



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



**"Diseño de una Central de Enfriamiento
de Agua en los Muelles de Basuil para
las Fragatas"**

TESIS DE GRADO

Previo a la Obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO

Presentada por:

Antonio Patricio Parra Freire



Guayaquil - Ecuador

Año - 2001

AGRADECIMIENTO

A la Armada Nacional del Ecuador por haberme dado la oportunidad de desarrollar este proyecto a través del cual he enriquecido mis conocimientos

Quiero hacer extensivo un agradecimiento a todas las personas que colaboraron para llevar a cabo este proyecto: Tnte Edison Manzano, Phd.Alfredo Barriga, y un agradecimiento especial a Walter Gamarra, colega y amigo, quien me brindo su ayuda de principio a fin.


DEDICATORIA

A la memoria de mi padre, Sr Antonio Parra Quinteros, quien hizo posible no solo mi educación si no la de todos mis hermanos.

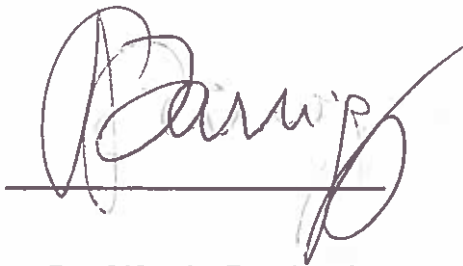
A mi madre, Teresa Freire, por guiarme siempre por el camino del bien y haberme ayudado a culminar mis estudios.



TRIBUNAL DE GRADUACION



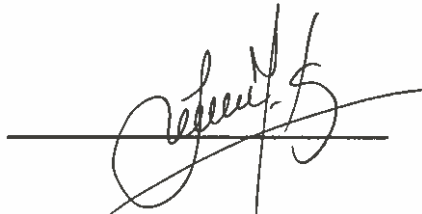
Ing. Eduardo Rivadeneira P.
Decano de la FIMCP



Dr. Alfredo Barriga R.
Director de Tesis



Ing. Francisco Andrade S.
VOCAL

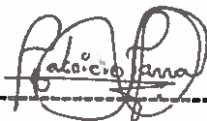


Ing. Edison Manzano S.
VOCAL

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 POLITECNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)

A handwritten signature in black ink, appearing to read "Antonio Parra Freire", is written over a horizontal dashed line.

Antonio Parra Freire

RESUMEN

El presente proyecto está orientado a resolver los problemas e inconvenientes que se presentan en los sistemas de aire acondicionado cuando las naves tipo Fragata pertenecientes a la Armada Nacional se encuentran acoderados a los muelles ubicados en la Base Naval sur de la ciudad de Guayaquil.

Estas naves, después de realizar maniobras en alta mar, permanecen atracadas en los muelles por varios meses, tiempo durante el cual los sistemas de aire acondicionado deben permanecer funcionando constantemente con el fin de mantener climatizado las áreas de los equipos electrónicos, principalmente. Esto a dado lugar a que estos sistemas trabajen constantemente durante las veinticuatro horas del día, trabajo que disminuye la vida útil de los compresores, bombas y demás equipos.

En este proyecto se propone diseñar una central de enfriamiento para ser montada en el muelle, y así, desde tierra, acoplarse a las dos naves simultáneamente y suministrarle este servicio, logrando así que los equipos de las naves sean desconectados y dejen de funcionar.

La principal característica que tendrá este trabajo será dimensionar los equipos lo más energéticamente eficientes para lo cual se requerirá un minucioso y detallado cálculo de la carga de enfriamiento.

El presente trabajo abarca también la parte de diseño del equipo seleccionado y la forma de interconexión con el buque (Fragata); se define el área y la ubicación más óptima para la planta así como también se busca la mejor manera de ingresar al circuito de agua de enfriamiento del sistema.

En la parte final y con el propósito de justificar la inversión, se hace un análisis de costos entre el sistema actual de la nave y el sistema a desarrollarse en este proyecto.

ÍNDICE GENERAL

	Pag.
RESUMEN	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	IV
SIMBOLOGÍA.....	V
ÍNDICE DE FIGURAS.....	VI
ÍNDICE DE TABLAS.....	VII
ÍNDICE DE PLANOS.....	VIII
INTRODUCCIÓN.....	IX
I. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	3
1.1 Descripción del sistema actual de aire acondicionado de la Fragata...4	
1.1.1 Descripción general.....	4
1.1.2 Descripción Detallada.....	7
1.2 Análisis del Sistema Actual.....	18
1.3 Ventajas de una Central de aire en el Muelle de Basuil.....	20
1.4 Factores Técnicos a considerar.....	21
II. DETERMINACIÓN DE FACTORES PARA EL CALCULO DE CARGA...24	
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

III. CÁLCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO.....	40
3.1 Componentes de carga para embarcaciones navales.....	41
3.2 Determinación de cargas externas.....	41
3.2.1 Transmisión de calor a través de barreras.....	42
3.2.2 Aire exterior necesario para ventilación.....	44
3.3 Determinación de cargas internas.....	46
3.3.1 Cargas por personas.....	46
3.3.2 Cargas por iluminación.....	47
3.3.3 Cargas generadas por los ventiladores.....	47
3.3.4 Cargas generadas por equipos eléctricos varios.....	48
3.4 Resultados obtenidos.....	50
IV. DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS Y ACCESORIOS	
4.1 Selección del tipo de enfriador.....	51
4.2 Disposición de los equipos seleccionados.....	76
4.3 Ubicación de la planta dentro de muelle.....	85
4.4 Dimensionamiento y Selección de tuberías y bombas.....	87
4.4.1 Circuito de agua helada.....	87
4.4.2 Circuito de agua salada.....	117
4.5 Interconexión con la Nave.....	131
4.6 Distribución general de la planta.....	132
4.7 Listado de equipos y accesorios.....	132
V. ANÁLISIS DE COSTOS.....	134
5.1 Análisis de costos del sistema actual.....	134
5.2 Análisis de costos del sistema propuesto.....	135
5.3 Justificación de la inversión.....	139
VI. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	141
APÉNDICES	
BIBLIOGRAFÍA	

ABREVIATURAS

ASHRAE	Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y aire acondicionado
HR	Humedad relativa
Lb	Libra
Cfm	Pie cúbico por minuto
ATU	Unidad de tratamiento de aire
Uma	Unidad manejadora de aire
GPM	Galones por minuto
CFM	Pie cúbico por minuto
Psi	Libra fuerza por pulgada cuadrada
Q	Flujo de calor
A	Área
ft	Pie
hr	Hora
T.R	Tonelada de refrigeración
fps	Pie por segundo
D _{nom}	Diámetro nominal
D _{ext.}	Diámetro exterior
D _{int}	Diámetro interior
Sup.ext	Superficie exterior
Long.equiv	Longitud equivalente
SNAME	Sociedad de Arquitectos Navales e Ingenieros Marinos

SIMBOLOGÍA

U	Coefficiente global de transferencia de calor
R	Resistencia térmica
ΔH	Diferencia de entalpías
Kw	Kilowatios
m	Flujo másico
T _{db} :	Temperatura de bulbo seco
T _{wb} :	Temperatura de bulbo húmedo
HP	Caballos de fuerza
In	Pulgada
C _p	Calor específico a presión constante
q _s	Factor de calor sensible
q _L	Factor de calor latente
q _T	Factor de calor total

ÍNDICE DE TABLAS

<u>Tabla</u>		<u>Pag</u>
I	Resistencias Térmicas Utilizadas.....	30
II	Factores sensibles y latentes del aire ext. para Guayaquil.....	37
III	Generadores de carga interna.....	39
IV	Normas de ventilación para el Buque.....	45
V	Características técnicas del Evaporador.....	93
VI	Datos de la tubería para agua helada	96
VII	Características de los acc para el circuito de aguahelada.....	99
VIII	Características de filtros.....	100
IX	Espaciamiento sugerido para soportes de tubería horizontal	
X	Características de medidores.....	102
XI	Volumen total de agua en el sistema.....	105
XII	Características del aislamiento térmico.....	107
XIII	Detalle de pérdidas en accesorios.....	109
XIV	Características técnicas de la bomba de agua helada.....	111
XV	Calculo del cabezal manométrico de la bomba de Agua helada	
XVI	Características técnicas del condensador.....	120
XVII	Características de la tubería para agua salada.....	122
XVIII	Características de accesorios del circuito.....	123
XIX	Detalle de pérdidas en accesorios del circuito.....	126
XX	Características técnicas para bomba de agua de mar.....	127
XXI	Cabezal manométrico del sistema de agua salada.....	128
XXII	Costos de operación de la planta del Buque.....	137
XXIII	Modulación de carga térmica durante el día.....	136
XXIV	Costos de operación del sistema propuesto.....	138
XXV	Justificación de la inversión.....	140

INDICE DE PLANOS

- Plano 1 Ubicación de la Planta en Muelle.
- Plano 2 Detalle Generales
- Plano 3 Cuarto de Maquinas
- Plano 4 Distribución general de la planta
- Plano 5 Detalle de interconexión de Bombas
- Plano 6 Detalle de interconexión a Chiller
- Plano 7 Detalle de Interconexión a tanque de expansión

INTRODUCCIÓN

Las unidades atracadas a los muelles de Basuil requieren mantener permanentemente en operación las plantas de aire acondicionado con el fin de mantener climatizado las áreas de los equipos electrónicos; Esto da lugar a que este sistema trabaje diariamente 24 horas al día trayendo como consecuencia que el sistema se deteriore mucho más pronto que los otros sistemas a bordo; Por ser un sistema robusto y costoso, su deterioro implica serios problemas logísticos y económicos para su reemplazo por lo que en este proyecto se plantea diseñar una central de enfriamiento de agua para ser montada en muelle y así, desde tierra, proveer de agua refrigerada a las dos naves simultáneamente logrando la climatización total de ellas.

El proyecto tiene como objetivos generales lo siguiente:

- Precautelar la vida útil de la planta de aire acondicionado de los Buques
- Economizar el consumo de energía y reposición de equipos
- Climatizar las Fragatas desde una planta en muelle

La hipótesis central que se maneja a lo largo del proyecto es que la planta del Buque se encuentra sobre dimensionada cuando este permanece atracado en el muelle, partiendo de aquí el consumo innecesario de energía eléctrica.

Para comprobar la hipótesis planteada se realiza un cálculo de ganancia de calor del Buque utilizando el método más crítico en el que se define un día y hora de diseño más caluroso del año; A partir de este cálculo se realiza el dimensionamiento de los equipos de aire acondicionado.



CAPITULO 1

1 DEFINICION DEL PROBLEMA

En este capitulo se establecerá exactamente como funciona la planta de aire acondicionado del Buque y cuales son sus características; Para esto a continuación se realiza una descripción del sistema instalado en las unidades. Se definirá cuales son las características primordiales que deberá cumplir la planta en Tierra y, además, se indicará cual es el punto del circuito de refrigeración del Buque a través del cual se ingresara o acoplará el sistema instalado en tierra

1.1 Descripción del Sistema Actual de Aire acondicionado de la Fragata

El sistema de aire acondicionado instalado en las Fragatas es un Chiller todo agua; es decir que utiliza agua salada para el enfriamiento de sus condensadores.

Cada Fragata cuenta con una planta de aire acondicionado equipada con dos máquinas enfriadoras de agua (Chiller) las cuales pueden trabajar independientemente o en paralelo de acuerdo a las condiciones ambientales que se desee obtener; estas dos máquinas proporcionan el agua helada, la cual se la utilizará en las 6 unidades manejadoras de aire que posee la nave para realizar el intercambio de calor entre esta agua y el aire a enfriar, para luego ser distribuido este último en toda la nave incluyendo áreas de habitabilidad y áreas de equipos electrónicos tales como el radar, radio, etc.

1.1.1 Descripción General

El equipo de refrigeración asociado con el sistema de aire acondicionado comprende de dos unidades paquetes

enfriadoras de agua (chilled water), las cuales se encuentran ubicadas en el cuarto de máquinas. Las dos máquinas están diseñadas para operar ya sea individual o en paralelo, enfriando agua continuamente la cual es circulada hacia las unidades de tratamiento de aire (ATU's) por medio de un sistema de bombeo que consta de una o dos bombas de agua helada las cuales forman parte del circuito de agua helada que se explicará más adelante.

El sistema de refrigeración que utiliza la planta es el ciclo básico de refrigeración de expansión directa en el cual el gas refrigerante es comprimido y luego es convertido a líquido por enfriamiento, seguido por la evaporación del líquido refrigerante en el evaporador y retornar a la succión del compresor.

La regulación del flujo de refrigerante a través de cada Máquina es logrado por una serie de válvulas de control automático las cuales ajustan la temperatura del agua refrigerante para mantenerla a 53.8 °F en la entrada y 44 °F a la salida con un flujo de 120 GPM aproximadamente.

Dos bombas de circulación de agua salada, una para cada unidad, mantienen un flujo de agua salada a través de los condensadores.

DATOS DE DISEÑO Y OPERACIÓN

La planta de aire acondicionado de las Fragatas esta diseñada para operar en climas tropicales y en invierno bajo los siguientes parámetros:

- En climas tropicales, mantener condiciones internas de 78 °F (25 °c) efectivos, temperatura equivalente a 85 °F (29.5 °c) de bulbo seco y 71 °F (21.6 °c) de bulbo húmedo con un 50 % de humedad relativa, cuando las condiciones externas son 88 °F de bulbo seco y 80 °F de bulbo húmedo con 70 % de humedad relativa.
- Proveer un mínimo de 10 CFM de aire fresco.
- Proveer de un control de condiciones intermedias entre el clima tropical e invierno
- Proveer completa recirculación de aire cuando la nave este operando por debajo de condiciones severas.

Las tablas A1 Y A2, del Anexo A contiene datos de diseño y operación de la planta del Buque "Moran Valverde" que ha sido escogido como Prototipo. La tabla A3 contiene datos leídos en el tablero de control del Buque y que servirán para compararlos con los datos de diseño.

1.1.2 Descripción Detallada

Circuito Refrigerante (ver fig. A1)

El circuito refrigerante puede ser considerado en dos etapas:

Lado de alta presión o descarga del compresor, desde la descarga del compresor a la entrada del evaporador incluyendo el sistema de control de capacidades.

El lado de baja presión, desde la salida del Chiller a la succión del compresor.

a) El gas refrigerante comprimido pasa desde la descarga del compresor, vía válvulas de descarga, hacia el separador de aceite donde algún aceite presente es separado fuera o retornado hacia el compresor a través de un tubo conectado entre el medio del separador y la línea de succión del

refrigerante. Un vidrio visor está colocado en la línea de retorno entre el separador de aceite y la línea de succión del compresor.

b) Desde el separador, el refrigerante gas fluye hacia dos unidades condensadoras enfriadas por agua salada, quienes están conectadas en paralelo; aquí el gas refrigerante cambia de ese estado a líquido presurizado y este es pasado luego hacia un intercambiador de calor el cual es enfriado por el retorno del refrigerante hacia la succión del compresor. Esto causa que él líquido va a ser enfriado antes de ingresar al evaporador logrando mejorar la eficiencia mientras que aseguramos que ese refrigerante retornando en la línea de succión sea totalmente cambiado a gas antes de ingresar al compresor.

c) Después de pasar por el intercambiador de calor el líquido fluye a través de un vidrio visor hacia un circuito de control de capacidades el cual gobierna la cantidad de refrigerante ingresando a la unidad Chiller; El circuito de control de capacidades esta arreglado para asegurar que la temperatura del agua enfriada a la salida del Chiller no caiga por debajo de los 41 °F (5°C); Este consiste de dos

bifurcaciones en paralelo; cada una cuenta con una válvula de expansión termostática de diferente medida (M Y N), Solo en una de ellas esta pasando refrigerante. Cada válvula de expansión termostática es controlada por un bulbo sensor el cual está abrochado a la línea de salida del Chiller refrigerante. El flujo para cada válvula de expansión es a través de una válvula (on-off) operada por un servo regulador (K Y L); Cada válvula reguladora es controlada por un solenoide operado por una válvula piloto (J2 y J1); Las válvulas solenoides están ajustadas para operar a diferentes temperaturas al seleccionar la apropiada válvula de expansión termostática y regulación. Cuando la más grande de las válvulas de expansión (N) esta operando, puede fluir la máxima cantidad de líquido refrigerante al evaporador; pero con la válvula más pequeña (M) trabajando, el flujo es reducido a la mitad.

Cada válvula de expansión termostática es controlada por un sensor individual quien regula la válvula de acuerdo a la temperatura de la línea de succión de gas. Así, el flujo de líquido refrigerante hacia la unidad Chiller puede estar completo o limitado a la mitad de la carga de acuerdo a la temperatura del agua a la salida del Chiller, con un perfecto

control gobernado por la asociación de la válvula de expansión.

d) Una bifurcación de la línea de gas entre el separador de aceite y los condensadores esta dispuesta para proporcionar una porción de gas refrigerante caliente para mezclarse con el líquido refrigerante en la entrada a la unidad chiller, ya que podría caer la temperatura del agua por debajo de 44 °F (7°C)

OPERACIÓN DEL CONTROL DE CAPACIDADES

Bajo Condiciones de carga máxima el agua entra al Chiller a 53.8 °F (12.1°C) y sale a 44 °F (7°C); la válvula solenoide (J1) esta abierta; las válvulas solenoide (j2 y j3) están cerradas, y la más grande de las válvulas de expansión (N) están en uso; Cuando la temperatura del agua helada dejando el Chiller cae a 43 °F (6°C), el contactor termostático (TH1) es cerrado y la válvula solenoide J3 en la línea de gas caliente es energizada; La válvula solenoide J2 abierta y J1 cierra por la vía de un relay. La pequeña válvula de expansión (M) está entonces en uso; Solenoide J3 es desenergizado cuando el agua helada dejando el chiler esta a 46°F (7.7°C) y las condiciones de full carga son restauradas.

NOTA.- La válvula reguladora servo operada (T) siempre esta muy abierta; la cantidad de gas caliente proporcionado al Chiller es modulado por la válvula de control (W), el sensor termostática de bulbo el cual esta colocado en la descarga del agua helada esta preparado para abrirse a 45 °F (7.2 °c).

Si se a reducido toda capacidad de control convenido, la temperatura del agua helada no podrá caer menos o por debajo de 41 °F (3°c). Si por alguna razón continua cayendo la temperatura, un termostato de seguridad, el cual esta listo para frenar un contactor a 39 °F (2°c), podría abrir y parar el compresor.

e) Desde la salida del evaporador, el gas refrigerante es llevado al compresor a lo largo del intercambiador de calor y la válvula de succión del compresor: En adición al sub enfriamiento del líquido como se describió antes, este intercambiador de calor asegura que si algo de refrigerante está en estado líquido, hacerlo ebulir y así sea solo gas lo que retorne al compresor.

Todo el circuito del refrigerante se lo muestra en la figura A1 del anexo A.

CIRCUITO DE AGUA SALADA (ver fig. A2)

El sistema de refrigeración instalado en el buque utiliza agua salada para enfriar sus dos condensadores (el refrigerante sede calor al agua salada) y su funcionamiento es de la siguiente manera:

Primero, y ubicada en la parte más baja del barco y en contacto directo con el agua, esta la válvula de fondo;

Luego se encuentra una rejilla de retención que es la encargada de filtrar basuras y demás desechos;

Sigue la bomba de agua; es una bomba centrifuga con capacidad de 5 HP; la bomba succiona el agua salada y la ingresa a los dos condensadores con un razón de flujo de 210 GPM para luego descargarla fuera de borda; Una válvula termostática esta incorporada en la línea de descarga para hacer re circular el agua hacia la succión de la bomba de acuerdo a la temperatura del agua proveniente de los condensadores en la descarga. La válvula esta calibrada para mantener una temperatura de descarga de 95 °F(35 °c) . La válvula funciona de la siguiente manera:



Si la temperatura de el agua a la salida del condensador cae por debajo de 105 °F (40°C). El lado de la válvula hacia la bomba podría estar completamente abierta cuando la temperatura del agua del condensador esta por debajo de 95 °F. El lado de descarga estará completamente abierto a temperaturas superiores a 105 °F.

En la descarga de la bomba, antes de ingresar a los condensadores, existe una ramificación de la tubería principal para hacer ingresar esta agua al motor eléctrico que acciona el compresor, motor que por ser de gran tamaño y capacidad necesita un sistema de enfriamiento con agua..

Otro dato importante de este sistema es que existe una entrada extra de agua salada en caso de que la bomba falle. Esta es proporcionada por el circuito de agua contra incendio; aquí el agua se encuentra en las tuberías a presiones muy elevadas (80 a 90 psi) y para poder ingresar al circuito de agua salada es necesario reducir la presión (10 a 15 psi) antes de ingresar a los condensadores.

El sistema es manual y se lo muestra esquemáticamente en la figura A2 del Anexo A.

ITEM	Descripción
1	Válvula de entrada de agua de mar
2	Ventana de inspección
3	Válvula T de recirculación
4	Válvula de tres vías del circuito contra incendio
5	Válvula de tres vías del agua de recirculación
6	Válvula de entrada de agua al condensador
7	Válvula de salida del agua del condensador

Accesorios del circuito

CIRCUITO DE AGUA HELADA (ver Fig. A3)

El agua dulce es utilizada para ingresarla al evaporador y realizar un intercambio de calor con el refrigerante; Aquí, el refrigerante hierve y absorbe calor del agua, logrando así que el agua se enfríe hasta alrededor de 4 °c aproximadamente; luego esta agua es dirigida hacia los ATUS en donde se obtiene el efecto de aire acondicionado. El circuito funciona de la siguiente manera (ver figura A3).

Empieza con la bomba de recirculación de agua helada la cual tiene las característica mecánicas y eléctricas antes mencionadas. La bomba succiona el agua cuando ésta

regresa después de re circular a través de las seis unidades de tratamiento de aire (ATUs) a una temperatura de aproximadamente 11 a 12 °c para luego ingresarla al evaporador y obtener nuevamente agua helada a 4 °c aproximadamente a la salida del evaporador teniendo así lista el agua para hacerla re circular nuevamente por los ATUs y empezar así otro ciclo.

El circuito esta presurizado y cuenta con dos tanques de expansión colocados en el lado de succión de la bomba de circulación de agua helada; los tanques de expansión son usados para mantener una presión de aproximadamente 20 psi y para acomodar pequeños cambios en la capacidad del sistema .

En la figura A3 se muestra esquemáticamente todos los componentes del sistema dentro del cuarto de maquinas, y en la figura A4 del Anexo A se indica la red de distribución de agua helada a través de todo el Buque.

ABASTECIMIENTO EXTERNO DE AGUA HELADA.-

Cuando sea necesario realizar tareas de mantenimiento en la maquinaria de aire acondicionado y una fuente externa de agua helada este disponible, el sistema cuenta con

conexiones de orilla, las cuales se encuentran ubicadas en la cubierta N°1 estación 29 a babor; para conectar el sistema externo se recomienda seguir los siguientes pasos (ver Fig. A4):

- Aislar las máquinas enfriadoras de agua del buque cerrando las válvulas CW 22 las cuales están ubicadas en el Provision room y fluor store, cubierta N°3 estación 27 – 31.
- Fijar y conectar la tubería externa a las conexiones CW24 ubicadas en la cubierta n°1 estación 28/29.
- Con la válvula CW23 cerrada y las purgas de aire abiertas, permitir que el aire atrapado en la conexión escape.
- Cuando todo el aire haya sido purgado, cierre las purgas de aire y abra completamente la válvula CW23.

UNIDADES DE TRATAMIENTO DE AIRE (ATU)

Los sistemas de aire acondicionado de la nave incluyen 6 A.T.U.s ubicados en compartimentos especiales; cada A.T.U tiene incorporado filtros de aire, batería de serpentines de agua helada y batería de calefacción con vapor.

Los ventiladores incorporados a los ATUS son del tipo flujo axial y son descritos más adelante.

Cuando el sistema de aire acondicionado esta en operación normal, un porcentaje de aire fresco es introducido dentro de un ATU y es mezclado con un porcentaje de aire de recirculación proveniente de la nave; En alguna instancias, el aire fresco y el aire de recirculación es mezclado antes de ingresar al ATU. El resultado de la mezcla de aire es pasado a través de filtros para remover las impurezas. Este aire filtrado es pasado ahora a través de serpentines de enfriamiento o calefacción para acondicionar el aire de acuerdo a los requerimientos internos de los compartimentos.

El aire acondicionado es distribuido a los compartimentos vía un arreglo de distribución de aire y a través de difusores.

El agua helada proveniente de la Maquina Chiller es conducida a través de tuberías y suministrada a los seis A.T.U,s tal como se muestra en la figura del circuito de agua helada y así, cada ATU se encargará de suministrar de aire acondicionado a ciertos compartimentos específicos, tal como se detallará más adelante.

Adicionalmente, el sistema cuenta con intercambiadores de calor (HEAT EXCHANGE) para tomar o remover el exceso de calor proveniente de equipos eléctricos específicos. Cada intercambiador de calor esta equipado con una batería de enfriamiento y un ventilador de flujo axial. El calor proveniente del equipo es absorbido por el aire frío el cual es introducido a través del equipo y entonces es pasado sobre los serpentines de la batería de enfriamiento para recirculación.

1.2 Análisis del sistema Actual

Luego de revisar completamente el sistema de aire acondicionado del Buque, se observa lo siguiente:

La planta de aire acondicionado del Buque Fragata "Moran Valverde", originalmente y de acuerdo al libro BR 3452 posee un control de capacidades muy eficiente para ser una máquina Reciprocante; Este Chiller provee de una capacidad de enfriamiento de 92 Toneladas de Refrigeración con un consumo de 101 Kw por parte del motor eléctrico; posee un intercambiador de calor el cual es el encargado de sobre calentar el gas refrigerante a la entrada del compresor y sub enfría el liquido refrigerante al salir del

condensador; esto trae como consecuencia que la eficiencia global del ciclo mecánico de refrigeración sea mejorada logrando obtener mayor efecto refrigerante con menor trabajo de compresión. Además el compresor cuenta con un mecanismo descargador de cilindros el cual proporciona un arranque sin carga y modula el consumo de energía por parte del motor al ir secuencialmente descargando cilindros conforme la carga térmica disminuye. Adicionalmente cuenta también con una línea de gas caliente que se la obtiene a la salida del compresor y es introducida directamente al evaporador. Una deficiencia original es que la planta tiene una eficiencia de $\eta = 1.1 \text{ Kw} / \text{T.R}$ valor que es muy elevado para un compresor de este tipo ($\eta = 0.9 \text{ Kw} / \text{T.R}$) partiendo ya desde aquí el consumo innecesario de energía.

En la actualidad, el dispositivo descargador de cilindros no está operativo por lo que el único control de capacidades que cuenta es la línea de gas caliente que regula la temperatura del agua helada conforme esta caiga. Este tipo de control no representa realmente un control de capacidades ya que no regula la cantidad de energía utilizada por el motor del compresor conforme la carga térmica disminuye; De aquí que la planta se encuentra constantemente consumiendo 101 Kw aunque las condiciones externas ambientales sean favorables.

Puntualmente se observa a demás que:

Esta sobre dimensionada para operaciones en muelle ya que la planta cuenta con 6 intercambiadores de calor los cuales son los encargados de remover el calor generado por equipos electrónicos de navegación los cuales generan mucho calor pero que en muelle están apagados.

* Otra parte del sistema de control que esta fuera de operación son las válvulas neumáticas de tres vías, ubicadas a la entrada de los ATUs,

* El aislamiento de las tuberías esta deteriorado por lo que existe condensación de la humedad.

* El sistema de distribución del aire acondicionado a través de duchos y rejillas y difusores necesita limpieza

1.3 Ventajas de una Central De aire en el Muelle de Basuil

- Preservar la vida útil de los equipos
- Apagar completamente todo el cuarto de maquinas de la planta de aire acondicionado

- Dar un mantenimiento total y efectivo a estas plantas
- Ahorrar consumo energético por tener equipos de menor capacidad y alta eficiencia
- Tener una central de enfriamiento con un preciso control de energía, menor frecuencia de mantenimiento

1.4 Factores Técnicos a Considerar

Aire acondicionado en una embarcación marina provee de un ambiente en el cual el personal puede vivir y trabajar sin calor estresante, incrementando la eficiencia de la tripulación, mejora la integridad de los equipos electrónicos y previene el rápido deterioro de equipo especial de guerra; además, un sistema integral de aire acondicionado consta de las siguientes cuatro categorías:

1. Estación central manejadora de aire la cual consiste de ventiladores, filtros, serpentines de calentamiento y enfriamiento, cajas de mezcla.
2. Red de distribución que incluye ductos de aire, tuberías de agua, y de vapor.
3. Tratamiento terminal requerido consistente de des humidificadores, difusores.

4. Equipo o maquina de refrigeración

En el proyecto se trabajará en el dimensionamiento y selección de la maquina de refrigeración (Chiller) y en la red de distribución de agua para el Evaporador (agua helada) y para el condensador (agua de mar) por lo que se deberá considerar los siguientes factores técnicos:

- El sistema deberá funcionar apropiadamente bajo condiciones continuas a altas y bajas cargas
- Los materiales de construcción deberán resistir los efectos corrosivos del aire salado y el agua de mar
- El sistema no deberá tener problemas de ruido y vibración
- Ser un sistema flexible, de acoples rápidos, maniobras de acoples sencillas de tal forma que se necesite mínimo atención por parte del personal del Buque para mantenimiento y operación
- La infiltración a través de puertas es no considerado
- Las condiciones ambientales interiores son consideradas solo para confort y mantenimiento de humedad de los equipos

electrónicos y no para remover el calor generado por ellos; en caso de puesta en funcionamiento todos los equipos de navegación se deberán poner en funcionamiento la planta del Buque

- Finalmente el diseño nuevo deberá sujetarse a parámetros ya establecidos tales como la cantidad de agua helada circulando a través del sistema y la cantidad de aire de mando de los ventiladores de las Manejadoras de aire.

CAPITULO 2

2 DETERMINACION 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 DETERMINACIÓN DE LAS 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 climatológicas de diseño del aire exterior, son normalmente listadas en tablas elaboradas de acuerdo a la localización geográfica de un estado o ciudad y para una fecha del año determinada.

La mayoría de estas tablas han sido elaborada 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 para este proyecto 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 estudio. Estos datos han sido tabulados y se indican en la tabla B1 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 15:00 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 ORIENTACION DEL BUQUE

La orientación del buque es necesario 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 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 ° de Latitud Sur.

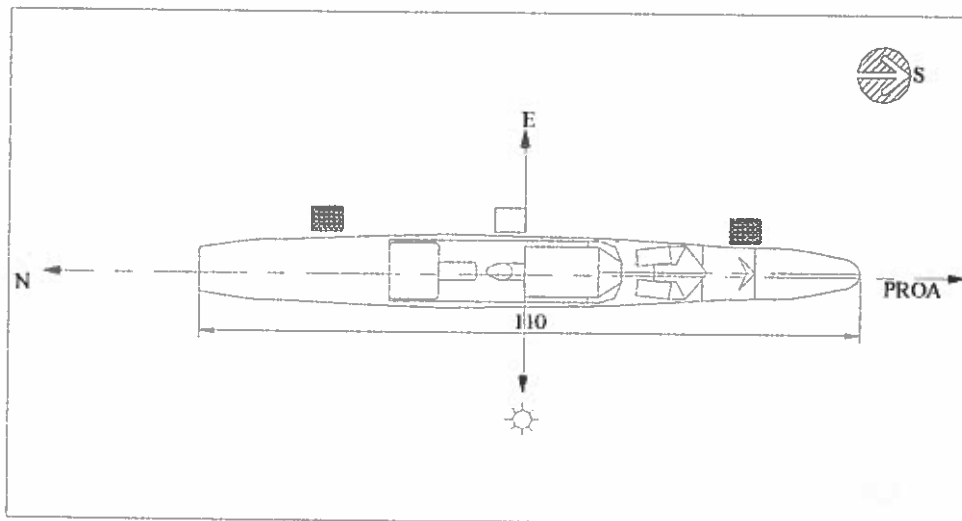


Fig. 2.1 Orientacion del Buque

2.3 CALCULO DE COEFICIENTES DE TRANSMISIÓN DE CALOR

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 :

$$U = \frac{1}{\sum R}$$

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 las siguientes:

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

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

Los valores de los coeficientes conductivos y convectivos han sido extraídos de la tabla 34 parte I – 78 del Manual de Diseño de Sistemas de Aire Acondicionado de Carrier que se listan a continuación:

Tabla I. RESISTENCIAS TERMICAS

Fuente: Adaptado de tabla 34 parte I – 78 del Manual de Diseño de Sistemas de Aire Acondicionado; Carrier

			Resistencia (hr ² ft ² °f/BTU)	
Material	espesor (in)	K(BTU*in/hr ² ft ² °F)	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

2.3.1 CALCULO DEL COEFICIENTE "U" PARA PAREDES EXTERIORES

Las paredes exteriores del Buque son de acero naval y su estructura se la muestra a continuación en la fig. 2.2:

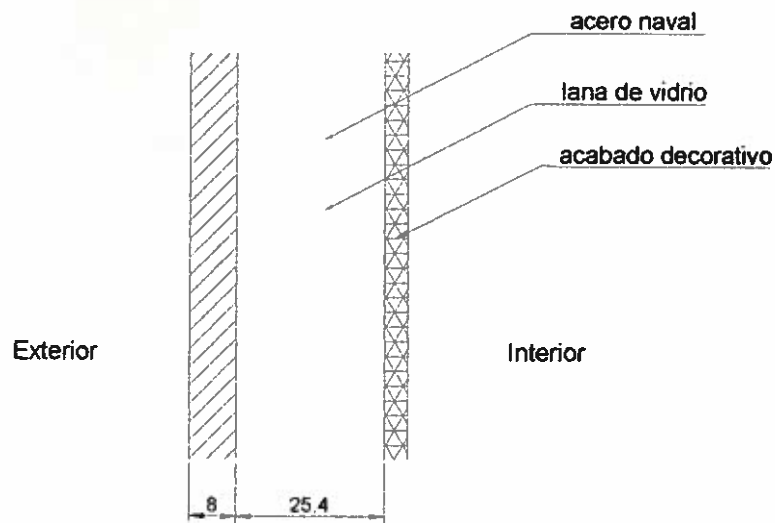


Fig.2.2 Componentes de las paredes exteriores

Basándose en los valores de resistencia indicados anteriormente procedemos realizar el cálculo de la siguiente manera:

$$U = \frac{1}{\left[\left(\frac{1}{h_o} \right) + \left(\frac{l_1}{K_1} \right) + \left(\frac{l_2}{K_2} \right) + \left(\frac{l_3}{K_3} \right) + \left(\frac{1}{h_i} \right) \right]}$$

Por lo que se tiene el siguiente valor:

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

2.3.2 CALCULO DEL COEFICIENTE "U" PARA PAREDES INTERIORES (PARTICIONES)

Las paredes interiores del Buque tienen la siguiente estructura:

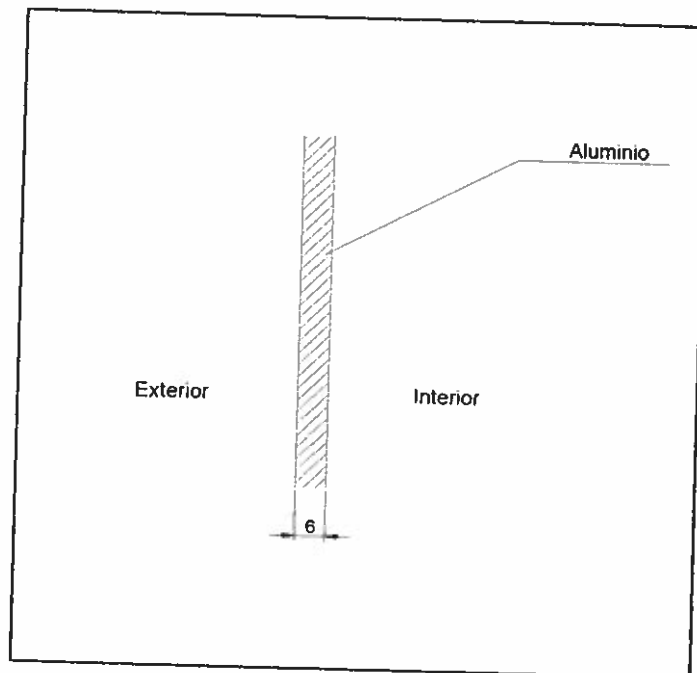


Fig.2.3 Componentes de la pared

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

$$U = \frac{1}{\left[\left(\frac{1}{h_i} \right) + \left(\frac{l_i}{K_i} \right) + \left(\frac{1}{h_i} \right) \right]}$$

Por lo que se tiene el siguiente valor:

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

2.3.3 CALCULO DEL COEFICIENTE "U" PARA 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 exteriores.

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:

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

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

ΔH : Diferencia de entalpias entre el aire exterior y el interior.

ΔT : 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 tabulada en la tabla II y que se muestra más adelante.

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

En la tabla II se encuentran tabulados también los valores de entalpia del aire exterior para varias horas del día, y el valor de la entalpia 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):

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

Factor latente (Btu/hr*CFM):

$$q_L = q_T - q_s; \quad (2)$$

Donde;

Factor total (Btu/hr*CFM):

$$q_T = 4.5 \cdot \Delta H \quad (3)$$

De acuerdo a la tabla B1 del apéndice B, vemos que las condiciones de temperatura más crítica ocurren a las 3 PM; De la tabla II, 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:

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

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

Estos valores me representan la cantidad de calor que ingresa al buque por cada CFM de aire exterior que se introduzca al Buque ya sea por ventilación o infiltración y en la tabla II se incluyen también valores de q_s y q_L para las demás horas del día.

DATOS DEL AIRE EXTERIOR PARA GUAYAQUIL									
Hora	Tdb (°F)	Twb(°F)	H(final)	VT(°F)	VH	qs	q L	qT	
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:		Twb(°F)	Tdb(°F)	HR(%)	H (btu/lb)				
		62,5	75	50	28,12				

Fuente: tesis de grado del Ing. Jaime Valladares.

TABLA II .Factores sensibles y latentes del aire exterior para Guayaquil

2.5 AREAS 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 por el número de personas, la cantidad de luces y equipos .

En la figura 1 del anexo A, diagrama esquemático de los compartimentos acondicionados, se muestra todos los compartimentos que forman parte del calculo de carga , divididos y agrupados en zonas y de acuerdo al ATU que climatiza esa zona.

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



zona	ATU/Cubierta	Area (ft2)	Luces (watt)	Equipos(watt)	n°personas
1	1./2	387	660	300	6
2	1./2	403	485	300	5
3	1./2	510	720	2500	8
4	1./3	1700	1400	800	12
5	1./4	344	-	-	1
6	1./4	161	-	-	1
7	2./01	115	192	-	4
8	2./2	565	352	-	6
9	2./3	753	1160	1300	5
10	3./01	860	384	600	6
11	3./1	387	518	600	1
12	3./1	322	320	-	6
13	3./1	580	576	10000	5
14	4./2	677	1732	600	17
15	4./3	624	690	700	4
16	5./1	102	216	200	8
17	5./2	850	1532	3900	16
18	5./2	451	708	7500	6
19	6./2	1151	2073	9958	20
20	6./2	193	130	-	2
21	6./3	817	648	500	15
22	6./3	350	324	125	8
23	6./3	860	1392	425	10
TOTAL					172

* altura promedio de los compartimentos: 7.6 ft.

Tabla III.- Generadores de carga interna

CAPITULO 3

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 a sido realizada de manera manual en la que se considera un día y hora de diseño definido, es decir, condiciones exteriores fijas; Para mi 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 fundamento 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 basándose en el 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

ΔT : 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:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (1); \text{ donde } Q \text{ en BTU/hr}$$

Para efectos de simplificar cálculos, al casco se lo considerará como paredes exteriores, y, de acuerdo a la orientación de estas, el ΔT (diferencia total equivalente de temperatura) se lo obtiene de la tabla C1, del Anexo C;

En lo que respecta a las cubiertas expuestas (TECHO), 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 C2, del anexo C.

En lo que respecta a mamparos o particiones y cubiertas interiores se estimó el ΔT 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 (paredes y cubiertas) se las obtiene de los planos de compartimentos del

buque las cuales se encuentran tabuladas en la tabla III del capítulo II .

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.

ASHRAE, en su capítulo 28 de Fundamental, en la parte de requerimientos de ventilación para embarcaciones navales, recomienda 5cfm por persona para áreas de tropa y 10 cfm para otras áreas. Sobre la base de estas recomendaciones y a la tabla C3 del Apéndice C sobre estándares de ventilación, se escoge las siguientes normas:

Normas de Ventilacion	
CFM / Persona	10
CFM / Ft ²	0,25

Tabla IV Normas de Ventilación para el Buque

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, tabulados en la tabla II del capítulo anterior, obteniéndose de esta manera la ganancia de calor en BTU/hr, por aire exterior.

3.3 DETERMINACION 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 C4 del Apéndice C se tabula la ganancia de calor por persona 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 C4 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 III, Generadores de carga interna, indica la cantidad de personas que ocupan cada zona considerada en el cálculo 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:

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

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

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

En donde el 1.25 se debe al calor generado por el balaustro. En la tabla III del capítulo II, generadores de carga interna, se tabula los valores en watios 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 ELECTRICOS VARIOS

Por equipos varios se consideran el calor generado por televisores, computadoras cafeteras, extractores de humo, entre otros equipos, los cuales son tabulados en la tabla III de generadores de carga interna

La elaboración manual de la estimación de la carga térmica se llevo a cabo con la ayuda de una hoja de calculo realizada en Excel, en la que se utilizaron todos los parámetros, formulas, tablas, recomendaciones, establecidas con anterioridad para él calculo 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 el Apéndice F consta el calculo de carga detallado para cada zona del Buque de acuerdo a los climatizadores o ATUs.

3.4 RESULTADOS OBTENIDOS

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

	CALCULO DE CARGA TERMICA
EMBARCACION	Fragata Misilera
ZONA	General
FECHA DE DISEÑO	Mar-21
HORA DE DISEÑO	15:00
ALTURA (ft)	7.6

RESULTADOS OBTENIDOS						
A.T.U	AREA (FT ²)	CFMmando	CFMEXT.	T.R	HP	personas
1	3505	5608	876.25	15.3	3.83	36
2	1433	2292.8	358.25	6.42	1.57	15
3	2149	3438.4	537.25	12.86	2.35	18
4	1301	2081.6	325.25	6.60	1.42	21
5	1403	2244.8	350.75	11.96	1.53	30
6	3376	5401.6	844.00	16.60	3.69	55
TOTAL	13167	21067.2	3291.75	69.8	14.39	175

De acuerdo a estos resultados, la capacidad de enfriamiento requerida es de 69.8 toneladas de refrigeración, para cada nave tipo Fragata; por lo que para mi central, y en vista de que son dos naves, se deberá instalar una capacidad Total de 140 toneladas.

CAPITULO 4

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.

Una máquina enfriadora de agua (chilled water), de acuerdo al medio que utilice para enfriar su condensador, se clasifica en: enfriado por aire y enfriado por agua; en nuestro caso y de acuerdo a esta clasificación, el sistema que utilizaré será un equipo con su condensador enfriado por agua.

El sistema Chiller, de acuerdo al tipo de compresor que utilice para comprimir el gas refrigerante, se clasifican en: Compresores de

desplazamiento positivo y compresores roto dinámicos. 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;

ENFRIADOR DE LIQUIDO RECIPROCANTE

CARACTERÍSTICAS GENERALES

El compresor reciprocante es una maquina 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 automotriz, 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 maquinas 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 a generalizado su uso para refrigeración domestica; 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

CONDENSADOR.- 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 (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 0.0005 – 0.002 ($\text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} \cdot \text{hr} / \text{BTU}$).

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 carcaza 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 ($\text{ft}^2 \cdot \text{hr} / \text{BTU} \cdot \text{F}$).

TIPO DE REFRIGERANTE.- Remitirse a la tabla D1 del Apéndice D, datos comparativos de los 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 el 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:

3. Descarga de cilindros.
4. Control de arranque y pare.
5. Variación e la velocidad del compresor.
6. Una desviación de gas caliente.
7. 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. En la figura 4.1 se muestra una representación esquemática de este método.

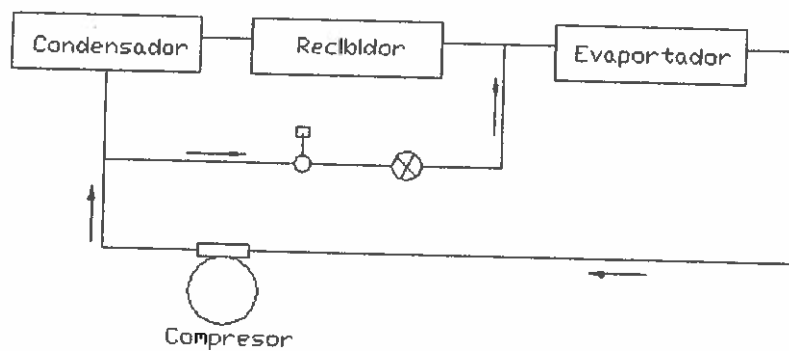


Figura 4.1 Desviación de gas caliente

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.

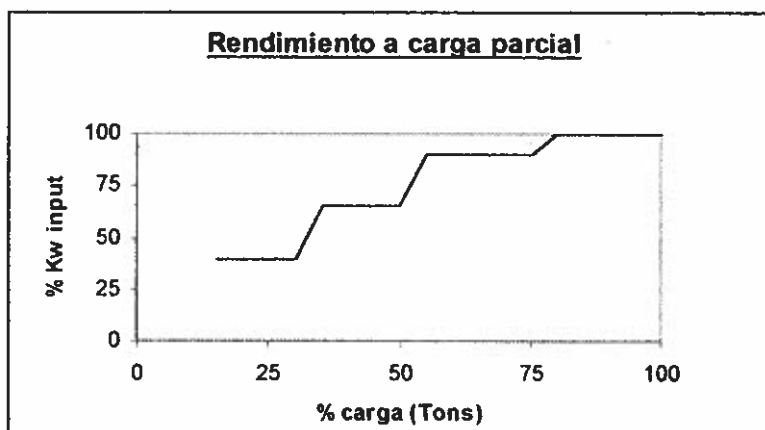


Figura 4.2. Consumo de poder a carga parcial

ENFRIADOR DE LIQUIDO TIPO 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 ($\text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} \cdot \text{hr} / \text{BTU}$)

EVAPORADOR.- Puede ser inundado o de expansión directa. El 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 $\text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} \cdot \text{hr} / \text{BTU}$.

TIPO DE REFRIGERANTE.- Remitirse a la tabla D1 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 un compresor 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 (FIG.5.25 DE PITA). - 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

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 func.a carga parcial)

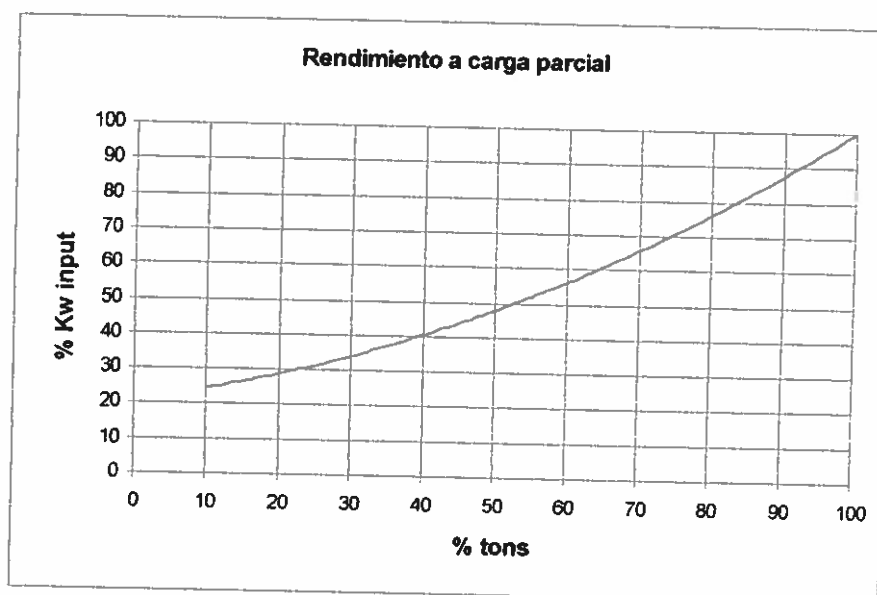


Figura. 4.3 Consumo específico de poder a carga parcial

ENFRIADOR DE LIQUIDO CENTRIFUGO

CARACTERÍSTICAS GENERALES

El compresor centrífugo es una maquina 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 maquina 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.

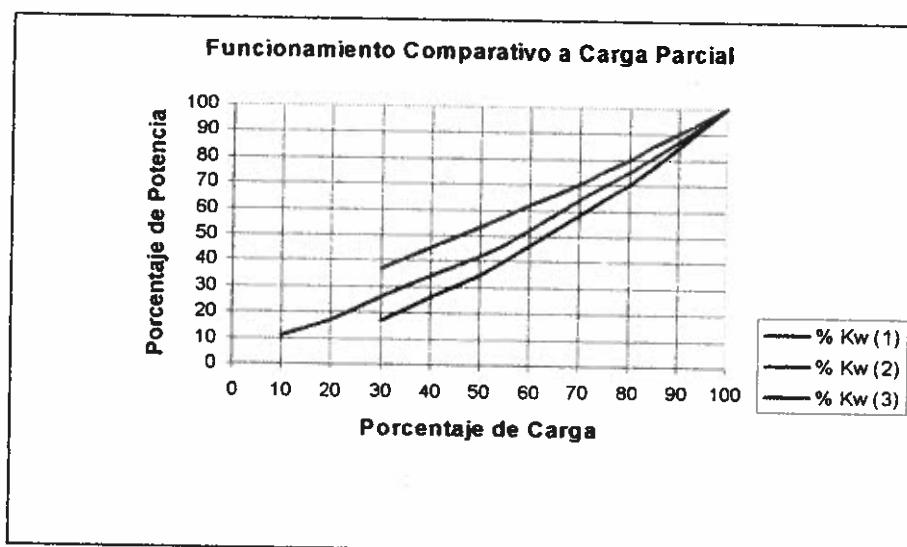
Este tipo de maquina se fabrican con compresores abiertos y herméticos; las unidades herméticas poseen capacidades que

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.



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

Figura 4.4.- Consumo específico de poder a carga parcial de los tres métodos

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
- Pocas partes en movimiento
- Mínimas superficies en contacto.
- Minimo mantenimiento

Especificaciones Generales de la Unidad Seleccionada

La unidad enfriadora de Líquido tipo Tornillo es un Chiller para operaciones marinas continuas usando refrigerante R22 o R134a con una capacidad nominal de 70 T.R y un consumo específico de poder de $\eta = 0.7 \text{ Kw/T.R}$; 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 y y además el enfriador deberá poseer:

- Arrancador de Estado Sólido
- Tarjeta de interfase
- Aislamiento de Fabrica del enfriador
- Uniones Vitáulicas para las líneas de enfriamiento y agua de condensado
- Interruptor de flujo para agua refrigerada y agua salada

Debido a que estos equipos pasan operando la mayor parte del tiempo a cargas parciales, el enfriador deberá trabajar fácil y eficientemente desde 100 % hasta 10% de su capacidad, modulando continuamente la carga y el consumo de energía; Además la unidad debe cumplir con lo siguiente:

- Capacidad superior para trabajar a bajas cargas
- El motor eléctrico será de tipo abierto
- Intercambiadores de calor de alta eficiencia
- Advertencia anticipada de incrustaciones en los tubos
- Poderse integrar a un sistema de automatización
- Poseer un micro computador con las siguientes características:
 - Temperatura de entrada y salida de agua helada
 - Temperatura de entrada y salida de agua para el condensador

- Presiones del refrigerante en el Condensador y Evaporador
- Porcentaje de corriente del motor Eléctrico
- Tiempo de operación
- Número de arranques de compresor
- Temperatura de saturación de evaporación y condensación

Ajustes precisos de temperatura de agua helada

4.2 Disposición De Los Equipos Seleccionados

El Equipo enfriador de agua seleccionado pueden trabajar solo con una capacidad única, al que se lo llama sistema Básico, o a su vez por su gran capacidad se pueden considerar sistemas múltiples.

SISTEMA BASICO

Este sistema se refiere al uso de una Maquina enfriadora con un solo compresor; un circuito refrigerante y un condensador enfriado con agua; Este sistema es el mas usado en aplicaciones de aire acondicionado por ser relativamente simple y compacto. En la siguiente figura se muestra el sistema Básico de operación de un Chiller con su condensador enfriado con agua y parámetros típicos de presión y temperatura.

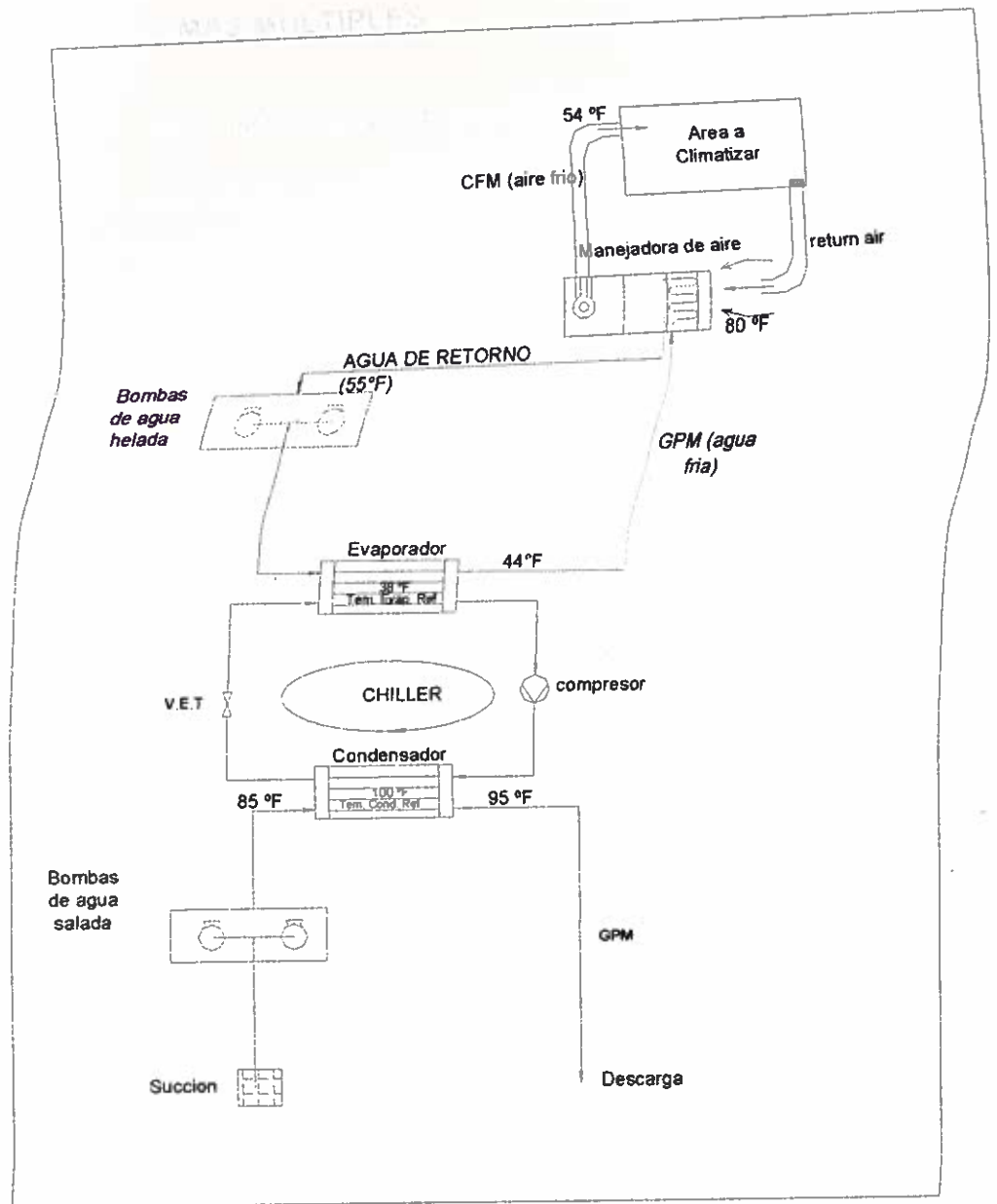


Fig4.6. Sistema Básico de Operación de un Chiller

SISTEMAS MULTIPLES

En estos sistemas se utilizan dos o más máquinas enfriadoras conectadas en serie o en paralelo y que se dirigen hacia un sistema común de distribución de agua helada. Se obtienen muchas ventajas al utilizar estos sistema entre los cuales tenemos:

- Flexibilidad operacional
- Capacidad en reserva
- Dar mantenimiento sin interrupciones
- Operación de los equipos en sus puntos más eficientes

En arreglos múltiples, las máquinas son dimensionadas para manejar una carga base (la máxima carga térmica) y además incrementos de carga variable para permitir que cada chiller opere en su punto de máxima eficiencia, Arranque con elevadas corrientes son minimizados y de esta forma se reducen también los costos de energía para condiciones a carga parcial; todo esto se traduce en un incremento en los costos de instalación y espacio por lo que se deberán evaluar.

A continuación se analizan los arreglos en serie y en paralelo debiendo seleccionar uno de ellos para el proyecto.

ARREGLO EN PARALELO

En este arreglo, el líquido a ser enfriado es dividido a través de cada chiller para luego unirse en una línea común después de haber sido enfriado; aquí, cada máquina controlará su temperatura de descarga del agua para que esta sea igual a la temperatura de diseño; los dos equipos utilizan el mismo margen de estrangulación del gas refrigerante de tal forma que cuando la carga térmica del sistema se reduce, ambas máquinas reducen la capacidad simultáneamente, produciendo la misma temperatura de salida del agua enfriada.

Las figuras 4.6 y 4.7 muestran dos tipos comunes de arreglo en paralelo;

La figura 4.6 muestra un arreglo en paralelo en el que cada evaporador cuenta con su bomba de recirculación de agua; de esta forma, si la carga se reduce a la mitad, o en el caso particular de este proyecto, un Buque sale a navegar, se puede parar la bomba y su respectivo enfriador.

Si solo existe una bomba para proveer de agua a los dos equipos (ver fig.4.7), o en este caso particular, las dos naves en muelle y se a reducido el 50 % de la carga térmica, las dos bombas estarán funcionando cuando una máquina enfriadora este apagada; la maquina operativa proveerá del agua helada posiblemente a una temperatura mas baja que la de diseño para luego mezclarse con el agua que fluye a través del evaporador de la máquina apagada y así, con el agua a la temperatura de mezcla, proveer de suficiente capacidad de enfriamiento.

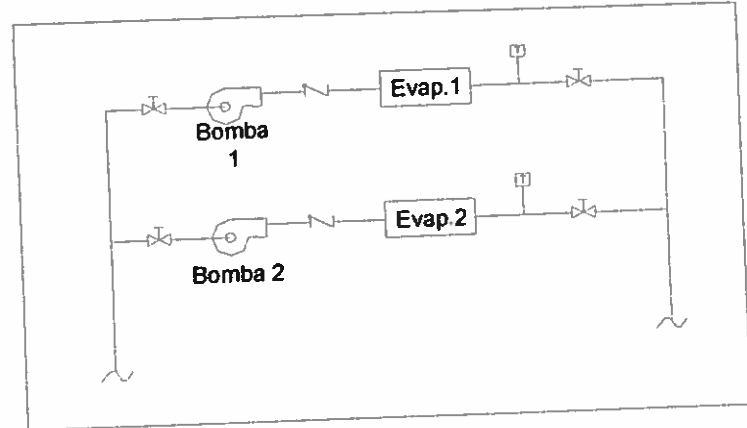


Fig. 1. Arreglo en Paralelo: 2 bombas

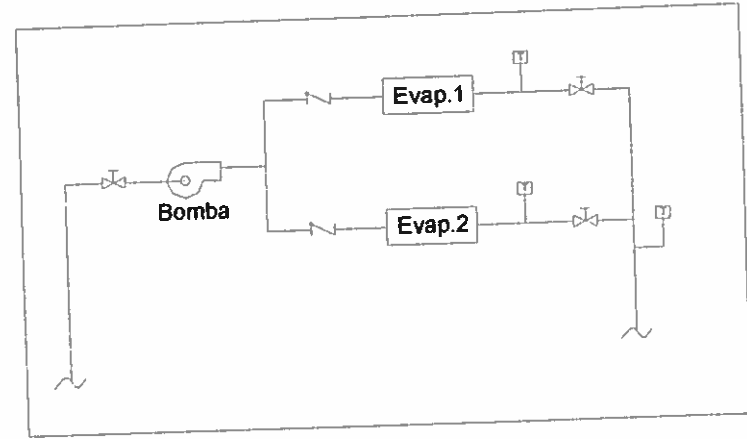


Fig. 1. Arreglo en Paralelo: 1 bomba

Fuente: Tomado de "Carrier" Manual de aire acondicionado

Fig. 4.6 y 4.7.- Arreglos en paralelo de Chillers



ARREGLO EN SERIE

Cuando los Evaporadores son conectados en serie, a igual reducción de carga de cada máquina produce el mejor consumo de potencia. Aquí, la caída de presión es muy elevada y el consumo de potencia de las bombas se podría incrementar

A continuación en la figura 4.8 se muestra un arreglo en serie en el que cada equipo enfriador maneja la mitad del total de la carga.:

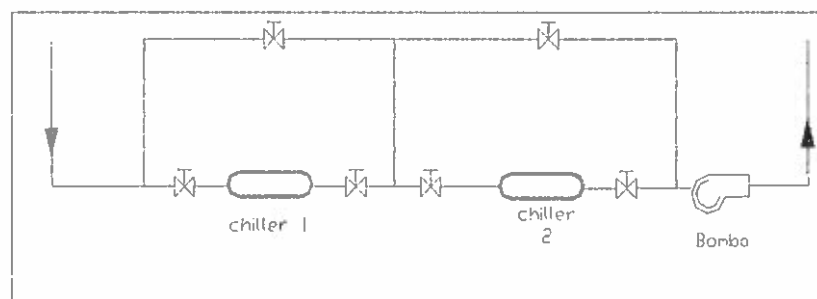


Figura 4.8 Arreglo en serie de Chillers

RECOMENDACIONES

En el proyecto, y debido a las ventajas que existen al utilizar arreglos múltiples de Chillers, se utilizarán dos maquinas de refrigeración cada una de 70 toneladas, las cuales serán instaladas en una disposición en paralelo con una bomba de recirculación para cada equipo. El agua helada producida por cada equipo será recolectada en una tubería común y será distribuida a los dos Buques tal como se indica esquemáticamente en la siguiente figura

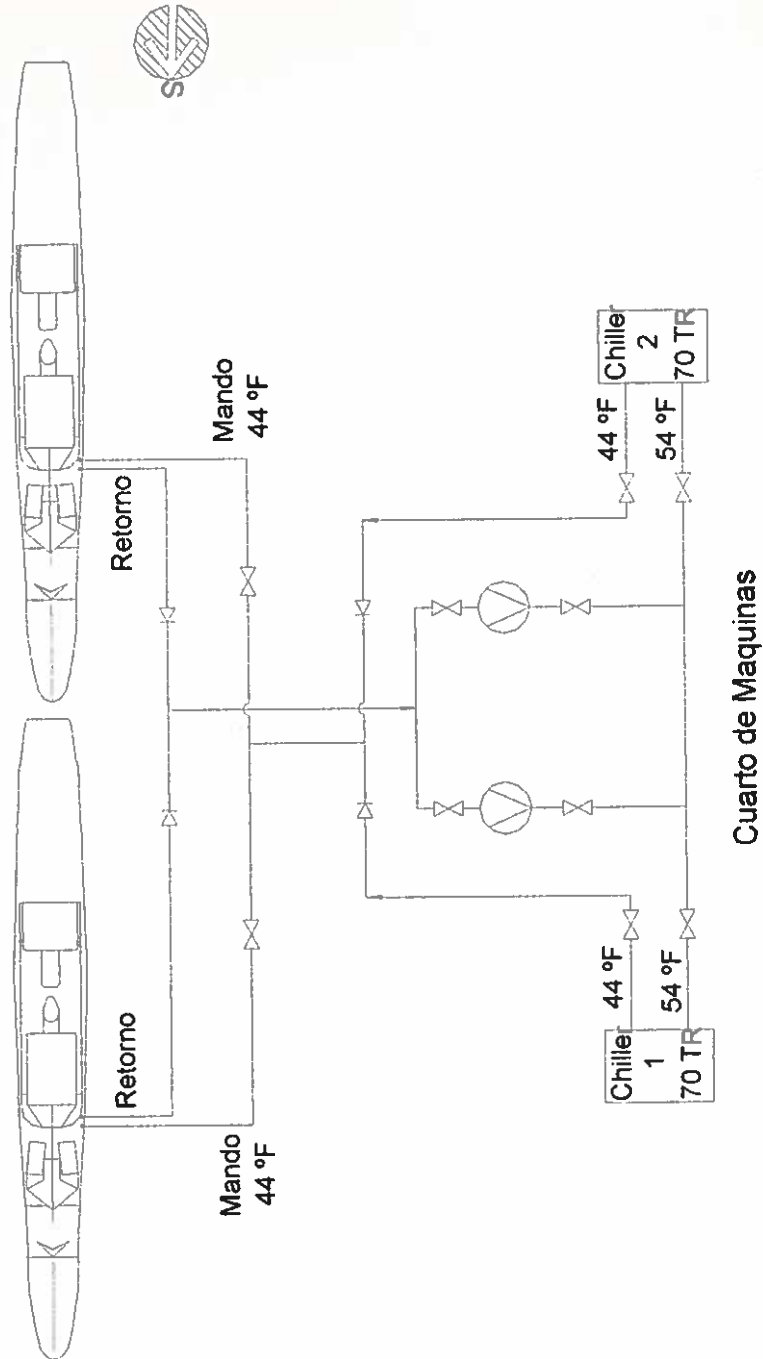


Fig4.9 . Diagrama de Disposición De los Equipos

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 elaborar 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 se muestra una vista en planta de los muelles 6, 7 8 correspondientes a los Buques Fragata "Presidente Alfaro" y "Moran Valverde" en el que se nota el área disponible para la posible ubicación.

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

- No existen inconvenientes respecto a la realización de actos protocolarios en esa área.
- No afecta la realización de maniobras en el muelle.
- Por la facilidad de acceso y monitoreo de la planta.
- El terreno esta listo para construir el cuarto de máquinas

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 $\frac{1}{4}$ " 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 venteado 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 del motor.

Considerando estos factores, el cuarto de máquinas se lo muestra en el plano # 2 en el que se puede apreciar las bombas de recirculación del Evaporador y del Condensador, las máquinas enfriadoras conectadas en paralelo, y toda la red de distribución de agua helada .

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 Fragatas 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:

- Bombas de recirculación de agua
- Evaporadores
- Tuberías
- Accesorios (codos, té, válvulas; 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 140 T.R. con dos unidades enfriadoras conectadas en paralelo y manejando cada una 70 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:

$$T.R = \frac{GPM \cdot \Delta T}{24}$$



Donde:

TR : Toneladas de refrigeración, Tons.

GPM: Galones por minuto de agua.

ΔT : $T_2 - T_1$

T2: temperatura de ingreso al evaporador; °F

T1: temperatura de salida del evaporador; °F

Utilizando un $\Delta T = 10$ °F donde $T_2 = 54$ °F y $T_1 = 44$ °F, el caudal de agua que circulará a través de un equipo es:

$$GPM = \frac{T.R * 24}{\Delta T}$$

$$GPM = \frac{70 * 24}{10}$$

$$GPM = 168$$

Este es el caudal de agua que debe manejar el equipo en un diseño nuevo que incluya las Manejadoras de aire.

Debido a 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 un flujo total de agua helada de 300 GPM distribuidos hacia los seis ATUs e intercambiadores de calor en la siguiente manera:

ATU # 1	40 GPM
ATU #2	25 GPM
ATU # 3	30 GPM
ATU # 4	30 GPM
ATU # 5	45 GPM
ATU # 6	50 GPM
<u>Int. de calor</u>	<u>80 GPM</u>
TOTAL	300 GPM

Los intercambiadores de calor son equipos encargados de remover el calor de varios equipos electrónicos; Para condiciones en muelle estos equipos electrónicos están apagados por lo que no generan calor; Debido a esto decido eliminar el flujo de agua hacia estos equipos cerrando las válvulas de ingreso de agua helada por lo que el caudal de

diseño para el proyecto se lo fija en la suma de los flujos de agua hacia los seis ATUs cuyo valor es de 220 GPM, logrando así mantener la misma velocidad de agua a través de las tuberías y de los serpentines de enfriamiento del Buque y que serán utilizados para climatizar la Fragata.

$$\underline{\text{GPM} = 220}$$

PARÁMETROS TOTALES

La cantidad total de GPM para climatizar los dos Buques Fragatas será de 440, con una carga térmica de 140 toneladas de refrigeración, con una diferencia de temperatura de 7.6 °F y con equipos conectados en paralelo tal como se muestra esquemáticamente en la siguiente figura:.

En estos dos parámetros (GPM y velocidad), se...
Tabla #3, del Manual de Carrier, pérdidas por fricción para un...
tubería y la pérdida por fricción por cada 100 ft de tubería de...
acero cédula 40.

Los materiales de la tubería se obtienen de la tabla #1, página...
3.1, del manual de Carrier, considerando que la misma trabajará...
en un ambiente agresivo, por lo que par el proyecto se...
recomiendo usar tubería de acero galvanizado, cédula 40,
ASTM A53, preparadas para conexiones mediante acoplamiento...
vitáulico.

En la tabla VI, se muestra la selección de las tuberías de...
acuerdo a los GPM que manejarán y además se incluye también...
y propiedades físicas de la tubería con agua.

CARACTERISTICAS DE LA UNIDAD SELECCIONADA

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

- Caudal = 220 GPM
- Capacidad = 70 TR
- ΔT = 7.6 °F

CARACTERISTICAS DEL EVAPORADOR	
Tipo de fluido	Agua
Flujo	220 GPM
Temp. de entrada	52 °F
Temp. de salida	44°F
Caida de presion	11 pie
Numero de pasos	2
Factor de suciedad	0.0025 ft ² Fhr/BTU
Material de tubos	cobre
presion de trabajo	150 psig

Tabla V. Características técnicas del Evaporador

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

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.

Los materiales de la tubería se obtienen de la tabla #1, página 3.1, del manual de Carrier, considerando que la misma trabajará en un ambiente agresivo, por lo que par el proyecto se recomiendo usar tubería de acero galvanizado, cédula 40, ASTM A53, preparadas para conexiones mediante acoplamiento Vitáulico.

En la tabla VI, se muestra la selección de las tuberías de acuerdo a los GPM que manejarán y además se incluye también y propiedades físicas de la tubería con agua.

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 el plano de detalles 5 y 6.

CODOS Y TES

Se instalarán codos (de radio largo) y tees de bronce ASTM preparados para acoples vitaulicos y que soporten una presión máxima de trabajo de 150 PSI.

Los codos y tés son responsables de una gran caída de presión en el sistema de tubería, por lo que sus características se indicarán en la tabla VII y su localización serán ubicadas en los planos y diagramas respectivos.

VÁLVULAS

Válvulas de compuerta serán colocadas principalmente en la succión y descarga de le 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 bronce, 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 bronce del tipo oscilante con asientos removibles y uniones bridadas.

Para regulación de flujo se utilizarán válvulas de Globo, con cuerpo y partes húmedas de bronce ASTM B 61 con uniones bridadas

Su instalación y localización serán indicadas en el plano 5, detalle de interconexión de bombas.

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

Características de accesorios para tuberías-agua dulce					
Accesorio	día.(pulg)	Material	long.equiv	uniones	
codos	4	bronce	6,7	Vitaulica	
	5	bronce	8,2	Vitaulica	
tes	4	bronce	21	Vitaulica	
	5	bronce	25	Vitaulica	
válvulas	compuerta	4	bronce	4,5	Bridada
		5	bronce	6	Bridada
	globo	4	bronce	120	Bridada
		5	bronce	140	Bridada
	cheque	4	bronce	40	Bridada
		5	bronce	50	Bridada

Fuer Tomado de: Carrier; "Manual de Diseño de sistemas de aire acondicio

Tabla VII .- Características de los accesorios para el circuito

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:

CARACTERISTICAS DE FILTROS					
TIPO	PARTES HUMEDAS	ACABADO EXTERIOR	CANASTA	EMPAQUES	CONEXIÓN
Bronce	ASTM B62	HIERRO DUCTIL	BRONCE O MONEL	BUNA-N	BRIDADA(1 50 PSI)

Tabla VIII. Características de filtros

Para su localización remitirse al plano de diseño.

SOPERTES 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.- Los cuales 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 y en el plano de detalles.

La tabla IX, que se muestra a continuación enlista el espaciamiento entre soportes para tuberías de diferente diámetro

Tabla IX .- Espaciamiento Sugerido Para Soportes Y Medida De La Varilla Para Tubería Horizontales Rectas

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:

1. 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.
2. 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			
CARACTERISTICAS	RANGO	TIPO	EXACTIUD
Manómetros	0-150 psig	Tubo Bourdon	1%
Manómetros	0-50 psig		
Termómetros(entrada)	0-100 °F	Mercurio	1%
Termómetros(salida)	0-100 °F		

Tabla X. Características técnicas de medidores

TANQUE DE EXPANSION

La función es 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:

$$V_t = V_s * \left[\frac{\left(\left(\frac{V_2}{V_1} \right) - 1 \right) - (3 * \alpha * \Delta T)}{1 - \left(\frac{P_1}{P_2} \right)} \right]$$

donde:

V_t = Volumen del tanque de expansión en gal.

V_s = Volumen de agua en el sistema; gal.

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^3/lb

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

α = Coeficiente de expansión térmica lineal

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

$$P_1 = 0.14199 \text{ psia}$$

$$P_2 = 0.6152 \text{ psia}$$

$$v_1 = 0.01602 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$v_2 = 0.01609 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

El volumen de agua en el sistema es la suma del agua en el sistema de tuberías del proyecto mas el agua contenida en la red de distribución de los dos buques; Este dato se lo obtiene a continuación:

VOLUMEN DE AGUA EN EL SISTEMA					
UBICACIÓN	diam.(pul)	LONG.(ft)	lb/ft	lb de agua	galones
Cuarto	4	39,4	5,5	216,9	26,08
Cuarto	5	19,7	8,7	170,4	20,49
Mando	5	459,2	8,7	3976,7	478,20
Retorno	5	459,2	8,7	3976,7	478,20
Buque	-	-	-	2 buques	1000,00
Evaporadores	-	-	-		
TOTAL					2003,0

Tabla XI Volumen total de agua en el sistema

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

$$\underline{V_t = 9 \text{ gal.}}$$

En el apéndice D, figura D1 se muestra las dimensiones y características del tanque seleccionado

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 : 440 GPM
- TUBERIA : 5"
- TEMPERATURA : 52 °F

Ver plano de detalle.

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 se lista las características del aislamiento a utilizar en el proyecto

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

Fuente: ASME, Guia de aplicación

Tabla XII. Características del Aislamiento

Adicionalmente al aislamiento, toda la tubería aislada será protegida mediante una camisa de Tol galvanizado USG 24 o aluminio, según se indica en plano de detalles.

BOMBAS

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 succión, debido a que son para esta aplicación

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, 440 GPM; al ser dos bombas las que trabajaran, el caudal a manejar por cada bomba será 220 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 VI y VII de este capítulo; las longitudes de la tubería, la cantidad y tipo de accesorios son tomadas del plano del cuarto de maquinas y del plano de distribución externa de tuberías del circuito. A continuación en la tabla XIII se muestra en detalle el calculo de pérdidas en accesorios y en la tabla XV 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 y retorno	válvula	compuerta	4	3	13,5
	válvula	cheque	4	3	120
	Codo	largo	4	8	53,6
	"T"		5	2	50
cuarto de maq.	válvula	compuerta	4	10	45
	válvula	cheque	4	3	120
	Codo	largo	4	11	73,7
	"T"		4	6	126
	valvula	globo	4	2	240
TOTAL					841,8

Tabla XIII. Detalle de pérdidas en accesorios

Con un caudal de 220 GPM y un cabezal manométrico de 170 pie de agua calculo la potencia de bombeo de cada bomba de la siguiente manera:

$$HP = \frac{GPM * H * sp.gr}{3960 * \eta_{elec} * \eta_{mec}}$$

HP Potencia de la bomba en caballos de fuerza

H Cabezal manométrico en pie

Sp.gr Gravedad específica del líquido (1 para agua)

3960 Factor de conversión 33000 (pie/libra) / 8.33 (lb/galon de agua) usado para convertir a caballo de fuerza

η_{elec} Eficiencia eléctrica

η_{mec} Eficiencia mecánica

Reemplazando tenemos:

$$HP = \frac{220 * 170 * 1}{3960 * 0.75 * 0.6}$$

$$\underline{HP = 20}$$

SELECCIÓN DE BOMBAS

Se seleccionaran bombas centrifugas del tipo End succion similares a TACO PUMPS para aplicaciones marinas con las siguientes características técnicas:

CARACTERISTICAS DE LA UNIDAD SELECCIONADA

Bombas para agua helada	
Tipo	end succion
Caudal	220 GPM
Cabezal	170,62
Potencia	19,4
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 XIV. Características de la Bomba seleccionada

Tabla XV.- Calculo Del Cabezal De La Bomba

CALCULO DEL CABEZAL MANOMETRICO DEL SISTEMA							
Tramo	GPM	Diam (pulg)	L (ft)	% (ft agua)	Leq.acc(ft)	Leq.total(ft)	ft agua
cuarto	220	4	39,4	3,2	604,7	644,1	20,61
	440	5	19,7	3,5			0,69
Mando	440	5	459,2	3,5	237,1	696,3	24,37
Retorno	440	5	459,2	3,5			0,00
Buque			-	-	-	-	88,95
Evaporador					18	36	36,00
TOTAL	440						170,62

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

Descripción General De Funcionamiento Del Circuito (ver plano 1)

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 30 litros, 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 51.6 °F y sale del mismo a 44 °F con un diferencial de temperatura equivalente a 7.6 °F teniendo cada evaporador una capacidad de 70 toneladas de refrigeración.

El agua al salir del evaporador es distribuida a través de una sola tubería de mando desde el cuarto de maquinas hacia las naves; 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 de la Fragata, es dirigida desde las conexiones de cubierta; vía una tubería de retorno, hacia el cuarto de

maquinas para cumplir con un nuevo ciclo cerrado de refrigeración mecánica.

El grupo de bombeo del circuito consiste de 3 bombas centrifugas del tipo end suction con una potencia de 18 hp manejando cada una 220 GPM conectadas en paralelo, de las cuales solo dos bombas trabajaran permanentemente y la otra de manera alternativa. A la descarga de la bomba se utilizará una válvula multi propósito la cual cumplirá las funciones de una válvula de compuerta, válvula cheque y de regulación.

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 las bombas BAH1 y BAH3 en conjunto con los dos Enfriadores. 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 Enfriador 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 equipo 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 hacer pasar o recircular el agua a la succión de la bomba; el caudal de agua correspondiente a las naves que faltasen hasta un máximo de dos.

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 eléctrico ubicado en la tubería de descarga del evaporador y es el encargado de protegerlo contra cualquier congelamiento del evaporador o en caso de que el agua pare de fluir.



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 ΔT 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:

$$GPM = \frac{24 * [TR + (0.285 * Kw_{COMP})]}{24}$$

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:

$$\eta = 0.7 \frac{Kw}{TR} \rightarrow Kw = 0.7 * TR$$

$$Kw = 0.7 * 70$$

$$Kw = 49$$

Luego tenemos que:

$$\text{GPM} = \frac{24 * [70 + (0.285 * 49)]}{10}$$

$$\text{GPM} = 202$$

Considerando que son dos condensadores se tiene un caudal de bombeo total de 420 GPM (redondeados);

PARAMETROS TOTALES

La cantidad total de agua salada para enfriar los dos condensadores de la central de enfriamiento es de 420 gpm , con una diferencia de temperatura de 10 °F y con equipos conectados en paralelo tal como se muestra esquemáticamente en la siguiente figura:.

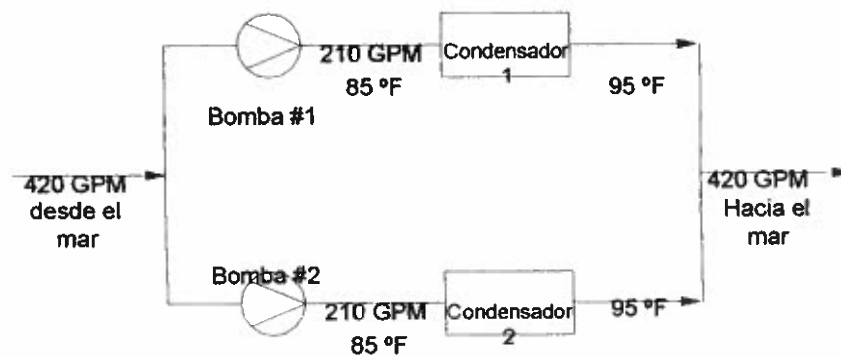


Fig.4.11.- Diagrama esquemático del circuito

Tabla XVI. Características De La Unidad Seleccionada

CARACTERISTICAS DEL CONDENSADOR	
Tipo de fluido	Agua de mar
flujo	210 gpm
Temp. de entrada	85 °F
Temp. de salida	95°F
Caída de presión	11 pie
Numero de pasos	2
Factor de suciedad	0.0025 ft ² Fhr/BTU
Material de tubos	Cobre - níquel, 70/30
presión de trabajo	150 psig

TUBERIAS

Las tuberías para este circuito serán dimensionadas de la misma manera que el circuito de agua helada con un flujo de 420 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 - níquel 70/30 (ASTM B467), preparadas para unirse mediante acople Vitáulico.

En la tabla siguiente se muestra las tuberías seleccionadas apropiadas para manejar el caudal de diseño incluyendo ciertas características más:

Tabla XVII .- características de la tubería seleccionada

TUBERIAS PARA EL CIRCUITO DE AGUA SALADA

Material cobre - niquel 70/30

Velocid: 8 fps

Cedula 40

Norma ASTM B467

ITEM	GPM	D.nom. (in)	Dint(in)	Dext(in)	%/ 100 ft	Peso tub(lb/ft)	Peso agua(lb/ft)	Sup ext. Ft2/ft
1	210	3"	2,945	3"1/8	9	3,33	2,975	0,818
2	260	4"	3,905	4"1/8	3,5	5,38	5,18	1,08
3	420	5"	4,875	5"1/8	3	7,61	8,09	1,34
4	520	5"	4,875	5"1/8	2,7	7,61	8,09	1,34

Fuente: Adaptada de la carta 5 y tabla 3 del manual de Carrier parte 33 y 3-24

ACCESORIOS

Los accesorios del circuito son los mismos que del circuito de agua helada y consta de codos, té, 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	dia.(pulg)	Material	long.equiv(ft)	Juntas	
codos	3	bronce	5	Vitaulica	
	5	bronce	8,2	Vitaulica	
tes	3	bronce	15	Vitaulica	
	5	bronce	25	Vitaulica	
válvulas	compuerta	3	bronce	3,2	Bridada
		5	bronce	6	Bridada
	globo	3	bronce	84	Bridada
		5	bronce	140	Bridada
	cheque	3	bronce	30	Bridada
		5	bronce	50	Bridada

Fuen Tomado de: Carrier, "Manual de Diseño de sistemas de aire acondicionado"

Tabla XVIII .- Características de accesorios

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:

CARACTERISTICAS DE FILTROS				
TIPO	PARTES HUMEDAS	ACABADO EXTERIOR	CANASTA	EMPAQUES
Strainer	Bronce(ASTM B62)	Hierro Ductil	Bronce o Monel	BUNA-N

Nota: conexiones Bridadas (150 PSI)

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 210 GPM para cada bomba con un caudal total de bombeo de 420 GPM.

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 a demás del caudal, las perdidas 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 1 se indica el diagrama de distribución del circuito de agua salada del cual se obtiene la longitud de la tubería, el numero y tipo de accesorios a utilizar así como también los equipos del cuarto de maquinas; Tomando los datos característicos listados en las tablas XVII y XVIII, procedemos a elaborar la siguiente tabla en la que calculamos en detalle las perdidas en los accesorios del circuito y luego en la tabla XXI se muestra el calculo del cabezal manométrico para la bomba:

DETALLE DE PERDIDAS EN ACCESORIOS					
Ubicación	Accesorio/caract.		diam. (pulg)	Cantidad	long.equiv total(ft)
Succión	válvula	compuerta	3	2	6,4
	válvula	cheque	5	1	50
	Codo	largo	3	3	15
	"T"		5	2	50
Descarga	válvula	compuerta	3	7	22,4
	válvula	cheque	3	3	90
	Codo	largo	3	12	60
	"T"		3	4	60
	valvula	globo	3	2	168
TOTAL					521,8

Tabla XIX. Detalle de Pérdidas en accesorios

SELECCIÓN DE BOMBAS

Los parámetros para seleccionar las bombas son:

- Caudal = 420 GPM
- Cabezal = 74.8 ft
- $NPSH_d = 9$ 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	210 GPM
Cabezal	75 ft
Potencia	7.5 HP
Revoluciones	1760 rpm
Diam.succion	3
Diam.desc.	2" 1/2
Diam imp.	6,5
Voltaje/fase/frecuenc	440/3/60
Material	
NPSHr	7 ft
Peso	

Tabla XX. Características de la Bomba seleccionada

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

Se deberá proveer de fabrica de 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.

Tabla XXI. Determinación del cabezal manométrico del sistema

CALCULO DEL CABEZAL MANOMETRICO DEL SISTEMA							
Tramo	GPM	Diam (pulg)	L (ft)	% (ft agua)	Leq.acc(ft)	Leq.total(ft)	ft agua
succión	420	5	196,8	3	121,4	318,2	9,55
descarga	420	5	200	3	400,4	600,4	18,01
cuart.maq.	210	3"	32	9	0	32	2,88
condensador	210	-	-	-	14	28	28,0
Estático			16,4				16,4
TOTAL	420						74,8

estático considera altura de succión correspondiente a la marea mas baja

Nota:

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 % 0 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 instalación, ubicación, y distribución del circuito consta en el plano de instalación

CONTROL DE SEGURIDAD

El sistema cuenta con un interruptor de flujo para apagar el sistema en caso de no existir agua en el circuito

4.5 Interconexión Con La Nave (Ver plano 2 de detalles)

Como parte final del diseño se a dejado el estudio de interconexión del sistema instalado en tierra (en el muelle) y la Nave (Buque); Como ya se menciona antes cada Buque cuenta con conexiones de cubierta CW 24 (ver PLANO1) ubicadas en la cubierta 1, estación 28/29 a Babor, que permite que el agua helada proveniente de la central de enfriamiento ubicada en el muelle sea usada en el sistema y climatizar normalmente a la Fragata.

El diseño de interconexión con las naves que propongo es utilizar los muelles que estén más cercanos a las tomas de agua helada y a través de ellos guiar las tuberías de agua de mando y retorno tal como se indica en el plano 2, detalles generales. Debido a que existe una distancia considerable desde las tomas de agua hasta las tuberías sobre el muelle, utilizaré soportes a lo largo del buque para llegar con las tuberías de agua; de esta forma el único punto en el que necesitaré manguera flexible será en el punto indicado en el detalle B "conexión flexible" del plano de detalles generales.

La selección de esta manguera deberá considerar que la marea tiene un rango de variación de +- 2 metros, y por lo tanto deberá ser capaz de soportar esos cambios en altura.

4.6 Distribución General De La Planta

La distribución general de la planta se la muestra en el plano 4; Se tiene una vista tridimensional del cuarto de maquinas con la ubicación exacta de todos los equipos seleccionados y además, toda la distribución de tuberías para el condensador (agua de mar) y el evaporador (agua helada). Los detalles típicos de interconexión de estos equipos y los detalles de soportes para tuberías aéreas se los puede apreciar en el plano 2, Plano de detalles generales.

4.7 Listado De Equipos Y Accesorios

En el anexo D tabla D2, se muestra el listado de todos los equipos y accesorios a utilizarse en la que se incluye también los precios unitarios y totales de estos equipos, precios que incluyen transporte, mano de obra,

CAPITULO 5

5 ANÁLISIS DE COSTOS

5.1 Análisis de Costos del sistema Actual

El sistema actual de aire acondicionado de un Buque tipo Fragata consiste de dos máquinas enfriadoras de líquido Reciprocantes de las cuales solo una esta en permanente funcionamiento con un consumo de energía de 101 Kw manejando una capacidad térmica de 92 T.R; con esto obtenemos un consumo específico de $\eta = 1.1 \frac{\text{Kw}}{\text{TR}}$ y una maquina operando permanentemente las 24 horas del día.

Debido a que la planta no cuenta con un control de capacidades que permita regular la cantidad de energía utilizada por el compresor de acuerdo a la carga térmica para diferentes horas del día, el valor de

1.1 Kw/T.R será utilizado para obtener el costo de operación de la planta, cuyo valor es obtenido en la tabla XXII

5.2 Análisis de Costos del Sistema Propuesto

El sistema propuesto en el proyecto consiste de una central de enfriamiento con una capacidad total de 140 Toneladas de Refrigeración y un consumo específico de $\eta = 0.75 \frac{\text{Kw}}{\text{TR}}$ con lo que obtenemos un consumo de energía de 105 Kw por parte del motor eléctrico del compresor.

Por otro lado, la carga térmica máxima para cada buque es de 70 TR correspondiente a un 100 %: Realizando cálculos de carga térmica para diferentes horas del día obtenemos los siguientes resultados tabulados en la tabla XXIII.

Modulación de la carga térmica

Obra: Fragata Misilera
 Fecha: Mar-21

Hora	Carga (T.R)	% C
15	70	100
5	31	44
8	50	71
12	68	97
19	43	61
21	39	56
Promedio		62

Tabla XXIII Modulación de carga Térmica durante el día

Este valor representa que el 62 % de las hora que la máquina opere durante el día lo hará a carga máxima con el consumo de 52.5 Kw; esto, y considerando que la máquina funcionara en promedio 20 horas diarias, los 30 días del mes, obtenemos los costos de operación del sistema, valores que están tabulados en la tabla XXIV y que se lista a continuación



Costos de Operación de la Planta

Equipo	Consumo (Kw)	% de carga	Dias	Horas	Kw-hr/mes	\$/mes	\$/anual
Chiller	202	100	30	24	145440,0	5817,60	69811
B. Agua helada	17,90	100	30	24	12890,88	515,6352	6188
B. Agua salada	7,46	100	30	24	5371,20	214,8480	2578
Mantenimiento							
Reposicion							
Total					163702	6548	78577

Costo del Kw-hr=

0,04 USD

Nota: Los consumos (Kw) de energia es para los dos Buques

TablaXXII. Costos de operacion de la planta del Buque

Costos de Operación del sistema Propuesto

Equipo	Consumo (Kw)	% de carga	Dias	Horas	Kw-hr/mes	\$/mes	\$/anual
Chiller	105	62	30	20	39060,0	1562,40	18749
B. Agua helada	59,68	100	30	24	42969,6	1718,784	20625
B. Agua salada	13,43	100	30	24	9668,16	386,7264	4641
Mantenimiento							
Reposicion							
Total					91698	3668	44015

Costo del Kw-hr=

0,04 USD

Nota: Los consumos (Kw) de energía es para los dos Buques

Tabla XXIV. Costos de operacion del Sistema Propuesto

5.3 Justificación de la Inversión

Haciendo una comparación entre el sistema actual y el sistema propuesto, tenemos una diferencia o un ahorro anual (\$/año) de 34, 562 dólares. Por otro lado, la inversión inicial necesaria para suministrar 140 toneladas de refrigeración para climatizar completamente la flota de Buques, se la da en la tabla D2 del anexo D del capítulo anterior en la que se incluye costos de la máquina de enfriamiento, red de distribución de tuberías, instrumentos, mano de obra para fabricación y montaje, transporte, entre otros.

Como se observa, el costo inicial del sistema que se propone es elevado (140 000 USD), pero si se compara el ahorro de dinero en el consumo de energía de los dos sistemas, este ahorro es también elevado pagándose la central propuesta en 4 años y sin considerar que después de ese tiempo los equipos del Buque ya serán obsoletos y sería necesario reemplazarlos por equipos nuevos.

Como resumen concluyo que si se justifica la inversión ya que se cumple con todos los objetivos planteados en el capítulo I (factores técnicos) y a demás obtenemos un ahorro energético anual de 864 051 Kw os cuales se traducen en un ahorro de dinero de 34 562 dólares anuales.

Inversión Inicial(USD)		150000
Ahorro anual	USD	34562
	Kw	864051.84
Tiempo		
		4.3 años

Tabla XXV. Justificación de la Inversión

Conclusiones y Recomendaciones

Conclusiones

1. En este proyecto se ha diseñado una central de enfriamiento de agua para climatizar completamente los Buques tipo Fragata de la Armada del Ecuador cuando estos permanezcan atracados en los muelle de Basuil de Guayaquil.
2. Se han considerado todos los factores técnicos y económicos planteados inicialmente para lograr obtener un sistema confiable, inteligente con un preciso control de energía, consecuencia de una modulación continua de capacidad.
3. Toda la red de distribución de agua (helada y de mar) y los equipos Chillers han sido seleccionados considerando que estos trabajaran en un ambiente agresivo por lo que se a dado vital importancia en la selección de los mejores materiales para lograr obtener un sistema de larga vida y bajos costos de mantenimiento.

4. Al trabajar con estos materiales, el costo inicial del sistema que se propone es elevado (140 000 USD) pero si se compara el ahorro de dinero en consumo de energía y reposición de equipos de los dos sistemas, este ahorro es también elevado por lo que concluyo que si se justifica la inversión ya que se cumple con los objetivos planteados al inicio (factores Técnicos y económicos) y además se obtiene un ahorro energético de 864 051 Kw los cuales se traducen en un ahorro de dinero de 34 562 Dólares anuales sin tener en cuenta el incremento mensual al que están sujetas las tarifas eléctricas.

Recomendaciones

1. Un sistema integral de aire acondicionado, como lo mencioné en el capítulo 4 consiste de 4 categorías ; En el proyecto he trabajado en la selección del Equipo o máquina de refrigeración (Chiller) y en la red de distribución de tuberías de agua. Los demás equipos, necesarios para climatizar la fragata, son utilizados los ya existentes en cada Buque los cuales tienen mucho tiempo de operación por lo que una recomendación es hacer una revisión integral de estos equipos que incluyan las seis unidades de tratamiento de aire, limpieza de ductos, rejillas y difusores, ya que el deterioro de estos equipos influyen considerablemente en el desempeño del nuevo sistema de enfriamiento.
2. Una recomendación importante va dirigida a lo que llamo Interconexión tierra-nave; esto se refiere a la forma como se ingresará las tuberías de agua helada las tomas de abastecimiento externo de agua del Buque. Por razones económica propongo utilizar los muelles 7 y 8 los cuales son más cercanos a las tomas de agua del Buque, para a través de ellos guiar las tuberías de mando y retorno de agua helada tal como lo indico en el plano 1 y 2. Esto trae consigo la necesidad de instalar dos tuberías de 4 pulgadas de diámetro a través del Buque y utilizar una manguera flexible que absorba cambios de altura consecuencia de la marea; En caso de

que esta forma de acople no sea aceptada, propongo otra forma de acople, para lo cual se necesitará construir un muelle que baya directamente desde tierra a las toma de agua y a través de ellos guiar las tuberías de agua y se utilizaría la misma manguera flexible; la ventaja de utilizar este acople alternativo es que facilitaría el trabajo de interconexión del sistema en tierra, reduciría la cantidad de tubería rígida, y disminuiría también la potencia de bombeo.

3. Otra recomendación es utilizar variadores de frecuencia en las bombas de recirculación de agua helada para optimizar el consumo de energía.

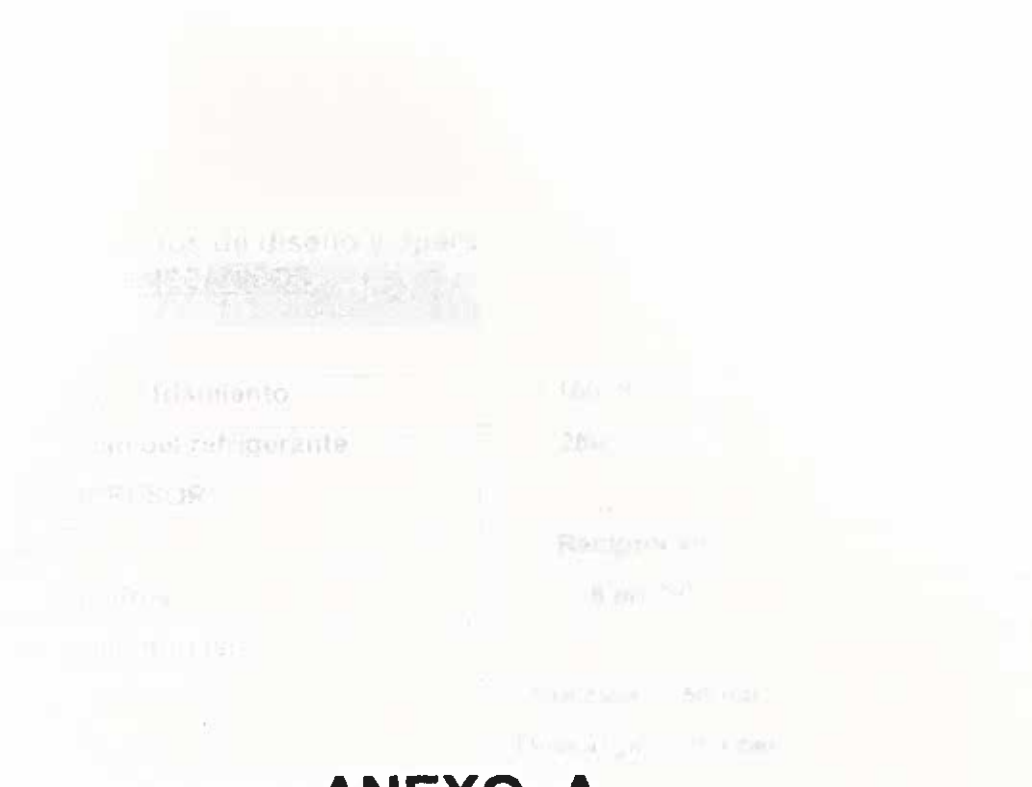
4. Finalmente se recomienda que el operador de la planta en tierra se familiarice con ella a fin de realizar maniobras adecuadas de acople y desacople antes de poner en funcionamiento la planta en tierra.

BIBLIOGRAFÍA

1. ASHRAE, "CD ASHRAE HANDBOOK", 1997; Fundamentals, Equipment, Aplicacion, Refrigeración
2. CARRIER CORPORATION, "Handbook of air conditioning System Design", Mac Graw – 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 BR3452 "Sistema de aire Acondicionado y Ventilación Mecánica"
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; capítulo 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"



ANEXOS



ANEXO A

Tabla A1. Datos de diseño y operación Mecánicos

MECANICOS:		Observaciones
Refrigerante	R 22	
Carga de enfriamiento	1 100 000 BTU/hr	92 T.R
Capacidad del refrigerante	280 lb aprox.	
1. COMPRESOR		
Tipo	Reciprocante	
# de cilindros	6 en "V"	
Velocidad (normal)		
Presión	Succión : 50 psi Descarga : 200 psi	
2. UNIDAD CHILLER (evaporador)		
Tipo		
Caudal (diseño)	120 GPM	
Temperatura del agua refrigerante	Inlet: 53.8 °F (12 °c) Out : 44°F (6.6 °c)	
Presión de trabajo (máx)	200 psi	
3. Bomba circulación agua salada		
Tipo	Centrifuga	
Flujo	210 GPM	
Velocidad	3500 RPM	
Cabezal	20 pies	
Presión	Succión : 2 a 5 psi Descarga: 12 a 15 psi	
4. Bomba circulación agua helada		
Flujo máximo	300 GPM	
Flujo normal	150GPM	
Velocidad	1750 RPM	
Cabezal	75 pies	
Presión	Succión : 20 a 30 psi Descarga: 60 a 70 psi	

Tabla A2. Datos de diseño y operación Eléctricos

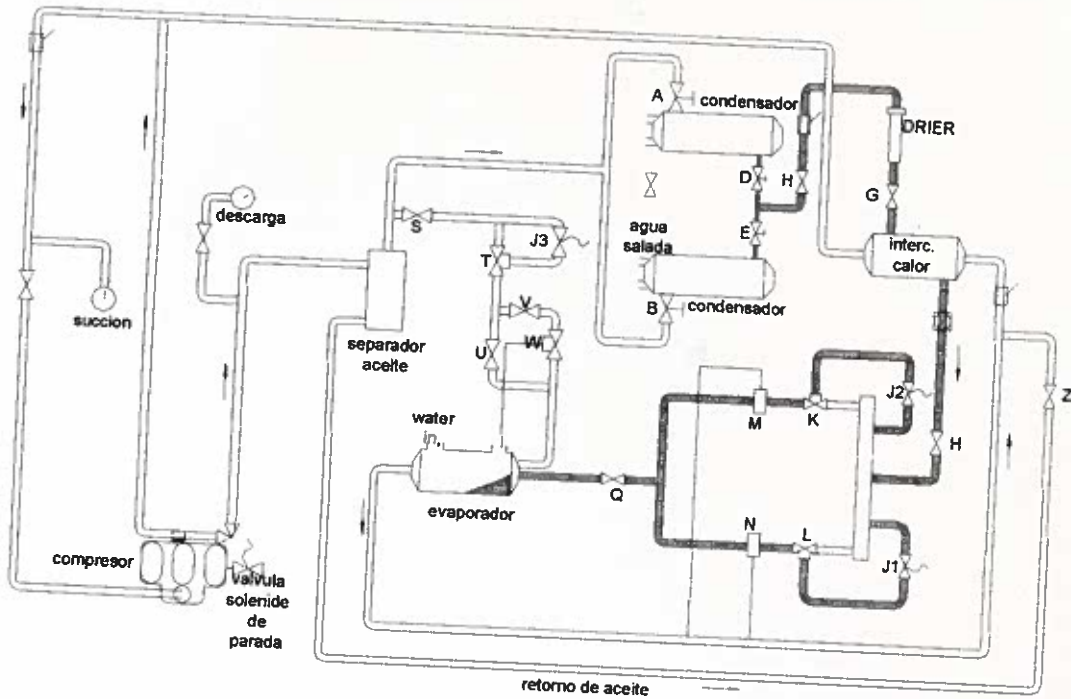
ELECTRICOS			
	Maquina refrigerante	Bomba de circ agua salada	Bomba de circ agua dulce
Motor			
Potencia (hp)	135	3	12
Voltaje (vol.)	440	440	440
Corriente (amp)	174	6 a 8	15.75
Velocidad (r.p.m.)			
Frecuencia (c/s)	60	60	60
Fase	3	3	3
Temperatura máxima	65 °c	65 °c	
Medio enfriador	agua	ventilador	ventilador

Tabla A3. Datos del tablero de Control

En el tablero de control se registran los siguientes datos

TEMPERATURAS	Rango	Puntual
Entrada de agua salada al condensador	(28 °c)	26°c
Salida del agua salada del condensador	(38°F)	
Entrada del agua helada al evaporador	(7 a 11 °C)	10 °c
Salida del agua helada del evaporador	(3 a 7 °c)	4 °c
Temperatura de salida liquido en condensador	(95 a 104 °c)	97 °F
Entrada del gas refrigerante en el condensador	()	
PRESIONES		
Presión de succión compresor	(40 a 70)	57 psi
Presión de descarga compresor	(180 a 200)	220 psi
Presión succión evaporador	(18 a 20)	19 psi
Presión descarga n evaporador	(60 a 74)	66 psi
Presión succión condensador (agua salada)	(2 a 4)	2 psi
Presión descarga condensador (agua salada)	(10 a 20)	15 psi
Presión de aceite	(80 a 110)	95 psi

Fig.A1.- Circuito Refrigerante



Code	valvula	size	code	valvula	size
A	valvula de entrada de gas	3 in.	P	TEV. bay pass	1 1/4
B			Q	TEV. salida	
C	Val. parada salida de liquido	1 1/4	R	Valvula de parada valvula de parada (hot)	2 in.
D			S		
E	Val. linea de liquido aislada	1 1/4	T	Val. reguladora servo op.	2 in.
F			W	valvula de control	1 1/2
G	Val. piloto solenoide	1 1/4	U	valvula de control bay pass	
H			V		
J	val. reguladora serv. operada	1 1/4	X		
K			Y		
L	val. expansion termosta.		Z	val. retorno aceite	
M					
N					



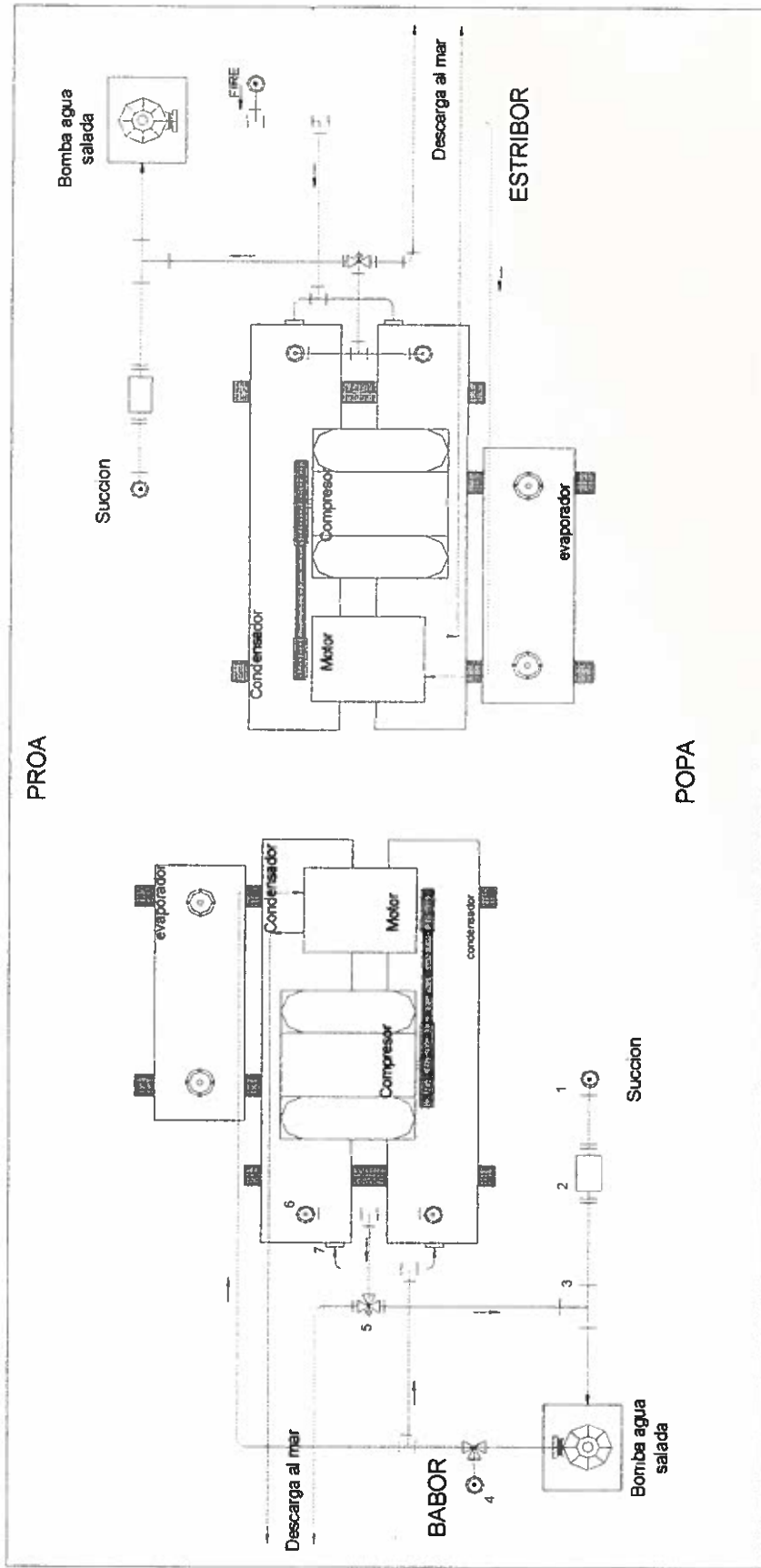
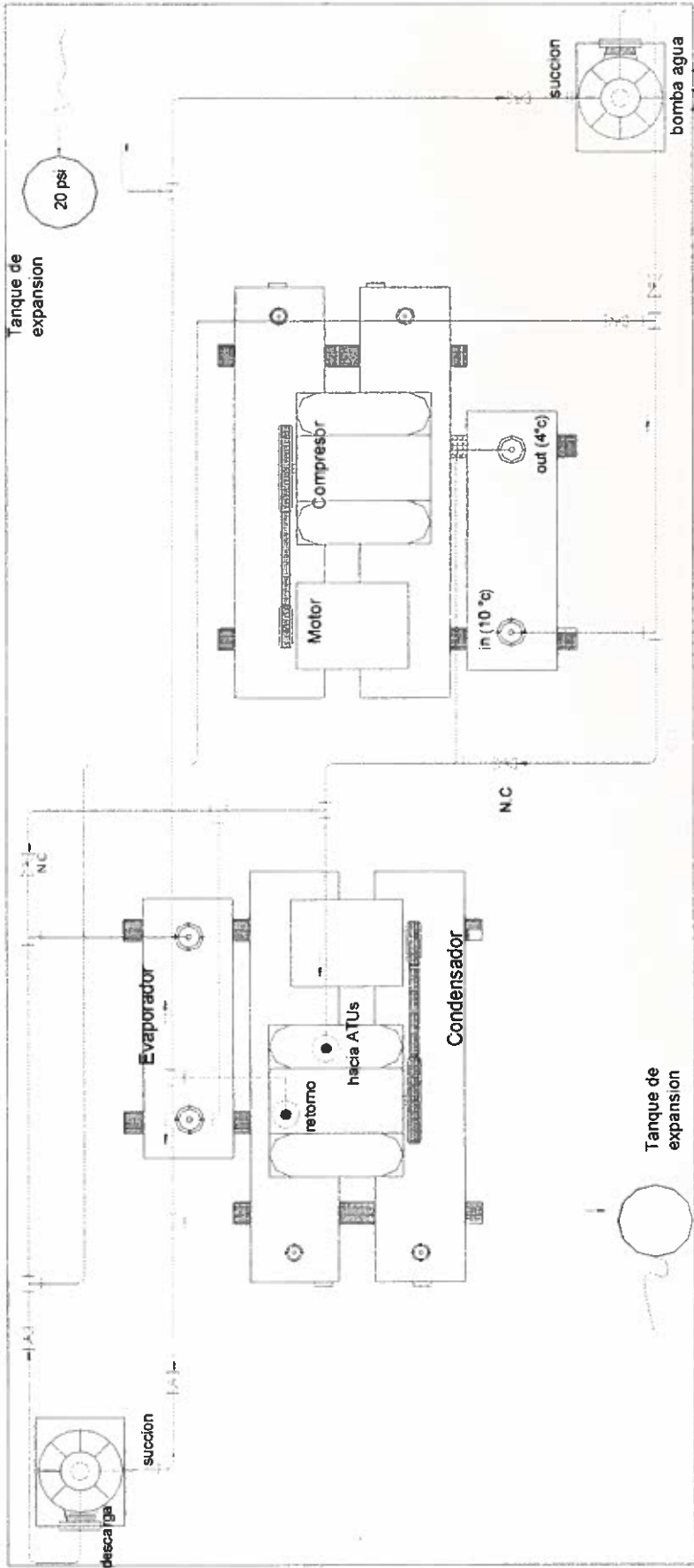


Figura A2. Circuito de Agua Salada

PROA

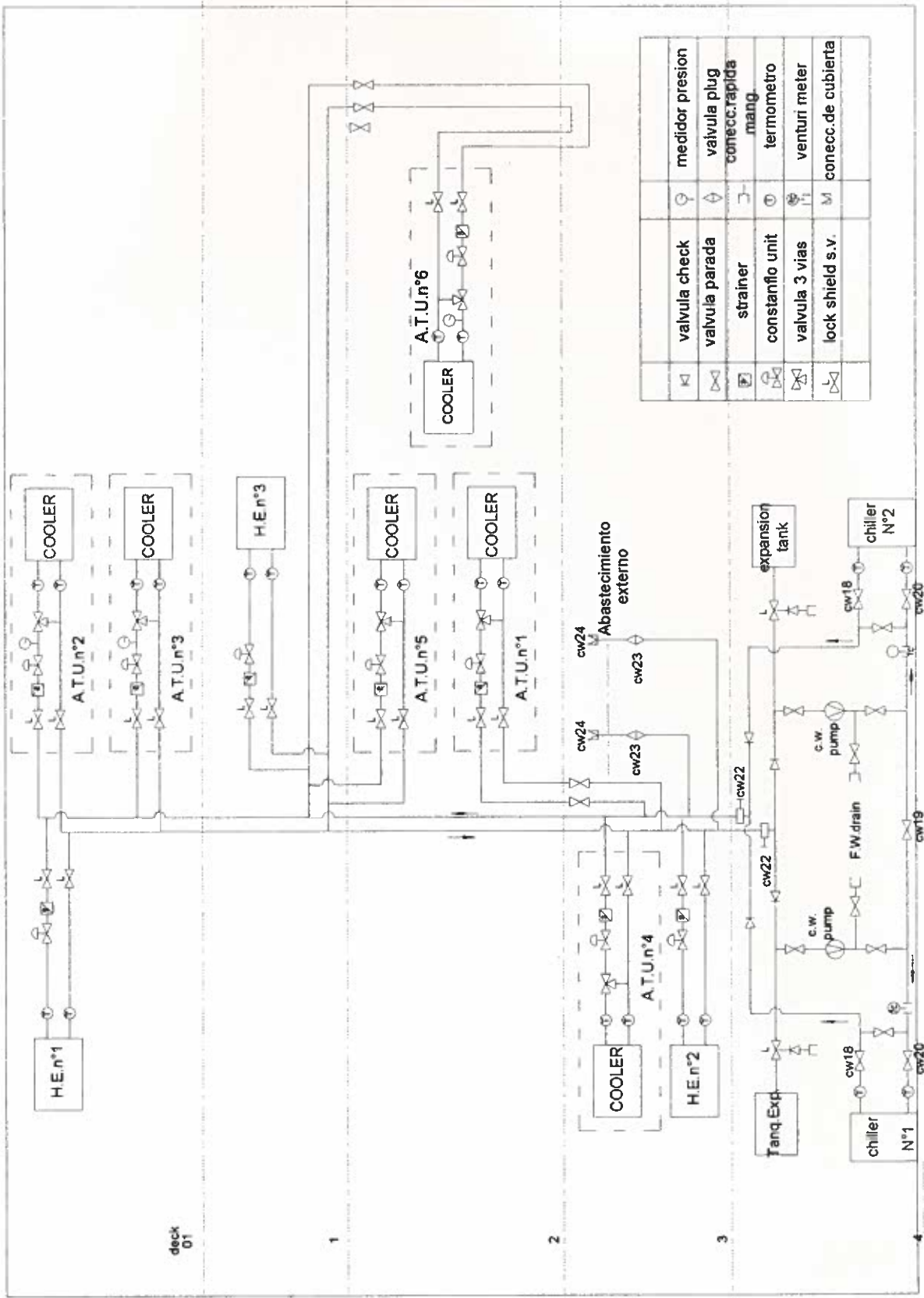


POPA

Figura A3. Circuito de Agua Helada. Del cuarto de Maquinas



Figura A4 .Red de distribución del Agua Helada



ANEXO B

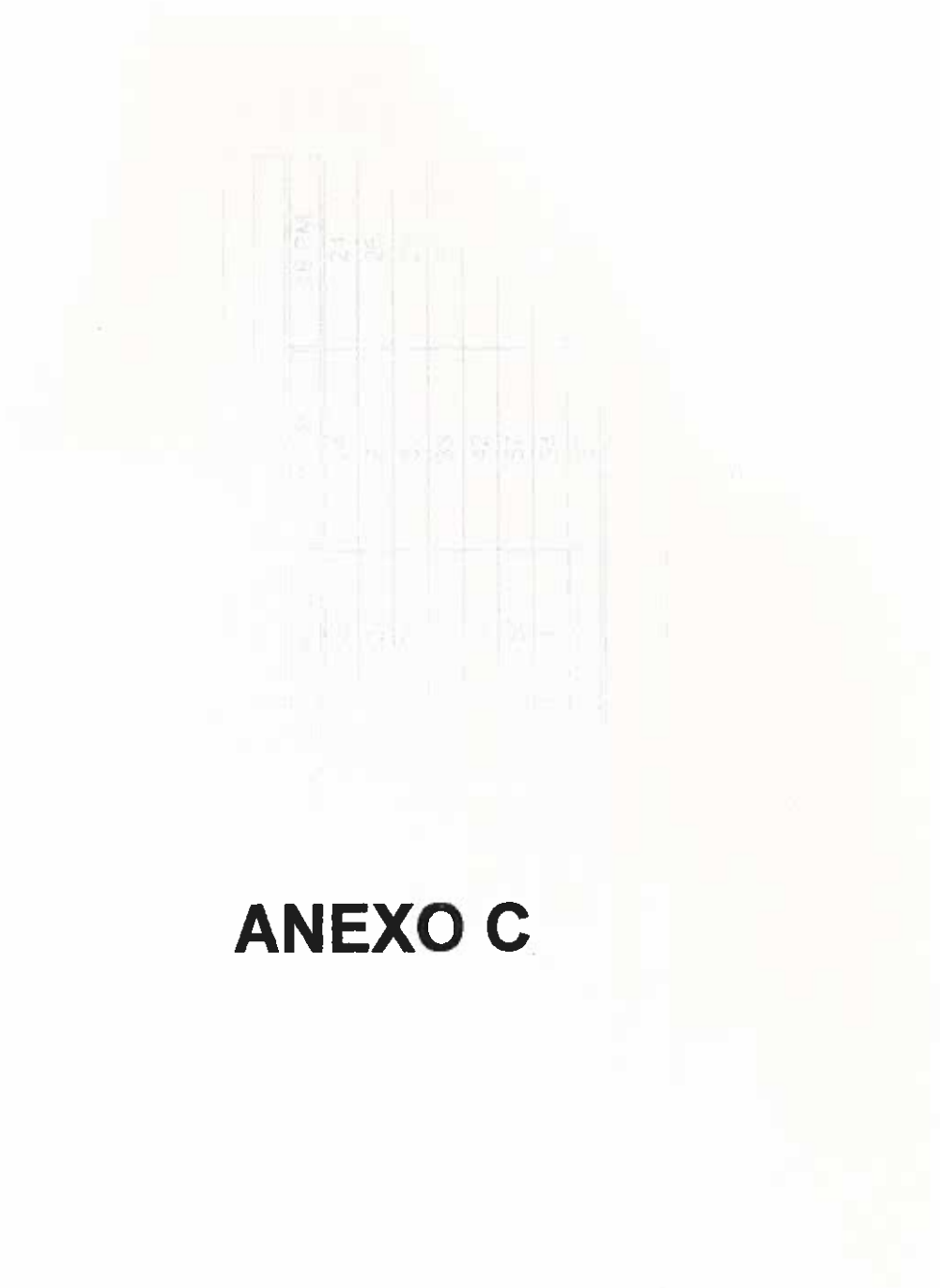
ANEXO B

TABLA B1

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.



A 11

ANEXO C

TABLA C1

DIFERENCIAS TOTALES EQUIVALENTES DE TEMPERATURAS

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		24
SE	36	35	26	27	27	27	26		26
E	47	55	40	36	31	30	29		29
NE	32	49	48	42	36	33	30		30
N	5	22	39	43	46	42	37		37
NO	5	12	26	38	50	57	63		63
O	5	11	19	30	41	54	67		67
SO	5	11	18	23	27	37	47		47

Fuente: "guía de aplicación" TRANECompany, tabla 22

TABLA C2

DIFERENCIAS TOTALES EQUIVALENTES DE TEMPERATURAS PARA CUBIERTAS EXPUESTAS

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

Fuente: "guia de aplicación" TRANECompany, tabla 23



TABLA C3

Estándares de ventilación

ESTANDARES DE VENTILACION					
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 ese el mayor

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

TABLA C4**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
Baile 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.

OFFICIAL DOCUMENT

WYOS COMPENSATION

ANEXO D

ANEXO D

Tabla D1. 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 ₂ F ₂	CCl ₂ F ₃		NH ₃	H ₂ 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-1atm(°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.interr 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 serpentín	Evaporativo			
			Enfriado por agua	Reparación Reemplazo	
				Reemplazo	
EQUIPO	CLASE	TIPO	MANIOBRA	Fouling Factor	
EVAPORADOR		enfriado por aire			
			De expansión directa Inundado		de 0.0005 @ 0.002 Ft ² /Hr Btu de 0.0005 Ft ² /Hr Btu

CONTROL DE CAPACIDAD	<ul style="list-style-type: none"> * Descarga cilindros del compresor * Ciclos de encendido y apagado * By-pass de gas caliente * Control de velocidades del compresor * Combinación de las anteriores
----------------------	---

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

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

A: ACEPTABLE
N.R: NO RECOMENDADO

Tabla D3.- Características del sistema Reciprocante



Submittal Data Information CX Expansion Tanks

401-021

Central de Enfriamiento
 REER: Antonio Parra
 COMMENTS:

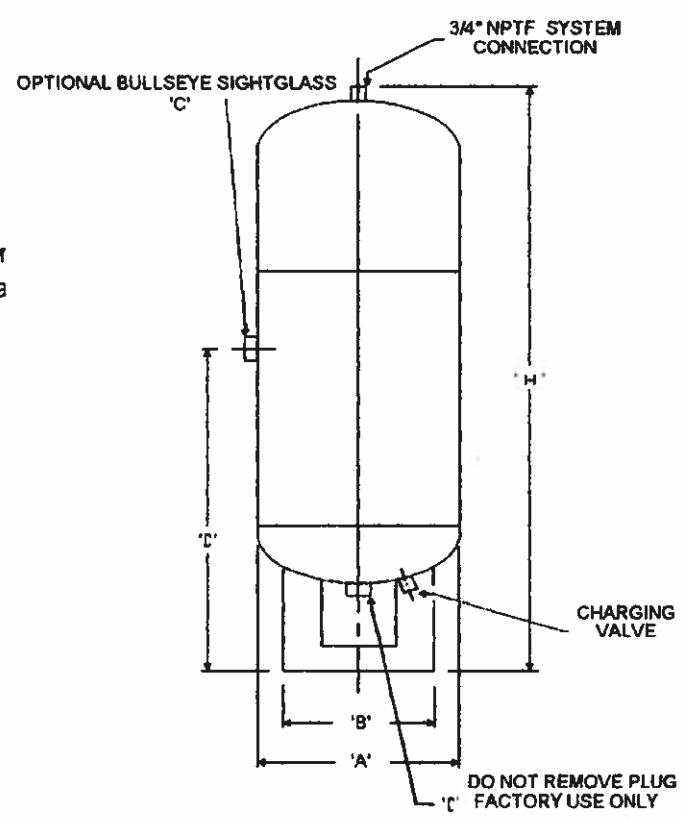
CONTRACTOR: Armada
 REP: CEINDE

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

FUNCTION
 Membrane type for permanent separation of air and water. Air expands into upper tank volume, deflecting diaphragm downward. Air precharge is in lower tank volume.

INDICATIONS
 Fabricated Steel designed and constructed per ASME Section VIII, Div. 1.
 -Heavy Duty Butyl (Non Replaceable)
 -Working Pressure-125 PSIG (862 KPa) only.
 -Working Temperature - 240 F (116 C) Max.

NOTES
 -Sight Glass
 -Clips (4)



VOL-gal	VOL-lit	ACC. VOL-gal	ACC. VOL-lit	H-inch	H-mm	A-inch	A-mm	B-inch	B-mm	NPT C	B-inch	B-mm	WT.lbs.	WT.kg.
23	85	10	36	37	940	16-1/2	419	12	305	1-1/2	20-7/8	530	83	

clearance above tank for piping system connection

COMPARE. YOU'LL TAKE TACO.

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

Figura D1. Tanque de Expansión

Tabla D1. Listado de Equipos y Accesorios

LISTADO DE EQUIPOS Y ACCESORIOS

Descripcion	Unidad	Cant.	Costo Unitario USD	Costo Total USD	OBSERVACIONES
Unidad enfriadora de agua					
Tipo Tornillo, 70TR, 460 volt, 3 fase, 60 Hz	Unid.	2	\$25.000,00	\$50.000,00	
Bombas					
Agua dulce, 20HP, 220 GPM, 172 ft, 2 1/2x2x6.5; 460 v; 3F; 60Hz	Unid.	3	\$4.860,00	\$14.580,00	
Agua salada; 7.5 HP; 210GPM; 75ft; 3x2 1/2x8.3; 460 v; 3F; 60Hz	Unid.	3	\$1.750,00	\$5.250,00	
Tanque de Expansión					
8 gal; tipo diafragma; vt= 50°F;	Unid.	1	\$908,01	\$908,01	
Separador de aire, diametro 4"					
	Unid.	1	\$840,00	\$840,00	
Valvulas de compuerta					
diametro 4"; bronce;	Unid.	8	\$389,40	\$3.115,21	
diametro 2"1/2"; bronce;	Unid.	8	\$160,69	\$1.285,56	
Diametro 6" bronce		2			
Valvula cheque - vertical					
diametro 4"; bronce;	Unid.	8	\$410,40	\$3.283,20	
diametro 6" bronce		1			
Valvulas globo					
diametro 4"; bronce;	Unid.	6	\$752,40	\$4.514,40	
Valvula de control para minimo flujo en chiller , 2"					
	Unid.	1	\$288,42	\$288,42	
Manometros					
	Unid.	12	\$27,39	\$328,73	
Termometros					
	Unid.	4	\$53,50	\$214,00	
Juntas Flexibles					
Diametro 4"; Neopreno	Unid.	10	\$102,10	\$1.020,98	
Tuberias Cu - Ni 70/30; ced.40 acople vitaulico; 150 psi					
Diametro 2 1/2 "	Mts.	6	\$37,63	\$225,80	
Diametro 3"	Mts.	20	\$58,32	\$1.166,36	
Diametro 4"	Mts.	6	\$74,28	\$445,67	
Diametro 6"	Mts.	100	\$123,85	\$12.384,96	
Codos; Bronce; largo; vitaulico					
Diametro 4";	Unid.	22	\$20,52	\$451,44	
Diametro 6";	Unid.	4	\$85,27	\$341,09	
Diametro 3";	Unid.	14	\$11,07	\$154,97	
Diametro 2 1/2";	Unid.	10	\$9,85	\$98,50	
TES: Bronce; vitaulica					
Diametro 4";	Unid.	10	\$33,44	\$334,36	
Diametro 6";	Unid.	4	\$59,87	\$239,49	
Diametro 3";	Unid.	10	\$23,05	\$230,51	
Diametro 2 1/2";	Unid.	2	\$20,98	\$41,95	

Reducciones; bronce; Vitaulica					
Diametro 6" x 4"	Unid.	4	\$37,05	\$148,20	
Diametro 6" x 3"	Unid.	4	\$28,39	\$113,54	
Diametro 6" x 2 1/2"	Unid.	2	\$32,21	\$64,41	
Diametro 4" x 3"	Unid.	3	\$12,35	\$37,04	
Diametro 4" x 2 1/2"	Unid.	3	\$13,67	\$41,01	
Diametro 3" x 2 1/2"	Unid.	3	\$9,18	\$27,53	
Uniones Vitaulicos					
Diametro 4";	Unid.	100	\$57,57	\$5.757,00	
Diametro 6";	Unid.	80	\$84,03	\$6.722,35	
Diametro 3";	Unid.	40	\$51,65	\$2.066,14	
Diametro 2 1/2";	Unid.	5	\$43,57	\$217,85	
Diametro 2"	Unid.	5	\$25,70	\$128,48	
Diametro 1 1/2"	Unid.	4	\$22,82	\$91,29	
Diametro 1"	Unid.	4	\$16,02	\$64,07	
Aislamiento Termico;					
Diametro 4";	Mts.	220	\$39,14	\$8.609,96	
Diametro 6";	Mts.	60	\$43,70	\$2.621,77	
Diametro 3";	Mts.	5	\$30,61	\$153,05	
Diametro 2 1/2";	Mts.	5	\$26,47	\$132,35	
Filtros					
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	
Rejilla de mar					
Diametro 6";	Unid.	1	\$45,60	\$45,60	
Soporte de tuberia; galvanizados					
De piso	Unid.	60	\$11,40	\$684,00	
Colgante	Unid.	10	\$11,40	\$114,00	
Anclaje	Unid.	1	\$17,10	\$17,10	
Protección galvánica					
Anodo de zinc	Unid.	50	\$4,56	\$228,00	
Pintura	Unid.	3	\$45,60	\$136,80	
Sub-Total				\$130.649,14	
12% IVA.				\$15.677,90	
TOTAL				\$146.327,04	

ANEXO F

Corrida Del Programa De Calculo De Carga Térmica



CALCULO DE CARGA TERMICA

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

Fragata Misilera
atu1-D2-Z1
Mar-21
15:00

CC°1

7,6

387

	Area (ft2)	U (BTU/hr ft2 °F)	Dif. °F	Qs (BTU/hr)	QL (BTU/hr)
TRANSMISION	Techo	154,8	0,208	39,5	1273,9
	Piso	0	0,000	0	0
	Pared ext. 1	0	0,208	0	0,000
	Pared ext. 2	361,8	0,208	30	2261,0
	Pared int. 1	536,6	0,819	10	4395,3
	Pared int. 2	34,2	0,208	10	71,3

	numero	Qs (BTU/hr)	QL (BTU/hr)
CARGAS INTERNAS	Personas	6	1770,0
	Equipos (watt)	300	1023,0
	Fluorescente (wa)	660	2813,3
	Bombilla	0	0

	CFM	Factor (Btuh/CFM)	Qs (BTU/hr)	QL (BTU/hr)
AIRE EXTERIOR	sensible	96,75	18,4025	1780,44
	latente	96,75	51,0325	4937,39
	fan load	619,2		753,38

CARGA TOTAL DEL EQUIPO

16141,49 7667,39

CAPACIDAD DEL EQUIPO A UTILIZAR

23808,88

BTUH Instantáneo

10% DE FACTOR DE SEGURIDAD

26189,77
2,18

Tons.

RE DEMANDO:

FM/ft2 619,2

ARGA ESPECIFICA (BTUH/ft2) 1,6

61,52

CALCULO DE CARGA TERMICA

EMBARCACION

Fragata Misilera

CC°1

ZONA

atu1-D2-Z3



FECHA DE DISEÑO

Mar-21

HORA DE DISEÑO

15:00

ALTURA (ft)

7,6

AREA DEL PISO(ft2)

510

	Area (ft2)	U (BTU/hr ft2)	Dif. °F	Qs (BTU/hr)	QL (BTU/hr)
TRANSMISION	Techo	306	0,208	10	637,50
	Piso	255	0,208	10	531,248
	Pared exterior	205,2	0,208	54	2308,493
	Pared exterior2	69,92	0,208	0	0,000
	Pared interna1	266	0,819	10	2178,9669
	Pared interior2	106,4	0,208	10	221,7048

	numero			Qs (BTU/hr)	QL (BTU/hr)
CARGAS INTERNAS	Personas	8		2360	3640
	Equipos (watt)	2500	2500	8525	8525
	Fluorscente (w)	720		3069	
	Bombilla			0	

		CFM	Factor (Btuh/CFM)	Qs (BTU/hr)	QL (BTU/hr)
AIRE EXTERIOR	sensible	127,50	18,4025	2346,32	
	latente	127,50	51,0325		6506,64
	fan load	816		992,83	

CARGA TOTAL DEL EQUIPO

23171,06 18671,64

CAPACIDAD DEL EQUIPO A UTILIZAR

+ 10% DE FACTOR DE SEGURIDAD

41842,70
46026,97
3,84

BTUH Instantáneo

Tons.

AIRE DEMANDO:	816
CFM/ft2	1,6
CARGA ESPECIFICA (BTUH/ft2)	82,04

CALCULO DE CARGA TERMICA

EMBARCACION

Fragata Misilera

CC°1

ZONA

atu1-D3-Z4



FECHA DE DISEÑO

Mar-21

HORA DE DISEÑO

15:00

ALTURA (ft)

7,6

AREA DEL PISO(ft2)

1700

	Area (ft2)	U (BTU/hr ft2)	Dif. °F	Qs (BTU/hr)	QL (BTU/hr)
TRANSMISION	Techo	510	0,208	10	1062,50
	Piso	850	0,208	10	1770,83
	Pared exterior 1	570	0,208	54	6412,481
	Pared exterior2	608	0,208	30	3799,989
	Pared interna1	76	0,208	10	158,3329
	Pared exterior 3	79,8	0,208	0	0,0000

	numero	Qs (BTU/hr)	QL (BTU/hr)
CARGAS INTERNAS	Personas	12	3540
	Equipos (watt)	800	2728
	Fluorscente (wa Bombilla)	1400	5967,50

	CFM	Factor (Btuh/°F)	Qs (BTU/hr)	QL (BTU/hr)
AIRE EXTERIOR	sensible	425,00	18,403	7821,06
	latente	425,00	51,033	21688,81
	fan load	2720		3309,42

ARGA TOTAL DEL EQUIPO

36570,11 27148,81

APACIDAD DEL EQUIPO A UTILIZAR

63718,92

BTUH Instantáneo

10% DE FACTOR DE SEGURIDAD

70090,81

5,84 Tons.

IRE DEMANDO:	2720
FM/ft2	1,6
ARGA ESPECIFICA (BTUH/ft2)	37,48

CALCULO DE CARGA TERMICA

EMBARCACION

Fragata Misilera

CC°1

ZONA

atu1-D4-Z5

FECHA DE DISEÑO

Mar-21

HORA DE DISEÑO

15:00

ALTURA (ft)

7,6

AREA DEL PISO(ft2)

344

TRANSMISION		Area (ft2)	U (BTU/hr ft2)	Dif. °F	Qs (BTU/hr)	QL (BTU/hr)
	Techo		344	0,208	0	0
Piso		344	0,208	10	716,66	
Pared exterior 1		74,48	0,208	0	0,000	
Pared exterior2		69,92	0,208	0	0,000	
Pared interna1		167,2	0,208	15	522,50	
Pared interior 2		144,4	0,208	10	300,89	

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

AIRE EXTERIOR			CFM	Factor (Btuh/d	Qs (BTU/hr)	QL (BTU/hr)
	sensible			86,00	18,4025	1582,62
latente			86,00	51,0325		4388,80
fan load			550,4		669,67	

CARGA TOTAL DEL EQUIPO

4087,33 4843,80

CAPACIDAD DEL EQUIPO A UTILIZAR

+ 10% DE FACTOR DE SEGURIDAD

8931,13	BTUH Instantáneo
9824,24	
0,82	

Tons.

AIRE DEMANDO:	
CFM/ft2	550,4
CARGA ESPECIFICA (BTUH/ft2)	1,6
	25,96

CALCULO DE CARGA TERMICA

EMBARCACION

Fragata Misilera

CC°1

ZONA

atu3-D01-Z11

FECHA DE DISEÑO

Mar-21

HORA DE DISEÑO

15:00

ALTURA (ft)

7,6

AREA DEL PISO(ft2)

860

	Area (ft2)	U (BTU/hr ft2)	Dif. °F	Qs (BTU/hr)	QL (BTU/hr)
TRANSMISION	Techo	860	0,208	74,5	13347,88
	Piso	0	0,000	0	0
	Pared exterior 1	273,6	0,208	54	3077,99
	Pared exterior2	273,6	0,208	27	1510,496
	Pared externa 3	136,8	0,208	42	1182,7466
	Pared exterior 4	98,8	0,208	24	483,7916

	numero	Qs (BTU/hr)	QL (BTU/hr)	
CARGAS INTERNAS	Personas	6	1770	2730
	Equipos (watt)	600	2046	
	Fluorscente (wat	384	1636,8	
	Bombilla		0	

	CFM	Factor (Btu/h/CFM)	Qs (BTU/hr)	QL (BTU/hr)
AIRE EXTERIOR	sensible	215,00	18,4025	3956,54
	latente	215,00	51,0325	10971,99
	fan load	1376		1674,18

CARGA TOTAL DEL EQUIPO

30686,42 13701,99

CAPACIDAD DEL EQUIPO A UTILIZAR

+ 10% DE FACTOR DE SEGURIDAD

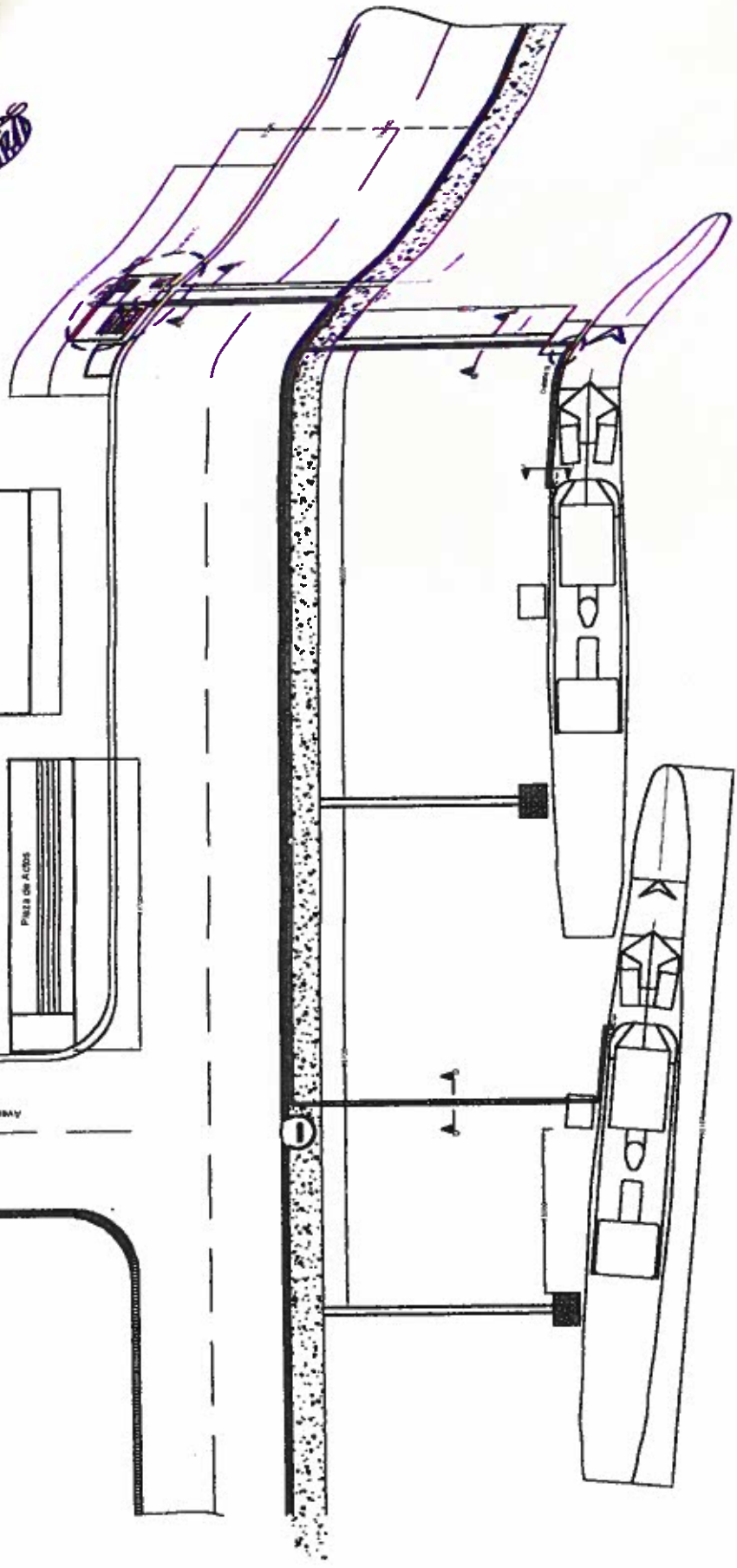
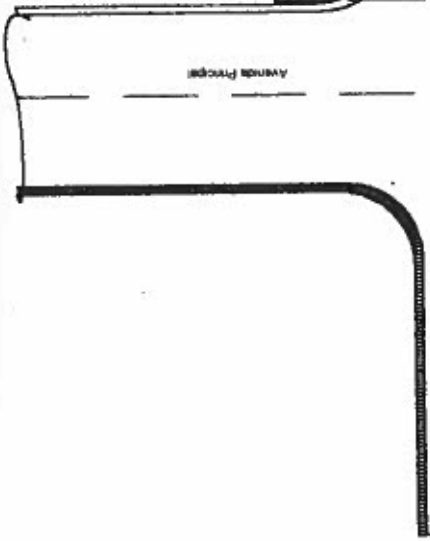
44388,40
48827,25
4,07

BTUH Instantáneo

Tons.

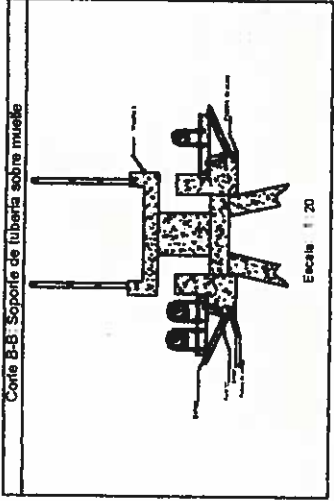
AIRE DEMANDO:	1376
CFM/ft2	1,6
CARGA ESPECIFICA (BTUH/ft2)	51,61



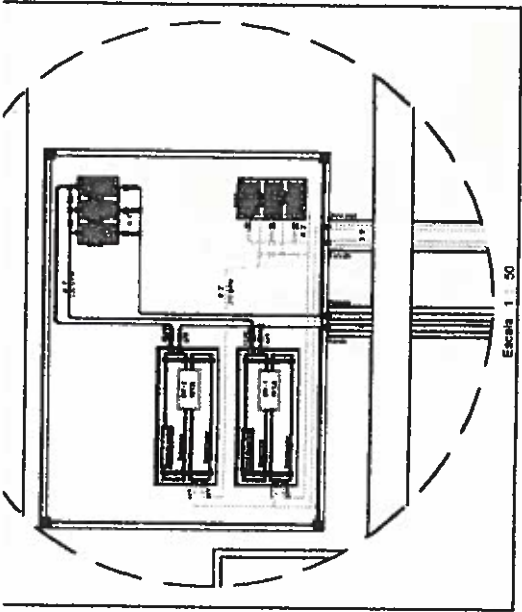




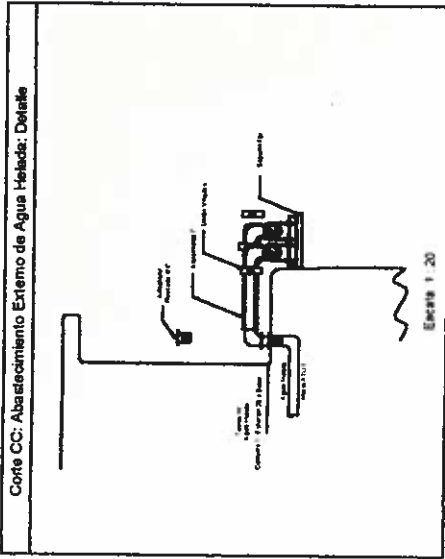
Escala 1:20



Escala 1:20

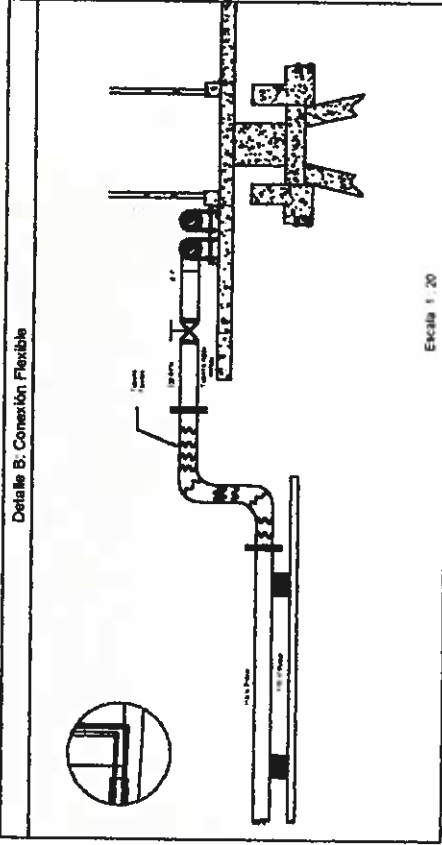


Escala 1:50



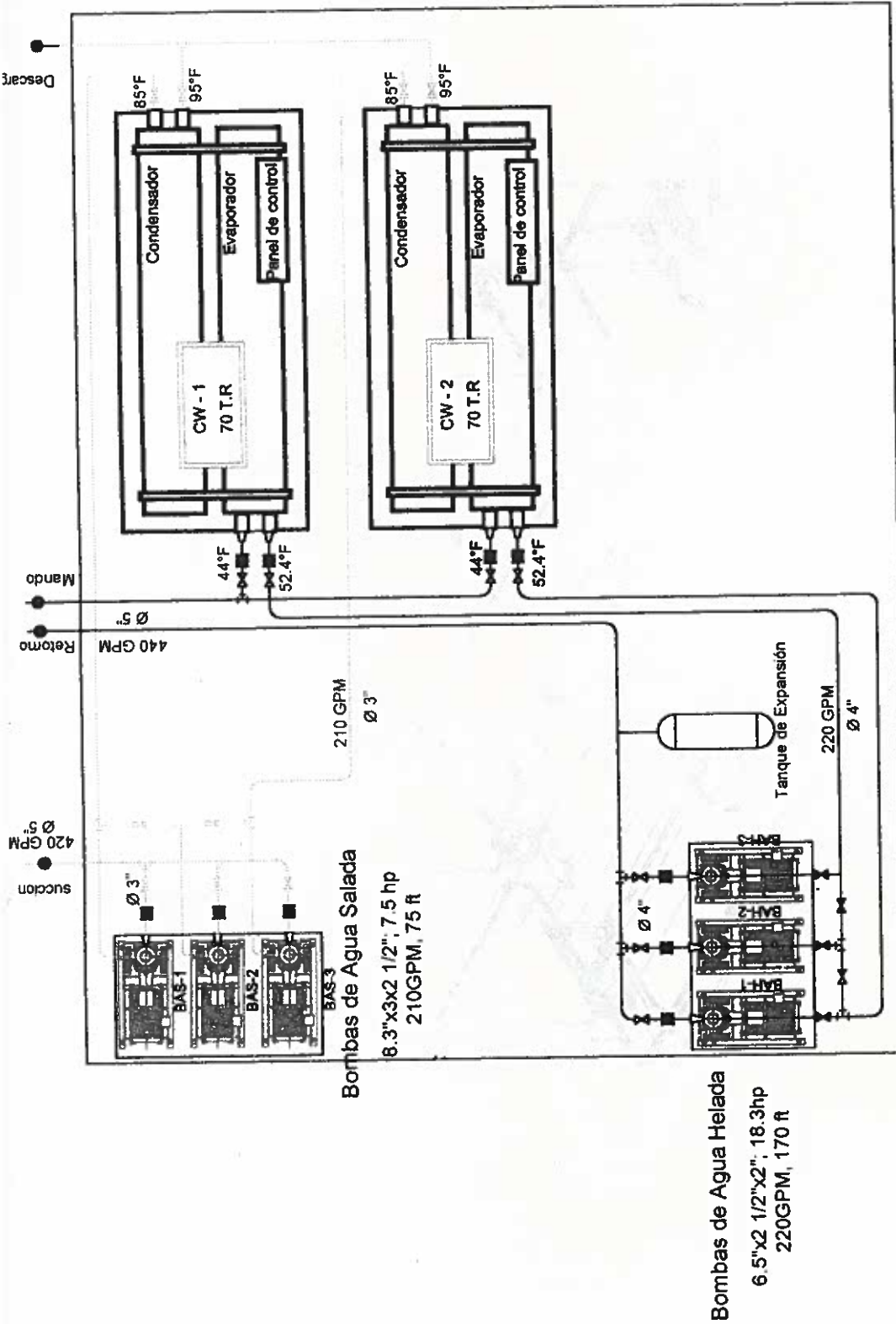
Escala 1:20

Detalle B: Concreto Flexible



Escala 1:20

Sintetizada General	
Verificación	Verificación
Elaboración	Elaboración
Revisión	Revisión
Proyecto	Proyecto
Fecha	Fecha
Autores	Autores
Numero	Numero
Centro de Estudios	Centro de Estudios
Proyecto	Proyecto
Detalle	Detalle
Escala	Escala
Hoja	Hoja
ESPOL	

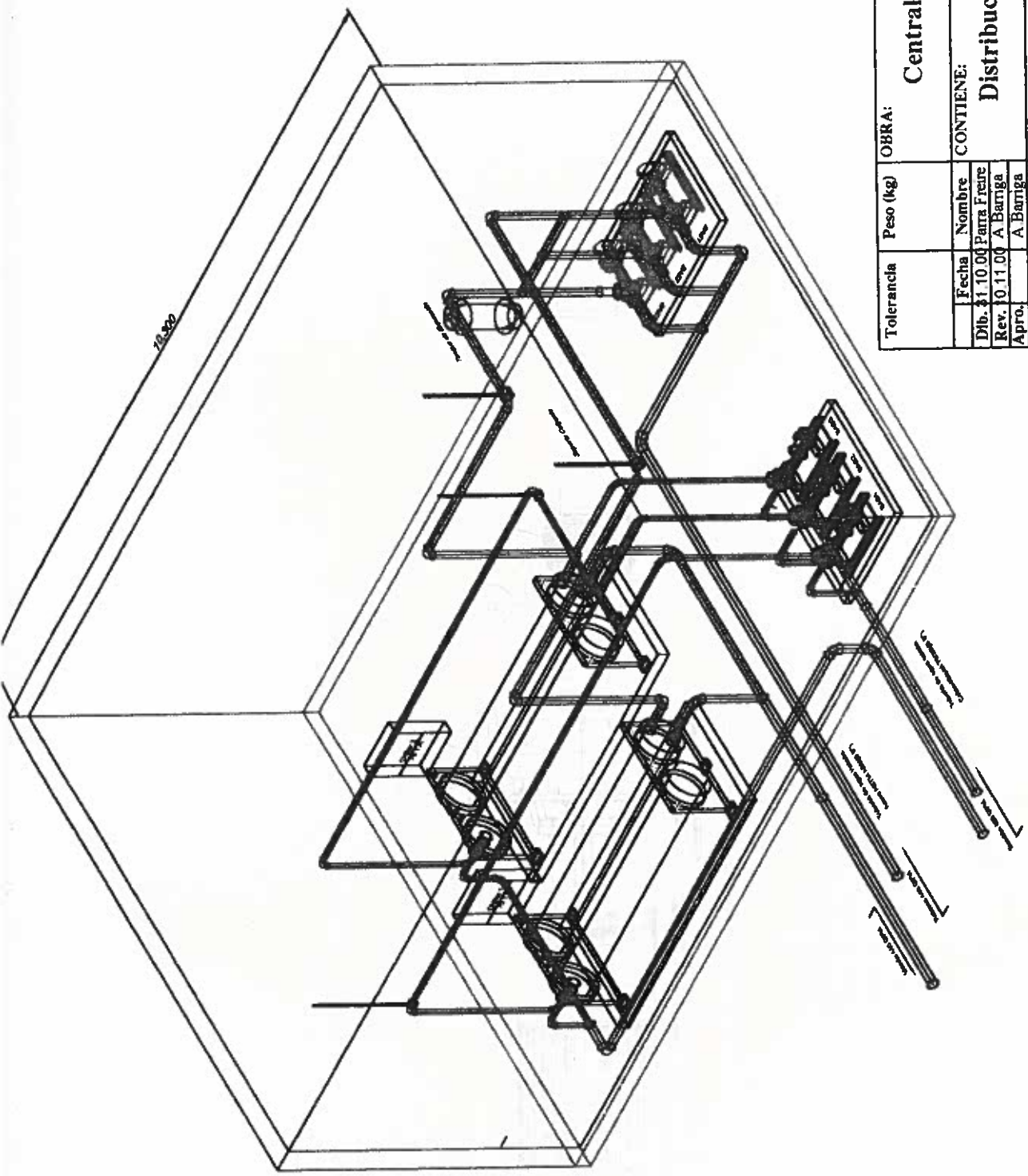


OBRA: Planta de Aire Acondicionado

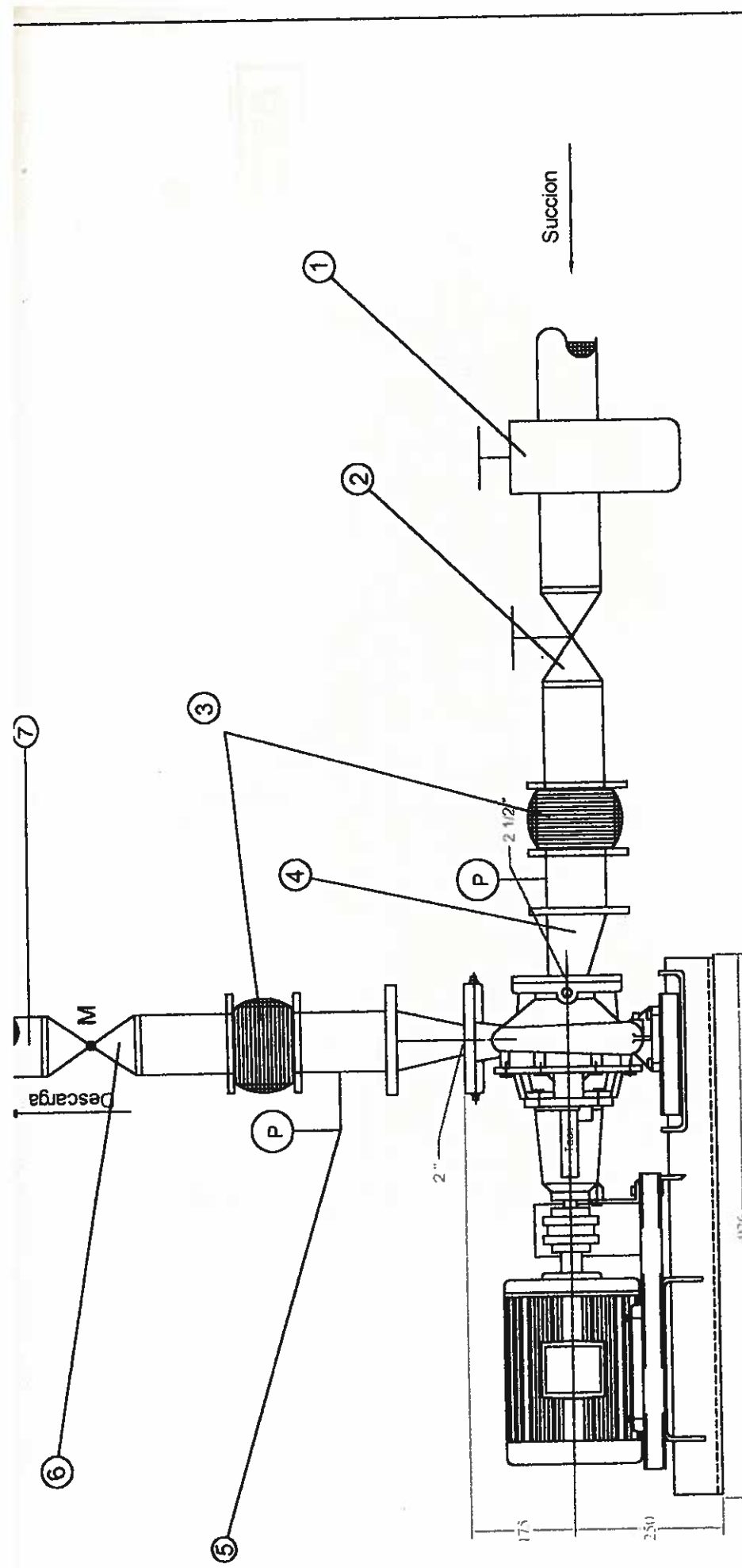
Tolerancia	Peso (kg)	CONTIENE:	ESCALA
		Cuarto de Máquinas	1:40
Fecha	Nombre	PLANO No:	
Dib. 31.10.00	Para Frente	3	
Rev. 0.11.00	A Barriga		
Apro.	A Barriga		
ESPOL			
MATERIAL:			ACERO

PLANILLA DE EQUIPOS

Equipo	Capacidad	Modelo	Caract. Eléctricas			Denom.	Cant.
			Voltaje	Fase	Hertz		
Chiller	70 T.R.	FE2007	440	3Ø	60 Hz	CW-1	2
Bomba	220 GPM	FE2508	440	3Ø	60 Hz	BAH-	3
Bomba	210 GPM	FE2508	440	3Ø	60 Hz	BAS-	3
Tanque de Exp.		CX-84					1



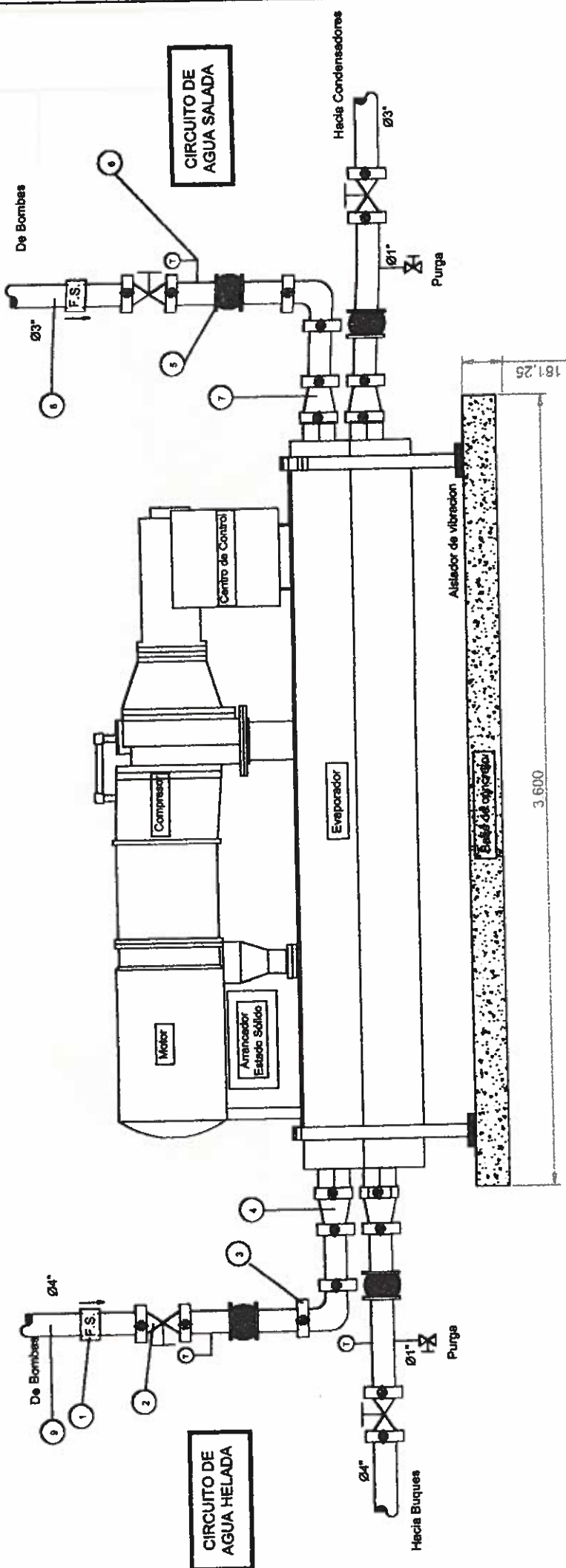
Tolerancia	Peso (kg)	OBRAS:	Central de Enfriamiento
Fecha	Nombre	CONTIENE:	Distribución General
Dib. 31.10.00	Parra Freire		
Rev. 10.11.00	A Barriga		
Appro.	A Barriga	PLANO No:	4
ESPOL			MATERIAL: ACERO
			ESCALA 1:60



Tolerancia		Peso (kg)		OBRA:	
				Central de Enfriamiento	
				CONTIENE:	
				Detalle interconexion Bomba	
				ESCALA	
				1:10	
				PLANO No:	
				5	
				MATERIAL:	
				ACERO	

item	nombre	cant	Caract.
8			
7	Tuberia	1	4" acero
6	Válvula Multipropósito	1	Bronce
5	Medidor de Presion	1	
4	Reductor excéntrico	1	4" a 2 1/2"
3	Juntas Flexibles	1	Neopreno
2	Válvula compuerta	1	Hierro
1	Filtro	1	Bronce

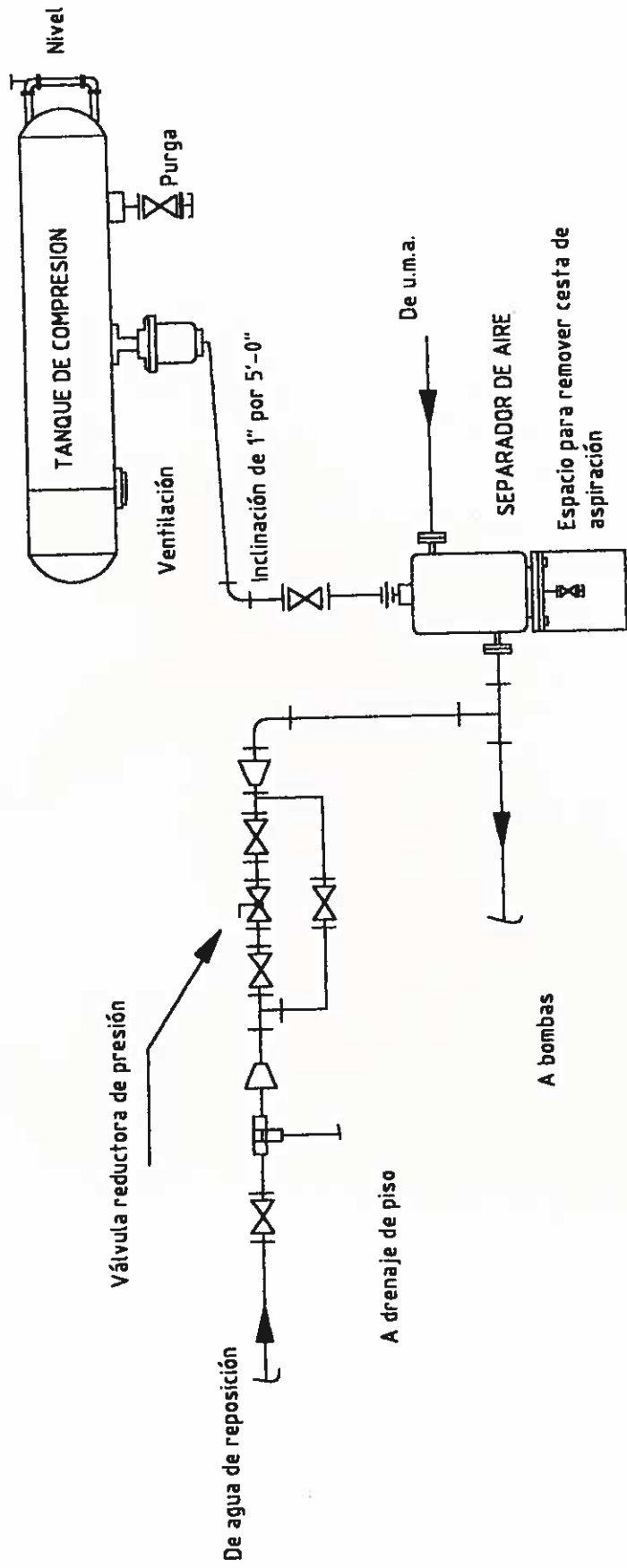
ESPOL	
Dib. 25.10.00 Parra Freire Rev. 25.07.98 E. Villacis A. Barriga	



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



CONEXIÓN DEL TANQUE DE COMPRESIÓN Y SEPARADOR DE AIRE



Tolerancia		Peso (kg)		OBRA:	
				Central de Enfriamiento	
				CONTIENE:	
				Tanque de Expansión y	
				separator de aire	
				PLANO No: 7	
				MATERIAL: COBRE	

item	nombre	cant	material

ESPOL