

T  
697.93  
J26



**ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL**

**Facultad de Ingeniería Mecánica**



**"CRITERIOS PARA LA SELECCION Y MONTAJE DE  
SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO PARA CENTROS  
DE COMPUTO"**

**INFORME TECNICO**

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

**Presentada por :**

**Ciro Gonzalo Jalil Reinel**

**Guayaquil - Ecuador**

**1.989**



**BIBLIOTECA**

A G R A D E C I M E N T O



AL ING. IGNACIO WIESNER  
FALCONT Director de In-  
forme Técnico, por su a-  
yuda y colaboración para  
La realización de este  
Zhabajo.

DEDICATORIA

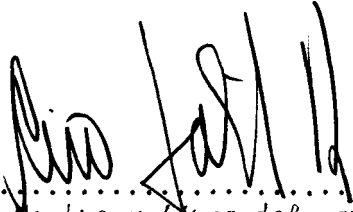
A MI ESPOSA

A MIS HIJOS

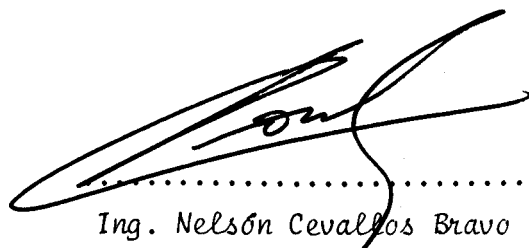
DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en este Informe Técnico, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual del mismo, a La ESCUELA SUPERTOR POLZTECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Exámenes y Títulos profesionales de la ESPOL).

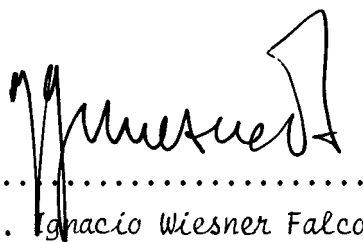
  
.....  
Nombre y firma del autor





.....

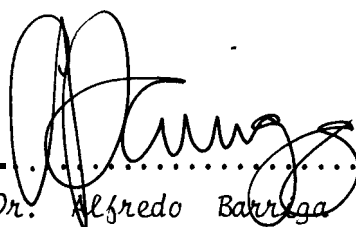
Ing. Nelson Cevallos Bravo



.....

Ing. Ignacio Wiesner Falconi

DIRECTOR VE INFORME



.....

Dr. Alfredo Barriga

MIEMBRO TRIBUNAL

# I N D I C E

## Página

### CAPITULO 7

Antecedentes 7

### CAPITULO II Definición del problema

- 2.1. - Necesidad de un sistema de acondicio-  
namiento de aire. 9  
2.2. - Factores Técnicos 9  
2.3. - Factores Económicos 10  
2.4. - Tipos de sistemas 11  
2.5. - Limitaciones 74

### CAPITULO III Solución del problema

- 3.1. - Requerimientos del sistema 77  
3.2. - Componentes del sistema 21  
3.3. - Cálculo de la carga necesaria de enfria-  
miento. 38  
3.4. - Selección del tipo de sistema y de las  
unidades componentes. 53  
3.5. - Consideraciones de costo. 76

### CAPITULO IV Instalación y Montaje

- 4.1. - Instalación del equipo 79  
4.2. - Instalación de controles 85  
4.3. - Instalación de tuberías. 87  
4.4. - Arranque y prueba. 96  
4.5. - Conclusiones y recomendaciones 106

### CAPITULO V

Tablas y diagramas 110



**BIBLIOTECA**

## C A P I T U L O 7

### ANTECEDENTES

En nuestro medio existen muchos sistemas de acondicionamiento de ai  
re en centros de cómputos que han sido seleccionados con equipo s -  
tandard para confort y acondicionamiento de aire, sin tomar en cu  
enta las necesidades de control estricto de temperatura, humedad y  
filtración del aire requeridas por los distintos elementos del compu  
tador, así como las condiciones óptimas para los ocupantes de la sa  
la, con continuidad en el funcionamiento, evitando paros y posibles  
daños en los elementos sensibles del computador, equipo periférico  
y material de impresión.

En el mercado nacional se suministran unidades importadas tipo divi  
didas (split) standard, de expansión directa, de enfriamiento para  
aire acondicionado de uso residencial y comercial, los cuales no se  
prestan para suministrar un adecuado control de temperatura, hume  
dad y filtración que requieren las salas de procesamiento de datos.  
Haciendo uso de dichas unidades existentes localmente, se puede rea  
lizar una selección adecuada de la unidad interior y exterior, com  
binándolas de acuerdo a sus capacidades individuales, de modo que  
proporcionen la capacidad sensible, latente y de ventilación, adap  
tándolas a las necesidades del local, reacondicionándolas con humi  
dificadores, recalentadores, filtros, controles y alarmas y así ob  
tener un funcionamiento adecuado del computador.

En el mercado internacional existen unidades interiores compactas  
que incluyen controles y alarmas para mantener las condiciones ade  
cuadas de temperatura, humedad y filtración del aire dentro del lo

cal, pero, estas son costosas y solo se suministran bujo pedido.

*EL objetivo de este Informe Técnico u proporcionar una guía de selección y montaje adecuado de Loa componentes divididos de las unidades estándares de aire acondicionado central existentes en el mercado nacional pata conformar un sistema no standard que junto con Loa accesorios de control proporcionen las condiciones necesarias para la conservación y prolongación de la vida de Loa componentes de los centros de cómputo, evitando paros innecesarios y consecuentemente daños costosos de sus elementos y la necesidad de adquirir o importar las unidades compactas interiores especialmente producidas para este tipo de aplicación.*



**BIBLIOTECA**



## C A P I T U L O   I I

### DEFINICION DEL PROBLEMA

#### 2.1. Necesidad de un sistema de acondicionamiento de aire

*Un sistema electrónico de procesamiento de datos comprende equipos cuyos componentes tienen una carga eléctrica importante que es disipada en forma de calor que es necesario eliminar. Esta producción de calor crea necesidades de enfriamiento más alta que lo normal y como cada nueva generación de computadores procesan y suministran información más rápida que la anterior generación, mayor recalentamiento por unidad de área será producida, volviéndose más sensible a las condiciones ambientales.*

*Los elementos del computador son construidos con materiales que requieren un estricto control de humedad, así como también los materiales utilizados para imprimir los datos.*

*La limpieza del aire es necesario para la buena operación del equipo de procesamiento de datos. Las personas que lo operan también necesitan de determinadas condiciones ambientales; por lo tanto un sistema de acondicionamiento de aire es de vital importancia para evitar que se altere la producción o suministro de datos.*

#### 2.2. Factores Técnicos

*Los fabricantes de equipos de procesamiento de datos exigen determinadas condiciones de temperatura, humedad y pureza del aire, para que la garantía de los mismos sea efectiva.*

*La alta o baja temperatura alteran las características físicas o eléctricas de los minicircuitos impresos, dando lugar a procesa*

miento errático y La distorsión de los chips pueden ocasionar mal funcionamiento por mucho tiempo.

Los elementos de estado sólido son sensibles además a La humedad.

La alta humedad puede inutilizar las cabezas, deteriorar las cintas, formar condensaciones internas y corrosión. La baja humedad aumenta La electricidad estática provocando errores en el procesamiento o parando el computador.

La humedad relativa del aire que entra en los equipos no debe de exceder  $\approx 80\%$ , cuando esto ocurre los circuitos impresos pueden resultar dañados ocasionalmente o fallar totalmente. Cuando una condición como ésta existe, a parte del efecto de La temperatura, la plata o el oro se afectan cambiando sus características, desplazándose fuera de Los conectores del circuito integrado, reduciéndose La cantidad de oro o plata en La soldadura de las juntas, desconectándose Los conectores de los cables.

### 2.3 Factores económicos

El paro ocasionado por problemas ambientales, fallas en el suministro de energía eléctrica y en La detección y control de humo y fuego, fallas en La provisión de unidades de refrigeración de emergencia cuando alguna unidad queda fuera de servicio, falta de espacio y flexibilidad para expansión futura, resultan muy costosos, especialmente cuando los paros son irreparables. La inversión u muy alta para para no proporcionar una ambientación adecuada.

El paro ocasionado por fallas del equipo acondicionador de aire puede evitarse, ya que el costo de instalación de éste es relativamente bajo y solucionará el problema antes de que ocurra la falla.

Los equipos de una sala de procesamiento de datos cuestan alrededor

de \$1.500 a \$2.000 dólares U.S. por pie cuadrado de piso (\$76.000 a \$27.400 dólares U.S. por metros cuadrado).

Un sistema confiable de acondicionamiento de aire para una sala de cómputo cuesta solamente el 1% de la inversión total proporcionando un seguro y continuado funcionamiento del equipo de computación.

Por lo tanto, para maximizar la obtención de datos y hacer rentable la inversión utilizando los elementos del computador a su máxima capacidad, es necesario invertir en dicho sistema acondicionador de aire y contar además con un mantenimiento preventivo contratado.

## 2.4. Tipos de sistema de refrigeración

### - Métodos de refrigeración

Básicamente hay tres métodos de refrigeración:

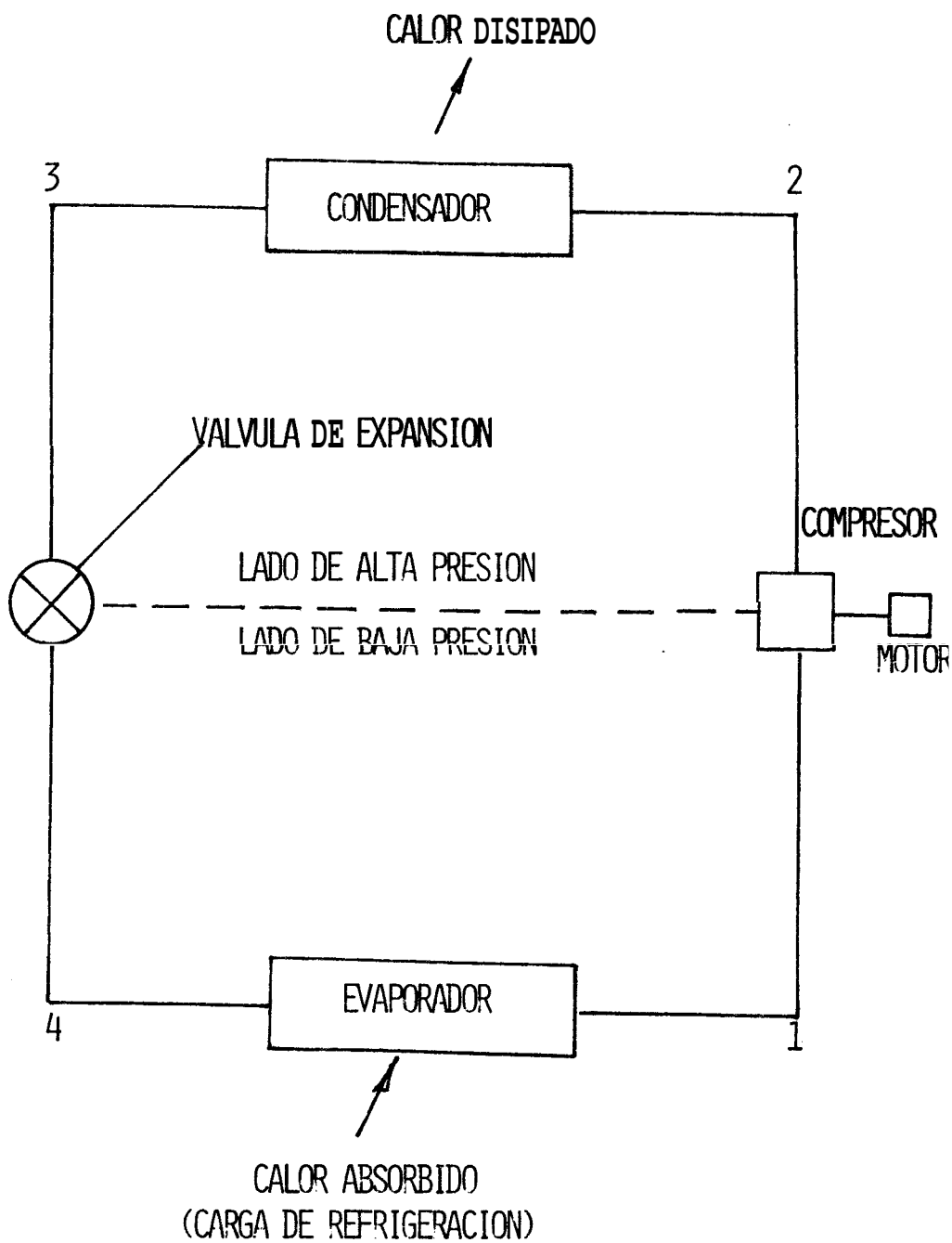
1. - Compresión de vapor
2. - Absorción
3. - Termoeléctrico

El primero es el más común y es el que será analizado aquí por su utilización más generalizada en los equipos de acondicionamiento de aire para centros de cómputo.

### - Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

El esquema de los componentes para un ciclo básico de refrigeración por compresión de vapor refrigerante se muestra en la fig. 1 y consiste en los siguientes componentes:

El Compresor cuya función es mantener una diferencia de presión entre la entrada (succión) y su salida (descarga) que causará que el refrigerante dentro del circuito fluya en cantidad suficiente para suplir las necesidades de enfriamiento del sistema.



FZG. 1. - DIAGRAMA DEL EQUIPO VE REFRIGERACION PARA UN CICLO BASICO VE COMPRESION CON VAPOR.

El Condensador cuya función es cambiar La alta presión, alta temperatura del vapor descargado por el compresor en líquido a alta presión.

El mecanismo de expansión cuyo propósito  $\cup$  mantener una presión en el evaporador que dé como resultado una temperatura del vapor saturado más baja que la temperatura de entrada del aire que Lo atravieza, tal que el calor del aire pueda ser transferido al he refrigerante.

El Evaporador cuyo propósito es transferir el calor del aire, en trando al evapohadoh, al refrigerante dentro del evapohadoh.

Este  $\cup$  el sistema llamado de expansión directa, porque el refri gerante es circulado por el serpentín del evaporador y enfriar el aire que atravieza pon él, directamente.

#### - Sistemas básicos de refrigeración

Los sistemas básicos de refrigeración para Coa centros de cómputo pueden ser clasificados de la siguiente manera:

1.- Sistema de expansión directa, con condensador enfriado con glicol. (fig. 2a).

La unidad interior está colocada dentro de la sala de computación Un condensador enfriado con una mezcla de agua-glicol en solución con 40% de glicol a 95°F (35°C) de temperatura ambiente, es al mismo tiempo enfriada pon un condensador seco ubicada en el exterior del local, los cuales están interconectados por un sistema de tubería y bomba de agua para circulación.

El uso de tubería de agua en las áreas del computador requiere tomar precauciones para prevenir y detectar las posibles fugas.

2.- Sistema de expansión directa, con condensador enfriado por agua (fig. 2 b).

La unidad de enfriamiento está colocada en el interior de la sala de cómputo. Una torre de enfriamiento es utilizada e instalada en el exterior para disipar el calor transportado por el agua que circula desde el condensador en la unidad interior hasta la torre de enfriamiento. El agua necesita tratamientos y cuidados especiales.

3.- Sistema de expansión directa, con condensador enfriado por aire (Fig. 2 c).

La unidad de enfriamiento está localizada en el interior de la sala de cómputo. El condensador de gas refrigerante está ubicado en el exterior del edificio.

4.- Sistema de agua helada (Fig. 2 d).

La unidad manejadora de aire puede estar dentro de la sala, con su serpentín por la que circula agua helada que proviene de la planta enfriadora de agua de la instalación central del edificio ubicada en el exterior.

## 2.5. Limitaciones

Va que la solución del problema para evitar instalaciones de sistemas de acondicionamiento de aire standard, de expansión directa, es seleccionar y combinar convenientemente la unidad interior y exterior para obtener la capacidad necesaria que satisfaga las condiciones ambientales y de filtración, solo se hará referencia a las limitaciones para este tipo de sistema y que pueden ser:

- Largos recorridos de tubería refrigerante entre la unidad condensadora y evaporadora pueden ocasionar graves problemas, no se debe sobrepasar los rangos admisibles .

- Es necesario minimizar la diferencia de altura entre la unidad interior y exterior dentro de los valores admisibles.

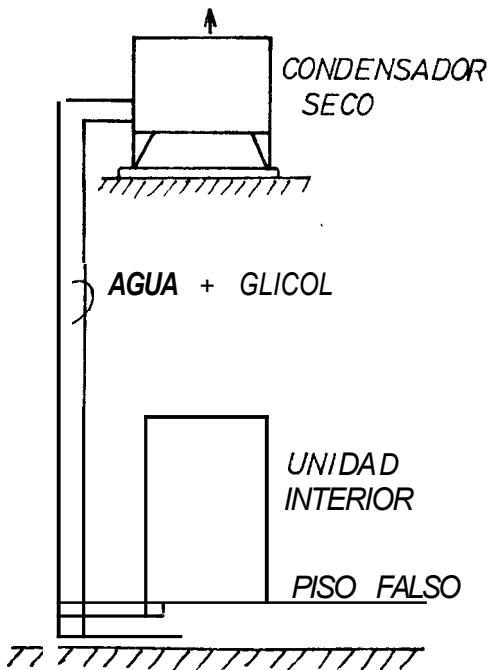


FIG. 2a.- SISTEMA DE REFRI-  
GERACION CON CONDENSADOR EN  
FRIADO POR AGUA + GLICOL.

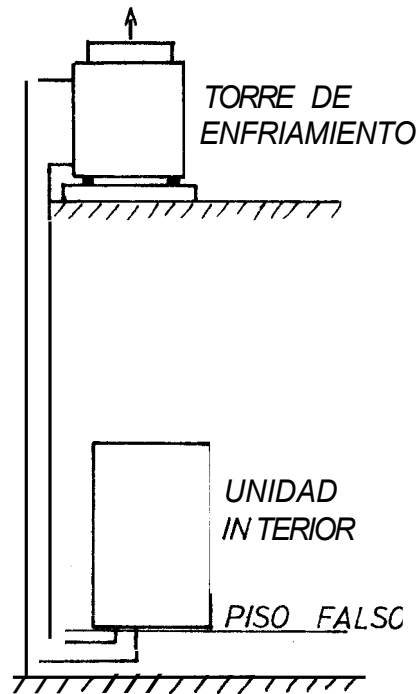


FIG. 2b.- SISTEMA RE REFRI-  
GERACION CON CONDENSADOR EN  
FRIADO POR AGUA.

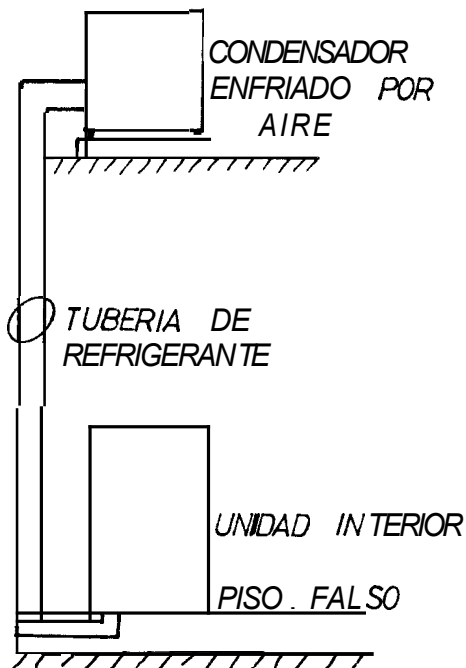


FIG. 2c.- SISTEMA DE REFRI-  
GERACION CON CONDENSADOR EN  
FRIADO POR AIRE.

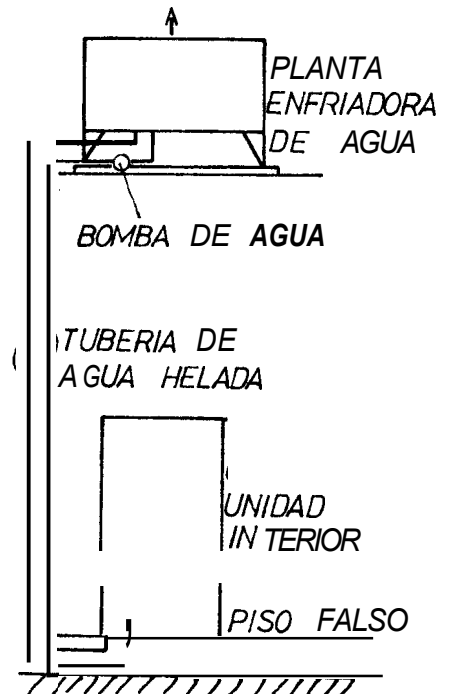


FIG. 2d.- SISTEMA RE REFRI-  
GERACION POR AGUA HELADA.

- Por las juntas soldadas de las líneas de refrigerante, existe el riesgo de escapes de gas refrigerante.
- Cuando su instalación no es hecha por un instalador altamente calificado, el sistema produce problemas de funcionamiento.



BIBLIOTECA



## C A P I T U L O III

### SOLUCION DEL PROBLEMA

El problema, como se mencionó antes, se resolvió utilizando unidades tipo divididas (split) de expansión directa existentes en el mercado local, seleccionando adecuadamente las unidades interiores y exteriores pero previamente cumpliendo con los siguientes requisitos:

#### 3.1. Requerimientos del Sistema

Un sistema de acondicionamiento de aire para un centro de cómputo requiere que el sistema provea adecuado control de humedad, temperatura, movimiento de aire y filtración del mismo durante las 24 horas del día durante todo el año, debido al continuo calor generado por el equipo de computación y a sus características constructivas.

##### - Requerimientos de confort

Los fabricantes de equipos de computación exigen determinadas condiciones de temperatura, humedad y pureza del aire. Los datos impresos en las hojas de especificaciones de los equipos son límites críticos de temperatura y humedad. Estas condiciones son las que requiere el equipo, pero no necesariamente el personal que labora en la sala. Una persona normalmente está confortable a 78°F (25,6°C), pero el calor producido por los equipos es elevado y por tanto el personal sentirá calor cerca de la fuente, a no ser que se baje la temperatura a 72°F (22,2°C) o menos.

Humedad relativamente constante se requiere en todo momento para obtener un rendimiento óptimo del computador, la misma que debe pro-

veer confort a loa empleados que trabajan en la sala. Afortunadamente las necesidades ambientales *del* computador estan dentro de la zona de confort humano (fig. 3).

Los fabricantes estipulan que la humedad relativa del aire que entra a loa equipos no debe exceder del 80% como límite máximo. Cuando esto ocurre provoca fallas en las unidades de computación. Experiencias pasadas muestran que las condiciones normales para un centro de cómputo están entre toa 63°F (17,2°C) y 75°F (24°C) de bulbo seco y 40 a 50 % de humedad relativa.

#### - Requisitos de ventilación y distribución de aire

La falta de caudal de aire o la inapropiada distribución del mismo no permite el control de la temperatura y humedad por la formación de bolsas de aire caliente en la sala. El aire del exterior debe mantenerse en un mínimo absoluto y sólo debe utilizarse en las necesidades del personal y para presurizar y mantener presión positiva en el cuarto y diluir los malos olores. Este aire debe ser pretratado pasando primero por el equipo acondicionador de aire.

Loa cuartos de cómputo por lo general son ligeramente ocupados, por lo que un valor de 15 pies cúbicos (0,43m<sup>3</sup>/min.) por cada persona puede ser un buen valor permisible cuando existe infiltración. Ya que los cuartos de cómputo preferentemente no se instalan en áreas con ventanas o paredes al exterior, la infiltración no es un problema y un valor de 5 pies cúbicos por minuto (0,14 m<sup>3</sup>/min.) por persona puede ser aceptado.

#### - Requisito de filtración del aire

La filtración de aire es un factor sumamente importante. Una mayor filtración que la normal utilizada en equipos standard de enfria-

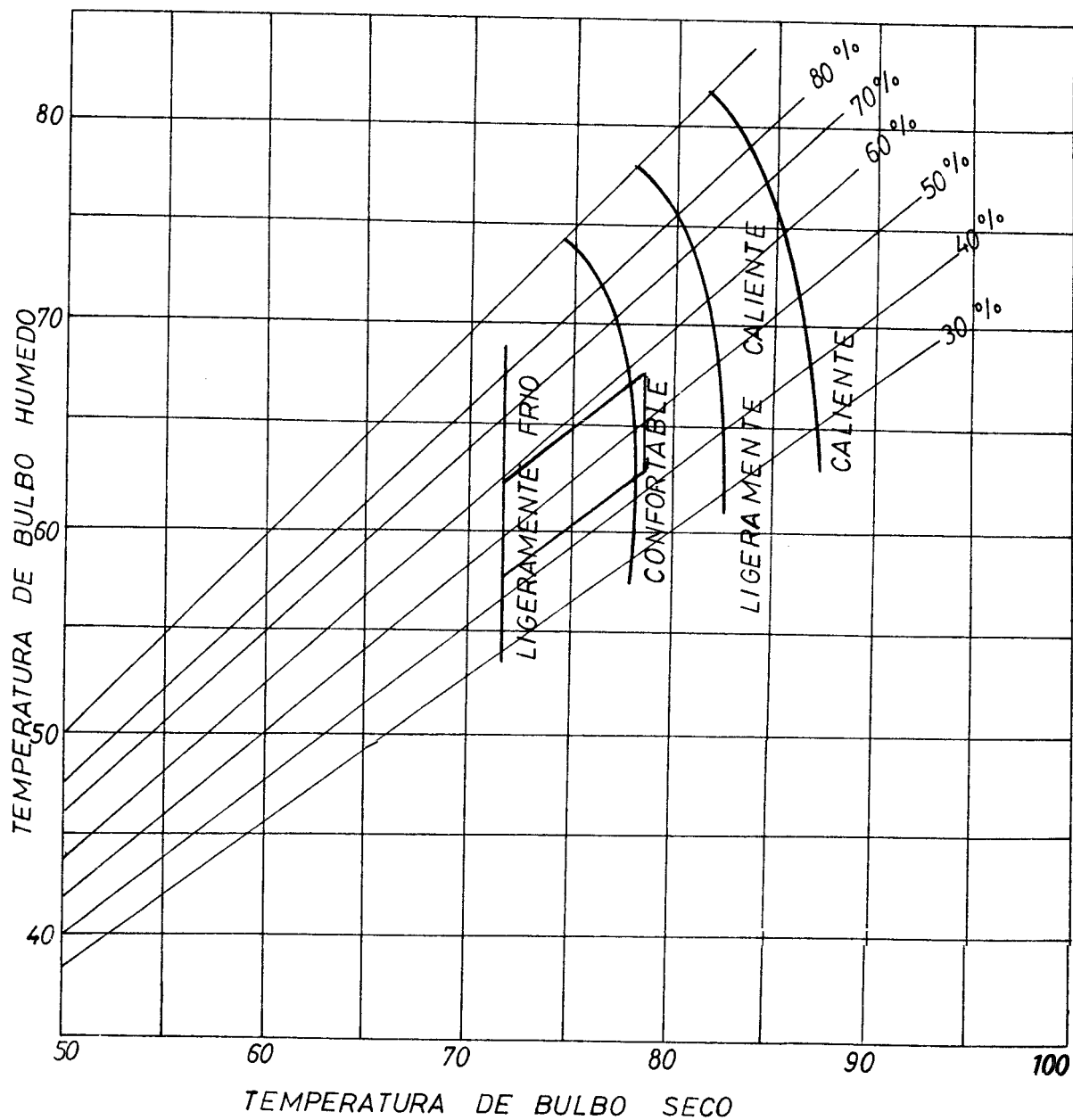


FIG. 3.- CARTA DE CONFORT CON EL AREA RAYADA MOSTRANDO EL RANGO IDEAL PARA LOS REQUERIMIENTOS DEL COMPUTADOR.



BIBLIOTECA

miento tipo residencial es necesaria para prevenir errores y fallas causadas por partículas de suciedad depositada en las cintas magnéticas o en las cintas de la unidad de lectura-cabezas de grabación.

En los lugares donde el aire exterior contiene desusuales cantidades de polvo, suciedad, sal o gases corrosivos, puede ser necesario utilizar filtros de alta eficiencia para el aire exterior antes de **que** sea introducido al cuarto de cómputo.

- Requisitos de operación

EL sistema de acondicionamiento de aire debe de operar dentro de los niveles de ruido del equipo del computador. La vibración debe ser aislada para prevenir la transmisión a la estructura de soporte de los equipos del computador.

Es deseable que el equipo de refrigeración sea un sistema separado de cualquier otro sistema del edificio o local debido a que los requerimientos de funcionamiento difieren de aquellos usados para confort humano solamente.

La operación del sistema de refrigeración debe satisfacer los siguientes requisitos:

- Equiparar la carga de enfriamiento para que sea capaz de expandirse y tener flexibilidad.
- Ser capaz de operar todo el año y en algunas aplicaciones para operar continuamente.
- Proveer el grado de confiabilidad y capacidad de reserva.
- Ser capaz de ser operado, servida y mantenida sin interferencia con la normal operación del cuarto de cómputo.
- Ser operable con energía eléctrica de emergencia cuando sea posible para máxima seguridad de operación.

*Si la instalación es especialmente crítica ∪ necesario proveer hasta un 700% de capacidad de reserva o una capacidad adecuada que permita operar el sistema de cómputo en alguna medida hasta reparar o reemplazar la unidad fuera de servicio.*

*- Requisitos para la construcción o adecuación del cuarto de cómputo.*

*Para mantener una humedad relativa adecuada en un cuarto de cómputo, debe colocarse barreras impermeabilizantes contra vapor (resina epóxica) alrededor de las paredes, techos y pisos del local, capaz de impedir la migración de humedad durante la máxima diferencia de presión de vapor esperada entre el cuarto de cómputo y las áreas que la rodean. Todas las entradas de cables, tuberías deben ser selladas. Las ventanas no se recomiendan pero si se instalan deben ser de vidrio doble o triple para prevenir la formación de rocío.*

*En un cuarto de cómputo, el tráfico de personas debe ser minimizado. Un tráfico pesado ∪ una fuente de suciedad y polvo.*

*Los tabiques o paredes interiores ligeras deben llegar hasta el techo y no hasta el cielo falso, ya que esto da lugar a una migración de humedad desde otras áreas contiguas.*

### 3.2. Componentes del sistema

*Se indicó anteriormente la conveniencia de seleccionar e instalar adecuadamente el sistema de expansión directa, por lo tanto ahora pasaremos a describir los componentes básicos de este sistema.*

*- EL equipo de refrigeración.*

*Consiste de una unidad interior (evaporador) y una unidad exterior (condensador). Fig. 4a y 4b.*

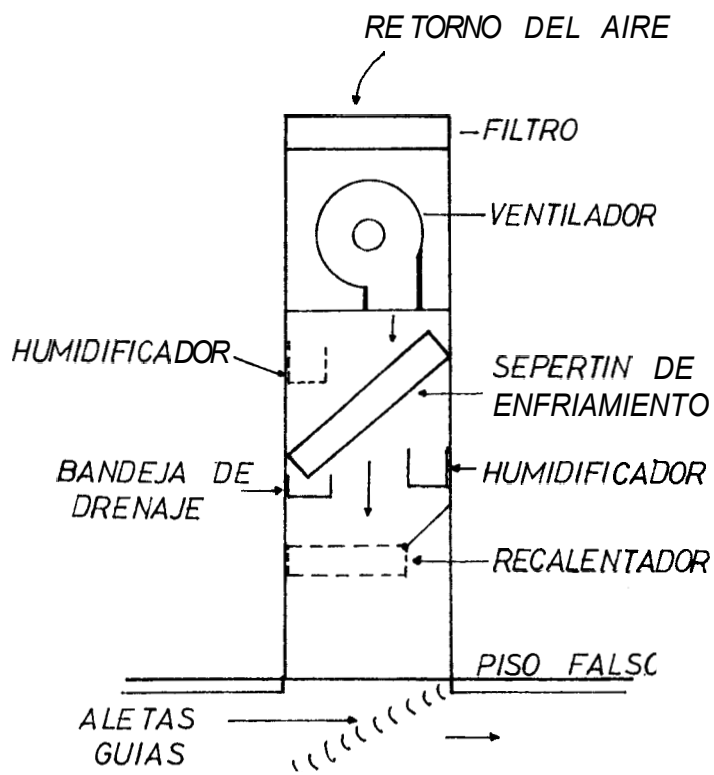


FIG. 4a. - UNIDAD INTERIOR (EVAPORADORA) EN EL CUARTO VE COMPUTO.

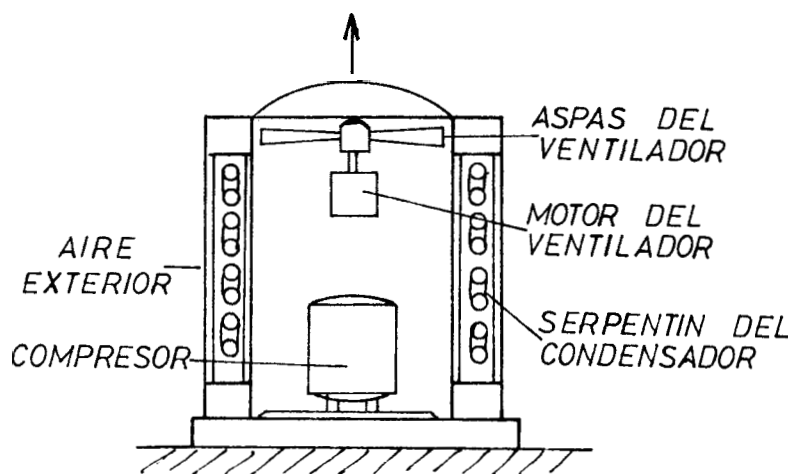


FIG. 4b. - UNIDAD EXTERIOR (CONDENSADORA).

- La unidad interior contiene al serpentín de enfriamiento y cumple la misión de absorber el calor del cuarto y provocar la deshumidificación del aire que pasa por él, manteniendo la temperatura del serpentín por debajo del punto de rocío requerido.

La unidad interior contiene también la válvula de expansión o mecanismo de control. El refrigerante a alta presión, temperatura media y líquido saturado que viene del condensador, es recibida por la válvula de expansión donde el refrigerante se expande entrando en el evaporador con una baja presión, baja temperatura donde absorbe calor, convirtiéndose en vapor y saliendo del evaporador hacia el compresor.

Un evaporador totalmente utilizado en su capacidad asume un sobrecalentamiento del gas refrigerante de  $5^{\circ}\text{F}$  a  $10^{\circ}\text{F}$  ( $2,8^{\circ}\text{C}$  a  $5,6^{\circ}\text{C}$ ).

Fig. 5 a.

- la unidad exterior (Fig. 5 b) contiene el serpentín de condensación y en muchos casos el compresor.

La capacidad del compresor debe ser tal que extraiga del evaporador la cantidad de refrigerante que no ha evaporado en el serpentín de enfriamiento para obtener el efecto deseado.

El vapor refrigerante que sale del compresor contiene el calor total sacado del cuarto por el evaporador, el calor disipado por el motor del compresor, el calor de fricción generado por los cojinetes y partes móviles deslizándose y el calor causado por la fricción molecular del refrigerante mismo.

El vapor que entra al condensador es a alta presión y altamente sobrecalentado, ya que el aire que cruza el condensador es mucho más frío que el vapor en el interior de los tubos del condensador estos son transferido desde el refrigerante al aire, el cual disipa

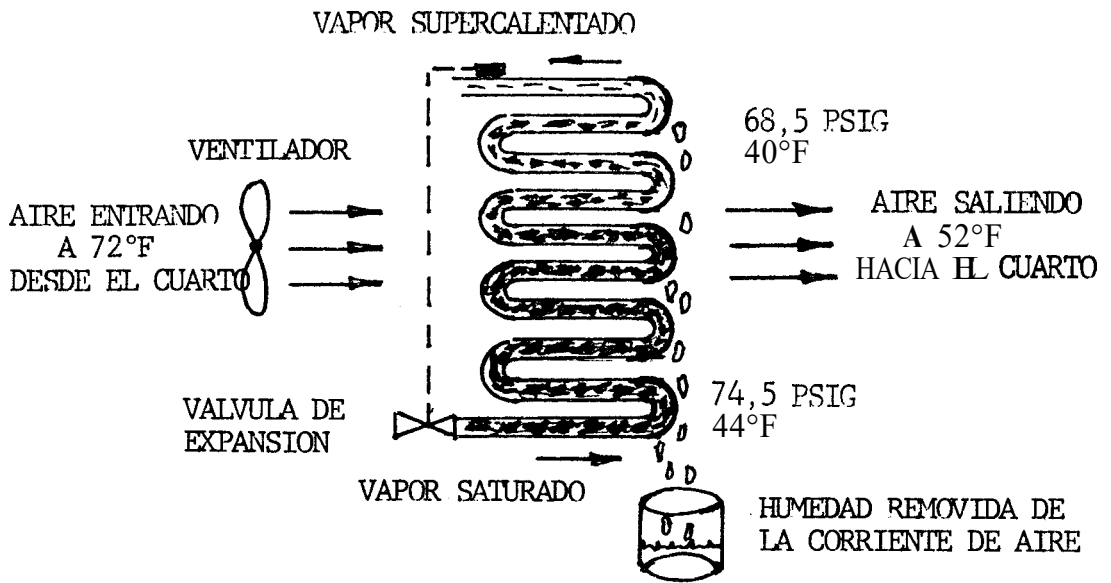


FIG. 5 a. - TRANSFERENCIA DE CALOR SENSIBLE Y LATENTE EN EL EVAPORADOR DE LA UNIDAD INTERIOR USANDO REFRIGERANTE R-22.

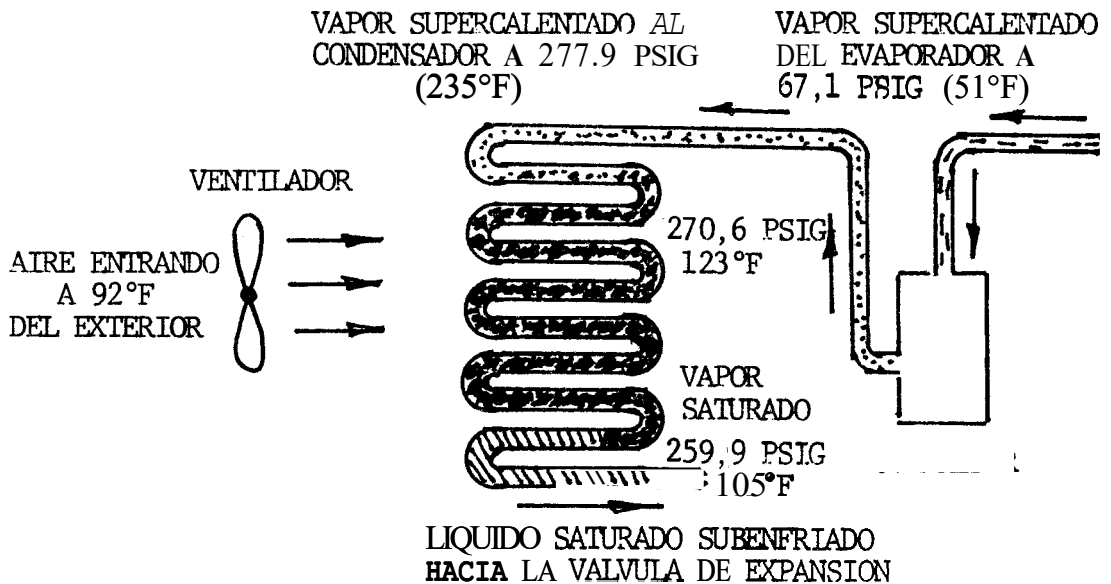


FIG. 5 b. - TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CONDENSADOR DE LA UNIDAD EXTERIOR USANDO REFRIGERANTE R-22.



al ambiente externo.

El refrigerante se condensa en líquido y es subenfriado por el condensador. El líquido refrigerante que deja el condensador es normalmente subenfriado de  $10^{\circ}\text{F}$  a  $20^{\circ}\text{F}$  ( $5,6^{\circ}\text{C}$  a  $11,2^{\circ}\text{C}$ ).

- El Humidificador. - En un cuarto de cómputo cuando se requiere humidificación o para compensar y equiparar el exceso de deshumidificación efectuado por la superficie de enfriamiento, ya sea por el exceso de capacidad del equipo seleccionado o por reducción de la humedad o debido a la ausencia de personal dentro del cuarto cuando la unidad trabaja a plena carga.

Cualquiera de los siguientes tipos de humidificadores compactos pueden ser utilizados:

1. - Panel de agua caliente (fig. 6 a)
2. - Humidificador de vapor (fig. 6 b)
3. - Bandeja con calentador eléctrico (fig. 6 c)

- Recalentadores, el recalentamiento es requerido para satisfacer las condiciones de temperatura y humedad al mismo tiempo cuando el equipo de computación no opera 24 horas al día o la carga calorífica se reduce por cualquier otra razón.

Cuando la carga calorífica del cuarto disminuye, la temperatura es alcanzada rápidamente. El compresor se detiene automáticamente y la humedad se mantendrá alta. Esto no es desable; para evitar esto es necesario que el compresor trabaje continuamente; pero este intento de extraer la humedad puede sobreenfriar el cuarto, por lo que es necesario suministrar una fuente de calor para recalentar el aire frío mientras la deshumidificación se lleva a cabo.

El recalentador, (fig. 7) puede ser: de vapor, agua caliente, eléctrico o de reclamo de calor.

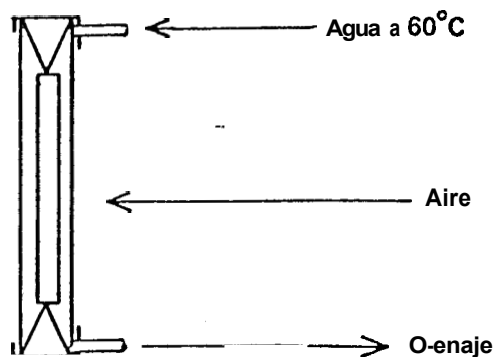


FIG. 6 a.- HUMIDIFICADOR VE PANEL VE AGUA

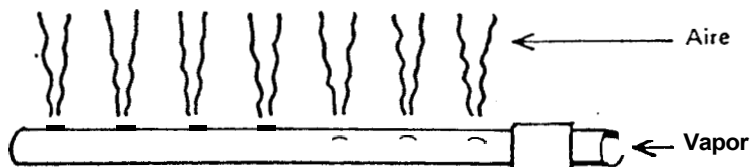


FIG. 6 b.- HUMIDIFICADOR A VAPOR

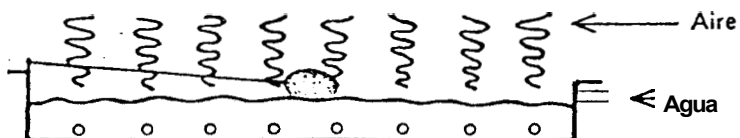


FIG. 6 c.- HUMIDIFICADOR DE BANDEJA DE AGUA  
CON RESISTENÇA ELECTRICA

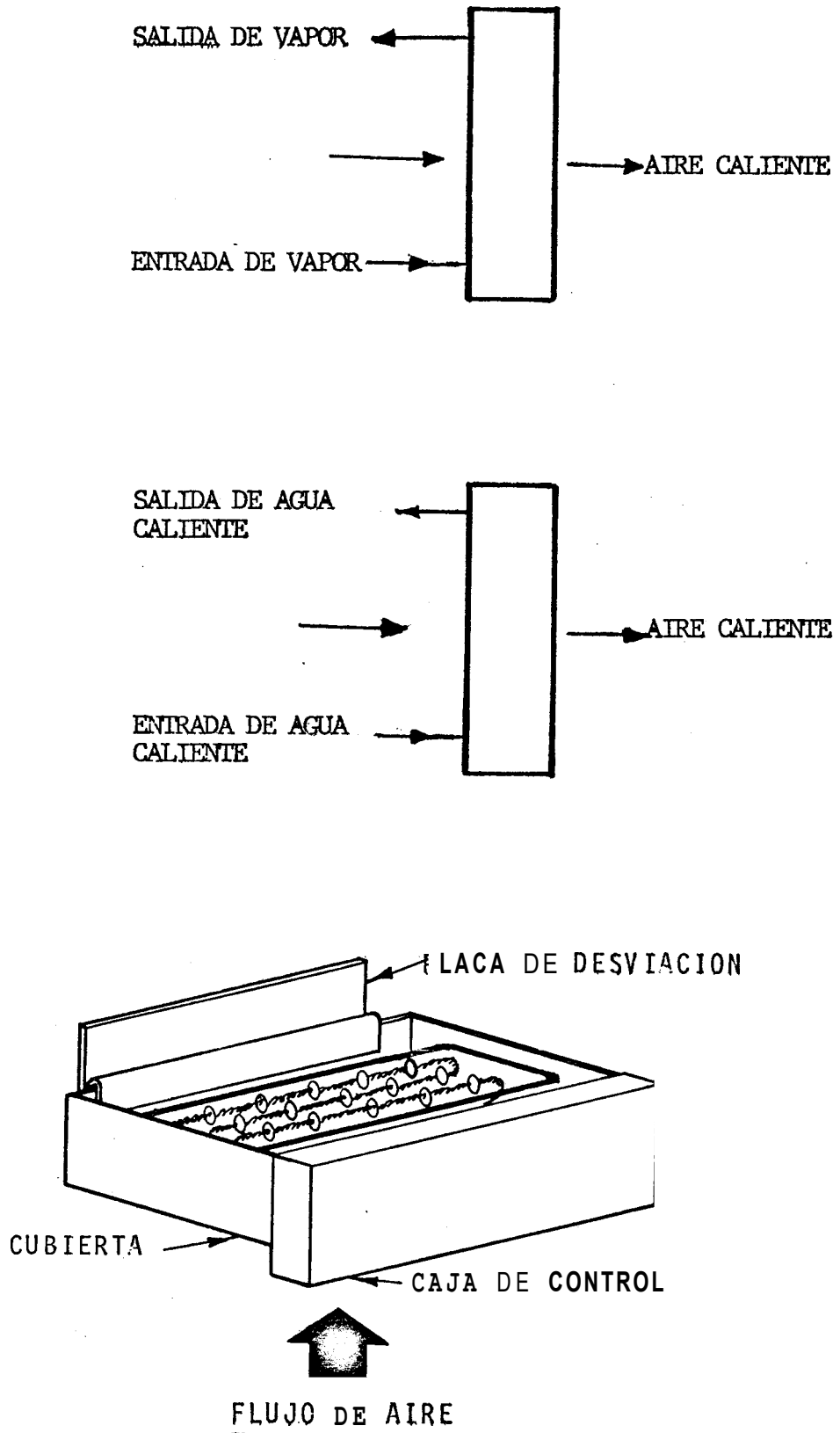


FIG. 7 .-- RECALENTADORES VE VAPOQ, AGUA CALIENTE Y  
ELECTRICO.

- Filtros, todo el aire de retorno y aire exterior que llegue a la unidad interior de acondicionamiento de aire y se suministre a la sala de cómputo debe ser filtrada. Datos de prueba indican que partículas de 5 micrones o más deben ser filtrado del aire.

Básicamente hay dos tipos de filtros para uso en las unidades acondicionadoras de aire para centro de cómputo. Los de tipo mecánico medio y seco, (fig. 8 a) y los de tipo electrostático, (fig. 8 b). Los filtros mecánicos medios y secos deben ser especificados en un mínimo de 20 á 45% de eficiencia por el NBS.

Los filtros electrostáticos que funcionan atrayendo las partículas de polvo o suciedad mediante la electricidad deben ser especificados para una eficiencia de 85 á 90% po el NBS. Estos filtros llevan unos hilos ionizados, colocados en un campo de alta tensión de unos 72.000 voltios.

Los filtros mecánicos de alta eficiencia pueden ser usados si be desea. Si se usan pre-filtros baratos deben de emplearse para prolongar La vida de loa filtros de alta eficiencia que ion más costo sos.

En los lugares donde el aire exterior contiene cantidad anormal de polvo, suciedad, sal o gases corrosivos puente en la atmósfera puede ser necesario utilizar éstos filtros de alta eficiencia o filtros de absorción química para el suministro de aire exterior antes de que sea introducido al cuarto de cómputo.

- Mecanismos de control, Loa diferentes sistemas de acondiciona -  
miento de aire para centro de cómputo tienen más o menos Loa más -  
mos elementos de control.

Un termostato ubicado en el cuarto de cómputo, controlará la opera  
ción del compresor y el recalentador, y conectará el motor del ven

tilador, que suministra el aire, para que funcione continuamente. Dos humidistatos en el cuarto controlaran los límites superior e inferior de la humedad relativa. El humidistato de límite superior controlará la operación del serpentín de recalentamiento. Cuando la carga calorífica es baja dentro del cuarto, existirá excesiva capacidad de enfriamiento, la temperatura puede ser alcanzada rápidamente y el termostato parará el compresor, pero la humedad se mantendrá alta. Esto último debe evitarse, por lo que es necesario que el compresor siga operando para reducir la humedad a pesar de haber satisfecho la temperatura del cuarto.

Esta reducción de la humedad y el mantenimiento de la temperatura correcta se consigue haciendo que el humidistato de límite superior opere el recalentador, supliendo así la reducción de la carga calorífica del cuarto.

Debido al calor añadido por el recalentador, el termostato pondrá en operación el compresor para mantener la temperatura correcta y la humedad dentro del valor requerido.

El humidistato de límite inferior controlará la operación del humidificador inyectando humedad al límite requerido para compensar el exceso de deshumidificación, (fig. 9).

-Instrumentación y señales de precaución, cada aplicación señala la clase y cantidad de instrumentos y señales de precaución a ser usado. Deben ser instalados dentro del cuarto de cómputo para que puedan sus valores ser anotados y controlados continuamente y algunos deben ser incorporados dentro del sistema de control del equipo acondicionador de aire.

Los instrumentos grabadores de temperatura y humedad del aire deben ser instalados en áreas críticas dentro del cuarto de cómputo

para proveer un contínuo record.

Termómetros de indicación y manómetros de presión pueden ser instalados para que el personal pueda ver cuando una condición anormal se esté dando.

Manómetros diferenciales en los filtros, ayudan a prevenir que se tapen, ya que esta condición reduce la capacidad de enfriamiento del sistema acondicionador de aire.

Alarmas deben ser incorporadas para señalar si las limitaciones de temperatura y humedad no son satisfechas al igual que cuando filtros sucios y fuego puedan existir, (fig. 10).

Para prevenir el fuego o la existencia de humo, los mecanismos sensores deben ser muy sensibles. Si detectan productos de combustión aún cuando éste no sea visible o cuando la temperatura no esté en los niveles normales, estos deben reaccionar rápidamente.

Todo sistema de protección contra el fuego deben tener un interruptor de emergencia para desconectar o parar el equipo acondicionador de aire. Este puede ser manual o automático.

- Sistemas de distribución de aire; un sistema de distribución de aire para centros de cómputo debe basarse en un plan cuidadoso debido a:

1.- la alta relación del suministro de aire con el volumen del cuarto, para que reduzca la formación de puntos calientes dentro del cuarto del computador.

2.- la velocidad del aire razonablemente quieta a in fuertes corrientes de aire.

3.- Suficiente flexibilidad debe darse para poder realizar cambios en la reubicación de los equipos del computador con una mínima cantidad de cambio en la distribución del aire.

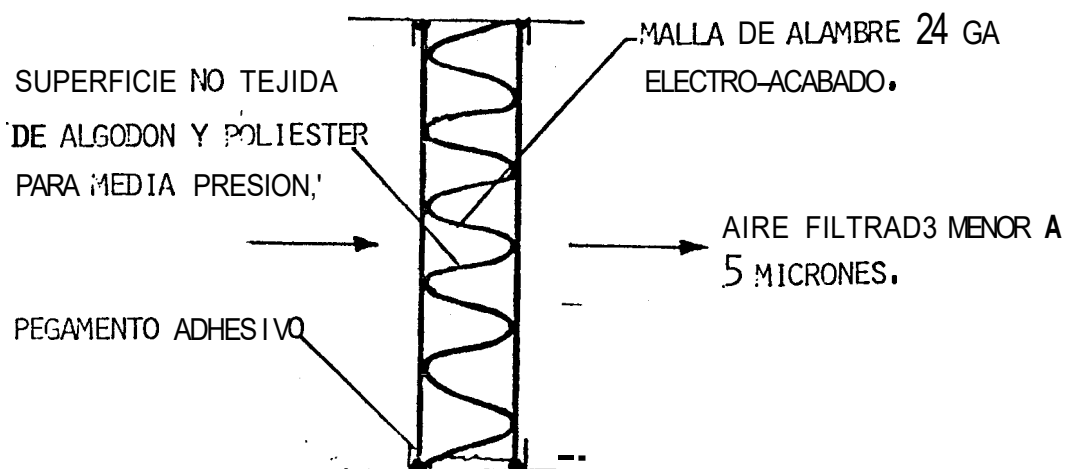


FIG. 8 a.- REPRESENTACION ESQUEMATICA DE UN FILTRO MEDIO SECO.

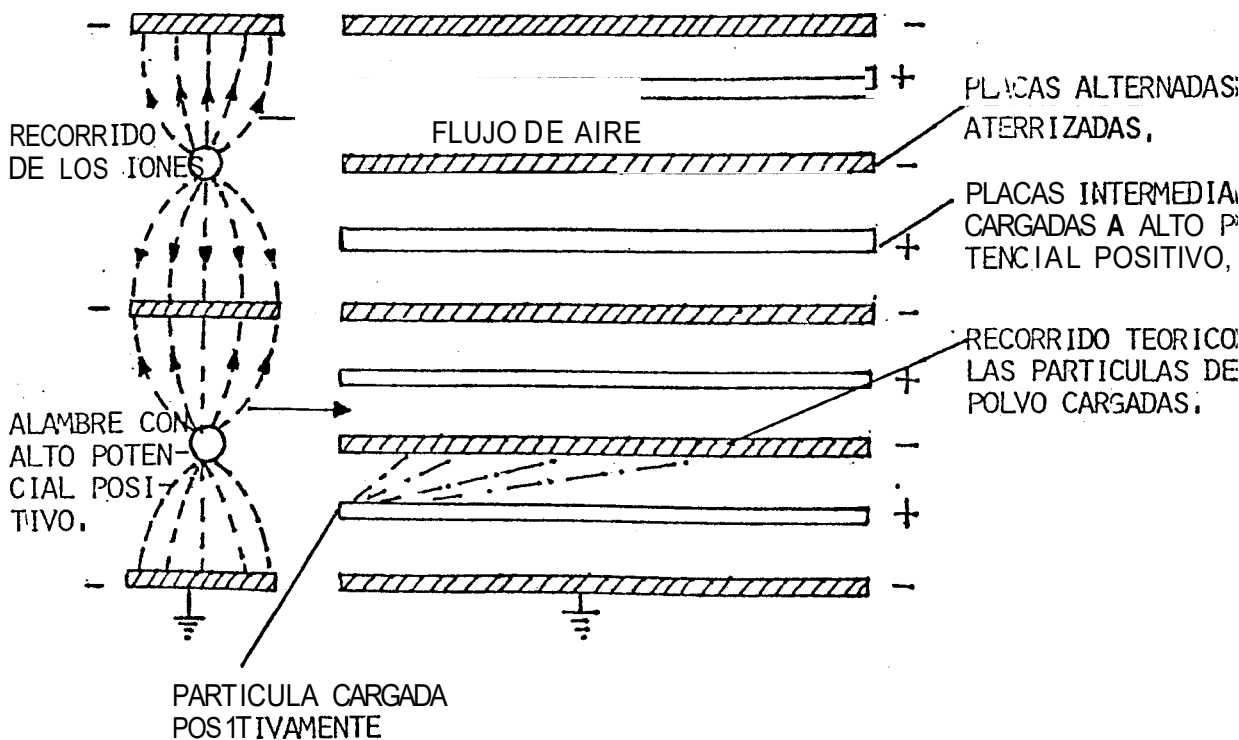


FIG. 8 b.- REPRESENTACION ESQUEMATICA DE UN FILTRO ELECTROSTATICO.

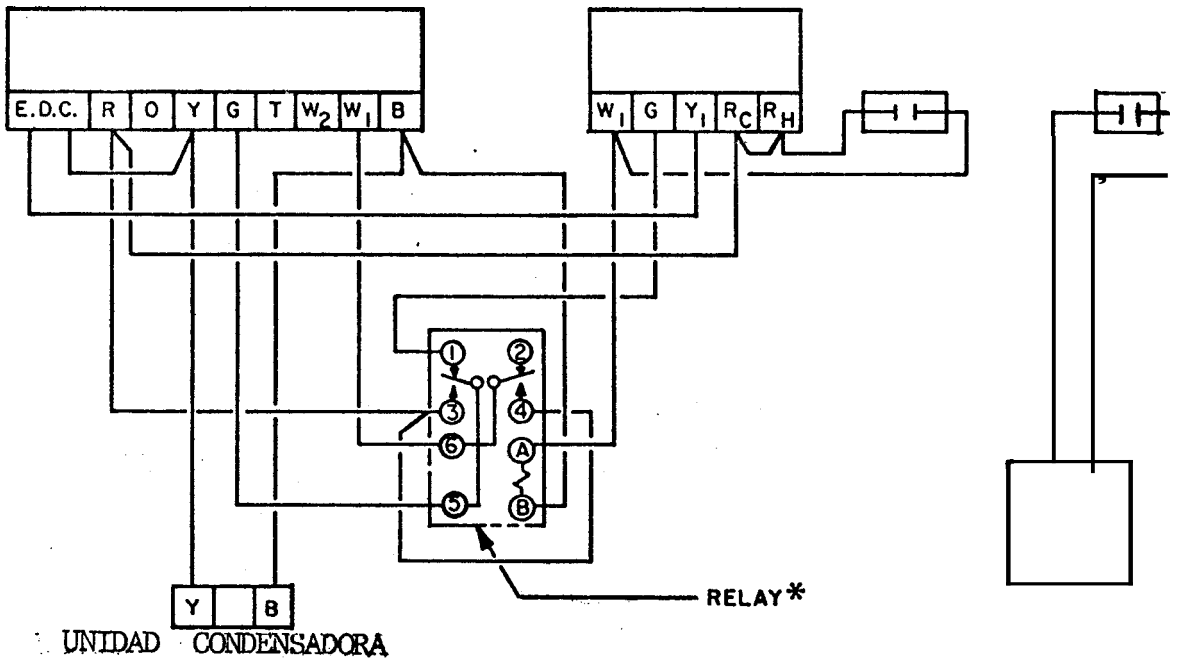


FIG. 9.- DIAGRAMA TIPICO VE CONTROL PARA SISTEMAS VE UNA ETAPA REQUERIDO PARA ASEGURAR LA OPERACION DEL VENTILADOR DURANTE LA OPERACION VE CALENTAMIENTO.

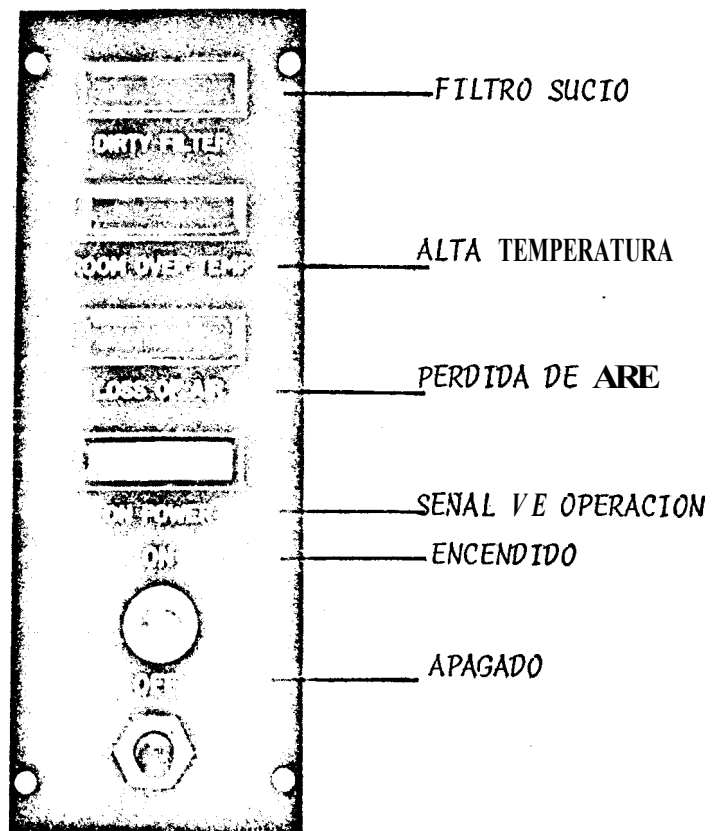


FIG. 10.- TABLERO VE CONTROL VE SEÑALES Y ALARMAS.



4. - Alguna zonificación puede ser requerida para minimizar las variaciones de temperatura cuando **&** carga varía.

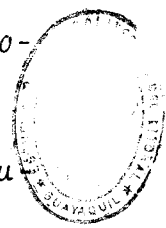
Hay varios tipos de sistemas de distribución de aire. Las condiciones de carga y espacio en cada aplicación nos dirá cuál sistema debe usarse.

Sistema de ducto único sobre la cabeza. - Tiene la ventaja de ser simple y de bajo costo; comparado con otros sistemas, sin embargo tiene severas limitaciones. No es flexible ya que, cuando es necesario hacer cambios en la relocalización de los equipos de computación resulta un problema difícil que debe ser tomado en cuenta al seleccionar este sistema y cuando es también necesario suministrar elevadas cantidades de aire y el cielo falso es bajo, los difusores sobre la cabeza pueden producir fuertes corrientes de aire, causando molestias en el confort de las personas que trabajan en el cuarto. El retorno del aire se realiza por la pared del cuarto, (fig. 11 a). Una ligera variante de este sistema es el de la fig. 11 b.

La fig. 11 c es una modificación de este sistema y se diferencia en que el retorno es realizado con rejillas de retorno conectado al piso falso. Mejor circulación es obtenida y menos problemas de corrientes de aire excesivas.

La fig. 11 d muestra otra modificación del sistema mencionado, usando el espacio sobre el cielo falso como un plenum de retorno utilizando rejillas localizadas adecuadamente. Las dos modificaciones anteriores dan mayor flexibilidad al sistema.

La fig. 11 e muestra el suministro de aire sobre la cabeza por el plenum del cielo falso. Planchas perforadas de techo son usadas como difusores, se crea con este sistema un ducto de suministro y



BIBLIOTECA

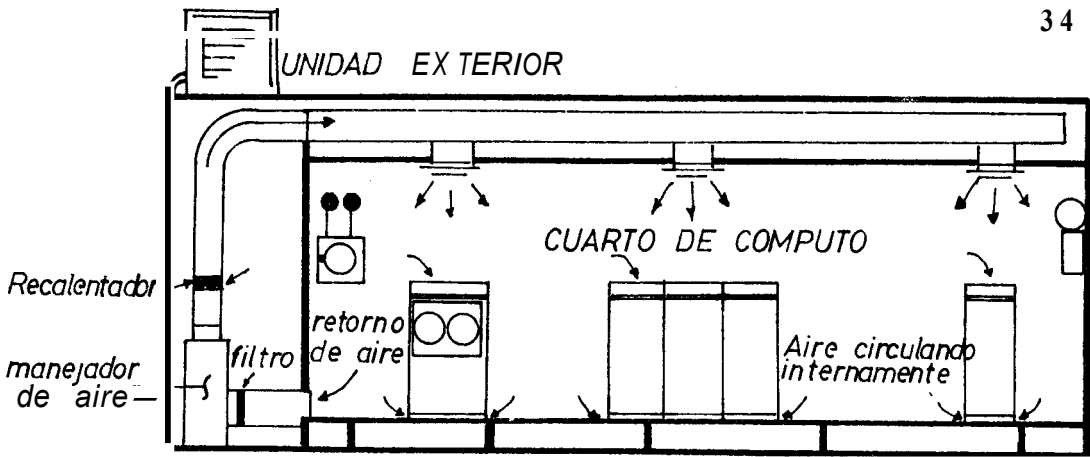


FIG. 11a.- SISTEMA DE VUCTO UNICO SOBRE LA CABEZA CON RETORNO POR LA PARED.

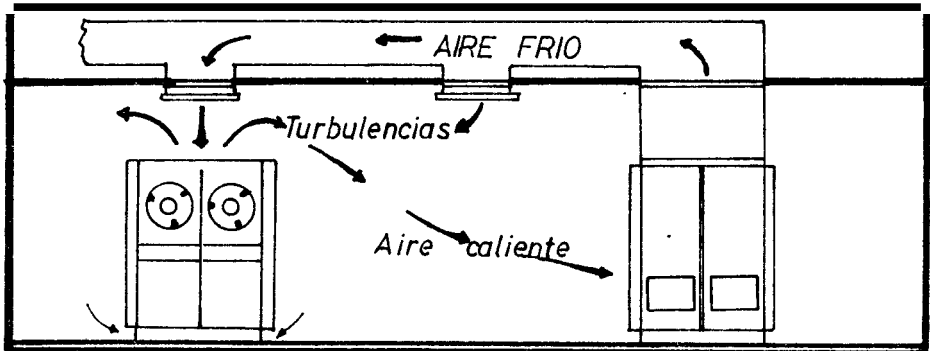


FIG. 11b.- SISTEMA DE VUCTO UNICO SOBRE LA CABEZA CON LA UNIDAD ACONDICIONADORA DE AIRE DENTRO DEL CUARTO DE COMPUTO.

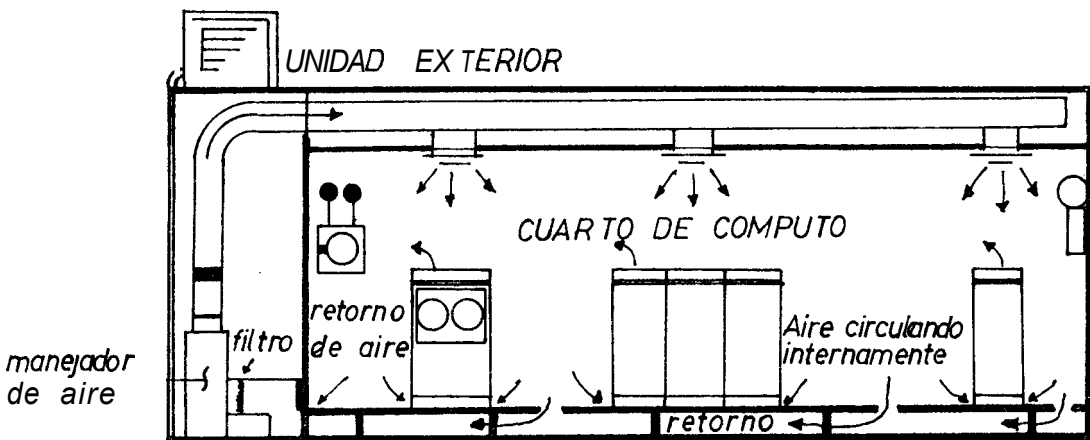


FIG. 11c.- SISTEMA DE VUCTO UNICO SOBRE LA CABEZA CON RETORNO CONECTADO AL PLENUM DEL PISO FALSO.

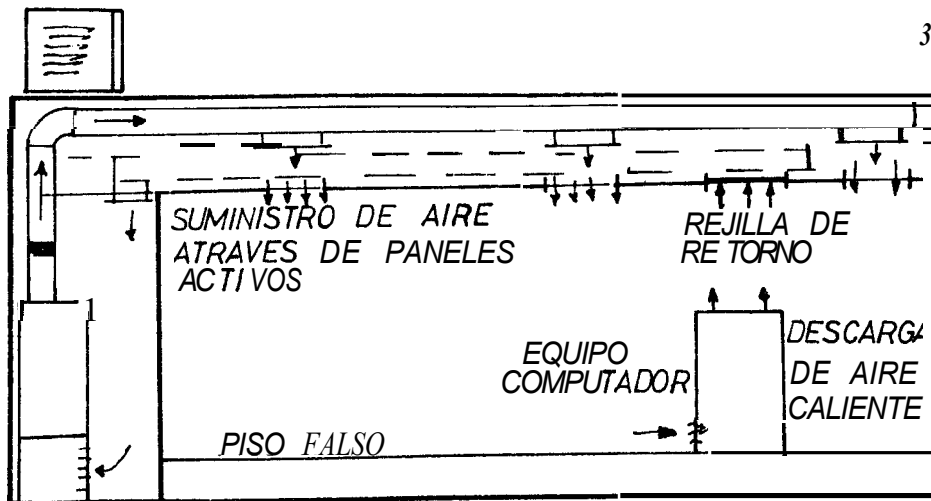


FIG. 11d.- SISTEMA DE DOBLE DUCTO CON PLENUM DE DISTRIBUCION POR CIELO FALSÚ.

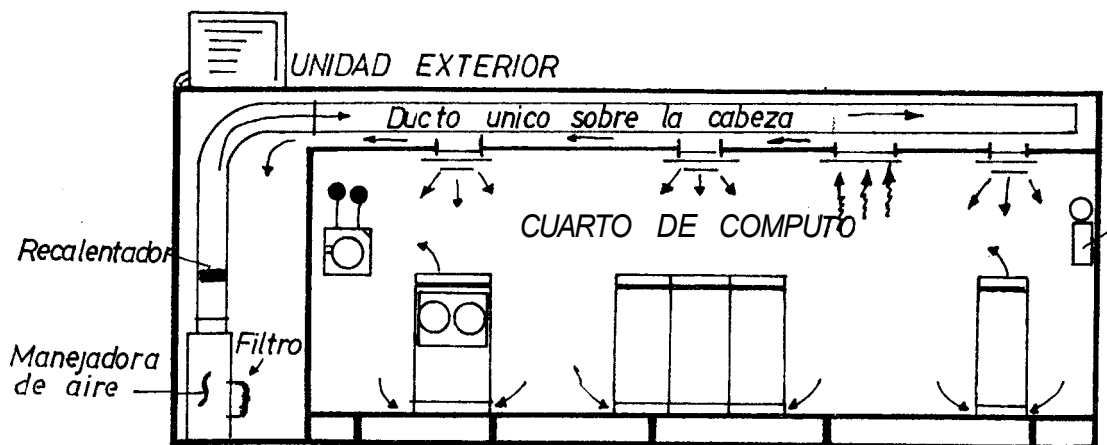


FIG. 11e.- SISTEMA DE DUCTO UNICO SOBRE LA CABEZA CON RETÚRNO EN EL PLENUM DEL CIELO FALSO.

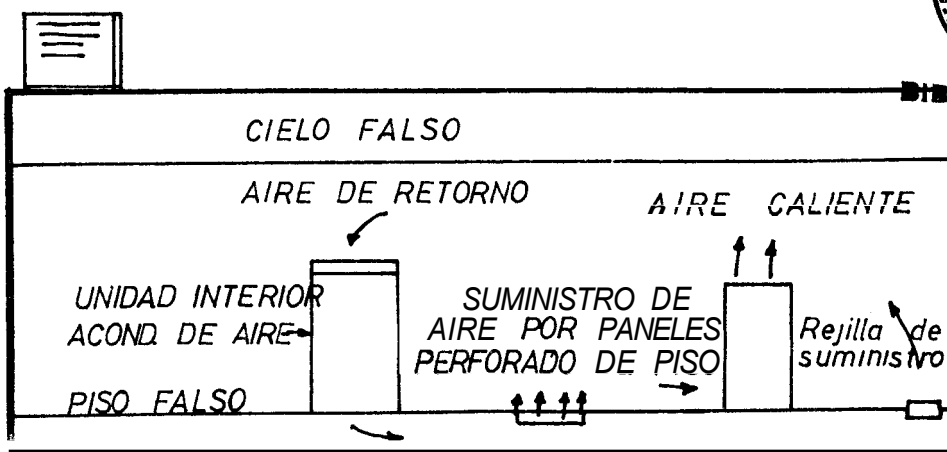


FIG. 11f.- SISTEMA DE DISTRIBUCION CON PANELES Y/O REJILLAS POR EL PISO FALSO.



BIBLIOTECA

uno de retorno, es usado con rejillas fijadas al ducto de retorno. Problemas de flexibilidad se presenta con este tipo de arreglo. La distribución del aire se regula colocando selectivamente las planchas acústicas perforadas sobre una estructura metálica removible.

Suficiente altura de plenum es necesario para que el aire fluya sin turbulencia. La altura dependerá de la cantidad de aire suministrada.

- Sistema de suministro de aire directo debajo del piso. - Muchos módulos de computación son diseñados para tomar el aire frío por la base y descargan el aire caliente por la parte superior. Un suministro directo de este aire puede causar condensación dentro de las máquinas de computación, lo cual debe evitarse. Las máquinas computadoras instaladas sobre el piso falso proporcionan lugar para los cables de suministro de energía eléctrica y controles. (fig. 11 f, 11 g y 11 h).

Utilizando este espacio como un canal de distribución del aire puede ser transportado y conducido al cuarto por rejillas o placas perforadas en el piso perimetralmente o cerca del equipo de computación. Una parte del aire es absorbido por las máquinas computadoras y con ventiladores propios expulsando por la parte superior y succionadas por rejillas de retorno localizadas en el cielo falso. El piso es hecho de paneles removibles de 67 x 61 cm. para proveer flexibilidad para reubicar las unidades de computación y permitir la instalación de futuras cargas de calor. Además un retorno por el plenum sobre el cielo falso reducirá la velocidad del aire. Las rejillas montadas sobre el piso pueden dar tiros más largos y mejor control direccional que las salidas del piso perforado.

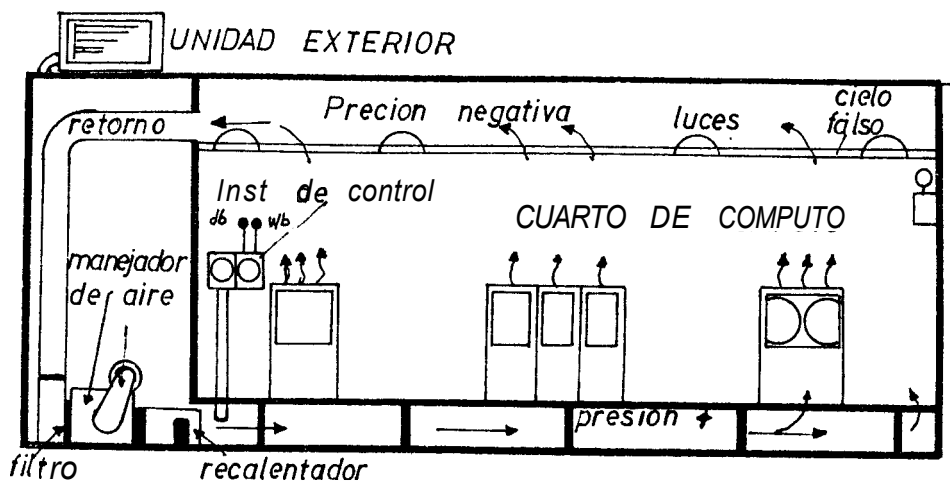


FIG. 11g.- SISTEMA DE SUMINISTRO DE AIRE DEBAJO DEL PLENUM DEL CIELO FALSÚ.

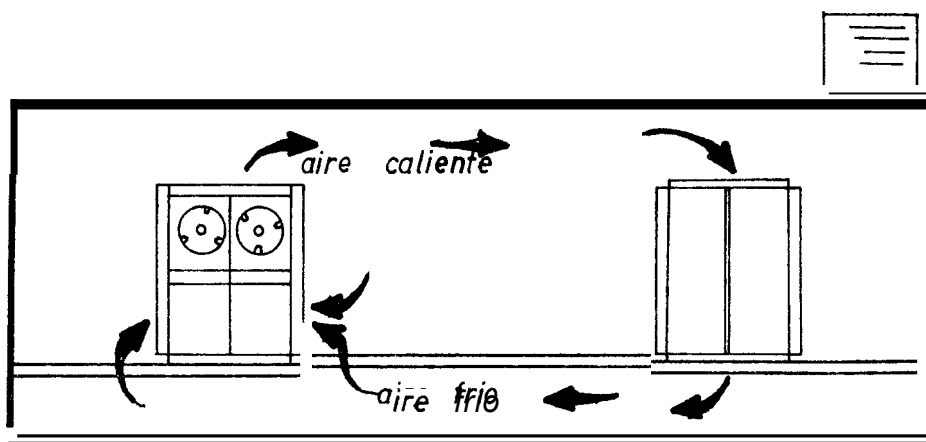


FIG. 11h.- SISTEMA DE SUMINISTRO DE AIRE DEBAJO DEL PISO CON LA UNIDAD ACONDICIONADORA DE AIRE DENTRO DEL CENTRO DE COMPUTO.

Las rejillas se localizan perimetralmente fuera de las áreas de tráfico y ya que como se instalan a ras de piso, pueden ser inutilizadas. Los paneles perforados no adecuados para tráfico normal ya que está a nivel de piso. El aire fluye por todas las aberturas, estos pueden ser colocados cerca de la Zona de aire de los equipos de computación sin peligro de condensación, porque el aire frío suministrado moderadamente a través del piso perforado se mezcla con el aire del cuarto y es absorbido por la unidad computadora.

Dentro del piso elevado debe haber un claro suficiente para permitir el flujo de aire sin restricción. Una altura de 12" (30,5 cm) es aceptable, y como mínimo 10" (25,4 cm). Cuando la cantidad de cable es extenso y la cantidad de aire elevado, altura adicional puede necesitarse.

Las tuberías y conexiones del equipo acondicionador de aire no deben obstruir el flujo de aire, así como también los cables eléctricos del computador.

En las losas del techo sobre el cielo falso o el piso del plenum deben ser aislados para reducir la transmisión de calor a estas superficies. Los plenums deben ser herméticos, limpios y lisos.

### 3.3. Cálculo de la carga necesaria de enfriamiento

Para determinar la carga de enfriamiento del acondicionador de aire para un centro de cómputo, es necesario evaluar las ganancias de calor instantánea dentro del local.

La ganancia de calor instantánea puede ser dividida en carga externa y carga interna. Las cargas externas comprenden la transmisión de calor por la radiación solar a través de vidrios, la conducción

del calor por vidrios externos, paredes y techos, y  $E_a$  conducción del calor por divisiones interiores, cielo falso y pisos.

Las cargas internas comprenden el calor generado dentro del espacio por ocupantes, luces y artefactos, energía transferida por el aire de ventilación a infiltración.

El calor ganado también puede ser clasificado como calor sensible y latente. El calor sensible existe cuando se añade calor ya sea por conducción, convección y radiación. El calor latente está presente cuando se añade humedad al espacio.

En un cuarto de cómputo el calor ganado es mayormente producido por el mismo equipo del computador. Dentro del espacio está concentrado en determinadas áreas por lo que no se distribuyen uniformemente. La información del calor generado por el equipo del computador debe ser obtenida del constructor del equipo. Esta hoja de datos debe ser usada en un 100% de su valor y no aplicarle factores de diversificación que la reduzcan y más bien coeficientes de seguridad deben aplicarse para tomar en cuenta el crecimiento del sistema!

La ganancia de calor debido a las luces deberán ser estimadas, tomando en cuenta una buena iluminación. La ganancia de calor por las personas y el aire exterior para ventilación deben ser minimizadas: la ganancia de calor por la estructura del local, dependerán de su localización y construcción del cuarto.

Debido a que la ganancia de calor por ocupantes y aire exterior es relativamente bajo, la ganancia del calor total en los centros de cómputo es casi totalmente sensible. La relación de calor sensible y calor total, está entre los valores de 0,9 y 1,0.

El siguiente procedimiento puede ser usado para determinar o evaluar las ganancias de calor instantáneo dentro del local.

1.- Especificaciones deben ser obtenidas.

Dentro de las especificaciones deben constar:

a.- la localización o lugar donde se va a instalar y la distribución de las unidades del computador dentro del cuarto.

b.- Determinación de las condiciones interiores y exteriores y relación de la hora pico, y

c.- Aspectos constructivos del local o cuarto, y

2.- Determinación de las cargas de enfriamiento.

a.- Calor disipado por las máquinas de computación.

b.- Calor producido por las personas trabajando en él.

c.- Calor producido por iluminación, y otros artefactos eléctricos no relacionados directamente con el computador.

d.- Energía solar transmitida a través de ventanas a vidrios en comunicación con el exterior.

e.- Conducción del calor a través de ventanas, paredes, divisiones, cielo falso, techo a piso debida a la diferencia de temperatura del cuarto y la temperatura exterior, y

f.- Calor introducido por infiltración o introducción de aire fresco para ventilación.

- Determinación de la localización u distribución de las unidades del computador y ubicación del equipo acondicionador de aire.

El centro de procesamiento del Banca del Progreso en la ciudad de Guayaquil, ubicada en el quinto piso de la Agencia # 2, será utilizado como una aplicación para proveer un sistema adecuado de acondicionamiento de aire.

La fig. 12 muestra el lugar a ser usado, su orientación y la localización de los equipos de procesamiento de datos, muestra la ubicación del área establecida para las unidades acondicionadoras de



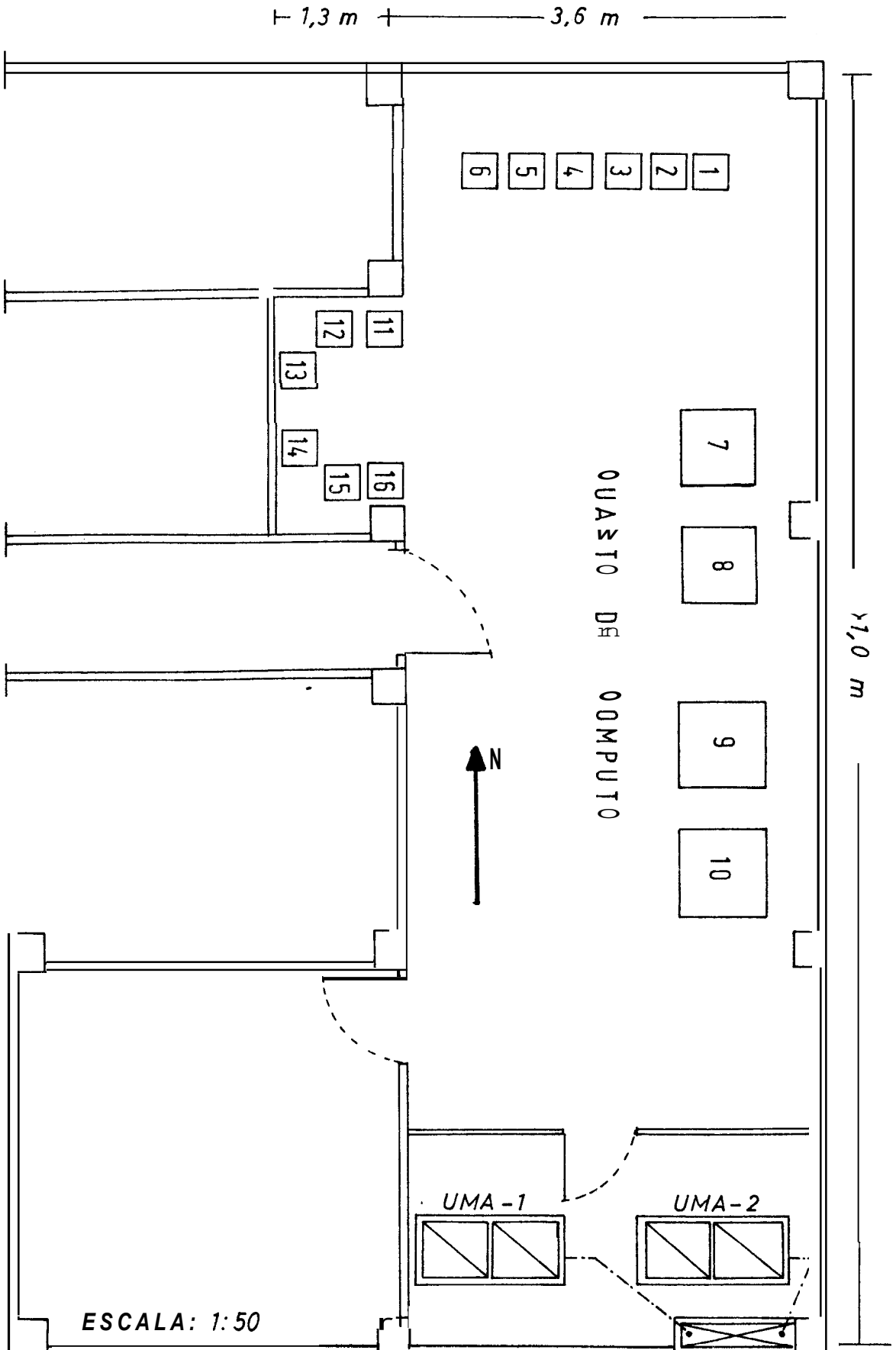


FIG. 12. - VISTA EN PLANTA DEL CENTRO V E COMPUTO.

aire.

- Condiciones interiores y exteriores

Una vez seleccionado el sitio de ubicación de los equipos acondicionadores de aire, la distribución de los equipos del computador y las divisiones internas, se está listo para el cálculo del sistema de aire acondicionado.

Para calcular la carga de enfriamiento, las condiciones ambientales interior y exterior deben fijarse.

Las condiciones interiores para cuartos de cómputo deben cubrir las especificaciones del constructor sin importar la localización geográfica.

La NCR, que es la marca de los equipos utilizados por el Banco del Progreso, recomienda mantener sus equipos con una temperatura promedio de 72°F (22,2°C) y una humedad relativa de 50% es aceptable.

Las condiciones exteriores sin embargo varían con la localización geográfica.

La tabla A-1 muestra las variaciones de las condiciones exteriores durante el día para la ciudad de Guayaquil.

Como una condición de compromiso para el confort de los ocupantes, una diferencia no mayor de 20°F (11,1°C) debajo de la temperatura exterior resulta aceptable para áreas ocupadas por corto tiempo.

Esto significa que la temperatura efectiva de 72°F (22,2°C) como condición interior es satisfactoria. La humedad entre el 30 a 70% es razonablemente confortable. Una humedad de 50% puede ser considerada ideal.

Por lo tanto las condiciones óptimas interiores serán:

Temperatura interior BS	72°F (22,2°C)
Humedad relativa	50%

Y las condiciones exteriores de diseño según la International Weather Data del libro de Fundamentos del ASHRAE, pag. 23. <sup>3</sup>, será la máxima obtenida de 92°F ( 33,3°C) BS (bulbo seco) y 80°F (26,7°C) BH (bulbo húmedo) a las 3 p.m ( 15.00 horas) para la ciudad de Guaquil.

Otro factor de compromiso será el movimiento del aire y su efecto sobre la temperatura efectiva en el cuadro para una humedad relativa del 50%.

El aire debe suministrarse al cuarto a temperaturas y velocidades que no produzcan molestias en los ocupantes. El diferencial de temperatura para enfriamiento no debe de variar más de 2 a 3°F (1,1 a 1,6 °C). Una velocidad del aire de 25 pies por minuto ( 7,64 m./seg.) es conveniente para las personas; pero se permite una velocidad máxima de 50 pie/min. (15,28 m./min.) para personas sentadas y un poco más para personas en movimiento. Sin embargo esta velocidad debe ser reducida debido a las temperaturas más bajas que requieren los componentes del cuarto de cómputo.

#### - Aspectos constructivos

De la fig. 12 se obtiene las siguientes características constructivas :

Paredes: bloque de concreto hueca de 4" (10 cm.) de espesor, enlucido por ambos lados .

Techo : Lasa de concreto de 10" (25,4 cm.) de espesor, tumbado falso con planchas acústicas a 7,8" (2,38 m.) de altura.

Piso: Losa de concreto de 10" (25,4 cm.) de espesor con piso falso de 10" (25,4 cm.) de alto.

Todas las paredes, techo y piso fueron impermeabilizados con resina epóxica como barrera contra el vapor.



Iluminación: 7 luminarias con 4 lámparas de 40 v. cada una .

- Cálculo de la carga de enfriamiento

Calor disipado por las máquinas de computación.

Un listado de los componentes del centro de cómputo, su producción de calor por hora y su tasa de flujo de aire, se dan en un cuadro según el fabricante de la NCR.

ITEM	DESCRIPCION DE UNIDADES	MODELO	BTU/HR .
1	Procesador y unidad de disco	I-8250	5.000
2	Procesador	9500	3.410
3	Drive Diskete	6099	5.000
4	Drive Diskete	6099	5.000
5	Procesador	9500	3.470
6	Procesador y unidad de disco	8250	5.000
7	Centro de Comunicación	RM-75	708
8	Almacenamiento de datos (cinta)	6325	1,900
9	Impresora	6420	3,060
10	Impresora	6420	3.060
	Terminales, monitores y teclados	796	2.040

CALOR TOTAL SENSIBLE

37.588 BTU/HR

(9.472 Kcal/Hr)

- Coefficiente de transmisión de calor para la carga de enfriamiento

El coeficiente de transmisión de calor  $U$  se determina utilizando la tabla # 1, pag. 22.11 y tabla 3-A pag. 22.16 del libro fundamental *Handbooh*, ASHRAE 7.977.

Pared exterior Norte 4" (10 cm.) de grueso, bloque de concreto enlucido por ambos lados, la resistencia  $R$  a la transmisión será:

(1) superficie exterior aire moviendose a 75 MPH	= 0.17
(2) Acabado de pared 1/2" de enlucido exterior	= 0.44
(3) Blaque de concreto hueco 4" de grueso	= 0.71
(4) Acabado de pared 1/2" de enlucido interior	= 0.68
(5) Superficie interior aire quieto	= 0.68
	2.44

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{2.44} = 0.41 \text{ BTU/HR/pie}^2$$

(1,11 Kcal./hr m<sup>2</sup>)

La temperatura equivalente o diferencia de temperatura por la carga de enfriamiento es la temperatura sol-aire del aire que en ausencia de los efectos de radiación dá al espacio la misma cantidad de calor que la combinación de radiación incidente del sol, energía radiante del espacio y convección del aire exterior.

De la tabla A-2 las diferencias de temperaturas equivalentes a las 3.00 PM. (15.00 h.) para paredes con 20 lb/pie<sup>2</sup> (97 kg/m<sup>2</sup>) de peso son:

<u>ORIENTACION</u>	<u>CLTP</u>
N.	7°F (3,9°C)
S.	7°F (3,9°C)
E.	7°F (3,9°C)
O.	31°F (17,2°C)
Techo a la sombra	7°F (3,9°C)
Pared a la sombra	7°F (3,9°C)

Como esta tabla ha sido confeccionada con una temperatura de diseño interior de 75°F (24°C).

Si  $\Delta$  menor que 75°F (24°C) añada la diferencia al CLTR.

Si  $\Delta$  mayor que 75°F (24°C) reste la diferencia del CLTR.

Las correcciones del CLTR se efectúan, tomando en cuenta el rango diario de temperatura exterior. El rango diario  $\Delta$  el número de grados de diferencia entre la máxima temperatura promedio y la mínima temperatura promedio que ocurre más del 5% de veces durante el día de la estación fría.

Del International Weather Data, el rango diario exterior para Guayaquil es 20°F (11,1°C).

Como la temperatura interior es 72°F (22,2°C)  $\Delta$  menor que 75°F (24°C) añadimos la diferencia al CLTD.

Ve la tabla 20A, pag. 1-63 del manual de diseño de sistemas de aire acondicionado, 7.965, de la Carrier, para una diferencia de temperatura exterior é interior de 20°F (11,1°C) y un rango diario de 20°F (11,1°C) la corrección del CLTP es 5°F (2,8 °C).

Entonces la temperatura CLTD corregida es:



<u>ORIENTACION</u>	<u>CLTD</u>
N.	12°F ( 6,7°C)
S.	72°F ( 6,7°C)
E.	12°F ( 6,7°C)
O.	36°F (20,0°C)
Techo a la sombra	12°F ( 6,7°C)

- Pared exterior (sur)

(1) Superficie exterior (aire quieto)	0.61
(2) Bloque de concreto	0.71
(3) Acabado de pared 1/2 enlucido <b>id.</b>	0.44
(4) Superficie interior (aire quieto)	0.61
	<hr/>
	2.37

$$CLTD = 10^{\circ}\text{F} (5,6^{\circ}\text{C})$$

$$u = \frac{1}{R} = \frac{1}{2,37} = 0.42 \text{ BTU/hr. pie}^2$$

$$(1,13 \text{ Kal/hr/m}^2)$$

- Techo (losa no acondicionada)

Si el retorno del aire se realiza por la pared.

(1) Superficie exterior (aire quieto)	0.92
(2) Baldosa	0.05
(3) Losa de concreto 10" espesor	1.60
(4) Enlucido (1/2")	0.44
(5) Espacio de aire (aire quieto)	0.92
(6) Panel de tumbado	7.25
(7) Superficie interior (aire quieto)	0.92
	<hr/>

$$R = 6.10$$

$$u = \frac{1}{6.10} = 0.16 \text{ BTU/HR pie}^2$$

$$(0.43 \text{ Kcal./HR m}^2)$$

Si el retorno del aire se hace por el tumbado.

(1) Superficie exterior (aire quieto)	0.92
(2) Baldosas	0.05
(3) Losa de concreto 10" espesor	1.60
(4) Enlucido (1/2")	0.44
(5) Superficie interior (aire moviendose a 7 1/2 MPH)	0.25

$$R_t = 3.26$$

$$u = \frac{1}{3.26} = 0.30 \text{ BTU/HR pie}^2$$

$$= (0.81 \text{ Kcal./HR m}^2)$$

- Piso (losa no acondicionada)

(1) Superficie interior (aire moviendose a 15 MPH)	0.27
(2) Baldosas	0.05
(3) Losa de concreto 10" espesor	1.60
(4) Enlucido (1/2")	0.44
(5) Espacio de aire (aire quieto)	0.67
(6) Panel de tumbado	1.25
(7) Superficie interior (aire quieto)	0.67

$$R_t = 4.73$$

$$u = \frac{1}{4.73} = 0.21 \text{ BTU/HR pie}^2$$

$$= (0.57 \text{ Kcal./HR m}^2)$$

- Coeficiente global de transferencia de calor por vidrios.

Como el centro de cómputo está ubicado en la parte posterior del piso, no tiene superficies de vidrios expuestos a la radiación solar. Sólo se aplicará el coeficiente de transmisión de calor del vidrio a la puerta de acceso al área del cuarto de cómputo y en este caso



el CLTD se convertirá en solo la diferencia de temperatura entre el área contigua acondicionada y el cuarto de cómputo. Por lo tanto el CLTD =  $78 - 72 = 6^{\circ}\text{F}$  ( $3.3^{\circ}\text{C}$ ).

De la tabla # 8 pag. 22.24 del libro *Fundamental Handbook ASMAE* 1.977 para vidrio simple y plano :

$$U = 0.73 \text{ BTU/HR/pie}^2 \\ = (7.97 \text{ Kcal/HR m}^2)$$

- Cálculo de las áreas de transferencia de calor.

Calcularemos las áreas de paredes expuestas y no expuestas, así como piso, techo y vidrio.

TECHO	=	454,5 pie <sup>2</sup>	( 42,4 m <sup>2</sup> )
PISO	=	454,5 pie <sup>2</sup>	( 42,4 m <sup>2</sup> )
PARED NORTE	=	96,8 pie <sup>2</sup>	( 9,0 m <sup>2</sup> )
PARED NORTE ACOND.	=	38,0 pie <sup>2</sup>	( 3,5 m <sup>2</sup> )
PARED SUR	=	140 pie <sup>2</sup>	( 13,0 m <sup>2</sup> )
PARED ESTE	=	296 pie <sup>2</sup>	( 27,5 m <sup>2</sup> )
PARED OESTE ACOND.	=	263,6 pie <sup>2</sup>	( 24,5 m <sup>2</sup> )
VIDRIO OESTE ACOND.	=	32,3 pie <sup>2</sup>	( 3,0 m <sup>2</sup> )

- Cálculo de la ganancia de calor

El siguiente cuadro muestra la ganancia de calor de los diferentes factores que influyen en ella.



I T E M	AREA PIE <sup>2</sup>	FACTOR	BTU/HR SENSIBLE	BTU/HR LATENTE
Techo	454,5	0,30x12	1.636,2	
Pared N.	96,8	0,41x12	476,3	
Pared N. acond.	38,0	0,41x6	94,0	
Pared S.	440,0	0,41x12	689,0	
Pared E.	296,0	0,41x12	1.456,3	
Pared O. Acond.	263,6	0,41x6	648,5	
Vidrio O.	32,3	0,73x6	141,5	
Piso	454,5	0,21x12	1.145,3	
Personas (3)		$\frac{255}{255}$	765	765
Luces (1120 W)			4.592	
Equipo computador			37.588	
Aire exterior	45PCM	$\frac{1,08 \times 20}{0,68 \times 78}$	972	2.1387

T O T A L

50.203,6

3.152

CARGA TOTAL SENSIBLE INTERNA = 49.232 BTU/HR

CARGA TOTAL SENSIBLE = 50.204, " = 12.651 Kcal/HR

CARGA TOTAL LATENTE = 3.752 " = 794 "

CARGA TOTAL = 53.356 " = 13.446 "

- Cálculo de las condiciones de entrada y salida del aire del serpentín de enfriamiento.

Se encontró que el cuarto de cómputo requiere:

Calor sensible total (HS) = 50.204 BTU/HR (12.651 Kcal/HR)

Calor latente total (HL) = 3.152 " ( 794 " )

Calor total = 53.356 " (13.446 " )

El porcentaje de calor sensible con la capacidad total es:

$$FCS = \frac{50.204}{53.356} = 0,94 = 94\%$$

La cantidad de pie<sup>3</sup> por minuto de aire necesario para producir el enfriamiento sensible del cuarto se calcula por la fórmula:

$$PCM = \frac{C \text{ arga sensible del cuarto (BTU/HR)}}{1.08 \Delta t}$$

Donde  $\Delta t = t_2 - t_1$

$t_1$  y  $t_2$  es la temperatura del aire entrando y saliendo al equipo acondicionador de aire °F.

Entonces asumiendo que la temperatura de salida del serpentín es 55°F (12,8°C), se tendrá que:

$$\Delta t = 72 - 55 = 17^\circ\text{F} (9,4^\circ\text{C}) \text{ como primer tanteo}$$

Los PCM necesarios son:

$$PCM (\text{pie}^3/\text{min.}) = \frac{49.232}{7.08 (17)} = 2.682 \text{ pie}^3/\text{min.} \\ (76,4 \text{ m}^3/\text{min.})$$

En la Carta Psicrométrica trace el punto A como la condición del aire exterior 92°F (33.3°C) BS y 80°F (26.7°C) BH, y el punto B como las condiciones deseadas de temperatura y humedad 72°F (22.2°C) BS 50% HR.

Trace la línea de interconexión entre estos dos puntos.

Como los 2.682 pie<sup>3</sup>/min. regresan a la unidad acondicionadora de

y se mezcla con el aire exterior, la temperatura BS de la mezcla de aire entrando al serpentín (evaporador) de enfriamiento es:

$$\frac{45 \text{ PCM}}{2682 \text{ PCM}} \times 92^{\circ}\text{F} + \frac{2682 \text{ PCM} - 45 \text{ PCM}}{2682 \text{ PCM}} \times 72^{\circ}\text{F} = 72,4^{\circ}\text{F BS (22,4}^{\circ}\text{C)}$$

En la carta Psicrométrica determina el punto C con  $72,4^{\circ}\text{F}$  ( $22,4^{\circ}\text{C}$ ) BS colocado en la línea de interconexión de los puntos AB y se lee la temperatura de BU de  $60,5^{\circ}\text{F}$  ( $15,8^{\circ}\text{C}$ ) correspondiente al punto C.

La condición C  $\cup$  la condición con que el aire entra al serpentín de enfriamiento, es decir  $72,4^{\circ}\text{F}$  ( $22,4^{\circ}\text{C}$ ) BS y  $60,5^{\circ}\text{F}$  ( $15,8^{\circ}\text{C}$ ) BH.

Ahora calcúlese la temperatura de bulbo seco aproximada que sale del serpentín, con la fórmula:

$$At = \frac{HS \text{ total del cuarto}}{1.08 \times \text{PCM total}}$$

*At es la diferencia de temperatura entre la temp. del aire entrando y la temp. del aire saliendo del serpentín.*

$$At = \frac{50.204}{1.08 \times 2682} = 17,3^{\circ}\text{F (9,6}^{\circ}\text{C)}$$

La temperatura de BS entrando al serpentín fue de  $72,4^{\circ}\text{F}$  entonces la temperatura saliendo del serpentín será:

$$(t_s)_{BS} = (t_e)_{BS} - At$$

$$= 72,4 - 17,3 = 55,1^{\circ}\text{F (30,6}^{\circ}\text{C)}$$

Calcúlese la temperatura correspondiente de bulbo húmedo.

Para esto hay que calcular el cambio en entalpía o calor total de aire saliendo del serpentín de enfriamiento.

$$Ah = \frac{Hs \text{ total del cuarto}}{4,5 \times \text{PCM total}}$$

$$= \frac{50.204}{4,5 \times 2.682}$$

$$= 4,16 \text{ BTU/lbr. de aire seco que será extraído del aire}$$

La entalpía del aire entrando al serpentín de enfriamiento se lee en el diagrama Psicrométrico o en la tabla # B-1 de las propiedades de entalpía del aire.

Con la temperatura de BH entrando de 60, 5°F (15,8°C) la entalpía correspondiente es H entrando = 26,80 BTU/lbr.

La entalpía del aire saliendo del serpentín es:

$$Ah = he - hs$$

$$Hs = he - Ah$$

$$Hs = 26,80 - 4,16$$

$$= 22,64 \text{ BTU/lbr. ( 12,6 Kcal/Kg.)}$$

En el diagrama Psicrométrico o en la tabla # B-1 se lee que para HS = 22,64 BTU/HR le corresponde una temperatura ( $T_s$ ) BH=54,1°F

La fig. 13 muestra el proceso de enfriamiento de serpentín.

Por consiguiente las condiciones de aire son las siguientes:

Aire entrando al serpentín 72,4°F (22,4°C) BS y 60,5°F (15,8°C)BH

Aire saliendo del serpentín 55,1°F (30,6°C) BS y 54,1°F (12,3°C) BH.

Estos valores son aproximados ya que la cantidad de aire se calculó asumiendo un diferencial de temperatura BS entre la entrada y la salida de 17°F (9,4°C).

$$\Delta T \text{ actual} = 72,4 - 55,1 = 17,3^\circ\text{F (9,6}^\circ\text{C)}$$

Que es un valor próximo al valor asumido, por lo que para efectos de selección, esta aproximación es suficiente.

Por último localice las condiciones de salida en el diagrama Psicrométrico y señale el punto D, trace una línea recta conectando el punto C y el D.

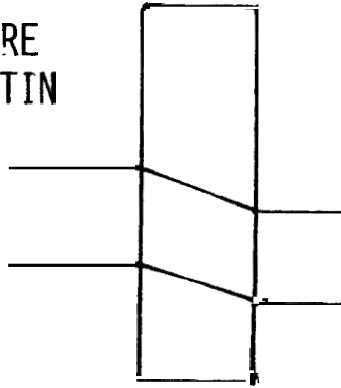
### 3.4. Selección del tipo de sistema y de las unidades componentes.



CONDICIONES DEL AIRE  
ENTRANDO AL SERPENTIN

$$(T_E)_{BS} = 72,4^\circ\text{F}$$

$$(T_E)_{BH} = 60,5^\circ\text{F}$$



CONDICIONES DEL AIRE  
SALIENDO DEL SERPENTIN

$$(T_S)_{BS} = 55,1^\circ\text{F}$$

$$(T_S)_{BH} = 54,1^\circ\text{F}$$

SERPENTIN  
DE ENFRIAMIENTO

PCM ESTIMADO DEL SISTEMA	2,682
PCM DE AIRE EXTERIOR	45
TEMPERATURA AIRE RETORNO	72,4° F BS, 60,5° F BH
TEMPERATURA AIRE EXTERIOR	92° F BS, 80° F BH
CAPACIDAD TOTAL REQUERIDA	53,356 BTU
CAPACIDAD SENSIBLE	50,204 BTU
CAPACIDAD LATENTE	3,152 BTU

FIG. 13.- CONDICIONES DE ENTRADA Y SALIDA DEL AIRE EN EL  
SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO



BIBLIOTECA

Un sistema de enfriamiento debe ser seleccionado para suministrar la capacidad de enfriamiento sensible máximo con capacidad de deshumidificación mínima.

Los varios tipos de sistema fueron descritos anteriormente y se se ñaló posteriormente que el tipo de sistema a usar sería el de expan sión directa enfriado por aire con refrigerante 22.

Ahora se debe seleccionar los componentes de éste tipo de unidades.

- Selección de la unidad evaporadora y unidad condensadora

Los datos requeridos para la selección de éstas unidades se muestra en el cuadro adjunta :

PCM estimado del sistema	2.682
PCM <u>de</u> flujo de aire exterior	45
Temperatura aire retorno 72°F (22,4°C) BS, 60,5°F (15,82°C) BH	
Temperatura aire exterior 92°F 33,3°C) BS, 80°F (26,7°C BH	
Capacidad total requerida por el cuarto de cómputo	53.3 56 BTU/HR (13.446 Kcal/Hr.)
Capacidad sensible	50.204 BTU/HR (12.651 Kcal/Hr)
Capacidad latente	3.152 BTU/HR ( 794 Kcal./Hr)

Una unidad manejadora de aire ( evaporadora) WE090 y una unidad condensadora TR060 A serán escogidas como una primera aproximación.

- Capacidad del serpentín del evaporador de la unidad WE090

Las especificaciones del serpentín de enfriamiento tomada de la hoja del producto (Product Data) de la General Electric (Tabla B-2) son:

Area de la Cara	10,90 pie <sup>2</sup> ( 1,013 m <sup>2</sup> )
Número de hileras	3
Aletas por pulgadas	13 (5 aletas/cm.
Velocidad de la cara	246 Pies/min. (75 m/min.)
Caída de presión	0,14 pulg. de agua (0,30 cm.), Tabla B-3

Motor (dentro de la cte, de aire) 1 HP

Va que la entalpía del aire entrando al serpentín es mayor que 24 BTU/Lb. se usaran las figuras #14 y 15 aplicados a serpentines húmedos de expansión directa.

- Capacidad básica del serpentín húmedo.

Para una temperatura de bulbo húmedo entrando al serpentín de 60,5°F (15,8°C) se tiene de la fig. 14 :

A 35°F (1,7°C) de temp. de succión	9.700
A 50°F (10°C) " " " "	3.700

- Multiplicador por hileras y velocidad de la cara para serpentín húmedo.

De la fig. 15 con 246 pies/min. el multiplicador es 0,98

Entonces La capacidad del evaporador será:

Capacidad = Capacidad básica x Multiplicador x Área de la cara

Los resultados en la hoja de trabajo de selección de serpentín (fig. 16) se obtienen los siguientes valores:

A 35°F (1,7°C) de succión	703.615 BTU/HR (26.171 Kcal./hr)
A 50°F (10°C) de succión	39.524 BTU/HR ( 9.960 Kcal./hr)

- Capacidad de la unidad condensadora TR060A.

De acuerdo a la tabla B-4 La capacidad de enfriamiento a 92°F (33,3°C) BS de temperatura exterior y temperatura de succión del refrigerante a 35°F (1,7°C) y 50°F (10°C) se obtiene de la siguiente manera:

Con 90°F (32,2°C) de temp. ext.

A 35°F (1,7°C) de succión	56.900 BTU/HT (14.339 Kcal./hr.)
A 50°F (10°C) de succión	71.300 BTU/HR (17.968 Kcal./hr.)

Con 95°F (35 °C) de temp. exterior



FIG. 14 CAPACIDAD BASICA DEL SERPENTIN (SERPENTIN HUMEDO)<sup>7</sup>

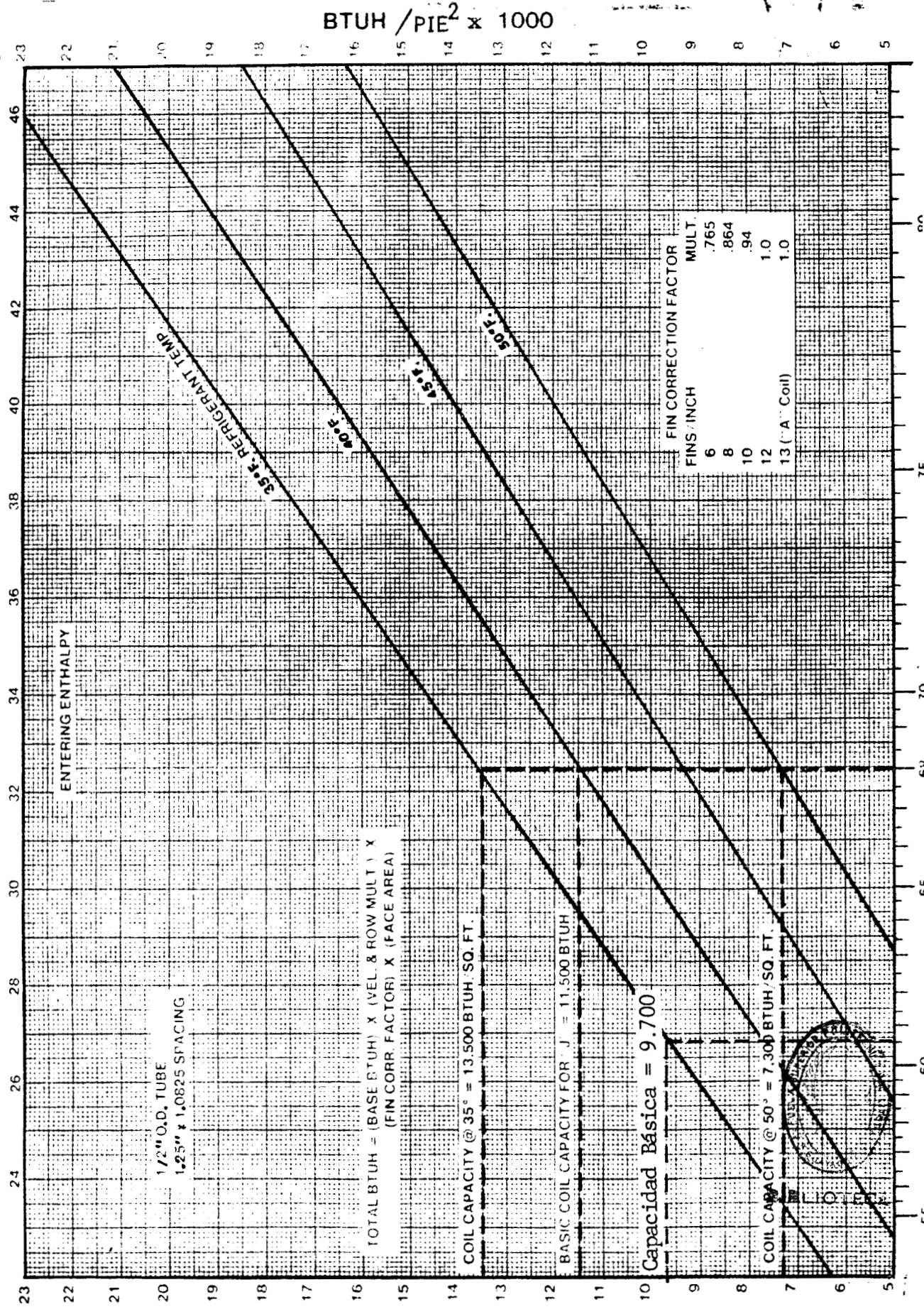
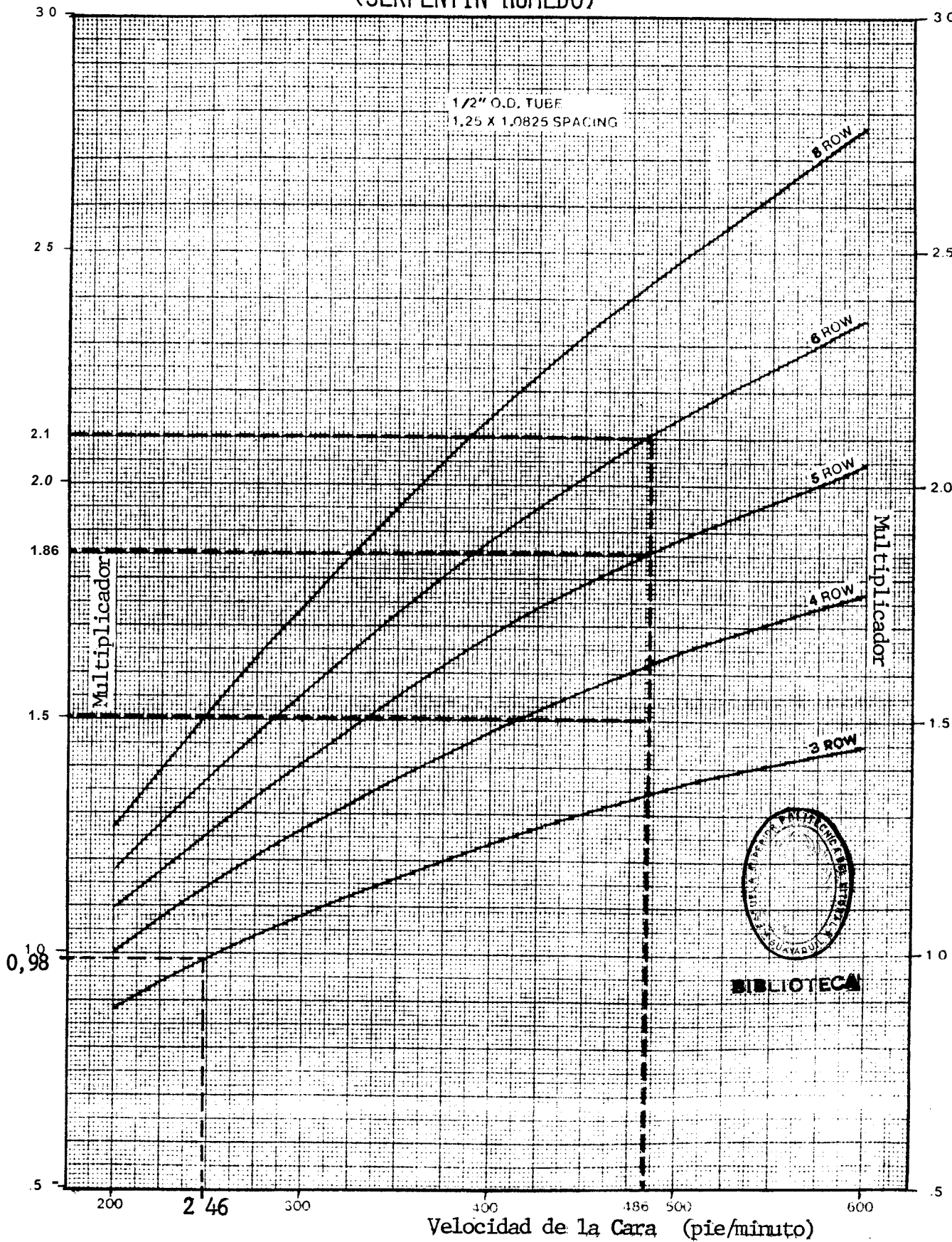


FIG. 15 MULTIPLICADOR DE HILERAS Y VELOCIDAD DE CARA<sup>7</sup>  
(SERPENTIN HUMEDO)



A 35°F (1,7°C) de succión 55.703 BTU/HR (13.885 Kcal./hr.)

A 50°F (10°C) de succión 69.500 BTU/HR (77.514 Kcal./hr.)

Como se necesita la capacidad a la temperatura exterior de 92°F (33,3°C) se interpolan los valores anteriores y **ne** obtiene:

Con 92°F (33.3°C) de temp. exterior

A 35°F (1,7°C) de succión 56.180 BTU/HR (73.757 Kcal./hr.)

A 50°F (10°C) de succión 70.680 BTU/HR (77.877 Kcal./hr.)

El siguiente paso **a** graficar el rendimiento **de** La unidad condensadora TR060A para compararla con el rendimiento del serpentín de la unidad evaporadora WE090 y conocer así La temperatura de succión del gas refrigerante.

La fig. 17 muestra el ploteo de enfrentamiento **de** las dos unidades. La unidad condensadora es graficada no a 35°F y 50°F **de** succión si no a 37°F y 52°F para tomar en cuenta la caída **de** presión en la línea de succión (2°F es equivalente a 3 lbr./pulg<sup>2</sup> o 0,2l Kg/cm<sup>2</sup> para sistemas **que** operan con refrigerante 22).

Estos dos puntos son interconectados con una recta. De igual manera se procede con la unidad evaporadora pero sin caída de presión. EL punto **en** el cual las líneas se cruzan, es el punto de balance para el sistema WE090A y TR060A seleccionado. La capacidad total bruta se lee en el margen izquierdo 63,200 BTU/HR o 75.926 Kcal./hr. y la temperatura de succión del refrigerante se **Lee** en la parte inferior 44,4°F (6,9°C).

Las condiciones del aire saliendo y la capacidad sensible bruta **se** dan en la hoja de trabajo (fig. 16) .

Cuando el motor del ventilador se encuentra **en** la corriente de aire del evaporador, según las características **de** La unidad manejadora de aire, la ganancia de calor con un motor de 1 HP y una eficiencia del

FIG. 16 HOJA DE TRABAJO PARA SELECCION DEL SERPENTIN

(A) Total	53.356	BTUH	(B) Sensible	50.204	BTUH	(C) Latente	3.152	BTUH
(D) Air. Ent. BS	72.4	"F	(E) Air. Ent. BH	60.5	"F	(F) Entap. Air. Ent	26.8	BTU/lb
(D2) Air. Sal. BS	55,1	"F	(E2) Air. Sal. BH	54,1	°F	(F2) Ental. Air. Sal.	22,6	BTU/lb
(G) PCM = 2.680 pie <sup>3</sup> /min.								
(H) Vel. de Cara 246 pie/min (selec. o especific)   Area de Cara req. (G/H) = 10,9 pie <sup>2</sup>								

## CAPACIDAD DEL SERPENTIN

	Hileras	Capac. Básic. Serpen. X Multiplic. X Area Cara = Cap. Enfriamient.							
1er. ant.	3	35°F	9.700	X	0,98	X	10,9	= 103.615	BTUH
		50°F	3.700	X	0.98	X	10,9	= 39.524	BTUH
2do. ant.		35°F		X		X	=		BTUH
		50°F			X		X	=	BTUH

## CAPACIDAD UNIDAD CONDENSADORA A 92°F (Exterior de Diseño)

	CANTIDAD	UNIDAD CONDENSADORA MOD. #	CAPACIDAD UNIDAD CONDENSADORA	
			TEMP. SUCCION	CAPACIDAD
1er. ant.	1	TRO60A	35°F	56.180
			50°F	70.680
2do. ant.			35°F	BTUH
			50°F	BTUH

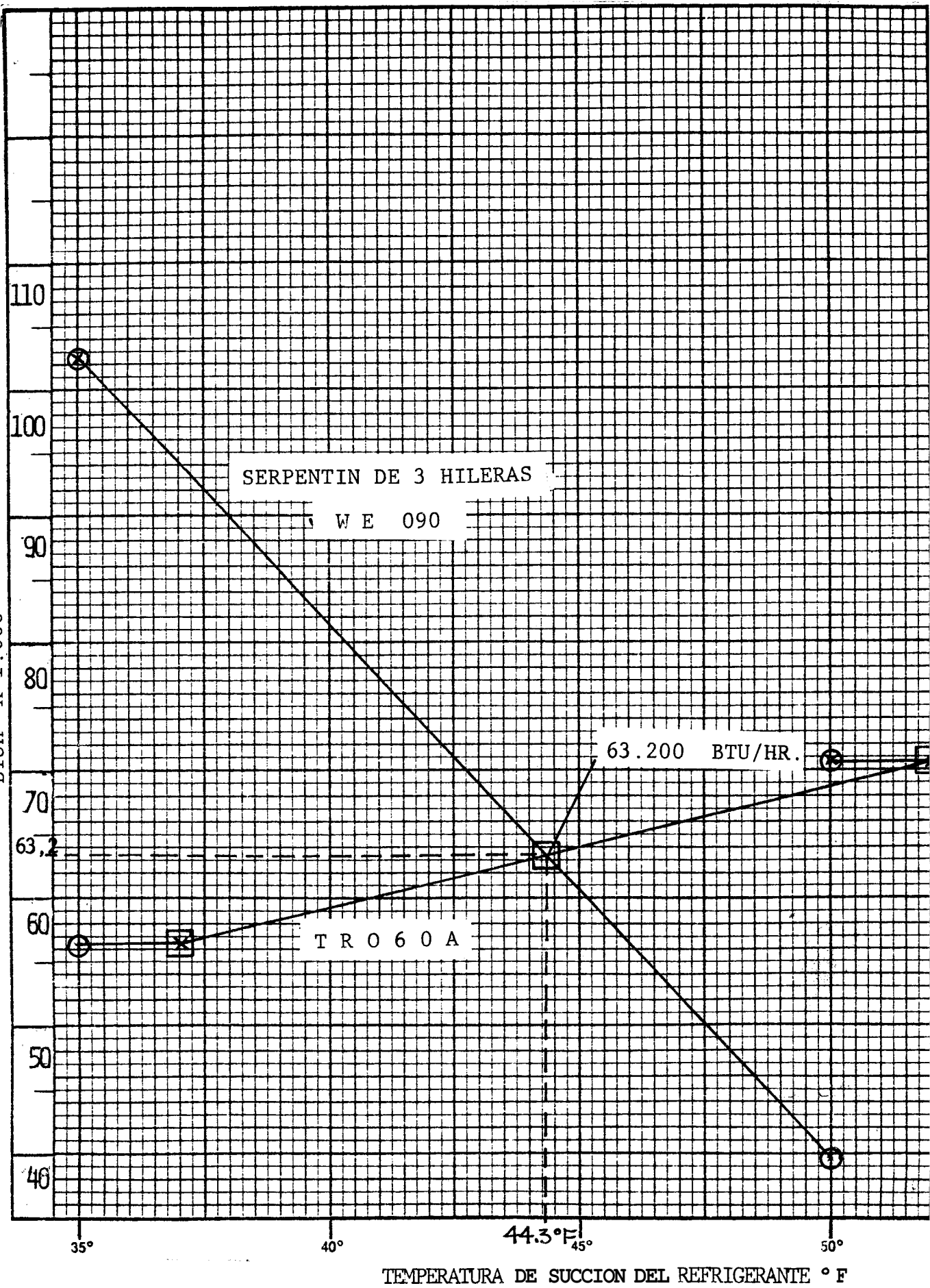
## CONDICIONES DEL AIRE SALIENDO &amp; CAPACIDAD SENSIBLE (BRUTA)

(I) Cap. Tot. Sist. Selec.	63.200	BTUH	(J) Cambio Ental. ( $\frac{I}{PCM \times 4,5}$ ) =	5,24	BTU/Lb.
(K) Ental. Sal. (F-J) =	21,56	BTU/Lb.	(L) Temp. BH sal. (BH equiv. a K) =	52,2	°F
(M) Depresión BH =	1,50		(N) Temp. BS sal. (L + M) =	53,7	°F

## CALOR MOTOR VENTILADOR &amp; CONDICIONES DEL, AIRE SALIENDO

(P) Calor Mot. Vent. = 1HPx2545/0.75 =	3.393		(Q) Ental. Fin. Sal ( $K + \frac{P}{PCM \times 4,5}$ ) =	21,84	BTU/Lb.
(R) BH Final Saliendo BH correspondiente a Q =	52,7	°F	(S) Temp. BS Fin. Sal. ( $\frac{Q}{PCM \times 1,08}$ ) =	54,7	°F
Cap. Neta Sens : PCM x 1,08 x (D-S) =	51.317	BTUH	Cap. Neta Total : (I - P) =	59.808	BTUH

FIG: 17 HOJA DE TRABAJO PARA BALANCEAR EL SISTEMA



75% (tabla B-5) es

$$1 \text{ UP} \times 2.545/0.75 = 3.393 \text{ BTU/HR (855 Kcal./hr.)}$$

Así las condiciones finales del aire saliendo incluyendo el motor del ventilador son como se muestran en la fig. 16, en la que se utiliza además la tabla B-6.

El cuadro siguientes sirve para comparar que tan cerca se está con respecto a la capacidad seleccionada y la capacidad necesaria que requiere el cuarto de cómputo.

	Necesidad del cuarto de cómputo	Capacidad de la TR060/WE090
BTU/HR TOTAL	53.356 (73.446 Kcal/hr)	59.800 (15.070 Kcal/hr)
BTU/HR SENSIBLE	50.204 (12.651 Kcal/hr)	51.377 (72.932 Kcal/hr)
BTU/HR LATENTE	3.152 ( 734 Kcal/hr)	8.483 ( 2.138 Kcal/hr)
P C M	2.680 ( 76,5m <sup>3</sup> /min)	2.680 (765 m <sup>3</sup> /min)
TEMP. SUCCION		44,4°F (6,9°C)
TEMP. DEL AIRE SA- LIENDO DEL SERP.	55,1°F BS/54,1°F BH	54,7°F BS/52,7°BH

#### - Selección del humidificador

El exceso de capacidad latente del serpentín del evaporador seleccionado con respecto a la capacidad latente necesaria en el cuarto del computador debe ser suministrado por el humidificador.

Por lo tanto:

$$\text{Comprensación de humedad} = \frac{\text{Exceso de capacidad latente}}{1.060} \cdot \% \text{ de operac. del equipo}$$

Donde 7060 es calor latente promedio del vapor de agua en BTU/lb

$$\text{Compensación de humedad} = \frac{(8483-3152) \times 100\%}{1060} = 5,03 \text{ lb/hr (11,1 Kg/hr) de humedad.}$$

$$= \frac{5,03}{8,34} = 0,60 \text{ gal/hr (2,27 lt/hr)}$$

Esta es la capacidad del humidificador trabajando cuando la unidad acondicionadora de aire opera a plena carga.

Para dimensionar el humidificador adecuadamente, suficiente capacidad deberá ser incluida para tomar en cuenta migración de humedad a través de paredes, techos, puertas. Si el cuarto del computador está construido adecuadamente con una buena barrera contra el vapor, se puede estimar que el humidificador debe ser dimensionado con 1 galón/hora a 70 libras/hora aproximadamente.

Ve los datos del producto de la General Electric (tabla B-7) seleccionamos dos humidificadores tipo panel de agua Mod. HU500A con 0.56 gal/hr cada uno. Otra opción es el humidificador de vapor con electrodos marca Condaire Mod. OES200 de 10 lb/hr (tabla B-8).

#### - Selección del recalentador

Suficiente recalentamiento deberá proveerse para calentar el cuarto a 72°F (22,2°C) y para proporcionar calor cuando las condiciones exteriores más bajas existan, cuando el computador está apagado y el personal no está presente.

Aunque el computador esté fuera de servicio, las condiciones de humedad y temperatura debe ser mantenida para proteger el equipo de computación y materiales almacenados dentro del local.

El dimensionamiento y selección de un serpentín de recalentamiento debe basarse en la compensación de la capacidad sensible de la unidad seleccionada.

De acuerdo con la International Weather Data, la temperatura media

extrema anual más baja es 61°F (16,1°C) para Guayaquil.

Por lo tanto:

$$\begin{aligned}
 \text{Recalentamiento} &= 100\% (\text{capacidad sensible del equipo}) \\
 &= \text{PCM} \times 1,08 (TS - TE) \\
 &= 2.680 \times 1,08 (72,4 - 54,7) \\
 &= 51.317 \text{ BTU/HR} \\
 &= 57.317 : 3,41 \\
 &= 15,0 \text{ Kw}
 \end{aligned}$$

De la tabla A-9 de recalentadores General Electric tomamos el Modelo BAY 96x1574 de 14,40 Kw de tres elementos. dos etapas, dos circuitos 240 v. monofásico, 60 ciclos, con una caída de presión a 2700 CFM de 0,09" (0,23 cm) de agua.

- Selección de los filtros de aire.

En esta aplicación se ve que no existen condiciones anormales de contaminación del aire, por lo que el sistema de filtración a escoger corresponde a los filtros tipo seco y medios con un mínimo de 20 a 45% de eficiencia NBS.

El filtro Cambridge Aeropleat de tipo medio de fibra sintética de poliestireno y algodón modelo AP24242 es adecuado. De la tabla B-9 se tiene una resistencia inicial de 0,10" (0,25 cm) de agua de resistencia inicial y 1" (2,54 cm) de agua de resistencia final y velocidad de prueba de 300 pie/min. (91,42 m/min). La fig. 18 da las pérdidas de presión del filtro para otra velocidad.

El área de filtración necesaria  $A$ :

$$\text{Area} = \frac{2.680 \text{ PCM}}{300 \text{ PPM}} = 8,9 \text{ pie}^2$$

El área de filtración de la unidad acondicionadora seleccionada tiene don secciones de 4 pie<sup>2</sup> cada sección, dando un total de 8 pie<sup>2</sup> de área de filtro, que es aceptable para el requerimiento de filtra



ción necesaria.

- Sistema de distribución de aire.

Como el volumen del cuarto

$$V = 454 \text{ pie}^2 \times 8 \text{ pie} = 3.632 \text{ pie}^3 \quad (103,5 \text{ m}^3)$$

EL número de cambios de aire será:

$$\text{Cambios/min...} = \frac{2.680 \text{ pie}^3/\text{min.}}{3.632} = 0,74$$

$$\text{Cambios/hr.} = 0,74 \times 60 = 44,4$$

Debido a este elevado número de cambios de aire por hora si el retorno se hace por la pared, la velocidad del aire en la sección transversal del cuarto será:

$$A = 12 \times 7 = 84 \text{ pie}^2 (7,83 \text{ m}^2) \text{ de succión}$$

La velocidad es:

$$V = \frac{2.680 \text{ pie}^3/\text{min}}{84 \text{ pie}^2} = 31 \text{ pie}/\text{min} \quad (9,5 \text{ m}/\text{min})$$

Que M un valor relativamente alto y causará desconfort en las personas trabajando en el cuarto, a 72°F (22,2°C), por lo tanto es recomendable efectuar el retorno por el techo falso directamente sobre los equipos que generan calor, por planchas acústicas perforadas.

El suministro de aire por el piso es recomendado por esta misma razón.

Las plancha perforadas de piso se calculan para una velocidad de salida del aire entre 750 y 800 PPM (229 y 244 m/min).

$$\text{Entonces el área libre} = \frac{2.680}{750} = 3,57 \text{ pie}^2 \quad (0,33 \text{ m}^2)$$

$$\text{Área libre por panel} = 100 \text{ pulg.}^2 = 0,70 \text{ pie}^2$$

$$\text{Número de plancha} = \frac{3,57}{0,70} = 5,1 = 6 \text{ paneles}$$

Caudal de aire por panel

$$\text{PCM/panel} = \frac{2.680}{6} = 450 \text{ pie}^3/\text{min.} \quad (12,74 \text{ m}^3/\text{min})$$

Según el gráfico 19 la pérdida de presión será: 0,02" (0,05 cm) de agua.

La caída de presión de cada plancha acústica perforada de techo usando el mismo gráfico de la fig. 19 u de 0,01" (0,025 cm) para 300 CFM (8,5 m<sup>3</sup>/min) por cada plancha de 24 x 24" (60 x 60 cm) de área.

En total de  $\frac{2.680}{300} = 9$  planchas acústicas perforadas de techo serán necesarias.

Después de seleccionar el sistema de distribución podemos determinar si la potencia del motor del ventilador de la unidad evaporadora seleccionado satisface las necesidades.

La presión estática interna es:

Filtros	0,15 pulg. agua	1,00 pulg. de agua
Recalent.	0,09 " "	0,09 " " "
Serpentín	<u>0,14 " "</u>	<u>0,14 " " "</u>
Valor Mínimo	0,38 " "	1,23 " Valor Máximo
	(0,97 cm)	(3,13 cm)

Considerando que el plenum de suministro y el plenum sobre el cielo falso no ocasionan pérdidas significativas, la presión estática externa es: (tabla B-11).

Plancha perforada de piso	0,02 " de agua
Plancha acústica perforada	0,01 " de agua
Ducto (codo-reducción)	0,05 "
Damper de contraflujo	<u>0,20 "</u>
Presión estática externa	0,28 " de agua

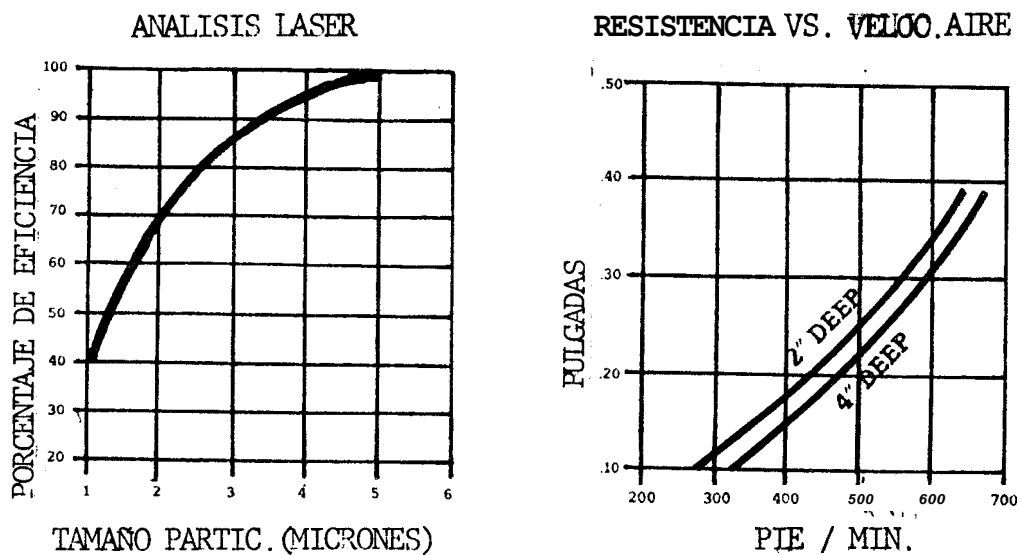


FIG. 18. - PERDIDA VE PRESION PARA FILTROS VE AIRE AERUPLEAT (CAMBRIGE) DE EFICIENCIA MEDIA A DIFERENTES VELOCIDADES.

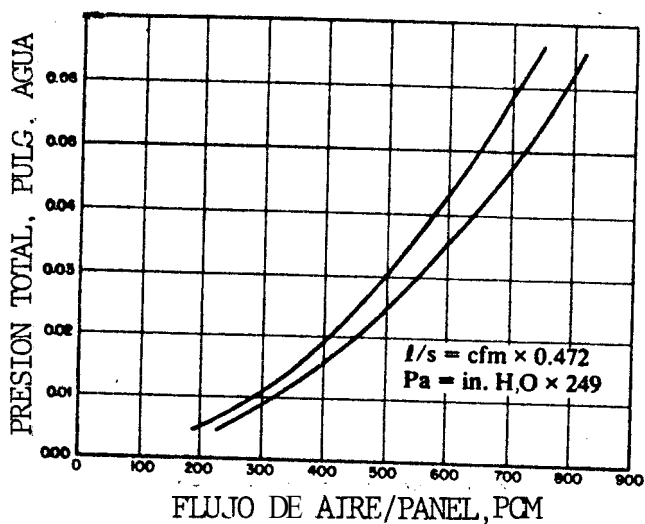


FIG. 19.- FLUJO DE AIRE EN CADA PANEL DE PISO 5

Por lo tanto la presión estática total será:

$$0,38 + 0,28 = 0,66 \text{ " de agua}$$

La potencia del motor será:

$$\begin{aligned} \text{HP} &= \frac{\text{PCM} \times \text{Presión total}}{33.000 \times 72} \\ &= \frac{\text{PCM} \times P_t}{6.350} = \frac{2.680 \times 0,66}{6.350} = 0,280 \end{aligned}$$

Si la eficiencia es 0,75 la potencia será:

$$\text{HP} = \frac{2.680}{0,75} = 3.573 \text{ HP Valor mínimo sin considerar el factor de servicio.}$$

Cuando el filtro está tapado la potencia será:

$$\text{HP} = \frac{2.680 \times 1,51}{6.350 \times 0,75} = 0,860 \text{ HP}$$

De la tabla B-5 factor de servicio 1,15

$$\text{HP} = 0,86 \times 1,15 = 0,989 \text{ HP! es decir 1 HP}$$

- Selección de la tubería refrigerante.

La tubería a utilizarse será de cobre tipo L, deshidratada para la interconexión entre la unidad exterior (condensador) y la unidad interior ( evaporador).

Para el trazo del recorrido y la selección de la tubería refrigerante entre las unidades divididas seleccionadas es necesario tener presente 3 condiciones:

1.- El costo de la instalación de la tubería. - Los recorridos deben ser los mas cortos posibles con pérdidas aceptables de fricción ya que tubería de mayor diámetro que lo necesario aumentan el costo así como su aislamiento.

2.- La caída de presión. - La necesidad de una caída de presión determinada para producir flujo a tu tubería de líquido, así como un

dispositivo de expansión que sea capaz de manejar las variaciones de presión debido a cambios en la temperatura exterior y variaciones de la carga dentro del cuarto, serán superadas siempre que se cumplan don condicionen:

la primera condición es que el refrigerante debe de fluir **en** estado líquido en La línea de líquido y es necesario evitar que se evapore parcialmente, siendo necesario que la temperatura del líquido a la presión existente en la tubería sea más baja que la temperatura de evaporización.

la segunda condición es que la presión y cantidad de líquido subenfriado debe ser adecuado a la entrada de la válvula de expansión, para que permita el paso de flujo y enfríe la carga.

De lo contrario el evaporador quedará privado de refrigerante y se producirá congelamiento, lo que impedirá el flujo de aire dentro del cuarto.

la caída de presión en la tubería de succión debe ser mínima ya q" esta caída reduce la capacidad del sistema considerablemente, aumentando el consumo de energía. Un valor aceptable es La equivalente a 2°F (1.1 °C) 3 lbr/pulg<sup>2</sup> (0,21 Kg/cm<sup>2</sup> con freón 22 para aire acondicionado.

la caída de presión en La tubería de líquido reduce muy poco La eficiencia del sistema y aumenta algo el consumo de energía y su efecto será mínimo si es que & 100% del líquido llega a & válvula e expansión.

Para las tuberías de líquido se considera aceptable una pérdida de presión de 35 PSI ( sin tanque receptor de líquido ). Cuando la unidad evaporadora se encuentra encima de La unidad condensadora, la pérdida de fricción por la altura deberá de sumarse a la pérdi-

da por fricción.

La velocidad debe mantenerse suficientemente alta aproximadamente a 9,82 pie/seg ( 3 m/seg) en La tubería de descarga del compresor para evitar que el gas que sale se condense en ella y regrese gotteando al compresor.

Si la tubería de Líquido se eleva desde el condensador hasta La válvula de expansión, la caída de presión por altura puede dar lugar a La formación de líquido a vapor, y

La tercera condición es que la recuperación de aceite debe tomarse en cuenta, ya que todo el aceite que circula continuamente con el refrigerante debe regresar al compresor.

Hay que mantener en la línea de succión de refrigerante suficiente velocidad para que el aceite regrese desde el evaporador al compresor. Los grandes diámetros disminuyen la velocidad del gas .

La velocidad mínima recomendada en la tubería de succión vertical está entre 20 y 23 pie/seg. (6 y 7 m/seg) y en la línea horizontal 12,3 pie/seg (3,75 m/seg).

Minimize la diferencia de altura entre la unidad interior y exterior dentro del rango permitido y siga las instrucciones del fabricante.

Una gran diferencia de altura aumentará la caída de presión estática del Líquido elevándose en una tubería vertical y disminuirá la presión del refrigerante causando la ebullición del Líquido refrigerante, disminuyendo la capacidad de enfriamiento. Una diferencia demasiado grande puede aumentar la carga al compresor y causar otros problemas tales como arranques difíciles.

Cuando la diferencia de altura es algo menos que 50 pie (15m) es necesario instalar una trampa en La mitad de La tubería de succión. Para estos límites consulte la información del fabricante.

- Dimensión de la tubería de líquido.

La fig. 20 muestra el recorrido de la tubería de líquido y succión del sistema evaporador-condensador.

Para refrigerante 22 tomamos 3 lbr/min por cada tonelada de refrigeración. (Fig 21).

En este caso para el sistema seleccionado se tiene una tonelada de refrigeración = 12.000 BTU/HR ( 3.024 Kcal/hr)

Capacidad del sistema = 59.800 BTU/HR (15.070 Kcal/hr)

$$\text{Tonelada} = \frac{59.800 \text{ BTU}}{12.000 \text{ BTU}} \cong 5 \text{ toneladas}$$

Longitud de tubería (fig. 20) = 47 pie (12,5 m)

El flujo total de refrigerante es:

$$5 \text{ Ton.} \times 3 \text{ lbr/min} \times \text{Ton} = 15 \text{ lbr/min (6,8 Kg/min.)}$$

El subenfriamiento de 15°F ( 8,3°C) al refrigerante líquido será adecuado, pero para dimensionar la tubería se tomará 10°F (5,6°C) de subenfriamiento como valor funcional ya que permitirá compensar las variaciones de la temperatura exterior.

Presión de condensación (125°F)      278,0 psi (94,4 Kg/cm<sup>2</sup>)

Presión de saturación  
del líquido (subenfriado) (115°F)      243 psi (82,5 Kg/cm<sup>2</sup>)

35 psi (11,9 Kg/cm<sup>2</sup>)

Asumamos primero una tubería de 1/2 " O.D.

La caída de presión total para este sistema será:

Longitud de tubería      47 pies (12,5 m)

5 codos rectos de radio largo      +

según tabla C-1 (5 x 3,2)      76 " (4,0 m)

57 pies (14,4 m)

Según la fig 22 para tubería de 1/2" O.D. y 75 lbr/min (6,8 Kg/min)

De refrigerante se tiene una caída de presión de 5,2 psi (11,4 Kg/cm<sup>2</sup>)

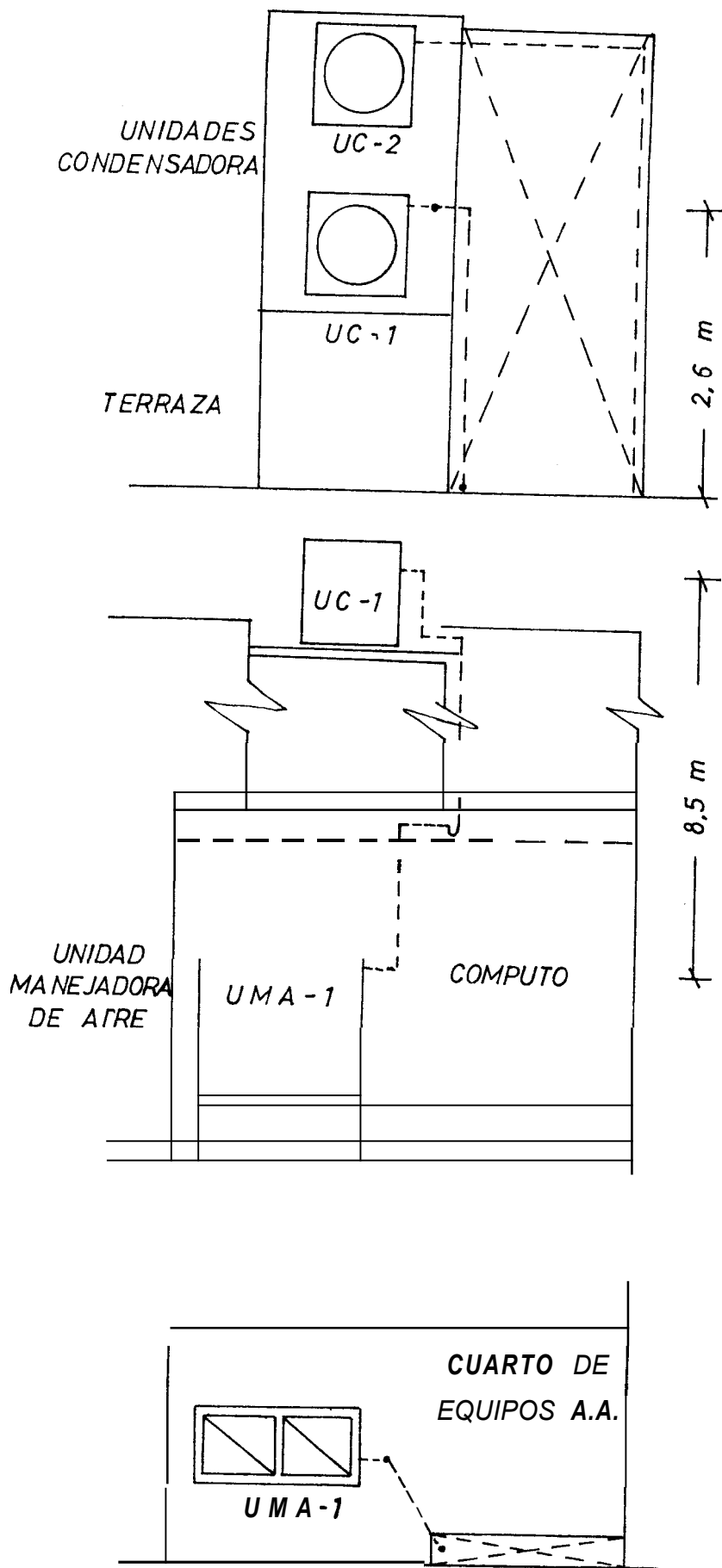


FIG. 20.- VISTA EN PLANTA Y CORTE DE UNIDADES EXTERIOR E INTERIOR DEL SISTEMA DE REFRIGERACION.



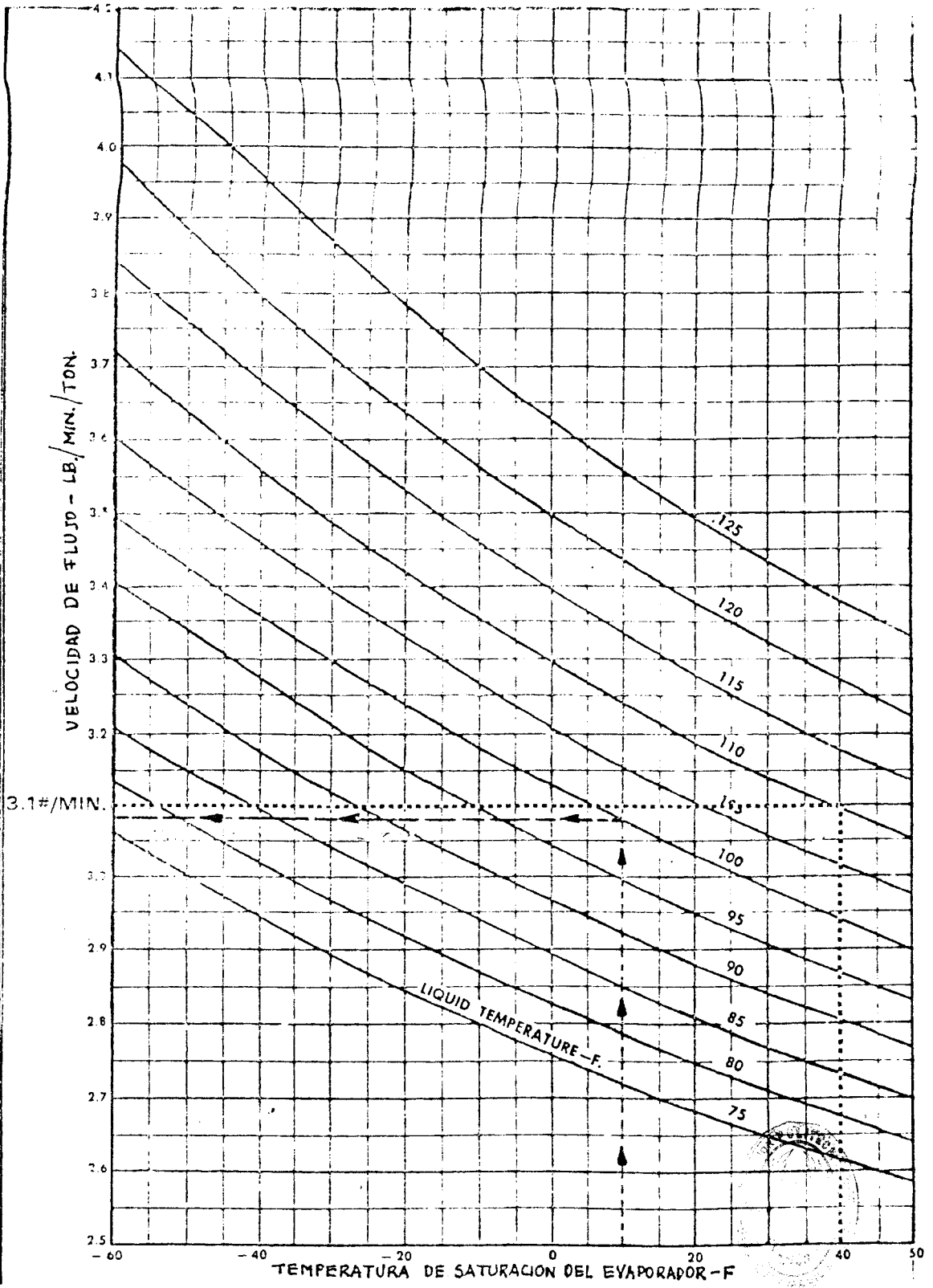


FIG. 21 .- RAZON DE FLUJO POR TONELADA VE ENFRIAMIENTO PARA R-22

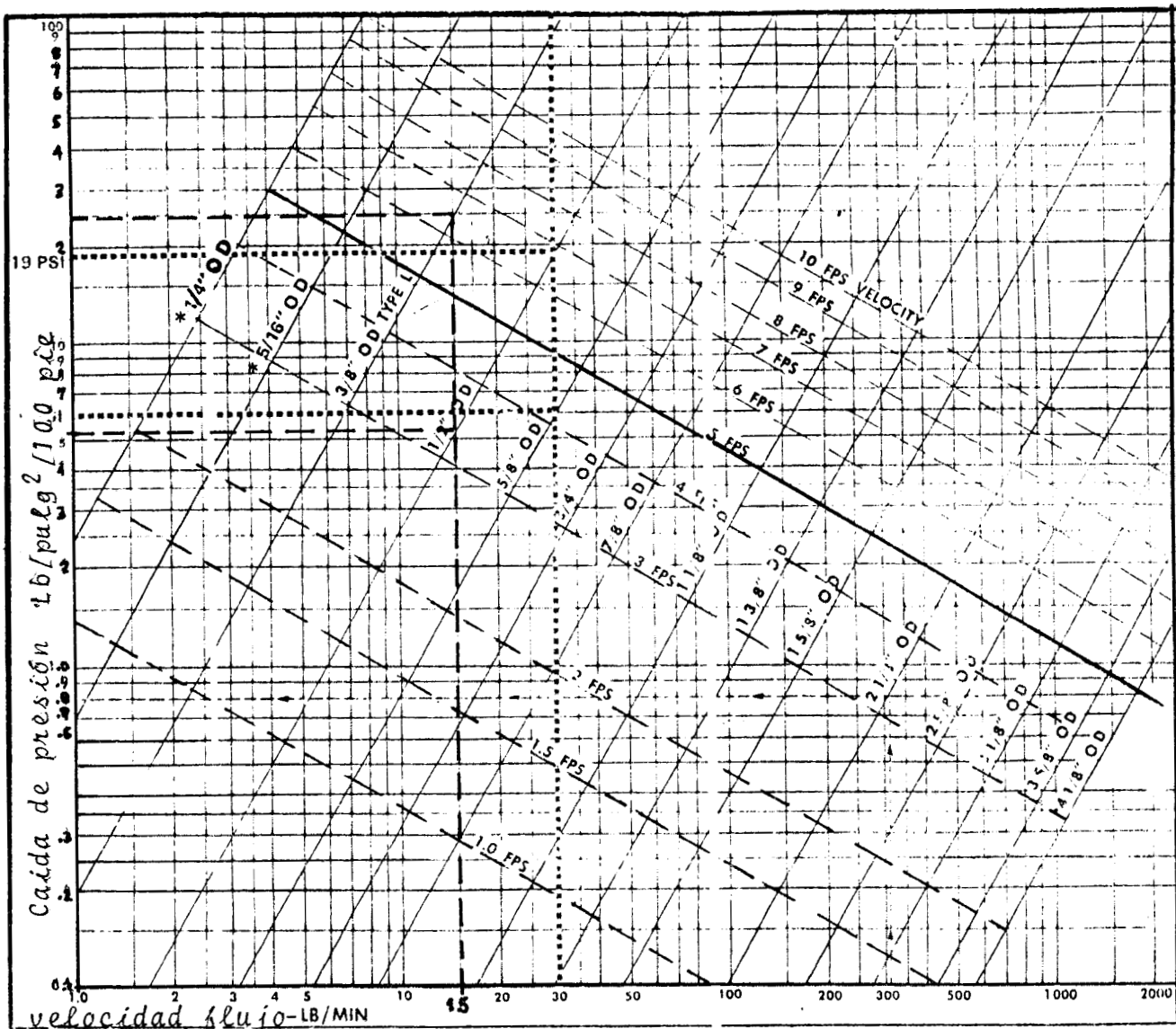


FIG. 22 = CAIDA VE PRESTÓN Y VELOCIDAD EN TUBERIA VE COBRE PARA LIQUIDO R-22.6

NOTAS. -

- 1.- Velocidad máxima (300 FPM) sí se usa válvula solenoide u otro dispositivo de cierre rápido.
  - 2.- la curva se basa en líquidos a  $90^{\circ}\text{F}$ , y puede usarse para líquidos desde los  $70^{\circ}\text{F}$  hasta los  $710^{\circ}\text{F}$ . la curva no compensa vaporización del Líquido.
  - 3.- Consulte Fig. 7, pag. 33, para velocidades de flujo aplicables
  - 4.- Tomada de A.R.I. Refrigerant Piping Data.
- Y Estas 2 líneas han sido añadidas por la General Electric a la Tabla Original de A.R.7.

por cada 100 pie (30,5 m) de tubería.

$$\text{Pérdida por fricción} = \frac{5,2 \text{ psi}}{100 \text{ pie}} \times 57 \text{ pie} = 2,964 \text{ psi} \quad (0,21 \text{ Kg/cm}^2)$$

Como el condensador está arriba del evaporador no hay caída de presión en la línea de líquido por elevación vertical.

$$\text{Caída de presión total} = 2,964 \text{ psi} \quad (0,21 \text{ Kg/cm}^2)$$

Tomando la tubería de 3/8" O.V., se tendrá que la caída de presión para la tubería de 3/8" y para 15 lbs/min de refrigerante es 25 psi por cada 100 pie de longitud equivalente.

$$\text{Pérdida de presión por fricción} = \frac{25}{100} \times 57 = 14,25 \text{ psi} \quad (1 \text{ Kg/cm}^2)$$

Ya que la caída de presión al máximo permisible es 35 psi (2,46 Kg/cm<sup>2</sup>) la opción es la tubería de 3/8" O.D. La fig. 22 indica que la velocidad del líquido para tubería de 1/2" O.D. es 3,4 pie/seg (1,04 m/seg) y la de 3/8" O.D. es 6,6 pie/seg (1,98 m/seg) es decir 200 pie/min (62,3 m/min) y 390 pie/min (119 m/min) respectivamente.

Con la tubería de 1/2" O.D. la caída de presión es 2,96 psi (0,21 Kg/cm<sup>2</sup>) lo que da una presión en la válvula de expansión 278 - 3 = 275 psi (19,3 Kg/cm<sup>2</sup>), a esta presión la temperatura del refrigerante saturado  $\approx$  aproximadamente 124°F (51,1 °C) y el líquido estará 124 - 110 = 14°F (7,8°C) de subenfriado y no se evaporará. Con 3/8" O.D. la presión del líquido en la válvula de expansión es 278 - 14 = 264 (18,5 Kg/cm<sup>2</sup>) cuya temperatura de saturación  $\approx$  121°F (49,4°C) y el líquido estará a 121 - 110 = 11°F (6,1°C) subenfriado tampoco se vaporizará.

- Dimensión de La tubería de succión.

De acuerdo a la tabla C-2 se recomienda una tubería de 1 1/8" O.D. para un sistema de 5 Ton. de refrigeración y de la fig. 20 se obtiene

Longitud de tubería	47 pies
6 codos rectos, radio corto 6x2,7	16,2 "
1 trampa (3 codos) 3x2,7	<u>8,1 "</u>
Longitud equivalente	65,3 " (20,0 m.)

Ve La figura 23 La caída de presión con 75 lb/min. de flujo refrigerante y tubería de cobre de 1 1/8" O.D. a 40°F de La temperatura del evaporador dá 2,25 psi/100 pie de longitud equivalente.

$$\text{Caída de presión} = 65,3 \times \frac{2,25}{100} = 1,47 \text{ psi (0,10 Kg/cm}^2\text{)}$$

La caída de presión total = 1,47 psi (0,10 Kg/cm<sup>2</sup>) es menor que 3 psi, el cual es el valor admisible máximo para aire acondicionado trabajando con freón 22.

De acuerdo con la tabla C-2 en sistemas de 5 Ton. con 70 pies de longitud equivalente de tubería y una tubería de 1 1/8" O.D. pierde capacidad por un valor de 695 BTU/HR. Por lo tanto la capacidad neta es = 59.600 - 695 = 59.705 BTU/HR (14,695 Kcal/hr).

- Selección del espesor de aislamiento para La tubería refrigerante

Re la tabla C-3 se ve que para tubería de 3/8 O.D. hasta 2" IPS a 32°F (0°C) el espesor recomendado para aislante marca Rubatex R-180-FS dá 1/2" de espesor, a ser usada para la tubería de succión de 1 1/8 O.D.

La tubería de líquido por no estar expuesta al sol o porque en su recorrido no pasa por ambiente caliente no será aislada.

### 3.5. Consideraciones de costo

El siguiente cuadro representa en un aluación comparativa entre el costo de un sistema compacto para acondicionamiento de aire y un sistema dividido seleccionado con sus componentes separados.

SISTEMA COMPACTO EXPANSION DIRECTA  
LISKEY AIRE VA-5/APD-7C

SISTEMA DIVIDIDO EXPANSION DIRECTA  
GENERAL ELECTRIC W090/TR072

Capacidad total : 66.000 BTU/HR (16.632 Kcal/H)  
Capacidad sensible: 55.000 BTU/HR (13.986 Kcal/H)  
A 72°F BS 60°F BH

Capacidad total : 59.800 BTU/HR (75.070 Kcal/H)  
Capacidad sensible: 57.317 BTU/H (12.932 Kcal/H)  
A 72°F BS 60°F BH

CANTIDAD	EQUIPO	COSTO \$	EQUIPO	COSTO \$
1	Unidad interior DA-5 (componentes incluidos)	4.400	WE 090	1.150
	Unidad exterior AVP-7C	1.800	TR060A	1.292
1	Recalentador 8,3 KW	—	BAY 96x1.514	200
2	Humidificador	—	BGHU500 A9B	220
1	Humidistato con sail swicht	—	AY28 x 119	22
1	Humidistato	—	BHC 2700 A1-B	40
2	Filtros	—		30
3	Alarmas	—		250
1	Termostato con sub-base	—	BAY28x182/BAY28x187	74
1	Relay	—	BAY24x042	240
	Relay recalentador	—	AY24x025	20
	Relay recalentador	—	Ay24x040	20
			Mano de obra Humidif, calentador y controles	120

\$ 6.200

\$ 3.678

Los costos no incluyen materiales y mano de obra por instalación de tubería y equipos para ambas marcas.

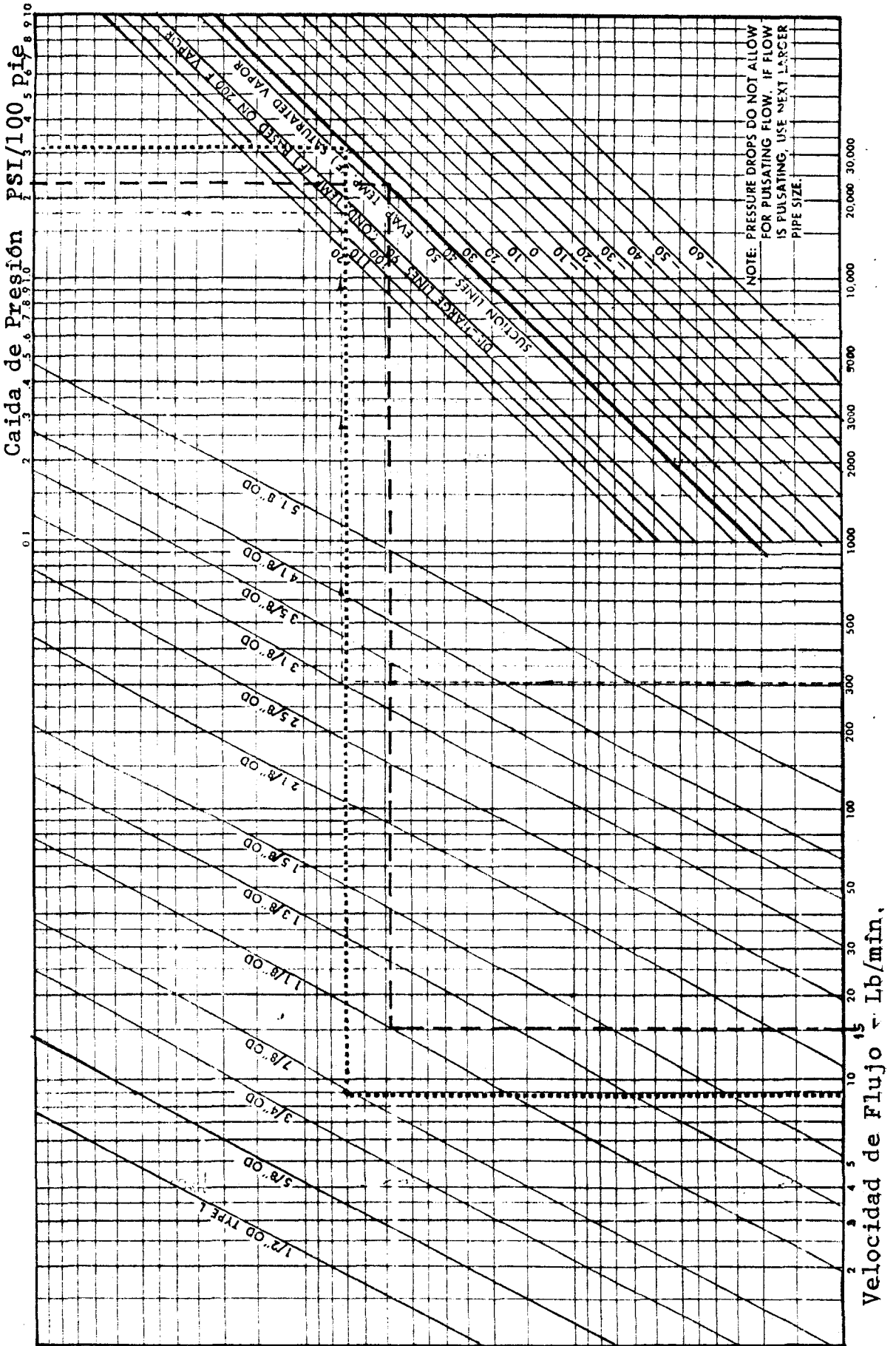


FIG. 23.- CAIDA DE PRESION EN TUBERIA DE COBRE PARA VAPOR K-22<sup>8</sup>

[Tomado de A. P. I. Polyisocyanate Pipe Data]

## C A P I T U L O I V

### INSTALACION Y MONTAJE

*El éxito de la operación de un sistema de acondicionamiento de aire dependerá más de su instalación adecuada que de lo bien que se haya planeado y calculado el sistema, ni la instalación u defectuosa puede arruinar el sistema. Las instrucciones del fabricante dan procedimientos específicos, que deben cumplirse, pero hay algunos que son comunes para casi todos los sistemas.*

#### *- Instalación del equipo*

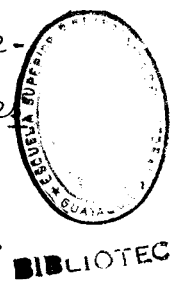
*Para la instalación del equipo debe seguirse en general las siguientes instrucciones de instalación:*

#### *Montaje de la unidad manejadora de aire (evaporadora)*

*La posición final del evaporador estará determinada por el acceso a servicio de la unidad, distribución del peso sobre los soportes estructurales, líneas eléctricas y de refrigerante y de la tubería para drenaje del condensado. El evaporador debe estar dispuesto de acuerdo a su aplicación y la selección previa, ya sea para flujo vertical hacia arriba, hacia abajo o aplicación horizontal. La tubería refrigerante no deberá interferir con el recorrido del flujo de aire.*

*Suficiente espacio para retorno del aire debe darse a la unidad evaporadora, un mínimo de 14" (36 cm) libre por cada lado y altura alrededor del retorno o un equivalente en área de la superficie de retorno debe darse.*

*Suficiente acceso para servicio debe darse, también 30" (75 cm) en recomendado como mínimo por la NEC (National Electric Code).*



Algún espacio adicional es necesario dependiendo de la configuración del equipo, en todo caso ha de referirse a la información dada por el constructor del equipo.

El pedestal o base y la unidad debe ser aislada, usando algún material aislador entre los dos, y así prevenir la transmisión del sonido por la vibración.

El recorrido de la tubería refrigerante debe ser trazado para mantener acceso para servicio de la unidad. El máximo acceso a servicio se da cuando las líneas refrigerantes se instalan por la parte superior de la unidad, (fig. 24).

La humedad condensada por el serpentín de enfriamiento debe ser transportada fuera del Local por medio de una tubería a un drenaje abierto, nunca a uno cerrado. Impropio dimensionamiento, aislamiento, entrampado e inclinación de la línea de drenaje del condensado son las causas de molestias del usuario.

La línea de drenaje del condensado debe ser adecuadamente trampeada para permitir libre drenaje, evitar entrada de aire no acondicionado y prevenir la entrada de insectos y roedores.

Un entrampado insuficiente puede sobrellenar la bandeja y arrastrar humedad dentro de la unidad y causar daño al equipo.

La pendiente hacia afuera debe de tener un mínimo de 1/2" por pie de tubería para asegurar la salida libre del agua condensada.

La fig. 25 muestra una forma de instalación de una línea entrampada para drenaje de condensado.

Para mayor información refierase a los catálogos del producto del fabricante.

Los soportes de las líneas de drenaje son necesarias para evitar hundimiento o doblado de la misma. La trampa y la línea debería



ser aislada para prevenir condensación y goteo .

La línea de drenaje debe ser tan grande como la conexión de drenaje de la unidad. La mínima dimensión debe ser de 3/4 " I.D. (2 cm) Nunca use accesorios de reducción en la trampa o en la línea de drenaje que rueda hacia afuera.

- Instrucciones para el montaje de la unidad condensadora

Para la ubicación de la unidad condensadora en el exterior debe de tomarse en cuenta varios factores como son: espacio disponible, la longitud de la tubería refrigerante, los efectos estéticos y el factor de ruido que afecte al mismo local y a los vecinos. (fig.26) En general debe evitarse colocar la unidad condensadora directamente debajo de una ventana o cerca del patio de un lugar traficado, debe estar lo menos visible y proveer algunas formas de amortiguar el ruido.

Un condensador enfriado por aire debe de tener amplio espacio para la circulación del aire. El espacio alrededor de la unidad condensadora debe hallarse libre de arbustos, árboles o cualquier otro objeto que pueda obstruir el movimiento del aire.

Debe de recordarse que si el serpentín del condensador está expuesto al sol reduciría considerablemente su eficiencia .

Un lado de la entrada de aire debe estar completamente libre sin obstrucción. Los otros dos lados deben estar a un mínimo de 18 á 24" ( 55 á 60 cm) de la pared.

La unidad debe ser instalada tal que techos con caídas de agua no caigan directamente sobre la unidad .

La descarga de aire de la unidad no debe de estar restringido o bien obstaculizado por aleros a pantallas.

El lado de servicio de la unida debe de tener un claro de 36" (90cm)

para modelos con 230 v. y 42" (1,05 m) para modelos con 460v.

Para instalaciones en el techo, asegúrese de que los elementos estructurales soporten el peso de la unidad y sea montado en una superficie a nivel.

La unidad debe ser elevada sobre el techo a lo largo de dos viguetas, para distribuir la carga sobre el techo y prevenir hundimiento de la unidad. Además debe ser asegurado sobre su estructura.

Para aplicaciones sobre el piso, la unidad debe ser colocada sobre una base de cemento de 4" (70 cm) de alto y 2" (5 cm) más ancha que la unidad. La base de concreto no deberá tocar la estructura del edificio para evitar que ruidos que por vibración sean transmitidos.

El ruido generado dentro de la unidad será llevado por el aire en la descarga. Cuando se instale los componentes del sistema, deben asegurarse que **no** deje espacio para acceso de mantenimiento.

Es importante controlar las vibraciones que generan los **verdadores**, compresores y motores ya que puedan romper las líneas refrigerante. Las vibraciones que por naturaleza de su construcción **generan** los componentes deben ser aislados usando alguna forma de aislamiento. En todo caso debe seguirse las recomendaciones y valoración del nivel de ruido de la ARI Standard 270 y 275 para el control de ruido.

Después que la unidad ha sido montada y asegurada se procede a **instalar** la tubería refrigerante y a efectuar la conexión eléctrica. Las conexiones a roscas y soldadas deben ser cuidadosamente **alineadas** antes de ajustar o soldar para evitar que estén bajo tensión o forzadas y así puedan dañarse.

Acometida eléctrica-

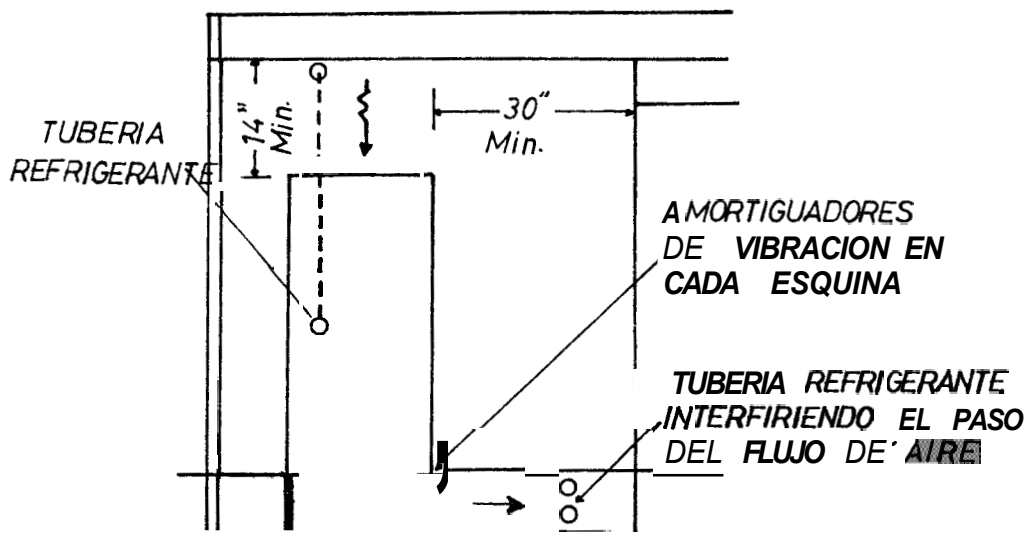


FIG. 24. - REQUERIMIENTOS MINIMOS PARA LA INSTALACION DE LA UNIDAD INTERIOR (EVAPORADORA) MANEJADORA DE AIRE.

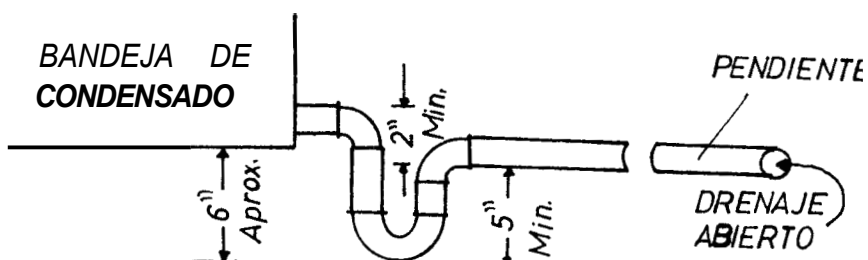


FIG. 25. - INSTALACION TIPICA DE UN DRENAJE ENTRAMPADO CON SALIDA LIBRE.

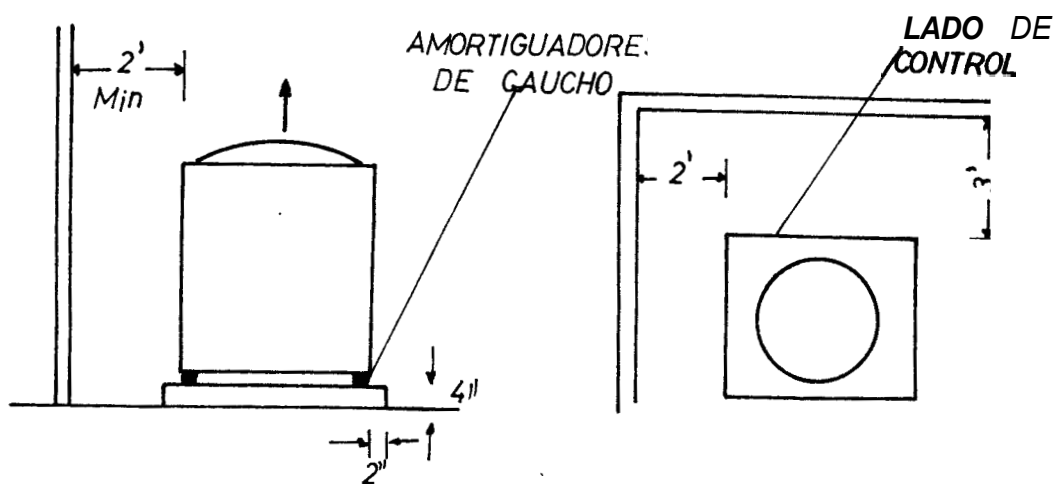


FIG. 26. - REQUERIMIENTOS MINIMOS PARA LA INSTALACION DE UNA UNIDAD EXTERIOR (CONDENSADORA).

Para evitar la sobrecarga en las líneas, se recomienda conectar una línea independiente con sus circuitos de protección propios.

Si la unidad está alejada más de 50' (15 m.) de la caja de breaker un cable más grueso debe usarse para reducir al mínimo las pérdidas de calor y la caída de voltaje que es tanto mayor cuanto más la distancia.

La unidad debe ser puesta a tierra para prevenir choque eléctrico o cualquier otra situación.

La acometida eléctrica para un sistema acondicionador de aire para centros de cómputos debe estar conectada al sistema de emergencia de energía eléctrica (si lo hay) para operar continuamente cuando un corte en el suministro de energía eléctrica ocurra.

La selección del tamaño del cable y fusibles debe hacerse de acuerdo al amperaje de consumo de la unidad y deben estar conforme con la NEC y códigos locales, si los hay.

#### - Instalación de humidificador (fig. 27 a,

El humidificador puede instalarse en la entrada de retorno del aire al equipo acondicionador de aire, porque allí absorberá mejor la humedad que en el suministro de aire frío.

El motor del ventilador de humidificador son diseñados para instalación de 720 v., las siguientes recomendaciones deben ser seguidas para su instalación.

Utilice dos drenajes separados para aliviar el humidificador en caso de sobreflujo accidental.

Una tubería de cobre de 1/4" O.D. desde la línea hasta el humidificador y la línea de suministro de agua debe tener una válvula para bloquear el flujo de agua y dar servicio al humidificador.

### - Instalación del recalentador

El recalentador se instalará en el ducto de salida del aire del evaporador o dentro de él en la salida del aire de suministro; en un alojamiento que normalmente traen todas las unidades evaporadoras.

Cuando el voltaje y la fase del calentador y el evaporador (manejadora de aire) son los mismos, solo un circuito de suministro de energía eléctrica es requerido para los dos. Si un calentador trifásico es instalado en una unidad manejadora de aire monofásico, suministro separado de energía eléctrica deberá proveerse.

## 4.2. Instalación de controles

### Instalación de termostato

El termostato deberá ser instalado a una altura aproximada del piso de 1,50 m. como mínimo dentro del cuarto de cómputo y preferentemente cerca del retorno del aire donde mejor control de la temperatura sea requerido, si el termostato es especialmente de bulbo, éste deberá ser instalado a nivel.

Las líneas de control del termostato deberán ser instaladas con cable # 18 AWG y deberá operar el ventilador en operación continua (no en automático) y operará el compresor así como estará en línea con el control del recalentador.

El termostato deberá ser ajustado a la temperatura de 72°F [22,2°C].

### Instalación de los humidistatos (fig. 27 6).

El humidistato de límite superior debe conectar el humidificador cuando ya hay suficiente vapor de agua en el aire y volverlo a conectar de nueva cuando el aire está demasiado seco.

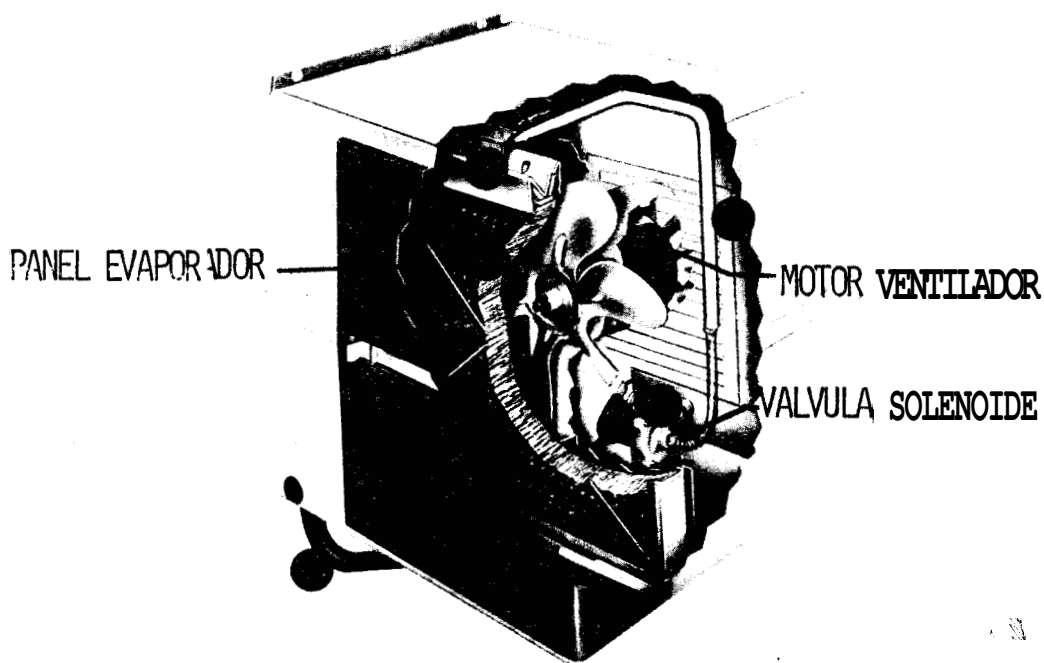


FIG. 27a.-HUMIDIFICADOR TIPO PANEL

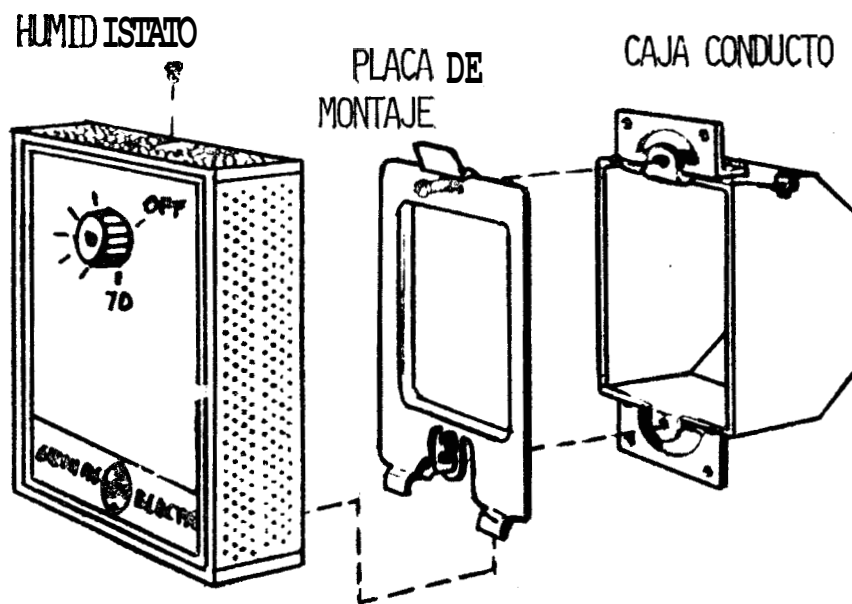


FIG. 27b.- HUM70ISTATO

El humidistato conectará eléctricamente el motor del humidificador cuando el ventilador del evaporador está conectado.

El humidistato deberá ser ajustado para que el humidificador mantenga una humedad relativa de  $\pm 5\%$ .

El humidistato de bajo humedad a límite inferior deberá ser ajustado a 45% de humedad relativa y el de alta humedad a 55% de humedad relativa.

Cuando la distribución del aire es debajo del piso, el bulbo del humidistato deberá instalarse en la salida del aire para controlar mejor la humedad del aire saliendo.

#### 4.3. Instalación de tubería refrigerante

La unidad condensadora suele montarse a una distancia especificada de la unidad evaporadora, de acuerdo a las instrucciones del fabricante. Normalmente la distancia es menor que 35" (90 cm). Si hubiera necesidad de mayor distancia sería necesario aumentar el tamaño de la tubería refrigerante por la caída de presión impuesta. Para la instalación de la tubería debe tomarse las siguientes precauciones en la ejecución de los trabajos:

- Planee la ruta de las líneas con el mínimo de recorrido, vueltas y exposición exterior.
- Minimice el uso de las reducciones a menos que sea necesario y después de considerar que la disminución de capacidad es aceptable.
- Use sólo tubería refrigerante de cobre tipo L, sellada, deshidratada y limpia.
- No se saque el sello de la tubería refrigerante hasta que esté lista para cortar y unir.
- Use codos de radios largos como sea posible para todas las vueltas de 90°.

- Para prevenir acumulación de aceite refrigerante no haga trampas en el recorrido horizontal de la tubería. Una viga puede ser evitada sin hacer una trampa como se muestra en la fig. 28.

- evítese la forma siguiente de instalación mostrada en la fig. 29 la altura debe ser menor de los 3m. Un déficit de refrigerante en extremo puede reducir el retorno de aceite.

Para asegurar el retorno de aceite debe inclinar la tubería hacia la trampa en la línea de succión, como se muestra en la fig. 30, esta inclinación debe tener **una pendiente** de 1 a 250.

**Si** las velocidades son bajas, el aceite **se** acumulará en la sección AB en vez de regresar al compresor. Para asegurar el retorno de a ceite dimensione la línea de succión, de manera que la velocidad mínima requerida se mantenga. Incline ligeramente la tubería de succión para drenar en B e instálese una trampa allí.

La fig. 31 muestra cómo debe ser soportada y aislada la tubería re frigerante.

La necesidad de una unión soldada con alta resistencia anticorrosiva a prueba de vibraciones y fugas, hacen necesario el uso de soldadura basadas en aleaciones de plata y cobre. La soldadura de plata funde aproximadamente 1.100 a 1.200°F (593 a 649°C) y el cobre a 1.980°F (1.080°C), de manera que la soldadura se funde muy por debajo del punto de fusión del cobre, haciéndola mas segura para aplicaciones en tubos y accesorios de cobre. (Tabla D-1)

Las soldaduras con punto de fusión debajo de 700°F (371°C) no deben ser usadas para conexiones en refrigeración.

La soldadura de plata Sil-fos, con 15% de plata, 80% de cobre y 5% de fósforo, es el mejor material a usarse para soldar cobre con cobre, ya que no requiere fundente. No debe ser usado para unir hie



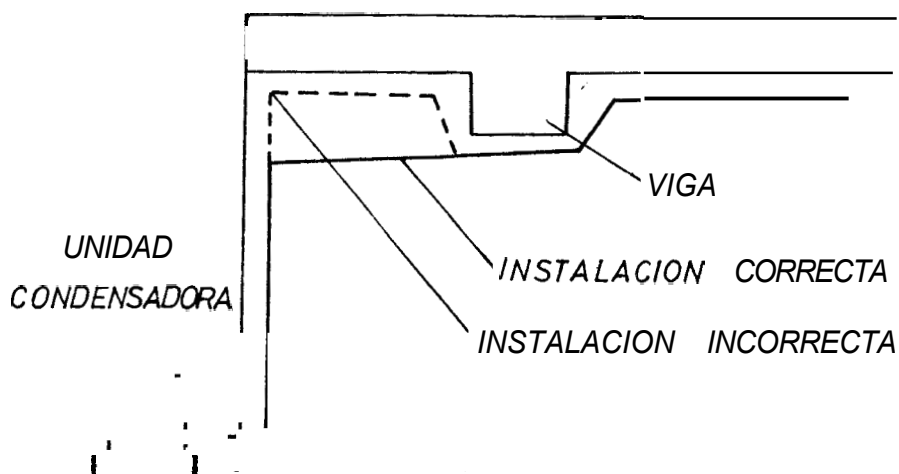


FIG. 28.- FORMA VE INSTALAR TUBERIA REFRIGERANTE PARA EVITAR UNA VIGA SIN ACUMULAR ACEITE.

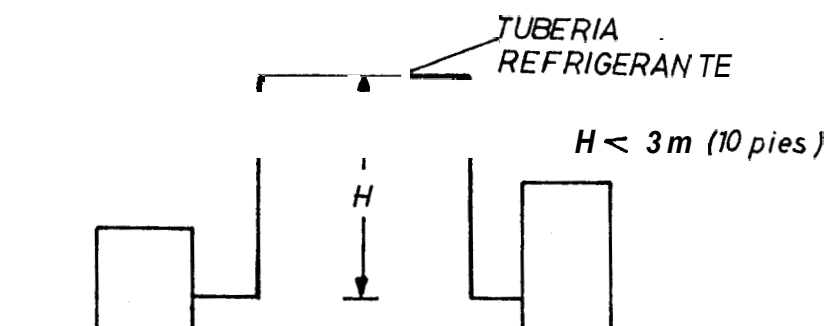


FIG. 29.- ALTURAS MAYORES VE 3 METROS DISMINUYEN EL RETORNO VE ACEITE.

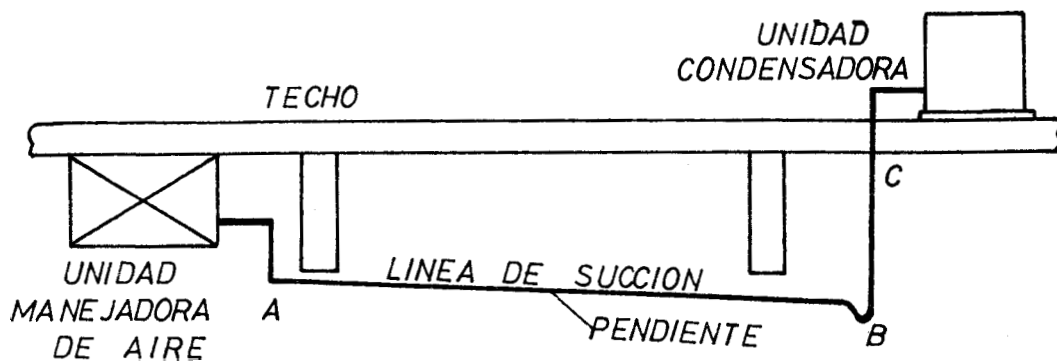


FIG. 30.- FORMA VE ASEGURAR EL RETORNO VE ACEITE.

ro o acero ya que el fósforo reacciona con el hierro para formar fosfato de hierro, el cuál es extremadamente frágil o quebradizo. Para soldar el cobre con acero se requiere el uso de la soldadura Easy-Flo 35 a 45 y un fundente.

AL efectuar las uniones soldadas use nitrógeno seco antes y durante La soldada, para prevenir escamaduras en el lado interior del tubo. (fig.32) La presión debe mantenerse de 2 a 8 lb./pulg<sup>2</sup>.

Comience a soldar las conexiones desde la unidad exterior hacia la unidad interior. Cierre el suministro de nitrógeno y sáquelo del múltiple del manómetro.

- Aislamiento térmico de la tubería refrigerante

El aislamiento es necesario para proteger la tubería refrigerante de los efectos de otras fuentes de calor y para prevenir rocío.

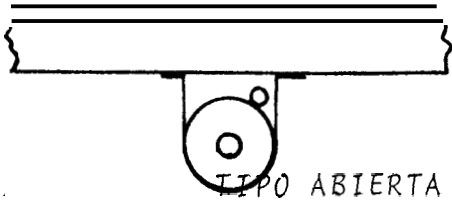
Las siguientes precauciones debe de tomarse:

Nunca debe aislarse las tuberías de líquido y succión juntas. **Ve-**ben separarse y aislarse **independientemente**, un aislamiento único para ambas tuberías puede causar sobrecalentamiento de la tubería de succión y deteriorar el rendimiento del compresor. Las tuberías refrigerante instaladas debajo del piso deben ser aisladas independientemente e instaladas dentro de un tubo conducto.

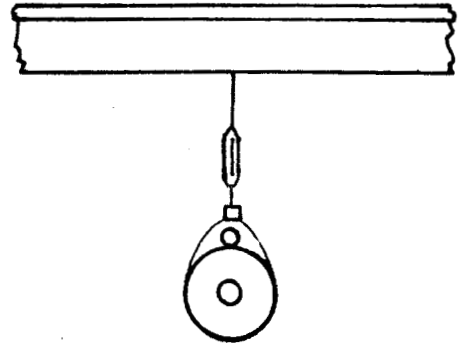
Cuando las tuberías pasan por un lugar caliente (tumbado, exposición del sol, etc.) la línea de líquido deberá necesariamente ser aislada como se **ve** en la fig. 31.

La tubería de succión debe ser aislada por un material que resista más allá de 120°F (49°C).

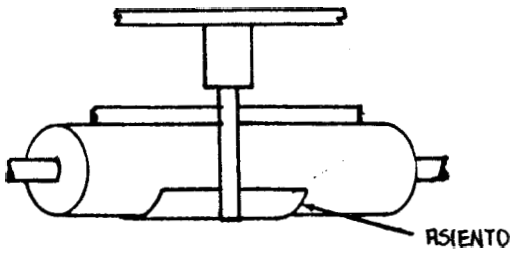
Varios tipos de aislamiento pueden ser usados: lana de vidrio, espuma de polietileno resistente al calor, EPT (etileno, propileno y polímero de alquitrán), armafex, rubatex.



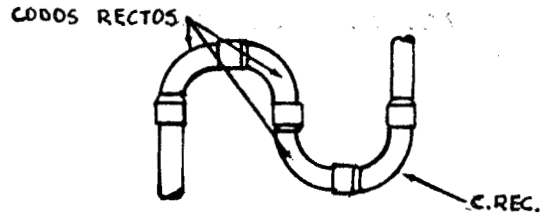
TIPO ABIERTA



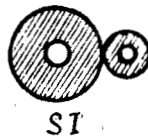
ABRAZADERA CON SOPORTE AJUSTABLE



ABRAZADERA TIPO CERRADA



TRAMPA EN LZNEA RE-SUCCZON



PAUTAS PARA EL TENDIDO DE TUBERIAS

FIG. 31k .- FORMAS COMO DEBE SER SOPORTADA LA TUBERIA REFRZGERANTE.

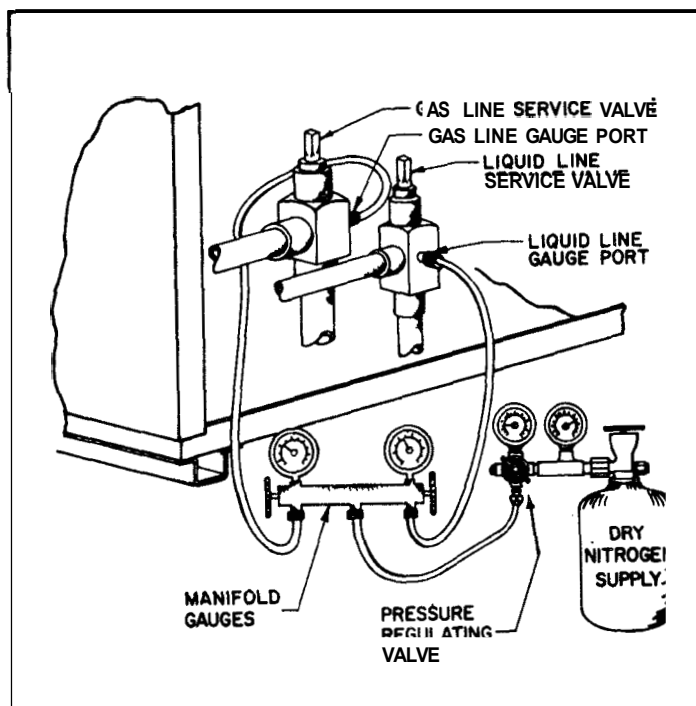


FIG. 32 .- ILUSTRACION TIPICA DEL PROCEDIMIENTO USANDO NITROGENO SECO PARA PREVENIR ESCAMADURAS AL SOLDAR.

LEYENDA :

*Gas line service valve = Válvula de servicio línea de gas.*

*Gas line gauge port = Orificio para manómetro.*

*Liquid line service valve = Válvula de servicio de la línea de líquido.*

*Liquid line gauge port = Orificio para manómetro de la línea de líquido.*

El aislante debe ser de medida de la tubería, para que éste ajuste y no deje fugas para que no penetre el aire y no se forme rocío. Nunca deberán ser empotradas y debe permitirse tener fugas para la expansión debido a cambios de temperaturas y esfuerzos que rompan sus juntas.

- Evacuación y carga

Detección de fugas. - Previo a la evacuación y carga es necesario probar si existen fugas en las uniones soldadas, para esto es necesario usar un detector de fuga electrónico o de antorcha. Cargue el sistema con freón 22 hasta 40 lbr/pulg<sup>2</sup> (2,8 Kg/cm<sup>2</sup>). Si alguna fuga es encontrada, sangre el freón 22 de las líneas y conecte nuevamente el suministro de nitrógeno.

Antes de soldar deje que el nitrógeno fluya a través del sistema saliendo por el lado de succión continuamente. Después de la reparación repita el procedimiento de la detección de fuga.

- Evacuación y carga. - Una vez que las líneas no presentan fugas es necesario proceder a su evacuación (fig. 33).

La humedad en el interior de la tubería refrigerante es un problema que debe ser resuelto.

La humedad en un sistema refrigerante crea problemas de congelamiento en la válvula de expansión porque los cristales de hielo restringen el flujo de refrigerante, causando una reducción de la capacidad de enfriamiento.

La humedad produce corrosión, cuyos efectos no aparecen hasta que el daño ocurre. Además la humedad más el refrigerante crea más corrosión. El freón 22 contiene Cloro que lentamente se hidrata con agua y forma ácido clorhídrico que es altamente corrosivo.

El calor aumenta la cantidad de corrosión, ya que a temperaturas

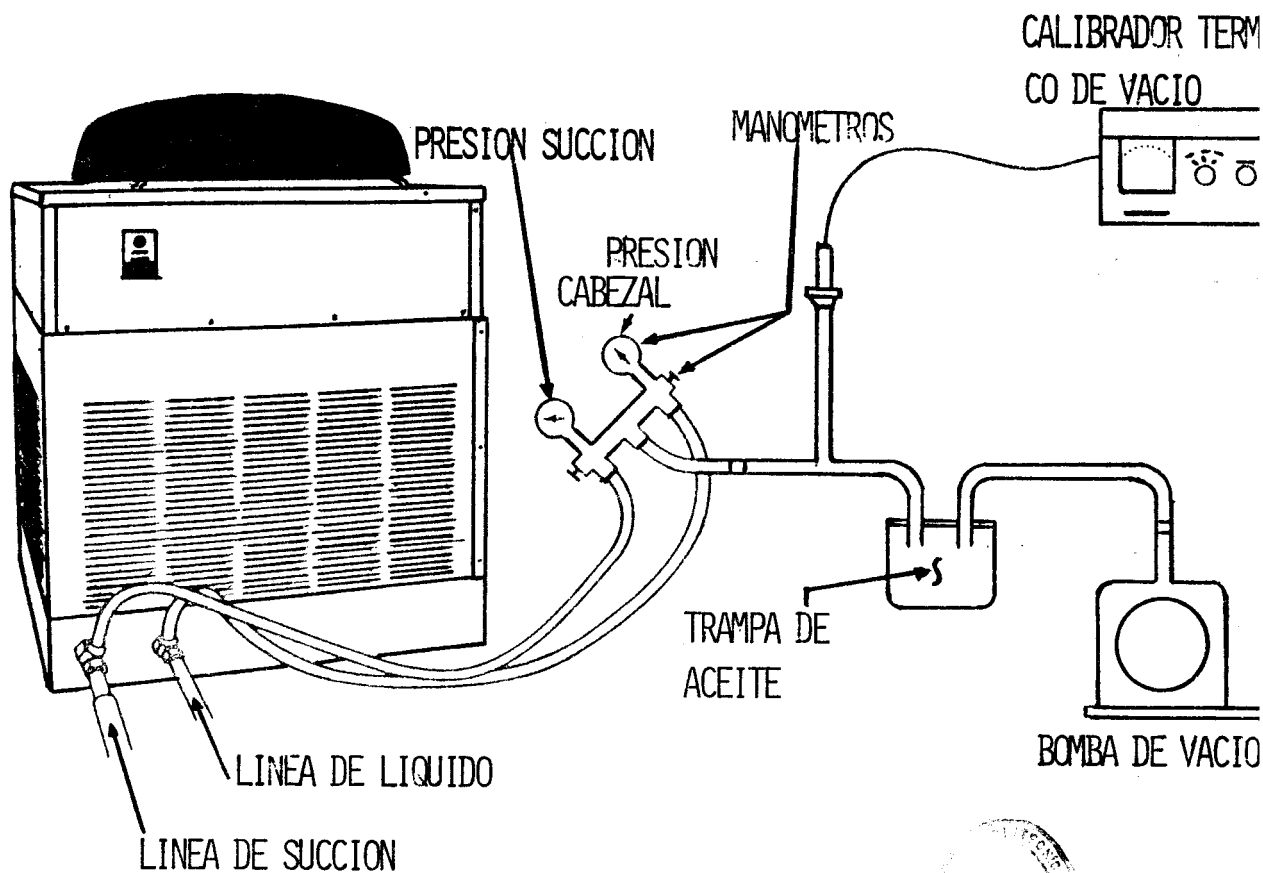


Fig. 33.- CONECCIONES DE EVACUACION.



más altas el proceso de formación de ácidos se acelera. El aceite refrigerante que aunque no *be* mezcle con el agua, la absorbe cuando *a* cambiado a ácido, emulsionándose con el aceite *que* con el óxido que se forma en las superficies metálicas provoca la formación de Lodo, obstruyendo las válvulas, bocines, tubos del compresor, filtro, válvula de expansión, etc.

Para eliminar la humedad y sus problemas es necesario usar una bomba de alto vacío .

La bomba de alto vacío *baca* toda la humedad, bajando la presión al agua y poniéndose en ebullición.

Las presiones debajo de la presión atmosférica (14,7 psi) (1 kg/cm<sup>2</sup>) es referido como vacío. Las 14,7 libras de aire por cada pulgada cuadrada de superficie puede soportar 29,92 pulg. (76 cm) de *mehcu*rio .

La tabla D-2 es una guía para atacar el problema de la deshidratación en ella se vé que el punto de ebullición se reduce cuando la presión atmosférica es disminuida y ayudará a determinar el vacío al cuál deberá obtenerse agua en ebullición *baja* varias temperaturas. Una bomba de vacío *capz* de reducir la presión a menos de 1" (2,54 cm) de mercurio puede *bacan* la humedad a una temperatura ambiente de 80°F (27°C) o más.

Las bombas de vacío de una etapa evacuarán hasta 15 micrones bajo condiciones especiales, pero como descargan en la atmósfera *conta*miman el aceite y la mayoría no tiene como purificar el aceite y no evacuarán más bajo que 1.000 a 2.000 micrones. Ciertas bombas de una etapa con sistema de inyección de aceite *redicen* la contaminación y son capaces de evacuar hasta 300 micrones.

Las bombas de alto vacío de doble etapa puede evacuar hasta valores

tan bajos como 0,1 microes, baja condiciones especiales. En operación continúa puede evacuar hasta 50 micrones por períodos prolongados.

La selección del tamaño de La bomba de vacío dependerá del largo y del diámetro de la línea a deshidratar. Para medir el vacío se puede usar un manómetro compuesto standard o un calibrador de vacío térmico.

Los calibradores térmicos de vacío son diseñados para usarse con bombas de alto vacío y puede leer con precisión en micrones.

Una evacuación al menos de 350 micrones, es un valor aceptable y recomendado por la mayoría de los constructores de equipos acondicionadores de aire y debe ser hecho en todos Lo cama.

#### 4.4. Arranque y prueba de la unidad

-Arranque de La unidad. - Antes de proceder al arranque de la unidad deberá tomarse las siguientes precauciones :

Chequear que el suministro de energía esté de acuerdo a Lo especificado en la placa del equipo .

Para evitar daños en el compresor es importante antes de arrancar, aplicar energía eléctrica para energizar el calentador por Lo menos 30 min. por cada libra (0,45 kg.) de refrigerante en el sistema y así evaporar la presencia de cualquier cantidad de líquido refrigerante que pueda dañar las válvulas del compresor.

Como los factores más importantes para alcanzar la carga de refrigerante adecuado son el flujo de aire de la unidad interior y La carga de enfriamiento necesaria, es importante proceder de la siguiente manera :

Arranque el ventilador de la unidad interior y mida el flujo de





aire a la salida de la unidad con un anemómetro de palas para verificar que esté dentro del valor calculado para el cuarto de cómputo; chequear el rendimiento del ventilador.

### Medición del flujo de aire

El volumen de aire fluyendo en el sistema puede ser determinado si la velocidad y el área transversal del conducto de suministro son factores conocidos. El anemómetro es un instrumento para medir la velocidad del aire y se coloca a la salida del suministro de aire. (fig. 34)

La medida de la velocidad debe ser hecha en muchos puntos a través de la salida hacia el plenum para mayor exactitud, ya que la velocidad varía en diferentes puntos sobre la sección transversal de la salida de aire al plenum. La velocidad es normalmente más alta cerca del centro del ducto debido a las pérdidas de fricción más alta a las paredes del ducto.

Así, los pies cúbicos por minuto se calcula:

$$\text{PCM} = \text{Velocidad (PPM)} \times \text{Área de la secc. transversal (pi}^2)$$

$$\text{PCM} = \frac{V}{n} A \quad n = \text{número de pruebas}$$

$$\text{PCM} = \frac{V_1 + V_2 + V_3 + V_4 + V_5 + V_6}{n} \times A$$

Este cálculo es una prueba inicial para fijar la velocidad del ventilador en el flujo de aire calculado para el cuarto de cómputo, y es necesario medir en amperaje de consumo del motor del ventilador en éste momento.

Con las planchas perforadas en el piso ocasionan una resistencia adicional al flujo de aire, es necesario posteriormente medir la salida de aire en cada plancha perforada en el piso, ya sellada con



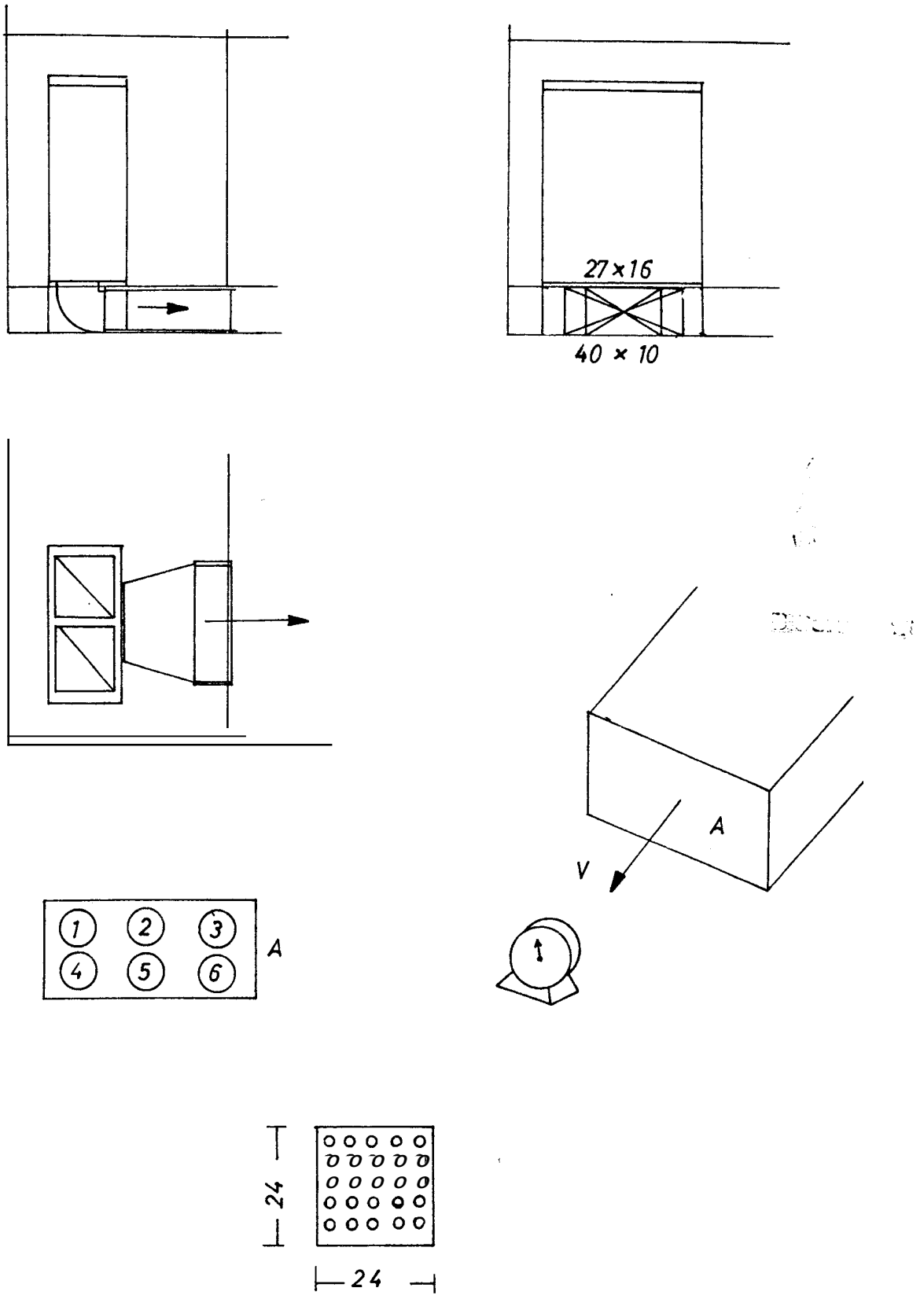


FIG. 34.- FORMA DE MEDIR LA VELOCIDAD DE SALIDA DEL AIRE POR EL DUCTO DE SUMINISTRO Y LOS PANELES PERFORADOS DEL PISO.

todas las planchas en el piso. Si una unidad en reserva existe, un damper de contraflujo **debe** ser colocado en el ducto de cada unidad hacia el plenum, para evitar que la presión se alivie y el aire regrese por el ducto de la unidad que se encuentre fuera de operación. El procedimiento para medir el flujo en las planchas perforadas del piso, es el mismo que para medir el flujo de aire en el conducto, pero solo en un sitio, ya que la velocidad será la misma en cada orificio.

Los paneles son usualmente de 24 x 24" (60 x 60 cm) y tienen un área libre normal de aproximadamente 100 a 140" cuadradas (648 a 908 cm<sup>2</sup>). Verifique o consulte los datos del fabricante, porque algunas planchas solo tienen de 35 a 50" cuadradas (227 a 324 cm<sup>2</sup>) de área libre, y por tanto más paneles serán necesarios usar.

Para calcular la cantidad de aire que suministra cada panel es necesario tener en cuenta que solo el 75% del área total saldrán por los paneles y el 25% restante saldrá por los orificios hechos para pasar los cables y hendiduras que existen entre los paneles y su asiento en el piso falso. Si los pasajes para los cables son sellados se deberá usar el 100% aproximadamente.

La velocidad del aire a seleccionar estará entre 750-800 pie por minuto. Esta es generalmente la velocidad del aire de diseño recomendado para el panel perforado. Entonces la prueba de cada panel perforado dará:

$$\text{Flujo de aire/panel} = \text{Veloc. de la prueba} \times \frac{\text{área libre del panel perforado}}{144}$$

$$\text{Flujo de aire total} = \# \text{ de paneles} \times \text{Flujo de aire / panel}$$

Antes de proceder a cargar el equipo, un test de rendimiento de

peración del flujo de aire debe establecerse.

El flujo de aire debe ser regulado si he establece que es necesario más flujo de aire. Primero he aumentan las salidas de aire en el piso falso. Si el flujo de aire medido con el anemómetro en su salida es excesivo o reducido debe ajustarse La velocidad del ventila - doh, cerrando o abriendo la polea de paso variable acoplado al motor del ventilador de La unidad interior. Si no los tiene se recomien da instalar un sistema de ventilación con poleas de paso variable por ser el ajuste más fino .

Una vez que he ha fijado el flujo de aire de suministro de la uni - dad evaporadora (interior) he procede a medir las presiones estáticas y total en la entrada y la salida del aire de la unidad para poder evaluar el rendimiento o funcionamiento del sistema. (Fig.35) Para efectuar estas mediciones se usará un manómetros inclinado . La presión de velocidad es á:

$$P_v = P_t - P_e$$

La presión de cabezal en pulgadas de agua del ventilador aplicando Bernoulli es:

$$(P_s) \text{ entr.} + (P_v) \text{ entr.} + P \text{ vent.} = (P_s) \text{ sal.} + (P_v) \text{ sal.} + h \text{ sal.}$$

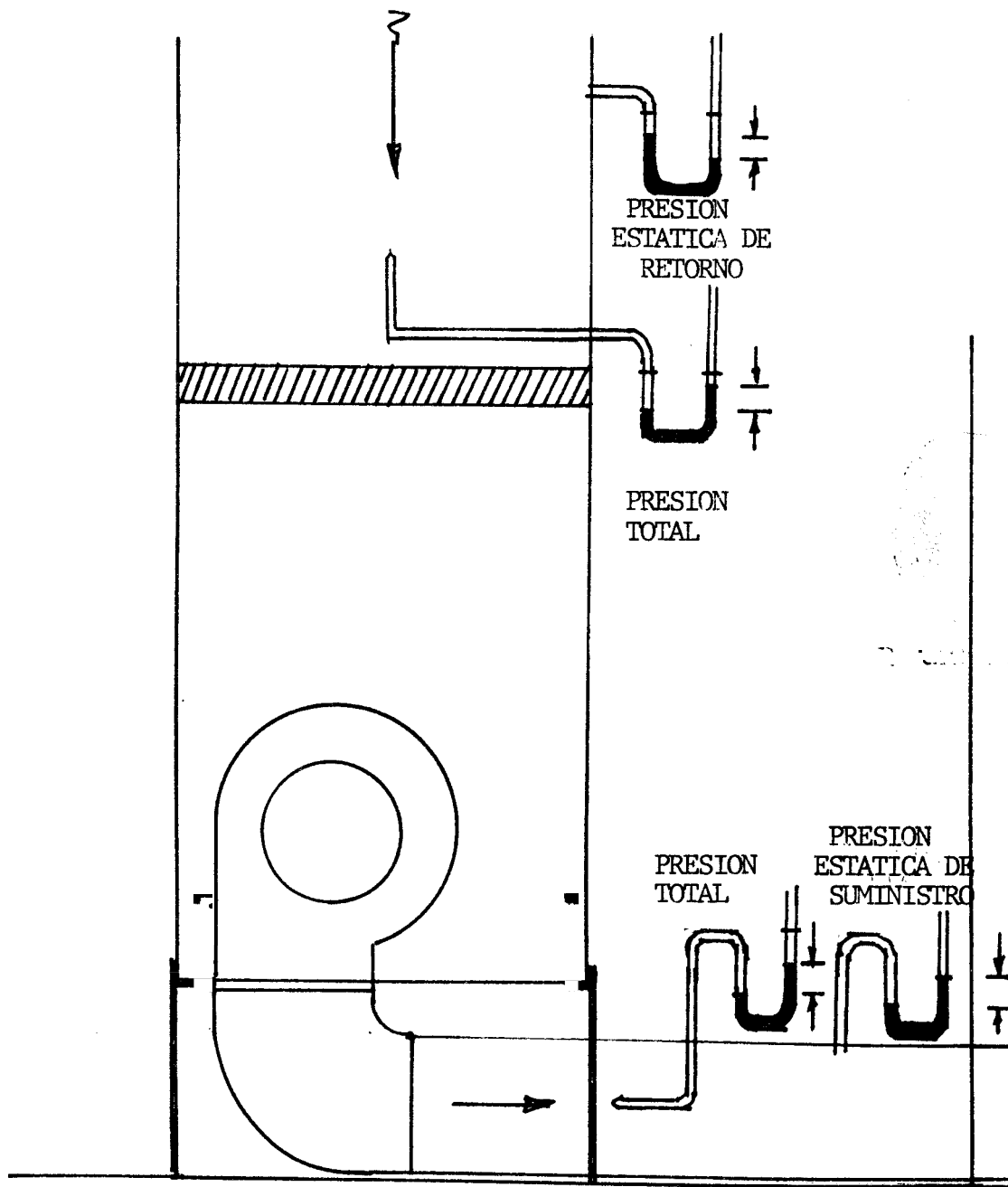
Para flujo de aire el cabezal de elevación puede ser despreciado debido al bajo peso específico del aire.

$$P \text{ vent.} = (P_s) \text{ sal.} - (P_s) \text{ ent.} + (P_v) \text{ sal.} - (P_v) \text{ entr.}$$

La potencia del ventilador será:

$$H_p \text{ vent.} = \frac{P \text{ vent.} \times \text{caudal aire en PCM}}{6.350 \times \text{eficiencia del motor}}$$

De esta forma puede comprobarse si la potencia del motor de la u - nidad interior (evaporadora) es suficiente o la necesaria calculada en el sitio durante la prueba.



$$\text{PRESION VELOCIDAD (W)} = \text{PRESION TOTAL (PT)} - \text{PRESION ESTATICA (PE)}$$

FIG. 35.- MEDICIONES DIRECTA DE LA PRESION

El amperaje del motor debe ser medido para asegurarse que no sobrepase su amperaje de régimen marcado en la placa.

Una vez que el flujo de aire a sido ajustado de acuerdo a los requerimientos del sistema, se procede a arrancar el compresor fijando el termostato al menos 5°F (2,8°C) más bajo que la temperatura del cuarto y proceda a completar su carga añadiendo refrigerante permitiendo antes de **empezar** a cargar trabajar al sistema por 5 a 10 minutos. Esto le da al sistema total, tiempo para estabilizarse, antes de añadir más gas refrigerante por la válvula de servicio de la línea de succión, después de este tiempo observe las presiones y cargue hasta que la presión de succión esté alrededor de 60 lbs/pulg<sup>2</sup> (4,2 kg/cm<sup>2</sup>), que es menor que la presión de succión de 76 lbs/pulg<sup>2</sup> (5,3 kg/cm<sup>2</sup>) que resultó del ploteo de enfrentamiento de las dos unidades (interior y exterior).

Después de que el flujo de aire ha sido correctamente ajustado y todas las condiciones se han estabilizado, chequee la carga de acuerdo a la carta de rendimiento de la unidad (que es suministrada por el fabricante) y añada o saque refrigerante como se indica en la carta de la fig. 36 y proceda de la siguiente manera:

- Lea la temperatura exterior existente en **el** momento .
- Mida la temperatura interior del bulbo húmedo.
- Mida las presiones de cabezal y de succión.
- Con el valor de la temperatura exterior trace una vertical hasta la temperatura interior de bulbo húmedo y lea horizontalmente la presión de succión y la presión de cabezal (líquido) en ambas cartas al valor de 2.700 pie<sup>3</sup>/min. (76,4 m<sup>3</sup>/min.) de flujo de aire de la unidad interior.

Las lecturas de la presión de cabezal en los manómetros debe de

estar dentro de  $\pm 10$  libras por pulgada cuadrada man. ( $0,7 \text{ Kg/cm}^2$ ) de la del valor de la carta.

Si la lectura del manómetro es más que  $70 \text{ lbs/pulg}^2 \text{ man. } (0,7 \text{ Kg/cm}^2)$  debajo de la lectura de la presión de cabezal de la carta, añada freón 22 al sistema.

Si la lectura del manómetro  $\geq$  más de  $10 \text{ lbs/pulg}^2 \text{ man. } (0,7 \text{ Kg/cm}^2)$  encima de la presión de cabezal de la carta, sangre freón 22 del sistema.

La lectura de la presión de succión en los manómetros deben de estar dentro de  $\pm 3 \text{ lbs/pulg}^2 \text{ man. } (0,21 \text{ Kg/cm}^2)$  de la lectura de la carta.

#### - Prueba de la capacidad de enfriamiento

Para esta prueba proceda como sigue:

- Ajuste la temperatura del termostato a la temperatura de diseño del cuarto  $72^\circ\text{F}$  ( $22,2^\circ\text{C}$ ).

Después de más de 30 min. de enfriamiento mida las temperaturas mínima de bulbo seco y bulbo húmedo alcanzada en un momento determinada en el retorno de la unidad manejadora de aire. Mida también las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo de salida del aire de la unidad.

La capacidad de enfriamiento sensible del sistema será:

$$(\text{BTU/HR}) \text{ sensible} = \text{PCM} \times 1,08 \times \Delta t$$

Donde  $\Delta t = (t_{bd})_{\text{sal.}} - (t_{bd})_{\text{entr.}}$

La capacidad total del sistema será:

$$(\text{BTU/HR}) \text{ total} = \text{RCM} \times 4,5 \times (h_{\text{sal.}} - h_{\text{entr.}})$$

Donde:

$h_{\text{sal.}}$  es igual la entalpía del aire saliendo a la temperatura de bulbo húmedo (BTU/LB.).

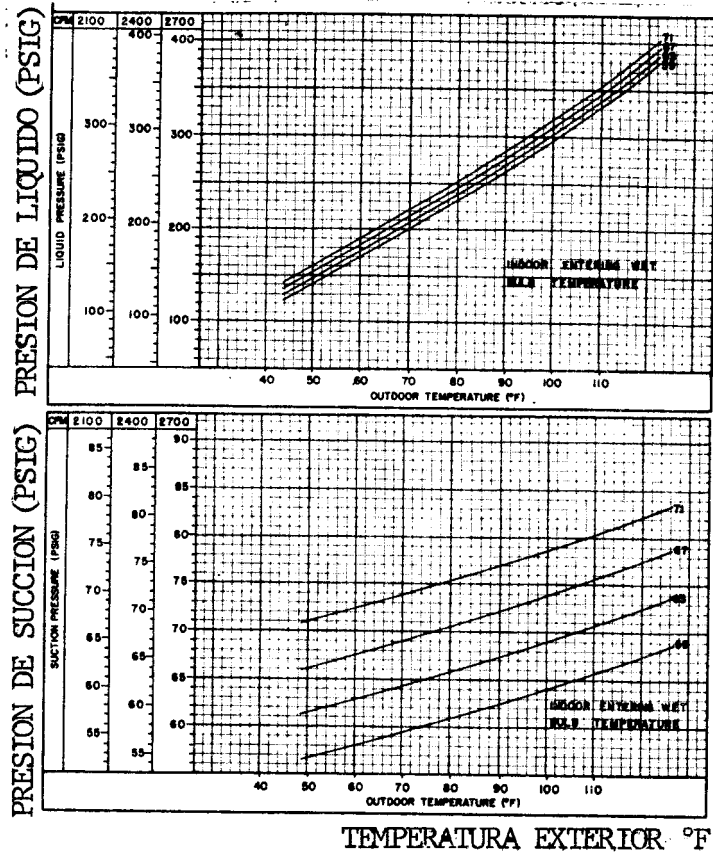


FIG. 36. - CHEQUEO DEL FUNCIONAMIENTO / CARGA 9



$h_{entr.}$  es la entalpía del aire entrando a La temperatura del bulbo húmedo entrando (BTU/lb.).

Energice el recalentador momentaneamente para confirmar su operación y anote el valor del amperaje, para verificarlo con el de La placa. Una vez que se ha alcanzado La temperatura más baja posible, pare el computador y con el recalentador funcionando operado por el humidistato de humedad  $\&$ , mida la temperatura del aire entrando y saliendo de la unidad evaporadora.

La diferencia de temperatura entre la entrada y La salida deben ser aproximadamente iguales a los valores obtenidos de temperatura y humedad en la prueba anterior con el computador operando.

#### =Medición del voltaje de operación

Después de confirmar la capacidad de enfriamiento y recalentamiento mida el voltaje de operación tanto para La unidad interior como la exterior, el voltaje correcto  $\cup$  el de régimen  $\pm$  70%.

Insuficiente voltaje significa reducción en la capacidad de enfriamiento. En este caso chequee el voltaje de La fuente de suministro de energía eléctrica, el grosor y la longitud de los cables de acometida eléctrica, etc.

Para un sistema de suministro eléctrico trifásico una lectura para cada fase del voltaje debe de estar dentro de 2,5% del voltaje promedio fase a fase. es decir:

$$\bar{V} = \frac{V_1 + V_2 + V_3}{3}$$

y la desviación permitida del promedio es 2,5% x  $\bar{V}$ , es decir:

$$V_1 - V_2 \leq 2,5\% \bar{V}$$

$$V_1 - V_3 \leq 2,5\% \bar{V}$$

$$V_2 - V_3 \leq 2,5\% \bar{V}$$

- Medición de la corriente de operación

Igual que con la medición del voltaje de operación hay que medir la corriente de cada fase durante la operación. Ella debe estar cerca del 75% debajo de la corriente indicada en la placa o catálogo del compresor y del equipo de cada una de las unidades interior y exterior.

Para obtener los vatios de circuito

$$W_1 = \text{amperaje línea 1} \times \text{voltaje promedio}$$

$$W_2 = \text{amperaje línea 2} \times \text{voltaje promedio}$$

$$W_3 = \text{amperaje línea 3} \times \text{voltaje promedio}$$

$$W \text{ total del circuito} = \sum W$$

Para sistema trifásico

$$W = \frac{W}{1,73}$$

Este cálculo deberá ser hecho tanto para el recalentador como para el compresor y motores que comprende el sistema.

- Medición del factor de comportamiento

Llamado actualmente, relación de eficiencia de energía (REE), puede obtenerse calculando la carga conectada en vatios. (Tabla D-4).

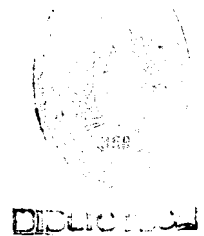
Por lo tanto para compresores herméticos

$$\text{REE (BTU/VATIOS)} = \frac{\text{Capacidad total del equipo (BTU/HR)}}{\text{Vatios consumidos por el compresor}}$$

4.5. Conclusiones y Recomendaciones

Conclusiones. - De lo expuesto anteriormente en este Informe Técnico se puede concluir la siguiente:

- Es posible realizar la instalación de un sistema de acondicionamiento de aire para un centro de cómputo que satisfaga las condiciones necesarias de temperatura, humedad y limpieza del aire con un



dades standard divididas (split) convenientemente seleccionadas, cumpliendo los requisitos de capacidad sensible y latente.

- Con dichas unidades separadas y con los accesorios complementarios como: recalentador, humidificador, controles y alarmas se puede cumplir con los requisitos de seguridad y confiabilidad del sistema.

- Las limitaciones que existen en este tipo de sistema, comparado con un sistema compacto equivalente, son las mismas.

- Comparando sus costos se observa que el sistema compacto tiene un costo por BTU/HR de 0,094 U.S. \$ y el sistema adaptado de 0,062 U.S. \$, lo que reduce sus costos en 0,032 U.S. \$ /BTU/HR (34%) lo que indica su conveniencia desde el punto de vista económico.

### RECOMENDACIONES

Aunque este Informe Técnico establece una gran cantidad de criterios, tanto como para su selección como para su instalación, se debe hacer hincapié en las siguientes recomendaciones:

- La capacidad latente de las unidades seleccionadas no deberán ser excesivamente altas ya que habrá necesidad de sobredimensionar el humidificador. Si la capacidad latente en exceso del equipo respecto del cuanto no es balanceada, el sistema, puede bajar excesivamente la humedad y no ser compensada por el humidificador con aumentos de electricidad estática y procesamiento errático.

- La capacidad sensible deberá ser la establecida por los cálculos ya que si es excesiva hará que el calentador quede corto y no aplique la carga necesaria al sistema para su operación eficiente. Si

el calentador está de acuerdo a la carga sensible del sistema habrá un consumo mayor de energía eléctrica y por lo tanto los costos de operación serán mayores.

- El montaje e instalación del sistema, así como de la tubería refrigerante deberá ser realizado por personal competente, ya que de lo contrario, problemas de falla en el funcionamiento del equipo y posibles daños serán ocasionados, así como deterioro de la confiabilidad del sistema.

Deberá emplearse soldadura de buena calidad que permitan realizar juntas más fuertes y evitar fugas de gas en las líneas con los consecuentes gastos de reparación y paros de las unidades acondicionadoras de aire, así como de los equipos de procesamiento de datos.

- Un buen programa de mantenimiento deberá ser establecido, ya que de lo contrario la capacidad de operación del sistema puede verse afectado. Las inspecciones y mantenimiento deberán ser más frecuentes de lo normal, ya que el centro de cómputo normalmente trabaja las 24 horas del día y cuando no lo hace el equipo acondicionador de aire deberá seguir operando para mantener la humedad dentro de los límites establecidos. Dentro del programa de mantenimiento, pruebas de capacidad y operación deberán establecerse para permitir que se reemplacen las partes deterioradas antes de que ocurra las fallas y así mantener la máxima confiabilidad del sistema.

- Si por situaciones económicas no se puede instalar unidades de reserva por el 100% de la capacidad necesitada por el centro de cómputo u posible instalar tres unidades, de las cuales dos su-

pliran la carga y La tercera servirá de emergencia. Esto representa una ventaja ya que el recalentador será más pequeño ahorrando energía eléctrica cuando opere, por que el computador esté apagado y sólo una unidad acondicionadora de aire sea suficiente para acondicionar el cuarto.

- Se recomienda cuando sea posible sustituir el recalentador eléctrico por cualquiera de los sistemas de modulación de la carga de enfriamiento (derivación del gas caliente o descarga de cilindro del compresor si los tiene o se lo puede instalar)

- Se recomienda que el equipo, ni es disponible, Renga doble circuito (doble compresor) de refrigeración para ahorro de energía cuando sólo se necesite La capacidad que suministre uno de los daa compresores.

- Las figuras 14,15,36 y las Tablas B-2, B-3, 8-4, 8-6, 8-9 y 0-4 deben ser utilizadas exclusivamente para unidades marca General Electric. Para aplicación de otra marca se recomienda pedir directamente información al fabricante.

TABLA A-1

VARIACIONES DE LA TEMPERATURA EXTERIOR EN GUAYAQUIL		
TEMPERATURAS EXTERIORES ( °F )		
HORA	BULBO SECO	BULBO HUMEDO
5 a.m.	74,0	71,3
6 a.m.	74,4	72,4
7 a.m.	75,0	72,7
8 a.m.	76,0	73,5
9 a.m.	78,0	74,8
10 a.m.	80,5	76,4
11 a.m.	84,0	77,8
12 m.	87,0	78,7
1 p.m.	90,0	79,4
2 p.m.	91,5	79,8
3 p.m.	92,0	80,0
4 p.m.	91,5	79,8
5 p.m.	90,0	79,4
6 p.m.	88,3	79,1
7 p.m.	86,3	78,5
8 p.m.	84,5	78,0
9 p.m.	83,0	77,5

FUENTE: Compañía DELFINI & CIA. LTDA. ( DELTA )

TABLA A - 2

TABLAS DE DIFERENCIAS DE TEMPERATURA EQUIVALENTES (GRADOS F)

ORIENTACION	PESO DE LA PARED LB/FT2	TIEMPO																				
		A.M.						P.M.														
		7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10					
NE	20	2	11	22	32	5	6	7	7	7	7	6	4	1	3	7	6	5				
	60	2	9	77	25	4	4	5	5	6	5	5	3	7	7	6	5	4				
E	20	2	7	1	2	2	3	2	3	8	6	7	7	7	6	4	7	3	7	6	5	
	60	2	9	77	25	30	4	5	5	6	5	5	3	11	6	5	4	5	4	6	5	4
SE	20	2	17	22	32	38	39	7	7	7	7	6	4	13	7	6	5	4	7	6	5	
	60	2	9	77	25	30	31	5	5	6	5	5	3	1	1	6	5	4	6	5	4	
S	20	2	7	1	2	2	3	2	3	8	3	9	7	7	7	7	6	4	13	7	6	5
	60	2	9	77	25	30	31	5	5	6	5	5	3	7	7	6	5	4	7	6	5	4
SO	20	0	2	2	3	5	6	40	39	37	22	11	4	3	3	2	2	2	2	2	2	
	60	0	1	2	3	4	4	32	31	25	17	9	3	2	2	2	2	2	2	2	1	
O	20	0	2	2	3	5	6	40	30	31	22	11	4	3	3	2	2	2	2	2	2	
	60	0	1	2	3	4	4	3	2	3	1	2	5	1	7	9	3	2	2	2	7	
NO	20	0	2	2	3	5	6	7	39	31	22	11	4	3	3	2	2	2	2	2	2	
	60	0	1	2	3	4	4	5	31	25	17	9	3	2	2	2	2	2	2	2	7	
N*	20	0	2	2	3	5	6	7	7	7	7	6	4	1	3	7	6	5	4	7	6	5
	60	0	1	2	3	4	4	5	5	6	5	5	3	11	6	5	4	5	6	5	4	4
TECHO	20	0	10	27	32	39	40	41	40	32	27	10	2	1	0	0	0	0	0	0	0	0
	60	0	7	16	25	30	31	32	30	25	16	7	7	1	0	0	0	0	0	0	0	0

\* TECHO O PARED A LA SOMBRA

FUENTE: DONOSO E BAQUERIZO

## T A B L A B - 1

## PROPIEDADES DE ENTALPIO DEL AIRE

TEMP. BULBO HUM. °F	CONTENIDO TOTAL DE CALOR DEL AIRE (BTU Per lb. of Dry Air with Vapor to Saturate it) 1 CFM = 4.5 LBS. OF DRY AIR WET BULB TEMPERATURE IN .1 INCREMENTS									
	0	.1	.2	.3	.4	.5	.6	.7	.8	.9
51	20.86	20.92	20.98	21.04	21.09	21.15	21.21	21.26	21.32	21.31
52	21.44	21.49	21.55	21.60	21.66	21.72	21.78	21.83	21.89	21.91
53	22.02	22.06	22.12	22.19	22.24	22.30	22.36	22.43	22.49	22.51
54	22.62	22.68	22.74	22.80	22.86	22.92	22.98	23.04	23.11	23.11
55	23.22	23.28	23.34	23.40	23.46	23.52	23.58	23.64	23.71	23.71
56	23.84	23.90	23.96	24.03	24.09	24.15	24.21	24.28	24.34	24.41
57	24.48	24.53	24.59	24.66	24.72	24.79	24.85	24.92	24.99	25.01
58	25.12	25.18	25.25	25.32	25.38	25.45	25.51	25.58	25.65	25.71
59	25.78	25.85	25.91	25.99	26.06	26.12	26.19	26.26	26.33	26.39
60	26.46	26.53	26.60	26.67	26.74	26.81	26.88	26.94	27.01	27.01
61	27.15	27.21	27.28	27.35	27.42	27.48	27.55	27.62	27.69	27.76
62	27.85	27.92	28.00	28.07	28.14	28.21	28.29	28.36	28.43	28.51
63	28.57	28.65	28.72	28.79	28.86	28.94	29.01	29.08	29.16	29.21
64	29.31	29.38	29.45	29.53	29.60	29.68	29.76	29.83	29.91	29.98
65	30.06	30.13	30.21	30.29	30.37	30.45	30.52	30.60	30.68	30.76
66	30.83	30.92	31.00	31.07	31.15	31.23	31.31	31.39	31.47	31.51
67	31.62	31.70	31.77	31.85	31.93	32.01	32.09	32.17	32.25	32.31
68	32.42	32.51	32.59	32.67	32.76	32.84	32.92	33.01	33.09	33.17
69	33.25	33.34	33.42	33.50	33.59	33.67	33.75	33.84	33.92	34.01
70	34.09	34.17	34.26	34.34	34.43	34.51	34.60	34.69	34.77	34.86
71	34.95	35.04	35.13	35.22	35.31	35.40	35.48	35.57	35.66	35.74
72	35.83	35.92	36.01	36.10	36.19	36.27	36.37	36.46	36.55	36.65
73	36.74	36.83	36.92	37.02	37.11	37.21	37.30	37.39	37.48	37.57
74	37.66	37.76	37.85	37.94	38.04	38.14	38.23	38.33	38.43	38.52
75	38.61	38.71	38.80	38.90	38.99	39.09	39.18	39.28	39.37	39.47
76	39.57	39.67	39.77	39.87	39.97	40.07	40.17	40.27	40.38	40.48
77	40.57	40.68	40.78	40.88	40.98	41.08	41.18	41.28	41.38	41.48
78	41.58	41.69	41.79	41.89	42.00	42.10	42.20	42.31	42.41	42.52
79	42.62	42.73	42.83	42.94	43.05	43.15	43.26	43.37	43.48	43.59
80	43.69	43.81	43.91	44.02	44.13	44.24	44.36	44.46	44.57	44.68
81	44.78	44.89	45.00	45.11	45.23	45.34	45.45	45.57	45.68	45.80
82	45.90	46.02	46.13	46.24	46.35	46.47	46.58	46.69	46.71	46.82
83	47.04	47.16	47.28	47.40	47.52	47.63	47.75	47.87	47.99	48.10
84	48.22	48.34	48.46	48.53	48.70	48.82	48.94	49.06	49.19	49.31
85	49.43	49.56	49.68	49.70	49.92	50.05	50.17	50.29	50.41	50.54



**ESPECIFICACIONES DEL PRODUCTO G. E.**

MODELOS	BWE090C100C	BWE090C400B	BWE120C100C	BWE120C400B	BTE120B100C	BTE120B400B
<b>RATED VOLTS/PH./HZ.</b>	<b>200-230/1/60</b>	<b>200-230 &amp; 460/3/60</b>	<b>200-230/1/60</b>	<b>200-230 &amp; 460/3/60</b>	<b>200-230/1/60</b>	<b>200-230 &amp; 460/3/60</b>
<b>RATINGS ①</b>	FOR RATED CAPACITIES SEE PRODUCT DATA BOOK FOR OUTDOOR MODELS					
<b>INDOOR COIL</b>	Plate Fin	Plate Fin	Plate Fin	Plate Fin	Plate Fin	Plate Fin
Rows / F.P.I.	3/13	3/13	3/13	3/13	3/13	3/13
Face Area (Sq. Ft.)	10.9	10.9	10.9	10.9	10.9	10.9
Tube — Size (In.)	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2
Refrigerant Control (No.)	Expan. Valve (1)	Expan. Valve (1)	Expan. Valve (1)	Expansion Valve (1)	Expansion Valve (2)	Expansion Valve (2)
Drain Connection — Size (In.)	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4
Duct Connection — Supply (In.)	26-5/8 x 15-5/8	26-5/8 x 15-5/8	26-5/8 x 15-5/8	26-5/8 x 15-5/8	26-5/8 x 15-5/8	26-5/8 x 15-5/8
Duct Connection — Return (In.)	48 x 20	48 x 20	48 x 20	48 x 20	48 x 20	48 x 20
<b>INDOOR FAN</b>	Centrifugal	Centrifugal	Centrifugal	Centrifugal	Centrifugal	Centrifugal
Dia. — Width (In.)	<b>15x15</b>	<b>15x15</b>	15x15	15x15	15x15	15x15
No. Used	1	1	1	1	1	1
Drive - Speeds (No.)	Belt-Var. Pulley	Belt-Var. Pulley	Belt-Var. Pulley	Belt-Var. Pulley	Belt-Var. Pulley	Belt-Var. Pulley
CFM vs. In. w.g.	SEE FAN PERFORMANCE DATA					
Motor HP - Speed (RPM)	1 — 3450	1 — 1725	2 — 3450	2 — 1725	2 — 3450	2 — 1725
Volts / Ph. / Hz.	200-230/1/60	200-230 & 460/3/60	200-230/1/60	200-230 & 460/3/60	200-230/1/60	200-230 & 460/3/60
F.L. Amps	6.3	3.4 & 1.7	10.6	6.6 & 3.3	10.6	6.6 & 3.3
<b>FILTER</b>	Furnished		Furnished		Furnished	
Type Recommended	High Velocity Semi-Perm.		High Velocity Semi-Perm.		High Velocity Semi-Perm.	
No. - Size (in.) Recm'd.	2 — 24 x 24 x 1		2 — 24 x 24 x 1		2 — 24 x 24 x 1	
<b>REFRIGERANT CONNECTIONS</b>	1-3/8	1-3/8	1-3/8	1-3/8	1-1/8 — two	1-1/8 — two
Line Size "O.D. — Gas	1/2	1/2	1/2	1/2	3/8 — two	3/8 — two
Line Size "O.D. — Liquid						
<b>DIMENSIONS</b>	H	W	D	H	W	D
Crated	61	52-3/4	27	61	52-3/4	27
Uncrated — Detail (In.)	SEE OUTLINE DRAWINGS					
Uncrated — Overall (In.)	58-3/4	51	25	158-3141	51	25
<b>WEIGHT</b>						
Shipping (Lbs.)	440	450	470	480	470	480
Net (Lbs.)	405	415	435	445	435	445

① These Air Handlers are A.R.I. certified with various General Electric Split System Weathertron® Heat Pumps (A.R.I. Standard 240) and Air Conditioners (A.R.I. Standard 210). Refer to the Split System Product Data Guides for performance data.

**A.R.I. STANDARD RATING CONDITIONS**

A.R.I. STANDARD 210 RATING CONDITIONS — Cooling 80°F. D.B., 67°F. W.B. air entering indoor coil, 95°F. D.B. air entering outdoor air coil.



TABLA B-2

113

TABLA B-3

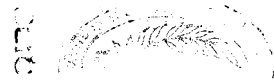
**GENERAL ELECTRIC PRODUCT DATA**

CENTRAL AIR CONDITIONING DEPARTMENJ. JROUP HIGHWAY, JYLER. JEXAS 75711

CAIDA DE PRESION CARACTERISTICA DE LOS SERPENTINES  
DE ENFRIAMIENTO

FLUJO DE AIRE (PIE<sup>3</sup>/MIN.) VS. CAIDA DE PRESION A TRAVES DEL SERPENTIN

MODELO	CAIDA DE PRESION PULG. DE AGUA							
	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.40
BXA018A,718A-HP BXA024A,724A-HP	—	635	740	835	920	1010	1085	—
BXA030A,730A-HP BXA036A,736A-HP	—	880	1030	1190	1325	1450	—	—
BXA042A,742A-HP	—	990	1145	1280	1390	1500	—	—
BXA048A,748A-HP	—	1160	1410	1610	1800	1960	2120	—
BXA060A,760A-HP	1240	1520	1800	2010	2200	2380	2550	—
BGXA072A	1600	2100	2500	2850	—	—	—	—
BGXA120A BGXA120B	2175	2850	3420	3950	4445	4820	—	—
BXF024A,724A-HP	—	680	800	920	1040	1160	1280	—
BXF036A,736A-HP	—	870	1060	1240	1410	1600	1780	1960
BXF048A	1280	1470	1650	1840	2030	2210	2400	—
BXF060A,760A-HP	1280	1470	1650	1840	2030	2210	2400	—



T A B L A B - 4

CAPACIDAD UNIDAD CONDENSADORA

MODELO NUMERO	TEMPERATURA EXTERIOR/ TEMPERATURA SUCCION															
	55°		65°		75°		85°		90°		95°		100°		105°	
	35°	50°	35°	50°	35°	50°	35°	50°	35°	50°	35°	50°	35°	50°	35°	50°
TR924A	34.2	47.3	31.0	42.8	28.3	39.4	25.6	36.3	24.8	35.4	23.9	34.4	22.4	32.8	20.9	31.2
TR930A	37.9	52.6	34.5	47.6	31.5	43.8	28.3	40.1	27.3	39.1	26.3	38.0	24.6	36.1	22.8	34.2
TR936A-B	46.2	64.0	42.0	57.9	38.2	53.2	34.5	48.9	33.3	47.6	32.1	46.3	30.0	44.1	27.9	41.8
TR936A TRO36A	45.5	63.1	41.4	57.1	37.8	52.5	34.1	48.3	32.9	47.0	31.7	45.7	29.7	43.5	27.6	41.2
TR942A TRO42A	54.3	75.2	49.4	68.1	45.0	62.6	40.5	57.5	39.1	56.0	37.7	54.4	35.2	51.7	32.7	49.0
TR948A TRO48A	59.9	83.1	54.5	75.2	49.7	69.1	44.7	63.4	43.2	61.7	41.6	60.0	38.8	57.0	36.0	54.0
TR960A	66.1	80.5	63.5	77.9	60.6	75.0	57.3	71.7	56.2	70.6	55.1	69.5	53.2	67.6	51.2	65.6
TRO60A	67.0	81.4	64.6	79.0	61.8	76.2	58.7	73.1	56.9	71.3	55.1	69.5	53.2	67.6	51.2	65.6
TRO72A	79.1	99.9	75.5	96.3	70.8	91.7	65.4	86.3	62.5	83.3	59.5	80.3	56.6	77.2	53.3	74.1
TA090A	112.1	151.6	106.2	141.7	99.1	131.9	91.4	122.1	87.3	117.2	83.2	112.3	79.0	107.4	74.8	102.5
TA120A	135.6	168.0	130.7	163.1	124.7	157.1	117.8	150.2	114.2	146.6	110.5	142.9	106.7	139.1	102.8	135.2
TA180A	218.6	295.6	207.3	276.6	193.6	257.4	178.4	238.2	170.4	228.6	162.4	218.9	154.1	209.3	145.8	199.7
TA240A	269.1	332.9	259.3	323.2	247.1	311.0	233.4	297.2	226.0	289.8	218.6	282.4	210.9	274.7	203.2	267.0

# TABLA B-5

## CALOR GANADO POR MOTORES ELECTRICOS (OPERACION CONTINUA)

Nameplate <sup>②</sup> or Brake Horsepower  HP al freno	Full Load Motor Efficiency Percent % eficiencia del Motor a plena carga	Location of Equipment with Respect to Conditioned Space or Air Stream <sup>③</sup>		
		Motor In- Driven Machines In HP x 2545 % Eff.	Motor Out- Driven Machine In HP x 2545	Motor In- Driven Machine Out HP x 2545 (1 - % Eff.) % Eff.
		BTU PER HOUR		
1/20	40	320	130	190
1/12	49	430	210	220
1/8	55	580	320	260
1/6	60	710	430	280
1/4	64	1,000	640	360
1/3	66	1,290	850	440
1/2	70	1,820	1,280	540
3/4	72	2,680	1,930	750
1	79	3,220	2,640	680
1-1/2	80	4,770	3,820	950
2	80	6,380	5,100	1,280
	81	9,450	7,650	1,800
	82	15,600	12,800	2,800
7-1/2	85	22,500	19,100	3,400
10	85	30,000	25,500	4,500
15	86	44,500	38,200	6,300
20	87	58,500	51,000	7,500
25	88	72,400	63,600	8,800
		85,800	76,400	9,400
40	89	115,000	102,000	13,000
50	89			
60	89	172,000	153,000	19,000
75	90	212,000	191,000	21,000
100	90	284,000	255,000	29,000
125	90	354,000	318,000	36,000
150	91	420,000	382,000	38,000
200	91			50,000
250	91	560,000	636,000	64,000

① For intermittent operation, an appropriate usage factor should be used, preferably measured.

② If motors are overloaded and amount of overloading is unknown, multiply the above heat gain factors by the following maximum service factors:

### MAXIMOS FACTORES DE SERVICIO

Horsepower	1/20-1/8	1/6-1/3	1/2-3/4	1	1-1/2-2	3-250
AC Open Type	1.4	1.35	1.25	1.25	1.20	1.15
DC Open Type	-	-	-	1.15	1.15	1.15

T A B L A B - 6

DEPRESION FINAL DE BULBO HUMEDO 12 - 13 ALETAS POR PULGADA<sup>7</sup>

NUM. HILER	AIR VEL.	DEPRESION INICIAL DE BULBO HUMEDO															
		5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
	PPM	DEPRESION FINAL DE BULBO HUMEDO															
3	200	0.53	0.63	0.74	0.84	0.95	1.05	1.16	1.26	1.37	1.47	1.58	1.68	1.79	1.89	2.00	2.10
	300	0.75	0.90	1.05	1.20	1.35	1.50	1.65	1.80	1.95	2.10	2.25	2.40	2.55	2.70	2.85	3.00
	400	0.90	1.08	1.26	1.44	1.62	1.80	1.98	2.16	2.34	2.52	2.70	2.88	3.06	3.24	3.42	3.60
	500	1.05	1.26	1.47	1.68	1.89	2.10	2.31	2.52	2.73	2.94	3.15	2.36	3.57	3.78	3.99	4.20
	600	1.20	1.44	1.68	1.92	2.16	2.40	2.64	2.88	3.12	3.36	3.60	3.84	4.08	4.32	4.56	4.80
4	200	0.20	0.24	0.28	0.32	0.36	0.40	0.44	0.48	0.52	0.56	0.60	0.64	0.68	0.72	0.76	0.80
	300	0.35	0.42	0.49	0.56	0.63	0.70	0.77	0.84	0.91	0.98	1.05	1.12	1.19	1.26	1.33	1.40
	400	0.45	0.54	0.63	0.72	0.81	0.90	0.99	1.08	1.17	1.26	1.35	1.44	1.53	1.62	1.71	1.80
	500	0.55	0.66	0.77	0.83	0.99	1.10	1.21	1.32	1.43	1.54	1.65	1.76	1.87	1.98	2.09	2.20
	600	0.65	0.78	0.91	1.04	1.17	1.30	1.43	1.56	1.69	1.82	1.95	2.08	2.21	2.34	2.47	2.60
5	200	0.08	0.09	0.11	0.12	0.14	0.15	0.17	0.18	0.20	0.21	0.23	0.24	0.26	0.27	0.29	0.30
	300	0.18	0.21	0.25	0.28	0.32	0.35	0.39	0.42	0.46	0.49	0.53	0.56	0.60	0.63	0.67	0.70
	400	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.55	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80	0.85	0.90	0.95	1.00
	500	0.35	0.42	0.49	0.50	0.63	0.70	0.77	0.84	0.91	0.98	1.05	1.12	1.19	1.26	1.33	1.40
	600	0.45	0.54	0.63	0.72	0.81	0.90	0.99	1.08	1.17	1.26	1.35	1.44	1.53	1.62	1.71	1.80
6	200	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20
	300	0.10	0.12	0.14	0.16	0.18	0.20	0.22	0.24	0.26	0.28	0.30	0.32	0.34	0.36	0.38	0.40
	400	0.15	0.18	0.21	0.24	0.27	0.30	0.33	0.36	0.39	0.42	0.45	0.48	0.51	0.54	0.57	0.60
	500	0.20	0.21	0.28	0.32	0.36	0.40	0.44	0.48	0.52	0.56	0.60	0.64	0.68	0.72	0.76	0.80
	600	0.25	0.30	0.36	0.40	0.45	0.50	0.55	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80	0.85	0.90	0.95	1.00
8	200	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
	300	0.03	0.03	0.04	0.04	0.05	0.05	0.06	0.06	0.07	0.07	0.08	0.08	0.09	0.09	0.10	0.10
	400	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20
	500	0.08	0.09	0.11	0.12	0.14	0.15	0.17	0.18	0.20	0.21	0.23	0.24	0.26	0.27	0.29	0.30
	600	0.10	0.12	0.14	0.16	0.18	0.20	0.22	0.24	0.26	0.28	0.30	0.32	0.34	0.36	0.38	0.40

## TABLA R-7

## HUMIDIFICADORES GENERAL ELECTRIC

## DATOS DEL PRODUCTO G.E.

1. EVAPORATION RATE*	13.3 G 3/24 hr day at 160° F Plenum temp 14.6lb/hr)	10.4 Gal/24 hr day at 140° F Plenum temp (3.6 lb/hr)	7.5 Gal/24 hr day 120° F Plenum temp (2.6lb/hr)
2. POWER SUPPLY	115 Volts • 1.0 Amp • 60 Hz		
3. WATER VALVE	Built in flow orifice. Water Rate 4.0 ( ± 10%) Gal/Hr for the BGHU500A9B & 20 to 100 PSI		
4. EVAPORATING ELEMENT	Disposable. Cross-corrugated material with built-in water distributor Overall size 11-11/32" x 10-3/8" x 1" thick.		
5. CONTROL	Recommended Duct or Wall-mounted Humidistat. Through use of trans- former and relay the humidistat can be connected with low voltage wiring (Not supplied with Humidifier)		
6. CASE MATERIAL	Glass Reinforced Polyester		
7. DIMENSIONC	12-7/8 x 12-1/4 x 11-3/16 — uncrated 15 x 14-3/4 x 13-1/2 — crated		
8. MAXIMUM MOUNTING AREA REQUIRED	12-1/2 x 11-3/16		
9. WEIGHT	Shipping — 20 lbs.	Net — 16 lbs.	



Rated in accordance with A.R.I. 610-70.

## TABLA B-8

## HUMIDIFICADOR DE ELECTRODO CONDAIR

## UNIT CAPACITIES

Model	O.E.S. 200	O.E.S.	O.E.S.	O.E.S.
Output lbs./hr.	10			
Output kg/h	4.5			
K.W./HR.	3.4	5.8	6.7	
Phase/Hz	1/60/50*	1/60/50*	3/60/50	3/60/50
	1	1	1	1
No. Cylinders	1	1	1	1
No. & Size of Steam Outlets	1-(3/4")	1-(3/4")	1-(3/4")	1-(3/4")

TABLA B-9

CALENTADORES SUPLEMENTARIOS / CAIDA DE PRESION  
GENERAL ELECTRIC

CAPACIDAD		VOLTAJE	INDIVIDUAL	STAGES/ or STEPS	NO. DE	AMPS. POR	CATALOG NO.
KW	BTUH	REGIMEN	ELEMENTS		CIRCUITOS	CIRCUITO	
<b>SUPPLEMENTARY HEATERS — BWE090,120C-C; BTE120B-C (Single (1) Phase)</b>							
8.64	29,500	240/1/60	2	1	1	(1)36	BAY96X1509
14.40	49,200	240/1/60	3	2	2	(1)36(1)24	BAY96X1514
20.16	68,800	240/1/60	4	2	2	(1)36(1)48	BAY96X1520
25.92	88,500	240/1/60	5	3	3	(1)36(1)48(1)24	BAY96X1526
31.68	108,200	240/1/60	6	3	3	(1)36(2)48	BAY96X1532
<b>SUPPLEMENTARY HEATERS — BWE090,120C-B; BTE120B-B (Three (3) Phase)</b>							
7.14	24,400	240/3/60	3	1	1	(1)17.2	BAY96X3507
17.10	58,400	240/3/60	6	1	1	(1)41.1	BAY96X3517
27.06	92,400	240/3/60	9	2	2	(1)41.1(1)24	BAY96X3527
37.02	126,400	240/3/60	12	2	2	(1)41.1(1)48	BAY96X3537A
7.14	24,400	480/3/60	3	1	1	(1)8.6	ⓁBAY96X4507
17.10	58,400	480/3/60	6	1	1	(1)20.6	ⓁBAY96X4517
27.06	92,400	480/3/60	9	2	1	(1)32.6	ⓁBAY96X4527
37.02	126,400	480/3/60	12	2	1	(1)44.5	ⓁBAY96X4537

Ⓛ BWE090,120C4-B; BTE120B4-B ONLY.

y-

HEATER MODEL NO.	NOMINAL RATING, KW	NO. OF AACKS
BAY96X1509	9	1
BAY96X1514	15	2
BAY96X1520	21	2
BAY96X1526	26	3
BAY96X1532	32	4
BAY96X3507	8	1
BAY96X3517	17	2
BAY96X3527	27	3
BAY96X3537A	37	4
BAY96X4507	8	1
BAY96X4517	17	2
BAY96X4527	27	3
BAY96X4537	37	4

AIR FLOW CFM	NUMBER OF RACKS (SEE TABLE AT LEFT)			
	1	2	3	4
1400	—	0.02	0.04	0.05
1600	—	0.03	0.05	0.05
1800	0.02	0.04	0.06	0.08
2000	—	0.05	0.08	0.10
2200	0.03	0.06	0.09	0.12
2400	—	0.07	0.10	0.14
2600	0.04	0.08	0.12	0.15
2800	0.05	0.10	0.15	0.20
3000	0.06	0.12	0.17	0.23
3200	—	0.13	0.19	0.26
3400	0.07	0.15	0.22	0.29
3600	0.08	0.16	0.24	0.32
3800	0.09	0.18	0.27	0.36
4000	0.10	0.20	0.30	0.40
4200	0.11	0.22	0.33	0.44
4400	0.12	0.24	0.36	0.48
4600	0.13	0.26	0.39	0.52
4800	0.14	0.28	0.42	0.57
5000	0.15	0.30	0.46	0.61

Fig. C-21A126247 Rev. 1

TABLA B-10  
CAPACIDADES Y DIMENSIONES DE LOS FILTROS DE AIRE AEREOPLEAT MARCA CAMBRIGE

MODELO NUMERO	ACTUAL SIZE (INCHES)			CAPACITY (CFM)		RESISTANCE (INCHES W.G.)			MEDIA AREA (SQ. FT.)
	WIDTH	HEIGHT	DEPTH	MED	HIGH	MED	HIGH	FINAL	
AP-12242	11 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	23 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	1 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	500	1000	1"	33	1.0	62
AP-16202	15 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	24 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	1 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	555	1110	10	37	1.0	72
AP-16252	15 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	24 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	1 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	695	1390	10	3	1.0	90
AP-20202	19 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	19 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	1 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	695	139	10	30	1.0	90
AP-20252	19 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	24 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	1 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	670	17	10	33	1.0	112
<b>AP-24242</b>	<b>23 <sup>3</sup>/<sub>8</sub></b>	<b>23 <sup>3</sup>/<sub>8</sub></b>	<b>1 <sup>7</sup>/<sub>8</sub></b>	<b>1000</b>	<b>2000</b>	<b>10</b>	<b>30</b>	<b>1.0</b>	<b>129</b>
AP-12244	11 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	23 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	3 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	600	1200	10	35	1.0	27
AP-1a 0 4	15 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	19 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	3 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	665	1330	10	35	1.0	148
AP-16254	15 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	24 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	3 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	63-	1670	10	35	1.0	184
AP 20204	19 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	19 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	3 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	835	1670	10	35	1.0	184
AP-20254	19 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	24 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	3-70	1050	2100	10	75	1.0	23.0
AP 24244	23 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	23 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	3 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	1200	2400	10	35	1.0	26.5
RAYED FPM - 2" - 250 Med. & 500 High - 4" - 300 Med. & 600 High			TEMP. LIMITS 200°F						



DATOS DEL PRODUCTO GENERAL ELECTRIC

RENDIMIENTO DEL VENTILADOR DEL EVAPORADOR

STANDARD BWEOSOC700C

(WITH FACTORY SUPPLIED DRIVE ASSEMBLY)

MOTOR PULLEY TURNS OPEN @ BLOWER RPM (1)												
	0 @ 715		1 @ 675		2 @ 620		3 @ 570		4 @ 520		5 @ 470	
Airflow CFM (2)	EXTERNAL STATIC PRESSURE (INCHES WATER GAUGE) (3) AND MOTOR POWER (WATTS) (4)											
	Press.	Pwr.	Press.	Pwr.	Press.	Pwr.	Press.	Pwr.	Press.	Pwr.	Press.	Pwr.
2000	0.90	810	0.77	740	0.64	700	0.59	670	0.35	620	0.25	580
2200	0.05	850	0.72	820	0.50	770	0.45	720	0.31	660	0.19	600
2400	0.80	970	0.66	900	0.52	840	0.39	770	0.26	700	0.14	640
2600	0.74	1050	0.60	980	0.46	910	0.32	820	0.20	745	0.08	680
2000	0.63	1140	0.54	1060	0.39	980	0.25	875	0.13	795	0.00	720
3000	0.61	1230	0.47	1140	0.32	1050	0.17	935	0.04	845	-	-
3200	0.53	1320	0.39	1225	0.24	1125	0.68	1010	-	-	-	-
3400	0.44	1420	0.30	1320	0.15	1200	-	-	-	-	-	-
3600	0.35	1520	0.20	1415	0.04	1280	-	-	-	-	-	-
3800	0.24	(1) 1630	0.00	1520	-	-	-	-	-	-	-	-
4000	0.11	(1) 1750	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

(1) Motor pulley turns open (factory setting, 1 1/2). (2) Wet coil, 1" high velocity filters.  
 (3) Water blow-off limit, 5000 CFM (4400 CFM downflow). (4) 1 HP motor limit, 1600 watts.

From Dwg. 21A121398 Rev. 3

STANDARD BWE090C400B

(WITH FACTORY SUPPLIED DRIVE ASSEMBLY)

MOTOR PULLEY TURNS OPEN @ BLOWER RPM (1)													
	2 @ 620		3 @ 570		4 @ 520		5 @ 470						
Airflow CFM (2)	EXTERNAL STATIC PRESSURE (INCHES WATER GAUGE) (3) AND MOTOR POWER (WATTS) (4)												
	Press.	Pwr.	Press.	Pwr.	Press.	Pwr.	Press.	Pwr.	Press.	Pwr.	Press.	Pwr.	
2000	0.97	750	0.82	695	0.67	640	0.53	575	0.38	505	0.24	440	
2200	0.93	790	0.78	730	0.63	670	0.49	605	0.34	535	0.20	465	
2400	0.89	830	0.74	765	0.59	705	0.45	635	0.30	565	0.16	490	
2600	0.85	875	0.70	805	0.55	740	0.40	670	0.25	600	0.11	520	
2800	0.80	920	0.64	850	0.49	780	0.34	710	0.18	630	0.05	560	
3000	0.74	970	0.57	900	0.42	825	0.27	760	0.10	680	-	-	
3200	0.67	1030	0.50	960	0.34	880	0.18	820	0.02	740	-	-	
3400	0.58	1105	0.41	1030	0.24	945	0.08	880	-	-	-	-	
3600	0.48	1190	0.31	1110	0.13	1025	-	-	-	-	-	-	
3800	0.36	1290	0.19	1200	0.00	1120	-	-	-	-	-	-	
4000	0.23	1390	0.06	1300	-	-	-	-	-	-	-	-	

(1) Motor pulley turns open (factory setting, 1 1/2). (2) Wet coil, 1" high velocity filters.  
 (3) Water blow-off limit, 5000 CFM (4400 CFM, downflow). (4) 1 HP motor limit, 1700 watts (class B insulation).

From Dwg. 21A121393 Rev. 2

MOTOR PULLEY TURNS OPEN @ BLOWER RPM, FIELD MODIFIED (1)

	0 @ 840		1 @ 790		2 @ 740		3 @ 690		4 @ 640		5 @ 590	
Airflow CFM (2)	EXTERNAL STATIC PRESSURE (INCHES WATER GAUGE) (3) AND MOTOR POWER (WATTS) (4)											
	Press.	Pwr.	Press.	Pwr.	Press.	Pwr.	Press.	Pwr.	Press.	Pwr.	Press.	Pwr.
2000	1.25	990	1.10	930	0.96	870	0.82	810	0.70	750	0.58	690
2200	1.20	1110	1.06	1025	0.92	945	0.78	875	0.65	805	0.52	745
2400	1.15	1230	1.01	1120	0.87	1020	0.73	940	0.59	860	0.46	800
2600	1.09	1355	0.95	1230	0.81	1115	0.67	1020	0.53	935	0.40	860
2800	1.02	1480	0.88	1340	0.74	1210	0.61	1100	0.47	1010	0.33	920
3000	0.95	(1) 1610	0.81	1455	0.67	1315	0.53	1185	0.39	1085	0.25	990
3200	0.88	(1) 1740	0.74	1570	0.59	1420	0.46	1275	0.31	1160	0.16	1060
3400	0.81	(1) 1880	0.66	(1) 1695	0.51	1525	0.36	1360	0.21	1240	0.06	1130
3600	0.73	(1) 2020	0.58	(1) 1820	0.43	(1) 1630	0.26	1450	0.09	1320	-	-
3800	0.64	(1) 2165	0.48	(1) 1955	0.32	(1) 1755	0.15	1560	-	-	-	-
4000	0.55	(1) 2310	0.37	(1) 2090	0.20	(1) 1870	-	-	-	-	-	-

(1) When modified with field supplied and installed motor pulley boro. Belt length may need to be increased 2". (2) Wet coil, 1" high velocity filters.  
 (3) Water blow-off limit, 5000 CFM (4400 CFM downflow). (4) 1 HP motor limit, 1600 watts.

From Dwg. 21A121393 Rev. 2

TABLA C - 1

LONGITUD EQUIVALENTE (PIES) DE VALVULAS Y ACCESORIOS  
(SOLDADOS! NO FERROSOS)

TUBE SIZE INCHES O.D.	GLOBE VALVE	ANGLE VALVE	SHORT RADIUS ELL	LONG RADIUS ELL	TEE LINE FLOW	TEE BRANCH FLOW
1/2 *	70	24	4.7	3.2	1.7	6.6
3/8	72	25	5.7	3.9	2.3	8.2
1/4	75	25	6.5	4.5	2.9	9.7
3/16	78	28	7.8	5.3	3.7	12.0
1/8	87	29	2.7	1.9	2.5	8.0
1 3/8	102	33	3.2	2.2	2.7	10.0
1 1/8	115	34	3.8	2.6	3.0	12.0

TOMADO DE A.R.I. REFRIGERANT PIPING PATA, PAG. # 28

## TABLA C - 2

## PESDIDAS DE CAPACIDAD EN LAS TUBERIAS DE SUCCION Y DIMENSION LIMITI

Longitud equivalente del recorrido (pie)

NOMINAL TONS	TUBE SIZE	25' TUBE SET COMPARISON	40	60	80	100	120	140	160	180	200
1.0	1/2	-0-	-165	-385	-505	-720	-940	-1160	-1380	-1600	-1820
	3/8	+250	-50	-125	-200	-270	-345	-415	-490	-565	-640
1.5	5/8	-0-	-170	-400	-620	-850	-1070	-1300	-1530	-1760	-1990
	3/4	+250	-60	-140	-210	-290	-370	-440	-510	-590	-670
2.0	5/8	-0-	-400	-870	-1400	-1900	-2400	-2900	-3400	-3900	-4400
	3/4	+540	-140	-320	-500	-675	-855	-1035	-1215	-1400	-1585
2.5	5/8	-0-	-740	-1740	-2720	-3700	-4680	-5660	-6640	-7620	-8600
	3/4	+1170	-260	-610	-960	-1310	-1660	-2010	-2360	-2710	-3060
	7/8	+1400	-120	-275	-430	-580	-735	-885	-1040	-1195	-1350
3.0	5/8	-1870	-1300	-2600	-3900	-5200	-6500	-7800	-9100	-10400	-11700
	3/4	-0-	-430	-1000	-1600	-2150	-2750	-3350	-3950	-4550	-5150
	7/8	+560	-210	-490	-770	-1050	-1330	-1610	-1890	-2170	-2450
3.5	3/4	-850	-660	-1540	-2420	-3300	-4180	-5060	-5940	-6820	-7700
	7/8	-0-	-280	-655	-1030	-1400	-1780	-2150	-2530	-2900	-3280
4.0	3/4	-2000	-1000	-1900	-2800	-3700	-4600	-5500	-6400	-7300	-8200
	7/8	-620	-400	-900	-1400	-1900	-2400	-2900	-3400	-3900	-4400
	1 1/8	-0-	-100	-240	-380	-510	-650	-790	-920	-1060	-1200
5.0	3/4	-3800	-1900	-3800	-5700	-7600	-9500	-11400	-13300	-15200	-17100
	7/8	-1300	-800	-1900	-3000	-4100	-5200	-6300	-7400	-8500	-9600
	1 1/8	-0-	-230	-540	-850	-1160	-1470	-1770	-2080	-2390	-2700
6.0	7/8	-2250	-1400	-3300	-5200	-7100	-9000	-10900	-12800	-14700	-16600
	1 1/8	-0-	-400	-950	-1500	-2050	-2600	-3150	-3700	-4250	-4800
7.5	7/8	-5720	-2900	-5800	-8700	-11600	-14500	-17400	-20300	-23200	-26100
	1 1/8	-1000	-700	-1650	-2600	-3550	-4500	-5450	-6400	-7350	-8300
	1 3/8	-0-	-270	-630	-990	-1340	-1700	-2050	-2400	-2780	-3130
10.0	1 1/8	-2400	-1650	-3850	-6000	-8200	-10400	-12600	-14800	-17000	-19200
	1 3/8	-0-	-600	-1360	-2130	-2900	-3660	-4420	-5190	-5940	-6700

NOTAS. -

- 1.- Las tuberías dobles son equivalentes a la O.D. de 7/8".  
PRECAUCION: No utilice tuberías dobles en los sistemas de bombas de calor.
- 2.- Las áreas sombreadas indican pérdidas por fricción más altas que las recomendadas.
- 3.- Los diámetros de línea de succión indicados arriba, son las únicas medidas recomendadas para los diversos tonelajes nominales.

LEYENDA

Nominal Tons. = Toneladas nominales.

Tube Size = Medida de tubo

25' Tubeset comparison = Comparación juegos de tubos de 25'

ESPEORES RECOMENDADOS DE AISLAMIENTO RUBATEX				
R-180FS AISLAMIENTO TUBERIA ESPEOR PARED				
Design Conditions	Pipe Size	Line Temperatures		
		50°F (10°C)	32°F (0°C)	0°F (-18°C)
*Average	3/8" ID thru 2" IPS	3/8"	1/2"	1"
*Average	Over 2" IPS thru 5" IPS	1/2"	3/4"	1"
**Severe	3/8" ID thru 5" IPS	3/4"	1"	1 1/2"

R-1800-FS SHEET INSULATION		THICKNESSES		
Design Conditions		Cold Surface Temperatures		
		50°F (10°C)	32°F (0°C)	0°F (-18°C)
*Average		3/8"	5/8"	1 1/8"
**Severe		7/8"	1 1/4"	2"

\*MAXIMUM SEVERITY 85°F (29°C) and 70% RH - Most Areas Continental North America.

\*\*MAXIMUM SEVERITY 90°F (32°C) and 80% RH - Poorly ventilated enclosed areas and/or areas with severe moisture conditions not exceeding the above. Under continuous conditions of high humidity the use of a vapor barrier is recommended.

TABLA D-1

SOLDADURA COMERCIALMENTE DISPONIBLE

DESIGNACION	COMPOSICION	TEMPERATURA DE FUSION	TEMPERATURA DE FLUIDEZ
Soldaduras Estaño Plano			
50 - 50	50% Pb. 50% Sn.	360°F(182°C)	415°F(213°C)
60 - 40	60% " 40% "	360°F(182°C)	459°F(237°C)
Eutéctica	37% " 63% "	360°F(182°C)	360°F(182°C)

Los materiales arriba mencionados teniendo un punto de fusión de bajo de 700°F(371°C) no deben ser usados para conexiones de refrigeración.

Easy-Flo 45 (Mueller 122)	45%plata	1120°F(604°C)	1145°F(618°C)
Stay-Silver	45% "		1160°F(627°C)
Sil-Fos	15%plata, 80% cobre, 5%fósforo,	1185°F(641°C)	1300°F(704°C)
Fósforo Gobre	93%cobre, 7%fósforo.	1317°F(714°C)	1470°F(799°C)

La soldadura Sil-Fos y Easy-Flo son nombres de marcas de Handy y Harman.

Phos-Copper es un nombre de marca de la Cía. Westhinghouse Electric. Co.



TEMPERATURAS DEL AGUA EN EBULLICION EN PRESIONES CONVERTIDAS<sup>1)</sup>

TEMPERATURA EN °F	PULGADAS DE MERCURIO	LIBRAS CUADRADAS PULGADAS (PRESION)	MICRAS °
212 °	29.92	14.696	759,968
205 °	25.00	12.279	635,000
194 °	20.69	10.162	525,526
176 °	13.98	6.866	355,092
158 °	9.20	4.519	233,680
140 °	5.53	2.388	149,352
122 °	3.64	1.788	92,456
104 °	2.17	1.066	55,118
86 °	1.25	.614	35,560
80 °	1.00	.491	25,400
76 °	.90	.442	22,860
72 °	.80	.393	20,320
69 °	.70	.344	17,730
64 °	.60	.295	15,240
59 °	.50	.246	12,700
53 °	.40	.196	10,160
45 °	.30	.147	7,620
32 °	.18	.088	4,572
21 °	.10	.049	2,540
6 °	.05	.0245	1,270
-24 °	.01	.0049	254
-35 °	.005	.00245	127
-60 °	.001	.00049	25.4
-70 °	.0005	.00024	12.7
-90 °	.0001	.000049	2.54

<sup>1)</sup>La presión restante en el sistema en micras.

1.000 " = 25,490 = 2.540 CM = 25.40 MM

.100 " = 2,543 = .254 CM = 2.54 MM

.039 " = 1.000 = .100 CM = 1.00 MM

TABLA D-3

## CARTA DE PRESION TEMPERATURA - REFRIGERANTE 22

Temp. °F.	Pressure PSIG	Temp. °F.	Pressure PSIG	Temp. °F.	Pressure PSIG	Temp. °F.	Pressure PSIG
- 40	0.5	7	30.0	34	<b>60.1</b>	82	<b>1482</b>
- 38	1.3	8	30.9	35	61.5	84	<b>153.2</b>
- 36	2.2	9	31.8	36	62.8	86	<b>158.2</b>
- 34	3.0	10	32.8	37	64.2	88	163.2
- 32	2.9	11	33.7	38	65.6	90	<b>168.4</b>
- 30	4.9	12	34.7	39	67.1	92	<b>173.7</b>
- 28	5.8	13	35.7	40	68.5	94	179.1
- 26	6.9	14	36.7	42	71.4	96	<b>184.6</b>
- 24	7.9	15	37.7	44	74.5	98	190.2
- 22	9.0	16	38.7	46	77.6	100	<b>195.9</b>
- 20	10.1	17	39.8	48	80.8	102	<b>201.8</b>
- 18	11.3	18	40.8	50	84.0	104	207.7
- 16	12.5	19	41.9	52	87.4	106	<b>213.8</b>
- 14	13.8	20	43.0	54	90.8	108	220.0
- 12	15.1	21	44.1	56	94.3	110	226.4
- 10	16.5	22	45.3	58	97.9	112	232.8
- 8	17.9	23	46.4	60	101.6	114	239.4
- 6	19.3	24	47.6	62	105.4	116	246.1
-	20.8	25	48.8	64	109.3	118	252.9
- 2	22.4	26	49.9	66	113.2	120	259.8
U	24.0	27	51.2	68	117.3	125	277.9
1	24.8	28	52.4	70	121.4	130	296.8
2	25.6	29	53.6	72	125.7	135	316.6
3	26.4	30	54.9	74	130.0	140	337.2
4	27.3	31	56.2	76	134.4	145	358.9
5	28.2	32	57.5	78	139.0	150	<b>381.5</b>
6	29.1	33	58.8	80	<b>143.6</b>	155	<b>405.1</b>

## TABLA D-4

## DATOS DEL PRODUCTO GENERAL ELECTRIC

## ESPECIFICACIONES DEL PRODUCTO

## UNIDADES CONDENSADORAS

OUTDOOR UNIT	BTR060A30	BTR060A400A
<b>POWER CONNS. — V/Ph/Hz</b>	200-230/3/60	460/13/160
Min. Brch. Cir. Ampacity ③	30	15
Service Size — Max. (Amps)	50	20
Service Size — Recmd. (Amps)	50	20
Sound Rating No. ②	20	20
<b>COMPRESSOR</b>	Climatuff™	Climatuff™
Model Used — No. Speeds	1 — 1	1 — 1
Volts/Ph/Hz	200-230/3/60	460/3/60
Min. L. Amps — L.R. Amps	21.7 — 128	10.1 — 63
Min. Brch. Cir. Selec. Cur. Amps	21.7	10.3
<b>OUTDOOR FAN — Type</b>	Propeller	Propeller
Size (in.) — No. Used	22 — 1	22 — 1
Type Drive — No. Speeds	Direct — 1	Direct — 1
CFM @ 0.0 in. w.g. ④	4600	4600
No. Motors — HP	1 — 112	1 — 112
Motor Speed R.P.M.	1125	1120
Volts/Ph/Hz	200-230/1/160	460/1/60
Min. L. Amps — L. R. Amps	3.0 — 12.0	1.1 — 4.57
<b>OUTDOOR COIL — Type</b>	Spine Fin™	Spine Fin™
Model — F.P.I.	1 — 20	1 — 20
Face Area (sq. ft.)	21.3	21.3
Tube Size (in.)	112	1/2
<b>REFRIGERANT</b>		
Model — R-22 (O.D. Unit) ⑤	10	10
Factory Supplied	Yes	Yes
Line Size — in. O.D. Gas ⑥	1-1/8	1-1/8
Line Size — in. O.D. Liq. ⑥	3/8	3/8
<b>DIMENSIONS — Crated (in.)</b>		
H x W x D	40 x 33 x 35	40 x 33 x 35
Uncrated	See Outline Dwg.	See Outline Dwg.
<b>WEIGHT</b>		
Shipping (lbs.)	309	309
Net (lbs.)	298	298

① Rated in accordance with A.R.I. Standard 210.

② Rated in accordance with A.R.I. Standard 270.



SPLIT SYSTEM

③ Calculated in accordance with currently prevailing National Electric Code

④ Standard Air — Dry Coil — Outdoor

⑤ This value approximate. For more precise value see unit nameplate and service instruction

⑥ Max. linear length 80 ft.; Max. lift — Suction 60 ft.; Max. lift — Liquid 60 ft. Max. length of precharged tubing 40 ft. For greater length refer to Refrigerant Piping Manual Pub. No. 22-3040.



① Rated in accordance with A.R.I. Standard 210.

② Rated in accordance with A.R.I. Standard 270.

③ Calculated in accordance with currently prevailing National Electric Code.

④ Standard Air — Dry Coil — Outdoor

⑤ This value approximate. For more precise value see unit nameplate and service instruction.

⑥ Max. linear length 80 ft.; Max. lift — Suction 60 ft.; Max. lift — Liquid 60 ft. Max. length of precharged tubing 40 ft. For greater length refer to Refrigerant Piping Manual Pub. No. 22-3040.



SPLIT SYSTEM

## A.R.I. STANDARD RATING CONDITIONS

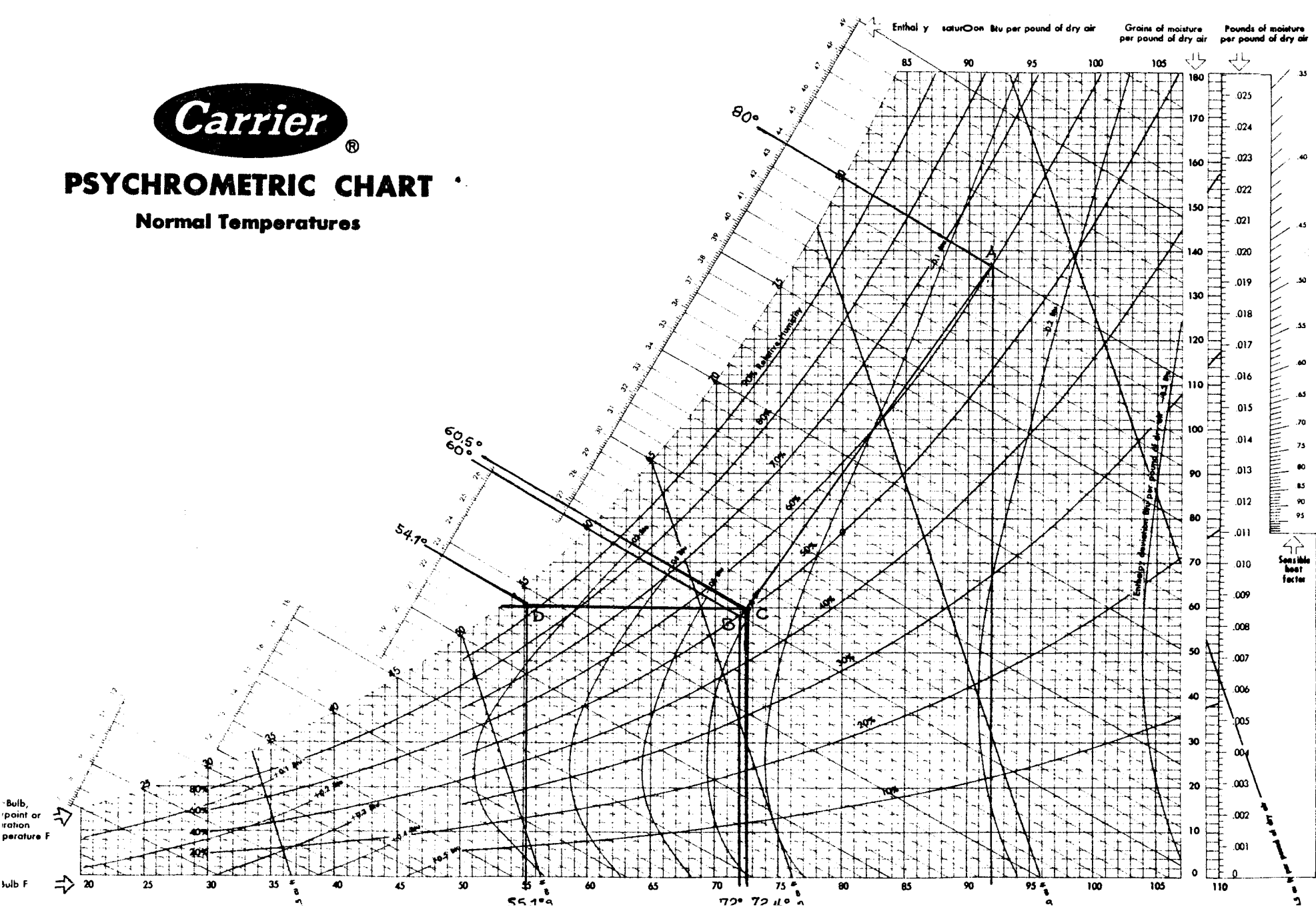
**A.R.I. STANDARD 210 RATING CONDITIONS:** Cooling 80°F. D.B., 67°F. W.B. air entering indoor coil, 95°F. D.B. air entering outdoor coil.

**A.R.I. STANDARD 270 RATING CONDITIONS:** (Sound rating numbers are determined with the unit in cooling operation.) Standard Sound Rating number is at 95°F. outdoor air.



# PSYCHROMETRIC CHART

Normal Temperatures





## BIBLIOGRAFIA

- 1.- Stoecker, *Refrigeración y Acondicionamiento de Aire*, Mc Graw Hill, 1.965
- 2.- Mc Quiston, *Heating, Ventilating and Air Conditioning, Analysis and Design*, 1.982
- 3.- CARRIER, *Handbook Of Air Conditioning System*, 1.965, \_
- 4.- ASURAE, *Libro de fundamentos*, 7.977.
- 5.- ASHRAE, *Libro de aplicaciones, Capítulo 18*, 1.978!
- 6.- Jennings y Levis, *Aire Acondicionado y Refrigeración*, Editorial SEGSA. 7.981 .
- 7.- General Electric, *Guía de aplicación para selección del serpentín*, publicación # 22-30 73-2.
- 8.- General electric, *Guía de aplicación de tuberías de refrigeración*, publicación # 22-30 40
- 9.- General Electric, *Guía del instalador*, publicación 18 AC1903, 7.983.
- 10.- General Electric, *Métodos para medir el flujo de aire*, publicación # 22-80-51-1.
- 11.- Robinair Manufacturing Corporation, *Fundamentos de Deshidratación de un sistema de refrigeración*, 1,969.



**BIBLIOTECA**