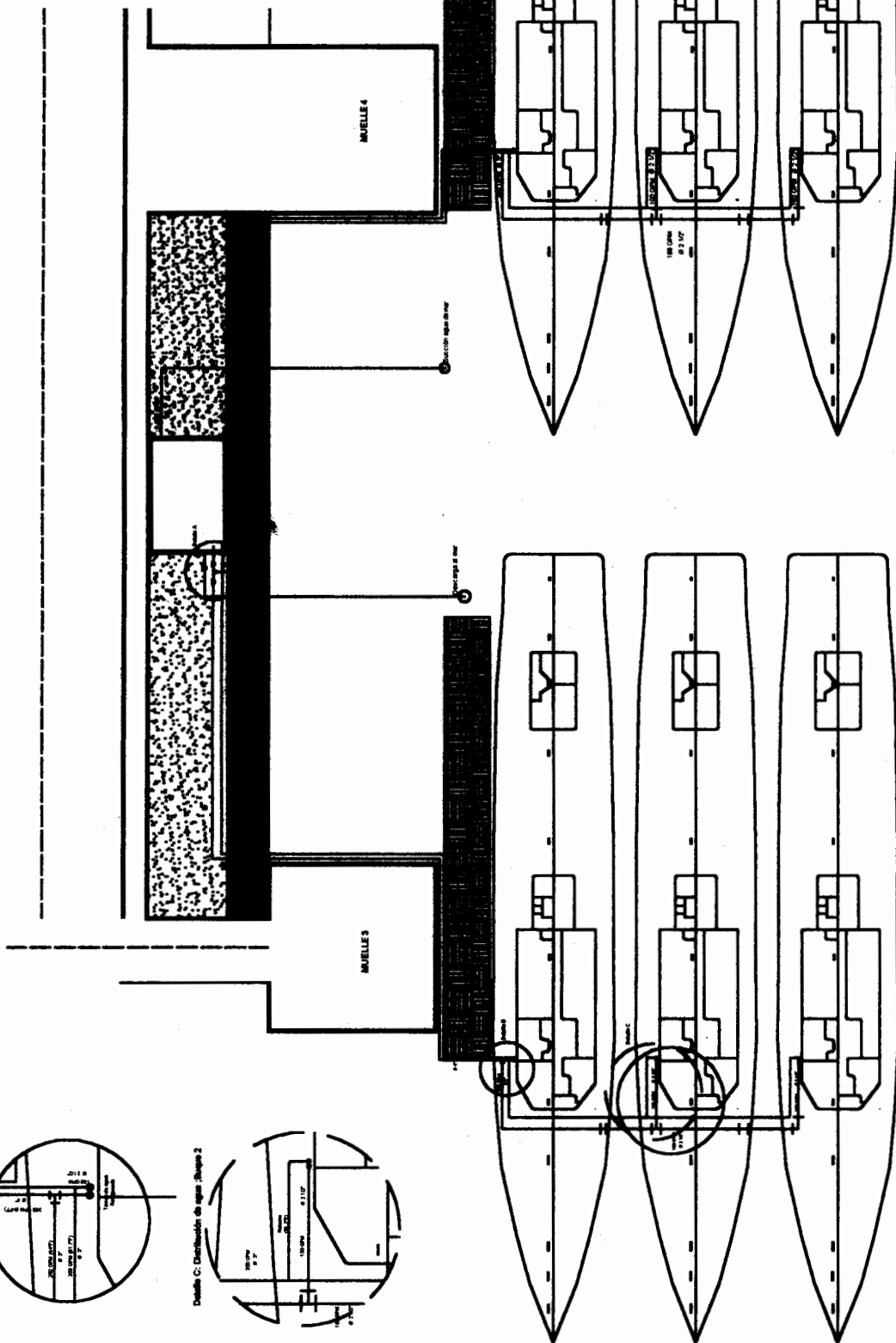
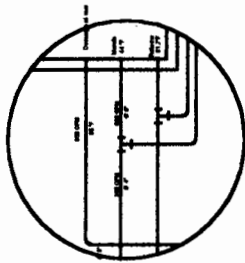
clearance above tank for piping system connection

## COMPARE. YOU'LL TAKE TACO.

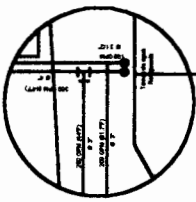
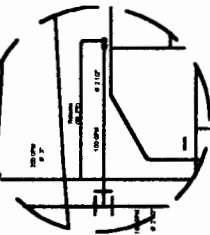
U.S.A., 1160 Cranston Street, Cranston, RI 02920 Telephone: (401)942-8000 FAX: (401)942-2360.  
 Canada, Ltd., 6180 Ordan Drive, Mississauga, Ontario L5T 2B3. Telephone: 905/564-9422. FAX: 905/564-9436

**Figura 4.8 Tanque de Expansión**

Detalle A: Muebles y Insumos de Agua



Detalle C: Distribución de agua - Baño 2



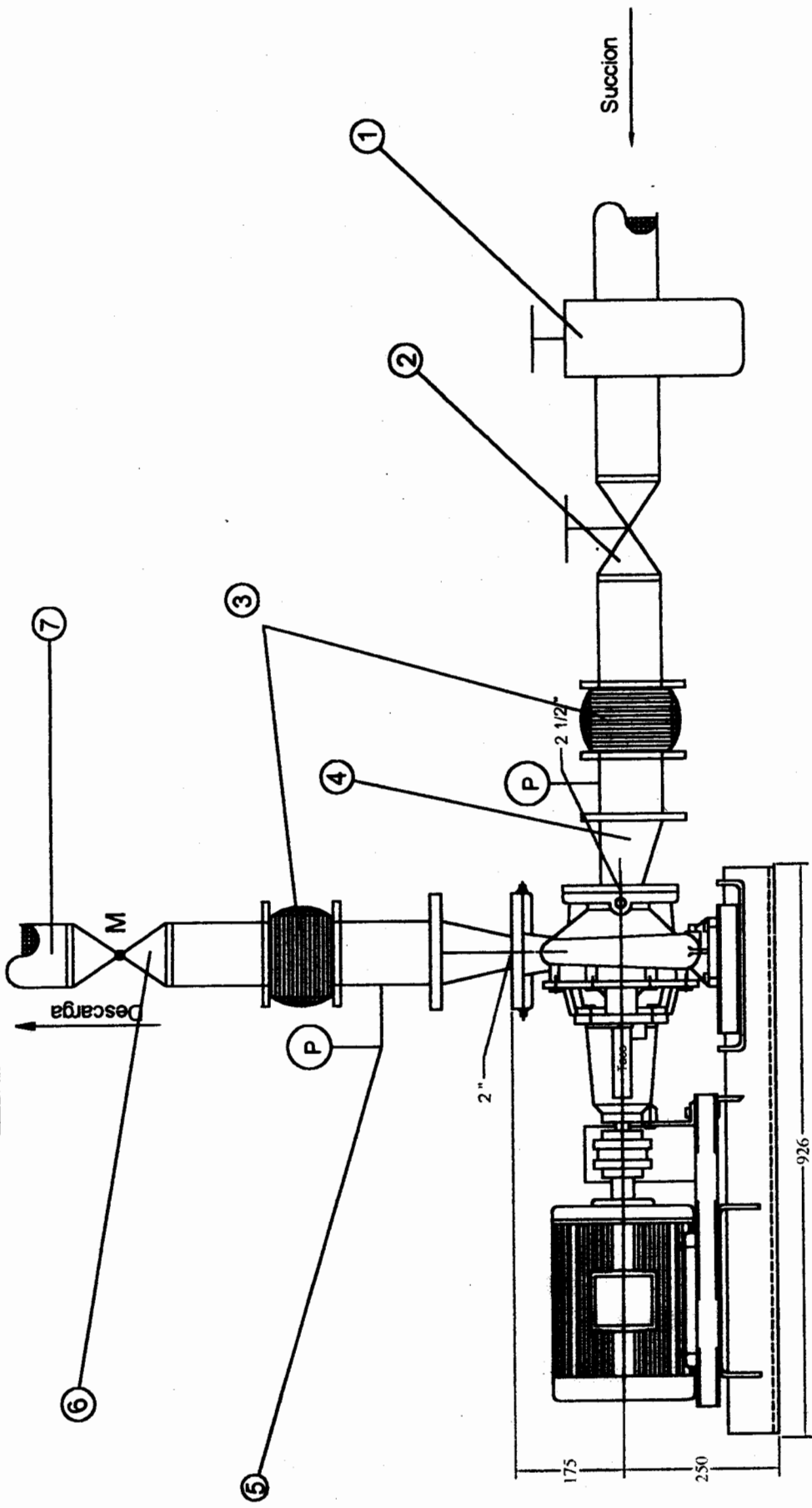
ESCA: 1

OBRA: Centro de Mantenimiento - C.A. 11

Tolerancia: Puro (0)

Fecha: 11/11/2011

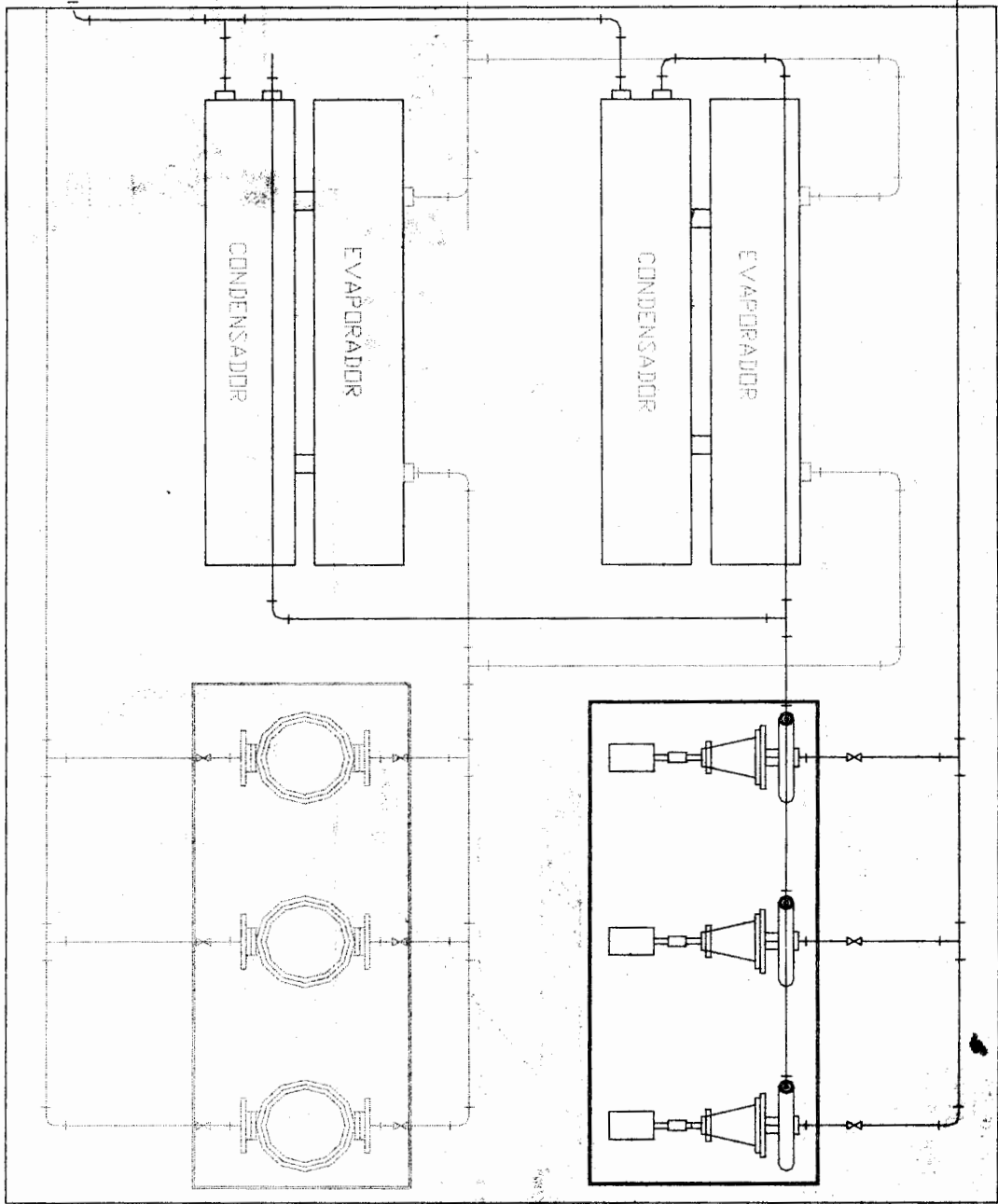
ESPOL



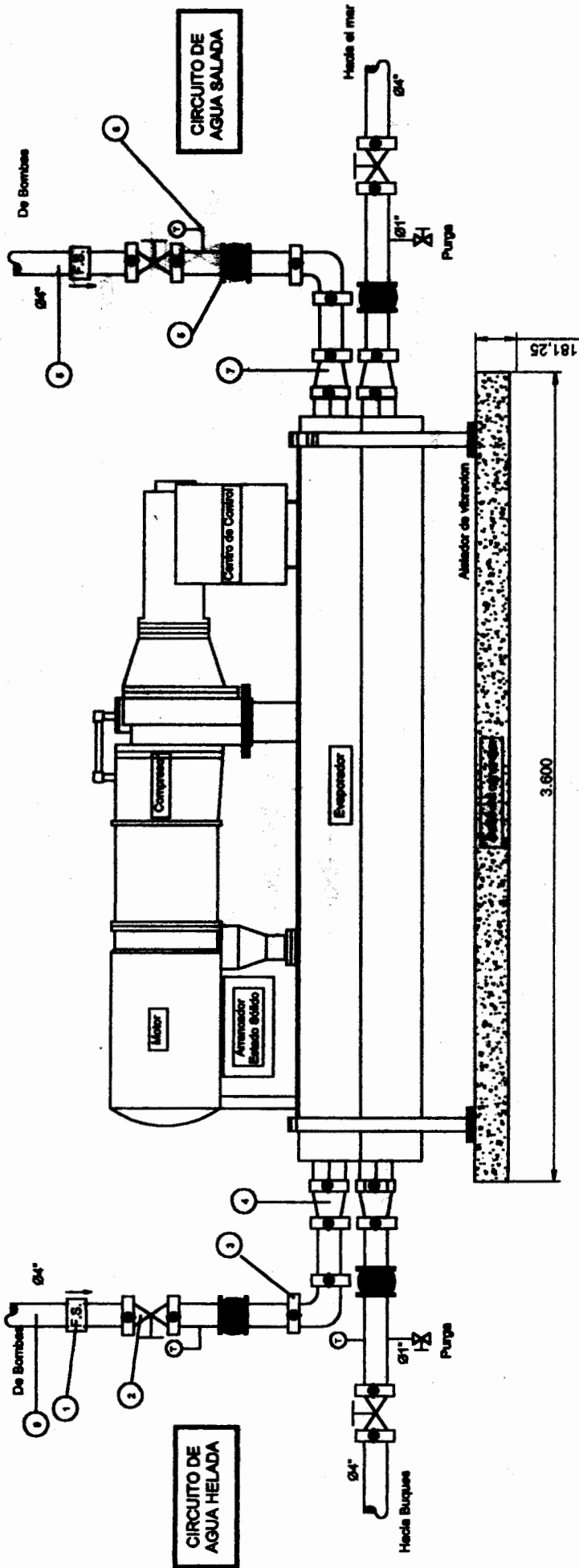
Tolerancia		Peso (kg)		OBRA:	
				Central de Enfriamiento - Corbetas	
				CONTIENE:	
				Detalle Conexión Bomba	
				ESCALA 1:10	
				PLANO No: 3	



**ESPOL**



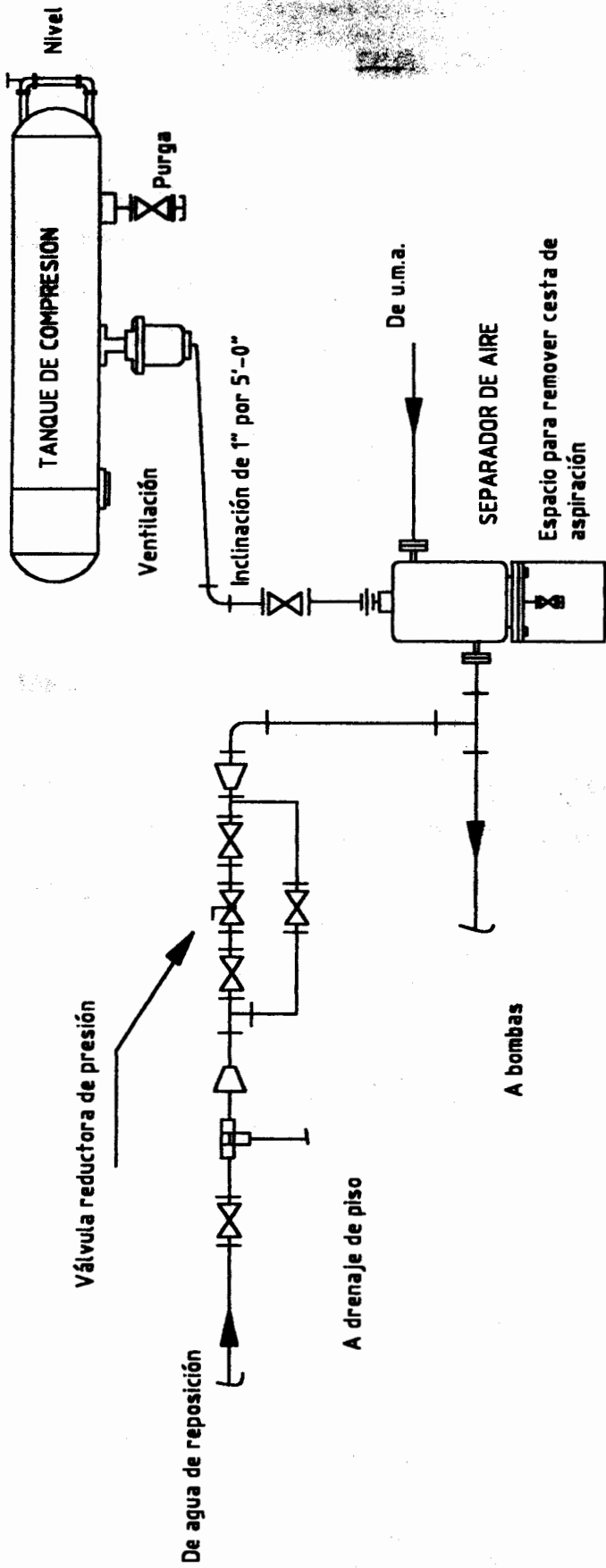
Tolerancia		Peso (kg)		OBRA:	
				<b>CUARTO DE MÁQUINAS</b>	
	Fecha	Nombre		CONTIENE:	
Dib.	25.07.9	Parra Freire		<b>CONJUNTO</b>	
Rev.	25.07.9	BF. Camacho			
Apr.				ESCALA	
<b>ESPOL</b>				PLANO No:	
				<b>3</b>	
MATERIAL:				<b>ACERO</b>	



Tolerancia		Peso (kg)		OBRA:	
9	Tubería 4"	Acero negro		Central de Enfriamiento - Corbetas	
8	Tubería 4"	Cu-Ni (70/30)			
7	Acople Reductor	2	6" x 4"	CONTIENE:	
6	Medidor de temp.	3	Bronce		
5	Junta Flexible	4	Bridada	Detalle Conexión - Chiller	
4	Acople Reductor	2	6" x 4"		
3	Unión Vitónica	20		ESCALA 1:25	
2	Válvula compuerta	4	Hierro		
1	Interrupción de flujo	2		PLANO No: 4	
Item	nombre	cantidad	Caract.		
				<div style="text-align: center; font-size: 2em; font-weight: bold;">ESPOL</div>	



# CONEXIÓN DEL TANQUE DE COMPRESIÓN Y SEPARADOR DE AIRE



Tolerancia		Peso (kg)		OBRA:	
				Central de Enfriamiento - Corbetas	
		Fecha	Nombre	CONTIENE:	
		Dib. 10.11.00	J. Maldonado	Tanque de Expansión y	
		Rev. 15.11.00	A. Barriga	separador de aire	
		Apr.	A. Barriga	PLANO No:	
				5	
ítem	nombre	cantidad	material	MATERIAL: COBRE	

**ESPOL**

## **BIBLIOGRAFÍA**

1. ASHRAE, "CD ASHRAE HANDBOOK", 1997; Fundamentals, Equipment, Applications, Refrigerations
2. CARRIER CORPORATION, "Handbook of Air Conditioning System Design", McGraw – Hill, 1965.
3. Balladares Jaime, Ing. "Diseño de una central de enfriamiento para ESPOL (Tesis, Facultad de Ingeniería Mecánica, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 1972)
4. Burger H. Jennings y Samuel R. Lewis, "Aire Acondicionado y Refrigeración"; Editorial Continental, 1991
5. Manual del Buque "Impianto Condizionamento Estrazione e Ventilazione", Volumen 1 de 2 y 2 de 2
6. Mariner's Annual ; Ordering Guide; 1999, Edición Internacional
7. Pita Edward, "Principios y Sistemas de Refrigeración", Editorial Limusa 1991
8. SNAME, "Marine Engineering" ; tercera impresión; 1980; Chapter 19 , Environment Control
9. TACO COMPANY; Catalogo Electrónico "Taco net" 1999
10. The Trane Company; "Guía de estimación de carga"
11. York Internacional "Catálogos de Equipos"