



41126  
**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**

**ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES.**

**CAMPUS ARAGÓN**

**PROYECTO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO  
CON UNIDADES GENERADORAS DE AGUA REFRIGERADA  
DEL TIPO "TORNILLO" CON CONDENSADOR ENFRIADO  
POR AIRE, PARA UN EDIFICIO DE OFICINAS EN LA  
CIUDAD DE MÉXICO**

**TESIS PROFESIONAL  
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE  
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA  
P R E S E N T A :  
ALBERTO PÉREZ REYES**

**ASESOR :  
ING. DAVID MOISÉS TERÁN PÉREZ**

**MÉXICO**

**2003**

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

**A**



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

# **PAGINACION DISCONTINUA**

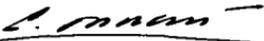
ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES  
ARAGÓN  
DIRECCIÓN

**ALBERTO PÉREZ REYES  
P R E S E N T E.**

En contestación a la solicitud de fecha 2 de octubre del año en curso, relativa a la autorización que se le debe conceder para que el señor profesor, Ing. DAVID MOISÉS TERÁN PÉREZ pueda dirigirse al trabajo de tesis denominado "PROYECTO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO, CON UNIDADES GENERADORAS DE AGUA REFRIGERADA DEL TIPO "TORNILLO", CON CONDENSADOR ENFRIADO POR AIRE, PARA UN EDIFICIO DE OFICINAS EN LA CIUDAD DE MÉXICO", con fundamento en el punto 6 y siguientes, del Reglamento para Exámenes Profesionales en esta Escuela, y toda vez que la documentación presentada por usted reúne los requisitos que establece el precitado Reglamento; me permito comunicarle que ha sido aprobada su solicitud.

Aprovecho la ocasión para reiterarle mi distinguida consideración.

Atentamente  
"POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU"  
San Juan de Aragón, México, 31 de octubre del 2001  
LA DIRECTORA

  
ARQ. LILIA TURCOTT GONZÁLEZ



  
Cp Secretaría Académica.  
Cp Jefatura de la Carrera de Ingeniería Mecánica Eléctrica.  
Cp Asesor de Tesis.

LTG/AIR/la.  


TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN





UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTÓNOMA DE  
MÉXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS  
PROFESIONALES ARAGÓN - UNAM

JEFATURA DE CARRERA DE  
INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

OFICIO: ENAR/JAME/0178/2002

ASUNTO: Sinodo

**LIC. ALBERTO IBARRA ROSAS**  
**SECRETARIO ACADÉMICO**  
**P R E S E N T E**

Por este conducto me permito relacionar los nombres de los Profesores que sugiero integren el Sinodo del Examen Profesional del alumno **ALBERTO PÉREZ REYES**, con Número de Cuenta: **7694204-4**, con el tema de tesis: **"PROYECTO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO, CON UNIDADES GENERADORAS DE AGUA REFRIGERADA DEL TIPO "TORNILLO", CON CONDENSADOR ENFRIADO POR AIRE, PARA UN EDIFICIO DE OFICINAS EN LA CIUDAD DE MÉXICO"**

<b>PRESIDENTE:</b>	<b>ING. JESÚS NÚÑEZ VALADÉZ</b>	<b>ABRIL</b>	<b>77</b>
<b>VOCAL:</b>	<b>ING. JORGE ANTONIO RODRÍGUEZ LUNA</b>	<b>MAYO</b>	<b>89</b>
<b>SECRETARIO:</b>	<b>ING. DAVID MOISÉS TERÁN PÉREZ</b>	<b>MAYO</b>	<b>90</b>
<b>SUPLENTE:</b>	<b>ING. RODOLFO ZARAGOZA BUCHAÍN</b>	<b>NOVIEMBRE</b>	<b>90</b>
<b>SUPLENTE:</b>	<b>ING. ALEJANDRO RODRÍGUEZ LORENZANA</b>	<b>MAYO</b>	<b>91</b>

Quiero subrayar que el Director de Tesis es el Ing. David Moisés Terán Pérez, el cual esta incluido basándose en lo que reza el Reglamento de Exámenes Profesionales de esta Escuela.

**A T E N T A M E N T E**  
**"POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU"**  
Bosques de Aragón, Estado de México, 8 de febrero de 2002.  
**EL JEFE DE CARRERA**

**ING. RAÚL BARRÓN VERA**

Ccp - Lic. Ma. Teresa Luna Sanchez - Jefa del Depto. de Servicios Escolares.  
Ccp - Ing. David Moisés Terán Pérez - Asesor de Tesis  
Ccp - Alumno  
RBVamce.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

e



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO  
 ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES ARAGÓN  
 SECRETARÍA ACADÉMICA

Ing. RAÚL BARRON VERA  
 Jefe de la Carrera de Ingeniería  
 Mecánica Eléctrica,  
 Presente.

En atención a la solicitud de fecha 18 de febrero del año en curso, por la que se comunica que el alumno ALBERTO PÉREZ REYES, de la carrera de Ingeniero Mecánico Eléctrico, ha concluido su trabajo de investigación intitulado "PROYECTO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO, CON UNIDADES GENERADORAS DE AGUA REFRIGERADA DEL TIPO "TORNILLO" CON CONDENSADOR ENFRIADO POR AIRE, PARA UN EDIFICIO DE OFICINAS EN LA CIUDAD DE MÉXICO", y como el mismo ha sido revisado y aprobado por usted, se autoriza su impresión; así como la iniciación de los trámites correspondientes para la celebración del Examen Profesional.

Sin otro particular, reitero a usted las seguridades de mi atenta consideración.

**Acordado**  
**"POR MI RAZA HABLARA EL ESPÍRITU"**  
 San Juan de Aragón, México, 20 de febrero del 2002  
**EL SECRETARIO**

  
 Lic. ALBERTO IBARRA ROSAS

C p Asesor de Tesis.  
 C p Interesado.

X

D

**DEDICATORIA**

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

I

A MI PADRE:

SR. LORENZO PÉREZ GARCÍA

LA DECISIÓN QUE TOMASTE EN AQUEL  
ENTONCES, VALIÓ LA PENA. EN LOS POCOS  
AÑOS QUE PASAMOS JUNTOS, CON TU  
TRADICIÓN ORAL Y TU ESPÍRITU DE LUCHA  
LOGRASTE TRANSMITIRME ENSEÑANZAS Y  
VALORES QUE LLEVARE POR SIEMPRE.

CON RESPETO Y ADMIRACIÓN  
GRACIAS

ALBERTO

F

A MI MADRE:

SRA. PAULA REYES HERNÁNDEZ

TAN LEJOS Y TAN CERCA. POR TU  
INCANSABLE LABOR, DEDICACIÓN Y  
CONSEJOS, POR LA INMENSIDAD DE TU AMOR  
Y ESTÍMULOS; EJEMPLOS QUE ME  
INFUNDIERON CONFIANZA Y SEGURIDAD  
PARA AFRONTAR LOS RETOS EN LA VIDA.

CON CARÍÑO, GRACIAS

ALBERTO

A MI ESPOSA:

LIC. ELVIRA HURTADO LUCERO

FLAQUITA DE MI ALMA:

EN EL DESTINO HALLAR A LA PERSONA QUE  
ILUMINE Y DE SENTIDO A LA EXISTENCIA ES  
UNA BENDICIÓN.

A LA GRAN MUJER, INTEGRAL, HONESTA Y  
TALENTOSA. POR TU INVALUABLE LABOR,  
APOYO Y ENTREGA UN RECONOCIMIENTO A  
TUS LOGROS, ES TAMBIÉN JUSTO.

DESDE LO MÁS PROFUNDO DE MI CORAZÓN  
CON TODO EL AMOR Y CARIÑO.

POR TODO LO QUE ERES; GRACIAS

ALBERTO

A LA MEMORIA DE MI QUERIDA HERMANA:

JULIA PÉREZ REYES

A MIS HERMANOS:

ARTURO.  
MARCELINA  
HILARION  
LUIS

POR SU VALIOSA APORTACIÓN Y VALENTÍA  
EN LOS PRIMEROS AÑOS DE MI VIDA.

GRACIAS  
ALBERTO

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

I

A LA MEMORIA DE MI QUERIDA SUEGRA:

SRA. PETRA LUCERO GARCÍA

A MI SUEGRO, CUÑADOS Y SOBRINOS  
CON AFECTO.

ALBERTO

## INTRODUCCIÓN.

Si bien, es cierto, que el diseño arquitectónico forma parte muy importante en el confort de un edificio; no lo son menos, las diferentes instalaciones que lo integran. Específicamente, el Sistema de Aire Acondicionado. En la actualidad, se requiere de sistemas que utilicen un menor consumo de energía. En este trabajo de tesis, se trata precisamente ese aspecto, a fin de hacer más eficiente el uso de los materiales y equipos que permitan un uso racional de dicha energía.

Ahora bien, hay diseños ya creados; es decir, edificios y/o construcciones existentes con determinadas limitantes en espacios y formas. Sin embargo, un buen "proyecto del Sistema de Aire Acondicionado solucionaría o permitiría crear las condiciones de confort adecuadas".

Para la elaboración de un buen diseño, es fundamental el análisis detallado de las condiciones exteriores e interiores, así como de los materiales utilizados en el edificio.

Es recomendable en la mayoría de los casos posibles, que el diseño arquitectónico, así como el del aire acondicionado, se desarrollarán de manera paralela; admitiendo una realimentación de datos constante que permita finalmente una eficiencia energética integral, con el mejor aprovechamiento de la energía en sus diferentes formas, sin afectar la salud y la seguridad de las personas que los ocupen, sin detrimento del medio ambiente.

Desde el diseño se consideran ya las bases para el buen funcionamiento del sistema. El clima óptimo de trabajo es, el resultado de una serie de factores que se complementan y comprende principalmente las condiciones del aire en cuanto a su pureza, temperatura y humedad controladas, así como, la ausencia de ruido y polvo.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

### **OBJETIVO GENERAL.**

Seleccionar de manera adecuada los equipos y los materiales que determinan el adecuado funcionamiento de un Sistema de Aire Acondicionado, aplicando criterios de ahorro y optimización de la Energía, así como propiciando el confort en una construcción con uso de suelo comercial.

### **OBJETIVOS PARTICULARES.**

- Establecer los Fundamentos y las Definiciones que se utilizan en los Sistemas de Aire Acondicionado.
- Establecer los Fundamentos del Diseño del Sistema de Aire Acondicionado, así como sus cálculos y sus condiciones reales de diseño.
- Establecer los Fundamentos del Diseño del Sistema de Distribución de Aire, así como de la selección del tipo adecuado de ducto y sus cálculos.
- Establecer los Fundamentos del Sistema de Tuberías para el transporte del Agua Helada, así como la distribución de tuberías y sus cálculos.
- Establecer la Selección de Equipos y Controles para el Sistema de Enfriamiento del Agua; así como la selección de filtros, ventiladores y de las motobombas.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## **ANTECEDENTES.**

La necesidad de acondicionar el ambiente en el cual ha vivido el Hombre, ha sido un problema que lo ha inquietado desde la más remota antigüedad; se sabe que los egipcios calentaban al Sol grandes piedras durante el día, que proporcionaban calefacción a las habitaciones de los Faraones durante la noche; así como, humedecían hojas de palma que se interponían sobre las ventanas para que la brisa de la tarde penetrara al Palacio de forma húmeda y fresca.

Las crónicas de Bernal Díaz del Castillo cuentan cómo se conservaba fresco el pescado que se servía en la mesa de Moctezuma II por medio de nieve que se traía del volcán Popocatepetl; trescientos años antes de que se empleara el mismo método para conservar la carne fresca para las tropas Yankis durante la Guerra de Secesión en los Estados Unidos.

El primer sistema que se puede llamar de Aire Acondicionado fue inventado por un laborioso granjero estadounidense que descubrió una caverna cerca de su casa, de dicha caverna salía aire extremadamente frío; entonces, construyó un rústico sistema de ductos, y por medio de un molino de viento introdujo aire frío a su casa, logrando mantenerla fresca durante los cálidos veranos de su región.

A partir de este primer experimento, al llevar aire frío para regular la temperatura de un local, y así, vencer las temporadas cálidas; se ha creado una de las más importantes industrias de servicios que ha permitido mejorar sustancialmente las condiciones de vida de millones de personas en todas las latitudes del mundo.

En un pasado reciente, se consideró al aire acondicionado en nuestro país como un artículo de lujo o un "mal necesario" en algunas regiones extremas. Actualmente, se reconoce a esta especialidad no solamente como un servicio útil para proporcionar confort, sino como un medio adecuado y económico para mejorar las condiciones de vida de la población y mejorar las condiciones de trabajo en oficinas, fábricas e innumerables lugares a los cuales concurren los seres vivos.

Las modernas aplicaciones para el desarrollo óptimo de especies animales y diversos cultivos por medio de sistemas adecuados de aire acondicionado, han abierto un amplio campo a esta especialidad.

El uso de la refrigeración data a partir del principio de la Historia de la Humanidad; pero, por miles de años, el aire, el agua y el hielo fueron los únicos medios de enfriamiento. En este último siglo, aparece la Refrigeración Mecánica y también, el descubrimiento de nuevas sustancias capaces de absorber grandes cantidades de calor; llamadas, refrigerantes.

En la actualidad, el tema del Aire Acondicionado y la Refrigeración es tan amplio, y los problemas prácticos de la Ingeniería son tan variados de un lugar a otro (dependiendo de factores geográficos, climatológicos y económicos), que no existe una solución única, sino que deberá resolverse cada problema de manera específica, haciendo uso de los conceptos generales sobre el Aire Acondicionado y la Refrigeración.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## CAPITULO I

### FUNDAMENTOS Y DEFINICIONES.

#### 1.1.- Principios Básicos. (Hernández, 2000).

##### TERMODINÁMICA.

Es la rama de las ciencias físicas que trata de diversos fenómenos de energía y las propiedades relacionadas con la materia, especialmente a las de transformación de calor a otras formas de energía.

##### CALOR.

El calor es una forma de energía, creada principalmente por la transformación de otros tipos de energía en energía de calor; calor es frecuentemente definido como energía en tránsito, porque nunca se mantiene estática, ya que siempre está transmitiéndose de los cuerpos cálidos a los cuerpos fríos.

La mayor parte del calor en la tierra se deriva de las radiaciones del sol, sin embargo, las palabras " más caliente " y " más frío ", son, sólo términos comparativos, existen calor a cualquier temperatura arriba de cero absoluto, incluso en cantidades extremadamente pequeñas.

##### TEMPERATURA.

La temperatura es la escala usada para medir la intensidad del calor y es el indicador que determina la dirección en que se moverá la energía de calor. También puede definirse como el grado de calor sensible que tiene un cuerpo en comparación con otro.

Lo más correcto sería usar el sistema métrico, puesto que es el sistema Oficial de México, pero debido que la mayor parte de la información técnica y científica proviene de Estados Unidos, usaremos el Sistema Inglés, por lo tanto la temperatura se dará en este caso en grados Fahrenheit ("F).

## MEDIDA DE CALOR.

La medida de la temperatura no tiene ninguna relación con la cantidad de calor. Una llama de fósforo puede tener la misma temperatura que una hoguera, pero obviamente la cantidad de calor que despiden es totalmente diferente.

En el sistema Inglés la unidad de calor es la British Thermal Unit, comúnmente llamada BTU. Un BTU puede definirse como la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de una libra de agua 1 o F.

## TRANSMISION DE CALOR.

El grado de transmisión es directamente proporcional a la diferencia de temperatura entre dos cuerpos ó sistemas, el calor puede viajar en tres diferentes formas:

*Radiación.*- Es la transmisión de calor por ondas similares a las ondas de luz y a las ondas de radio; un ejemplo de radiación es la transmisión de energía solar a la tierra, una persona puede sentir el impacto de las ondas de calor, moviéndose de la sombra a la luz del sol, aun cuando la temperatura a su alrededor sea idéntica en ambos lugares.

*Conducción.*- Es el flujo de calor a través de una sustancia, para que haya transmisión de calor entre dos cuerpos en esta forma, se requiere contacto físico real, la conducción es una forma de transmisión de calor sumamente eficiente.

*Convección.*- Es el flujo de calor por medio de un fluido, que puede ser un gas ó un líquido, generalmente agua ó aire.

La aplicación típica en aire acondicionado es una combinación de los tres procesos citados.

## PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA.

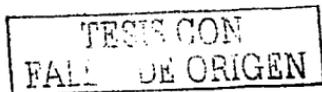
*"La suma total de la energía del universo es una cantidad constante; ésta energía no puede incrementarse, disminuirse, crearse ó destruirse".*

## SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA (FORMA DE CLAUSIUS).

*"Es imposible que una máquina, actuando por sí sola y sin ayuda de un agente exterior, transporte calor de un cuerpo a otro que tenga mayor temperatura que el primero".*

## LEY DE BOYLE.

*"A una temperatura constante, el volumen de un peso dado de gas perfecto varía inversamente a la presión absoluta".*



donde:  $P_1 v_1 = P_2 v_2 = P_n v_n = \text{constante}$

$P$  = Presión absoluta en  $\frac{\text{lb}}{\text{pie}^2}$

$v$  = Volumen específico en  $\frac{\text{pies}^3}{\text{lb}}$

#### LEY DE CHARLES.

*"Cuando un gas perfecto recibe calor a volumen constante, la presión absoluta varía en forma directamente proporcional a la temperatura".*

$$P_1/T_1 = P_2/T_2 = P_n/T_n$$

En donde:

$T$  = Temperatura Absoluta.

#### LEY DE JOULE.

*"Cuando un gas perfecto se expande sin hacer trabajo, su temperatura permanece inalterable, ya que su energía interna permanece también inalterable".*

*"La energía interna de un gas perfecto es función solamente de la temperatura".*

#### LEY DE AVOGADRO

*"Iguales volúmenes de cualquier gas, a la misma presión y temperatura, tienen el mismo número de moléculas".*

#### GAS PERFECTO.

*"Todo aquel gas que obedezca las Leyes de Boyle, Charles, Joule y Avogadro, se dice es gas perfecto".* La ecuación característica es:

$$PV = mRT$$

#### MOL.

Mol es la unidad de cantidad de materia que tiene una masa numéricamente igual al peso molecular, expresado en libras o en gramos. Ya que el peso molecular es proporcional a la masa de una molécula, se sigue que un mol contiene el mismo número de moléculas para cualquier gas.

### LEY DE GIBBS-DALTON.

El vapor de agua en la atmósfera no se rige exactamente por las leyes que gobiernan los gases, pero son lo suficientemente aproximadas para usarlas en la práctica. Las mezclas de vapor-aire se rigen prácticamente por la Ley de Gibbs-Dalton.

De esta Ley se sigue que cualquier mezcla de gases ejerce una presión total igual a la suma de las presiones parciales ejercidas independientemente por cada gas.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

1.2 - Características de la Mezcla Vapor-Aire. (Hernández, 2000).

Acondicionar el aire es controlar su temperatura, humedad, distribución y pureza. Su objetivo es procurar la comodidad de los ocupantes de residencias, teatros, escuelas, etcétera, o bien, en la industria, mantener productos alimenticios, productos químicos, etcétera, a muy bajas temperaturas para evitar que se contaminen. Antes de estudiar el acondicionamiento del aire, es necesario conocer sus características y propiedades.

La atmósfera que rodea la Tierra es una mezcla de gases cuya composición es:

	Volumen en (%).	Peso en (%).
Nitrógeno.	78.1	76.0
Oxígeno.	20.9	23.1
Argón.	1.0	0.9

El aire contiene, normalmente, muchas impurezas, como gases, sólidos, polvos, etcétera, en proporciones que dependen de varios factores. Se supone que en lugares montañosos y en el mar, el aire es más puro, aunque los vientos también llevan consigo algunas impurezas.

El aire contiene, por lo general:

Nitrógeno	= 78.03%
Oxígeno	= 20.99%
Argón	= 0.94%
Bióxido de Carbono	= 0.03%
Hidrógeno	= 0.01%
Xenón	= 0.01%
Kriptón	= 0.01%
Otros	= 0.01%

También contiene las siguientes impurezas:

Humos de sulfuros.

Humos de ácidos.

CO

2

Polvo

Cenizas

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Minerales  
 Animales  
 Vegetales  
 Microorganismos

El calor específico ( $C_p$ ) del aire no es contante, sino que depende de la temperatura. Para fines prácticos, se usa:

$$C_p = 0.2415 \text{ ó } 0.24 \text{ BTU/Lb}^\circ\text{F}$$

El peso específico ( $W$ ) del aire seco es:

$$0.07496 \text{ Lb/pie}^3 \text{ (a } 70^\circ\text{F y } 29.92 \text{ pulgadas de Hg).}$$

Volumen específico ( $v$ ).- El volumen específico es el recíproco del peso específico o sea:

$$v = 1 / W$$

Humedad absoluta o densidad ( $d_v$ ).- El peso de vapor de agua expresado en libras o granos por cada pie cúbico de espacio se llama "humedad absoluta" o "densidad del vapor de agua" y se representa con  $d_v$  cuando el aire no está saturado y como  $d$  cuando sí lo está.

Humedad específica o relación de humedad ( $W_v$ ).- El peso de vapor de agua expresado en libras o granos por libra de aire seco se llama humedad específica; se representa como  $W_v$  cuando la mezcla no está saturada, y como  $W_d$  cuando sí lo está.

Humedad relativa ( $\Phi$ ).- La humedad relativa se define como la relación de la presión parcial del vapor en el aire con la presión de saturación del vapor correspondiente a la temperatura existente. O bien, es la relación de la densidad del vapor de agua en el aire con la densidad de saturación a la temperatura correspondiente.

$$\Phi = \left( \frac{P_v}{P_d} \right) \cdot 100 = \left( \frac{d_v}{d_d} \right) \cdot 100$$

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

en donde:

$P_v$  = presión parcial del vapor de agua.

$v$

$d_v$  = densidad existente del vapor de agua.

$v$

$P_d$  = presión de saturación del vapor de agua.

$d$

$d_d$  = densidad del vapor saturado.

$d$

*Variación de la humedad relativa.*

1.- La humedad relativa se puede aumentar de las siguientes formas:

- a). Reduciendo la temperatura, sin variar la humedad absoluta.
- b). Aumentando la humedad absoluta sin variar la temperatura.

2.- La humedad relativa se puede disminuir de las siguientes formas:

- a). Aumentando la temperatura, sin variar la humedad absoluta.
- b). Disminuyendo la humedad absoluta, sin variar la temperatura final.

**TEMPERATURA DE BULBO SECO.**

Es aquella temperatura que es posible registrar por medio de un termómetro normal, y es la temperatura del ambiente.

**TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO.**

Quando una persona va a nadar en un día soleado, sentirá una sensación agradable, tanto en el aire como en el agua, pero normalmente al salir del agua sentirá "frío", pese a que la temperatura del aire no ha variado. Esta sensación se debe a que al estar rodeado por aire no saturado, existirá una evaporación del agua que moja su cuerpo hacia el aire; para que el agua pase al aire deberá evaporarse, este proceso requiere una gran cantidad de calor y éste será obtenido del agua que humedece al sujeto, enfriándose el agua restante y tomando calor de su cuerpo.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Si a un termómetro normal se le coloca una franela húmeda sobre el bulbo y se hace circular aire ambiente, éste evaporará parte del agua que humedece al paño para tratar de saturarse; el calor requerido por esta evaporación de agua será tomado del agua restante de la franela y al permanecer húmeda, disminuirá su temperatura hasta cierto límite. A este límite, se le llama temperatura de "bulbo húmedo".

#### ENTALPIA.

Para un proceso a presión constante, volumen constante y sin trabajo, el término "Entalpía" define la cantidad de calor contenida por una unidad de masa de aire; se puede definir a la Entalpía del aire como la suma de la Entalpía de aire seco a partir de un punto de referencia, más la entalpía del vapor de agua (humedad) que contiene el punto en cuestión.

Para el aire seco la ecuación que define su Entalpía es:

$$h_a = C_p (T_i - T_r)$$

Para la humedad del aire es:

$$h_w = H \{C_{pw} (T_w - T_r) + h_{fgw} + C_{pv} (T_i - T_r)\}$$

La Entalpía total del aire será la suma de estas dos ecuaciones:

$$H = C_p (T_i - T_r) + H \{C_{pw} (T_w - T_r) + h_{fgw} + C_{pv} (T_i - T_w)\}$$

Se considera que el agua añadida al aire se calentará como agua desde un cierto punto de referencia ( $T_r$ ) hasta la temperatura de rocío del aire final ( $T_w$ ); a esa temperatura se convertirá en vapor y de ahí se recalentará hasta la temperatura considerada del punto ( $T_i$ ). Evidentemente, la temperatura de referencia lógica es  $0^\circ\text{C}$ , con lo que se simplifica la ecuación. Las variables de estas ecuaciones son las siguientes:

H: Humedad absoluta o específica.

$h_a$ : Entalpía del aire seco.

$h_w$ : Entalpía de la humedad contenida por kilogramo de aire.

$C_p$ : Calor específico a presión constante del aire.

$C_{pw}$ : Calor específico del agua.

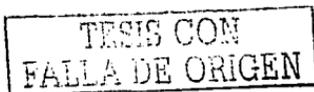
$C_{pv}$ : Calor específico del vapor de agua.

$h_{fgw}$ : Calor de vaporización del agua a  $T_w$ .

$T_r$ : Temperatura de referencia del sistema ( $0^\circ\text{C}$ ).

$T_i$ : Temperatura del bulbo seco del punto considerado.

$T_w$ : Temperatura de rocío del punto considerado.



En la ecuación que define la Entalpía, hay únicamente dos variables independientes: la temperatura  $T_i$  y la humedad absoluta  $H$ , ya que  $T_w$  es una función de  $H$ . Al tenerse una ecuación de primer grado con dos variables independientes al definir una de ellas, para un cierto valor asignado de "h" se tendrá una serie de puntos que formarán una línea recta cuyo valor de Entalpía será constante. Es interesante hacer notar que la línea de Entalpía constante coincide al llegar con la temperatura de "bulbo húmedo", esta circunstancia que actualmente es obvia, se descubrió casualmente.

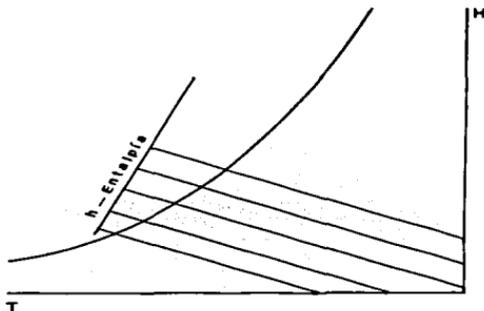


Figura I.1.- La Entalpía.

### TEMPERATURA DE ROCÍO.

Al enfriar aire no saturado, se conservará su humedad absoluta hasta que el aire toque con la línea de saturación a partir de este punto cualquier enfriamiento posterior ocasionará una disminución de la humedad del aire. A esta temperatura, a la cual se llega a saturación sin disminuir humedad, se le llama temperatura de rocío ( $T_r$  o  $T_w$ ).

Una forma simple de percibir este concepto es la siguiente: Al servirse una bebida fría en un vaso, se empezará a enfriar el recipiente y el aire circundante también; pasados algunos minutos el vaso estará empañado exteriormente y tendrá unas gotas de rocío que se han condensado sobre su superficie. Esto demuestra que la superficie del vaso está a una temperatura inferior a la temperatura de rocío del aire.

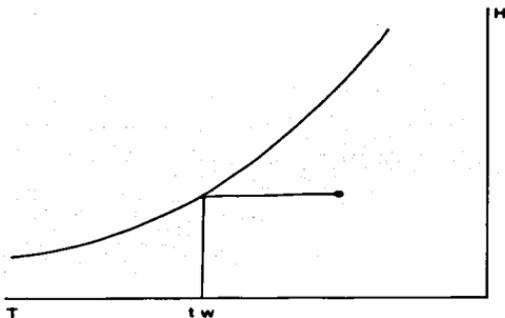


Figura 1.2.- Temperatura de Rocío.

Quando se diseña calefacción debe tenerse especial cuidado con la humedad relativa permisible ya que, si la humedad es muy alta en el local acondicionado, se puede producir condensación de vapor de agua en la ventanas. De cualquier forma, se puede calcular la temperatura de rocío permisible para evitar condensaciones, según la siguiente fórmula:

$$T_w = t_i - (t_i - t_e) U / f$$

Donde:

$t_w$  = temperatura de rocío.

$t_i$  = temperatura de b.s. interior.

$t_e$  = temperatura de b.s. exterior.

$U$  = coeficiente de transmisión del vidrio o muro.

$f$  = coeficiente de película interior.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

### 1.3 - Psicrometría.

La "Carta Psicrométrica" es la representación gráfica de las propiedades del aire húmedo bajo distintas condiciones de temperatura y humedad; con ella se pueden analizar gráficamente las propiedades psicrométricas y se facilita la solución de diferentes problemas. La carta muestra, básicamente, la relación entre las siguientes propiedades del aire:

- 1.- Temperatura del bulbo húmedo.
- 2.- Temperatura de rocío.
- 3.- Temperatura de bulbo seco.
- 4.- Humedad relativa.
- 5.- Humedad específica.

Quando se conocen dos de estas propiedades, las demás se encuentran con toda facilidad. La carta parte de la línea de saturación, o sea, a cada temperatura de bulbo seco corresponde cierta cantidad de humedad para que haya saturación; por lo tanto, si en las abscisas se representan las temperaturas y en las ordenadas las humedades específicas, la línea de saturación tiene la forma mostrada.

#### PROPIEDADES PSICROMÉTRICAS A DIFERENTES ALTITUDES.

La mayoría de las cartas psicrométricas se han hecho para la presión barométrica, al nivel del mar,  $P_b = 29.92$  Pulgadas de Mercurio; sin embargo, hay cartas especiales para ciertos lugares específicos que se encuentran a diferentes altitudes, como la carta para 7,500 pies de altitud de la Ciudad de México.

Quando se requiere hacer cálculos psicrométricos de un lugar cuya altitud es considerable y no se cuenta con una carta especial, se usa la carta estándar al nivel del mar, haciendo las correspondientes correcciones de humedad específica, entalpía y volumen. La carta psicrométrica estándar contiene las tablas necesarias para poder hacer dichas correcciones; por lo general, estas tablas de correcciones están localizadas en el margen izquierdo de la misma.

Para obtener la corrección de la humedad específica se usa la tabla de correcciones que se muestra en el margen izquierdo superior de la carta psicrométrica. En las abscisas se entra con la altitud en pies o bien con la diferencia de presiones  $\Delta P$  en Pulgadas de Mercurio, entre la presión barométrica del lugar y la del nivel del mar, y en las ordenadas con la temperatura de bulbo húmedo, la lectura correspondiente es la corrección  $\Delta W$ .



Este valor leído en la tabla debe reducirse en un 1% por cada 24°F de diferencia entre la temperatura de bulbo seco y la de bulbo húmedo, o sea que la corrección final  $\Delta W_v$  será:

$$\Delta W_v = \Delta W'_v \{ (1 - 0.01) (t_{bs} - t_{bh} / 24) \}$$

donde:

$\Delta W_v$  = Corrección total de la humedad específica en granos por libra de aire seco.

$\Delta W'_v$  = Corrección tabulada en la tabla de la humedad específica en granos/libra de aire seco.

$t_{bs}$  = Temperatura de bulbo seco en °F.

$t_{bh}$  = Temperatura de bulbo húmedo en °F.

Usando la tabla de correcciones de la misma manera que se explicó al hablar de la corrección de humedad específica, se encuentra la corrección de la Entalpía " $\Delta h$ ".

El volumen específico de la mezcla aire vapor, basándose en la ecuación de los gases y en la ecuación de la humedad específica en función de la presión parcial, puede encontrarse con la siguiente expresión:

$$V = \{ (0.754) (t_{bs} + 460) / P_b \} \{ 1 + W'_v / 4360 \}$$

donde:

$v$  = volumen de una libra de mezcla en pies<sup>3</sup>.

$t_{bs}$  = Temperatura de bulbo seco en °F.

$P_b$  = Presión barométrica en Pulgadas de Mercurio.

$W'_v$  = Humedad específica en granos / Libra de aire seco.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

#### 1.4.- Procesos Psicrométricos.

##### 1.4.1.- Mezcla de Dos Flujos de Aire.

Se tienen dos masas de aire  $M_1$  y  $M_2$  que al mezclarse, se comportan de acuerdo con las siguientes expresiones:

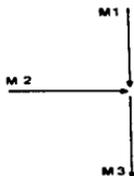


Figura 1.4.- Mezcla de dos Flujos De Aire. Masa.

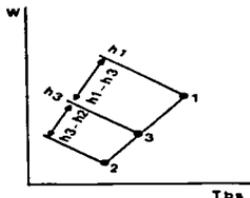


Figura 1.5.- Mezcla de dos Flujos De Aire. Entalpía.

$$M_1 + M_2 = M_3 \dots (1)$$

$$M_1 W_1 + M_2 W_2 = M_3 W_3 \dots (2)$$

$$M_1 h_1 + M_2 h_2 = M_3 h_3 \dots (3)$$

Este proceso se lleva a cabo sin aumentar o disminuir calor o humedad. En la carta psicrométrica, la humedad específica y la Entalpía tienen escalas lineales, no tomando en cuenta la desviación de la Entalpía. Por ello, el estado final 3, cae en la línea recta que une 1 y 2, dividiéndola en dos porciones proporcionales a las masas de aire.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Al obtener un dato a partir de las fórmulas (2) y (3), se lo sitúa sobre la línea descrita y se podrán leer los datos complementarios de la mezcla efectuada. Combinando (1), (2) y (3), se tiene:

$$M_1 (W_1 - W_3) = M_2 (W_3 - W_2) \dots \quad (4)$$

$$M_1 (h_1 - h_3) = M_2 (h_3 - h_2) \dots \quad (5)$$

$$(M_1 / M_2) = \{(W_1 - W_3) / (W_3 - W_2)\} = \{(h_1 - h_3) / (h_3 - h_2)\} \dots (6)$$

Para el aire acondicionado, algunos problemas se resuelven usando en las fórmulas anteriores, el volumen del aire, en vez de la masa.

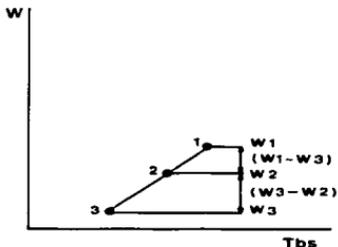


Figura I.6.- Mezcla de Dos Flujos de Aire. Humedad Específica.

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

#### 1.4.2.- Calor Sensible.

El aire que se inyecta a una área acondicionada, tiene como finalidad "recoger" calor del espacio que se pretende acondicionar. Cuando se trata del enfriamiento requerido en verano, el aire deberá suministrarse más frío que el ambiente para contrarrestar la ganancia de calor del local. La cantidad de calor que puede tomar el aire de suministro se definirá por medio de la siguiente ecuación:

$$q_s = (m) \left( \frac{C_p}{p} \right) (\Delta T)$$

donde:

$q_s$  = Es la cantidad de calor absorbido por el aire desde su temperatura de entrada al local, hasta la temperatura del interior. Este calor se llevará a cabo siempre a humedad constante.

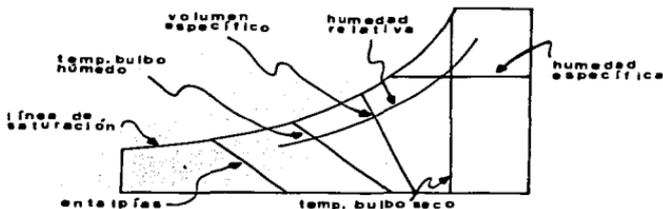


Figura I.3.- Representación de la Carta Psicrométrica

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

### 1.4.3 - Calor Latente.

La humedad en el interior de un local es una de las variables que deben ser controladas para conservar las condiciones propuestas de diseño, normalmente, existe una generación de humedad que se debe principalmente al metabolismo de los seres vivos y también a algunos equipos que generan humedad hacia el ambiente. En el caso general, el aire que se suministra a un determinado local deberá tener una humedad absoluta menor a la contenida en el interior, con objeto de absorber la que genere ahí.

La humedad en el aire representa una forma de calor, ya que está como vapor de agua, y a temperatura constante la variación de humedad implicará una variación de Entalpía; se define de la siguiente forma:

$$q_l = (m)(\Delta H)(\lambda)$$

El "calor latente" o calor de vaporización del agua varía con la temperatura, presentando un problema adicional; sin embargo, para el rango normal de aire acondicionado (0° a 40°C) su valor no varía sustancialmente, y tomar un valor intermedio como "constante" es perfectamente permisible.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

#### 1.4.4.- Factor de Calor Sensible.

Evidentemente, no es posible introducir una cantidad de aire que recoja el calor sensible ( $q_s$ ) y otra que recoja el calor latente ( $q_l$ ); por lo que será necesario considerar una cantidad de aire que sea capaz de realizar las dos funciones simultáneamente. Con este objeto se define al "Factor de Calor Sensible" (FCS), de la siguiente forma:

$$FCS = \left\{ \frac{q_s}{q_s + q_l} \right\}$$

El factor de calor sensible, en realidad indica la pendiente de la línea de operación del aire desde que éste ingresa al local hasta que llega a las condiciones interiores; y para cada caso, SOLAMENTE existirá un sólo FCS, ya que indica cuánto calor latente debe ser recogido por unidad de calor sensible.

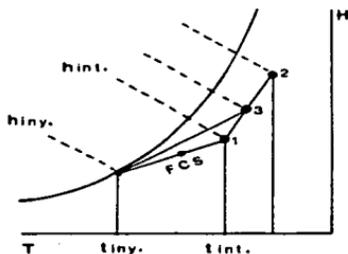


Figura 1.7.- Factor de Calor Sensible.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Para el caso del Verano, la línea de FCS tendrá como origen la curva de saturación de la carta psicrométrica y como final; el punto que define las condiciones interiores del local

Si el volumen de inyección de aire que se inyecta a un lugar es muy pequeño, no será posible lograr una temperatura uniforme en el local y se encontrarán zonas calientes. Si es muy grande, se tendrá una temperatura totalmente homogénea, pero habrá corriente de aire molestas.

Algunos autores, y la experiencia de los diseñadores, han establecido un criterio al respecto: "El aire que se suministra al interior de un local deberá ser de 10 a 20 veces su volumen en una hora. A este criterio se le llama "cambios por hora". No es un criterio absoluto, pero es una buena guía". (Jennings, 1995).

Una vez que el aire ha realizado su labor en el interior del local por acondicionar, debe salir de él para ser sustituido por aire proveniente del acondicionador, sin embargo, en la mayoría de los casos, este aire es más fácil de acondicionar que el aire exterior, obteniéndose una economía de importancia. No es posible recircular todo el aire, ya que es necesaria una cantidad de "aire nuevo" para mantener la pureza necesaria; sin embargo, se recirculará todo el que sea permisible y se completará al 100% con aire exterior (éste será función del número de personas y de la actividad que realicen).

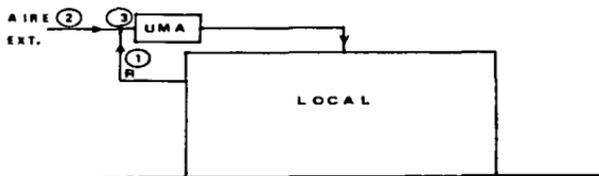


Figura 1.7'.- Ciclo Completo del Aire.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

La mezcla de aire exterior y aire recirculado será la que se suministre al equipo acondicionador.

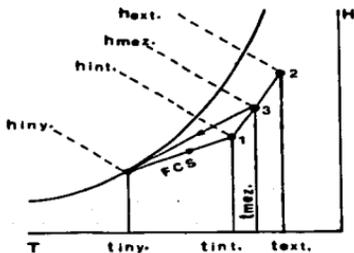


Figura 1.8.- La Mezcla de Aire Exterior y Aire Recirculado.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

### 1.4.5.- Procesos Psicrométricos.

En la figura 1.9, se representan los procesos de enfriamiento de aire, donde se considera que cada proceso inicia en la intersección de las líneas y sigue una dirección como lo indica la flecha.

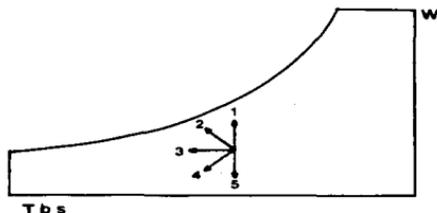


Figura 1.9.- Procesos de Enfriamiento de Aire.

Los procesos son:

- 1.- Humidificación.
- 2.- Enfriamiento y Humidificación.
- 3.- Enfriamiento Sensible.
- 4.- Enfriamiento y Deshumidificación.
- 5.- Deshumidificación.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

**1.- Proceso de Humidificación.-** Humedad es el vapor de agua que siempre está contenida en el aire. La humidificación es un proceso controlado de la mezcla de aire y vapor de agua.

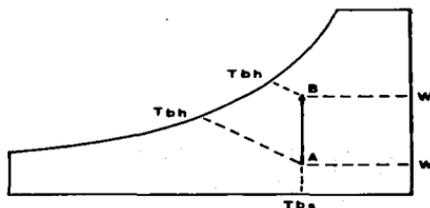


Figura I.10.- Proceso de Humidificación.

**2.- Proceso de Enfriamiento y Humidificación -** Este proceso se obtiene de una lavadora de aire típica, en donde el agua misma sin ser enfriada o calentada, se está recirculando continuamente, teniendo un enfriamiento y humidificación simultánea del aire.

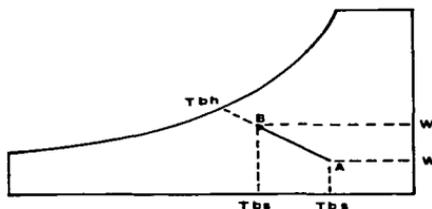


Figura I.11.- Procesos de Enfriamiento y Humidificación.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

**3.- Proceso de Enfriamiento Sensible.-** El proceso se representa por la línea A-B de la figura. El aire se enfría sin que exista variación en la humedad específica, y en la temperatura de rocío; existe sólo disminución de temperatura. Es decir, un flujo de aire sobre una superficie seca y más fría que el aire.

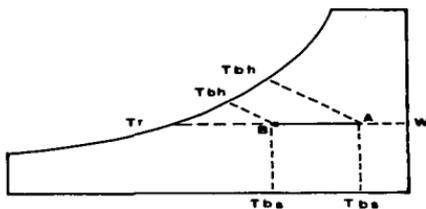


Figura I.12.- Proceso de Enfriamiento Sensible.

**4.- Proceso de Enfriamiento y Deshumidificación.-** Haciendo pasar aire por serpentines fríos, o a través de rociadores de agua fría, el aire se enfría y deshumidifica simultáneamente, proceso tradicional en Aire Acondicionado.

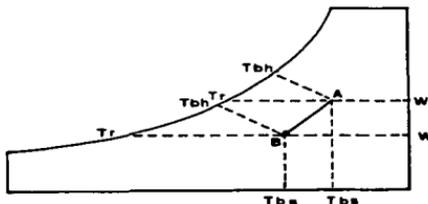


Figura I.13.- Procesos de Enfriamiento y Deshumidificación.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

5.- Proceso de Deshumidificación.- Deshumidificar es reducir el contenido de vapor de agua en el aire.

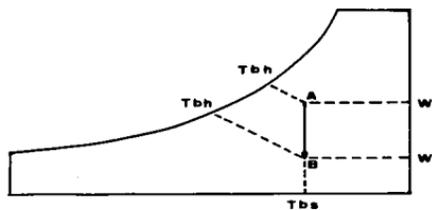


Figura I.14.- Proceso de Deshumidificación.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

### 1.5.- Condiciones de Comodidad.

El calor procedente del metabolismo humano sirve para mantener constante la temperatura del cuerpo, lo que resulta indispensable para el desarrollo de las funciones vitales; es decir, el comportamiento fisiológico del cuerpo humano demanda que la cantidad de calor interno producido por el cuerpo sea igual a la cantidad de calor externo perdido; tiene un sistema de control de temperatura para regular sus pérdidas que ocurren por convección, radiación y evaporación. La proporción de cada una depende de la cantidad de calor generado por el cuerpo, que a su vez depende de la actividad, de la ropa y de la temperatura y condiciones del aire.

El aire acondicionado tiene como objeto principal el de crear zonas con temperatura y humedad adecuadas para que las personas se sientan cómodas. Eso quiere decir que, en zonas o regiones del país, donde hace mucho frío, el aire acondicionado se diseña y calcula para producir temperaturas más altas que las exteriores en el interior de los locales habitados (oficinas, escuelas, hospitales, teatros, casas) así mismo, en lugares donde se registran muy altas temperaturas, el objetivo es lograr que en los locales habitados se mantengan temperaturas más bajas que las exteriores. Para lograr la comodidad de las personas desde el punto de vista del aire acondicionado se deben tomar en cuenta los siguientes factores:

- 1.- Temperatura del aire.
- 2.- Humedad del aire.
- 3.- Movimiento del aire.
- 4.- Pureza del aire.
- 5.- Nivel de ruido.

A continuación, se explica la importancia de cada uno de estos factores:

1 - Temperatura del Aire - El primer intento de crear zonas cómodas para el hombre fue tratando de controlar la temperatura, ya que como es de todos sabido que trabajar o descansar en un lugar donde la temperatura sea extremadamente baja o alta, resulta incómodo y poco eficiente.

2 - Humedad del Aire - El cuerpo humano pierde bastante calor debido a la evaporación, esta evaporación a través de la piel aumenta cuando la humedad del ambiente baja, de aquí la importancia de controlar la humedad. Debe de aclararse también que humedades altas producen reacciones fisiológicas molestas y además, afectan algunos materiales.

**3.- Movimiento del Aire.-** El simple movimiento del aire puede modificar la sensación de calor, puede incluso llegar a provocar la sensación de frío, ya que el movimiento del aire sobre el cuerpo incrementa la pérdida de calor y humedad del propio cuerpo.

**4.- Pureza del Aire.-** Cuando se está en un local acondicionado, se procura recircular constantemente el mismo aire para ahorrar energía, pero debe tenerse cuidado en purificar suficientemente este aire debido a que de no hacerlo, los olores se irán concentrando hasta ser muy molestos, el humo del cigarro provocará molestias en los ojos y la nariz, en algunos casos es necesario eliminar el polen porque causa asma y molestia a los que padecen alergias.

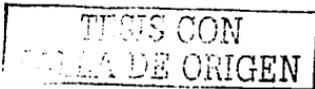
En casos especiales deberá considerarse una purificación especial, como puede ser el caso del aire inyectado a un quirófano. En general, la contaminación ambiental es un problema complejo que la humanidad tiene que resolver.

**a) Carta de Comodidad.-** Debido a las diferencias fisiológicas y psicológicas de los individuos, para poder establecer las condiciones adecuadas de los cuatros factores mencionados, anteriormente se ha establecido la llamada "*Carta de Comodidad*", la cual se obtuvo después de una serie de experimentos realizados por la ASHRAE y que permite determinar diferentes conjuntos de valor en cuanto a temperaturas de bulbo seco y húmedo, humedad relativa y velocidad del aire, en función de la "*Temperatura Efectiva*" que se escoge.

**b) Temperatura Efectiva.-** La Temperatura Efectiva es un índice empírico del grado de calor que percibe una persona cuando se expone a varias combinaciones de temperatura, humedad y movimiento del aire. Una temperatura efectiva puede tener humedades relativas desde 0% hasta 100% y velocidades de aire desde muy lentas hasta muy altas y aunque la sensación de calor en cualquier caso es la misma, la comodidad producida en los diferentes casos no es igual. Por ejemplo, se puede decir que muy bajas humedades producen sensación de "tostamiento" en la piel, boca y nariz; humedades altas en cambio provocan malos olores y transpiración mayor del cuerpo. Altas velocidades en el aire crean chiflones incómodos y molestos.

**c) Factores que Determinan la Temperatura Efectiva.-** Cómo se puede observar, en la Carta de Comodidad se indica el porcentaje de personas que se encontrarán cómodas con cada una de las temperaturas efectivas, es decir, siempre existirán personas que no se encuentren totalmente cómodas. Lo anterior sucede debido a los diferentes factores que influyen en la temperatura efectiva y que son:

- **Aclimatación Diferente.-** Esto se refiere a que personas que viven en zonas cálidas estarán cómodas a temperaturas más altas que aquellas acostumbrados a vivir en lugares fríos.



Lo mismo sucede con las diferentes estaciones, ya que en invierno se siente uno cómodo a menores temperaturas que en verano. Algo similar sucede con la humedad, varía por lo general, según el individuo, país o región.

- Duración de la Ocupación.- Es de suma importancia este factor en lugares públicos como tiendas, bancos, oficinas, etcétera. Se ha comprobado que cuando la duración de la ocupación es pequeña, resulta conveniente tener diferencias de temperaturas bajas con respecto a la exterior y viceversa, en lugares donde la estancia es prolongada, la diferencia de temperaturas deberá sea mayor.

- Ropa.- Dependiendo de la época del año, las gentes se visten con ropa diferente, de tal manera que esto tiene una determinación directa sobre la temperatura efectiva. Se debe que en general las mujeres, usan ropa más ligera que los hombres, lo cual crea problemas para acondicionar locales que serán utilizados por hombres y mujeres.

- Edad y Género.- Las personas de 40 años o más, en general, requieren de una temperatura efectiva mayor, así como las mujeres; esta temperatura es más alta en 0.5°C (1°F) aproximadamente. La carta de comodidad está estructurada para hombres maduros menores de 40 años.

- Efectos de Choque.- Se le llama así al efecto producido al entrar del exterior a un lugar acondicionado y provocado por el cambio de temperaturas. Este efecto se puede controlar provocando zonas de temperatura efectiva intermedia entre la exterior y la más cómoda, por ejemplo: en los vestíbulos o corredores de un hotel u oficina. Se ha demostrado que estos choques no son dañinos para personas acostumbradas a vivir en zonas donde el acondicionamiento de aire es indispensable (regiones muy frías y/o muy cálidas).

- Actividad.- La temperatura efectiva cómoda varía dependiendo de la actividad que se desarrolle en el local acondicionado ya que, resulta obvio, no se estará cómoda a la misma temperatura en una fábrica o taller donde los operarios tienen una actividad más o menos constante, que en una oficina o en un teatro, donde las personas se encontrarán intactas o casi inactivas.

- Calor Radiado.- Cuando se habla de aglomeraciones grandes de personas, como en un teatro o cine, el efecto del calor radiado entre la gente obliga a disminuir la temperatura efectiva cómoda. De igual manera, cuando se está en un local con muchas ventanas, el cuerpo radia más calor al medio ambiente y esto produce sensación de frío por lo que la temperatura efectiva deberá ser más alta.

**Máxima Temperatura Efectiva**- En general, los diferentes manuales y diseñadores de aire acondicionado señalan que la temperatura efectiva no debe exceder de 30°C (85°F).

**Condiciones Generales de Diseño.-** Para diseñar el aire acondicionado de un local se debe partir de ciertas bases que son:

a). **Condiciones de Diseño Exterior.-** Las condiciones de diseño exterior están dadas por las temperaturas mínimas y máximas promedio exteriores del lugar en donde se ubicará el local acondicionado. En páginas posteriores aparece una Tabla que proporciona las temperaturas de diseño exterior para las principales ciudades de diferentes estados de la República Mexicana.

b). Las condiciones de diseño interior se establecen precisamente con la Carta de Comodidad, pero además existen tablas que señalan la temperatura de bulbo seco y humedad relativa recomendadas dependiendo de las temperaturas exteriores.

El movimiento del aire es otra condición interior que debe considerarse en el diseño. La ASHRAE ha establecido que la velocidad del aire dentro de los locales deberá oscilar entre los 4.5 [metros/minuto] ó 15 [pies/minuto] y los 12 [metros/minuto] ó 40 [pies/minuto].

**Condiciones de Ventilación.-** Como ya se mencionó anteriormente, cuando se diseña aire acondicionado para un local, siempre se procurará reutilizar el mismo aire, provocando su recirculación, para evitar grandes consumos de energía. Lo anterior debe ser estudiado con calma ya que, si se recircula el 100% del aire, éste se encontrará cada vez más contaminado de olores y humo así como con mayor contenido de Bióxido de Carbono.

Para evitar esta contaminación, se debe suministrar siempre una cierta cantidad de "aire nuevo de ventilación", tirando así la misma cantidad del aire contaminado, con esto se logra que, a través del tiempo, todo el aire se haya renovado y la contaminación no alcance altas y molestas concentraciones.

A continuación, se proporcionan dos tablas que recomiendan la ventilación necesaria para diferentes tipos de locales, en función del uso del local y del número de personas y en función del volumen del mismo local. En la práctica, la ventilación basada en cambios por hora, no es recomendada; es preferible usar los referidos al número de personas.

### 1.6.- Ciclo de Refrigeración.

La bomba de calor es una máquina térmica cuya finalidad es mantener un sistema a una temperatura menor que la ambiente; esto se logra extrayendo calor del lugar frío y depositándolo en otro medio de mayor temperatura. La gran mayoría de los procesos de refrigeración utilizan la compresión de vapor; aprovechan la propiedad que tiene los líquidos de absorber calor cuando se efectúa su vaporización, y disiparlo cuando se condensa.

a). Ciclo de Carnot.- El Ciclo reversible de Carnot es la teoría básica para cualquier sistema práctico de refrigeración.

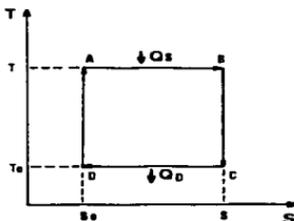


Fig. 1.15.- Ciclo de Carnot en Diagrama T – S.

El Ciclo de Carnot para un gas perfecto consiste en cuatro procesos (Ver Figura 1.15).

AB (Suministro de Calor).- El calor se recibe a una temperatura  $T$  en el depósito caliente.

BC (Expansión Adiabática).- La presión disminuye y la temperatura del fluido baja de  $T$  a  $T_0$ .

o

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

CD (Rechazo de Calor).- El calor es cedido al depósito frío, a una temperatura  $T_o$ .

DA (Compresión Adiabática).- La presión aumenta y la temperatura del gas se incrementa de  $T_o$  a  $T_1$ .

Si el ciclo es reversible se presenta una máxima eficiencia entre las dos temperaturas de operación.

b). Ciclo Invertido de Carnot.- El Ciclo Invertido de Carnot (Ver Figura 1.16), es la base fundamental del ciclo de refrigeración; se extrae calor de un depósito térmico de baja temperatura y se entrega a otro depósito a alta temperatura.

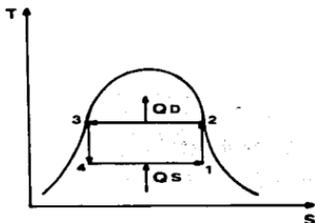


Figura 1.16.

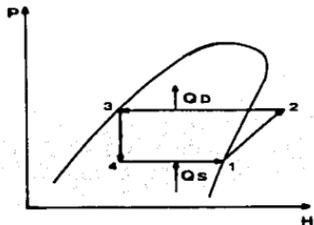


Figura 1.17.

El índice de bondad de un ciclo invertido se expresa por el llamado Coeficiente de Operación (COF); o bien, COP (Coeficient of Performance), de manera similar que se expresa el rendimiento para las máquinas que operan en el ciclo Normal de Carnot. Para el caso de un refrigerante como sustancia de trabajo, el coeficiente de funcionamiento es:

$$\text{COF} = Q \text{ (absorbido)} / W \text{ (suministrado al compresor)}$$

$$COF = T_c / T_h - T_c$$

Donde:  $T_c$  es la temperatura absoluta fría.

$T_h$  es la temperatura absoluta caliente.

El gas refrigerante al ganar energía del espacio frío hace descender la temperatura, posteriormente, se aumenta la temperatura del refrigerante y se disipa la energía al medio condensante, indicando el Ciclo invertido de Carnot en el Diagrama P – h (Ver Figura 17).

La Refrigeración es el proceso de disminuir y mantener la temperatura de un espacio debajo de la temperatura del medio ambiente. El equipo mejor conocido donde se puede apreciar la refrigeración, es el refrigerador doméstico. Éste se utiliza para extraer calor de un lugar de menor temperatura que la del medio ambiente.

A simple vista, este hecho contradice aparentemente la 2° Ley de la Termodinámica que dice: "es imposible que el calor pase de una región de baja temperatura, a otra de mayor temperatura sin ayuda exterior".

Sin embargo, el refrigerador es una máquina que transfiere calor de una región de baja temperatura a otra de alta temperatura con ayuda de un elemento adicional.

Generalmente, un elemento externo proporciona trabajo, de tal forma que la transferencia de calor a baja temperatura más el trabajo aportado por el elemento, representan la transferencia de calor a alta temperatura.

Un sistema de refrigeración está compuesto básicamente por cuatro componentes: el compresor, el condensador, la válvula de expansión y el evaporador. En la Figura 1.18 se observan estos procesos en un Diagrama P – h.

En un Diagrama Unifilar, estos componentes están localizados como se indica en la Figura 1.19.

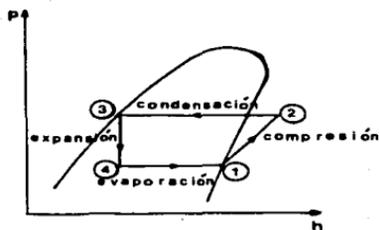


Figura I.18.

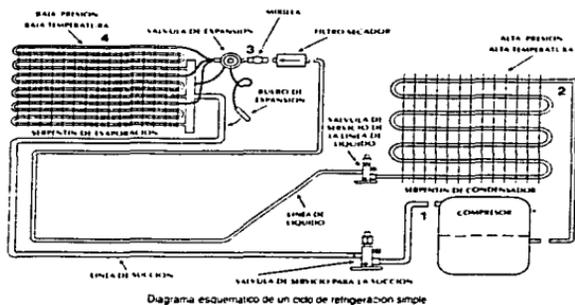


Diagrama esquemático de un ciclo de refrigeración simple

Figura I.19.

Así también, en el Diagrama P - h se observa los cambios de la fase de la sustancia de trabajo conocida como *refrigerante*. Inicialmente, en el proceso de compresión, el refrigerante a la entrada del compresor se encuentra en la fase gaseosa e incrementa su presión hasta las condiciones de operación del condensador.

A la entrada del condensador empieza su cambio de fase de gas a líquido al retirarse calor con el medio condensante, de tal manera que a la salida del condensador el refrigerante se encuentra completamente líquido. El proceso de expansión se inicia con refrigerante líquido, se reduce la presión y la temperatura y cambia a la fase gaseosa-líquida. En estas condiciones, el refrigerante inicia el proceso de evaporación; es decir, al tomar calor del espacio a enfriar, el refrigerante se vaporiza completamente, posteriormente ingresa al compresor y se efectúa nuevamente el ciclo.

El efecto refrigerante, el flujo másico de refrigerante, el calor absorbido en el evaporador, el calor disipado en el condensador, el flujo volumétrico del refrigerante, la potencia del compresor y el coeficiente de operación son algunos de los requerimientos que nos permite conocer y diseñar en su caso, un sistema completo de refrigeración.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## CAPÍTULO II.

### DISEÑO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO.

#### II.1.- Estudio Preliminar y Anteproyecto.

Hacer un análisis, un estudio completo y minuciosos para detectar todos los factores contribuyentes a las cargas de enfriamiento del edificio, sus zonas individuales, constituye el primer paso en el diseño de un sistema de acondicionamiento de aire para cualquier edificio. Para el estudio se deberá contar previamente con la siguiente información:

- 1.- Planos del edificio, plantas, cortes y fachadas.
- 2.- Materiales de construcción de muros, techos y ventanas.
- 3.- Orientación del edificio.
- 4.- Situación geográfica y datos climatológicos del lugar.
- 5.- Alrededores inmediatos, incluyendo efectos de sombras.
- 6.- Tipo de construcción del edificio y disposición del cielorraso.
- 7.- Disposición y carga del sistema de alumbrado.
- 8.- Uso del edificio y cantidad de usuarios.
- 9.- Cargas y usos de equipos varios.
- 10.- Facilidades de servicio del edificio.
- 11.- Disponibilidad de energía, voltaje, fases, ciclos y capacidad.
- 12.- Espacio disponible para los equipos de Aire Acondicionado.
- 13.- Espacios disponibles para la tubería y sistema de distribución de ductos.

En edificios ya construidos, los datos necesarios para el estudio podrán ser obtenidos directamente por observación y mediciones. Una vez que se tiene la información necesaria para el desarrollo del proyecto, es conveniente realizar un pequeño anteproyecto, que permitirá hacer un análisis completo del problema. EN esta etapa se analizarán los siguiente puntos:

- 1.- Qué tipo de barreras térmicas se tienen.
- 2.- Materiales especiales.
- 3.- Tipos de sistema a proponer.

Un trazado preliminar es de primordial importancia, porque se establecen los requisitos necesarios en lo que respecta a la ubicación del equipo principal, su disposición y arreglo general del sistema, trayectorias de tuberías, trayectorias de ductos y ubicación de manejadores. La realización de un anteproyecto, representa poco tiempo y esfuerzo, pero permitirá aclarar dudas y la realización de una memoria de cálculo ordenada y lo más lógica posible.

### 11.2.- Factores que Intervienen para la Determinación de las Cargas Térmicas.

En la evaluación de un problema de Aire Acondicionado, el análisis de las cargas térmicas que intervienen en él es de primordial importancia; estas aportaciones o pérdidas se pueden clasificar en dos grandes grupos:

- 1.- Cargas Fijas.
- 2.- Cargas Variables.

#### 1.- Las cargas fijas se pueden a su vez clasificar de la siguiente forma:

- 1.- Transmisión de Calor.
- 2.- Personas.
- 3.- Iluminación.
- 4.- Equipo y Misceláneos.

a).- La transmisión de calor que ocurre a través de barreras físicas como muros, ventanas y puertas, etcétera; está definida por la ecuación general de la transferencia de calor:

$$Q = U A \Delta T = U A (T_{ext} - T_{int})$$

donde: Q = Carga de Calor en [BTU/hora]

U = Coeficiente Total de Transferencia de Calor en [BTU/hora.ft<sup>2</sup>.°F]

A = Área a través de la cual fluye el calor en [ft<sup>2</sup>]

$\Delta T$  = Diferencial de Temperatura entre los lados de la barrera en [°F]

Como en el caso general de transferencia de calor, el cálculo de "U" es la parte modular del problema y en ocasiones más engorrosa; U se define de la siguiente forma:

$$U = 1 / \left[ \frac{1}{h_i} + \frac{1}{k_o} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \dots + \frac{x_n}{k_n} \right]$$

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

donde:  $h_i$  = coeficiente de película interior para "aire quieto".

$h_o$  = coeficiente de película exterior para aire en movimiento 24 km/hora ó 15 millas/hora.

$x$  = espesor del material que constituye la barrera.

$k$  = conductividad térmica del material de la barrera.

En los manuales de Aire Acondicionado, se tabulan los valores de U para la combinación de los materiales más usados, ya sea en muros, techos y pisos. Cuando los materiales usados son poco comunes o bien, la combinación de ellos no se encuentra tabulada, es indispensable calcular el factor U de la forma anterior.

b).- Las personas que ocupan un lugar acondicionado producen una gran cantidad de calor dependiendo de la temperatura interior y el grado de actividad que estén realizando, en algunas aplicaciones como pueden ser teatros o salones de espectáculos, la carga térmica producida por personas es la mayor carga a disipar en las instalaciones; los seres vivos y algunas aplicaciones específicas producen tanto calor sensible como calor latente, debido a la transpiración.

c).- La iluminación que normalmente es eléctrica, emplea una pequeña parte de la energía consumida en producir luz y la mayor parte se transforma en calor; en el caso de la iluminación incandescente este fenómeno resulta evidente por la alta temperatura que alcanza un foco al estar prendido; en el caso de la iluminación fluorescente, el tubo es frío, pero la balastra que intensifica el potencial para permitir el efecto fluorescente disipa gran cantidad de calor al espacio acondicionado.

El calor producido por los diferentes tipos de iluminación será el siguiente:

Incandescente:  $q = (W) (0.86) \text{ [kcal/hora]}$

Fluorescente:  $q = (W) (0.86) (1.25) \text{ [kcal/hora]}$

Nota: El valor de corrección para la iluminación fluorescente se debe al factor de eficiencia del sistema.

d).- En general, cualquier instalación donde hay acondicionamiento ambiental posee algún tipo de equipo como son las bombas, motores, equipo de oficina o equipo y accesorios más complejos como pueden ser equipos de cómputo o equipos de un restaurante.

Para el caso específico de motores, el calor disipado por [HP] o [KW] nominal variará con el tamaño del motor ya que los motores grandes son sumamente eficientes y los pequeños no lo son; de la energía absorbida, una parte se disipará como calor y la restante se transformará en trabajo; sin embargo, al realizarse trabajo en un lugar acondicionado toda la energía se transformará en calor; el caso típico es ventilador, que al remover el aire únicamente lo calienta.

## 2.- Cargas Variables.

En la época de Verano, la carga térmica se debe fundamentalmente a la energía que entra del exterior del edificio aunque también influye la generada dentro del local por personas, equipos, iluminación, etcétera. Referente a las cargas térmicas generadas por las condiciones exteriores para el Verano puede considerarse dividida en dos partes:

a).- Parte de la carga térmica exterior se da debido a la transmisión por muros, pisos, techos, ventanas, puertas, etcétera; y la cual es provocada por la diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior.

b). Otra parte de la carga térmica exterior se produce debido a la "Radiación Solar", llamado también "Efecto Solar".

A continuación, se analiza la forma de calcular las cargas térmicas correspondientes a las diferentes barreras exteriores, para lo cual se divide el problema en dos secciones:

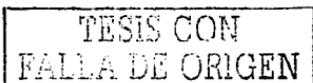
a).- Ventanas o Cristales.

b).- Muros y Techos.

Ganancia solar a través de ventanas.- La cantidad de energía que puede entrar a un local a través de una ventana de cristal depende de varias variables:

- 1.- Latitud del lugar en estudio.
- 2.- Orientación de la ventana.
- 3.- Mes y hora de estudio.
- 4.- Nubosidad del cielo.
- 5.- Tipo de cristal empleado.
- 6.- Elementos de sombra existentes.
- 7.- Diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior.

En la página siguiente se da la Tabla que permitirá calcular numéricamente la cantidad de energía que por radiación entra a un local a través de sus ventanas. La Tabla sirve para calcular la cantidad de energía solar que puede entrar por una ventana, dependiendo de la latitud del lugar, del mes, de la hora y de la orientación de la ventana. El cálculo de esta ganancia de energía se logra mediante la aplicación de la siguiente fórmula:



$$Q = (A) (FGS) (F)$$

Donde: Q = Energía que entra al local en [BTU/hora].

A = Área de la ventana en estudio en [ft<sup>2</sup>].

FGS = Factor de ganancia solar en [BTU/hora. ft<sup>2</sup>]

F = Factor de forma.

Las dos últimas tablas presentadas en páginas anteriores, enlistan varios factores de corrección que modifican la ganancia solar dependiendo del tipo de vidrio que se emplee y de los dispositivos de sombra instalados como cortinas o persianas. Además de emplear las tablas anteriores para el cálculo de la energía que entra al local por sus ventanas, se debe recordar que por el hecho de existir una temperatura mayor en el exterior, habrá una cantidad de energía que entrará por transmisión por las ventanas. Esta cantidad de energía se calcula en forma idéntica a como se señaló en el apartado anterior de cargas térmicas por transmisión:

$$Q = (U) (A) (\Delta T)$$

Haciendo uso de todo lo anterior, se habrá calculado todas las ganancias de energía que recibe un local a través de sus ventanas. Resulta conveniente aclarar que cuando en un local existen varias ventanas y/o muros exterior, con diversas orientaciones, es necesario hacer un análisis detallado para encontrar el mes y la hora críticos y con ello, poder seleccionar el equipo adecuado que cubra las necesidades del local en cualquier época del año.

Ganancias de energía en Verano a través de muros y techos. - Como ya se mencionó anteriormente, la ganancia que entra a un local por sus muros y azoteas se debe tanto a la transmisión, como a la radiación. Calcular el calor solar ganado a través de muros y techos es más complejo, ya que cuando el Sol calienta la superficie se inicia un flujo de calor hacia el interior del espacio, hasta llegar a un máximo, después, el flujo disminuye poco a poco durante la noche y vuelve a aumentar cuando el Sol calienta de nuevo.

Para hacer sencilla la solución de este problema, fue diseñado un método llamado "Diferencia de Temperaturas Equivalente"; este método consiste en el cálculo experimental de la diferencia de temperaturas que debiera de haber entre el exterior y el interior para provocar, por pura transmisión, el efecto total logrado en la realidad por transmisión y radiación a través de muros y techos.

En páginas siguientes se proporcionan tablas que dan los resultados experimentales obtenidos y que dependen de: orientación del muro, densidad del muro y hora del día; y para azoteas depende también de si está o no sombreada o pintada de algún color. Para el cálculo de la energía que se gana en un local a través de sus muros y azoteas, lo único que se requiere es la aplicación de la siguiente ecuación:

$$Q = (U) (A) (\Delta T_e)$$

donde: Q = Energía recibida dentro del local en [BTU/hora].

U = Coeficiente de transmisión total del muro o techo en [BTU/hora. ft<sup>2</sup>.°F].

A = Área del muro o techo en [ft<sup>2</sup>].

Te = Diferencia de temperaturas equivalente entre el exterior y el interior, (se obtiene de tablas).

### II.3 - Cálculo de Áreas para Estimación de Carga Térmica General.

#### Transmisión:

<b>VIDRIOS.</b>	<b>MUROS.</b>	<b>TECHOS.</b>	<b>PISO.</b>
Exterior	Exterior e Interior		
900.00 m <sup>2</sup>	3059.7m <sup>2</sup> y 697.5m <sup>2</sup>	1013.60m <sup>2</sup>	10 13m <sup>2</sup>

#### Radiación:

<b>ORIENTACIÓN.</b>	<b>VIDRIOS.</b>	<b>MUROS.</b>
Norte		850.95m <sup>2</sup>
Sur	450.00m <sup>2</sup>	1083.45m <sup>2</sup>
Este	225.00m <sup>2</sup>	562.65m <sup>2</sup>
Oeste	225.00m <sup>2</sup>	562.00m <sup>2</sup>

Techo: 1013.60 m<sup>2</sup>

Número de Personas = 8 m<sup>2</sup> / persona = 633 personas.

Iluminación = 20 Watts / m<sup>2</sup>.

Equipo de Cómputo = 170 Watts / PC y Monitor.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

II.3.1 - Cálculo de Áreas para Carga Térmica en Planta Baja.

Transmisión.

<b>VIDRIOS.</b>	<b>MUROS.</b>	<b>TECHO.</b>	<b>PISO.</b>
Exterior.	Exterior e Interior.	-----	-----
180.00m <sup>2</sup>	690.90m <sup>2</sup> e 157.50m <sup>2</sup>	1013.60m <sup>2</sup>	1013.60m <sup>2</sup>

Radiación.

<b>ORIENTACIÓN.</b>	<b>VIDRIOS.</b>	<b>MUROS.</b>
Norte	-----	192.15m <sup>2</sup>
Sur	90.00m <sup>2</sup>	244.65m <sup>2</sup>
Este	45.00m <sup>2</sup>	127.05m <sup>2</sup>
Oeste	45.00m <sup>2</sup>	127.05m <sup>2</sup>

II.3.2 - Cálculo de Áreas para Carga Térmica del Primero al Cuarto Nivel (Tipo).

Transmisión.

<b>VIDRIOS.</b>	<b>MUROS.</b>	<b>TECHO.</b>	<b>PISO.</b>
Exterior.	Exterior e Interior.	-----	-----
180.00m <sup>2</sup>	592.20m <sup>2</sup> e 135.00m <sup>2</sup>	1013.60m <sup>2</sup>	1013.60m <sup>2</sup>

Radiación.

<b>ORIENTACIÓN.</b>	<b>VIDRIOS.</b>	<b>MUROS.</b>
Norte	-----	164.70m <sup>2</sup>
Sur	90.00m <sup>2</sup>	209.70m <sup>2</sup>
Este	45.00m <sup>2</sup>	108.90m <sup>2</sup>
Oeste	45.00m <sup>2</sup>	108.90m <sup>2</sup>

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

*11.3.3.- Cálculo de Áreas para Balance Térmico por Zonas. [Áreas en m<sup>2</sup>].*

<b>PLANTA BAJA.</b>	<b>ZONA SUR.</b>	<b>ZONA ESTE.</b>	<b>ZONA OESTE.</b>	<b>ZONA CENTRAL.</b>	<b>ZONA SUR-ESTE.</b>	<b>ZONA SUR-OESTE.</b>
Muros.	190.05	99.75	99.75	-----	27.30 y 27.30	27.30 y 27.30
Vidrios.	72.00	36.00	36.00	-----	9.00 y 9.00	9.00 y 9.00
Techo.	184.62	96.40	96.40	584.18	26.00	26.00
Piso.	184.62	96.40	96.40	584.18	26.00	26.00
Muro Norte.	-----	27.30	27.30	137.55	-----	-----
Muro Interior.	-----	-----	-----	157.50	-----	-----
Número de Personas.	24	12	12	73	3	3

<b>PLANTA TIPO.</b>	<b>ZONA SUR.</b>	<b>ZONA ESTE.</b>	<b>ZONA OESTE.</b>	<b>ZONA CENTRAL.</b>	<b>ZONA SUR-ESTE.</b>	<b>ZONA SUR-OESTE.</b>
Muros.	162.90	85.50	85.50	-----	23.40 y 23.40	23.40 y 23.40
Vidrios.	72.00	36.00	36.00	-----	9.00 y 9.00	9.00 y 9.00
Techo.	184.62	96.40	96.40	584.18	26.00	26.00
Piso.	184.62	96.40	96.40	584.18	26.00	26.00
Muro Norte.	-----	23.40	23.40	117.90	-----	-----
Muro Interior.	-----	-----	-----	135.00	-----	-----
Número de Personas.	2	15	15	73	6	6

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## II.4 - Análisis y Cálculo de Coeficientes de Transmisión.

### II.4.1 - Cálculo de Coeficientes "U", para Muro Exterior.

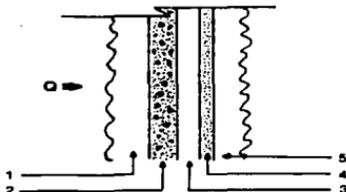


Figura II.1.

Factor "R" sus unidades son: [hora. ft<sup>2</sup>.°F / BTU].

donde:

1.- Película Aire Exterior y Viento 7.5 [mph].	0.25
2.- Concreto Precolado, 4" espesor, k = 12.0 y 4" / 12.	0.33
3.- Espacio de Aire Vertical, Flujo Horizontal.	+ 0.94
4.- Placa de Yeso o Tiabaroca de ½" de Espesor.	0.32
5.- Película de Aire Interior.	0.68
	<hr/>
	2.52

$$U = 1 / \sum R = 1 / 2.52 = 0.39 \text{ [BTU / hora. ft}^2\text{.°F].}$$

1

1.- Conductividad Térmica "k" en unidades [(BTU) (pulg) / (hora) (ft²) (°F)] ;  
Resistencia por pulgada = 1 / k

2.- Conductancia Térmica "C" en unidades [(BTU) / (hora) (ft²) (°F)] ;  
resistencia = 1 / C , para un espesor determinado.

II.4.2.- Cálculo de Coeficiente U para Muro Interior.

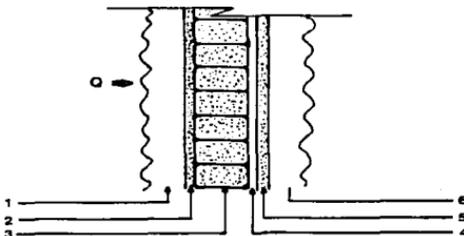


Figura II.2.

1.- Película Aire Interior Vertical.	0.68
2.- Aplanado Cemento-Arena 5 / 8" de espacio promedio.	0.11
3.- Tabique Común de 5.5" y k = 5.0.	1.10
4.- Espacio de Aire Vertical y Flujo Horizontal.	0.84
5.- Placa de Yeso o Tablaroca de 1 / 2" de Espacio.	0.32
6.- Película de Aire Interior Vertical.	0.68
	<hr/>
	3.73

$$U = 1 / \Sigma = 1 / 3.73 = 0.26 \text{ [BTU / hora. ft}^2 \text{.}^{\circ}\text{F].}$$

2

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

II.4.3.- Cálculo del Coeficiente de Transmisión  $U$  para Azotea con Aislamiento Térmico.

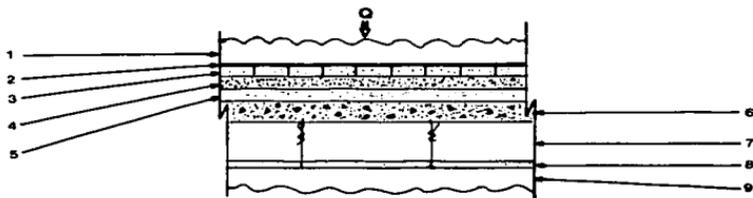


Figura II.3.

- 1.- Película de Aire Exterior, Viento 7.5 mph
- 2.- Capa Impermeabilizante de 1 / 8" de espesor.
- 3.- Enladrillado de 3 / 4" de espesor y  $k = 5.0$
- 4.- Entortado para Pendiente de 1 1/2 " de espacio promedio.
- 5.- Aislamiento de Placa de Poliestireno 1" espesor y  $k = 0.28$
- 6.- Concreto de 4" de espesor,  $k = 12.00$  y  $0.08 \times 4$
- 7.- Espacio de Aire Horizontal de calor hacia abajo.
- 8.- Plafón de yeso o tablaroca.
- 9.- Película de Aire anterior y calor hacia abajo.

Factor "R".
0.25
0.05
0.15
0.30
3.57
0.32
0.99
0.32
0.92
<hr/>
6.87

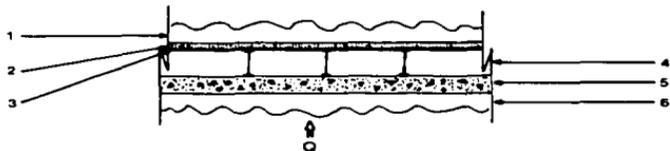
$$U = 1 / \Sigma = 1 / 6.87 = 0.14 \text{ [BTU/hora. ft}^2 \text{.}^\circ\text{F].}$$

3

II.4.4.- Coeficiente de Transmisión U para Vidrio en Verano.  
4

El cálculo da como resultado:  $U = 1.06$  [BTU/hora. ft<sup>2</sup>.°F].  
4

II.4.5.- Cálculo de Coeficiente de Transmisión U para Piso Interior.  
5



- 1.- Película de Aire Interior de calor hacia arriba.
- 2.- Alfombra.
- 3.- Piso Falso con Loseta Vinílica 1/8".
- 4.- Espacio de Aire Horizontal de Calor Hacia Arriba.
- 5.- Concreto de 4" de Espacio de Losa Prefabricada.
- 6.- Película de Aire Interior de Calor Hacia Arriba.

Factor "R".	
	0.61
	1.23
	0.08
	0.80
	0.32
	0.61
	<hr/>
	3.65

$$U = 1 / \Sigma R = 1 / 3.65 = 0.27 \text{ [BTU/hora. ft}^2\text{.°F].}$$

5

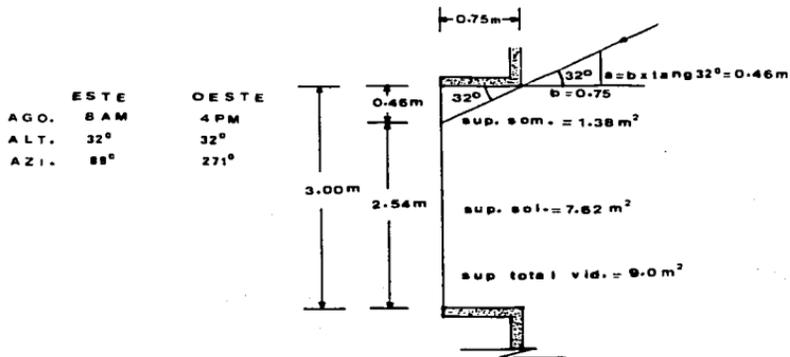
TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

## II.5 - Análisis de Sombreado.

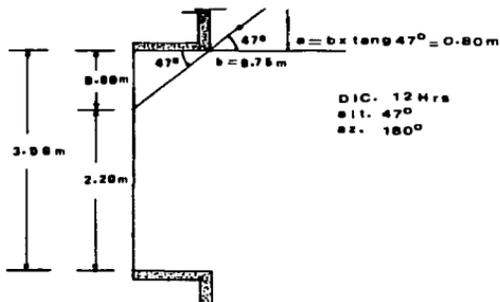
Para lograr los ahorros de energía podrá recurrirse a un sinnúmero de alternativas del proyecto de construcción arquitectónico, como orientación en la edificación, características de los muros, empleo de aislamiento, selección de vidrios de mayor resistencia térmica y otras más, y en la práctica es importante el análisis minucioso de sombras ya sean interiores o exteriores.

Entre estos sombreados deben considerarse aleros en el techo, pérgolas, persianas, toldos, arremetimiento de ventanas y relieves del mismo edificio como exteriores y como interiores, debe de tomarse en cuenta el tipo de persianas y de cortinas a utilizar. Es también muy importante, no excluir los efectos de sombras producidos por edificios adyacentes, árboles y otros factores que ayuden a la mejor determinación de la carga térmica solar del edificio.

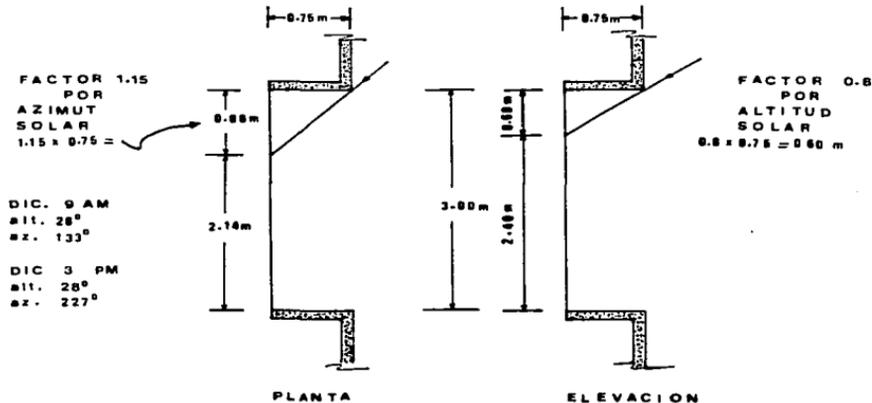
### II.5.1 - Análisis de Sombra para Ventanas con Orientación Este-Oeste Elevación (Escala 1:50).



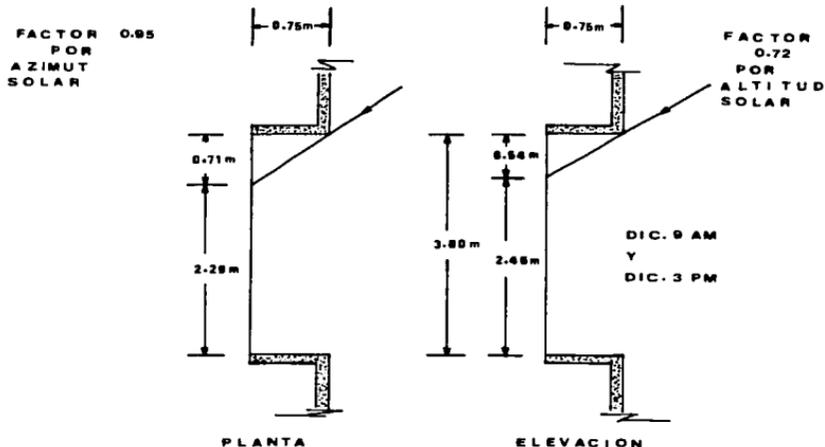
II.5.2.- Análisis de Sombra para Ventana con Orientación Sur Elevación (Escala 1:50).



II.5.3.- Sombreado en Ventana Sur Zona Sureste y Suroeste de (Escala 1:50).



II.5.4.- Sombreado en Ventana Este y Oeste, Zona Sureste y Suroeste  
(Escala 1:50).



**Condiciones generales:**

Tipo de Sombreado: Cortina.

Tipo de Vidrio: Reflejante Celeste, Coeficiente de Sombreado 0.45.

Color Considerado en Muros y Azotea: Medio.

Horas de Ocupación: 12 Horas.

Mes más Caluroso: Agosto.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

### II.6.- Condiciones de Diseño.

Las condiciones de diseño que se tomaron en cuenta para el cálculo del equipo central y manejadoras de aire para las distintas áreas acondicionadas son las siguientes:

#### Posición Geográfica.

<b>LOCALIDAD:</b>	México D. F.
<b>LATITUD NORTE:</b>	19° 25'
<b>LONGITUD OESTE:</b>	99° 10'
<b>ALTITUD:</b>	2240 m.s.n.m. = 7348 p.s.n.m.
<b>PRESIÓN BAROMÉTRICA:</b>	585 mmHg = 23.03 pulgadas de Hg.

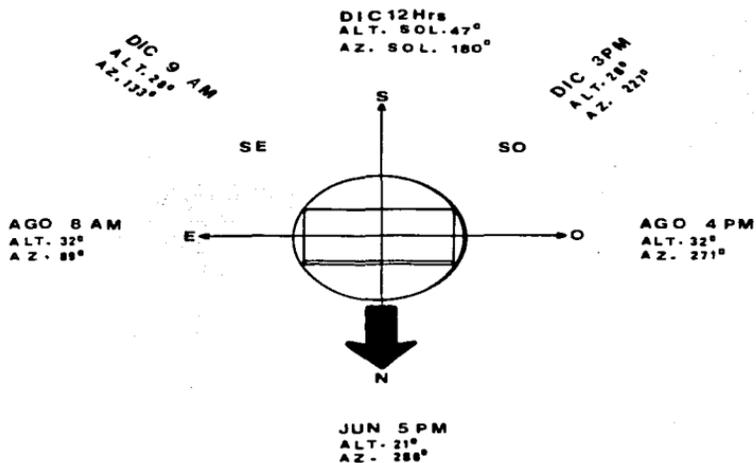
#### Condiciones en Verano.

<b>CONDICIONES EN VERANO.</b>	<b>EXTERIOR.</b>	<b>INTERIOR.</b>
Temperatura de Bulbo Seco.	87.8 °F	71.6 °F
Temperatura de Bulbo Húmedo.	62.6 °F	58.6 °F
Temperatura de Rocío.	50.0 °F	49.0 °F
Humedad Relativa.	28%	45 ± 5%
Humedad Absoluta.	71 Gr / lb.	76 Gr / lb.
Entalpia.	32.4 BTU / lb.	27.9 BTU / lb.

#### Variaciones de Temperatura.

<b>RANGO DIARIO:</b>	89.6 – 62.6 = 27.0 °F	<b>SELECCIÓN:</b>	30.0 °F
<b>RANGO ANUAL:</b>	89.7 – 32.0 = 57.6 °F	<b>SELECCIÓN:</b>	60.0 °F

II. 6. 1.- Determinación de las Horas de Cálculo por Orientación.



Si durante su revolución anual conservará la Tierra la misma inclinación respecto a el Sol, no habría ningún cambio de estación, la diferencia de estaciones es debida a la inclinación del eje de la Tierra sobre la elíptica.

### II.7.- Estimación de la Carga Térmica Global.

PARA: TESIS PROFESIONAL		FECHA: 28 DISEÑOS 1900	
DIRECCION: - - -		REALIZO: ALBERTO HERRERA	
CIUDAD: MEXICO ESTADO: D.F.		AUTORIZO: ING. E. MARTINEZ	
1 CONDICIONES DE DISEÑO			
T <sub>o</sub> Ext. = 21 °C		T <sub>o</sub> Int. = 17 °C	
T <sub>o</sub> Ext. = 22.5 °C		% H <sub>2</sub> O Int. = 45 ± 5 %	
ALTITUD: 2240 S.N.M.		LATITUD: 19 ° 25'	
CARGA PICO: 21.5 BTU/H.M <sup>2</sup>		LUGAR: - - -	
2 GANANCIA DE CALOR POR TRANSMISION			
M <sup>2</sup> o Pies <sup>2</sup>		U	AT °C o °F
VIDRIOS	= 10.76	=	= 2 I.B. =
EXT. ALACOFES	360.0	= 10.76	= 1.06
MUROS	= 10.76	=	= 1.0 =
EXT. ALACOFES	360.0	= 10.76	= 0.33
INTERIORES	360.0	= 10.76	= 0.26
TECHO EXT.	1012.6	= 10.76	= 0.15
PIED	1012.6	= 10.76	= 0.15
CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE BTU/H.M.			
NOTAS			
3 GANANCIA DE CALOR POR RADIACION			
DIRECCION M <sup>2</sup> o Pies <sup>2</sup>		F Solar	F de Sombras
NORTE		= 10.76	= 0.15
SUR		= 10.76	= 0.15
ESTE		= 10.76	= 0.15
OESTE		= 10.76	= 0.15
4 GANANCIA DE CALOR INTERIOR			
A SENSIBLE			
OCUPANTE	= 333	=	= 100.00
ILUMINACION	= 200/m <sup>2</sup>	=	= 200.00
MOTORES	= 20	=	= 20.00
EQUIPO	= 100	=	= 100.00
OTROS	= 333	=	= 333.00
B LATENTE			
OCUPANTES	= 333	=	= 100.00
EQUIPO	= 333	=	= 100.00
5 INFILTRACION O VENTILACION			
SENSIBLE		FCM = 333	585 x 0.098 x 1.0 x 1.5 =
LATENTE		FCM =	=
6 GANANCIA DE CALOR EN DUCTO			
SUMINISTRO	= % De O <sub>2</sub>	=	=
RETORNO	= % De O <sub>2</sub>	=	=
7 RESULTADOS			
FCM = 1.655.890.19	+ 5 % = 1702	I O <sub>1</sub> =	1.655.890.19
		I O <sub>2</sub> =	1.11.265.10
		I O <sub>3</sub> =	1.045.125.26 BTU/H.M
		I O <sub>4</sub> =	5.000.000.00 / 1000.0
CARGA TOTAL I O <sub>1</sub> + I O <sub>2</sub> + I O <sub>3</sub> + I O <sub>4</sub>			

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

PARA: TESIS OPERACIONAL		FECHA: 30/01/1982	
DIRECCION:		REALIZO: A. DEGER C.	
CIUDAD: MEXICO ESTADO: D.F.		AUTORIZO:	
1. CONDICIONES DE DISEÑO			
TBA. EST. = 31°C	TBA. EST. = 17°C	ALTITUD: 2240 S.N.M.	LATITUD 19°25'
TBA. INT = 22°C	% H. INT = 46.55%	CARGA PISO CI 24	25073A LBS 16.0NRS
2. GANANCIA DE CALOR POR TRANSMISION:		CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE BTU/Hr	
U <sup>2</sup> = P <sub>1</sub> U <sup>2</sup>	U	ΔT°C	°F
VIDRIOS	= 10.78	=	= 1.8
EXTERIORES	180.0	= 10.78	= 1.06
MUROS	= 10.78	=	= 1.8
EXTERIORES	690.9	= 10.78	= 0.29
INTERIORES	159.8	= 10.78	= 0.26
TECHO	= 10.78	=	= 1.8
PISO	= 10.78	=	= 1.8
INTERIOR	1013.6	= 10.78	= 0.23
	= 10.78	=	= 1.8
	= 10.78	=	= 1.8
			176,588.24
3. GANANCIA DE CALOR POR RADIACION			
DIRECCION U <sup>2</sup> = P <sub>1</sub> U <sup>2</sup>		F de Sombra	
		F	
		Vg Tipo Vidrio	
NORTE	10.78	11	2.80
SUR	10.78	11	2.80
ESTE	10.78	11	2.80
OESTE	10.78	15	2.80
4. GANANCIA DE CALOR INTERIOR			
OCCUPANTE = 126		S SENSIBLE = 245	
ILUMINACION = 204/m <sup>2</sup>		MOTORES = 14	
EQUIPO = 120W		OTROS = 3400	
OCCUPANTES = 126		EQUIPO = 2300	
5. INFILTRACION O VENTILACION			
SENSIBLE = 15		LATENTE = 15	
6. GANANCIA DE CALOR EN DUCTO			
SUMINISTRO =		RETORNO =	
7. RESULTADOS			
PCM = 340,203.27		E QL = 340,203.27	
PCM = 21,962		E QL = 21,962	
PCM =		E QL =	
CARGA TOTAL EUS =		EQL =	

BALANCE TERMICO GENERAL PUNTA SAJA





### II.8.- Cálculo de Cargas Térmicas por Zonas.

PARA: <u>TECN. PROFESIONAL</u>		FECHA: <u>3/ENERO/2002</u>	
DIRECCION:		REALIZO: <u>G. PEREZ R.</u>	
CIUDAD: <u>MEXICO</u> ESTADO: <u>O.E.</u>		AUTORIZO:	

1 CONDICIONES DE DISEÑO				NOTAS	
T.S. Est. = <u>24°C</u>		T.S. Est. = <u>15 E</u>	ALTITUD: <u>2240</u> S.N.M.	LATITUD: <u>19° 23'</u>	
T.S. Int. = <u>22.75°C</u>		% H. Int. = <u>45% SV.</u>	Carga Pico El <u>24</u> a las <u>6</u> HRS.		
2 GANANCIA DE CALOR POR TRANSMISION				CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE BTU/Hr.	
	M <sup>2</sup> o Pies <sup>2</sup>	U	AT°C o °F		
VIDRIOS		x 10.76	x	x 1.8	
EXTERIORES	36.0	x 10.76	x 1.06	x 2	x 1.8 =
MUROS		x 10.76	x	x 1.8	
EXTERIORES	127.0	x 10.76	x 0.29	x 2	x 1.8 =
		x 10.76	x	x 1.8	
		x 10.76	x	x 1.8	
TECHO		x 10.76	x	x 1.8	
PISO		x 10.76	x	x 1.8	
INTERIOR	25.40	x 10.76	x 0.23	x 1	x 1.8 =
		x 10.76	x	x 1.8	
		x 10.76	x	x 1.8	
					5
					3901.61
3 GANANCIA DE CALOR POR RADIACION					
DIRECCION	M <sup>2</sup> o Pies <sup>2</sup>	F Solar	F	F de Sombra	
				vs Tipo Vidrio	
ESTE		x 10.76	x	x	
VIDRIOS	5.03	x 10.76	x 1.1	x 1.0	x 0.45 =
MUROS	30.48	x 10.76	x 1.65	x 1.0	x 0.45 =
MURO	99.45	x 10.76	x 1.65	x 0.002	x 0.45 =
					39,836.48
4 GANANCIA DE CALOR INTERIOR					
		A SENSIBLE			
Ocupante	= 12	x 245			= 2940.00
ILUMINACION	= 30W/m <sup>2</sup>	x 96.4 x 3.01			= 6524.42
MOTORES	= 4	x 125 W x 1.2 x 3.41			= 2602.51
EQUIPO	= 100W	x 4 x 3.41			= 1364.00
OTROS	=				= 1444.93
5 INFILTRACION O VENTILACION					
SENSIBLE	= 12	PCM = 12	x $\frac{245}{260} \times 0.025 \times 60 \times 1.2$		= 930.03
LATENTE					
6 GANANCIA DE CALOR EN DUCTO					
SUMINISTRO	=	% DE Gs			
RETORNO	=	% DE Gs			
7 RESULTADOS					
PCM =	57,920.02	+ 5 % 1.02		IGs =	57,920.02
PCM =	3744			EQL =	2460.00
PCM =				IGs + EQL =	61,315.25 BTU/Hr.
PCM =				CARGA TOTAL IGs + EQL =	64,381.01 25.3 TR

CARGA: TECNICO COMO ESTE PARA BRUI

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

PARA: TESIS PROFESIONAL		FECHA: 21 ENERO 2005	
DIRECCION:		REALIZO: E. PEREZ R.	
CIUDAD: MEXICO ESTADO: D.F.		AUTORIZO:	
1 CONDICIONES DE DISEÑO			
T <sub>a</sub> Est. = 31°C		T <sub>b</sub> Est. = 13°C	
T <sub>a</sub> Est. Int. = 22.5°C		T <sub>b</sub> Est. Int. = 15.5°C	
		ALTITUD: 2240 S.N.M. LATITUD 19°-25'	
2 GANANCIA DE CALOR POR TRANSMISION			
	M <sup>2</sup> o Pies <sup>2</sup>	U	ΔT°C o °F
VIDRIOS	= 10.78	=	= 1.8
2 VENTANAS	36.00	10.78 x 1.06	9
MUROS	= 10.78	=	= 1.8
EXTERIORES	122.00	10.78 x 0.37	9
	= 10.78	=	= 1.8
	= 10.78	=	= 1.8
TECHO	= 10.78	=	= 1.8
FISO	= 10.78	=	= 1.8
INTERIA	96.40	10.78 x 0.29	6
	= 10.78	=	= 1.8
	= 10.78	=	= 1.8
			Σ 19313.02
3 GANANCIA DE CALOR POR RADIACION			
	M <sup>2</sup> o Pies <sup>2</sup>	F Solar	F de Sombra
DIRECCION			% Tipo Vidrio
OESTE	= 10.78	=	=
VENTANAS	5.52	10.78 x 11	1.0
MUROS	30.00	10.78 x 1.52	1.0
MURA	92.00	10.78 x 1.65	0.092
MURO DE	43.12	10.78 x 1.77	0.2224
			Σ 30.596.48
4 GANANCIA DE CALOR INTERIOR			
OCUPANTE	= 12	A SENSIBLE	=
ILUMINACION	= 30W/m <sup>2</sup>	96.40 x 3.41	=
MOTORES	= 7	125W x 7.53 x 3.41	=
EQUIPO	= 190W	4 x 3.41	=
OTROS	=		=
			Σ 2340.00
OCUPANTES	= 12	B LATENTE	=
EQUIPO	=	205	=
			Σ 2400
5 INFILTRACION O VENTILACION			
SENSIBLE	15	PCM = 12	585 x 0.092 x 60 x 3.41 =
LATENTE		PCM =	360
			Σ 2805.69
6 GANANCIA DE CALOR EN DUCTO			
SUMINISTRO	=	% De Oa	=
RETORNO	=	% De Oa	=
			Σ - -
7 RESULTADOS			
PCM =	25.351 RF	+ 5 % x 702 =	4674
	25.351		4674
ICOL =	73.593.57	BTU/HI	
PCM =	F SIM EN MM HG	ΔT °F	CARGA TOTAL, ICOL + IOL =
			81.493.45
			Σ 6.7 T.R.

ORALANCE TECNICO ZONA OESTE PUERTA GAJA

 TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN





PARA: <u>TEC. PROFESIONAL</u>		FECHA: <u>3/ENERO/2002</u>	
DIRECCION:		REALIZO: <u>E. PEREZ R.</u>	
CIUDAD: <u>MEXICO</u> ESTADO: <u>D.F.</u>		AUTORIZO:	

1 CONDICIONES DE DISEÑO			
Tb. Ext. = <u>24°C</u>	Tb. Int. = <u>13°C</u>	ALTITUD: <u>2240</u>	S.N.M. LATITUD <u>19° 2'</u>
Tb. Int. = <u>22.1°C</u>	% H. Int. = <u>45.5%</u>	Cerca Pico El <u>20460370</u> a <u>Las 6 AM.</u>	
2 GANANCIA DE CALOR POR TRANSMISION			
M <sup>2</sup> o Pies <sup>2</sup>		U	AT°C o °F
CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE BTU/Hr.			
VIDRIOS	= 10.76	=	= 1.8
<u>SUPERIORES</u>	<u>36.00</u>	<u>1.06</u>	<u>2</u>
MUROS	= 10.76	=	= 1.8
<u>EXTERIORES</u>	<u>128.00</u>	<u>0.39</u>	<u>2</u>
	= 10.76	=	= 1.8
	= 10.76	=	= 1.8
TECHO	= 10.76	=	= 1.8
PISO	= 10.76	=	= 1.8
	= 10.76	=	= 1.8
	= 10.76	=	= 1.8
	= 10.76	=	= 1.8
			<u>3723.31</u>
3 GANANCIA DE CALOR POR RADIACION			
DIRECCION	M <sup>2</sup> o Pies <sup>2</sup>	F Solar	F. de Sombra % Tipo Vidrio
<u>ESTE</u>	= 10.76	=	=
<u>URDID</u>	<u>5.52</u>	<u>11</u>	<u>0.45</u>
<u>URDID</u>	<u>30.48</u>	<u>16.5</u>	<u>0.45</u>
<u>MURO</u>	<u>2.70</u>	<u>16.5</u>	<u>0.45</u>
<u>URD</u>	<u>22.32</u>	<u>11</u>	<u>0.45</u>
			<u>38,443.96</u>
4 GANANCIA DE CALOR INTERIOR			
A SENSIBLE			
OCUPANTE	= <u>12</u>	= <u>245</u>	= <u>2940.00</u>
ILUMINACION	= <u>2001/m<sup>2</sup></u>	= <u>96.40 x 3.41</u>	= <u>6524.47</u>
MOTORES	= <u>4</u>	= <u>125W x 1.53 x 2.41</u>	= <u>2608.67</u>
EQUIPO	= <u>140W</u>	= <u>4 x 3.41</u>	= <u>338.80</u>
OTROS	=	=	= <u>1441.92</u>
B LATENTE			
OCUPANTES	= <u>12</u>	=	=
EQUIPO	= <u>205</u>	=	=
			<u>2460</u>
5 INFILTRACION O VENTILACION			
SENSIBLE	= <u>15</u>	PCM = <u>12</u>	= <u>382 x 0.02 x 60 x 1.5</u>
LATENTE	=	PCM =	=
			<u>925.72</u>
6 GANANCIA DE CALOR EN DUCTO			
SUMINISTRO	=	% De Gs	=
RETORNO	=	% De Gs	=
7 RESULTADOS			
PCM =	<u>55,008.70</u>	IOL =	<u>2460.00</u>
PCM =	<u>55,008.70 + 5 x 1.702 = 3554</u>	IOL =	<u>58,403.93</u>
PCM =	<u>58,403.93</u>	IOL + IOL =	<u>61,367.12 ; 51.7</u>
PCM =	<u>58,403.93</u>	CARGA TOTAL IO <sub>2</sub> + IOL =	<u>61,367.12 ; 51.7</u>

NOTAS  
BALANCE TERMICO ZONA ESTE 1°, 2°, 3° Y 3C1 MUEL  
(TIPO)

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



PARA: TESIS ADICIONAL		FECHA: 21/ENERO/2003	
DIRECCION:		REALIZO: A. CERRA P.	
CIUDAD: MEXICO ESTADO: D.F.		AUTORIZO:	

1 CONDICIONES DE DISEÑO			
T <sub>a</sub> Est. = 25 °C	T <sub>b</sub> a Est. =	ALTITUD: 2240 S. N. M.	LATITUD: 19 ° 22'
T <sub>b</sub> Int. = 22.7 °C	% H. e Int. = 45.5%	CORR. PICO EL 22.0 °C.	A LOS 72 MRS
2 GANANCIA DE CALOR POR TRANSMISION		CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE BTU/Hr.	
	M <sup>2</sup> o Pies <sup>2</sup>	U	ΔT °C o °F
VIDRIOS	x 10.76	x	x 1.8 =
EXTERIORES	22.0	x 10.76	x 1.08 x 3 = 1.8 =
MUROS	x 10.76	x	x 1.8 =
EXTERIORES	162.4	x 10.76	x 0.32 x 3 = 1.8 =
	x 10.76	x	x 1.8 =
	x 10.76	x	x 1.8 =
TECHO	x 10.76	x	x 1.8 =
PISO	x 10.76	x	x 1.8 =
	x 10.76	x	x 1.8 =
	x 10.76	x	x 1.8 =
	x 10.76	x	x 1.8 =
			8125.29
3 GANANCIA DE CALOR POR RADIACION			
	M <sup>2</sup> o Pies <sup>2</sup>	F Solar	F de Sombras
DIRECCION		F	1/2 Tipo Vidrio
SUR	x 10.76	x	x
VIGORA	53.8	x 10.76	x 1.49 x 1.0 x 0.45 =
VISITA	17.2	x 10.76	x 1.3 x 1.0 x 0.45 =
MURO	152.7	x 10.76	x 1.49 x 0.092 x 0.90 =
			38082.98
			1208.86
			21,624.69
			40986.53
4 GANANCIA DE CALOR INTERIOR			
OCUPANTE	= 24	A SENSIBLE	=
ILUMINACION	= 20W/m <sup>2</sup>	= 162.4 x 3.41	=
MOTORES	= 2	= 122W x 53 x 3.41	=
EQUIPO	= 120W	= 8 x 3.41	=
OTROS	=	=	=
			5880.00
			11109.78
			52.2.30
			4533.60
			26,244.68
OCUPANTES	= 24	B LATENTE	=
EQUIPO	=	= 305	=
			4930
5 INFILTRACION O VENTILACION			
SENSIBLE	15 PCM	x 24	= $\frac{15}{360} \times 0.025 \times 60 \times 1.6$
LATENTE	PCM	x	=
			1995.15
6 GANANCIA DE CALOR EN DUCTO			
SUMINISTRO	=	1/4 De Q <sub>s</sub>	=
RETORNO	=	3/4 De Q <sub>s</sub>	=
			--
7 RESULTADOS			
PCM =	95,896.40	+ 5 % = 702	= 6200
Q <sub>s</sub> =	4920.80		
Q <sub>s</sub> =	102,817.95	BTU/Hr	
PCM =	P PCM EN MR Hg	3.77	CARGA TOTAL Q <sub>01</sub> + Q <sub>02</sub> = 3 % =
			103,956.55 ; 9.0 T.R.

 NOTAS  
 BALANCE TERMICO ZONA SUR 1º, 2º y 3er NIVEL (TIPO)

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

PARA: TESIS PROFESIONAL	FECHA: 2/ENERO/2002
DIRECCION:	REALIZO: R PEREZ K.
CUIDAD: MEXICO ESTADO: D.F.	AUTORIZO:

1 CONDICIONES DE DISEÑO		T.D. Est. = 31 °C		T.D. Est. = 17 °C		ALTITUD: 2240 S.N.M. LATITUD: 19 °25'	
T.D. INT = 22.1 °C		% M.F. INT = 42.5%		CARGA PICO EL 20 AGOSTO A LAS 16 HRS			
2 GANANCIA DE CALOR POR TRANSMISION							
	M <sup>2</sup> o Pies <sup>2</sup>	U	ΔT °C o °F	CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE BTU/Hr.		NOTAS	
VIDRIOS	x 10.76 x	x	x 1.8 =			GALERIA DE TELEFONO 20x4 CENTRAL 11.20 x 3.00 INHEL (TIP)	
MUROS	x 10.76 x	x	x 1.8 =				
EXTERIORES	112.90 x	10.76 x	0.39 x 4 =	8015.04			
INTERIORES	125.00 x	10.76 x	0.26 x 6 =	4098.90			
TECHO	x 10.76 x	x	x 1.8 =				
PISO	x 10.76 x	x	x 1.8 =				
	x 10.76 x	x	x 1.8 =				
	x 10.76 x	x	x 1.8 =				
	x 10.76 x	x	x 1.8 =				
	x 10.76 x	x	x 1.8 =	12,092.94			
3 GANANCIA DE CALOR POR RADIACION							
DIRECCION	M <sup>2</sup> o Pies <sup>2</sup>	F. Solar	F	F de Sombra			
	x 10.76 x	x	x	y/o Tipo Vidrio			
MURO N.E.	112.50 x	10.76 x	11	0.092 = 0.90		1155.44	
	x 10.76 x	x	x				
	x 10.76 x	x	x				
4 GANANCIA DE CALOR INTERIOR							
OCUPANTE	= 73	A SENSIBLE	= 245			17,885.00	
ILUMINACION	= 20 W/m <sup>2</sup>	= 554.18 x 2.41	=			30,241.02	
MOTORES	= 2	= 125 W x 1.53 x 3.41	=			1304.22	
EQUIPO	= 120 W	= 70 x 3.41	=			40,304.00	
OTROS	= 2400	= 1	=			3,400.00	
OCUPANTES	= 73	B LATENTE	=			103,007.39	
EQUIPO	= 3300	= 1	=			12,265	
5 INFILTRACION O VENTILACION SENSIBLE							
SENSIBLE	15	PCM x 73	= 585	x 0.075 x 60 x 4.5 =		17,062.95	
LATENTE		PCM x	x				
6 GANANCIA DE CALOR EN DUCTO							
SUMISTRO	=	% De Os	=			---	
RETORNO	=	% De Os	=			---	
7 RESULTADOS							
PCM =	112,258.33	= 5	1/2 x 702	= 7512		I Q1 = 119,258.75	
PCM =	112,258.33	= 5	1/2 x 702	= 7512		I Q2 = 12,265.00	
PCM =	112,258.33	= 5	1/2 x 702	= 7512		I Q3 = 120,591.25	
PCM =	112,258.33	= 5	1/2 x 702	= 7512		I Q4 = 121,221.31	
CARGA TOTAL I Q1 - I Q4 =				5 %			

TESIS CON  
LLA DE ORIGEN





PARA: <u>TRABAJO PROFESIONAL</u>		FECHA: <u>21/ENERO/2002</u>	
DIRECCION:		REALIZO: <u>D. HERRERA</u>	
CIUDAD: <u>MEXICO</u> ESTADO: <u>D.F.</u>		AUTORIZO:	
1. CONDICIONES DE DISEÑO			
Tb. Ext. = 25 °C		Tb. Int. =	
Tb. Int. = 22.5 °C		% H. Int. = 45.5%	
ALTITUD: 2240		S.N.M. LATITUD: 19 ° 25'	
CORRE PISO EL 22.00		A LOS 12.00	
2. GANANCIA DE CALOR POR TRANSMISION			
M <sup>2</sup> o Pies <sup>2</sup>		U AT °C o °F	
VIDRIOS		x 10.76 x x 1.0 =	
EXTERIORES		22.0 x 10.76 x 1.0 x 3 x 1.0 = 4434.49	
MUROS		x 10.76 x x 1.0 =	
EXTERIORES		162.0 x 10.76 x 0.39 x 3 x 1.0 = 3691.40	
		x 10.76 x x 1.0 =	
		x 10.76 x x 1.0 =	
TECHO EXT.		184.62 x 10.76 x 0.14 x 3 x 1.0 = 1501.80	
PISO		x 10.76 x x 1.0 =	
		x 10.76 x x 1.0 =	
		x 10.76 x x 1.0 =	
		x 10.76 x x 1.0 =	
		Σ = 9623.69	
3. GANANCIA DE CALOR POR RADIACION			
DIRECCION M <sup>2</sup> o Pies <sup>2</sup>		F de Sombra F % Tipo Vidrio	
SUR		x x x x	
VIDRIO 52.8		x 10.76 x 1.0 x 1.0 x 0.45 = 52.07.92	
VIDRIO 19.2		x 10.76 x 1.0 x 1.0 x 0.45 = 1520.56	
MUR 162.0		x 10.76 x 1.49 x 0.092 x 0.90 = 21,624.49	
PISO 120.25		x 10.76 x 1.20 x 0.225 x 0.90 = 1120.23	
		Σ = 72,475.80	
4. GANANCIA DE CALOR INTERIOR			
OCUPANTE = 24		A SENSIBLE = 245 = 5880.00	
ILUMINACION = 20 w/m <sup>2</sup>		x 162.9 x 3 w = 11,109.78	
MOTORES = 8		x 125 w x 1.53 x 3.4 = 5213.30	
EQUIPO = 120 w		x 8 x 3 w = 4632.00	
OTROS =		Σ = 26,844.69	
OCUPANTES = 24		B LATENTE = 205 = 4920	
EQUIPO =		=	
5. INFILTRACION O VENTILACION			
SENSIBLE		PCM = 24 x 120 x 0.075 x 60 x 1.6 = 1995.15	
LATENTE		PCM =	
6. GANANCIA DE CALOR EN DUCTO			
SUMINISTRO =		% De O <sub>2</sub> =	
RETORNO =		% De O <sub>2</sub> =	
7. RESULTADOS			
PCM = 106,948.17		Σ Q <sub>1</sub> = 106,948.17	
Σ Q <sub>2</sub> = 4920.00		Σ Q <sub>2</sub> = 4920.00	
Σ Q <sub>3</sub> = 15,823.32		Σ Q <sub>3</sub> = 15,823.32	
PCM = 127,655.49		Σ Q <sub>1</sub> + Σ Q <sub>2</sub> = 127,655.49	
CARGA TOTAL Σ Q <sub>1</sub> + Σ Q <sub>2</sub> = 127,655.49		Σ Q <sub>3</sub> = 15,823.32	

NOTAS

GANANCIA TECNICO ZONA SUR 4: NIVEL







## **CAPÍTULO III.**

### **DISEÑO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE.**

#### **III.1.- Generalidades.**

Para producir y mantener el movimiento del aire dentro de un ducto, se necesita una presión determinada o un incremento de ella. La presión total del aire originada por el ventilador es el aumento de presión a partir de la entrada del ventilador hasta la salida, este incremento de presión tiene dos componentes:

**1 - La Presión Estática** - Es ejercida por el aire sobre las paredes del ducto y, en parte, se consume en vencer la resistencia por fricción a lo largo del ducto, codos, derivaciones, así como serpentines, filtros y otros accesorios.

**2 - La Presión Dinámica** - Es la presión necesaria para dar al aire la velocidad con que se mueve dentro del ducto.

En cada punto de contacto se rigen por la siguiente ecuación:

**La Presión Total = Presión Estática + Presión Dinámica.**

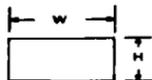
Cuando las presiones se miden por el lado de la salida o descarga del ventilador, la presión estática será por lo común, positiva; es decir, superior a la atmosférica. Si en cambio, las presiones se miden en la boca de aspiración o succión, la presión estática resultará negativa y representará la presión necesaria para producir el flujo de aire en el punto considerado.

Los ductos para aire son conductos por los cuales se hace circular el aire necesario para mantener las "Condiciones de Comodidad" establecidas para un local determinado, este recorrido puede ser laminar con un "Número de Reynolds" = 2000, y turbulento si es mayor a 2000.

Al pasar el aire por el interior de un conducto existe una caída de presión, ésta depende de factores como: forma de la ductería, velocidad, tipo de superficie, trayectoria, etcétera; éstas se conocen como pérdidas primarias.

Para ductos de sección transversal rectangular ofrece más resistencia al flujo de aire que un ducto de sección circular o cuadrada, los cambios de dirección o de velocidad del flujo de aire ocasiona las pérdidas secundarias. En la práctica, existen gráficas con resultados de pruebas en pérdidas por fricción de aire al fluir en ductos de lámina galvanizada. La relación entre las dimensiones de un ducto circular y un ducto rectangular se encuentran tabuladas para fines prácticos bajo la siguiente ecuación:

$$D_c = [(1.3)]^{0.625} \left\{ \frac{(HW)}{(H+W)} \right\}^{0.25}$$



### III.2.- Criterio para Distribución de Aire.

Al establecer el criterio de cálculo del sistema de ductos, es muy importante considerar la combinación de factores económicos y prácticas. Es evidente que un sistema de ductos puede diseñarse con velocidades del aire desde muy bajas obteniéndose así bajas pérdidas de fricción, hasta muy altas, con altas fricciones. Cuando la velocidad del aire es bajo se tiene un ahorro en la energía del ventilador, pero los ductos al ser más voluminosos son más costosos. por lo contrario, a velocidades altas se requerirá mayor energía en el ventilador, pero hay un ahorro en el costo de los ductos.

Tomando en cuenta lo anterior, un estudio económico decidirá el criterio del cálculo. Sin embargo, existen otros factores que limitan la velocidad del aire, tales como vibraciones y ruido en los ductos; por esa razón la experiencia recomienda ciertas velocidades razonables en los ductos, dependiendo de las aplicaciones.

En este sistema de circulación forzada, las dimensiones de los ductos dependen de la máxima velocidad del aire que se puede usar sin causar ruidos, vibraciones ó excesivas caídas de fricción.

El gasto o volumen de aire que fluye por el ducto es:

$$Q = VA \quad \text{ó} \quad V = Q / A$$

donde: Q = Volumen en [ft<sup>3</sup> / minuto].

V = Velocidad en [ft / minuto].

A = Área en [ft<sup>2</sup>].

Para el diseño de ductos se consideró el siguiente criterio:

- 1.- Sus trayectorias deben ser lo más recta posible.
- 2.- El ancho y peralte del ducto no deben rebasar una relación de 3:1.
- 3.- Deben evitarse los cambio de dirección pronunciados o vueltas agudas y estrangulamientos.
- 4.- La caída de presión considerada es de 0.1 pulgadas de agua/100 pies de ducto o menor.
- 5.- Las velocidades establecidas son de acuerdo a la siguiente Tabla:

Nota: Velocidades en [pies / minuto].

<b>Tomas de aire exterior:</b>	800
<b>Filtros:</b>	300
<b>Serpentines:</b>	600
<b>Descarga de ventiladores:</b>	1 500
<b>Ductos principales:</b>	1 300
<b>Ductos secundarios:</b>	1 000
<b>Derivaciones a difusores:</b>	800
<b>Difusores:</b>	600

6.- El calibre de lámina que se utiliza dependiendo de las dimensiones del ducto, es como se indica a continuación:

<b>DIMENSIONES DEL LADO MAYOR DEL DUCTO.</b>	<b>CALIBRE DE LÁMINA GALVANIZADA A USAR.</b>
<b>Pulgadas:</b>	<b>Número:</b>
0 - 12	26
13 - 30	24
31 - 54	22
55 - 84	20

El procedimiento seguido en el diseño de ductos es el siguiente:

- 1.- De las cargas térmicas de refrigeración, se calculan las cantidades de aire necesarias para cada salida, ramal o zona.
- 2.- Ubicación de las manejadoras de aire considerando espacios suficientes para su instalación y mantenimiento.
- 3.- Trazado de rutas convenientes para obtener una distribución adecuada y tener facilidades en el montaje.
- 4.- Realización del sembrado de difusores o salidas de aire en cada zona en función de la cantidad de aire requerida y forma del espacio a acondicionar.
- 5.- Determinación del tamaño de cada ducto usando el método de caída de presión constante o método de igual fricción.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

### III.3 - Dimensionamiento de Ductos.

Las pérdidas por fricción depende de la velocidad del aire. Para el dimensionado del sistema de ductos se empleará el método de caída de presión constante o método de igual fricción de tal manera que las pérdidas de presión por pie de longitud sean constantes. Cuando se usa éste método usualmente en la práctica se selecciona una velocidad satisfactoria en el ducto principal o salida del ventilador, con ésta velocidad y con los CFM se establece una caída por fricción por cada 100 pies de longitud, fricción que se conservará constante en todo el resto del sistema.

La principal ventaja de éste método es que el sistema prácticamente se autobalanea en cuanto a velocidades en las derivaciones y reducción de ruido.

La fricción está dada por pulgadas de agua para cada 100 pies de longitud de ducto, de tal manera que la caída de presión por ductos sea:

$\{(Longitud \text{ de ducto en [m]}) \cdot (Factor \text{ de conversión a pies, } 3.28)\}$   
 $(Factor \text{ de Fricción}) / 100 \text{ pies} = \text{Pulgadas por Columnas de Agua.}$

### III.4 - Selección de Tipo y Espesor de Aislamiento.

Los ductos que conducen aire frío deben ir aislados para evitar que éste se caliente en el trayecto y para evitar que el aire que rodea el ducto al enfriarse, forme gotas de agua condensadas que provocarán finalmente goteras, humedades y deterioro.

El aislamiento térmico en ductos de lámina galvanizada debe ser con colchonetas de fibra de vidrio de una pulgada de espesor, por su alta eficiencia térmica proporciona economías en los consumos energéticos, al evitar ganancias de temperatura en los ductos.

Este aislamiento flexible para ductos está formada por fibras de vidrio de pequeño diámetro aglutinada con resina fenólica de fraguado térmico para formar la fibra tipo flexible, apariencia de fieltro de calor amarillo dorado, recubierto con foil de aluminio de 0.0025" y es:

- a) Dimensionalmente estable.
- b) Incombustible.
- c) Ligero.
- d) Fácil de instalar.
- e) Inorgánica.
- f) Inodoro.
- g) No absorbe humedad.
- h) Económico.

Debe tomarse extremas precauciones en el sellado de las juntas longitudinales y transversales del foie de aluminio con un material que sea barrera de vapor de buena calidad, cuidando sellar las rasgaduras que por accidente se presenten durante la instalación.

### III.5 - Selección de Difusores y Rejillas.

La adecuada distribución de la cantidad de aire suministrada en los espacios a acondicionar, será fundamental para proporcionar el mayor confort a los ocupantes.

Es importante analizar el local en cuanto a forma y tamaño para poder seleccionar los elementos de difusión de aire adecuados, en la práctica existen catálogos y marcas de fabricantes para considerarse en la relación – aspecto, esto es seleccionar difusores de acuerdo al diseño de interiores.

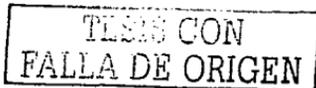
En general el aire se distribuye en el espacio acondicionado en los puntos deseados a temperaturas y velocidades que no causen molestias a los usuarios.

Es conveniente tener un movimiento de aire, que rodea al cuerpo humano a una velocidad no mayor de 50 pies/min.

Se tiene esencial cuidado que el aire se dirija hacia el frente de las personas y no hacia sus espaldas o a los lados. Se prefirió también que el flujo vaya dirigido hacia abajo cuidando el tiro.

La localización de las salidas debe ser cuidadosamente estudiado para evitar interferencias del espacio como columnas, vigas, alumbrado, muebles fijos etcétera.

El volumen de aire y las velocidades permitidas, tomando en cuenta el ruido productivo determinan el número de salidas o rejillas que deben usarse; pero su localización debe ser cuidadosamente estudiada.


  
 TRABAJO CON  
 FALLA DE ORIGEN

**III.5.1.- Selección de Difusores de Inyección. Zona Central.**

<b>DIFUSORES.</b>	<b>PLANTA BAJA.</b>	<b>1°, 2° y 3° NIVEL.</b>	<b>4° NIVEL.</b>
Marca de Referencia:	Tuttle & Bailey.	Tuttle & Bailey.	Tuttle & Bailey.
Volumen:	316 PCM.	268 PCM.	406 PCM.
Dimensión:	100-24x24-4v.	100-24x24-4v.	120-24x24-4v.
Velocidad:	600 ppm.	500 ppm.	600 ppm.
Cantidad:	28 piezas.	84 piezas.	28 piezas.
Tiro:	8 pies.	8 pies.	8 pies.
Altura:	10 pies.	10 pies.	10 pies.
Caída de Presión:	0.04 pulgadas.	0.03 pulgadas.	0.04 pulgadas.
Ruido:	21 NC.	Menor a 20 NC.	26 NC.
Modelo:	2600.	2600.	2600.
Control de Volumen:	Circular a / op.	Circular a / op.	Circular a / op.
C. P. Control de Volumen:	0.06 pulgadas.	0.06 pulgadas.	0.06 pulgadas.
C. P. Total:	0.10 pulgadas.	0.09 pulgadas.	0.10 pulgadas.

$$4400 \text{ PCM} - 884 = 3536 \text{ X } 2 = 7072 / 500 = 14.14 \text{ pies}^2 / 10.76 = 1.35 \text{ m}^2.$$

Se requiere 1.35 m<sup>2</sup> de área para retorno de aire por cámara plena, distribuidos como detalle arquitectónico en el desnivel perimetral del plafón de la zona central, repartidos de la siguiente manera.

5.0 m. de longitud X 0.05 m. de ancho, en 6 secciones perimetrales para planta baja, 1er, 2do y 3er nivel.

5.0 m. de longitud X 0.06 m. de ancho en 6 secciones perimetrales para el 4to nivel.

**ESTA TESIS NO SALE  
DE LA BIBLIOTECA**

III.5.2.- Selección de Difusores de Inyección para los Privados. P.B.

DIFUSORES.	ZONA ESTE.	ZONA OESTE.	ZONA SUR.	ZONA SUR-ESTE.	ZONA SUR-OESTE.
Marca de Referencia:	Barber-Colman	B- Colman	B-Colman	B-Colman	B-Colman
Volumen:	936 PCM	1169 PCM	829 PCM	1076 PCM	1328 PCM
Dimensión:	1724-4V	2024-4V	1724-4V	2024-4V	2024-4V
Velocidad:	570 ppm	430 ppm	570 ppm	430 ppm	500 ppm
Cantidad:	4 piezas	4 piezas	8 piezas	1 pieza	1 pieza
Tiro:	10 pies	10 pies	10 pies	10 pies	10 pies
Altura:	10 pies	10 pies	10 pies	10 pies	10 pies
Caída de Presión:	0.03"	0.06"	0.03"	0.06"	0.08"
Ruido:	23 NC	28 NC	23 NC	28 NC	32 NC
Modelo:	SFRD	SFRD	SFRD	SFRD	SFRD
Control de Volumen:	Circular a/op.	Cuadrado a/po	Circular a/op.	Cuadrado a/op.	Cuadrado a/op.
C.P. c/vol:	0.07"	0.05"	0.07"	0.05"	0.06"
C.P. Total:	0.10"	0.11"	0.10"	0.11"	0.14"

Rejillas de Retorno.

Marca de Referencia:	B-C	B-C	B-C	B-C	B-C
Volumen	846 PCM	1079PCM	739PCM	986PCM	1238PCM
Dimensión	20x16"	22x20"	18x16"	20x20"	22x22"
Velocidad	400ppm	400 ppm	400ppm	400ppm	400ppm
Cantidad	4 piezas	4 piezas	8 piezas	1 pieza	1 pieza
Caída de presión	0.055"	0.055"	0.055"	0.055"	0.055"
Ruido	30 dba	23NC	30dba	23 NC	23 NC
Modelo	GEA	GE	GEA	GEA	GEA

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

III.5.3.- Selección de Difusores de Inyección para Privados 1ro. 2do y 3er Nivel.

<b>DIFUSORES.</b>	<b>ZONA ESTE.</b>	<b>ZONA OESTE.</b>	<b>ZONA SUR.</b>	<b>ZONA SUR-ESTE.</b>	<b>ZONA SUR-OESTE.</b>
Marca de Referencia:	Barber-Colman	Barber-Colman	Barber-Colman	Barber-Colman	Barber-Colman
Volumen:	890 PCM	1065 PCM	775 PCM	1076 PCM	1328 PCM
Dimensión:	1724.4V	2024.4V	1724.4V	2024.4V	2024.4V
Velocidad:	570 ppm	430 ppm	510 ppm	430 ppm	500 ppm
Cantidad:	12 piezas	12 piezas	24 piezas	3 piezas	3 piezas
Tiro:	10 pies	10 pies	10 pies	10 pies	10 pies
Altura:	10 pies	10 pies	10 pies	10 pies	10 pies
Caída de Presión:	0.03"	0.06"	0.03"	0.06"	0.08"
Ruido:	23 NC	28 NC	20 NC	28 NC	32 NC
Modelo:	SFRD	SFRD	SFRD	SFRD	SFRD
Control de Volumen:	Circular a/op.	Cuadrado a/op.	Circular a/op.	Cuadrada a/op.	Cuadrada a/op.
C.P. c/vol:	0.07"	0.05"	0.06"	0.05"	0.06"
C.P. Total:	0.10"	0.11"	0.09"	0.11"	0.14"

Rejillas de Retorno.

<b>Marca de Referencia:</b>	<b>B - C</b>				
Volumen:	800 PCM	975 PCM	685 PCM	986 PCM	1238 PCM
Dimensión:	20 x 16"	20 x 20"	18 x 16"	20 x 20"	22 x 22"
Velocidad:	400 ppm				
Cantidad:	12 piezas	12 piezas	24 piezas	3 piezas	3 piezas
Caída de Presión:	0.055"	0.055"	0.055"	0.055"	0.055"
Ruido:	30 dba	23 NC	30 dba	23 NC	23 NC
Modelo:	GEA	GEA	GEA	GEA	GEA

III.5.4. - Selección de Difusores de Inyección para Privados 4to. Nivel.

DIFUSORES.	ZONA ESTE.	ZONA OESTE.	ZONA SUR.	ZONA SUR-ESTE.	ZONA SUR-OESTE.
Marca de Referencia	Barber-Colman	Barber-Colman	Barber-Colman	Barber-Colman	Barber-Colman
Volumen	959 PCM	1223 PCM	880 PCM	1076 PCM	1500 PCM
Dimensión	1724-4V	2024-4V	1724-4V	2024-4V	2024-4V
Velocidad	570 ppm	430 ppm	570 ppm	430 ppm	500 ppm
Cantidad	4 piezas	4 piezas	8 piezas	1 pieza	1 pieza
Tiro	10 pies				
Altura	10 pies				
Caida de Presión	0.03"	0.06"	0.03"	0.06"	0.08"
Ruido	23 NC	28 NC	23 NC	28 NC	32 NC
Modelo	SFRD	SFRD	SFRD	SFRD	SFRD
Control de Volumen	Circular a/op.	Cuadrada a/op.	Circular a/op.	Cuadrada a/op.	Cuadrada a/op.
C.P. c/vol.	0.07"	0.05"	0.07"	0.05"	0.06"
C.P. Total	0.10 "	0.11"	0.10"	0.11"	0.14"

Rejillas de Retorno.

Marca de Referencia:	B - C	B - C	B - C	B - C	B - C
Volumen:	869	1133	790	986	1410
Dimensión:	20 x 16"	22 x 20"	20 x 16"	20 x 20"	22 x 20"
Velocidad:	400 ppm				
Cantidad:	4 piezas	4 piezas	8 piezas	1 pieza	1 pieza
Caida de Presión:	0.055 "	0.055"	0.055"	0.055"	0.85"
Ruido:	30 dba	23 NC	30 dba	23 NC	29 NC
Modelo:	GEA	GEA	GEA	GEA	GEA

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

III.6.- Cálculo de Carga de Presión para Ventiladores de UMAS.

UMA 1 y 2 Planta Baja Mod. AH – 81 – FC 4420/8.1 = 545 ppm Velocidad Real.

a) Por longitud de ducto.	$31.3 \times 3.28 \times 0.09 / 100$	=0.09"
b) Por codos	$30 + 30 + 15 = 75 \times 0.09 / 100$	=0.06"
c) Por derivaciones	$15 \times 5 = 75 \times 0.09 / 100$	=0.06"
d) Por difusor de inyección	10-24x24"	=0.10"
e) Por rejilla de Retorno		=0.03"
f) Por ducto de Retorno		=0.04"
g) Por ducto T.A.E y Rejilla		=0.11"
h) Por serpentín A. Helada 6h / 8 A		=0.58"
i) Por filtros Planos		=0.20"
j) Por control de Vol. T.A.E.		=0.10"

F.S. 10%  $\frac{1.37}{1.10}$

TOTAL  $\frac{1.50}{}$  de Agua.

Vel. Ducto principal 1300 ppm  
 $\Delta P = 0.09"$

III.6.1.- Cálculo de Carga de Presión para Ventiladores de UMAS

UMA – 3 a 8 Mod. AH – 70 – FC 3756/7.0 = 536ppm Velocidad Real,  
1ro, 2do y 3er Nivel.

a) Por longitud de ducto $31.5 \times 3.28 \times 0.1 / 100$	= 0.10"
b) Por codos $30 + 30 + 15 = 75 \times 0.1 / 100$	= 0.07"
c) Por derivaciones $15 \times 5 = 75 \times 0.1 / 100$	= 0.07"
d) Por difusor de Inyección 10-24x24-4v	= 0.09"
e) Por rejilla Retorno.	= 0.03"
f) Por ducto de Retorno.	= 0.05"
g) Por ducto t.a.e. y rejilla.	= 0.10"
h) Por serpentín A. Helada 6H / 8 A	= 0.58
i) Por filtros planos.	= 0.20
j) Por control de vol. t.a.e.	= 0.09"
	<hr/>
	1.38
F.S. 10%	1.10
	<hr/>
Total	1.51" de agua

Velocidad del Ducto principal: 1300 ppm

$\Delta P=0.1"$

III.6.2.- Cálculo de Caída de Presión para Ventiladores de UMAS.

UMA - 09 y 10 Mod. AH - 100 - FC 5684/10.0 = 568 ppm velocidad Real.

- |   |                                       |         |
|---|---------------------------------------|---------|
| a) Por longitud de ducto                | $31.5 \times 3.28 \times 0.08 / 100$  | = 0.08  |
| b) Por codos                            | $30 + 30 + 15 = 75 \times 0.08 / 100$ | = 0.06" |
| c) Por derivaciones                     | $15 \times 5 = 75 \times 0.08 / 100$  | = 0.06" |
| d) Por difusor de Inyección 12-24x24-4v |                                       | = 0.10" |
| e) Por rejilla de retorno.              |                                       | = 0.03" |
| f) Por ducto de retorno.                |                                       | = 0.04" |
| g) Por ducto t.a.e. y rejilla.          |                                       | = 0.10" |
| h) Por serpentín A. Helada 6H / 8 A     |                                       | = 0.58  |
| i) Por filtros planos.                  |                                       | = 0.20" |
| j) Por control de vol. t.a.e.           |                                       | = 0.10" |

	<u>1.35"</u>
F.S. 10%	1.10
	<u>1.48</u> = 1.5" de agua

Velocidad del Ducto principal 1300 ppm

$\Delta P = 0.08"$

Para todos los F - C se considera una caída de presión de 0.25 pulgadas c.a.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## **CAPITULO IV.**

### **DISEÑO DEL SISTEMA DE TUBERÍAS PARA AGUA HELADA.**

#### **IV.1.- Generalidades.**

Para el arreglo de las tuberías de un sistema central de aire acondicionado deben considerarse varios factores al diseñar las líneas de agua helada. Los diámetros óptimos de las líneas de agua deben ser seleccionadas con respecto a:

- a) Costo inicial.
- b) Costo de operación y mantenimiento.
- c) Velocidad del agua.
- d) Caída de Presión.

Desde el punto de vista del costo inicial es deseable tener líneas del menor diámetro posible. Sin embargo, las tuberías de diámetro pequeño producen altas velocidades de agua y grandes caídas de presión. Como resultado de la alta velocidad del agua pueden presentarse problemas de ruido ó fallas prematuras por la erosión de la línea. Grandes caídas de presión incrementan el costo de operación de la bomba e incluso pueden necesitarse una de mayor tamaño y potencia, también en éste aspecto debe de mantenerse el ahorro de energía.

Definición de longitud equivalente en un sistema de tuberías de agua helada, todo componente ocasiona una pérdida por fricción (caída de presión), para facilitar el cálculo de dichas pérdidas se han establecido por medio de pruebas, su equivalencia en términos de longitud de tubería recta, por ejemplo, un codo cuya equivalencia en longitud es de 5 pies ocasiona la misma pérdida de fricción que un tramo de tubería recta de la misma longitud.

Los planos incluidos muestran la distribución de las tuberías de un sistema cerrado, la bomba solo necesita vencer la resistencia por fricción del sistema. El isométrico no está a escala su propósito principal es identificar los diámetros y los flujos de agua en los ramales principales y secundarios del sistema.

Un tanque de expansión abierto no constituye un sistema abierto, ya que el contacto del agua con el aire es muy limitado.

#### IV.2.- Principios de Diseño para el Sistema de Tuberías.

Para el diseño de tuberías se tomo en cuenta las siguientes consideraciones.

1.- Las trayectorias deben ser lo más rectas que la estructura y arquitectura lo permitan.

2.- Velocidad máxima permisible la cual es establecido por:

- a) Ruidos generados por el flujo de agua a través de la tubería.
- b) Erosión de la tubería para el flujo de agua arrastre de arenas, aire y otras partículas extrañas.

Las velocidades máximas permisibles consideradas son:

Tubería de Cobre tipo "M" hasta 2 1/4" de diámetro - 8 pies /seg.

Tubería de Acero negro soldable cédula 40 de 3" pulgadas en adelante - 6 pies/seg.

3.- Pérdidas por Fricción.

Como en éste caso los sistemas de bombas recirculantes son diseñados para suministrar un balance razonable ente el incremento de potencia, debido a las altas pérdidas por fricción y el incremento del costo inicial de la tubería, debido a líneas de mayor diámetro.

La caída de presión por fricción no debe exceder de 5 libras / pulgada<sup>2</sup> por cada 100 pies de longitud.

4.- Las tuberías por ser metálicas, tienen dilataciones y contracciones debido a los cambios de temperatura; estos cambios de longitud deberán ser absorbidos por mangueras flexibles en tuberías de agua Helada. Se deberá instalar manguera flexible cada tramo que pueda tener una variación en su longitud de 2.5 a 5.0 cm ( 1" - 2" ). Si la variación es mayor de 5.0 cm (2") se deberán instalar accesorios de los mencionados. Si la variación es menor a 2 cm (3/4"), se puede absorber con un juego de codos.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

A continuación se proporcionan gráficas para el cálculo de diámetro de tuberías cálculo de longitud equivalente de los diferentes accesorios que pueden instalarse.

En los sistemas de agua Helada existen, fundamentalmente dos criterios a seguir:

- a) Retorno Directo.
- b) Retorno Inverso.

El agua Helada se genera en el equipo central de refrigeración tipo tornillo a partir de éste equipo, el agua de bombea para que llegue a todos los serpentines que tiene que alimentar (manejadoras y/o fan & coil ); el agua atraviesa los serpentines correspondientes y regresa nuevamente al equipo generador de agua fría.

#### RETORNO DIRECTO (SÓLO POR REFERENCIA).

En este sistema, el agua que sale del equipo de bombeo alimenta a los diferentes equipos que lo requieran en forma consecutiva, o sea, primero al equipo que se localiza más cerca y al último al que se encuentre más alejado.

La tubería de retorno normalmente es una tubería paralela a la de alimentación pero que circula en sentido contrario, o sea que recoge primero el retorno del equipo más alejado y finalmente el del equipo más cercano, para así regresar al equipo de generación de agua Refrigerada.

#### RETORNO INVERSO.

Este sistema tiene la alimentación de agua en la misma forma que en el Retorno Directo, en donde difiere es precisamente en la tubería de retorno cuya trayectoria recoge primero el equipo más cercano, que resulta ser también el primero en ser alimentado y conecta al final con el equipo más alejado que es el último en ser alimentado, para de ahí regresar al equipo generador de agua Helada.

Como se puede observar, en este último sistema se requiere de una tubería más que en el caso anterior, pero tiene la gran ventaja de quedar balanceado casi totalmente desde el momento de su construcción lo cual hace más eficiente su funcionamiento.

En el caso del retorno directo, el agua llega con una presión alta al primer serpentín y con una presión baja al último serpentín; en el retorno, la presión de salida del último serpentín resulta ser también más baja que en el primero y éste provoca que en el último serpentín circule menos agua que en el primero.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Cuando se utiliza el retorno inverso, la alimentación al primer serpentín, es igual que en el caso de Retorno Directo, con presión alta y en cambio el del último serpentín es con presión baja, pero a diferencia del Retorno Directo; en este sistema de Retorno Inverso se provoca que, el retorno del primer serpentín, que tiene una presión todavía alta, circula una longitud equivalente a la que provoca la caída de presión en la tubería de alimentación de forma tal que, cuando se ajustan el retorno del primer serpentín con el del último, sus presiones ya están prácticamente igualadas sin necesidad de válvulas adicionales de regulación.

Este sistema de Retorno Inverso es más caro en su costo inicial, pero a mediano plazo resulta más económico debido a que disminuye los costos de mantenimiento.

Es aconsejable en la práctica utilizar este criterio en instalaciones grandes como en este edificio de oficinas donde se aprovecharán sus ventajas constantemente.

Se exponen los dos criterios para establecer las ventajas del Retorno Inverso, utilizado en éste trabajo.

#### IV.3 -Distribución del Arreglo de Tuberías

Para la distribución en el arreglo del sistema de tuberías para agua Helada se considera lo siguiente.

- 1.- Deberá tener respiradores en sus partes más altas.
- 2.- Para un sistema cerrado como es este caso, se requiere un tanque de expansión.
- 3.- Es preferible que el tanque de expansión sea uno del tipo abierto, completo con conexiones de rebosadero y de reposición de agua.
- 4.- El tanque se ubica sobre el punto más alto del sistema, en el tubo de aspiración ó sección de la motobomba para asegurar una succión positiva.
- 5.- Deberá estar conectado al sistema a través de una amplia cámara de separación de aire.
- 6.- El tanque se calculo para una capacidad equivalente a un 0.6% del volumen total del sistema.
- 7.- Para la distribución del arreglo de tuberías ver plano isométrico de conjunto.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

IV.4.- Dimensionamiento de Tuberías para Agua Refrigerada.

El dimensionamiento y el diseño del sistema de tuberías se efectuó de una manera convencional y esta de acuerdo con los requisitos de los Códigos Nacionales y Locales Aplicables.

Para calcular la cantidad necesaria de agua Helada para un sistema de aire acondicionado, conociendo la carga total de calor y las temperaturas del agua a la entrada y a la salida del sistema de uso de la siguiente expresión:

$$Q = W \times C \ (t_s - t_e)$$

donde Q = Carga de Calor en BTU/h

W1= Gasto de agua en Lb/h

C = Calor específico del agua en BTU / Lb. °F

t<sub>e</sub> = Temperatura del agua que entra en °F

t<sub>s</sub> = Temperatura del agua que sale en °F

Si despejamos  $W1 = Q / C(t_s - t_e)$

ó  $Q = 500 \times (\text{GPM}) (t_s - t_e)$       GPM = galones/min de agua

$$\text{GPM} = Q / 500 (t_s - t_e)$$

500 = Capacidad térmica del agua en BTU.h / °F / GPM

Si 8.33 Lbs. = 1 galón de agua a 60 °F

500 = 8.33 lbs/galones de agua x 1.0 calor esp. del agua a 60°F en  
BTU/Lb °F x 60 min/h

Sustituyendo y asumiendo que 1 Tonelada de Refrigeración = 12000  
BTU/h

$$\text{GPM} = 12\ 000 / 500 (55-45) = 2.4 \text{ GPM} / \text{T.R.}$$

En la práctica es válida este valor; para nuestro caso se tomara una  $\Delta T = 8^\circ\text{F}$  es decir;

$$\text{GPM} = 12\ 000 / 500 (8) = 3 \text{ GPM} / \text{T.R.}$$

Aplicando ésta formula del Balance Térmico Global:

$$\text{GPM} = 2042, 402.4 / 500 (8) = 511$$

$$\text{ó bien; } 2042, 402.4 \text{ BTU/h} / 12000 \text{ BTU/h} = 170.2 \text{ T.R.} \times 3 = 511 \text{ GPM}$$

Cantidad de agua Helada a manejarse en todo el sistema los GPM son distribuidos de acuerdo con las demandas de cada zona ( ver arreglo de tuberías).

Es importantes considerar la máxima capacidad y los GPM de la Unidad Enfriadora de agua a las condiciones de la Ciudad de México para obtener el máximo aprovechamiento y el máximo ahorro de energía al diseñar el Sistema de Tuberías.

IV.5.- Cálculo de Volumen en Tanque de Expansión para el Sistema de Agua Helada.

Tubería en acero cédula 40 c/costura de 3"Φ en adelante.

Tubería de cobre tipo M, soldable hasta 2½" Φ.

Resumen de longitudes de tuberías en el sistema.

6"Φ = 53m x 3.28=173.84 ft/linx12.5 lb/ft = 2174.73/8.34	=260.76 gal./ft
5"Φ=9mx3.28=29.52ftx8.66=255.64/8.34	=30.65 gal./ft
4"Φ=49mx3.28=160.72ftx5.51=885.56/8.34	=106.18"gal/ft
3"Φ=294mx3.28=964.32ftx3.20=3085.82/8.34	=370.0" gal/ft
2½"Φ=12mx3.28=39.36ftx2.12=83.44/8.34	=10.0" gal/ft
2"Φ=444mx3.28=1456.32ftx1.37=1995.15/8.34	=239.22" gal/ft
1½"Φ=475mx3.28=1558.0ftx0.793=1235.49/8.34	=148.14 gal/ft
1¼"Φ=65mx3.28=213.2ftx0.566=120.67/8.34	=14.46 gal/ft
1"Φ=61mx3.28=200.08ftx0.379=75.83/8.34	=9.09 gal/ft
¾"Φ=375mx3.28=1230.0ftx0.224=275.5/8.34	=33.03 gal/ft

Capacidad en la Tubería

1 222 galones

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Capacidad en:

2 Enfriadoras	38.4x2=76.8gal
2 Manejadoras AH-81	8.1x6x1.10x.453/3.78=6-40gal. X2=12.8gal
6 Manejadoras AH-70	7.0x6x1.10x.453/3.78=5.53x6=33.2gal
2 Manejadoras AH-100	10.0x6x1.10x.43/3.78=7.90x2=15.82gal
90 Fan-Coil	2.72x4x1.10x.453/3.78=1.5x88=135gal

Total Capacidad Equipos 274gal

Total 1,496 galones

Se toma el 0.6% por lo tanto la capacidad del tanque es de 1496 gal. X 0.006 = 9.0 galones.

9.0 galones x3.78=34 litros se considera un tanque de 100 litros.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

#### IV.6. Selección de Aislamiento para Tuberías.

El encarecimiento de la energía que se ha verificado durante los últimos decenios, ha hecho que el aislamiento térmico de las redes de tuberías tenga cada día más importancia, ya que por motivos tecnológicos, económicos y también ecológicos, hoy en la mayoría de los casos, el frío no se produce en aquellos lugares donde se consume.

El producir bajas temperaturas en un equipo de refrigeración resulta bastante costoso, como para permitir pérdidas de energía al no encontrarse el sistema térmicamente aislada.

En el mercado se puede encontrar diferentes tipos de aislamiento que ofrece una diversidad de ventajas y beneficios, pero son muy pocos los que cumplen las exigencias que se requieren para el aislamiento de las tuberías de agua helada.

Contrariamente a lo que se cree, un aislamiento térmico no evita el flujo de calor, solamente lo retarda, algunos materiales son mejores aislantes que otros y su capacidad de aislamiento es especificada con un valor llamado Coeficiente de Conductividad Térmica dado en el BTU. In / ft<sup>2</sup>. h, °F, entre más bajo sea éste valor mejor aislante es.

Se selecciona la espuma de poliestireno o espuma de polietileno preformadas en piezas semitubulares con un valor de Conductividad Térmica de 0.28 BTU. In/ft<sup>2</sup> . h.°F , con barrera de vapor, selladores y protección necesaria.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

IV.7. Selección de Válvulas de Control de Agua Helada de 3 Vías para Unidades Manejadoras y FAN-COIL.

Para la selección de las válvulas de control se considero una caída de 2 a 5 lbs/pulg<sup>2</sup>, y se tomo en cuenta para una mejor respuesta en el control de agua Helada, que la válvula sea de u diámetro inmediato menor al de alimentación.

Equipo.	GPM.	Φ Alimentación.	C V.	Φ Válvula Control.
UMA- 1 y 2	23	1½"Φ	16	1½"Φ
UMA- 3 a 8	20	1½"Φ	16	1½"Φ
UMA- 9 a 10	28	1½"Φ	16	1½"Φ

F-C Números.

1 a 4, 6 a 13  
19 a 22, 24 a 31  
37 a 40, 42 a 49  
55 a 58, 60 a 67  
78 a 85

4

¾"Φ

2.5

½"Φ

F-C Números.

5, 15 a 18  
23, 33 a 36  
41, 51 a 54  
59, 69 a 72  
73 a 77

5

¾"Φ

3.0

½"Φ

F-C Números.

32, 50, 68  
87 a 90

6

¾"Φ

4.0

½"Φ

F-C Números.

14 y 86

7

1"Φ

5.0

¾"Φ

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

IV.8.- Cálculo de la Carga de las Bombas para Agua Helada.

a).- Cargas por Longitudes de Tuberías de Inyección desde la Descarga de la Motobomba Hasta la Parte más Alejada del Sistema, F-C No. 10.

6"  $\Phi$ , 512 GPM, 6.3 pps, 1.6 Lbs/pulg<sup>2</sup> x 2.31 =3.7 pies de agua.  
17.5 m x 3.28 = 57.4 pies eq. X 3.7/100 = 2.12 pies de agua.

5"  $\Phi$ , 388 GPM, 7 pps, 2.5Lbs/pulg<sup>2</sup> x 2.31 = 5.78 pies de agua.  
4.5m x 3.28 = 14.76 pies eq. X 5.78/100=0.85 pies de agua.

4"  $\Phi$ , 256 GPM, 7 pps, 3.0Lbs/pulg<sup>2</sup> x 2.31=6.93 pies de agua.  
20.0m x 3.28=65.6 pies eq. X 6.93/100 = 4.55 pies de agua.

4"  $\Phi$ , 294 GPM, 8 pps, 4.0 Lbs/pulg<sup>2</sup> x 2.31=9.24 pies de agua.  
4.5m x 3.28=14.76 pies eq. X 9.24/100=1.36 pies de agua.

4"  $\Phi$ , 200 GPM, 5.7pps, 2.0 Lbs/pulg<sup>2</sup> x 2.31=4.62 pies de agua.  
4.5m x 3.28=14.76 pies eq. x 4.62/100=0.68 pies de agua.

3"  $\Phi$ , 105 GPM, 5.5 pps, 2.5 Lbs/pulg<sup>2</sup> x 2.31=5.78 pies de agua.  
7.0 mx3.28=22.96pies eq.x5.78/100=1.32 pies de agua.

2"  $\Phi$ , 66 GPM, 7.8pps, 4.5 Lbs/pulg<sup>2</sup> x 2.31=10.39 pies de agua.  
2.5mx3.28=8.2 pies eq.x10.39=0.85 pies de agua.

2"  $\Phi$ , 43 GPM, 5pps, 2.0 Lbs/pulg<sup>2</sup> x 2.31=4.62 pies de agua.  
18.0mx3.28=59.04 pies eq.x4.62/100=2.72 pies de agua.

2"  $\Phi$ , 38 GPM, 4.2pps, 1.5Lbs/pulg<sup>2</sup> x 2.31=3.46 pies de agua.  
4.5mx3.28=14.76pies eq.x3.46/100=0.51 pies de agua.

1.5"  $\Phi$ , 33 GPM, 6.5pps, 4.5 Lbs/pulg<sup>2</sup> x 2.31=10.39 pies de agua.  
4.5mx3.28=14.76pies eq.x10.39/100=1.53 pies de agua.

1.5"  $\Phi$ , 28 GPM, 5.5pps, 3.5 Lbs/pulg<sup>2</sup> x 2.31=8.08 pies de agua.  
4.5mx3.28=14.76 pies eq.x8.08/100=1.19 pies de agua.

1.5"  $\Phi$ , 23 GPM, 4.5 pps, 2.5 Lbs/pulg<sup>2</sup> x 2.31=5.78 pies de agua.  
2.0mx3.28=6.56 pies eq.x5.78/100=0.38 pies de agua.

1.25"  $\Phi$ , 16 GPM, 4.5 pps, 3.0 Lbs/pulg<sup>2</sup> x 2.31=6.93 pies de agua.  
2.0mx3.28=6.56 pies eq.x6.93/100=0.45 pies de agua.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

1.25"  $\Phi$ , 12 GPM, 3.4pps, 1.75 Lbs/pulg<sup>2</sup> x 2.31=4.04 pies de agua.  
 4.5x3.28=14.76 pies eq.x4.04/100=0.59 pies de agua.

1"  $\Phi$ , 8 GPM, 3.2 pps, 2.0 Lbs/pulg<sup>2</sup> x 2.31=4.62 pies de agua.  
 4.5mx3.28=14.76 pies eq.x4.62/100=0.68 pies de agua.

¾"  $\Phi$ , GPM, 3 pps, 2.5 Lbs/pulg<sup>2</sup> x 2.31=5.78 pies de agua.  
 6.0mx3.28=19.68 pies eq.x5.78/100=1.13 pies de agua.

$\Delta P$  por tuberías de Inyección = 20.91 pies de agua.

b). Caídas por Longitudes de Tuberías de Retorno.

¾"  $\Phi$ , 4 GPM, 3 pps, 2.5 lbs/pulg<sup>2</sup> X 2.31 = 5.78 pies de agua.  
 1.50 m X 3.28 = 4.92 pies eq X 5.78/100 = 0.28 pies de agua.

2"  $\Phi$ , 66 GPM, 7.8 pps, 4.5 Lbs/pulg<sup>2</sup> x2.31=10.39 pies de agua.  
 2.0mx3.28=6.56pies eq.x10.39/100=0.68 pies de agua.

3"  $\Phi$ , 105 GPM, 5.5 pps, 2.5 Lbs/pulg<sup>2</sup> x 2.31=5.78 pies de agua.  
 54.0mx3.28=177.12 pies eq.x5.78/100=10.23 pies de agua.

6"  $\Phi$ , 512 GPM, 6.3 pps, 1.6 Lbs/pulg<sup>2</sup> x2.31=3.7 pies de agua.  
 32.0mx3.28=104.96 pies eq.x3.7/100=3.88 pies de agua.

4"  $\Phi$ , 256 GPM, 7pps, 3.0 Lbs/pulg<sup>2</sup> x2.31=6.93 pies de agua.  
 1.5mx3.28=4.92 pies eq.x6.93/100=0.34 pies de agua.

$\Delta P$  por tuberías de retorno 15.41 pies de agua.

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

## c).- Caídas por Accesorios Succión y Descarga en Bombas.

Velocidad(pps)	Cantidad.	Accesorio.	Diámetro. Pulg.	Long. Pies Eq.	Pies de Agua.
7	2	Reducción Concent.	4"Φ	0.4x11.7x2=9.36	
	2	Manguera Flex		1.0x11.7x2=23.4	
	2	Válvula Compuesta		0.5x11.7x2=11.7	
	1	Válvula Retención		3.0x11.7x1=35.1	
	1	Válvula Cuadro		2.0x11.7x1=23.4	
	2	Codo de 90°		1.0x11.7x2=23.4	
				=126.36	
				126.36x6.93/100=	8.75'
7	1	Filtro "Y"	4"Φ		5.0'

## d).- Caídas por Accesorios Entrada y Salida de la Enfriadora de Agua.

Velocidad. (pps)	Cantidad.	Accesorio	Diámetro. Pulg.	Long. Pies Eq.	Pies de Agua.
7	2	Válvula Compuerta	4"Φ	0.5x11.7x2=11.7	
	2	Manguera Flexible		1.0x11.7x2=23.4	
	1	Válvula de Cuadro		2.0x11.7x1=23.4	
	2	Codos de 90°		1.0x11.7x2=23.4	
				=81.9	
				81.9x6.93/100=5.67'	
5	2	Reducción Concent.	6"Φ	0.4x15.8x2=12.64	
				12.64x2.31/100=0.29'	

## e).- Caidas por Accesorios Entrada y Salida de la UMA.

Velocidad. (pps)	Cantidad.	Accesorio	Diámetro. Pulg.	Long. Pies Eq.	Pies de Agua.
5.5	2	Válvula Compuerta	1½"Φ	0.5x4.7x2=4.7	
	2	Reducción Campana		0.4x4.7x2=3.76	
	1	Válvula de Cuadro		2.0x4.7x1=9.4	
	3	Codos 90°		1.0x4.7x3=14.1	
				=31.96	
				31.96x8.08/100	=2.58'
5.5.	1	Válvula de 3 Vías		3.5x2.31	=8.08'

## f).- Caidas por Accesorios en Tuberías de Inyección y Retorno.

Velocidad. (pps)	Cantidad.	Accesorio	Diámetro. Pulg.	Long. Pies Eq.	Pies de Agua.
6.3	9	Codos 90°	6"Φ	1.0x16.3x9=146.7	
6.3	5	Reducción Conc.	6"Φ	0.4x16.3x5=32.6	
6.3	2	Codos 45°	6"Φ	0.7x16.3x2=22.8	
				=202.1	7.47'
7	1	Reducción Conc.	5"Φ	0.4x14.3x1=5.72	0.33'
7	4	Codos de 90°	4"Φ	1.0x11.7x4=46.8	
7	1	Reducción Conc.	4"Φ	0.4x11.7x1=4.68	
				=51.48	3.56'

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

5.5	2	Válvula Compuerta	3"Φ	0.5x8.9x2=8.9	
5.5	1	Válvula Cuadro	3"Φ	2.0x8.9x1=17.8	
5.5	1	Reducción Conc.	3"Φ	0.4x8.9x1=3.56	
5.5	8	Codos 90°	3"Φ	1.0x8.9x8=71.2	
5.5	3	Codos 45°	3"Φ	0.7x8.9x3=18.69	
				=120.15	
Velocidad. (pps)	Cantidad.	Accesorio	Diámetro. Pulg.	Long. Pies Eq.	Pies de Agua.
6.3	2	Tee Recta	6"Φ	16.3x2.4x2x3.7/100	
6.3	1	Tee Recta	6"Φ	16.3x0.6x1x3.7/100	
6.3	1	Tee Recta	6"Φ	16.3x1.25x1x3.7/100	
6.3	1	Tee Recta	6"Φ	16.3x3.9x1x3.7/100	
6.3	1	Tee Recta	6"Φ	16.3x0.15x1x3.7/100	
7.0	1	Tee Recta	5"Φ	14.3x0.15x1x5.78/100	
8.0	1	Tee Recta	4"Φ	11.9x0.2x1x9.24/100	
5.7	1	Tee Recta	4"Φ	11.4x0.6x1x4.62/100	
5.5	1	Tee Recta	3"Φ	8.9x2.2x1x5.78/100	
7.8	1	Tee Recta	2"Φ	6.3x1.0x1x10.39/100	
7.8	1	Tee Recta	2"Φ	6.3x0.3x1.10.39/100	
5.0	2	Tee Recta	2"Φ	5.9x0.12x2x4.62/100	
6.5	3	Tee Recta	1½"Φ	4.8x0.2x3x10.39/100	
4.5	2	Tee Recta	1¼"Φ	3.9x0.2x2x6.93/100	
3.2	1	Tee Recta	1"Φ	2.8x0.6x1x4.62/100=0.07	
					9.7'

#### Resumen de Cargas para las Motobombas de Agua Helada.

ΔP por Tuberías de Inyección	20.91
ΔP por Tuberías de Retorno	15.41
ΔP por Accesorios	58.37
ΔP por Serpentin Manejadora	8.90
ΔP por Enfriadora de Agua	22.80
	= 126.39 X 1.05
Caída Total del Sistema	= 132.70

## CAPÍTULO V

**SELECCIÓN DE EQUIPOS Y CONTROLES.****V.1. - Selección de Equipo Central de Enfriamiento de Agua.**

En los últimos años se ha difundido en los medios masivos de información, la degradación del medio ambiente de una forma alarmante y sobre todo de la destrucción gradual de la capa de ozono protectora de la Tierra que filtra la radiación ultravioleta.

Mucho se ha culpado a los Clorofluorcarbonos (CFCs) como presuntos responsables del empobrecimiento de la capa de ozono, los (CFCs) son gases a base de cloro, flúor y carbono y son considerados entre los compuestos químicos más útiles jamás desarrollados, no son corrosivos, ni explosivos, presentan una escasa toxicidad, sus aplicaciones son muchas y una de ellas es como refrigerante en equipos de acondicionamiento de aire.

En 1973 se desarrolló una hipótesis, la cual menciona que los CFCs liberados en el medio ambiente, ascienden a la atmósfera donde se descomponen liberando cloro, y en una serie de complejas reacciones químicas el cloro ataca a las moléculas de ozono. A mediados de los 80, la evidencia científica resultó lo suficientemente reveladora para constituir un consenso Internacional para acordar la producción, control y uso de los CFCs.

Los nuevos compuestos Hidrofluorcarbonos (HFCs) no contienen cloro, de tal forma que tiene un potencial reductor de ozono, las investigaciones llevadas a cabo hasta ahora, indican que los productos seleccionados como sustitutos de los CFCs son seguros y ambientalmente aceptables.

En esta tesis, se establece la selección de los nuevos equipos enfriadores de agua del tipo "Tornillos" con condensador enfriado por aire, usando refrigerante R-407 C del tipo HFC en sustitución Monoclorodifluorometano R-22 comúnmente llamado, Freón 22, que en teoría dejará de producirse en México a partir del año 2000.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Otra consideración fundamental para la selección de éstos equipos es que año con año es cada vez más difícil y costoso, el abastecimiento de agua a la Ciudad de México. Se considera como factor principal para la instalación del sistema de agua refrigerada el costo de operación que es más bajo que un sistema de expansión directa. En éste sistema, para el proceso de refrigeración se considera:

a).- Circuito primario de enfriamiento. - En el circuito primario se efectúa parte del proceso, basándose en el principio de refrigeración por expansión directa, en el cual se enfría el agua por medio de gas refrigerante, en un intercambio de calor realizado en el evaporador de la unidad enfriadora de agua. Una vez enfriada el agua, se recircula por bombeo y a través de tuberías aisladas térmicamente a los serpentines de las unidades manejadoras de aire, ubicadas en los diferentes niveles del edificio.

b).- Circuito secundario de enfriamiento.- en el circuito secundario, se lleva a cabo el enfriamiento y condensación del gas refrigerante durante la conducción del gas por medio del compresor a través del serpentín, aquí es donde se realiza la transferencia del calor del refrigerante hacia el agente condensador que es el aire.

La Planta Central de Enfriamiento de agua estará integrada por dos unidades enfriadoras tipo "Tornillo" con condensador enfriado por aire con la capacidad suficiente para alimentar agua helada a 7.2° C y retornar a 12.7° C como promedio.

El enfriador es del tipo paquete con compresor de tornillo para refrigerante R-407c, vendrá de fábrica completamente ensamblado y probado con todas sus partes incluyendo el centro de control, microcomputarizado, y todas las interconexiones, tanto de control como de tuberías de agua y refrigerante, utilizando la mejor tecnología para asegurar más alta eficiencia en las condiciones de operación.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

V.2.- Selección de Unidades Manejadoras de Aire.

Las unidades manejadoras de aire, son equipos que normalmente se utilizan para la inyección de aire a las áreas por acondicionar.

Las partes componentes de la unidad de manejo de aire tipo unizona, siguiendo el flujo del aire son:

- Sección de Compuertas y Caja Mezcladora.
- Sección de Filtros Planos.
- Sección de Serpentin de Refrigeración.
- Sección de Ventiladores.

Planta Baja	Carga BTU/Hr.	Total	CFM	T.R.	G.P.M.
Balances Térmicos.					
Balance General	417,683		21,982	34.8	105
Zona Este	64,381		3,744	5.3	16
Zona Oeste	81,477		4,676	6.7	20
Zona Sur	114,944		6,632	9.6	29
Zona Central	179,686		8,840	14.9	45
Zona Sur-Este	18,385		1,076	1.5	4.5
Zona Sur-Oeste	25,743		1,328	2.1	6.5

Selección de Unidades Manejadoras de Aire. Planta Baja.

Símbolo:	UMA-1 y 2
Unidades:	2
Servicio:	Zona Central P.B.
Modelo:	AH-81 FC
Aire Total:	4420 PCM
Aire Retorno:	3536 PCM
Aire Exterior:	884 PCM
Alt. De Operación:	7348 pies.
Área:	8.1 pies <sup>2</sup>
Vel. De Cara:	545 pies/min.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

V.2.1.- Selección de Serpentin de Refriggeración (P.B.).

Dimensiones:	29x40"
Área de Cara:	8.1 pies <sup>2</sup>
Hileras:	6
Aletas por Pulgada:	8
Temperatura Entrada de Agua:	45° F
Temperatura Salida de Agua:	55° F
Flujo de Agua:	22.5 GPM
C.P. Pies de Agua.	
Temperatura B.S. Entrada Aire:	74.8° F
Temperatura B.H. Entada Aire:	58.3° F
Temperatura B.S. Salida Aire:	53.0° F
Temperatura B.H. Salida Aire:	51.9° F
Carga Total:	89,843 BTU/hr.
Carga Sensible:	76,932 BTU/hr.
No. de Tubos:	16
Diámetro Tubería Entrada:	1½"
GPM/Circuito:	3
Capacidad de Serpentin:	16,220 BTU/hr.

Cálculo de Temperatura de Mezcla.

$$\text{Temp. B.S. Mezcla} = \frac{(\text{PCM}_{a.\text{ext.}} \times \text{Tbs}_{a.\text{ext.}}) + (\text{PCM}_{a.\text{ret.}} \times \text{Tbs}_{\text{cto.}})}{\text{PCM TOT.}}$$

$$\text{Temp. B.S. Mezcla} = \frac{(884 \times 87.8) + (3536 \times 71.6)}{4420} = 74.8^\circ \text{F}$$

V.2.2.- Selección de Filtros Planos para Aire Baja Velocidad, Metálicos, Permanentes y Lavables

Eficiencia 85 a 95% Norma de Peso (Arrastancia) en Partículas Mayores a 50 Micrones.

(UMA – 1 y 2
4 Piezas de 16x25x2"
4 Piezas de 16x20x2"

V.2.3.- Selección de Ventiladores (P.B.).

Tipo	Centrifugo . FC
Entrada	Doble.
C.P. en Pulgadas de C.A.	1.50
RPM Ventilador.	836
H.P. Motor.	2
Volts.	220
Fases.	3
Ciclos.	60
RPM Motor.	1750

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

V.2.4.- Selección de las Unidades Individuales Ventilador-Serpentín (FAN-COIL).

**(Privados Planta Baja).**

SÍMBOLO.	F-C-1 a 4	F-C-5	F-C-6 a 13	F-C-15a 18	F-C-14
UNIDADES.	4	1	8	4	1
SERVICIO.	Zona Este P. B.	Zona Sur-Este P. B.	Zona Sur P. B.	Zona Oeste P. B.	Zona Sur-Oeste P. B.
MODELO.	12YPHYB-120-4	12YPHYB-120-4	12YPHYB-120-4	12YPHYB-120-4	16YPHYB-120-4
AIRE TOTAL.	936 PCM	1076 PCM	829 PCM	1169 PCM	1328 PCM
AIRE RETORNO.	846 PCM	986 PCM	739 PCM	1079 PCM	1195 PCM
AIRE EXTERIOR.	90 PCM	90 PCM	90 PCM	90 PCM	90 PCM
No. HILERAS SERPENTÍN.	4	4	4	4	4
TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AGUA.	45° F	45° F	45° F	45° F	45° F
TEMPERATURA DE SALIDA DEL AGUA.	55° F	55° F	55° F	55° F	55° F
G.P.M.	4.0	5.0	4.0	5.0	7.0
C. P. (en pies).	4.6	4.6	4.6	4.6	5.5
TEMP. B. S. ENTRADA DE AIRE.	73.1° F	73.0° F	73.1° F	73.0° F	73.2° F
TEMP. B. H. ENTRADA DE AIRE.	57.6° F	57.7° F	57.6° F	57.7° F	57.6° F
TEMP. B. S. SALIDA DE AIRE.	55.4° F	55.4° F	55.4° F	55.4° F	56.4° F
TEMP. B. H. SALIDA DE AIRE.	53.1° F	53.1° F	53.1° F	53.1° F	53.7° F
CARGA TOTAL.	16,095 BTU/Hora	18,385 BTU/Hora	14,368 BTU/Hora	20,370 BTU/Hora	25,743 BTU/Hora
CARGA SENSIBLE.	14,480 BTU/Hora	16,661 BTU/Hora	12,820 BTU/Hora	18,083 BTU/Hora	23,201 BTU/Hora

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

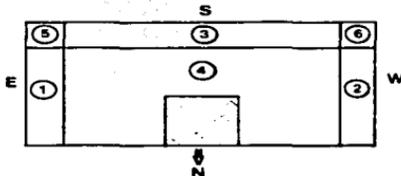
H. P. MOTOR.	(2) de 1/5				
VELOCIDADES.	4	4	4	4	4
V / F / C	120 / 1 / 60	120 / 1 / 60	120 / 1 / 60	120 / 1 / 60	120 / 1 / 60
ΔP [en pulgadas de aire]	0.25"	0.25"	0.25"	0.25"	0.25"
Diámetro Tubería.	¾"	¾"	¾"	¾"	1"

V.3.- Selección de Unidades Manejadoras de Aire (1°, 2° y 3° Nivel).

BALANCE TÉRMICO (Tipo). 1°, 2° y 3° Nivel.	CARGA TOTAL. (BTU/Hora).	CFM	T. R.	G.P.M.
Balace General.	376,366	19,412	31.3	94
Zona Este.	61,324	3,556	5.1	15.5
Zona Oeste.	74,766	4,620	6.2	18.5
Zona Sur.	107,953	6,200	9.0	27.0
Zona Central.	158,121	7512	13.2	40.0
Zona Sur-Este.	17,162	1001	1.5	4.5
Zona Sur-Oeste.	22,967	1328	1.9	6

Temperatura de Mezcla =  $[(751)(87.8) + (3005)(71.6)] / 3756 = 74.83^\circ \text{ F.}$

- 1.- Zona Este.
- 2.- Zona Oeste.
- 3.- Zona Sur.
- 4.- Zona Central.
- 5.- Zona Sur-Este.
- 6.- Zona Sur-Oeste.



Esquemático de Zonas (Tipo).

## Selección de Unidades Manejadoras de Aire 1°, 2° y 3° Nivel.

SÍMBOLO.	UMA 3, 4, 5, 6, 7 y 8.
UNIDADES.	6
SERVICIO.	Zona Central 1°, 2° y 3° Nivel.
MODELO.	AH-70FC.
AIRE TOTAL.	3756 PCM.
AIRE RETORNO.	3005 PCM.
AIRE EXTERIOR.	751 PCM.
ALT. DE OPERACIÓN.	7348 Pies.
ÁREA.	7.0 pies <sup>2</sup> .
VEL. DE CARA.	536 pies/minuto.

V.3.1.- Selección de Serpentin de Refrigeración (1°, 2° y 3° Nivel).

DIMENSIONES.	25 ½ x 40".
ÁREA DE CARA	7.0 pies <sup>2</sup> .
HILERAS.	6
ALETAS POR PULGADA.	8
TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AGUA.	45° F.
TEMPERATURA DE SALIDA DEL AGUA.	55° F.
FLUJO DE AGUA.	20 GPM.
C. P. [en Pies de Agua].	6.0 pies.
TEMPERATURA B. S. ENTRADA DE AIRE.	74.8° F.
TEMPERATURA B. H. ENTRADA DE AIRE.	58.3° F.
TEMPERATURA B. S. SALIDA DE AIRE.	53.0° F.
TEMPERATURA B. H. SALIDA DE AIRE.	51.9° F.
CARGA TOTAL.	79,061 BTU/Hora.
CARGA SENSIBLE.	58,130 BTU/Hora.
No. DE TUBOS.	14
DIÁMETRO DE TUBERÍA DE ENTRADA.	1 ¼"
GPM / CIRCUITO.	3
CAPACIDAD DE SERPENTIN.	16,220

**V.3.2.- Selección de Filtros Planos para Aire a Baja Velocidad, Metálicos Permanentes Lavables, Eficiencia de 85% a 95% Norma de Paso (Arrastancia) en Partículas Mayores a 50 micrones.**

UMA – 3 a 8.

18 Piezas de 16 X 25" X 2".

**V.3.3.- Selección de Ventiladores.**

TIPO.	Centrífugo – FC.
ENTRADA.	Doble.
C. P. [en pulgadas], C. A.	1.5".
RPM del Ventilador.	820.
H. P. del Motor.	1.5
Volts.	220.
Fases.	3.
Ciclos.	60.
RPM del Motor.	1750.

V.3.4.- Selección de las Unidades Individuales, Ventilador – Serpentin (FAN-COIL) para 1°, 2° y 3° Nivel.

SIMBOLO.	F-C- 19/22/37/40 y 55/58.	F-C-23/41 y 59.	F-C 24/31/42/49 y 60/67.	F-C-32/50 y 68.	F-C 33/36/51/54 y 69/72.
UNIDADES.	12	3	24	3	12
SERVICIO.	Zona Este.	Zona Sur- Este.	Zona Sur.	Zona Sur- Oeste.	Zona Oeste.
MODELO.	12YPHYB	12YPHYB	12YPHYB	12YPHYB	12YPHYB
AIRE TOTAL.	890 PCM.	1076 PCM.	775 PCM.	1328 PCM.	1065 PCM.
AIRE RET.	800 PCM.	986 PCM.	685 PCM.	1238 PCM.	975 PCM.
AIRE EXT.	90 PCM.	90 PCM.	90 PCM.	90 PCM.	90 PCM.
No. de Hileras.	4	4	4	4	4
TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AGUA.	45° F.	45° F.	45° F.	45° F.	45° F.
TEMPERATURA DE SALIDA DEL AGUA.	55° F.	55° F.	55° F.	55° F.	55° F.
GPM.	4.0	5.0	4.0	6.0	5.0
C. P. [en pies].	4.6	4.6	4.6	11.0	4.6
T. B.S. ENTRADA DE AIRE.	73.0° F.	73.0° F.	73.7° F.	73.2° F.	73.2° F.
T. B.H. ENTRADA DE AIRE.	57.7° F.	57.7° F.	57.8° F.	57.6° F.	57.6° F.
T.B.S. SALIDA DE AIRE.	55.4° F.	55.4° F.	55.4° F.	56.4° F.	56.4° F.
T.B.H. SALIDA DE AIRE.	53.1° F.	53.1° F.	53.1° F.	53.7° F.	53.7° F.
CARGA TOTAL.	15,331 BTU/Hora.	18,385 BTU/Hora.	13,494 BTU/Hora.	25,743 BTU/Hora.	18,692 BTU/Hora.
CARGA SENSORES.	13,752 BTU/Hora.	16,661 BTU/Hora.	11,987 BTU/Hora.	23,201 BTU/Hora.	16,485 BTU/Hora.
H. P. del MOTOR.	(2)1/5	(2)1/5	(2)1/5	(2)1/5	(2)1/5
VELOCIDADES.	4	4	4	4	4
V / F / C.	127 / 1 / 60	127 / 1 / 60	127 / 1 / 60	127 / 1 / 60	127 / 1 / 60

ΔP [pulgadas de Agua].	0.25"	0.25"	0.25"	0.25"	0.25"
Diámetro de la Tubería.	¾"	¾"	¾"	¾"	¾"

V.4.- Selección de Unidades Manejadoras de Aire, 4° Nivel.

Balance Térmico.	Carga Total BTU/hr.	CFM	T.R.	G.P.M.
Balance General.	495,615	26,778	41.3	124
Zona Este.	65,859	3836	5.4	20.0
Zona Oeste.	85,059	4894	7.0	24.0
Zona Sur.	121,656	7040	10.2	32.0
Zona Central.	220,492	11,350	18.4	56.0
Zona Sur-Este.	18,385	1076	1.53	5.0
Zona Sur-Oeste.	25,743	1500	2.14	7.0

$$\text{Temperatura de Mezclas} = \frac{(1137 \times 87.8) + (4547 \times 71.6)}{5684} = 74.8^{\circ}\text{F}$$

Selección de Unidades Manejadoras de Aire 4to Nivel.

Símbolo.	9 y 10
Unidades.	2
Servicio.	Zona Central 4 Nivel
Modelo.	AH 100 FC
Aire Total.	5684 PCM
Aire Retorno.	4547 PCM
Aire Exterior.	1137 PCM
Altura de Operación.	7348 pies
Área.	10.0 pies <sup>2</sup>
Velocidad de Carga.	568 pies/min.

**V.4.1.- Selección de Serpentin de Refrigeración (UMAS 9 y 10).**

Dimensiones.	22x66"
Área de Carga.	10.0 pies <sup>2</sup>
Hileras.	6
Aletas por Pulgada.	8
Temperatura de entrada de Agua.	45°F
Temperatura de Salida Agua.	55°F
Flujo de Agua.	28 GPM
C.P. Pies de Agua.	7.0 ft
Temp. B.S. Entrada de Aire.	74.8°F
Temp. B.H. Entrada de Aire.	58.3°F
Temp. B.S. Salida de Aire.	53.0°F
Temp. B.H. Salida de Aire.	51.9°F
Carga Total.	110246 BTU/hr
Carga Sensible.	87,830 BTU/hr
Número de Tubos.	12
Diametro de la Tubería de Entrada.	1½ "
G. P. M. / Circuito.	3
Capacidad de Serpentin.	16,220 BTU/hr

**V.4.2.- Selección de Filtros Planos para Aire de Baja Velocidad. Metálicos Permanentes Lavables. Eficiencia 85 a 95% Norma de Peso (Arrastancia). En Partículas Mayores a 50 Micrones.**

UMA 9 y 10

6 Piezas de 16 x 25 x 2"

2 Piezas de 20 x 25 x 2"

V.4.3.- Selección de Ventiladores (4° Nivel).

UMA 9 y 10

Tipo.	Centrífugo FC
Entrada.	Doble
C.P. en Pulgadas de C. A.	1.5"
RPM Ventilador.	1010
H. P. del Motor.	3
Volts.	220
Fases.	3
Ciclos.	60
PRM Motor.	1750

V.4.4.- Selección de las Unidades Individuales Ventilador-Serpentín (FAN-COIL), Privados 4° Nivel.

SÍMBOLO.	F-C-73 a 76	F-C-77	F-C 78 a 85	F-C-86	F-C 87a 90
UNIDADES.	4	1	8	1	4
SERVICIO.	Zona Este 4to Nivel	Zona Sur- Este 4to Nivel	Zona Sur 4to Nivel	Zona Sur Oeste 4to Nivel	Zona Oeste 4to Nivel
MODELO.	12 y PH y B 120-4	12 y PH y B 120-4	12 y PH y B 120-4	16 y PH y B 120-4	12 y PH y B 120-4
AIRE TOTAL.	959 PCM.	1076 PCM.	880 PCM.	1500 PCM.	1223 PCM.
AIRE RETORNO.	869 PCM.	986 PCM.	790 PCM.	1200 PCM.	1133 PCM.
AIRE EXTERIOR.	90 PCM.	90 PCM.	90 PCM.	90 PCM.	90 PCM.
Número de Hileras de Serpentines.	4	4	4	4	4

TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AGUA.	45° F.				
TEMPERATURA DE SALIDA DEL AGUA.	55° F.				
GPM.	5.0	5.0	4.0	7.0	6.0
C. P. [en pies].	4.6	4.6	4.6	5.5.0	7.0
Temperatura B.S. entrada de Aire.	73.1° F.	73.0° F.	73.1° F.	73.2° F.	73.0° F.
Temperatura B.H. entrada de Aire.	57.7° F.	57.7° F.	57.8° F.	57.6° F.	57.6° F.
Temperatura B.S. Salida de Aire.	55.4° F.	55.4° F.	55.4° F.	56.4° F.	56.4° F.
Temperatura B.H. Salida de Aire.	53.1° F.	53.1° F.	53.1° F.	53.7° F.	53.1° F.
CARGA TOTAL.	16,465 BTU/h	18,385 BTU/h	15,207 BTU/h	25,743 BTU/h	21,265 BTU/h
CARGA SENSIBLE.	14832 btu/h	16,661 BTU/h	13,619 BTU/h	23,201 BTU/h	18936 BTU/h
H. P. MOTOR.	2 1/5	2 1/5	2 1/5	2 1/5	2 1/5
VELOCIDADES.	4	4	4	4	4
V / F / C.	127 / 1 / 60	127 / 1 / 60	127 / 1 / 60	120 / 1 / 60	127 / 1 / 60
ΔP [pulgadas de Agua].	0.25"	0.25"	0.25"	0.25"	0.25"
Diámetro de la Tubería.	¾"	¾"	¾"	1"Φ	¾"

#### V.5 - Selección de Motobombas.

El bombeo puede definirse como la adición de energía a un fluido para moverse de un punto a otro. No es como frecuentemente se piensa, la adición de presión.

Porque la energía es capacidad para hacer trabajo, adicionándola a un fluido obliga al fluido a hacer trabajo, normalmente fluyendo por una tubería o elevándose a un nivel más alto.

Nuestro caso es un sistema cerrado, la bomba sólo necesita vencer la resistencia por fricción del sistema.

El recipiente de descarga es también el recipiente de succión y por lo tanto no hay diferencia de elevación y consecuentemente no existe carga hidrostática.

Una vez determinada las pérdidas por fricción en tuberías, accesorios y equipos, se debe poner especial atención en la selección de las bombas de agua helada para el sistema.

Selección:

Moto Bomba Centrífuga.  
Marca Aurora PICSA  
Tipo 341  
Modelo 3 x 4 x 12  
Bridada  
Para 256 GPM  
Carga Total 133 Pies de Agua  
Motor Eléctrico de 15 H.P.  
A 1750 R.P.M.  
A 220/3/60

#### V.17.- Selección de Controles y Diagramas.

Los Controles Automáticos son utilizados donde quiera que una condición variable debe ser controlada. En Sistemas de Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado (HVAC), las condiciones más comúnmente controladas son: temperatura, humedad, presión y flujo. Las aplicaciones de sistemas de Control Automático van desde una simple regulación de temperatura residencial hasta el control de procesos industriales.

**DIMENSIONES DE DUCTOS**

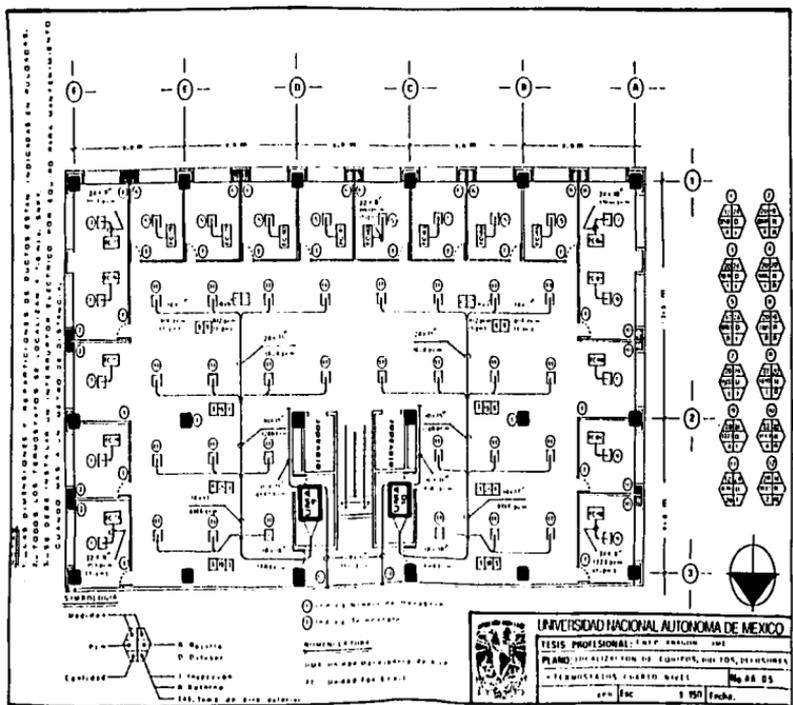








**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**



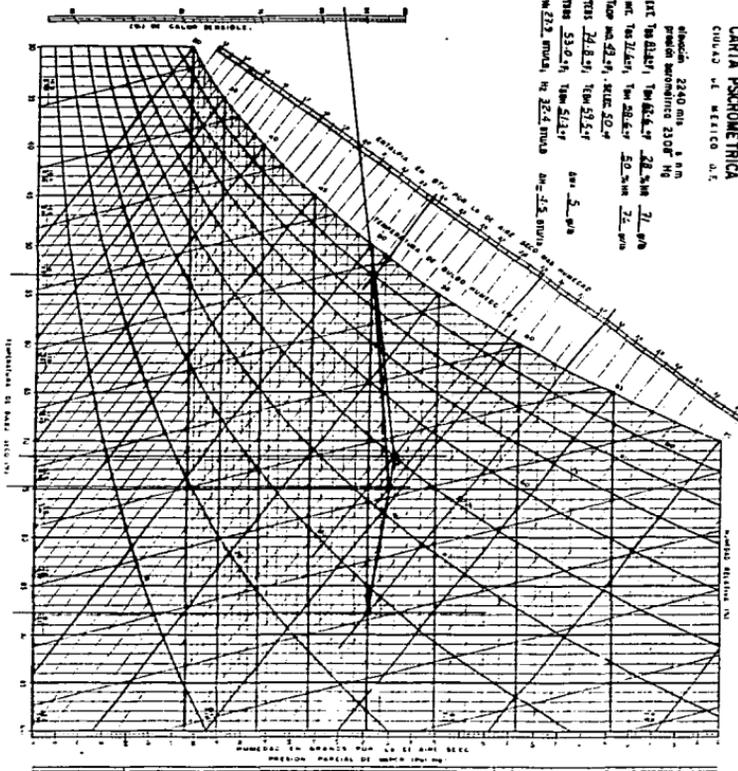
PLAN DE ALZATEO DE EQUIPOS DE LOS DEPARTAMENTOS DE ADMINISTRACIÓN Y SERVICIOS, DEL INSTITUTO TECNOLÓGICO DE AERONÁUTICA, EN EL CANTÓN DE AERONÁUTICA, DEL ESTADO DE QUERÉTARO, MÉXICO.

**ANEXO 1. Tablas de Referencia y Gráficas de Selección.**

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

**CARTA PSICROMÉTRICA**  
CIUDAD DE MÉXICO D. F.

elevación 2240 mts. s. n. m.  
presión atmosférica 2307 Hg  
1°C 70.32°F, 1°m. 32.56° 22.5 mm 71.6°  
10°C 50.0° 1°m. 32.56° 20.5 mm 72.5°  
20°C 68.0° 1°m. 32.56°  
30°C 86.0° 1°m. 32.56°  
40°C 104.0° 1°m. 32.56°  
50°C 122.0° 1°m. 32.56°  
60°C 140.0° 1°m. 32.56°  
70°C 158.0° 1°m. 32.56°  
80°C 176.0° 1°m. 32.56°  
90°C 194.0° 1°m. 32.56°  
100°C 212.0° 1°m. 32.56°



Carta 1.- Carta Psicrométrica, Representación Gráfica y Relación de las Propiedades de la Mezcla Aire y Vapor de Agua a las Condiciones de la Ciudad de México D. F.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



AMERIC A.C.	NORMAS PARA TEMPERATURAS DE CALCULO EN LOS SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y DATOS GEOGRAFICOS MAS TEMPERATURAS EXTREMAS DE LOS DIFERENTES LUGARES DE LA REPUBLICA MEXICANA		NORMA AA 036 91 030
	ESPECIFICACION N		FECHA DICIEMBRE 94
	ACOT SM		ELABORACION DE LA NORMA 1983
ESC SM			

LUGAR DE LA REPUBLICA	DATOS SITUACION						DATOS VERANO			DATOS INVIERNO			
	Puesto Latitud Norte	Geografica Longitud Oeste	Altura Superf. Nivel del Mar	Presion Barometrica mbs mm Hg	Temp Prom Max - Est °C	Temp de Calculo		Grados Dia Anuales °C	Temp Prom Min - Est °C	Temp de Calculo °C	Grados Dia Anuales °C		
						BS	BI						
<b>DISTRITO FEDERAL</b>													
Cd Mexico Chapultepec	19°25'	99°10'	2240	760	585	33.8	31	17	78	-4.8	0	847	
Cd Mexico Tacubaya	19°24'	99°12'	2309	776	582	32.8	30	17	---	6.5	1	860	
Cd Mexico Santa Fe	19°20'	99°14'	2460	---	575	32.0	30	17	62	8.0	2	980	
Cd Mexico Aeronautico	19°23'	99°11'	2200	766	---	34.5	31	17	74	4.0	0	830	
<b>DURANGO</b>													
Durango	24°01'	104°40'	1898	816	---	410	35.6	34	17	100	-5.0	0	550
Ciudad Lerdo	23°30'	103°32'	1140	869	667	---	45.0	40	21	1082	-10.0	5	227
Sanmiguel Papagayo	25°02'	105°26'	1740	879	622	---	42.0	38	21	---	14.0	8	156
<b>GUANAJUATO</b>													
Celaya	20°32'	100°49'	1754	828	610	---	41.5	38	20	657	-4.5	0	136
Guanajuato	21°01'	101°15'	2037	801	601	---	33.8	31	18	49	0.1	5	245
Irapuato	21°07'	101°41'	1809	822	617	---	36.5	34	20	192	2.5	2	176
Salamanca	20°13'	100°53'	1761	827	620	---	38.0	35	19	367	-2.0	3	40
Irapuato	20°40'	101°21'	1724	831	623	---	38.2	35	19	---	-1.5	3	---
<b>GUERRERO</b>													
Acapulco	16°50'	99°56'	3	1013	760	---	35.8	33	27	2613	15.8	19	19
Chilpancingo	17°13'	99°30'	1250	878	658	---	35.2	33	23	434	5.0	9	---
Tecoac	18°13'	99°36'	1755	828	621	---	36.5	34	20	518	8.0	12	---
Atlixpa Zimatlan	17°58'	101°48'	38	1009	757	---	44.0	40	27	---	11.5	14	---
<b>HIDALGO</b>													
Aclujuan	20°08'	98°45'	2445	784	563	---	31.4	29	18	---	5.8	-1	1087
Tulancingo	20°05'	98°22'	2181	767	590	---	34.7	32	19	12	5.8	1	849
Pachuca	20°08'	98°45'	2444	784	574	---	31.5	30	18	---	6.0	-1	---
Tepeapulcan	20°25'	99°13'	1745	829	622	---	41.0	37	19	---	9.0	1	---
<b>JALISCO</b>													
Guadalajara	20°41'	102°20'	1589	844	633	---	36.0	33	20	204	3.7	1	104
Ejército de Cuernavaca	21°22'	101°56'	1860	816	612	---	42.2	39	20	574	3.2	2	162
Puerto Vallarta	20°37'	105°15'	2	1013	760	---	39.0	36	26	2090	11.0	14	---
America	20°34'	104°04'	1235	819	660	---	39.6	36	24	---	1.0	5	---
<b>MEXICO</b>													
Tecacoac	19°31'	98°52'	2216	784	588	---	34.0	32	19	125	6.0	1	543
Toluca	19°17'	99°39'	2675	743	557	---	26.8	25	17	---	3.0	2	1510
Tenancingo	19°02'	97°13'	2060	757	598	---	35.0	33	19	---	6.0	1	---

Tabla 1.- Normas para Temperaturas Exteriores de Calculo para la Ciudad de Mexico, D. F.

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

APLICACION	Humo de cigarros	ft <sup>3</sup> /min. por persona		ft <sup>3</sup> /min. mínimos de aire por ft <sup>2</sup> de techo	
		Recomendado	Mínimo		
Departamentos	{ normales	Poco	20	15	—
	{ de lujo	Poco	30	25	0.33
Bancos		Ocasional	10	7.5	—
Peluquerías		Considerable	15	10	—
Salones de belleza		Ocasional	10	7.5	—
Bares		Mucho	30	25	—
Corredores		—	—	—	0.25
Sala de juntas		Excesivo	50	30	—
Departamentos de tiendas		Nada	7.5	5	0.05
Garajes		—	—	—	1.0
Fábricas		Nada	10	7.5	0.10
Funerarias (salones)		Nada	10	7.5	—
Cafetería		Considerable	10	7.5	—
Hospitales	{ quirófanos	Nada	—	—	2.0
	{ cuartos privados	Nada	30	25	0.33
	{ salas de espera	Nada	20	15	—
Habitaciones de hotel		Mucho	30	25	0.33
Cocinas	{ restaurantes	—	—	—	4.0
	{ residencias	—	—	—	2.0
Laboratorios		Poco	20	15	—
Salones de reunión		Mucho	50	30	1.25
	{ generales	Poco	15	10	—
Oficinas	{ privadas	Nada	25	15	0.25
	{ privadas	Considerable	30	25	0.25
	{ cafetería	Considerable	12	10	—
Restaurantes	{ comedor	Considerable	15	12	—
Salones de clase		—	—	—	—
Teatros		Nada	7.5	5	—
Teatros		Poco	15	10	—
Tocadores		—	—	—	2.0

De *Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating*, 3ª edición, por Willis H. Carrier, Realto E. Cherne, Walter A. Grant y William H. Roberts, con autorización de Pitman Publishing Corporation.

Tabla 2.- Ventilación Recomendada para Oficinas Generales y Privadas.

ESPACIOS A VENTILARSE	Cambios por hora:	Minutos por cambio:
Almacenes	4 - 6	15 - 12
Auditorios	6	10
Casetas de Proyección.	60	1
Clubes	12	5
Cocinas	30	2
Garages	12	5
Laboratorios	10 - 20	6 - 3
Lavanderías	20 - 30	3 - 2
Oficinas	10	6
Panaderías y Reposterías	20	3
Restaurantes	12	5
Salas de Máquinas	7½	8
Salas de Recreación	10	6
Sanitarios interiores	15 - 20	4 - 3
Talleres	10	6
Vestidores	10	6

Tabla 3.- Ventilación Recomendada para Oficinas. Método Cambios por Hora.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## Calor producido por las personas

Grado de actividad	Aplicación típica	Relación metabólica de un hombre adulto Btu/h	Grupo de personas				Temperaturas del cuarto (°F, BS)										
			% de composición del grupo				Proporción de la relación metabólica Btu/h	82°F					78°F				
			Hombre	Mujer	Niño	0		Sens. Lat.		Sens. Lat.		Sens. Lat.		Sens. Lat.		Sens. Lat.	
								Btu/h	Btu/h								
Sentado	Teatro	390	45	45	10	350	175	175	195	155	210	140	230	120	260	90	
Sentado; trabajo ligero	Escuela	450	50	50	0	400	180	220	195	205	215	185	240	160	275	125	
Trabajo de oficina, actividad moderada	Oficinas, hoteles, departamentos	475	50	50	0	450	200	270	200	250	215	235	245	205	285	165	
Parados; caminando despacio	Tienda de ropa, almacenes	550	10	70	20	450	200	270	200	250	215	280	245	205	285	165	
Caminando; sentado; caminando despacio	Cafeterías, Bancos	550	20	70	10	500	180	320	200	300	220	280	255	245	290	210	
Trabajo sedentario	Restaurantes	500	50	50	0	550	190	360	220	330	240	310	280	270	320	230	
Trabajo ligero	Fabrica, trabajo ligero	800	60	40	0	750	190	560	220	530	245	505	295	455	365	285	
Baile moderado	Salas de baile	900	50	50	0	850	220	630	245	605	275	575	325	525	400	450	
Caminando, 3 mph	Fabricas, trabajo algo pesado	1,000	100	0	0	1,000	270	730	300	700	330	670	380	620	460	540	
Jugando	Baliche	1,500	75	25	0	1,450	450	1,000	465	985	485	965	525	925	605	845	

D. Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating, 3ª edición, por Willis H. Carrier, Reato E. Cheme, Walter A. Grant y William H. Roberts, con autorización de Pitman Publishing Corporation.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Tabla 4.- Calor Producido por las Personas para Determinar las Cargas Térmicas.

## Ganancia de calor debida al equipo misceláneo

Dispositivo	Calor disipado durante el funcionamiento (Btu/h)	
	Calor sensible	Calor latente
Luz eléctrica y aparatos eléctricos, por kw instalado	3,413	.....
Motores con la carga aplicada en el mismo cuarto, por HP*		
De 1/2 — 1/2 HP	4,250	.....
De 1/2 — 3 HP	3,700	.....
De 3 — 20 HP	2,950	.....
Cafetera eléctrica (3 galones)	2,200	1,500
Cafetera eléctrica (5 galones)	3,400	2,300
Estufa de gas	3,100	1,700
Calentador de agua	3,150	3,850
Horno doméstico de gas	8,100	4,000
Cafetera de gas (3 galones)	2,500	2,500
Cafetera de gas (5 galones)	3,900	3,900
Equipo calentado por vapor, por pie cuadrado**		
Superficies calentadas por vapor:		
Pulido	130	.....
Sin pulir	330	.....
Superficie aislada	80	.....
Secadores de pelo, para sala de belleza:		
Tipo soplador	3,300	400
Tipo casco	1,870	230
Restaurantes, por comida servida	30 (Btu)	

\* Con carga conectada fuera del cuarto, reste 2,544 Btu/h.

\*\* Para equipo cubierto, reduzca los valores un 50%.

De *Air Conditioning and Refrigeration*, 4ª edición, por Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis, con autorización de International Textbook Company.

Tabla 5.- Ganancia de Calor Debida a Equipos Misceláneos para Estimación de las Cargas Térmicas.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

20° NORTH LATITUDE		SUN TIME												20° SOUTH LATITUDE			
Time of Year	Exposure	6	7	8	9	10	11	Noon	1	2	3	4	5	6	Exposure	Time of Year	
JUNE 21	North	78	41	33	25	19	17	15	17	19	25	33	41	78	South	DEC 22	
	Northeast	81	154	144	122	83	38	15	14	14	12	9	7	South			
	East	81	142	180	143	96	41	14	14	14	12	9	7	East			
	Southeast	28	62	73	68	49	21	14	14	14	14	12	9	2	Northeast		
	South	3	9	12	14	14	14	14	14	14	14	12	9	3	South		
	Horizontal	1	60	121	176	218	250	232	210	176	121	60	1	Horizontal			
JULY 23 & MAY 21	North	70	28	23	17	15	14	14	14	15	17	23	28	70	South	JAN 21 & NOV 21	
	Northeast	71	132	138	111	73	31	14	14	14	13	12	8	3	South		
	East	75	128	144	105	61	28	14	14	14	14	12	8	3	East		
	Southeast	31	70	83	76	57	29	14	14	14	13	12	8	3	Northeast		
	South	3	8	12	13	14	14	14	14	14	13	12	8	3	South		
	Horizontal	8	55	118	175	218	240	215	174	118	55	8	Horizontal				
AUG 24 & APR 20	North	6	10	11	13	14	14	14	14	14	13	11	10	6	South	FEB 20 & OCT 23	
	Northeast	45	111	118	89	50	18	14	14	14	13	11	7	2	South		
	East	53	142	165	145	106	51	20	20	20	19	17	12	2	East		
	Southeast	20	86	113	108	86	55	20	14	14	13	11	7	2	Northeast		
	South	2	7	11	14	20	24	26	24	20	14	11	7	2	South		
	Horizontal	5	49	107	167	210	235	247	235	210	167	107	49	Horizontal			
SEPT 22 & MAR 22	North	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	South	MAR 22 & SEPT 22	
	Northeast	0	81	87	59	22	14	14	14	14	13	11	6	0	South		
	East	0	110	163	165	124	67	24	24	24	24	21	11	6	East		
	Southeast	0	6	16	140	121	84	41	15	14	13	11	6	0	Northeast		
	South	0	6	7	21	39	52	65	63	43	24	13	7	0	South		
	Horizontal	0	6	6	13	14	14	14	14	14	13	11	6	0	Northeast		
OCT 23 & FEB 20	North	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	South	APR 20 & AUG 24	
	Northeast	0	99	147	141	107	47	14	14	14	13	12	4	0	South		
	East	0	147	180	145	79	37	14	14	14	14	12	4	0	East		
	Southeast	0	7	16	127	63	20	11	10	10	9	7	4	0	Northeast		
	South	0	7	7	21	37	47	46	26	14	10	7	4	0	South		
	Horizontal	0	7	7	14	14	14	14	14	14	13	12	4	0	Northeast		
NOV 21 & JAN 21	North	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	South	MAY 21 & JULY 23	
	Northeast	0	24	26	15	13	13	13	13	13	11	8	7	0	South		
	East	0	27	128	124	87	37	13	13	13	11	8	7	0	East		
	Southeast	0	7	14	164	113	35	14	14	14	13	12	8	0	Northeast		
	South	0	7	7	21	33	41	35	23	10	8	7	2	0	South		
	Horizontal	0	7	7	14	14	14	14	14	14	13	12	8	0	Northeast		
DEC 22	North	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	South	JUNE 21	
	Northeast	0	14	18	12	13	13	13	13	12	11	7	2	0	South		
	East	0	17	117	123	78	31	13	13	13	12	11	7	2	East		
	Southeast	0	7	17	157	104	61	24	24	24	21	17	11	2	0		Northeast
	South	0	7	7	14	12	14	14	14	14	13	12	8	0	South		
	Horizontal	0	7	7	14	12	13	13	13	12	11	7	2	0	Northeast		

Solar Gain Correction

Steel Sash, or No. 85 or × 1.75 or 1.17

Haze

+15% (Max)

Altitude

+D 7% per 1000 Ft

Dew-point

Decrease from 67 F + 7% per 10 F

Dew-point

Increase from 67 F - 7% per 10 F

South Lat. Dec. or Jan. + 7%

Bold Face Values — Monthly Maximums

Bored Values — Yearly Maximums

Tabla 6.- Ganancia de Calor Solar a Través de Cristales para la Determinación de la Carga Térmica.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

SOLAR ALTITUDE AND AZIMUTH ANGLES

NORTH* LATITUDE	SUN TIME	Jul. 23		Feb. 20		May 22		Apr. 30		May 21		June 21		July 23		Aug. 24		Sept. 23		Oct. 21		Nov. 21		Dec. 21		SUN TIME	
		Alt.	azi.	Alt.	azi.	Alt.	azi.	Alt.	azi.	Alt.	azi.	Alt.	azi.	Alt.	azi.	Alt.	azi.	Alt.	azi.	Alt.	azi.	Alt.	azi.	Alt.	azi.		
LAT 0°	7 AM	4	111	15	102	15	90	15	78	14	69	14	66	14	60	15	78	15	90	15	102	14	111	14	114	7 AM	
	8	28	113	30	103	30	88	40	74	42	63	41	58	42	63	44	74	45	89	44	108	42	113	41	122	8	
	9	51	106	54	100	54	80	58	68	58	53	53	54	58	58	58	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	9
	10	65	104	76	100	76	70	72	62	62	55	56	57	62	62	62	62	62	62	62	62	62	62	62	62	62	10
	11	84	94	84	88	84	70	70	60	60	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	11
	12 N	10	70	180	76	180	90	180	90	180	90	180	90	180	90	180	90	180	90	180	90	180	90	180	90	180	12 N
	1 PM	65	75	65	72	65	58	58	52	52	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	1 PM
	2	48	76	58	74	60	51	58	49	49	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	2
	3	32	80	44	76	44	37	40	30	30	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	3
	4	20	88	30	78	30	27	30	20	20	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	4
	5	14	99	15	78	15	25	15	7	15	7	15	7	15	7	15	7	15	7	15	7	15	7	15	7	15	5
	6 AM	10	113	12	103	12	90	12	78	12	70	12	67	12	70	12	78	12	90	12	103	11	113	11	114	6 AM	
7	24	9	108	30	100	30	81	37	72	18	38	37	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	7	
8	37	124	41	113	44	99	46	84	40	67	42	45	47	46	46	46	46	46	46	46	46	46	46	46	46	8	
9	50	126	54	106	61	84	61	66	50	44	48	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	9	
10	63	117	66	104	72	77	75	64	73	53	50	44	47	53	53	53	53	53	53	53	53	53	53	53	53	10	
11	80	95	80	80	80	60	60	50	50	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	11	
12 N	10	80	180	80	180	90	180	90	180	90	180	90	180	90	180	90	180	90	180	90	180	90	180	90	180	12 N	
1 PM	65	75	65	72	65	58	58	52	52	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	1 PM	
2	48	76	58	74	60	51	58	49	49	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	2	
3	32	80	44	76	44	37	40	30	30	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	3	
4	20	88	30	78	30	27	30	20	20	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	4	
5	14	99	15	78	15	25	15	7	15	7	15	7	15	7	15	7	15	7	15	7	15	7	15	7	15	5	
6 AM	10	113	12	103	12	90	12	78	12	70	12	67	12	70	12	78	12	90	12	103	11	113	11	114	6 AM		
7	24	9	108	30	100	30	81	37	72	18	38	37	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	7	
8	37	124	41	113	44	99	46	84	40	67	42	45	47	46	46	46	46	46	46	46	46	46	46	46	46	8	
9	50	126	54	106	61	84	61	66	50	44	48	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	9	
10	63	117	66	104	72	77	75	64	73	53	50	44	47	53	53	53	53	53	53	53	53	53	53	53	53	10	
11	80	95	80	80	80	60	60	50	50	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	11	
12 N	10	80	180	80	180	90	180	90	180	90	180	90	180	90	180	90	180	90	180	90	180	90	180	90	180	12 N	
1 PM	65	75	65	72	65	58	58	52	52	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	1 PM	
2	48	76	58	74	60	51	58	49	49	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	2	
3	32	80	44	76	44	37	40	30	30	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	3	
4	20	88	30	78	30	27	30	20	20	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	4	
5	14	99	15	78	15	25	15	7	15	7	15	7	15	7	15	7	15	7	15	7	15	7	15	7	15	5	
6 AM	10	113	12	103	12	90	12	78	12	70	12	67	12	70	12	78	12	90	12	103	11	113	11	114	6 AM		
7	24	9	108	30	100	30	81	37	72	18	38	37	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	7	
8	37	124	41	113	44	99	46	84	40	67	42	45	47	46	46	46	46	46	46	46	46	46	46	46	46	8	
9	50	126	54	106	61	84	61	66	50	44	48	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	9	
10	63	117	66	104	72	77	75	64	73	53	50	44	47	53	53	53	53	53	53	53	53	53	53	53	53	10	
11	80	95	80	80	80	60	60	50	50	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	11	
12 N	10	80	180	80	180	90	180	90	180	90	180	90	180	90	180	90	180	90	180	90	180	90	180	90	180	12 N	
1 PM	65	75	65	72	65	58	58	52	52	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	1 PM	
2	48	76	58	74	60	51	58	49	49	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	2	
3	32	80	44	76	44	37	40	30	30	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	3	
4	20	88	30	78	30	27	30	20	20	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	4	
5	14	99	15	78	15	25	15	7	15	7	15	7	15	7	15	7	15	7	15	7	15	7	15	7	15	5	
6 AM	10	113	12	103	12	90	12	78	12	70	12	67	12	70	12	78	12	90	12	103	11	113	11	114	6 AM		
7	24	9	108	30	100	30	81	37	72	18	38	37	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	32	7	
8	37	124	41	113	44	99	46	84	40	67	42	45	47	46	46	46	46	46	46	46	46	46	46	46	46	8	
9	50	126	54	106	61	84	61	66	50	44	48	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	9	
10	63	117	66	104	72	77	75	64	73	53	50	44	47	53	53	53	53	53	53	53	53	53	53	53	53	10	
11	80	95	80	80	80	60	60	50	50	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	11	
12 N	10	80	180	80	180	90	180	90	180	90																	

**PEAK SOLAR HEAT GAIN THRU ORDINARY GLASS**  
Btu/(hr)(sq ft)

NORTH LAT.	MONTH	EXPOSURE NORTH LATITUDE										MONTH	SOUTH LAT.
		NE	NE	E	SE	S	SW	W	NW	North			
0°	June	39	136	147	42	14	42	147	136	276		Dec	0°
	July & May	48	153	152	37	14	52	152	153	273		Nov & Jan	
	Aug & April	23	141	163	79	14	79	163	141	245		Oct & Feb	
	Sept & March	10	118	167	118	14	118	167	118	250		Sept & March	
	Oct & Feb	10	79	163	141	34	141	163	79	243		Aug & April	
10°	June	10	32	132	153	67	153	132	32	230		July & May	10°
	July & May	10	42	147	156	82	156	147	42	243		June	
	Aug & April	40	133	133	35	14	35	133	133	243		Dec	
	Sept & March	13	130	163	94	14	94	163	130	230		Nov & Jan	
	Oct & Feb	10	103	164	127	78	127	164	103	247		Oct & Feb	
20°	June	10	60	135	149	73	149	135	60	230		July & May	20°
	July & May	9	37	143	161	106	101	143	37	210		June	
	Aug & April	26	112	160	73	14	73	160	112	230		Dec	
	Sept & March	11	118	163	113	26	113	163	118	247		Nov & Jan	
	Oct & Feb	10	87	163	140	63	140	163	87	233		Oct & Feb	
30°	June	8	57	147	160	111	160	147	57	208		July & May	30°
	July & May	8	26	128	184	141	164	128	26	180		June	
	Aug & April	8	18	121	157	145	145	121	18	179		Dec	
	Sept & March	20	139	161	90	21	90	161	139	230		Nov & Jan	
	Oct & Feb	16	131	164	100	30	100	164	131	246		Oct & Feb	
40°	June	11	108	165	129	63	129	165	108	233		July & May	40°
	July & May	9	92	135	152	132	152	135	92	212		June	
	Aug & April	8	39	135	163	143	163	135	39	179		Dec	
	Sept & March	7	16	116	162	139	162	116	16	145		Nov & Jan	
	Oct & Feb	6	12	105	162	143	162	105	12	131		Oct & Feb	
50°	June	17	133	162	111	34	111	162	133	237		July & May	50°
	July & May	15	127	164	125	69	125	164	127	233		June	
	Aug & April	11	102	162	148	102	148	162	102	214		Dec	
	Sept & March	9	58	149	162	140	162	149	58	185		Nov & Jan	
	Oct & Feb	7	35	122	163	162	163	122	35	129		Oct & Feb	
50°	June	5	12	100	156	164	156	100	12	103		July & May	50°
	July & May	3	10	86	148	165	148	86	10	85		June	
	Aug & April	16	126	164	135	93	135	164	126	230		Dec	
	Sept & March	14	117	163	143	126	143	163	117	211		Nov & Jan	
	Oct & Feb	11	94	138	157	138	157	138	94	185		Oct & Feb	
50°	June	8	38	128	163	138	163	128	38	148		July & May	50°
	July & May	5	29	105	137	167	137	105	29	94		June	
	Aug & April	4	9	84	127	163	127	84	9	83		Dec	
	Sept & March	3	7	47	116	141	116	47	7	40		Nov & Jan	
	Oct & Feb	3	7	47	116	141	116	47	7	40		Oct & Feb	
		EXPOSURE SOUTH LATITUDE											
		S	SE	E	NE	N	NW	W	SW	North			
Solar Gain Correction	Steel Sash or No Sash x 1.75 or 1.17	Haze - 15% (Max)			Altitude + 0.7% per 1000 ft			Dewpoint Above 67 F - 7% per 10 F		Dewpoint Below 67 F - 7% per 10 F		South Lat Dec or Jan - 7%	

†Solar heat gain on North exposure (in North latitudes) or on South exposure (in South latitudes) consists primarily of diffuse radiation which is essentially constant throughout the day. The solar heat gain values for this exposure are the average for the 12 hr period (6 a.m. to 6 p.m.). The storage factors in Tables assume that the solar heat gain on the North (or South) exposure is constant.

Tabla 8.- Ganancias de Color Solar Pico a Través de Cristales para la Determinación de la Hora de Cálculo.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

**CORRECTIONS IN OUTDOOR DESIGN CONDITIONS FOR TIME OF YEAR**  
(For Cooling Load Estimates)

YEABLY RANGE OF TEMPERATURE (F)*	DEV. OR WET-BULB	TIME OF YEAR									
		March	April	May	June	July	August	Sept.	Oct.	Nov.	
130	Dry-Bulb	-39	-22	-11	-4	0	0	-6	-24	-44	
	Wet-Bulb	-25	-12	-5	-2	0	0	-4	-13	-27	
118	Dry-Bulb	-35	-22	-11	-4	0	0	-6	-20	-36	
	Wet-Bulb	-18	-11	-5	-2	0	0	-4	-10	-21	
110	Dry-Bulb	-30	-20	-11	-4	0	0	-6	-17	-31	
	Wet-Bulb	-15	-10	-5	-2	0	0	-3	-8	-16	
108	Dry-Bulb	-30	-20	-11	-4	0	0	-4	-17	-31	
	Wet-Bulb	-15	-10	-5	-2	0	0	-3	-8	-16	
100	Dry-Bulb	-29	-19	-10	-3	0	0	-6	-16	-27	
	Wet-Bulb	-14	-10	-5	-2	0	0	-3	-8	-16	
95	Dry-Bulb	-29	-19	-10	-3	0	0	-6	-16	-27	
	Wet-Bulb	-14	-10	-5	-2	0	0	-3	-8	-16	
90	Dry-Bulb	-29	-19	-10	-3	0	0	-4	-16	-26	
	Wet-Bulb	-14	-10	-5	-2	0	0	-3	-8	-16	
85	Dry-Bulb	-29	-19	-9	-3	0	0	-3	-16	-25	
	Wet-Bulb	-14	-10	-5	-2	0	0	-3	-8	-16	
80	Dry-Bulb	-24	-16	-8	-3	0	0	-4	-12	-20	
	Wet-Bulb	-13	-8	-4	-2	0	0	-2	-6	-11	
75	Dry-Bulb	-14	-9	-4	-1	0	0	-3	-7	-13	
	Wet-Bulb	-7	-3	-2	0	0	0	-2	-4	-8	
70	Dry-Bulb	-13	-9	-4	-1	0	0	-2	-7	-14	
	Wet-Bulb	-6	-4	-2	0	0	0	-1	-4	-8	
68	Dry-Bulb	-11	-8	-4	-1	0	0	-2	-6	-12	
	Wet-Bulb	-6	-4	-2	0	0	0	-2	-3	-6	
60	Dry-Bulb	-6	-7	-3	-1	0	0	-2	-1	0	
	Wet-Bulb	-4	-3	-2	0	0	0	-1	-1	-3	
55	Dry-Bulb	-6	-3	-2	-1	0	0	-2	-4	-8	
	Wet-Bulb	-3	-2	-1	0	0	0	-1	-1	-4	
50	Dry-Bulb	-5	-4	-3	-1	0	0	-2	-4	-7	
	Wet-Bulb	-3	-2	-1	0	0	0	-1	-2	-3	

\*Yearly range of temperature is the difference between the summer and winter normal design dry-bulb temperatures (Table 1).

Equation: Outdoor design temperature = Outdoor design temperature from Table + Correction from above table.

Tabla 9.- Correcciones a las Condiciones Exteriores de Diseño para Diferentes Meses del Año.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

**CORRECTIONS IN OUTDOOR DESIGN TEMPERATURES FOR TIME OF DAY**  
(For Cooling Load Estimates)

DAILY RANGE OF TEMPERATURE* (F)	DRY-DB WET-BULB	SUN TIME									
		AM					PM				
		8	10	12	2	3	4	6	8	10	
10	Dry-Bulb	-9	-7	-5	-1	0	-1	-2	-5	-8	
	Wet-Bulb	-2	-2	-1	0	0	0	-1	-1	-2	
13	Dry-Bulb	-12	-9	-5	-1	0	-1	-2	-6	-10	
	Wet-Bulb	-3	-2	-1	0	0	0	-1	-1	-3	
20	Dry-Bulb	-14	-10	-5	-1	0	-1	-3	-7	-11	
	Wet-Bulb	-4	-3	-1	0	0	0	-1	-2	-3	
25	Dry-Bulb	-16	-10	-5	-1	0	-1	-3	-8	-13	
	Wet-Bulb	-6	-3	-1	0	0	0	-1	-2	-5	
30	Dry-Bulb	-18	-12	-6	-1	0	-1	-4	-10	-15	
	Wet-Bulb	-5	-3	-1	0	0	0	-1	-3	-4	
35	Dry-Bulb	-21	-14	-7	-1	0	-1	-6	-12	-18	
	Wet-Bulb	-6	-4	-2	0	0	0	-1	-3	-5	
40	Dry-Bulb	-24	-16	-8	-1	0	-1	-7	-14	-21	
	Wet-Bulb	-7	-5	-2	0	0	0	-2	-4	-6	
45	Dry-Bulb	-26	-17	-8	-2	0	-2	-8	-16	-24	
	Wet-Bulb	-7	-5	-2	0	0	-1	-2	-4	-6	

\*The daily range of any-bulb temperature is the difference between the highest and lowest dry-bulb temperature during a 24-hour period on design day. (See Table 1 for the value of daily range for a particular city).  
 †Equation: Outdoor design temperature at any time = Outdoor design temperature from Table - Correction from above table.

Tabla 10.- Corrección a las Condiciones de Temperaturas Exteriores de Diseño para Diferentes Horas del Día.

## AJUSTES EN LA CARGA DE ENFRIAMIENTO

- 1- Superficies muy claras, como piedra blanca o pintura  $\alpha = 0.4$
- 2- Superficies de colores semiclaros, como ladrillo, repellido, madera y pintura verde o gris  $\alpha = 0.7$
- 3- Superficies de colores muy oscuros, como techos, asfaltos y pinturas muy oscuras  $\alpha = 0.9$

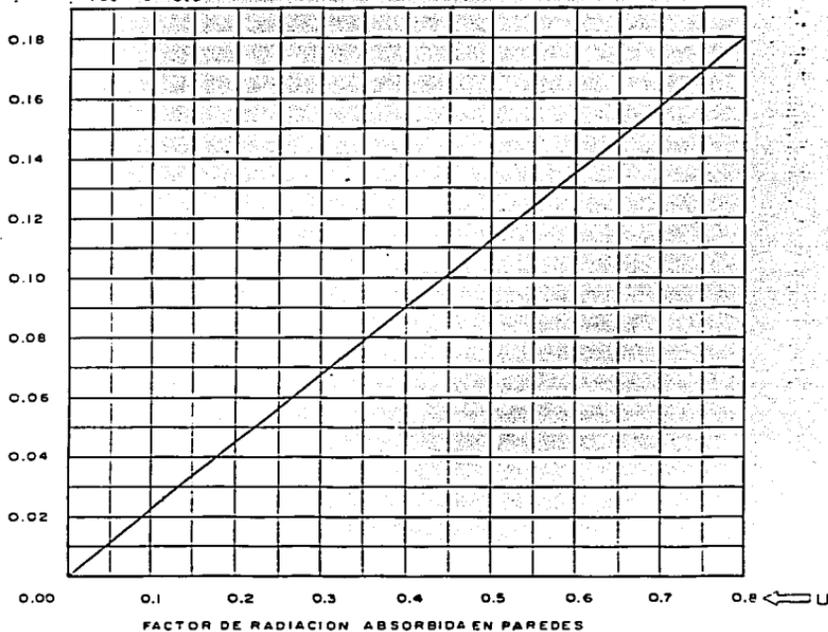


Figura 1.- Factores de Radiación Absorbida en Paredes para la Estimación de Cargas Térmicas.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Absorbencia, reflexibilidad y transmisibilidad de algunos tipos de cristales

<i>Tipo de cristal</i>	<i>Absorbencia</i>	<i>Reflexibilidad</i>	<i>Transmisibilidad</i>
Vidrio ordinario	.06	.06	.86
Placa regular 1/4"	.15	.08	.77
Vidrio que absorbe calor		.05	(1-0.5)
Color claro	.37	.51	.12
Persiana veneciana color medio	.58	.39	.03
Persiana veneciana color oscuro	.72	.27	.01

De *Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating*, 3ª edición, por Willis H. Carrier, Realto E. Cheme, Walter A. Grant y William H. Roberts, con autorización de Pitman Publishing Corporation.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Tabla 11.- Absorción, Reflexibilidad y Transmisibilidad de algunos Tipos de Cristales, para Determinar Balance Térmico.

Factores de corrección para diferentes tipos de dispositivos protectores contra la luz solar

Clases de vidrio	Factor para cristal sin sombra $f_1$	Persiana abierta a 45° (interior) $f_2$			Persiana abierta a 45° (exterior) $f_3$	
		Color claro	Color medio	Color oscuro	Color claro	Color adentro oscuro
Vidrio común	1.00	.56	.65	.75	.15	.13
Placa regular de vidrio (1/4 de pulgada)	0.94	.56	.65	.74	.14	.12
Vidrio que absorbe color:						
40 % a 45 % de absorción	.80	.56	.62	.72	.16	.11
48 % a 56 % de absorción	.73	.53	.59	.63	.11	.10
56 % a 70 % de absorción	.62	.51	.54	.56	.10	.10
Vidrio doble:						
vidrio común	.90	.51	.61	.67	.14	.12
placa regular de vidrio	.80	.53	.59	.65	.12	.11
vidrio común adentro, 48 a 56 % absorción exterior	.52	.36	.39	.43	.10	.10
placa regular interior	.50	.39	.39	.43	.10	.10
Vidrio triple:						
vidrio común	.83	.48	.56	.64	.12	.11
placa regular	.69	.47	.52	.57	.10	.10
Vidrio pintado:						
color claro	.28					
color medio	.39					
color oscuro	.50					
Vidrio polarizado:						
color ambar	.70					
rojo oscuro	.56					
azul oscuro	.60					
verde oscuro	.32					
verde grisáceo	.46					
opalescente claro	.43					
opalescente oscuro	.37					

De *Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating*, 3ª edición, por Willis H. Carrier, Reith E. Cherie, Walter A. Grant y William H. Roberts, con autorización de Pitman Publishing Corporation.

Tabla 12.- Factor de Corrección para Dispositivos Protectores contra Luz Solar.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

**CONDUCTIVIDAD TERMICA Y OTRAS PROPIEDADES DE  
VARIAS SUSTANCIAS**

Material	Calor específico Cp (Btu/ lb por grado F)	Masa es- pecífica s 68 F (lb/plie <sup>3</sup> )	Conductividad k (Btu)(pie) (hr)(pie <sup>2</sup> )(°F)	Gama de tempe- ratura (°F)
Acero				
1% C .....	0.12	487.0	310.0	64-212
Inoxidable .....	0.12	515.0	200.0	...
Agua				
Dulce .....	1.00	62.4	4.10	70
De mar .....	0.94	64.0	3.93	64
Aire tranquilo .....	0.24	...	0.169-0.215	32-200
Algodón .....	0.32	5.06	0.39	32
Alquitrán bituminoso .....	0.35	75.0	...	86
Aluminio .....	0.21	168.0	1404-1429	32-600
Amoniaco				
Líquido .....	1.128	38.0	3.48	5-86
Vapor .....	0.52	0.67	0.144	32
Arcilla				
Seca .....	0.22	63.0	3.5-4.0	66-212
Húmeda .....	0.60	110.0	4.5-9.5	...
Arena seca .....	0.19	94.6	2.28	66
Asbestos lana .....	0.20	25.0	0.62	32
Baño .....	0.32	13.5	0.33C	68
Benzol .....	0.34	55.5	1.16	68
Bronce .....	0.10	509.0	522.0	32
Cal				
Mortero .....	0.22	106.0	2.42	...
Extinguida .....	0.13	81.0-87.0	...	...
Cartón de bazar (celotex) .....	0.32	13.2	0.34	...
Celulosa, seca .....	0.37	94.0	1.66	59
Ceniza .....	0.16	40-45	1.1	...
Corcho en placas .....	0.42	6.3	0.28	60
Corcho granulado .....	0.42	6.1	0.31	90
Corteza de madera roja .....	...	5.0	0.26	75
Cuero, vaqueta .....	0.36	54.0	1.10	86
Espuma de vidrio .....	0.16-0.19	10.5	0.40	50
Estuco				
Cemento .....	0.20	73.6	6.00	68
Yeso .....	0.20	46.2	3.50	75
Filtro de pelo .....	0.33	13.0	0.26	90
Gasolina .....	0.53	42.0	0.94	86
Granito .....	0.20	159.0	15.4	...
Grano, tabla aislante .....	0.32	15.0	0.33	71
Hielo .....	0.50	57.5*	15.6	22

\* a 32 F.

Tabla 13.- Conductividad Térmica y otras Propiedades de Varias Sustancias.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

(Continuación)

Material	Calor específico C <sub>p</sub> (Btu/ lb por grado F)	Masa específica s 68 F (lb/pté)	Conductividad k (Btu)(pté) (hr)(pté <sup>2</sup> )(°F)	Gama de tempera- tura (F)
Hierro				
Vaciado	0.13	442.0	326.0	125-216
Forjado o dulce	0.11	485.0	417.0	64-212
Hollín de resina	...	10.0	0.45	104
Hormigón				
Rescoldo o de escoria	0.18	97.0	4.9	75
Vaciado	0.19	140.0	12.0	75
Hule				
Duro	0.40	74.3	11.0	100
India	0.48	59.0	1.302	68-212
Ladrillo				
Común	0.22	112.0	5.0	...
De fachada	0.22	125.0	9.2	...
Refractario	0.20	115.0	6.96	392
Lana	0.33	4.99	0.264	86
Lana de vidrio	0.22	1.5	0.27	75
Lana mineral de asbesto				
Placa	0.25	15.0	0.33	75
Relleno	0.20	8.4	0.27	103
Lana mineral o pétreo	0.20	10.0	0.27	90
Latón				
Rojo	0.090	536.0	715.0	32
Amarillo	0.088	534.0	592.0	32
Madera				
Abeto	0.65	34.0	0.80	75
Arce	...	40.0	1.2	75
Roble	0.57	48.0	1.10	86
Pino blanco	0.67	31.2	0.780	86
Mármol	0.21	162.0	20.6	32-212
Mortero de cemento	0.19	118.0	12.0	...
Niquel	0.10	537.0	406.5	64-212
Oro	0.031	1205.0	2028	64-212
Oxido de hierro	0.17	306-330	3.63	68
Papel	0.32	58.0	0.90	...
Parafina	0.59	55.6	1.68	32-65
Piedra de arena	0.22	143.0	12.6	68
Piedra de cal o caliza	0.22	132.0	10.8	75
Plata	0.056	656.0	2905.0	64-212
Picmo	0.032	710.0	240.0	64-212
Tabla de asbesto con cemento	0.20	123	2.7	85
Tabla de fibra de madera	0.34	16.9	0.34	90

Tabla 14.- Conductividad Térmica y otras Propiedades de Varias Sustancias.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

(Continuación)

Material	Calor específico C <sub>p</sub> (Btu/lb por grado F)	Masa específica a 68 F (lb/plg <sup>3</sup> )	Conductividad k (Btu)(plg) / (hr)(pie <sup>2</sup> )(°F)	Gama de temperaturas (F)
Tierra				
Cuarzo molido (4% de humedad) . . . . .	[0.16-0.19 seco limite	100 (seco)	11.5	40
Cuarzo molido (4% de humedad) . . . . .		110 (seco)	16.0	40
Arena de Fairbanks				
Humedad, 4% . . . . .	0.3	100 (seco)	8.5	40
Humedad, 10% . . . . .	humedad]	110 (seco)	15.0	40
Marga arenosa de Dakota				
Humedad, 4% . . . . .		110 (seco)	6.5	40
Humedad, 10% . . . . .		110 (seco)	13.0	40
Ladrillo . . . . .				
Humedad, 10% . . . . .		90 (seco)	5.5	40
Humedad, 20% . . . . .		100 (seco)	10.0	40
Tiza . . . . .	0.21	142.0	6.35	...
Vapor de agua . . . . .	0.48	0.037**	0.151	212
Vidrio				
Termómetro común . . . . .	0.20	164.0	5.5	65-212
Cristal de roca . . . . .	0.12	247.0	5.1	50-122
Pyrex . . . . .	0.20	140.0	7.56	...
Yeso, sólido . . . . .	0.26	78.0	3.0	68

\*\* a 212 F y 14.7 lb/plg<sup>3</sup>.

Tabla 15.- Conductividad Térmica y otras Propiedades de Varias Sustancias.

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

**CONDUCTIVIDADES TERMICAS (A) Y CONDUCTANCIAS (C) DE EDIFICIOS Y MATERIALES AISLANTES\***

[ a en  $\frac{(Btu)(plg)}{(hr)(pie^2)(^{\circ}F)}$ ; C en  $\frac{Btu}{(hr)(pie^2)(^{\circ}F)}$ , para el espesor correspondiente del material ]

140

Material	Tipo y condicion	Masa especifica lb/plg <sup>3</sup>	Temp. media (°F)	Conducti- vidad térmica k	Resisten- cia por plg $\frac{1}{k}$	Conduc- tancia térmica C	Resistencia $\frac{1}{C}$
<b>Acabados exteriores (paredes divisorias):</b>							
Revestimiento de ladrillo	4" espesor nominal	....	....	....	....	2.27	0.44
Estuco	1"	....	....	12.50	0.08	....	....
Teja de madera	.....	....	....	....	....	1.28	0.78
Tiras de pino amarillo	.....	....	....	....	....	1.28	0.78
	1" lámina de cedro con papel y estuco	....	20	....	....	0.82	1.22
<b>Acabados interiores y estucados:</b>							
Tablones de madera	3/10 plg a 3/8 plg de espesor	....	....	0.50	2.00	....	....
Placa de yeso	Simple o de adorno (3/8 plg)	....	....	....	....	3.7	0.27
Yeso en tiras, 3/4 plg (y yeso)	El espesor del yeso su- puesto en 1/2 plg	....	....	....	....	2.4	0.42
Placa de aislamiento 1/2 plg	Simple o de adorno	....	....	....	....	0.66	1.52
Tira de placa de aisla- miento 1/2 plg (y yeso)	Espesor del yeso, 1/4 plg	....	....	....	....	0.60	1.67
Tira de placa de aisla- miento 1 plg (y yeso)	Espesor del yeso, 1/2 plg	....	....	....	....	0.31	3.18
Yeso en tira métrica	Espesor del yeso, 3/4 plg	....	....	....	....	4.40	0.23
Estuco	.....	....	....	5.0	0.20	....	....
Cemento y arena	.....	....	....	8.0	0.13	....	....
Mezcla alta de ce- mento	.....	....	....	5.6	0.18	....	....
Yeso y arena	.....	....	....	1.7	0.59	....	....
Estuco, yeso vermi- culita	.....	....	....	....	....	....	....
Yeso en tiras de madera	Espesor total 3/4 plg	....	....	....	....	2.50	0.40
<b>Aislamiento:</b>							
Tipo enrollado o ex- tendido	Hecho de fibras mine- rales o vegetales, o de pelo de animal; cerrado o abierto	....	....	0.27	3.70	....	....
Tipo enrollado	Lámina de corcho, sin ningún agregado	....	....	0.30	3.33	....	....
	Lana mineral hecha de escoria de roca o vidrio	....	....	0.27	3.70	....	....
Tipo ajustable	Fibra de madera qui- micamente tratada	4.0	75	0.28	3.57	....	....
	Material fibroso hecho de dióxido de silicio	1.50	75	0.27	3.70	....	....
	Material fibroso hecho de escoria	9.4	103	0.27	3.70	....	....

\* Datos tomados de muchas fuentes, gran numero de ellos seleccionados de las ediciones de la American Society of Heating and Air Conditioning Engineers, Guide 1955-1950.

**Tabla 16.- Conductividades Térmicas y Conductancias de Edificios y Materiales Aislantes.**

**TESIS CON FALLA DE ORIGEN**

[ A en  $\frac{(Btu)(pie)}{(hr)(pie^2)(F)}$  Btu C en  $\frac{W}{(hr)(pie^2)(F)}$  Para el espesor correspondiente del material ]

Material	Tipo y condición	Masa específica lb/pie <sup>3</sup>	Temp. media (°F)	Conductividad térmica k	Resistencia por pie k	Conductancia térmica C	Resistencia 1 C	
Aislamiento de lasas: Vidrio celular (espuma de vidrio)	Fibras de lana de vidrio	1.50	75	0.27	3.70	....	....	
	Corteza de madera	3.0	90	0.31	3.22	....	....	
		5.0	75	0.26	3.84	....	....	
	Corcho regranulado en partículas	8.1	90	0.31	3.22	....	....	
	Lana mineral	10.0	90	0.27	3.70	....	....	
	Aserrín	12.0	90	0.41	2.44	....	....	
	Vermiculita, expandida	7.0	70	0.48	2.08	....	....	
	Raspaduras de madera	8.8	90	0.41	2.44	....	....	
		9.0	75	0.42	2.38	....	....	
		9.0	60	0.38	2.62	....	....	
		9.0	300	0.85	1.82	....	....	
	Placas de corcho	No prensado	10.6	90	0.30	3.33	....	....
	7.0	90	0.27	3.70	....	....		
Placas de corcho Lana mineral (roca)	Asfáltico prensado	14.5	90	0.32	3.12	....	....	
	15.7	90	0.32	3.12	....	....		
	15.7	30	0.29	3.44	....	....		
Fragmentos de madera y cemento "Styrofoam"		29.8	....	0.77	1.30	....	....	
		1.3-2.0	40	0.23-0.30	4.35-3.33	....	....	
Aislamiento de fibra de caña de azúcar Tennoxflex y fibra refractaria	Envuelto en membrana de asfalto	13.8	70	0.30	3.33	....	....	
	Culierta asfáltica	6.0	500	0.47	2.12	....	....	
		6.0	1 000	0.92	1.09	....	....	
Construcción de pisos:	Capa de asfalto, ¼"	120	....	....	....	24.8	0.04	
	Madera roja California, seca	28.0	75	0.70	1.43	....	....	
	Ladrillo de cerámica, 1"	....	....	....	....	12.50	0.08	
	Arce a través del grano	40.0	75	1.20	0.83	....	....	
	Capa de hule, ¼"	110.0	....	....	....	42.4	0.02	
	Pino blanco	31.2	88	0.78	1.28	....	....	
Espacios de aire:	Pino amarillo, seco	36.0	75	0.91	1.10	....	....	
	Linoleum, ¼"	....	....	....	....	12.00	0.08	
	Limitado por materiales estructurales							
	Flujo de calor, suabundo	Horizontal, ¾" a 4"	....	50-90	....	....	1.18	0.85
		Pendiente 45°, ¾" a 4"	....	50-90	....	....	1.11	0.90
	Flujo de calor, horizontal	Vertical, ¾" a 4"	....	50-90	....	....	1.03	0.97
Flujo de calor, bajando	Pendiente 45°, ¾" a 4"	....	50-90	....	....	....	0.97	1.03
	Horizontal, ¾"	....	50-90	....	....	....	0.98	1.02
	Horizontal, 1½"	....	50-90	....	....	....	0.87	1.15
	Horizontal, 4"	....	50-90	....	....	....	0.81	1.23
Espacios de aire:	Con superficie reflectiva							
Espacio limitado por lámina de alumi-	Vertical u horizontal, más de ¾" ancho							

Tabla 17.- Conductividades Térmicas y Conductancias de Edificios y Materiales Aislantes.

(Continuación)

 $\left[ h \text{ en } \frac{(Btu)(plg)}{(hr)(pie^2)(^{\circ}F)} \cdot C \text{ en } \frac{Btu}{(hr)(pie^2)(^{\circ}F)} \text{ para el espesor correspondiente del material} \right]$ 

142

Material	Tipo y condición	Masa específica lb/pie <sup>3</sup>	Temp. media (°F)	Conductividad térmica k	Resistencia por plg. h	Conductancia térmica C	Resistencia 1/C
nio sobre una superficie							
Espacio limitado por láminas de aluminio sobre la fachada de las superficies	Más de ¾" ancho	....	50	....	....	0.46	2.17
Espacio dividido en dos con simples cortinas de lámina de aluminio	Ambos lados con láminas brillantes y cada espacio con más de ¾" ancho	....	50	....	....	0.41	2.44
Espacio limitado sobre un lado con lámina de aluminio	Espacio de sólo ¾" ancho	....	50	....	....	0.23	4.35
Película de aire (superficie)		....	50	....	....	0.62	1.612
Aire tranquilo (f.)	Valor general	....	50-90	....	....	1.65	0.61
Flujo de calor, subiendo	Horizontal	....	50-90	....	....	1.63	0.61
	Pendiente, 45°	....	50-90	....	....	1.60	0.62
Flujo de calor, bajando	Horizontal	....	50-90	....	....	1.08	0.92
	Pendiente, 45°	....	50-90	....	....	1.32	0.76
Flujo de calor, horizontal	Vertical	....	50-90	....	....	1.46	0.68
Viento, 15 mph; (f.)	Cualquier posición	....	....	....	....	0.00	0.17
Viento, 7.5 mph; (f.)	Cualquier posición	....	....	....	....	4.00	0.25
Maderas:	Madera roja de California, seca	8.8	90	0.38	2.63	....	....
	Hojas largas de madera de pino, seca	28.0	75	0.70	1.43	....	....
	Hojas cortas de madera de pino, seca	40.0	75	0.86	1.16	....	....
	Roble rojo, seco	36.0	75	0.91	1.10	....	....
	Abeto o pino, promedio	48.0	75	1.18	0.85	....	....
	Arce o roble, promedio	....	....	0.60	1.25	....	....
	1 plg de cubierta de abeto, papel de construcción, y tableros de pino	....	....	1.10	0.91	....	....
Cubiertas		....	....	....	....	0.50	2.00
Materiales laminadas							
Asbesto-cemento	Cemento comprimido y asbestos	118.0	119	4.0	0.25	....	....
Asbestos	Láminas asbesto corrugado	20.4	110	4.48	2.08	....	....
	Lámina de asbesto	48.3	110	0.29	3.44	....	....
Yeso	Lámina de yeso (yeso entre capas de papel grueso)	62.8	70	1.41	0.71	....	....
	Placa de yeso ¾"	....	....	....	....	3.10	0.32
	Placa de yeso, ½"	53.5	90	....	....	2.25	0.43
Aislamiento	De fibras de madera	15.0	70	0.33	3.03	....	....

Tabla 18.- Conductividades Térmicas y Conductancias de Edificios y Materiales Aislantes.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

$$\left[ k = \frac{(Btu)(plg)}{(hr)(pie)^2(^{\circ}F)} \right] C \text{ en } \frac{Btu}{(hr)(pie)^2(^{\circ}F)} \text{ para el espesor correspondiente del material}$$

Material	Tipo y condición	Masa específica lb/plg <sup>3</sup>	Temp media (°F)	Conductividad térmica k	Resistencia por pie $\frac{1}{k}$	Conductancia térmica C	Resistencia $\frac{1}{C}$
Aislamiento	Láminas de aislamiento promedio sin acabado especial 1/4" de espesor	10.5-21.8	90	0.33-0.40	3.03-2.50	0.66-0.80	1.52-1.25
Aislamiento	De fibras de caña de azúcar	13.5	70	0.37	3.03	0.66	0.88
Cubiertas	Cedro o pino amarillo	....	....	....	....	1.02	0.88
	Cedro y papel de edificio 25/32"	....	....	....	....	0.86	1.16
	Triplay, 1/4"	34	....	....	....	3.21	0.31
	Triplay, 5/16"	34	....	....	....	2.50	0.39
	Triplay, 3/8"	34	....	....	....	2.12	0.47
	Triplay, 1/2"	34	....	....	....	1.60	0.63
<b>Materiales de construcción:</b>							
Ladrillo	Sin cocer, 4 plg espesor Común, 4 plg espesor Fachada, 4 plg espesor Una hilera de ladrillo común de arcilla, una fila de ladrillo de fachada. Espesor aprox. 8 plg	....	....	....	....	0.89	1.12
		....	....	5.0	0.20	1.25	0.80
		....	....	9.0	0.11	2.27	0.44
		....	....	....	....	0.77	1.30
Mortero de cemento	.....	....	....	12.0	0.08	....	....
Teja de arcilla, sec-							
ciones huecas	3 plg de espesor	....	....	....	....	1.25	.80
	4 plg de espesor	....	....	....	....	0.90	1.11
	6 plg de espesor	....	....	....	....	0.66	1.52
	8 plg de espesor	....	....	....	....	0.54	1.85
	10 plg de espesor	....	....	....	....	0.45	2.22
	12 plg de espesor	....	....	....	....	0.40	2.50
	16 plg de espesor	....	....	....	....	0.31	3.23
Hormigón	Agregado ligero de escoria expandida, arcilla o piedra pómez	....	....	2.50	0.40	....	....
Hormigón	Agregado de arena y grava	....	....	12.0	0.08	....	....
Bloque de hormigón de 3 plg	Hueco, agregado de escoria	....	....	....	....	1.28	0.70
Bloque de hormigón de 4 plg	Hueco, agregado de escoria	....	....	....	....	0.90	1.11
Bloque de hormigón de 6 plg	Hueco, agregado de escoria	....	....	....	....	0.58	1.72
Bloque de hormigón de 12 plg	Hueco, agregado de escoria	....	....	....	....	0.53	1.89
Bloque de hormigón de 8 plg	Hueco, agregado de arena y grava	....	....	....	....	0.90	1.11
Bloque de hormigón de 12 plg	Hueco, agregado de arena y grava	....	....	....	....	0.78	1.28
Bloque de hormigón de 8 plg	Hueco, agregado de peso ligero	....	....	....	....	0.58	1.72
Bloque de hormigón de 12 plg	Hueco, agregado de peso ligero	....	....	....	....	0.44	2.27
Ladrillo de yeso de 3 plg	Celda de 3 divisiones	....	....	....	....	0.74	1.35
Ladrillo de yeso de 4 plg	Celda de 3 divisiones	....	....	....	....	0.60	1.67

Tabla 19 - Conductividades Térmicas y Conductancias de Edificios y Materiales Aislantes.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

(Continuación)

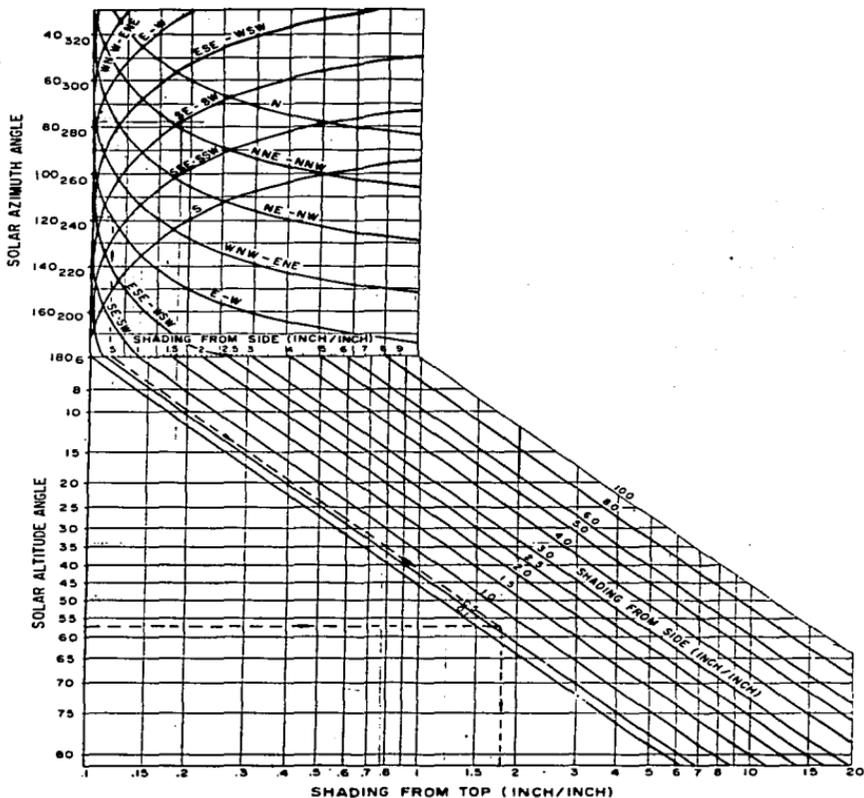
$$k \text{ en } \frac{\text{Btu} \cdot \text{pie}}{(\text{hr})(\text{pie}^2)(^{\circ}\text{F})}; C \text{ en } \frac{\text{Btu}}{(\text{hr})(\text{pie}^2)(^{\circ}\text{F})}, \text{ para el espesor correspondiente del material}$$

Material	Tipo y condición	Masa específica lb/pie <sup>3</sup>	Temp. media (°F)	Conduc- tidad té- rmica k	Resisten- cia por pie $\frac{1}{k}$	Conduc- tancia térmica C	Resist. en la $\frac{1}{C}$
Ladrillo de yeso de 3 plg	Hueca	.....	.....	.....	.....	0.61	1.64
Ladrillo de yeso de 4 plg	Hueca	.....	.....	.....	.....	0.46	2.18
Piedra típica	.....	.....	.....	12.50	0.8	.....	.....
Estuco	.....	.....	.....	12.50	0.8	.....	.....
<b>Techos:</b>							
Cubiertas de asbesto cemento	.....	120	75	.....	.....	4.76	0.21
Cubiertas de asfalto, Techado construido	Espesor supuesto de 3/8 plg	70.0	75	.....	.....	2.27	0.44
Techo de materiales laminados pesados	.....	.....	.....	.....	.....	3.00	0.33
Cubiertas de pizarra	Espesor supuesto de 1/4 plg	.....	.....	.....	.....	1.10	0.91
Cubiertas de madera	.....	.....	.....	10.0	0.10	20.0	0.05
	.....	.....	.....	.....	.....	1.06	0.94

Tabla 20.- Conductividades Térmicas y Conductancias de Edificios y Materiales Aislantes.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

SHADING FROM REVEALS, OVERHANGS, FINS AND ADJACENT BUILDINGS



Carta 3.- Carta para Determinar Sombras Producidas por Salientes y Alerones en Edificios y Edificios Adyacentes.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

**TABLA DE COMPORTAMIENTO TERMICO Y LUMINICO DE LOS CRISTALES REFLEJANTES**

TIPO DE CRISTAL	APARIENCIA	ESPESOR NOMINAL mm	LUZ VISIBLE REFLEXION TRANSMISION		CALOR SOLAR REFLEXION TRANSMISION TOTAL		COEFICIENTE DE SOMBREADO	VALOR "U" (W/m <sup>2</sup> °C)	
			%	%	%	%		VER.	INV.
AP	PLATA	6	38	9	34	18	0.21	4.21	4.49
AB	BRONCE	6	23	12	23	23	0.26	4.50	4.82
TG	GRIS	6	20	22	20	29	0.34	4.68	5.03
TC	CELESTE	6	15	31	15	38	0.44	5.11	5.52
VITROSOL AP	COBRE	6	15	5	14	20	0.23	4.32	4.61
FILTRASOL AP	GRIS	6	12	4	13	20	0.23	4.32	4.61
TINTEX AP	VERDE	6	29	8	17	19	0.22	4.25	4.53
CRISTAZUL AP	AZUL	6	17	6	13	19	0.22	4.21	4.49
PYROSOL PLATA	PLATA	6	50	27	36	45	0.53	5.87	6.43

**NOTA:**

Los cristales Reflectasol sobre sustrato de color deben de ser templados.

\* El coeficiente de sombreado es la relación que existe entre el calor de radiación solar que se obtiene a través de un cristal específico, en comparación al calor de radiación solar que se logra a través de un cristal claro de 4 mm de espesor, bajo idénticas condiciones.

\* Valor de "U" es el coeficiente de transmisión térmica que mide la cantidad de calor que se gana o pierde a través del cristal, debido a la diferencia de temperatura entre el aire del interior y el aire del exterior.

### Cristal Pyrosol

Pyrosol es un cristal reflejante con cualidades propias que lo hacen un producto único.

El cristal Pyrosol se obtiene de la propia línea de fabricación del cristal flotado, donde se le agregan vapores químicos que reaccionan con la superficie semifundida de cristal, incorporando un revestimiento reflejante.

Este tipo de cristal tan versátil, puede ser cortado, laminado, perforado o utilizado en unidades Duvent. Los cristales Pyrosol pueden ser templados o doblados sin que el proceso afecte al recubrimiento.

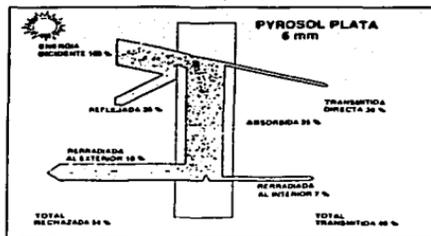
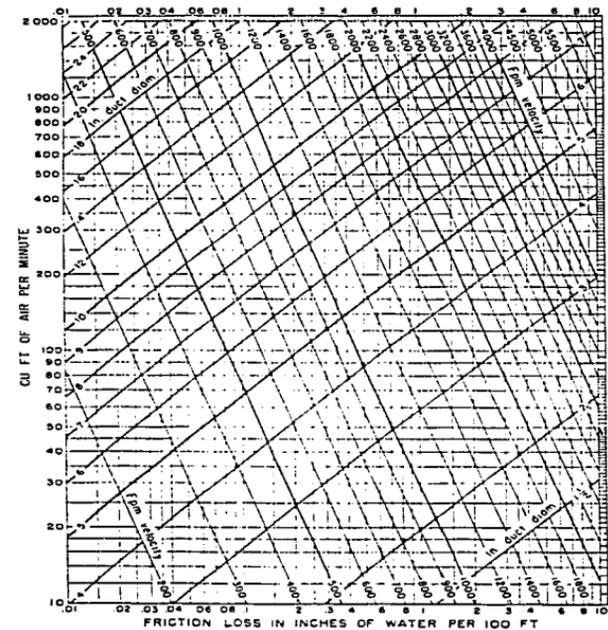


Tabla 21.- Tabla de Comportamiento Térmico y Lumínico de los Cristales Reflejantes.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

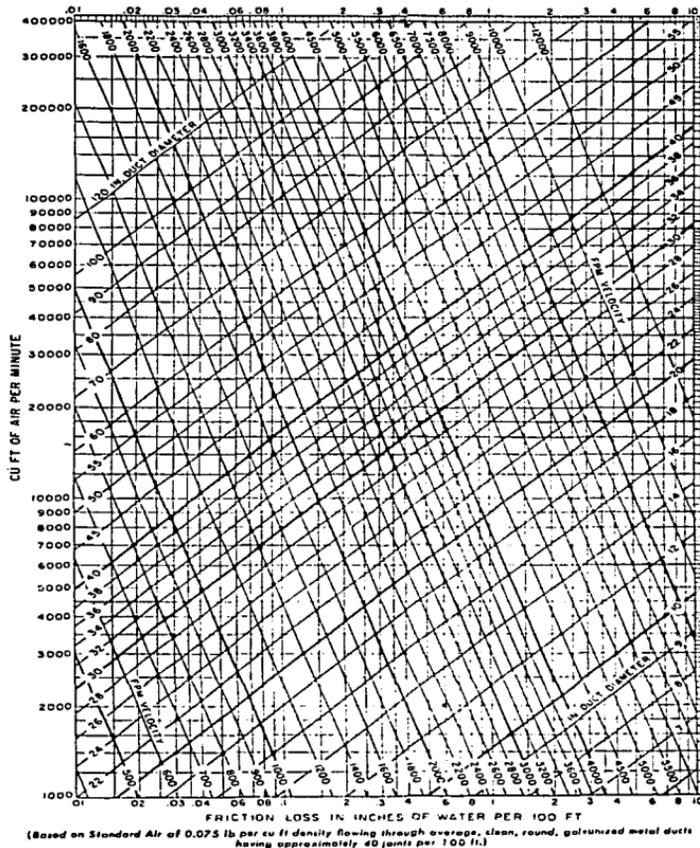
## ASHRAE Handbook of Fundamentals



Friction of Air in Straight Ducts for Volumes of 10 to 2000 Cfm

Figura 2.- Pérdidas por Fricción en Ductos Rectos para Aire de 10 a 2,000 pies<sup>3</sup>/minuto.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



Friction of Air in Straight Ducts for Volumes of 1000 to 400,000 Cfm

Figura 3.- Pérdidas por Fricción en Ductos Rectos para Aire de 1,000 a 400,000 pies<sup>3</sup>/minuto.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



## Circular Equivalents of Rectangular Ducts for Equal Friction and Capacity (Concluded)

Side Rectan- gular Duct	Dimensions in Inches																			Side Rectan- gular Duct		
	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50	52	54	60	64	68	72	76	80	84		88	
32	35.0																				32	
34	36.0	37.2																				34
36	37.0	38.2	39.4																			36
38	38.0	39.2	40.4	41.6																		38
40	39.0	40.2	41.4	42.6	43.8																	40
42	39.9	41.1	42.4	43.6	44.8	45.9																42
44	40.8	42.0	43.4	44.6	45.8	46.9	48.1															44
46	41.7	43.0	44.3	45.6	46.8	47.9	49.1	50.3														46
48	42.6	43.9	45.2	46.5	47.8	48.9	50.2	51.3	52.6													48
50	43.5	44.8	46.1	47.4	48.6	49.8	51.2	52.3	53.6	54.7												50
52	44.3	45.7	47.1	48.3	49.7	50.8	52.2	53.3	54.6	55.8	56.9											52
54	45.0	46.5	48.0	49.2	50.6	51.8	53.2	54.3	55.6	56.8	57.9											54
56	45.8	47.3	48.8	50.1	51.5	52.7	54.1	55.3	56.5	57.8	59.0	61.3										56
58	46.6	48.1	49.6	51.0	52.4	53.7	55.0	56.2	57.5	58.8	60.0	62.3										58
60	47.3	48.9	50.4	51.8	53.3	54.6	55.9	57.1	58.5	59.8	61.0	63.3	65.7									60
62	48.0	49.7	51.2	52.6	54.2	55.5	56.8	58.0	59.4	60.7	62.0	64.3	66.7									62
64	48.7	50.4	52.0	53.4	55.0	56.4	57.7	59.0	60.3	61.6	62.9	65.3	67.7	70.0								64
66	49.6	51.1	52.8	54.2	55.8	57.2	58.6	59.9	61.2	62.5	63.9	66.3	68.7	71.1								66
68	50.2	51.8	53.5	55.0	56.6	58.0	59.5	60.8	62.1	63.4	64.8	67.3	69.7	72.1	74.4							68
70	50.9	52.6	54.2	55.8	57.3	58.8	60.3	61.7	63.0	64.3	65.7	68.3	70.7	73.1	75.4							70
72	51.6	53.2	54.9	56.5	58.0	59.6	61.1	62.6	63.9	65.2	66.6	69.2	71.7	74.1	76.4	78.8						72
74	52.1	53.9	55.6	57.2	58.8	60.4	61.9	63.3	64.8	66.1	67.5	70.1	72.7	75.1	77.4	79.9						74
76	52.7	54.6	56.3	57.9	59.5	61.2	62.7	64.1	65.6	67.0	68.4	71.0	73.6	76.1	78.4	80.9	83.2					76
78	53.3	55.2	57.0	58.6	60.3	62.0	63.4	64.9	66.4	67.9	69.3	71.8	74.5	77.1	79.4	81.8	84.2					78
80	53.9	55.8	57.6	59.3	61.0	62.7	64.1	65.7	67.2	68.7	70.1	72.7	75.4	78.1	80.4	82.8	85.2	87.5				80
82	54.6	56.4	58.2	60.0	61.7	63.4	64.9	66.5	68.0	69.5	71.0	73.6	76.3	78.9	81.4	83.8	86.2	88.6				82
84	55.1	57.0	58.9	60.7	62.4	64.1	65.7	67.3	68.9	70.5	72.0	74.5	77.0	79.5	82.0	84.4	86.8	89.2	91.6			84
86	55.7	57.6	59.5	61.3	63.0	64.8	66.4	68.0	69.5	71.1	72.6	75.1	77.6	80.1	82.5	84.9	87.3	89.7	92.1	94.5		86
88	56.3	58.2	60.1	62.0	63.7	65.4	67.0	68.7	70.3	71.8	73.4	75.9	78.4	80.8	83.2	85.6	88.0	90.4	92.8	95.2	97.6	88
90	56.9	58.8	60.7	62.6	64.4	66.0	67.8	69.4	71.1	72.6	74.2	76.7	79.0	82.5	85.1	87.6	90.2	92.6	94.9	97.3	99.6	90
92	57.4	59.4	61.3	63.2	65.0	66.8	68.5	70.1	71.8	73.3	74.9	77.0	80.6	83.4	86.0	88.7	91.2	93.6	95.9	98.3	100.7	92
94	57.9	60.0	61.9	63.8	65.6	67.5	69.2	70.8	72.5	74.1	75.6	78.0	81.7	84.3	86.9	89.5	92.1	94.6	97.0	99.3	101.7	94
96	58.4	60.5	62.4	64.4	66.2	68.2	69.8	71.5	73.2	74.8	76.3	78.9	82.6	85.2	87.8	90.5	93.0	95.6	97.9	100.3	102.7	96

Tabla 23.- Equivalencias de Ductos Circulares a Rectangulares para Igual Fricción y Capacidad.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

**Pressure Losses Due To Elbows**  
 (Additional Equivalent Losses in Excess of Friction  
 to Intersection of Center Lines)

TYPE	ILLUSTRATION	CONDITIONS	PRESSURE LOSS			
			$C_v$	L/D	L/W	
90-DEG. RECTANGULAR OR ROUND, WITH OR WITHOUT OUT SIDINGS		RECTANGULAR OR ROUND, WITH OR WITHOUT OUT SIDINGS	VALUES FOR SIMILAR 90-DEG. ELBOWS			
90-DEG. ROUND SECTION		W/ITER	1.50*	91*		
		R/D=0.5	0.90			
		0.75	0.65	23		
		1.0	0.35	17*		
		1.5	0.24	12		
2.0	0.19	10				
90-DEG. RECTANGULAR SECTION		W/ITER	1.85*		28*	
		0.5	1.25		25	
		0.25	0.75	0.60		13
		0.75	0.37		7	
		1.0	0.26		5	
		1.5	0.19		4	
		2.0	1.07		49	
		0.5	1.40		40	
		0.25	0.75	0.60		10
		1.0	0.26		6	
		1.5	0.19		5	
		2.0	4.13		73	
		0.5	1.00		20	
		1.0	0.73	0.61		21
		1.5	0.55		11	
		2.0	0.41		8	
		0.5	0.99		43	
1.0	0.73	0.60		110		
1.5	0.55		65			
2.0	0.41		45			
1.0	0.37		17			
1.5	0.27		9			
90-DEG. SQUARE SECTION WITH SPLITTER SIDINGS		W/ITER 0.5	0.70*		28*	
		0.5	0.6		13	
		0.7	0.8	0.15		7.2
		1.0	1.0	0.13		5
		1.5	1.3	0.13		4
W/ITER 0.5	0.5	0.2		23*		
0.5	0.2	0.2		10		
0.75	0.4	0.7				
1.0	0.7	1.0				
1.5	1.3	1.8				
W/ITER WITH TURNING SIDINGS		FLAT	C=1.0 TO 0.50* DEPENDENT ON MANUFACTURE			
W/ITER TEE WITH SIDINGS		FLANGED	C=1.0 TO 0.50* DEPENDENT ON MANUFACTURE			
RADIUS TEE			CONSIDER EQUAL TO A SIMILAR ELBOW, BASE LOSS ON ENTERING VELOCITY.			

\*VALUES BASED ON F VALUES OF APPROXIMATELY 0.51.  
 †VALUES CALCULATED FROM L/D AND L/W VALUES OF REFERENCE F  
 FOR F = 0.51.  
 NOTE: SUPERSCRIPT NUMBERS REFER TO REFERENCES IN ASHRAE  
 GUIDE.

Reprinted with permission from 1965 ASHRAE  
 Guide And Data Book

Tabla 24.- Caidas de Presión a Través de Codos en Ductos para Aire de

90°.

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

## Pressure Losses Due To Area Changes

TYPE	ILLUSTRATION	LOSS COEFFICIENT			TYPE	ILLUSTRATION	LOSS COEFFICIENT		
		$A_1/A_2$	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>			$A_2/A_1$	C <sub>2</sub>	
ABRUPT EXPANSION		0.1	0.01	0.01	ABRUPT CONTRACTED SQUARE EDGE		0.0	0.0	0.34 <sup>12</sup>
		0.2	0.04	0.16			0.2	0.32	
		0.3	0.09	0.36			0.3	0.28	
		0.4	0.16	0.64			0.4	0.18	
		0.5	0.25	1.00			0.5	0.08	
		0.6	0.36	1.44			0.6	0.06	
		0.7	0.49	1.96			0.7	0.05	
		0.8	0.64	2.56			0.8	0.04	
GRADUAL EXPANSION		0	0	0	GRADUAL CONTRACTION		$\frac{A_2}{A_1}$	30°	0.02 <sup>9</sup>
							45°	0.04	
							60°	0.07	
GRADUAL CONTRACTION		0	0	0	EQUAL AREA TRANSFORMATION		$A_1' A_2'$	$\leq 14^\circ$	C
								0.15 <sup>9</sup>	
FLANGED ENTRANCE					DUCT ENTRANCE		A=B		0.34 <sup>12</sup>
								C	
								0.85	
								C	
FORMED ENTRANCE					SQUARE EDGE ORIFICE EXIT		$A_1/A_2$	C <sub>1</sub>	
		0.0	2.30 <sup>12</sup>	0.0			2.30 <sup>12</sup>		
		0.2	2.44	0.2			1.90		
		0.4	2.28	0.4			1.38		
SQUARE EDGE ORIFICE EXIT		0.6	1.98	0.6	0.98				
		0.8	1.38	0.8	0.98				
		1.0	1.00	1.0	0.81				
					1.0	0.34			
BAR ACROSS DUCT		$E/D$	C		SQUARE EDGE ORIFICE ENTRANCE		$A_1/A_2$	C <sub>1</sub>	
		0.10	0.78	0.10			2.30 <sup>12</sup>		
		0.25	1.4	0.25			1.90		
		0.50	4.0	0.50			1.38		
PIPE ACROSS DUCT		$E/D$	C		SQUARE EDGE ORIFICE IN DUCT		$A_1/A$	C <sub>1</sub>	
		0.10	0.20 <sup>8</sup>	0.10			2.30 <sup>12</sup>		
		0.25	0.33	0.25			1.90		
		0.50	7.0	0.50			1.21		
STREAM-LINED ENTRY ACROSS DUCT		$E/D$	C		SQUARE EDGE ORIFICE IN DUCT		0.0	0.0	0.0
		0.10	0.07 <sup>9</sup>	0.10			0.04		
		0.25	0.23	0.25			0.20		
		0.50	0.90	0.50			0.0		

NOTE 1: SUBSCRIPT ON C INDICATES CROSS-SECTION AT WHICH VELOCITY IS CALCULATED.

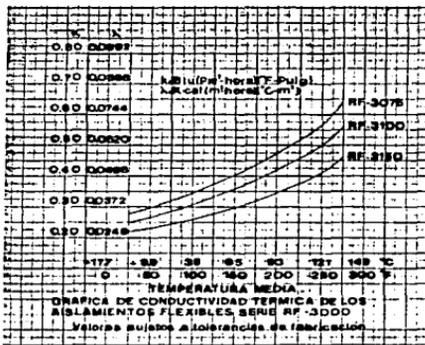
NOTE 2: SUPERSCRIPIT NUMBERS REFER TO REFERENCES IN ASHRAE GUIDE.

Reprinted with permission from 1965 ASHRAE Guide And Data Book

Aire.

Tabla 25.- Caídas de Presión a Través de Estrangulamiento en Ductos para

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



Los factores "k" para distintas temperaturas promedio pueden obtenerse en esta gráfica.

#### ESPESORES RECOMENDABLES.

Las recomendaciones que se hacen a continuación son para aislar ductos que operen a baja temperatura en los que siempre se deberá usar rollos flexibles con foll de aluminio en su cara externa y sellado con una barrera de vapor.

DIFERENCIA DE TEMPERATURA	ESPOSOR RECOMENDADO	GANANCIA DE CALOR	HUMEDAD RELATIVA PERMISIBLE
11.06°C	1.91 cm.	6.1 0.756	90%
13.83°C	1.91 cm.	7.6 0.942	88%
16.59°C	2.54 cm.	6.9 0.856	89%
19.36°C	2.54 cm.	8.0 0.992	88%
22.12°C	3.81 cm.	6.4 0.794	90%
24.89°C	3.81 cm.	7.2 0.893	88%
27.65°C	5.10 cm.	5.9 0.732	90%

#### Notas.-

- Los anteriores espesores recomendados están dados para una temperatura ambiente de 32°C.
- Las ganancias de calor están dadas Btu. hr. sqft

Gráfico 1.- Espesores Recomendados para Ductos de Aire Acondicionado.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

**RECOMMENDED BACKGROUND LEVEL FOR VARIOUS ENVIRONMENTS  
WITH THE MECHANICAL EQUIPMENT IN OPERATION**

TYPE OF SPACE	RECOMMENDED NOISE CRITERION CURVE NC		APPROXIMATE EQUIVALENT A-SCALE SOUND METER READINGS—dBA	
	Minimum	Maximum	Minimum	Maximum
APARTMENTS & HOTELS (Room or Suite)	75	45	30	50
BANKS (General Banking Area)	35	50	40	55
BROADCAST STUDIOS	20	30	25	35
CHURCHES	25	40	30	45
COMPUTING & TABULATING ROOMS	40	60	45	65
CONCERT HALLS	20	30	25	35
CONFERENCE ROOMS	25	35	30	45
COURT ROOMS	35	45	40	50
DEPARTMENT* SIGHT (Main Floor)	40	55	45	60
DEPARTMENT STORE (Upper Floor)	35	50	40	55
FACTORIES (Light Manufacturing)	45	70	50	80
FACTORIES (Heavy Manufacturing)	55	80	60	85
HOSPITALS (Private Rooms)	25	40	30	45
HOSPITALS (Wards)	30	45	35	50
LEGITIMATE THEATERS	25	35	30	40
LIBRARIES	30	40	35	50
MOTION PICTURE THEATERS	30	40	35	45
OFFICE (General)	35	55	40	60
OFFICE (Private)	30	40	35	45
RESTAURANTS	35	50	40	60
SCHOOL & CLASS ROOMS	30	40	35	50

Tabla 26.- Niveles de Ruido Recomendados para Oficinas con el Equipo Mecánico en Operación.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

### Fixed Pattern Ceiling Diffusers SF

#### Performance Data

### SQUARE LOUVER-FACE

4-WAY AIR PATTERN (WITH/OUT VOLUME CONTROLS OR WITH VOLUME CONTROLS IN WIDE OPEN POSITION)

CFM	Diffuser Size	Pressure Drop (Water)	Sound Power Level (dB)	Sound Power Level (dB)	Sound Power Level (dB)						Through Diffuser (PPM)	Throw in Feet From Center Line of Diffuser																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
					1000	1500	2000	2500	3000	3500		4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000	8500	9000	9500																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																									
																								4	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																												
400	8-1/2	0.4	16	5.1	1.9	3.0	3.7	4.5	5.1	5.7	6.1	6.5	6.9	7.2	7.5	7.8	8.1	8.4	8.7	9.0	9.3	9.6	9.9	10.2	10.5	10.8	11.1	11.4	11.7	12.0	12.3	12.6	12.9	13.2	13.5	13.8	14.1	14.4	14.7	15.0	15.3	15.6	15.9	16.2	16.5	16.8	17.1	17.4	17.7	18.0	18.3	18.6	18.9	19.2	19.5	19.8	20.1	20.4	20.7	21.0	21.3	21.6	21.9	22.2	22.5	22.8	23.1	23.4	23.7	24.0	24.3	24.6	24.9	25.2	25.5	25.8	26.1	26.4	26.7	27.0	27.3	27.6	27.9	28.2	28.5	28.8	29.1	29.4	29.7	30.0	30.3	30.6	30.9	31.2	31.5	31.8	32.1	32.4	32.7	33.0	33.3	33.6	33.9	34.2	34.5	34.8	35.1	35.4	35.7	36.0	36.3	36.6	36.9	37.2	37.5	37.8	38.1	38.4	38.7	39.0	39.3	39.6	39.9	40.2	40.5	40.8	41.1	41.4	41.7	42.0	42.3	42.6	42.9	43.2	43.5	43.8	44.1	44.4	44.7	45.0	45.3	45.6	45.9	46.2	46.5	46.8	47.1	47.4	47.7	48.0	48.3	48.6	48.9	49.2	49.5	49.8	50.1	50.4	50.7	51.0	51.3	51.6	51.9	52.2	52.5	52.8	53.1	53.4	53.7	54.0	54.3	54.6	54.9	55.2	55.5	55.8	56.1	56.4	56.7	57.0	57.3	57.6	57.9	58.2	58.5	58.8	59.1	59.4	59.7	60.0	60.3	60.6	60.9	61.2	61.5	61.8	62.1	62.4	62.7	63.0	63.3	63.6	63.9	64.2	64.5	64.8	65.1	65.4	65.7	66.0	66.3	66.6	66.9	67.2	67.5	67.8	68.1	68.4	68.7	69.0	69.3	69.6	69.9	70.2	70.5	70.8	71.1	71.4	71.7	72.0	72.3	72.6	72.9	73.2	73.5	73.8	74.1	74.4	74.7	75.0	75.3	75.6	75.9	76.2	76.5	76.8	77.1	77.4	77.7	78.0	78.3	78.6	78.9	79.2	79.5	79.8	80.1	80.4	80.7	81.0	81.3	81.6	81.9	82.2	82.5	82.8	83.1	83.4	83.7	84.0	84.3	84.6	84.9	85.2	85.5	85.8	86.1	86.4	86.7	87.0	87.3	87.6	87.9	88.2	88.5	88.8	89.1	89.4	89.7	90.0	90.3	90.6	90.9	91.2	91.5	91.8	92.1	92.4	92.7	93.0	93.3	93.6	93.9	94.2	94.5	94.8	95.1	95.4	95.7	96.0	96.3	96.6	96.9	97.2	97.5	97.8	98.1	98.4	98.7	99.0	99.3	99.6	99.9	100.2	100.5	100.8	101.1	101.4	101.7	102.0	102.3	102.6	102.9	103.2	103.5	103.8	104.1	104.4	104.7	105.0	105.3	105.6	105.9	106.2	106.5	106.8	107.1	107.4	107.7	108.0	108.3	108.6	108.9	109.2	109.5	109.8	110.1	110.4	110.7	111.0	111.3	111.6	111.9	112.2	112.5	112.8	113.1	113.4	113.7	114.0	114.3	114.6	114.9	115.2	115.5	115.8	116.1	116.4	116.7	117.0	117.3	117.6	117.9	118.2	118.5	118.8	119.1	119.4	119.7	120.0	120.3	120.6	120.9	121.2	121.5	121.8	122.1	122.4	122.7	123.0	123.3	123.6	123.9	124.2	124.5	124.8	125.1	125.4	125.7	126.0	126.3	126.6	126.9	127.2	127.5	127.8	128.1	128.4	128.7	129.0	129.3	129.6	129.9	130.2	130.5	130.8	131.1	131.4	131.7	132.0	132.3	132.6	132.9	133.2	133.5	133.8	134.1	134.4	134.7	135.0	135.3	135.6	135.9	136.2	136.5	136.8	137.1	137.4	137.7	138.0	138.3	138.6	138.9	139.2	139.5	139.8	140.1	140.4	140.7	141.0	141.3	141.6	141.9	142.2	142.5	142.8	143.1	143.4	143.7	144.0	144.3	144.6	144.9	145.2	145.5	145.8	146.1	146.4	146.7	147.0	147.3	147.6	147.9	148.2	148.5	148.8	149.1	149.4	149.7	150.0	150.3	150.6	150.9	151.2	151.5	151.8	152.1	152.4	152.7	153.0	153.3	153.6	153.9	154.2	154.5	154.8	155.1	155.4	155.7	156.0	156.3	156.6	156.9	157.2	157.5	157.8	158.1	158.4	158.7	159.0	159.3	159.6	159.9	160.2	160.5	160.8	161.1	161.4	161.7	162.0	162.3	162.6	162.9	163.2	163.5	163.8	164.1	164.4	164.7	165.0	165.3	165.6	165.9	166.2	166.5	166.8	167.1	167.4	167.7	168.0	168.3	168.6	168.9	169.2	169.5	169.8	170.1	170.4	170.7	171.0	171.3	171.6	171.9	172.2	172.5	172.8	173.1	173.4	173.7	174.0	174.3	174.6	174.9	175.2	175.5	175.8	176.1	176.4	176.7	177.0	177.3	177.6	177.9	178.2	178.5	178.8	179.1	179.4	179.7	180.0	180.3	180.6	180.9	181.2	181.5	181.8	182.1	182.4	182.7	183.0	183.3	183.6	183.9	184.2	184.5	184.8	185.1	185.4	185.7	186.0	186.3	186.6	186.9	187.2	187.5	187.8	188.1	188.4	188.7	189.0	189.3	189.6	189.9	190.2	190.5	190.8	191.1	191.4	191.7	192.0	192.3	192.6	192.9	193.2	193.5	193.8	194.1	194.4	194.7	195.0	195.3	195.6	195.9	196.2	196.5	196.8	197.1	197.4	197.7	198.0	198.3	198.6	198.9	199.2	199.5	199.8	200.1	200.4	200.7	201.0	201.3	201.6	201.9	202.2	202.5	202.8	203.1	203.4	203.7	204.0	204.3	204.6	204.9	205.2	205.5	205.8	206.1	206.4	206.7	207.0	207.3	207.6	207.9	208.2	208.5	208.8	209.1	209.4	209.7	210.0	210.3	210.6	210.9	211.2	211.5	211.8	212.1	212.4	212.7	213.0	213.3	213.6	213.9	214.2	214.5	214.8	215.1	215.4	215.7	216.0	216.3	216.6	216.9	217.2	217.5	217.8	218.1	218.4	218.7	219.0	219.3	219.6	219.9	220.2	220.5	220.8	221.1	221.4	221.7	222.0	222.3	222.6	222.9	223.2	223.5	223.8	224.1	224.4	224.7	225.0	225.3	225.6	225.9	226.2	226.5	226.8	227.1	227.4	227.7	228.0	228.3	228.6	228.9	229.2	229.5	229.8	230.1	230.4	230.7	231.0	231.3	231.6	231.9	232.2	232.5	232.8	233.1	233.4	233.7	234.0	234.3	234.6	234.9	235.2	235.5	235.8	236.1	236.4	236.7	237.0	237.3	237.6	237.9	238.2	238.5	238.8	239.1	239.4	239.7	240.0	240.3	240.6	240.9	241.2	241.5	241.8	242.1	242.4	242.7	243.0	243.3	243.6	243.9	244.2	244.5	244.8	245.1	245.4	245.7	246.0	246.3	246.6	246.9	247.2	247.5	247.8	248.1	248.4	248.7	249.0	249.3	249.6	249.9	250.2	250.5	250.8	251.1	251.4	251.7	252.0	252.3	252.6	252.9	253.2	253.5	253.8	254.1	254.4	254.7	255.0	255.3	255.6	255.9	256.2	256.5	256.8	257.1	257.4	257.7	258.0	258.3	258.6	258.9	259.2	259.5	259.8	260.1	260.4	260.7	261.0	261.3	261.6	261.9	262.2	262.5	262.8	263.1	263.4	263.7	264.0	264.3	264.6	264.9	265.2	265.5	265.8	266.1	266.4	266.7	267.0	267.3	267.6	267.9	268.2	268.5	268.8	269.1	269.4	269.7	270.0	270.3	270.6	270.9	271.2	271.5	271.8	272.1	272.4	272.7	273.0	273.3	273.6	273.9	274.2	274.5	274.8	275.1	275.4	275.7	276.0	276.3	276.6	276.9	277.2	277.5	277.8	278.1	278.4	278.7	279.0	279.3	279.6	279.9	280.2	280.5	280.8	281.1	281.4	281.7	282.0	282.3	282.6	282.9	283.2	283.5	283.8	284.1	284.4	284.7	285.0	285.3	285.6	285.9	286.2	286.5	286.8	287.1	287.4	287.7	288.0	288.3	288.6	288.9	289.2	289.5	289.8	290.1	290.4	290.7	291.0	291.3	291.6	291.9	292.2	292.5	292.8	293.1	293.4	293.7	294.0	294.3	294.6	294.9	295.2	295.5	295.8	296.1	296.4	296.7	297.0	297.3	297.6	297.9	298.2	298.5	298.8	299.1	299.4	299.7	300.0	300.3	300.6	300.9	301.2	301.5	301.8	302.1	302.4	302.7	303.0	303.3	303.6	303.9	304.2	304.5	304.8	305.1	305.4	305.7	306.0	306.3	306.6	306.9	307.2	307.5	307.8	308.1	308.4	308.7	309.0	309.3	309.6	309.9	310.2	310.5	310.8	311.1	311.4	311.7	312.0	312.3	312.6	312.9	313.2	313.5	313.8	314.1	314.4	314.7	315.0	315.3	315.6	315.9	316.2	316.5	316.8	317.1	317.4	317.7	318.0	318.3	318.6	318.9	319.2	319.5	319.8	320.1	320.4	320.7	321.0	321.3	321.6	321.9	322.2	322.5	322.8	323.1	323.4	323.7	324.0	324.3	324.6	324.9	325.2	325.5	325.8	326.1	326.4	326.7	327.0	327.3	327.6	327.9	328.2	328.5	328.8	329.1	329.4

# ENGINEERING PERFORMANCE DATA

## 2600

### 4-WAY SUPPLY

Nom Size	Type	Nom Velocity - ft/min							
		350	400	500	600	750	800	1000	1200
6"	CFM	42	48	60	72	90	96	120	144
	Pa	0.31	0.36	0.45	0.54	0.67	0.72	0.90	1.08
	Thru	13.2 x 3.2	15.2 x 3.6	18.0 x 4.5	21.6 x 5.4	27.0 x 6.75	28.8 x 7.2	36.0 x 9.0	43.2 x 10.8
	W	1.2	1.44	1.8	2.16	2.7	2.88	3.6	4.32
8"	CFM	108	120	150	180	225	240	300	360
	Pa	0.76	0.86	1.08	1.29	1.62	1.72	2.16	2.59
	Thru	13.2 x 3.2	15.2 x 3.6	18.0 x 4.5	21.6 x 5.4	27.0 x 6.75	28.8 x 7.2	36.0 x 9.0	43.2 x 10.8
	W	1.2	1.44	1.8	2.16	2.7	2.88	3.6	4.32
10"	CFM	180	200	250	300	375	400	500	600
	Pa	1.29	1.44	1.8	2.16	2.7	2.88	3.6	4.32
	Thru	13.2 x 3.2	15.2 x 3.6	18.0 x 4.5	21.6 x 5.4	27.0 x 6.75	28.8 x 7.2	36.0 x 9.0	43.2 x 10.8
	W	1.2	1.44	1.8	2.16	2.7	2.88	3.6	4.32
12"	CFM	270	300	375	450	562.5	600	750	900
	Pa	1.94	2.16	2.7	3.24	4.05	4.32	5.4	6.48
	Thru	13.2 x 3.2	15.2 x 3.6	18.0 x 4.5	21.6 x 5.4	27.0 x 6.75	28.8 x 7.2	36.0 x 9.0	43.2 x 10.8
	W	1.2	1.44	1.8	2.16	2.7	2.88	3.6	4.32
14"	CFM	360	400	500	600	750	800	1000	1200
	Pa	2.59	2.88	3.6	4.32	5.4	5.76	7.2	8.64
	Thru	13.2 x 3.2	15.2 x 3.6	18.0 x 4.5	21.6 x 5.4	27.0 x 6.75	28.8 x 7.2	36.0 x 9.0	43.2 x 10.8
	W	1.2	1.44	1.8	2.16	2.7	2.88	3.6	4.32

### 3-WAY SUPPLY

Nom Size	Type	Nom Velocity - ft/min							
		350	400	500	600	750	800	1000	1200
6"	CFM	42	48	60	72	90	96	120	144
	Pa	0.31	0.36	0.45	0.54	0.67	0.72	0.90	1.08
	Thru	13.2 x 3.2	15.2 x 3.6	18.0 x 4.5	21.6 x 5.4	27.0 x 6.75	28.8 x 7.2	36.0 x 9.0	43.2 x 10.8
	W	1.2	1.44	1.8	2.16	2.7	2.88	3.6	4.32
8"	CFM	108	120	150	180	225	240	300	360
	Pa	0.76	0.86	1.08	1.29	1.62	1.72	2.16	2.59
	Thru	13.2 x 3.2	15.2 x 3.6	18.0 x 4.5	21.6 x 5.4	27.0 x 6.75	28.8 x 7.2	36.0 x 9.0	43.2 x 10.8
	W	1.2	1.44	1.8	2.16	2.7	2.88	3.6	4.32
10"	CFM	180	200	250	300	375	400	500	600
	Pa	1.29	1.44	1.8	2.16	2.7	2.88	3.6	4.32
	Thru	13.2 x 3.2	15.2 x 3.6	18.0 x 4.5	21.6 x 5.4	27.0 x 6.75	28.8 x 7.2	36.0 x 9.0	43.2 x 10.8
	W	1.2	1.44	1.8	2.16	2.7	2.88	3.6	4.32
12"	CFM	270	300	375	450	562.5	600	750	900
	Pa	1.94	2.16	2.7	3.24	4.05	4.32	5.4	6.48
	Thru	13.2 x 3.2	15.2 x 3.6	18.0 x 4.5	21.6 x 5.4	27.0 x 6.75	28.8 x 7.2	36.0 x 9.0	43.2 x 10.8
	W	1.2	1.44	1.8	2.16	2.7	2.88	3.6	4.32
14"	CFM	360	400	500	600	750	800	1000	1200
	Pa	2.59	2.88	3.6	4.32	5.4	5.76	7.2	8.64
	Thru	13.2 x 3.2	15.2 x 3.6	18.0 x 4.5	21.6 x 5.4	27.0 x 6.75	28.8 x 7.2	36.0 x 9.0	43.2 x 10.8
	W	1.2	1.44	1.8	2.16	2.7	2.88	3.6	4.32

### 2-WAY SUPPLY

Nom Size	Type	Nom Velocity - ft/min							
		350	400	500	600	750	800	1000	1200
6"	CFM	42	48	60	72	90	96	120	144
	Pa	0.31	0.36	0.45	0.54	0.67	0.72	0.90	1.08
	Thru	13.2 x 3.2	15.2 x 3.6	18.0 x 4.5	21.6 x 5.4	27.0 x 6.75	28.8 x 7.2	36.0 x 9.0	43.2 x 10.8
	W	1.2	1.44	1.8	2.16	2.7	2.88	3.6	4.32
8"	CFM	108	120	150	180	225	240	300	360
	Pa	0.76	0.86	1.08	1.29	1.62	1.72	2.16	2.59
	Thru	13.2 x 3.2	15.2 x 3.6	18.0 x 4.5	21.6 x 5.4	27.0 x 6.75	28.8 x 7.2	36.0 x 9.0	43.2 x 10.8
	W	1.2	1.44	1.8	2.16	2.7	2.88	3.6	4.32
10"	CFM	180	200	250	300	375	400	500	600
	Pa	1.29	1.44	1.8	2.16	2.7	2.88	3.6	4.32
	Thru	13.2 x 3.2	15.2 x 3.6	18.0 x 4.5	21.6 x 5.4	27.0 x 6.75	28.8 x 7.2	36.0 x 9.0	43.2 x 10.8
	W	1.2	1.44	1.8	2.16	2.7	2.88	3.6	4.32
12"	CFM	270	300	375	450	562.5	600	750	900
	Pa	1.94	2.16	2.7	3.24	4.05	4.32	5.4	6.48
	Thru	13.2 x 3.2	15.2 x 3.6	18.0 x 4.5	21.6 x 5.4	27.0 x 6.75	28.8 x 7.2	36.0 x 9.0	43.2 x 10.8
	W	1.2	1.44	1.8	2.16	2.7	2.88	3.6	4.32
14"	CFM	360	400	500	600	750	800	1000	1200
	Pa	2.59	2.88	3.6	4.32	5.4	5.76	7.2	8.64
	Thru	13.2 x 3.2	15.2 x 3.6	18.0 x 4.5	21.6 x 5.4	27.0 x 6.75	28.8 x 7.2	36.0 x 9.0	43.2 x 10.8
	W	1.2	1.44	1.8	2.16	2.7	2.88	3.6	4.32

Tabla 28.- Tabla de Selección de Difusores de Aire para Áreas Comunes.  
Datos del Fabricante.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## RETURN AIR GRILLES SIZE SELECTION

Volume CFM	FACE VELOCITY—FEET PER MINUTE																				
	200				300				400				500				600				
	S.P.	DROP	Sound		S.P.	DROP	Sound		S.P.	DROP	Sound		S.P.	DROP	Sound		S.P.	DROP	Sound		
	.014"	HO	NC	dBa	.014"	HO	NC	dBa	.014"	HO	NC	dBa	.014"	HO	NC	dBa	.014"	HO	NC	dBa	
100	12x 8	—	—	—	8 x 8	—	—	—	8 x 8	—	—	—	8 x 8	—	—	—	8 x 8	—	—	—	20
	16x 6	—	—	—	14x 5	—	—	—	14x 4	—	—	—	12x 6	—	—	26	10x 6	—	—	—	—
	26x 4	—	—	—	18x 4	—	—	—	20x 3	—	—	—	14x 3	—	—	—	14x 3	—	—	—	—
200	18x10	—	—	—	12x10	—	—	—	12x 8	—	—	—	16x 8	—	—	26	8 x 8	—	—	—	—
	22x 8	—	—	—	14x 8	—	—	—	14x 6	—	—	24	10x 8	—	—	26	8 x 8	—	—	—	—
	30x 6	—	—	—	24x 4	—	—	—	26x 4	—	—	—	22x 4	—	—	—	18x 4	—	—	—	23 33
300	18x16	32x 8	—	—	18x10	—	—	—	14x10	—	—	—	14x 8	—	—	—	12x 8	—	—	—	—
	18x16	42x 8	—	—	22x 8	—	—	—	24x 6	—	—	26	24x 5	—	—	31	14x 6	—	—	—	27 35
	26x10	44x 4	—	—	20x 6	—	—	—	20x 6	—	—	—	22x 6	—	—	—	24x 4	—	—	—	—
400	18x18	22x10	—	—	18x14	26x 8	—	—	18x10	—	—	—	12x12	—	—	34	12x10	—	—	—	—
	20x16	40x 8	—	—	18x12	26x 8	—	—	22x 8	—	—	27	18x 8	—	—	33	16x 8	—	—	—	28 36
	28x12	24x 6	—	—	22x10	26x 4	—	—	20x 4	—	—	—	22x 4	—	—	—	24x 4	—	—	—	—
500	20x20	44x10	—	—	20x14	26x 8	—	—	18x12	28x 4	—	—	18x10	—	—	—	17x12	—	—	—	—
	28x14	24x 8	—	—	24x12	44x 4	—	23	22x10	26x 4	—	—	22x 8	—	—	33 34	18x 8	—	—	—	26 37
	26x12	22x 6	—	—	28x10	20x 4	—	—	28x 8	—	—	—	20x 4	—	—	—	24x 4	—	—	—	—
600	22x22	42x12	—	—	18x18	22x 8	—	—	18x16	22x 8	—	—	18x12	26x 4	—	—	18x10	—	—	—	—
	28x18	20x10	—	—	28x12	26x 4	—	24	18x16	44x 0	—	—	29	20x10	22x 4	33 34	20x 8	—	—	—	29 38
	26x14	44x 8	—	—	24x10	28x 4	—	—	26x10	44x 4	—	—	26x 8	—	—	—	20x 4	—	—	—	—
700	24x24	28x14	—	—	20x18	28x10	—	—	18x18	28x 8	—	—	20x12	40x 0	—	—	18x14	—	—	—	—
	30x18	44x12	—	—	26x16	48x 8	—	24	24x12	20x 4	—	—	30	26x10	40x 4	26 25	26x 8	—	—	—	30 39
	24x16	24x10	—	—	22x12	44x 0	—	—	20x10	28x 4	—	—	20x 8	—	—	—	26x 6	—	—	—	—
800	26x26	40x16	—	—	24x18	28x10	—	—	18x18	28x10	—	—	20x16	44x 0	—	37	18x14	28x 0	—	—	—
	32x20	44x14	—	—	30x14	48x 8	—	23	20x16	42x 8	—	—	30	22x12	40x 0	37 33	18x12	28x 4	—	—	30 39
	26x18	24x12	—	—	26x12	44x 0	—	—	28x12	44x 0	—	—	26x10	—	—	—	22x10	26x 4	—	—	—
900	30x24	44x16	—	—	22x22	24x14	—	—	20x18	28x10	—	—	18x16	28x 8	—	—	18x16	22x 8	—	—	—
	36x20	22x18	—	—	26x20	40x12	—	23	26x16	48x 8	—	—	31	26x12	20x 0	27 26	18x18	44x 4	—	—	31 40
	40x18	40x12	—	—	28x16	48x10	—	—	20x10	28x 4	—	—	20x 8	—	—	—	20x10	—	—	—	—
1000	30x26	20x16	—	—	24x22	28x14	—	—	20x20	40x10	—	—	18x18	22x 8	—	—	20x14	28x 4	—	—	—
	36x22	26x14	—	—	30x18	48x12	—	24	28x16	22x 8	33 31	—	28x12	26x 4	28 27	20x14	28x 4	—	—	—	32 40
	44x18	48x12	—	—	24x16	24x10	—	—	26x12	48x 4	—	—	26x10	—	—	—	28x10	20x 4	—	—	—
1100	30x28	44x22	—	—	24x20	42x14	—	—	22x20	44x10	—	—	20x18	28x10	—	—	18x16	28x 8	—	—	—
	36x24	48x18	—	—	30x20	48x12	—	24	28x16	24x 8	33 32	—	26x14	44x 8	28 27	22x16	20x 4	—	—	—	33 40
	40x22	42x16	—	—	28x18	28x10	—	—	28x12	22x 8	—	—	20x12	40x 0	—	—	20x10	—	—	—	—
1200	36x28	48x20	—	—	26x24	40x16	—	—	22x22	26x14	—	—	26x16	28x10	—	—	18x18	22x 8	—	—	—
	40x24	24x18	—	—	22x20	40x12	—	27	24x20	40x12	33 33	—	28x14	48x 8	28 27	28x12	26x 4	—	—	—	33 41
	44x22	40x16	—	—	26x18	24x12	—	—	20x16	48x10	—	—	22x12	44x 4	—	—	24x10	—	—	—	—
1300	36x28	20x20	—	—	28x28	42x16	—	—	24x22	28x14	—	—	26x18	42x10	—	—	22x16	44x 8	—	—	—
	42x24	26x18	—	—	36x20	48x14	—	27	30x18	44x12	34 33	—	28x16	22x 8	30 27	20x12	28x 4	—	—	—	33 41
	44x22	44x10	—	—	28x18	26x12	—	—	26x16	22x10	—	—	26x12	48x 4	—	—	20x10	20x18	—	—	—

Tabla 29.- Tabla de Selección para Rejillas de Retono. Datos del Fabricante.

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

### Selection Chart for Return Intakes and Door Grilles

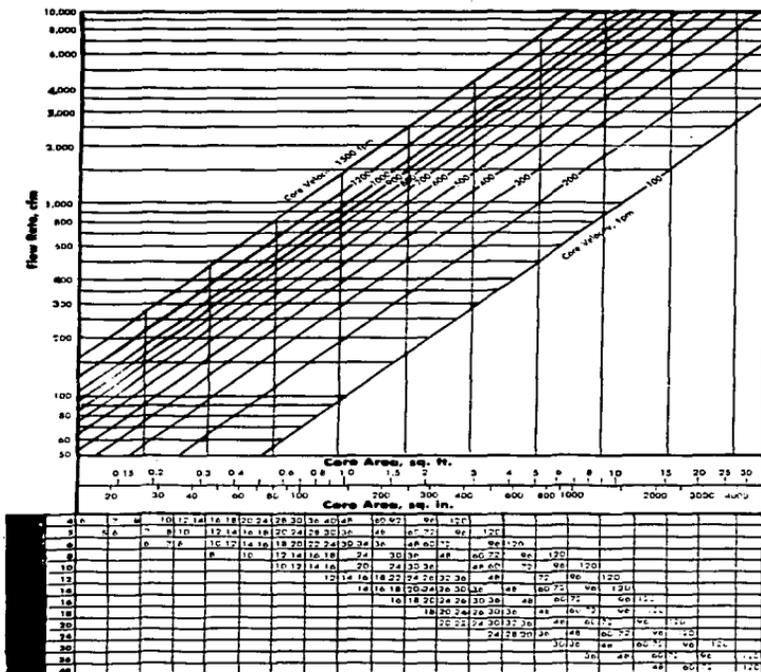


Figura 4.- Carta de Selección de Rejillas de Retorno y Rejillas de paso en Puerta. Datos del Fabricante.

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

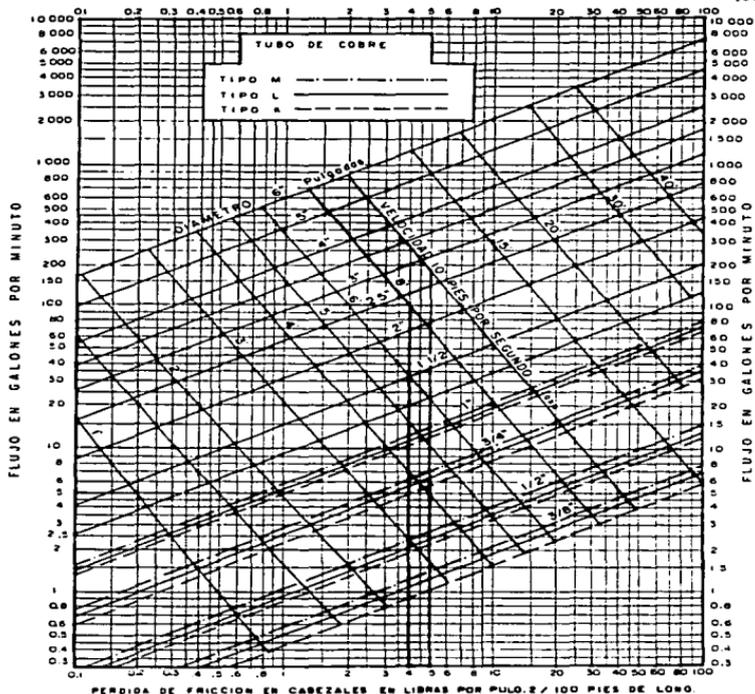


Figura 5.- Pérdidas de Fricción para Flujo de Agua Helada en Tubería de Cobre.

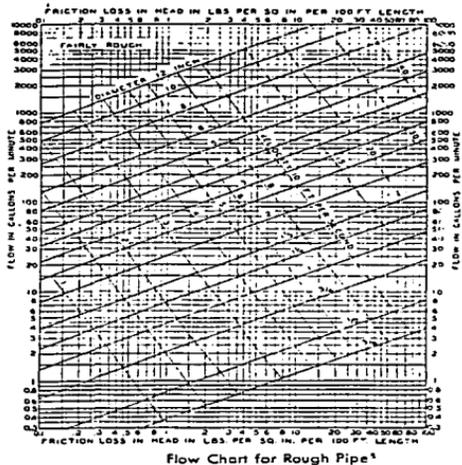


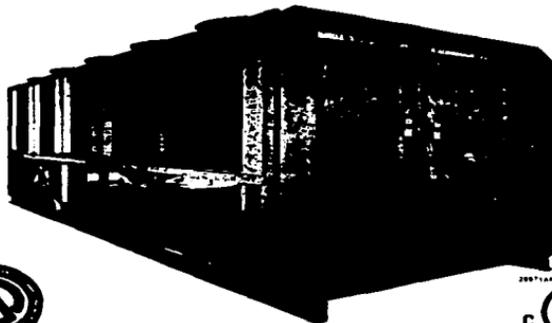
Figura 6.- Pérdidas de Fricción para Flujo de Agua Helada en Tubería de Acero.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

**YORK®**  
**eco**

Better ecology.  
 Better economy.

**Air Cooled Screw Liquid Chillers  
 (STYLE F)**



50 - 200 Tons



**R-407C Optimized**

80 - 400 Tons  
 280 kW - 1400 kW  
 60 Hz



Metrex Compressors

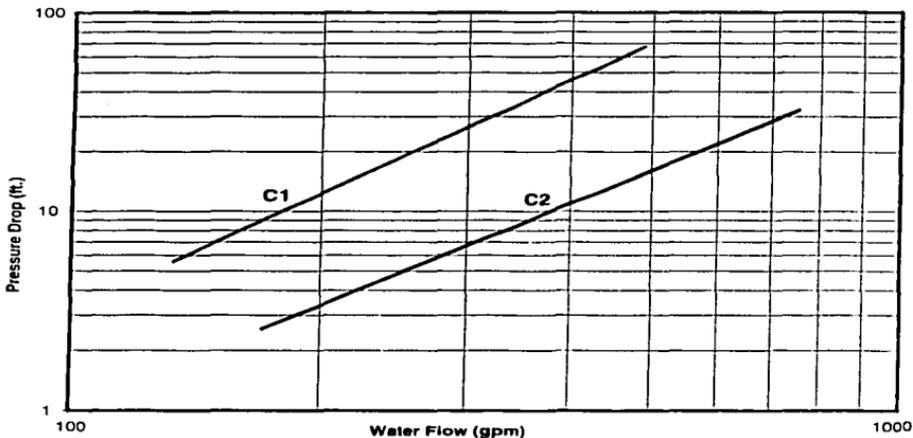


Figura 7.- Esquema de la Unidad Central Enfriadora de Agua Tipo "Tornillo" con Condensador Enfriado por Aire.

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

## ENGLISH UNITS

### WATER PRESSURE DROP - 2 COMPRESSOR UNITS



LE09635

MODEL NUMBER YCAS	COOLER
0095, 0118, 0138	C1
0128, 0148, 0158, 0178, 0198, 0208	C2

Figura 8.- Gráfica para Determinar la Caída de Presión del Agua en la Unidad Enfriadora. Datos del Fabricante.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## Ratings - R-407C Optimized (English Units)

LCWT (°F)	AIR TEMPERATURE ON CONDENSER (°F)														
	75			80			85			90			95		
	TONS	kW	EER	TONS	kW	EER	TONS	kW	EER	TONS	kW	EER	TONS	kW	EER

### MODEL YCAS0098EB (IPLV = 13.2)

40.0	93.2	72.6	13.4	90.5	77.4	12.3	87.8	82.7	11.2	84.4	88.4	10.2	81.3	84.5	9.3
42.0	96.1	72.5	13.9	93.6	77.2	12.8	90.8	82.4	11.7	87.4	88.1	10.6	84.3	86.2	9.6
44.0	99.2	72.3	14.3	96.7	77.0	13.2	93.7	82.2	12.1	90.5	87.9	11.0	87.3	83.9	10.0
45.0	100.9	72.2	14.6	98.2	76.9	13.4	95.3	82.1	12.3	92.0	87.8	11.2	88.8	83.8	10.2
48.0	102.5	72.1	14.8	99.8	76.9	13.7	98.8	82.0	12.5	93.8	87.7	11.4	90.3	83.7	10.4
48.0	105.9	71.9	15.4	102.8	76.7	14.1	99.9	81.9	12.9	96.7	87.8	11.6	93.4	83.5	10.7
50.0	106.3	71.8	15.9	105.9	76.7	14.5	103.1	81.8	13.4	99.8	87.4	12.2	95.5	83.4	11.1
52.0	112.7	71.6	16.4	109.9	76.5	15.0	108.3	81.7	13.8	103.0	87.3	12.6	99.6	83.4	11.5
55.0	117.9	71.4	17.2	114.1	76.3	15.7	111.0	81.6	14.4	107.9	87.3	13.2	104.4	83.3	12.0

### MODEL YCAS0118EB (IPLV = 12.2)

40.0	114.5	93.5	13.2	110.9	99.9	12.0	107.1	108.8	10.9	103.3	114.2	9.9	98.5	122.1	9.0
42.0	118.3	93.8	13.6	114.7	100.2	12.4	110.8	107.0	11.3	108.9	114.4	10.2	103.1	124.4	9.3
44.0	122.1	94.1	14.0	118.4	100.5	12.8	114.8	107.3	11.6	110.6	114.7	10.6	108.7	122.6	9.6
45.0	124.1	94.2	14.2	120.4	100.6	13.0	116.5	107.4	11.8	112.5	114.8	10.7	108.5	122.7	9.8
48.0	126.1	94.4	14.4	122.3	100.7	13.2	118.4	107.5	12.0	114.3	115.0	10.9	110.4	122.8	9.9
48.0	130.2	94.6	14.8	125.1	101.0	13.5	122.2	107.9	12.3	118.1	115.3	11.2	114.1	123.1	10.2
50.0	134.2	94.9	15.2	129.9	101.3	13.9	126.0	108.2	12.7	121.9	115.6	11.6	117.9	123.4	10.5
52.0	138.4	95.1	15.7	133.8	101.6	14.3	129.9	108.5	13.1	125.8	115.9	11.9	121.7	123.7	10.9
55.0	144.5	95.5	16.3	140.0	102.0	14.9	135.8	109.0	13.6	131.7	116.4	12.4	127.5	124.3	11.3

### MODEL YCAS0128EB (IPLV = 13.9)

40.0	121.4	85.7	14.5	117.0	91.5	13.3	113.1	97.7	12.1	108.4	108.4	10.8	105.0	111.7	10.0
42.0	125.5	85.8	15.0	121.1	91.5	13.7	116.5	98.5	12.4	112.9	108.4	11.4	108.8	111.7	10.4
44.0	129.1	86.3	15.4	124.7	92.1	14.0	120.5	99.4	12.8	118.4	108.5	11.8	112.1	112.6	10.8
45.0	131.3	86.2	15.7	126.8	92.1	14.3	122.5	99.4	13.0	118.8	108.5	12.0	114.5	111.8	10.9
48.0	133.4	86.2	15.9	128.9	92.0	14.5	124.5	99.3	13.3	120.3	108.1	12.1	116.1	112.3	11.0
48.0	137.6	86.1	16.4	133.2	91.9	15.0	128.5	99.3	13.7	124.4	108.0	12.5	120.0	112.3	11.4
50.0	141.9	86.0	17.0	137.5	91.9	15.5	132.8	99.2	14.1	128.4	105.0	12.9	124.1	112.2	11.8
52.0	146.2	85.9	17.5	141.7	91.8	16.0	137.0	99.2	14.6	132.5	105.0	13.3	128.1	112.2	12.1
55.0	149.1	85.8	17.8	148.2	91.7	16.6	143.5	99.2	15.3	138.6	105.0	13.9	134.3	112.3	12.7

#### NOTES:

- kW = Compressor Input Power
- EER = Chiller EER (includes power from compressors, fans, and control panels 0.8 kW)
- LCWT = Leaving Chilled Water Temperature
- Ratings based on 2.4 GPM cooler water per ton
- Rated in accordance with ARI Standard 550/90-88
- Shaded Ratings certified in accordance with ARI Standard 550/90-88 up to 200 tons.

Tabla 30.- Tabla de Selección y Capacidad Térmica de la Unidad Enfriadora YCAS0098EB.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

# Physical Data - R-407C Optimized (English)

164

Refrigerant R-407C Optimized	MODEL NUMBER YEARS								
	009RFB	0118EB	0128EB	0138EB	0148EB	0158EB	0178EB	0188EB	0208EB
<b>General Unit Data</b>									
Unit Capacity at 44°F water & 95°F Ambient 1R	87.3	106.7	112.1	126.8	130.5	145.5	164.2	178.1	192.8
Number of Independent Refrigerant Circuits	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Refrigerant Charge R-407C, Cst./T-CL-2, lbs	165/165	172/175	187/180	187/187	187/187	194/187	194/194	220/213	220/220
Oil Charge Cst./T-CL-2, gal	4/4	4/4	4/4	4/4	4/4	4/4	4/4	4/4	4/4
<b>Shipping Weight</b>									
Aluminum Fin Coils, lbs	9,365	9,728	12,229	11,505	12,574	12,486	12,690	13,700	13,854
Copper Fin Coils, lbs	10,285	10,629	13,489	12,765	13,834	13,746	13,950	15,224	15,378
<b>Operating Weight</b>									
Aluminum Fin Coils, lbs	9,641	9,985	12,930	12,199	13,275	13,187	13,391	14,401	14,555
Copper Fin Coils, lbs	10,541	10,885	14,180	13,459	14,535	14,447	14,651	15,925	16,079
<b>Compressors, DLE Semihermatic Twin Screw</b>									
Quantity per Unit	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Nominal Size Cst./T-CL-2	4/4x4	6/3x45	6/3x45	6/3x63	6/3x63	6/2x63	6/2x82	100/82	100/100
<b>Condensers, High Efficiency Fin / Tube with Integral Subcooler</b>									
Total Chiller Coil Face Area ft <sup>2</sup>	192	192	256	256	256	256	256	320	320
Number of Rows	3	3	3	3	3	3	3	3	3
Fins per inch	13	13	13	13	13	13	13	13	13
<b>Condenser Fans</b>									
Nominal Cst./T-CL-2	3/3	3/3	4/4	4/4	4/4	4/4	4/4	5/5	5/5
<b>Standard Fans</b>									
Fan Motor HP/1/2 V	2/1.8	2/1.8	2/1.8	2/1.8	2/1.8	2/1.8	2/1.8	2/1.8	2/1.8
Fan & Motor Speed revs/min	1140.0	1140.0	1140.0	1140.0	1140.0	1140.0	1140.0	1140.0	1140.0
Fan Diameter inches	35.4	35.4	35.4	35.4	35.4	35.4	35.4	35.4	35.4
Fan Tip Speed ft/min	10,575	10,575	10,575	10,575	10,575	10,575	10,575	10,575	10,575
Total Chiller Airflow cfm	84,600	84,600	112,800	112,800	112,800	112,800	112,800	141,000	141,000
<b>Low Noise Fans</b>									
Fan Motor HP/1/2 V	2/1.53	2/1.53	2/1.53	2/1.53	2/1.53	2/1.53	2/1.53	2/1.53	2/1.53
Fan & Motor Speed revs/min	850	850	850	850	850	850	850	850	850
Fan Diameter inches	35.4	35.4	35.4	35.4	35.4	35.4	35.4	35.4	35.4
Fan Tip Speed ft/min	7,884	7,884	7,884	7,884	7,884	7,884	7,884	7,884	7,884
Total Chiller Airflow cfm	82,800	82,800	110,400	110,400	110,400	110,400	110,400	138,000	138,000
<b>High External Static Fans</b>									
Fan Motor HP/1/2 V	5/3.3	5/3.3	5/3.3	5/3.3	5/3.3	5/3.3	5/3.3	5/3.3	5/3.3
Fan & Motor Speed revs/min	1140.0	1140.0	1140.0	1140.0	1140.0	1140.0	1140.0	1140.0	1140.0
Fan Diameter inches	35.4	35.4	35.4	35.4	35.4	35.4	35.4	35.4	35.4
Fan Tip Speed ft/min	10,575	10,575	10,575	10,575	10,575	10,575	10,575	10,575	10,575
Total Chiller Airflow cfm (at 0.4 in. of H <sub>2</sub> O external static)	84,600	84,600	112,800	112,800	112,800	112,800	112,800	141,000	141,000
<b>Evaporator, Direct Expansion</b>									
Water Volume, gal	36.4	38.4	51.7	36.4	51.7	51.7	51.7	51.7	51.7
Maximum Water Side Pressure, PSIG	150	150	150	150	150	150	150	150	150
Maximum Refrigerant Side Pressure, PSIG	350	350	350	350	350	350	350	350	350
Minimum Chilled Water Flow Rate, gpm	143	141	180	141	180	180	180	180	180
Maximum Chilled Water Flow Rate, gpm	403	403	768	403	768	768	768	768	768
Water Connections, inches	6	6	8	6	8	8	8	8	8

NOTE:

1 Optional 300 PSIG waterside available

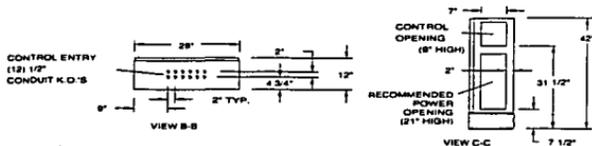
Tabla 31.- Tabla de Datos Físicos de la Unidad Enfriadora. Datos del Fabricante.

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

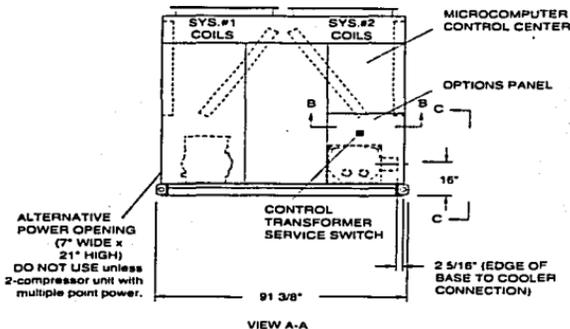
164

YORK INTERNATIONAL

## Dimensions - YCAS0098EB - YCAS0118EB (English)



LD05149



LD05200

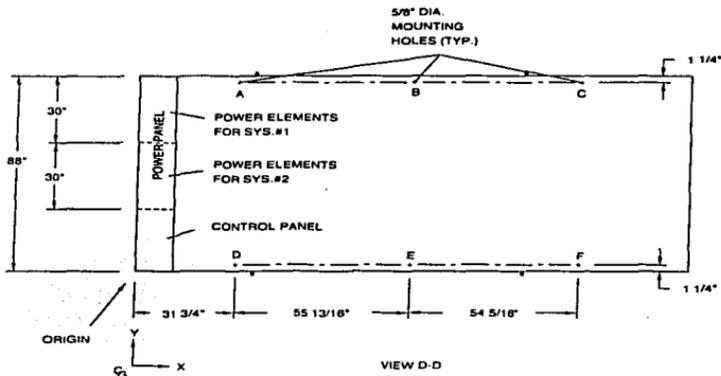
POWER: MULTIPLE POINT WITH TERMINAL BLOCKS

**NOTES:**

- 1 Placement on a level surface free of obstructions (including snow, for winter operation) or air recirculation ensures rated performance, reliable operation and ease of maintenance. Side restrictions may compromise minimum clearances indicated below, resulting in unpredictable air flow patterns and possible diminished performance. YORK's unit controls will optimize operation without nuisance high pressure safety output; however, the system designer must consider potential performance degradation. Access to the unit control center assumes the unit is no higher than on spring isolators. Recommended minimum clearances: Side to wall - 6", rear to wall - 6", control panel end to wall - 4"; top - no obstructions allowed, distance between adjacent units - 10". No more than one adjacent wall may be higher than the unit.

YORK INTERNATIONAL

Dibujo 1.- Dimensiones de la Unidad Enfriadora de Líquidos.

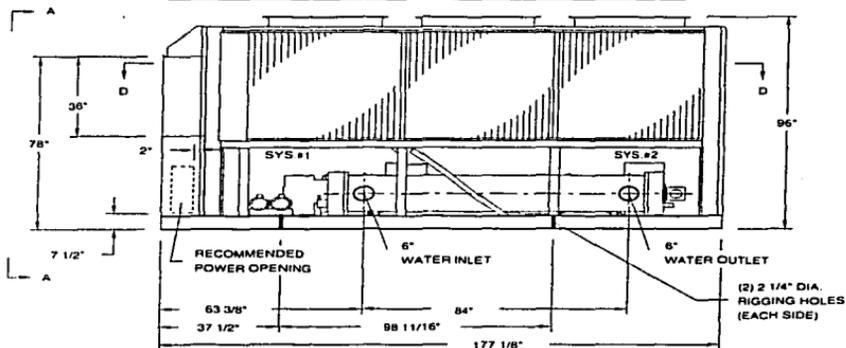


LD05184

VIEW D-D

CENTER OF GRAVITY (Alum.)			
YCAS	X	Y	Z
0098	77.5	44.9	38.8
0118	76.9	45.0	38.3

CENTER OF GRAVITY (Copper)			
YCAS	X	Y	Z
0098	77.4	44.8	41.0
0118	77.3	45.0	38.3



Dibujo 2.- Dimensiones de la Unidad Enfriadora de Líquidos.

LD05183

## MULTIPLE POINT POWER SUPPLY CONNECTION - 2 COMPRESSOR UNITS

(Two Field Provided Power Supply Circuits To The Chiller Field Connections to Factory Provided Terminal Block (Std), Disconnects (Opt), or Individual System Circuit Breakers (Opt) in each of the Two Motor Control Centers.)

MODEL YCAS	VOLTS	SYSTEM #1 FIELD-SUPPLIED WIRING											
		FIELD PROVIDED POWER SUPPLY			FACTORY PROVIDED (LUGS) WIRE RANGE*			COMPRESSOR #1			FANS** 11		
		MCA	MIN NF DISC SW†	OVER-CURRENT PROTECTION	STD TERMINAL BLOCK	DISC NF	OPT. C.B.	RLA	Y-D-LRA/L-RA	QTY	FLA (EA)	LRA	
0098EB	200	235	300	400	1/2 3/0 - 250	#4 - 300	(2) 3/0 - 250	168	404	1257	3	6.2	33.0
	230	208	250	250	1/0 3/00	#4 - 300	#6 - 350	146	354	1103	3	7.8	38.0
	380	125	150	150	2 1/0*	#4 - 300	#6 - 350	89	219	681	3	4.8	23.0
	460	103	100	125	5 6-1/0	#14 - 10	#4 - 300	73	174	542	3	4.0	19.0
	575	81	100	100	5 6-1/0	#14 - 10	#14 - 10	58	138	431	3	3.1	15.2
	200	344	400	400	5/0 5/00	2/0 5/00	(2) 3/0 - 250	255	591	1866	3	8.2	33.0
0118EB	230	301	400	350	5/0 5/00	2/0 5/00	(2) 3/0 - 250	222	481	1518	3	7.8	38.0
	380	182	200	225	3/0 3/0	#2 - 4/0	#4 - 300	134	285	900	3	4.8	23.0
	460	151	150	200	2 5/0	#2 - 4/0	#4 - 300	111	228	719	3	4.0	19.0
	575	121	150	150	2 5/0	#2 - 4/0	#4 - 300	90	182	574	3	3.1	15.2
	200	324	400	400	5/0 5/00	2/0 5/00	(2) 3/0 - 250	231	591	1866	4	8.2	33.0
	230	384	400	390	4 5/0	2/0 5/00	(2) 3/0 - 250	203	481	1518	4	7.8	38.0
0128EB	380	172	200	250	2 5/0	#2 - 4/0	#4 - 300	122	285	900	4	4.8	23.0
	460	143	150	175	2 2 1/2	#2 - 4/0	#4 - 300	101	228	719	4	4.0	19.0
	575	113	150	150	1 7/8	#2 - 4/0	#4 - 300	81	182	574	4	3.1	15.2
	200	323	400	400	5/00	2/0 5/00	(2) 3/0 - 250	232	591	1866	4	8.2	33.0
	230	284	400	350	4 5/0	2/0 5/00	(2) 3/0 - 250	202	481	1518	4	7.8	38.0
	380	172	200	225	2 5/0	#2 - 4/0	#4 - 300	122	285	900	4	4.8	23.0
0138EB	460	142	150	175	2 2 1/2	#2 - 4/0	#4 - 300	101	228	719	4	4.0	19.0
	575	113	150	175	#2 - 4/0	#4 - 300	#4 - 300	81	182	574	4	3.1	15.2
	200	324	400	400	5/00	2/0 5/00	(2) 3/0 - 250	233	591	1866	4	8.2	33.0
	230	284	400	350	4 5/0	2/0 5/00	(2) 3/0 - 250	203	481	1518	4	7.8	38.0
	380	172	200	225	2 5/0	#2 - 4/0	#4 - 300	122	285	900	4	4.8	23.0
	460	143	150	175	2 2 1/2	#2 - 4/0	#4 - 300	101	228	719	4	4.0	19.0
0148EB	575	113	150	175	#2 - 4/0	#4 - 300	#4 - 300	81	182	574	4	3.1	15.2
	200	433	600	600	7/0	(2) 1/0 - 3/00	(3) 2/0 - 4/00	324	708	2256	4	8.2	33.0
	230	379	400	450	6/0	(2) #2 - 4/0	(2) 3/0 - 250	278	642	2045	4	7.8	38.0
	380	230	250	300	3 5/0	1/0 - 3/00	(2) 3/0 - 250	168	343	1093	4	4.8	23.0
	460	190	200	225	3/00	#2 - 4/0	#4 - 300	140	280	893	4	4.0	19.0
	575	151	150	150	#2 - 4/0	#4 - 300	#6 - 350	111	224	714	4	3.1	15.2
0158EB	200	437	600	600	7/0	(2) 1/0 - 3/00	(3) 2/0 - 4/00	324	708	2256	4	8.2	33.0
	230	378	400	450	6/0	(2) 1/0 - 3/00	(3) 2/0 - 4/00	278	642	2045	4	7.8	38.0
	380	230	250	300	3 5/0	1/0 - 3/00	(2) 3/0 - 250	169	343	1093	4	4.8	23.0
	460	191	200	225	3/00	#2 - 4/0	#4 - 300	140	280	893	4	4.0	19.0
	575	151	150	200	2 5/0	#2 - 4/0	#4 - 300	111	224	714	4	3.1	15.2
	200	510	600	600	8/0	(2) 2/0 - 5/00	(3) 2/0 - 4/00	375	708	2256	5	8.2	33.0
0198EB	230	447	600	600	7/0	(2) 1/0 - 3/00	(3) 2/0 - 4/00	327	642	2045	5	7.8	38.0
	380	271	400	350	4 5/0	2/0 - 5/00	(2) 3/0 - 250	198	343	1093	5	4.8	23.0
	460	225	250	300	3 5/0	1/0 - 3/00	(2) 3/0 - 250	162	280	893	5	4.0	19.0
	575	178	200	225	3/00	#2 - 4/0	#6 - 350	131	274	714	5	3.1	15.2
	200	510	600	700	8/0	(2) 2/0 - 5/00	(3) 2/0 - 4/00	376	708	2256	5	8.2	33.0
	230	447	600	600	7/0	(2) 1/0 - 3/00	(3) 2/0 - 4/00	326	642	2045	5	7.8	38.0
0208EB	380	271	250	350	4 5/0	2/0 - 5/00	(2) 3/0 - 250	198	343	1093	5	4.8	23.0
	460	225	250	300	3 5/0	1/0 - 3/00	(2) 3/0 - 250	164	280	893	5	4.0	19.0
	575	179	200	225	3/00	#2 - 4/0	#6 - 350	131	274	714	5	3.1	15.2

See page 105 for Electrical Data footnotes

Tabla 32.- Datos Eléctricos del Fabricante de la Unidad Enfriadora.

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

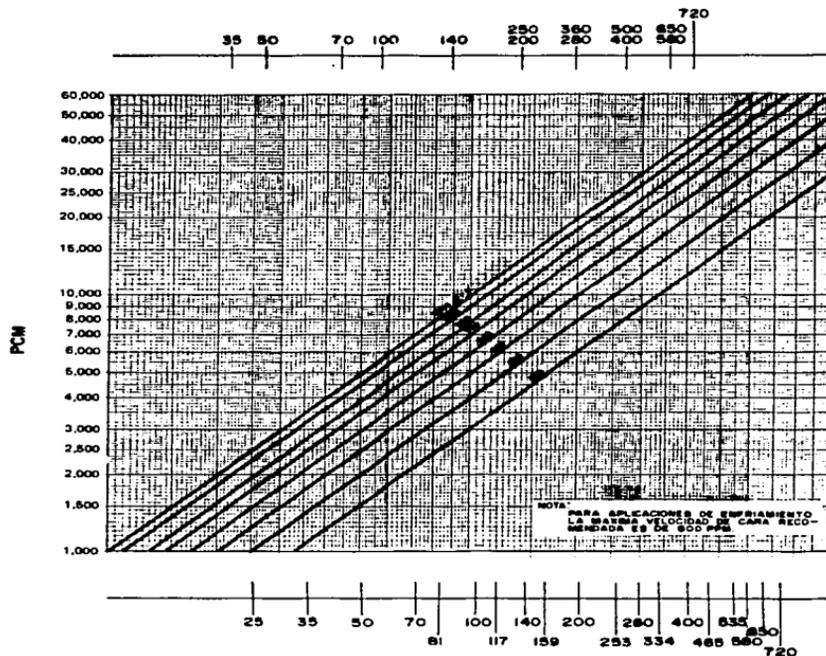
MODEL YCAS		SYSTEM #2 FIELD-SUPPLY WIRING											COMPRESSOR #2		FANS " "		
		FIELD PROVIDED POWER SUPPLY				FACTORY PROVIDED (LUGS) WIRE RANGE*				OPT. N.F.		LRA					
		VOLTS	MCA†	MIN NF DISC SW†	OVER-CURRENT PROTECTION AMP (2) DISC ††	STD. TERMINAL BLK. DISC ††	OPT. N.F. DISC SW	BLK. DISC ††	OPT. C.B.	16A	Y-D-LRA†	LRA (EA)					QTY
0098EB	200	235	250	300	400	100	300	# 2-350	(2) 300 - 250	# 6 - 350	146	404	1257	3	8.2	33.0	
	230	206	200	250	350	100	300	# 4 - 300	# 6 - 350	# 6 - 350	146	354	1103	3	7.8	28.0	
	380	172	150	150	200	# 2 - 100	# 4 - 300	# 4 - 300	# 6 - 350	# 6 - 350	89	219	881	3	4.0	19.0	
	450	102	100	125	150	# 6 - 100	# 14 - 100	# 14 - 100	# 4 - 300	# 4 - 300	72	174	542	3	4.0	19.0	
0118EB	575	83	100	100	125	# 6 - 100	# 14 - 100	# 14 - 100	# 14 - 100	# 14 - 100	59	138	431	3	3.1	15.2	
	200	234	250	300	400	100	300	# 4 - 300	(2) 300 - 250	# 6 - 350	168	404	1257	3	8.2	33.0	
	230	206	200	250	350	100	300	# 4 - 300	# 6 - 350	# 6 - 350	146	354	1103	3	7.8	28.0	
	380	172	150	150	200	# 6 - 100	# 4 - 300	# 4 - 300	# 4 - 300	# 4 - 300	85	219	881	3	4.8	23.0	
0128EB	460	102	100	125	150	# 6 - 100	# 4 - 300	# 4 - 300	# 4 - 300	# 4 - 300	73	174	542	3	4.0	19.0	
	575	83	100	100	125	# 6 - 100	# 14 - 100	# 14 - 100	# 14 - 100	# 14 - 100	59	138	431	3	3.1	15.2	
	200	232	250	300	350	100	300	# 4 - 300	(2) 300 - 250	# 6 - 350	159	404	1257	4	8.2	33.0	
	230	206	200	250	300	100	300	# 4 - 300	# 6 - 350	# 6 - 350	139	354	1103	4	7.8	38.0	
0138EB	380	172	150	150	200	# 6 - 100	# 4 - 300	# 4 - 300	# 4 - 300	# 4 - 300	84	219	881	4	4.8	23.0	
	460	102	100	125	150	# 6 - 100	# 4 - 300	# 4 - 300	# 4 - 300	# 4 - 300	69	174	542	4	4.0	19.0	
	575	82	100	100	125	# 6 - 100	# 14 - 100	# 14 - 100	# 14 - 100	# 14 - 100	56	138	431	4	3.1	15.2	
	200	323	400	400	500	200	500	(2) 300 - 250	(2) 300 - 250	(2) 300 - 250	232	591	1866	4	8.2	33.0	
0148EB	230	284	400	350	450	200	500	(2) 300 - 250	(2) 300 - 250	(2) 300 - 250	202	481	1516	4	7.8	38.0	
	380	172	200	225	250	# 2 - 400	# 4 - 300	# 4 - 300	# 4 - 300	# 4 - 300	122	285	900	4	4.8	23.0	
	460	142	150	175	225	# 2 - 400	# 4 - 300	# 4 - 300	# 4 - 300	# 4 - 300	101	228	716	4	4.0	19.0	
	575	113	150	150	175	# 6 - 100	# 4 - 300	# 4 - 300	# 4 - 300	# 4 - 300	81	182	574	4	3.1	15.2	
0158EB	200	324	400	400	500	200	500	(2) 300 - 250	(2) 300 - 250	(2) 300 - 250	233	591	1866	4	8.2	33.0	
	230	284	400	350	450	200	500	(2) 300 - 250	(2) 300 - 250	(2) 300 - 250	203	481	1516	4	7.8	38.0	
	380	172	200	225	250	# 2 - 400	# 4 - 300	# 4 - 300	# 4 - 300	# 4 - 300	122	285	900	4	4.8	23.0	
	460	142	150	175	225	# 2 - 400	# 4 - 300	# 4 - 300	# 4 - 300	# 4 - 300	101	228	716	4	4.0	19.0	
0178EB	575	114	150	175	225	# 6 - 100	# 4 - 300	# 4 - 300	# 4 - 300	# 4 - 300	81	182	574	4	3.1	15.2	
	200	433	600	600	700	(2) 100 - 300	(2) 100 - 300	(2) 200 - 400	(2) 200 - 400	(2) 200 - 400	301	758	2256	4	8.2	33.0	
	230	378	400	450	600	(2) 100 - 300	(2) 300 - 250	(2) 300 - 250	(2) 300 - 250	(2) 300 - 250	278	642	2045	4	7.8	38.0	
	380	230	250	300	350	100 - 300	# 6 - 350	# 6 - 350	(2) 300 - 250	(2) 300 - 250	188	343	1024	4	4.8	23.0	
0198EB	460	191	200	225	300	# 2 - 400	# 4 - 300	# 4 - 300	# 4 - 300	# 4 - 300	140	280	893	4	4.0	19.0	
	575	151	150	200	250	# 2 - 400	# 4 - 300	# 4 - 300	# 4 - 300	# 4 - 300	111	224	714	4	3.1	15.2	
	200	417	400	500	700	(2) 200 - 300	(2) 300 - 250	(2) 300 - 250	(2) 300 - 250	(2) 300 - 250	297	708	2256	5	6.2	33.0	
	230	361	400	400	600	(2) 200 - 300	(2) 300 - 250	(2) 300 - 250	(2) 300 - 250	(2) 300 - 250	258	627	2045	5	7.8	38.0	
0208EB	380	219	250	300	350	100 - 300	(2) 300 - 500	(2) 300 - 500	(2) 300 - 500	(2) 300 - 500	156	343	1093	5	4.8	23.0	
	460	182	200	225	300	# 2 - 400	# 6 - 350	# 6 - 350	# 6 - 350	# 6 - 350	129	280	893	5	4.0	19.0	
	575	144	150	175	225	# 2 - 400	# 6 - 350	# 6 - 350	# 6 - 350	# 6 - 350	103	224	714	5	3.1	15.2	
	200	510	600	600	800	(2) 200 - 500	(2) 200 - 500	(2) 200 - 500	(2) 200 - 500	(2) 200 - 500	376	708	2256	6	8.2	33.0	
0208EB	230	447	600	600	700	(2) 100 - 300	(2) 200 - 400	(2) 200 - 400	(2) 200 - 400	(2) 200 - 400	326	642	2045	5	7.8	38.0	
	380	271	250	350	450	200 - 500	# 6 - 350	# 6 - 350	(2) 300 - 250	(2) 300 - 250	198	343	1093	5	4.8	23.0	
	460	225	250	300	350	100 - 300	# 6 - 350	# 6 - 350	(2) 300 - 250	(2) 300 - 250	164	280	893	5	4.0	19.0	
	575	179	200	225	300	# 2 - 400	# 6 - 350	# 6 - 350	(2) 300 - 250	(2) 300 - 250	131	224	714	5	3.1	15.2	

Tabla 38.- Datos Eléctricos del Fabricante de la Unidad Enfriadora.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## GRAFICA PARA LA SELECCION DE LA UNIDAD

### MULTIZONAS - SERPENTIN DE CALEFACCION



### UNIZONAS - SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO Y CALEFACCION

Figura 9.- Gráfica para Selección de Unidades Manejadoras de Aire.

## MODELO 70 FC

## FILTROS, EN POSICION PLANA

PCM	Serpentina		Filtros		Presión Est. de los Filtros		
	VC	Vel.	D	Vel.	D	AV	AV
1800	400	408	.18	.08	.08		
1500	500	508		.12			
1200	600	609		.16			
900	700	711					
600	800	812					

## FILTROS, POSICION ANGULAR

PCM	Serpentina		Filtros		Presión Est. de los Filtros		
	VC	Vel.	D	Vel.	D	AV	AV
1800	400	237	.07	.03	.03		
1500	500	297	.10	.05	.05		
1200	600	356	.14	.06	.06		
900	700	416	.17	.08	.08		
600	800	475		.09	.11		

## MULTIZONA

PCM	Serpentina		Presión Estática	
	VC	Vel.	Zona de Compuertas	
2800	400		.08	
2500	500		.12	
2200	600		.16	
1900	700		.20	

## MODELO 81 FC

## FILTROS, EN POSICION PLANA

PCM	Serpentina		Filtros		Presión Est. de los Filtros		
	VC	Vel.	D	Vel.	D	AV	AV
3240	400	387	.16	.04	.04		
4050	500	495		.10			
4860	600	593					
5660	700	691					
6470	800	789					

## FILTROS, POSICION ANGULAR

PCM	Serpentina		Filtros		Presión Est. de los Filtros		
	VC	Vel.	D	Vel.	D	AV	AV
3740	400	274	.09	.04	.04		
4050	500	344	.13	.06	.06		
4860	600	417	.17	.08	.08		
5660	700	480		.10	.11		
6470	800	548			.14		

VC = Velocidad de cara  
D = Deschable

BV = Baja velocidad  
AV = Alto velocidad

## MODELOS: 70 Y 81 FC (ABANICO LAU)

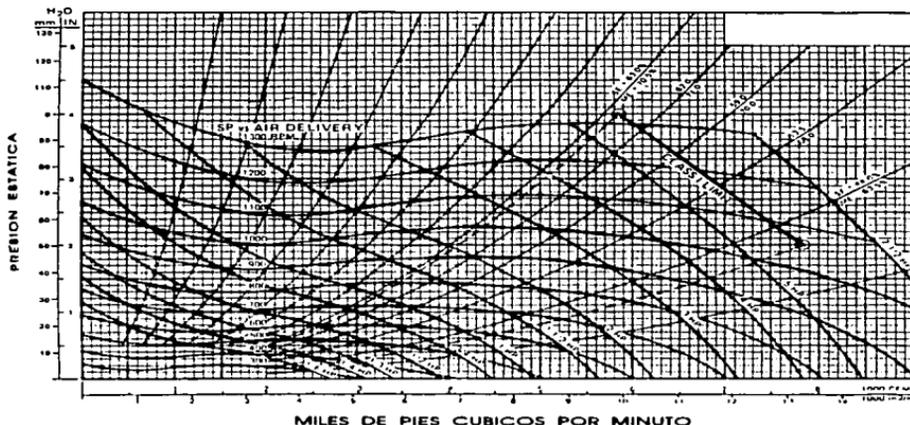


Figura 10.- Curva de Operación del Ventilador de la Manejadora Modelo AH-70 y AH-81, UMA-3, 4, 5, 6, 7 y 8.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## MODELO 100 FC

## FILTROS, EN POSICION PLANA

Pm	Sergentín %	Filtros %	Presión Est. de los Filtros Pv	
			2 - 10" a 20" a 2"	2 - 20" a 20" a 2"
4000	400	400		
3000	300	400	.10	.16
2000	200	270		
1000	100	140		

## FILTROS, POSICION ANGULAR

Pm	Sergentín %	Filtros %	Presión Est. de los Filtros Pv	
			4 - 10" a 20" a 2"	2 - 10" a 20" a 2"
4000	400	200	.05	.04
3000	300	325	.11	.05
2000	200	250	.15	.07
1000	100	125	.18	.10
500	50	50	.21	.12

## MULTIZONA

Pm	Sergentín %	Facción Incluida Zona de Compuertas
4000	400	.00
3000	400	.10
2000	400	.20
1000	400	.30

## MODELO 117 FC

## FILTROS, EN POSICION PLANA

Pm	Sergentín %	Filtros %	Presión Est. de los Filtros Pv	
			2 - 10" a 20" a 2"	2 - 20" a 20" a 2"
4000	400	410	.17	.00
3000	300	320		.10
2000	200	230		.17
1000	100	140		

## FILTROS, POSICION ANGULAR

Pm	Sergentín %	Filtros %	Presión Est. de los Filtros Pv	
			4 - 10" a 20" a 2"	2 - 10" a 20" a 2"
4000	400	300	.10	.05
3000	300	200	.15	.07
2000	200	110	.18	.10
1000	100	50	.21	.12

VC = Velocidad de cara  
B = Velocidad

BV = Baja velocidad  
AV = Alta velocidad

## MODELOS: 100 y 117 FC (ABANICO LAU)

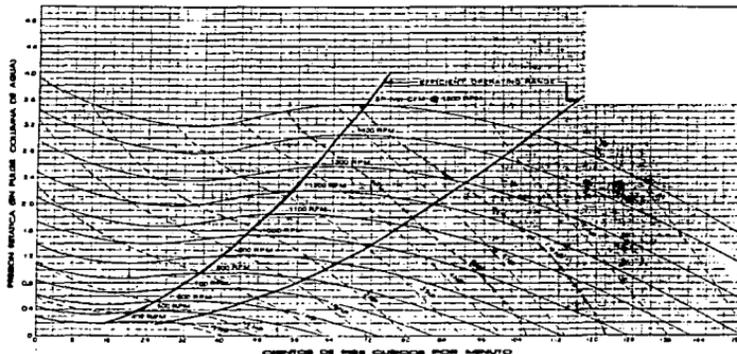


Figura 11.- Curva de Operación del Ventilador de la Manejadora Modelo AH-100, UMA-9 y 10.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

CAIDA DE PRESION (PULGADAS DE AGUA)  
SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO (AGUA Y DIX)

		SERPENTIN SECO				SERPENTIN AC		
		HILERAS				HILERAS		
		4	6	8	10	4	6	8
VELOCIDAD DE CAMA (PIES/MIN.)	300	.11	.16	.22	.27	.20	.29	.39
	350	.14	.21	.28	.36	.25	.37	.50
	400	.18	.27	.36	.45	.31	.46	.61
	450	.22	.33	.44	.55	.37	.55	.73
	500	.26	.39	.53	.66	.43	.64	.86
	550	.31	.47	.62	.78	.50	.75	.99
	600	.36	.54	.72	.90	.57	.86	1.15
	700	.47	.70	.94	1.17	.72	1.10	1.45
	800	.59	.89	1.20	1.50	.89	1.35	1.80
	1000	.87	1.30	1.75	2.20	1.25	1.90	2.50

CAIDA DE PRESION (PULGADAS DE AGUA)  
SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO (AGUA Y DIX)

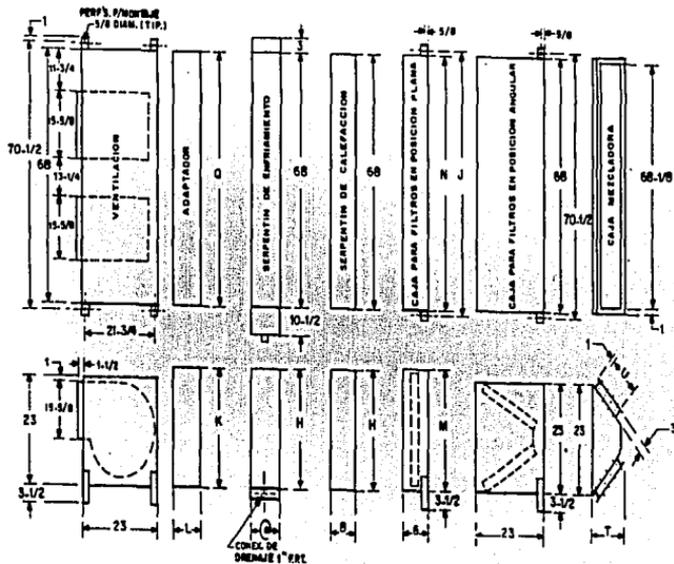
		SERPENTIN HUMEDO				SERPENTIN AC		
		HILERAS				HILERAS		
		4	6	8	10	4	6	8
VELOCIDAD DE CAMA (PIES/MIN.)	300	.14	.21	.27	.34	.24	.37	.49
	350	.18	.27	.36	.45	.31	.47	.62
	400	.22	.34	.45	.56	.38	.58	.76
	450	.27	.41	.55	.68	.46	.69	.92
	500	.33	.50	.66	.82	.54	.81	1.08
	550	.39	.58	.78	.97	.62	.94	1.24
	600	.45	.68	.90	1.12	.71	1.07	1.42

MC = MEDIA CAPACIDAD  
AC = ALTA CAPACIDAD

Tabla 34.- Caídas de Presión en Serpentin de Enfriamiento de 6 Hileras.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN





MODELO	H	J	K	L	M	N	O	T	U
AH100	23	70	-	-	25-3/16	67-1/2	-	12-3/8	13
AH117	26-1/2	77-1/2	26-1/2	4-1/2	26-1/2	75	68	13-1/4	14

NOTAS:

Ø 7 y ø HUELOS = 1", ø HUELOS = 11-1/2", ø HUELOS = 17", 10 HUELOS = 10-1/2".  
 SE MUESTRA LA CONEXION DE LA CHAVILA PARA SERPENTIN MANO IZQUIERDA.  
 LAS DIMENSIONES SON APROXIMADAS Y ESTAN SUJETAS A CAMBIOS SIN PREVIO AVISO.

Dibujo 4 - Dimensiones de la Unidad Meciladora de Aire Modelos AH-100.

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

## Cooling Selection (continued)

### Y\*HYB-3 (3-Row Coil) All capacities are based on nominal CFM

COOLING CAPACITY (1000 BTUH)																
MODEL (CFM)	GPM	P.D. (FT. WTR)	45°F ENT. WATER						42°F ENT. WATER							
			80°F DB 87°F WB			75°F DB 83°F WB			80°F DB 87°F WB			75°F DB 83°F WB				
			TH	SH	TR	TH	SH	TR	GPM	P.D. (FT. WTR)	TH	SH	TR	TH	SH	TR
12	5.0	3.7	30.2	34.3	12.1	23.0	21.4	8.2	8.0	3.7	32.9	25.2	13.2	25.1	22.2	10.0
Y*HYB-3	8.0	8.9	35.0	26.3	9.0	27.5	23.1	8.9	8.0	8.9	39.2	27.5	9.8	29.9	24.1	7.5
11200	11.0	16.4	38.2	22.8	7.1	29.7	24.0	8.4	11.0	16.4	42.2	28.8	7.7	32.2	25.0	8.6
18	7.0	4.4	45.6	32.5	11.6	31.0	28.7	8.8	7.0	4.4	44.2	33.8	12.2	33.4	29.8	8.7
Y*HYB-3	10.0	9.8	46.8	34.8	9.4	35.8	30.5	7.2	10.0	9.8	51.0	36.3	10.2	39.0	31.8	7.8
11800	13.0	15.5	50.3	30.1	7.7	38.4	31.6	8.8	13.0	15.5	54.8	37.8	8.4	41.8	35.9	8.4
24	8.0	5.2	47.8	39.5	12.0	40.5	42.5	12.1	8.0	5.2	52.1	41.1	13.0	39.8	36.2	9.9
Y*HYB-3	13.0	17.1	54.9	42.1	7.0	42.0	37.1	8.8	13.0	17.1	59.8	43.8	10.9	45.7	38.5	9.3
12000	14.0	15.5	58.8	43.8	8.5	45.7	38.5	8.5	14.0	15.5	65.2	45.8	9.3	49.8	40.1	7.1

\* P. with insulated return premium

### Y\*HYB-4 (4-Row Coil) All capacities are based on nominal CFM

COOLING CAPACITY (1000 BTUH)																
MODEL (CFM)	GPM	P.D. (FT. WTR)	45°F ENT. WATER						42°F ENT. WATER							
			80°F DB 87°F WB			75°F DB 83°F WB			80°F DB 87°F WB			75°F DB 83°F WB				
			TH	SH	TR	TH	SH	TR	GPM	P.D. (FT. WTR)	TH	SH	TR	TH	SH	TR
12	5.0	4.6	35.2	27.9	14.4	25.9	24.6	10.7	5.0	4.6	38.3	29.1	15.3	29.3	25.5	11.7
Y*HYB-4	8.0	11.0	41.9	28.1	10.5	32.0	26.6	8.0	8.0	11.0	45.7	31.8	11.4	34.9	27.8	8.7
11200	11.0	16.9	45.4	21.8	8.2	34.6	27.7	8.3	11.0	16.9	49.4	33.4	9.0	37.8	28.6	8.6
18	7.0	3.5	43.2	31.5	13.5	35.1	31.5	9.2	7.0	3.5	51.5	39.0	14.7	37.5	34.5	11.2
Y*HYB-4	10.0	10.8	54.5	40.1	10.9	1.7	35.1	8.3	10.0	10.8	59.8	44.0	11.9	45.4	36.6	9.1
11800	13.0	17.1	57.9	34.9	9.0	37.9	32.9	9.0	13.0	17.1	64.2	41.1	11.9	48.4	39.5	9.3
24	8.0	5.3	52.1	44.2	14.9	45.0	45.0	12.9	8.0	5.3	56.8	45.8	16.2	44.2	40.5	12.4
Y*HYB-4	10.0	10.6	61.6	47.7	12.3	47.0	41.9	9.4	10.0	10.6	67.1	49.7	13.4	51.3	43.2	10.3
12000	13.0	15.4	65.1	40.1	10.5	52.0	43.9	8.0	13.0	15.4	74.2	52.5	11.4	56.1	45.1	8.4

\* P. with insulated return premium

### Y\*HYB-6 (6-Row Coil) All capacities are based on nominal CFM

COOLING CAPACITY (1000 BTUH)																
MODEL (CFM)	GPM	P.D. (FT. WTR)	43 DEG. ENT. WATER						42 DEG. ENT. WATER							
			80 DB 87 WB			75 DB 83 WB			80 DB 87 WB			75 DB 83 WB				
			TH	SH	TR	TH	SH	TR	GPM	P.D. (FT. WTR)	TH	SH	TR	TH	SH	TR
12.0	4.0	3.8	35.9	28.4	17.9	27.4	25.0	13.7	4.0	3.8	39.1	29.6	19.5	29.9	25.9	14.9
Y*HYB-6	7.0	9.8	46.0	32.2	13.1	35.2	28.0	10.0	7.0	9.8	50.2	33.8	14.3	38.3	29.3	13.9
11300	10.0	18.0	50.8	34.0	10.1	38.7	28.4	7.7	10.0	18.0	55.2	35.9	11.0	42.1	30.8	8.4
16.0	6.0	4.4	55.0	38.0	16.7	38.2	34.0	12.7	6.0	4.4	54.5	40.3	18.2	41.8	35.3	13.9
Y*HYB-6	9.0	8.9	58.8	39.3	13.3	45.7	36.1	10.1	9.0	8.9	65.2	44.4	14.6	48.8	38.5	11.1
11400	12.0	16.6	63.4	44.4	10.9	49.9	38.6	8.3	12.0	16.6	71.3	46.9	11.9	54.4	40.4	9.1
20.0	8.0	5.3	54.1	46.8	16.6	44.4	41.1	12.7	8.0	5.3	63.3	46.6	18.1	49.4	42.7	13.8
Y*HYB-6	10.0	10.4	60.9	50.8	12.7	52.4	44.2	10.9	10.0	10.4	74.7	50.9	14.9	56.1	45.1	11.1
12000	13.0	17.0	76.0	57.4	11.7	58.0	46.5	8.9	13.0	17.0	82.8	55.1	12.7	63.2	49.6	9.7

\* P. with insulated return premium

TH - Total Cooling Capacity

SH - Sensible Cooling Capacity

TR - Water temp rise

Tabla 35.- Tabla de Selección y Capacidad Térmica de los FAN-COIL.  
 Datos del Fabricante.

YORK INTERNATIONAL

## YHYB Models

BLOWER DATA (3- & 4-row coil)								
CFM vs EXTERNAL STATIC PRESSURE								
MODEL	HP	AMPS	SPEED	EXTERNAL STATIC PRESSURE (in. H <sub>2</sub> O)				
				0.1	0.2	0.3		
12YHYB4	1/8	5.2	HIGH	1985	1515	1415	1185	1015
			MED HI	1315	1255	1185	1105	1005
			MED LOW	1015	885	845	865	845
			LOW	895	805	785	815	845
16YHYB4	1/5	5.2	HIGH	1825	1745	1665	1565	1445
			MED HI	1425	1385	1325	1285	1185
			MED LOW	1065	1025	965	905	805
			LOW	725	695	665	505	405
20YHYB4	1/4	8.8	HIGH	2515	2465	2395	2125	1965
			MED HI	2105	2045	1985	1885	1745
			MED LOW	1675	1595	1545	1485	1385
			LOW	1245	1195	1165	1165	1075

- NOTES: 1. 120V-1PH-60 Hz  
 2. \* Amps is total for (2) motors  
 3. 8-row coil - deduct 0.10 from ESP shown  
 4. Due to varying reduction of fin pattern spacing as you increase the rows of coils, it keeps the airflow equivalent for 3- and 4-row coils

## YPHYB Models

(YHYB with plenum)

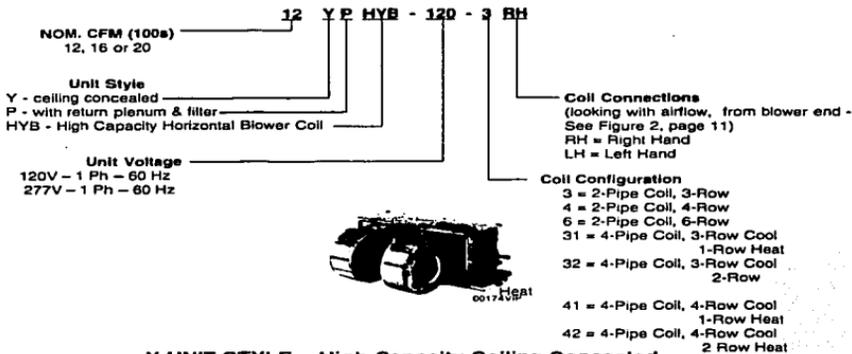
BLOWER DATA (3- & 4-row coil)								
CFM vs EXTERNAL STATIC PRESSURE								
MODEL	HP	AMPS	SPEED	EXTERNAL STATIC PRESSURE (in. H <sub>2</sub> O)				
				0.1	0.2	0.3		
12YPHYB4	1/8	5.7	HIGH	1455	1345	1275	1115	985
			MED HI	1225	1155	1085	985	895
			MED LOW	985	935	895	795	685
			LOW	805	765	735	645	565
16YPHYB4	1/5	5.2	HIGH	1705	1625	1525	1425	1295
			MED HI	1375	1325	1265	1165	1055
			MED LOW	1035	985	925	835	735
			LOW	695	635	585	495	395
20YPHYB4	1/4	8.8	HIGH	2285	2185	2025	1865	1725
			MED HI	2085	1985	1825	1685	1525
			MED LOW	1575	1525	1475	1365	1245
			LOW	1175	1145	1105	1045	945

- NOTES: 1. 120V-1PH-60 Hz  
 2. \* Amps is total for (2) motors  
 3. 8-row coil - deduct 0.10 from ESP shown  
 4. Due to varying reduction of fin pattern spacing as you increase the rows of coils, it keeps the airflow equivalent for 3- & 4-row coils

(Data is for all Coil Configurations)

YORK INTERNATIONAL  
 Tabla 36.- Tabla de Caídas de Presión Estática a Diferentes Flujos de Aire  
 en el FAN-COIL.

## YHYB and YPHYB Models Nomenclature

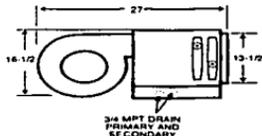


### Y UNIT STYLE - High Capacity Ceiling Concealed

PHYSICAL DIMENSIONS (Inches)					
MODEL	A	B	C	D	
12YHYB	35-1/2	35-1/2	28	31-1/4	
16YHYB	45-1/2	42-1/2	38	41-1/4	
20YHYB	54-1/2	51-1/2	47	50-1/4	

#### FEATURES:

1. Manual air vents
2. 4-speed direct drive motors
3. 1/2" copper tubing
4. Primary and secondary condensate drains on one end
5. 120V/1/60HZ. motors (2)
6. 3-row and 6-row models available
7. Rubber isolation grommets
8. Insulated and coated drain pan



**NOTE:** All coil connections are to be selected using appropriate Figure

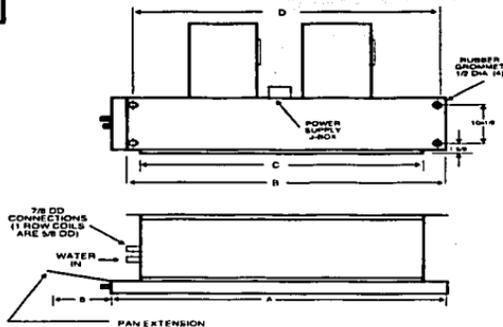


Figura 12.- Dimensiones y Nomenclatura de los FAN-COIL Modelo YPHYB.

## YP UNIT STYLE – With Return Plenum and Filter

PHYSICAL DIMENSIONS (inches)							TABLE G2
MODEL	A	B	C	D	E	F	FILTER SIZE
12YPHYB	35-1/2	32-1/2	28	31-1/4	28-1/4	28	14 x 28 x 1
16YPHYB	45-1/2	42-1/2	38	41-1/4	38-1/4	38	14 x 38 x 1
20YPHYB	54-1/2	51-1/2	47	50-1/4	47-1/4	47	14 x 47 x 1



### FEATURES:

1. Manual air vents
2. 4-speed direct drive motors
3. 1/2" copper tubing
4. Primary and secondary condensate drains on one end
5. Return air plenum - field convertible from end return to bottom return
6. Throw-away filter
7. 220/1/50Hz motors (2)
8. 3-row and 6-row models available
9. Rubber isolation grommets
10. Insulated and coated drain pan

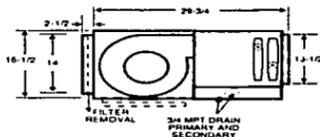
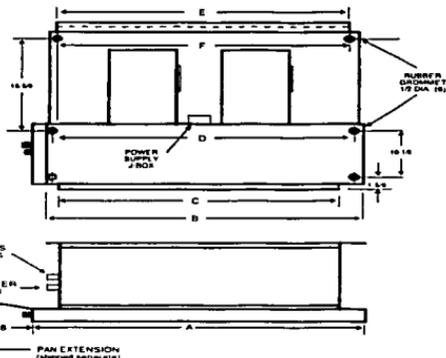


Figura 13.- datos Físicos y Dimensiones de los FAN-COIL Modelo 12YPHYB. Datos del Fabricante.

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

## Y\*HYB Models

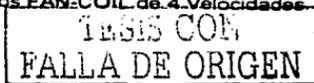
Table 69

VOLTAGE	RATINGS		UNIT SIZE		
			12	16	20
<b>120V 60 HZ 1-Phase</b>	Nominal HP		1/5 (two)	1/5 (two)	1/4 (two)
	High Speed	Amps	<b>4.90</b>	<b>5.60</b>	<b>8.10</b>
		Watts	575	640	840
	Med-Hi Speed	Amps	<b>3.33</b>	<b>3.70</b>	<b>6.20</b>
		Watts	395	425	660
	Med-Low Speed	Amps	<b>2.38</b>	<b>2.54</b>	<b>4.75</b>
		Watts	278	292	510
	Low Speed	Amps	<b>1.35</b>	<b>1.38</b>	<b>3.60</b>
Watts		160	160	380	
<b>220 V 50 HZ 1-Phase</b>	Nominal HP		1/5 (two)	1/5 (two)	1/4 (two)
	High Speed	Amps	<b>3.48</b>	<b>3.78</b>	<b>5.32</b>
		Watts	715	785	1030
	Med-Hi Speed	Amps	<b>2.39</b>	<b>2.54</b>	<b>3.60</b>
		Watts	500	528	725
	Med-Low Speed	Amps	<b>1.77</b>	<b>1.81</b>	<b>2.95</b>
		Watts	365	375	590
	Low Speed	Amps	<b>1.07</b>	<b>1.08</b>	<b>2.18</b>
Watts		224	220	425	
<b>277V 50 HZ 1-Phase</b>	Nominal HP		1/5 (two)	1/5 (two)	1/4 (two)
	High Speed	Amps	<b>2.20</b>	<b>2.70</b>	<b>3.60</b>
		Watts	600	720	855
	Med-Hi Speed	Amps	<b>1.67</b>	<b>1.92</b>	<b>2.90</b>
		Watts	450	510	715
	Med-Low Speed	Amps	<b>1.30</b>	<b>1.40</b>	<b>2.50</b>
		Watts	340	360	610
	Low Speed	Amps	<b>0.82</b>	<b>0.85</b>	<b>2.10</b>
Watts		210	210	500	

**NOTE:**

The above amperage and wattages are actual operating values as tested and certified. Nameplate values for amperage may be higher.

Tabla 37.- Datos Eléctricos para los **FAN-COIL** de 4 Velocidades.



# Water Coils — Chilled Water

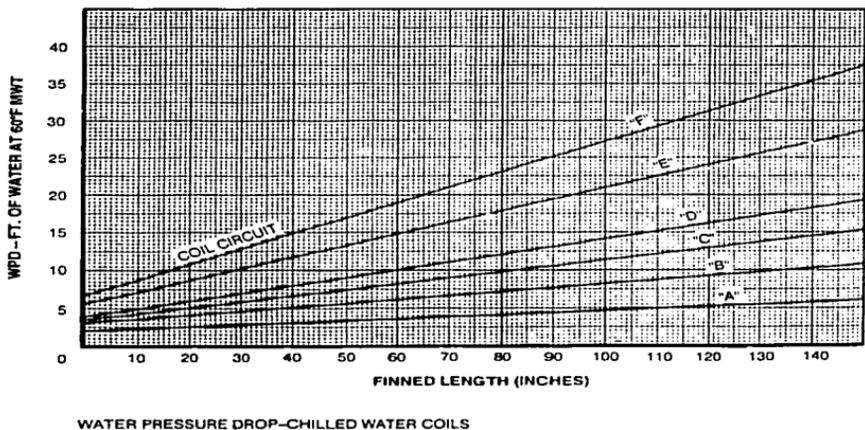


Figura 14.- Gráfica para Determinar la Caída de Presión en Serpentin de Refrigeración para Agua Helada.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

**45°F ENTERING WATER TEMP.  
80°F ENTERING DRY BULB                      67°F ENTERING WET BULB**

WATER TEMP. RISE	FPS	ROW	FPI	AIR VELOCITY (FPM)											
				300			400			500			600		
				MBH	LDB	LWB	MBH	LDB	LWB	MBH	LDB	LWB	MBH	LDB	LWB
10°F	2	8	8.1	65.3	61.0	6.9	66.7	61.9	7.5	67.7	62.6	8.1	68.5	63.1	
		10	6.6	63.9	60.4	7.5	65.4	61.4	8.3	66.5	62.1	8.9	67.3	62.7	
		12	7.1	62.8	59.9	8.1	64.4	61.4	8.9	65.1	61.8	9.4	66.4	62.4	
	4	8	10.1	57.8	56.4	11.8	60.7	57.9	13.1	61.0	59.0	14.3	62.1	59.9	
		10	10.9	56.5	55.8	12.7	57.4	56.6	14.2	59.8	58.3	15.4	60.8	59.2	
		12	11.4	55.5	54.9	13.4	57.4	56.6	15.0	58.8	57.7	16.4	59.9	58.6	
	6	8	12.9	53.5	53.1	15.3	55.4	54.6	17.4	56.9	56.1	19.1	58.0	57.1	
		10	13.6	52.4	52.1	16.3	54.3	53.9	18.5	55.7	55.2	20.4	56.9	56.3	
		12	14.2	51.6	51.4	17.0	53.4	53.2	19.4	54.9	54.6	21.5	56.1	55.7	
	8	8	14.8	50.7	50.8	17.9	52.6	52.4	20.8	54.1	53.7	22.9	55.3	54.9	
		10	15.5	49.8	49.7	18.9	51.8	51.5	21.9	53.0	52.9	24.2	54.2	54.0	
		12	16.0	49.1	49.1	19.6	50.9	50.8	22.6	52.3	52.2	25.3	53.5	53.4	
	2	8	6.6	64.7	60.4	7.5	66.2	61.4	8.2	67.3	62.2	8.9	68.1	62.7	
		10	7.2	63.2	59.7	8.3	64.8	60.8	9.1	65.9	61.6	9.8	66.8	62.2	
		12	7.8	62.1	59.1	8.9	63.7	60.3	9.9	64.8	61.1	10.7	65.8	61.8	
	4	8	10.8	57.0	53.6	12.7	58.8	57.1	14.2	60.2	58.3	15.8	61.3	58.1	
		10	11.8	55.6	54.8	13.7	56.8	57.1	15.5	58.8	57.4	16.9	60.0	58.3	
		12	12.3	54.5	54.6	14.6	56.3	55.5	16.5	57.7	56.7	18.1	59.9	57.7	
	6	8	13.6	52.6	52.1	15.3	54.5	53.9	18.7	55.9	55.1	20.6	57.1	56.2	
		10	14.4	51.4	51.1	17.4	53.2	52.8	20.4	54.2	54.2	22.2	55.8	55.3	
		12	15.0	50.5	50.3	18.3	52.3	52.1	21.0	53.7	53.4	23.4	54.9	54.6	
	8	8	15.5	49.9	49.7	19.0	51.6	51.4	21.9	53.0	52.7	24.5	54.2	53.8	
		10	16.2	48.8	48.8	19.9	50.5	50.2	23.1	51.9	51.7	26.3	53.2	52.9	
		12	16.7	48.1	48.1	20.7	49.7	49.6	24.2	51.1	51.0	27.3	52.4	52.0	
2	8	6.9	64.3	60.1	7.9	65.8	61.1	8.7	67.0	61.9	9.4	67.8	62.4		
	10	7.6	62.8	59.3	8.8	64.4	60.4	9.7	65.5	61.2	10.5	66.4	61.8		
	12	8.2	61.6	58.7	9.6	63.2	59.6	10.7	64.4	60.7	11.6	65.3	61.4		
4	8	11.3	56.4	53.1	13.3	58.3	56.5	14.9	59.7	57.8	16.4	60.9	58.7		
	10	12.1	54.9	54.0	14.4	56.8	55.7	16.3	58.3	56.9	17.9	59.4	57.8		
	12	12.6	53.8	53.2	15.3	55.6	54.6	17.4	57.1	56.0	19.1	58.5	57.1		
6	8	14.0	52.1	51.7	16.9	53.9	53.3	19.4	55.4	54.6	21.8	56.5	55.6		
	10	14.8	50.8	50.6	18.1	52.8	52.2	20.9	54.0	53.3	23.3	55.2	54.6		
	12	15.5	49.9	49.7	19.0	51.6	51.4	22.0	53.0	52.7	24.6	54.2	53.8		
8	8	15.9	49.3	49.2	19.5	51.0	50.8	22.7	52.4	52.2	25.5	53.8	53.3		
	10	16.6	48.3	48.2	20.6	49.8	49.6	24.1	51.2	51.2	27.2	52.4	52.2		
	12	17.1	47.5	47.5	21.4	48.0	48.0	25.1	50.3	50.2	28.5	51.4	51.3		
2	8	7.3	63.8	59.7	8.4	65.4	60.7	9.3	66.5	61.5	10.1	67.4	62.0		
	10	8.1	62.2	58.8	8.3	63.9	59.0	10.4	65.1	60.8	11.3	66.0	61.4		
	12	8.7	60.9	58.1	10.2	62.6	58.2	11.3	63.8	60.2	12.3	64.8	60.6		
4	8	11.7	53.8	54.3	14.0	57.7	56.0	15.8	59.1	57.2	17.4	60.3	58.1		
	10	12.7	53.0	52.4	16.1	54.9	54.1	17.3	57.5	56.1	18.1	58.7	57.1		
	12	13.4	53.0	52.4	16.1	54.9	54.1	18.5	56.3	55.3	20.5	57.4	56.3		
6	8	14.5	51.4	51.0	17.6	53.2	52.8	20.4	54.7	53.9	22.8	55.8	54.9		
	10	15.5	50.1	49.8	19.7	51.9	51.6	22.3	53.2	52.7	25.1	54.6	54.1		
	12	16.0	49.2	49.0	19.9	50.7	50.5	23.2	52.0	51.8	26.1	53.2	52.9		
8	8	16.3	48.8	48.7	20.2	50.4	50.2	23.7	51.7	51.4	26.7	52.9	52.8		
	10	17.0	47.7	47.7	21.3	48.2	48.1	25.1	50.4	50.3	28.5	51.5	51.4		
	12	17.5	47.0	46.9	22.1	48.3	48.2	26.2	49.5	49.4	29.9	50.5	50.4		

 WATER  
TEMP.  
RISE

Tabla 38.- Tabla de Selección y Comportamiento Térmico del Serpentin con Diferencial de 10° F y 6 Hileras.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

75 DR.  
60 RB.SERIES  
MC7000 FT. ELEVATION  
CAPACITY—CHILLED WATER COILS

GPM / CH.	Ft.	WT. / HSE.	4 Row			5 Row			6 Row			7 Row			8 Row			10 Row		
			BTUH	WPI	DDI	BTUH	WPI	DDI												
1	40	15	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310
	45	15	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310
	50	15	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310
3	40	15	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310
	45	15	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310
	50	15	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310
5	40	15	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310
	45	15	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310
	50	15	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310
1	40	15	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310
	45	15	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310
	50	15	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310
3	40	15	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310
	45	15	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310
	50	15	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310
5	40	15	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310
	45	15	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310
	50	15	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310	12000	2110	2310

BTUH = Btu Per Hour Per Square Foot Of Face Area  
 WPI = Initial Wet Bulb Temperature  
 DDI = Initial Dry Bulb Temperature

WPI = Initial Wet Bulb Temperature  
 DDI = Initial Dry Bulb Temperature  
 WPI = Water Temperature  
 DDI = Face Wet Bulb at 80 Feet

Tabla 39.- Tabla de Selección y Comportamiento Térmico del Serpentin 6H/8A 7,000 pies de Elevación Sobre el Nivel del Mar.

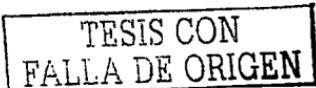
TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

PHYSICAL PROPERTIES OF COPPER TUBING

CLASSIFICATION	NOM. TUBE SIZE (in.)	OUTSIDE DIA. (in.)	STUBBS GAGE	WALL THICKNESS (in.)	INSIDE DIA. (in.)	TRANSVERSE AREA (sq. in.)	MINIMUM TEST PRESSURE (psi)	WEIGHT OF TUBE (lb./ft.)	WT. OF WATER IN TUBE* (lb./ft.)	OUTSIDE SURFACE (sq. in./ft.)
HARD	1/4	3/8	23	.025	.325	.083	1000	1.04	.036	.098
	1/4	3/8	23	.025	.450	.159	1000	1.44	.069	1.31
	1/4	3/8	23	.028	.585	.254	890	2.00	.110	1.64
	1/2	5/8	21	.031	.811	.514	710	3.28	.229	2.79
	1	1 1/8	20	.032	1.052	.874	600	4.44	.379	3.93
	1 1/2	1 5/8	19	.042	1.391	1.309	390	6.61	.568	5.60
	2	2 1/8	18	.049	1.811	1.811	180	9.4	.818	7.81
	2 1/2	2 3/8	17	.058	2.009	3.17	370	1.46	1.372	5.34
	3	2 7/8	16	.065	2.492	4.89	470	2.03	2.120	6.87
	3 1/2	3 1/8	13	.072	2.966	6.98	440	2.68	3.025	8.18
	4	3 1/2	14	.083	3.459	9.40	318	4.28	4.260	9.49
	4 1/2	4	13	.095	3.935	12.16	430	4.66	5.262	1.08
5	5 1/4	12	.109	4.907	18.91	400	6.86	8.180	1.34	
6	6 1/8	12	.122	5.881	27.16	275	8.91	11.250	1.60	
8	8 1/8	10	.170	7.785	47.6	375	16.46	20.60	2.13	
HARD	1/4	3/8	19	.025	.430	.144	1000	1.98	.063	1.31
	1/4	3/8	19	.040	.545	.223	1000	2.84	.101	1.64
	1/4	3/8	19	.045	.785	.484	1000	4.54	.209	2.29
	1	1 1/4	16	.030	1.023	.825	840	6.53	.538	2.95
	1 1/2	1 3/4	15	.035	1.265	1.256	780	8.82	.54	3.60
	1 1/2	1 3/4	15	.040	1.505	1.78	720	1.14	.770	4.23
	2	2 1/4	14	.070	1.983	3.094	640	1.75	1.238	5.56
	2 1/2	2 3/4	13	.080	2.465	4.77	580	2.48	2.070	6.87
	3	3 1/4	12	.090	2.945	6.812	550	3.33	2.975	8.18
	3 1/2	3 3/4	11	.100	3.423	9.213	530	4.29	4.000	9.49
	4	4 1/4	11	.110	3.905	11.97	510	5.38	5.180	1.08
	5	5 1/4	10	.125	4.875	18.67	460	7.61	8.090	1.34
6	6 1/4	10	.140	5.845	26.85	430	10.20	11.610	1.60	
HARD	1/4	3/8	21	.027	.311	.076	1000	1.33	.033	.098
	1/4	3/8	18	.049	.402	.127	1000	2.67	.053	1.31
	1/4	3/8	18	.049	.527	.218	1000	3.44	.094	1.64
	1	1 1/4	16	.065	.745	.438	1000	6.41	.189	2.29
	1 1/2	1 3/4	14	.083	9.95	.778	740	8.82	.336	2.95
	1 1/2	1 3/4	16	.083	1.243	1.217	630	1.04	.726	3.60
	1 1/2	1 3/4	15	.072	1.481	1.772	580	1.36	.745	4.23
	2	2 1/4	14	.083	1.926	3.014	560	2.06	1.305	5.56
	2 1/2	2 3/4	13	.093	2.433	4.656	470	2.92	2.215	6.87
	3	3 1/4	12	.109	2.907	6.637	450	4.00	2.870	8.18
	3 1/2	3 3/4	11	.120	3.385	8.999	430	5.12	3.895	9.49
	4	4 1/4	10	.134	3.857	11.68	420	6.51	5.05	1.08
5	5 1/4	10	.140	4.825	18.13	400	9.67	7.82	1.34	
6	6 1/4	10	.162	5.793	25.88	400	13.87	11.30	1.60	
SOFT	1/4	3/8	21	.032	.311	.076	1000	1.33	.033	.098
	1/4	3/8	18	.049	.402	.127	1000	2.69	.053	1.31
	1/4	3/8	18	.049	.527	.218	1000	3.44	.094	1.64
	1	1 1/4	16	.065	.745	.438	1000	6.41	.189	2.29
	1 1/2	1 3/4	14	.083	.995	.778	780	8.82	.336	2.95
	1 1/2	1 3/4	16	.083	1.243	1.217	630	1.04	.726	3.60
	1 1/2	1 3/4	15	.072	1.481	1.772	580	1.34	.745	4.23
	2	2 1/4	14	.083	1.959	3.014	510	2.04	1.300	5.56
	2 1/2	2 3/4	13	.095	2.433	4.656	470	2.92	2.215	6.87
	3	3 1/4	12	.109	2.907	6.637	450	4.00	2.870	8.18
	3 1/2	3 3/4	11	.120	3.385	8.999	430	5.12	3.89	9.49
	4	4 1/4	10	.134	3.857	11.68	420	6.51	5.05	1.08
5	5 1/4	10	.140	4.803	18.13	400	9.67	7.82	1.34	
6	6 1/4	10	.162	5.741	25.88	400	13.87	11.30	1.60	

\*To change Wt of Water in Tube (lb./ft.) to "Contents of Water in Tube (gal./ft.); divide values in table by 8.34

Tabla 40.- Propiedades Físicas de la Tubería de Cobre para Cálculo de Tanque de Expansión.



PHYSICAL PROPERTIES OF STEEL PIPE

IN4

NOM. PIPE SIZE (In.)	SCHEDULE NO.1	OUTSIDE DIAM (In.)	INSIDE DIAM (In.)	WALL THICK-NESS (In.)	WEIGHT OF PIPE (Lb./ft.)	WT OF WATER IN PIPE* (Lb./ft.)	OUTSIDE SURFACE (sq ft/ft)	INSIDE SURFACE (sq ft/ft)	TRANS-VERSE AREA (sq in.)
1/4	40(S)	.405	.315	.088	.344	.0748	.101	.0703	.0568
	80(X)	.405	.315	.088	.314	.0157	.106	.0863	.0364
1/4	40(S)	.540	.364	.088	.474	.0451	.141	.0953	.1021
	80(X)	.540	.364	.119	.535	.0310	.141	.0794	.0716
3/8	40(S)	.675	.493	.091	.567	.0827	.177	.1295	.1910
	80(X)	.675	.493	.126	.738	.0609	.177	.1105	.1403
1/2	40(S)	.840	.622	.109	.830	.1316	.220	.1637	.3040
	80(X)	.840	.646	.147	1.087	.1013	.220	.1433	.2340
3/4	40(S)	1.030	.824	.113	1.130	.2201	.275	.2168	.5330
	80(X)	1.030	.824	.154	1.473	.1875	.275	.1948	.4330
1	40(S)	1.315	1.049	.133	1.678	.3740	.344	.2740	.8640
	80(X)	1.315	.957	.179	2.171	.3112	.344	.2525	.7190
1 1/4	40(S)	1.640	1.280	.140	2.272	.6471	.434	.3622	1.493
	80(X)	1.640	1.278	.184	2.954	.5154	.434	.3155	1.200
1 1/2	40(S)	1.900	1.610	.145	2.717	.8820	.484	.4213	2.036
	80(X)	1.900	1.500	.200	3.631	.7648	.487	.3627	1.767
2	40(S)	2.375	2.067	.154	3.652	1.437	.622	.5401	3.355
	80(X)	2.375	1.939	.218	5.032	1.276	.622	.5074	2.932
2 1/2	40(S)	2.875	2.469	.203	5.79	2.072	.753	.6467	4.788
	80(X)	2.875	2.323	.276	7.66	1.834	.753	.6095	4.238
3	40(S)	3.500	3.068	.216	7.57	3.20	.916	.802	7.303
	80(X)	3.500	2.900	.300	10.23	2.86	.916	.761	6.603
3 1/2	40(S)	4.000	3.548	.224	9.11	4.29	1.04	.926	9.80
	80(X)	4.000	3.344	.318	12.51	3.82	1.04	.881	8.86
4	40(S)	4.500	4.026	.237	10.76	5.31	1.176	1.053	12.73
	80(X)	4.500	3.826	.337	14.88	4.68	1.176	1.002	11.20
5	40(S)	5.563	5.047	.258	14.62	8.66	1.456	1.321	20.01
	80(X)	5.563	4.813	.373	20.78	7.87	1.456	1.261	18.19
6	40(S)	6.623	6.063	.280	18.97	12.31	1.732	1.587	28.99
	80(X)	6.623	5.761	.432	28.57	11.26	1.732	1.511	25.07
8	40(S)	8.625	7.981	.322	28.55	21.6	2.26	2.02	50.0
	80(X)	8.625	7.623	.500	43.36	19.8	2.26	2.026	43.6
10	40(S)	10.750	10.020	.362	40.48	34.1	2.81	2.62	76.9
	80(X)	10.750	9.500	.500	64.70	32.4	2.81	2.51	67.5
12	BD	10.750	9.564	.593	64.33	31.1	2.81	2.50	71.8
	30(S)	12.750	12.090	.330	43.80	49.6	3.34	3.11	110
12	40	12.750	11.918	.404	53.53	48.3	3.34	3.11	105.0
	(X)	12.750	11.750	.500	63.40	46.0	3.34	3.11	120.0
14	BD	12.750	11.376	.681	88.51	44.0	3.34	2.98	101.6
	30(S)	14.000	13.285	.375	54.60	59.6	3.87	3.64	138.0
14	40	14.000	13.123	.428	63.37	58.5	3.87	3.44	133.0
	(X)	14.000	13.000	.500	72.10	56.8	3.87	3.44	130.0
16	BD	14.000	13.300	.750	106.31	51.2	3.87	3.44	127.0
	30(S)	16.000	15.250	.375	62.43	79.1	4.18	3.90	183.0
16	40(X)	16.000	15.000	.500	82.77	76.3	4.18	3.90	170.7
	80	16.000	14.214	.843	136.48	68.7	4.18	3.67	160.0
18	(S)	18.000	17.235	.375	70.60	100.8	4.71	4.51	236.0
	40	18.000	17.000	.500	93.32	93.3	4.71	4.43	220.0
18	80	18.000	16.874	.683	104.75	88.7	4.71	4.27	210.0
	BD	18.000	16.126	.837	120.75	81.3	4.71	4.22	204.0
20	30(S)	20.000	19.250	.375	78.60	128.7	5.24	5.04	280.0
	40(X)	20.000	19.000	.500	104.30	125.5	5.24	4.80	268.0
20	80	20.000	18.814	.683	122.91	120.4	5.24	4.83	261.0
	BD	20.000	17.938	1.021	208.87	109.4	5.24	4.70	252.7
24	30(S)	24.000	23.250	.375	94.60	184.6	6.78	6.52	320.0
	(X)	24.000	23.000	.500	123.35	178.2	6.78	6.29	300.0
24	80	24.000	22.676	.687	171.17	174.2	6.78	6.21	321.1
	BD	24.000	21.564	1.218	298.36	156.2	6.78	5.93	303.2

\*To change "Wt of Water in Pipe (Lb./ft)" to "Gallons of Water in Pipe (gal./ft)", divide values in table by 8.34

15 is designation of standard wall pipe.

X is designation of extra strong wall pipe.

Tabla 41.- Propiedades Físicas de la Tubería de Acero Cédula 40 con Costura para Cálculo de Tanque de Expansión.

Equivalent Length of Pipe for 90-Deg Elbows

Vel. Fps	Pipe Size														
	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	3 1/2	4	5	6	8	10	12
1	1.2	1.7	2.2	3.0	3.5	4.5	5.4	6.7	7.7	8.6	10.5	12.2	15.4	18.7	22.2
2	1.3	1.9	2.5	3.3	3.9	5.1	6.1	7.5	8.6	9.5	11.7	13.7	17.3	20.8	24.5
3	1.5	2.0	2.7	3.6	4.2	5.5	6.4	8.0	9.2	10.2	12.5	14.6	18.4	22.3	26.5
4	1.5	2.1	2.8	3.7	4.4	5.8	6.7	8.3	9.6	10.6	13.1	15.2	19.2	23.2	27.8
5	1.6	2.2	2.9	3.9	4.5	6.0	7.0	8.7	10.0	11.1	13.6	15.8	19.8	24.2	28.8
6	1.7	2.3	3.0	4.0	4.7	6.2	7.2	8.9	10.3	11.4	14.0	16.3	20.5	24.9	29.6
7	1.7	2.3	3.0	4.1	4.8	6.3	7.3	9.1	10.5	11.7	14.3	16.7	21.0	25.5	30.3
8	1.7	2.4	3.1	4.2	4.9	6.4	7.5	9.3	10.8	11.9	14.6	17.1	21.5	26.1	31.0
9	1.8	2.4	3.2	4.3	5.0	6.5	7.7	9.5	11.0	12.2	14.9	17.4	21.9	26.6	31.6
10	1.8	2.5	3.2	4.3	5.1	6.6	7.8	9.7	11.2	12.4	15.2	17.7	22.2	27.0	32.0

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

Tabla 42.- Tabla de Longitud Equivalente de Tubería para Codos de 90° para Cálculo de la Carga de las Bombas de Agua Helada.

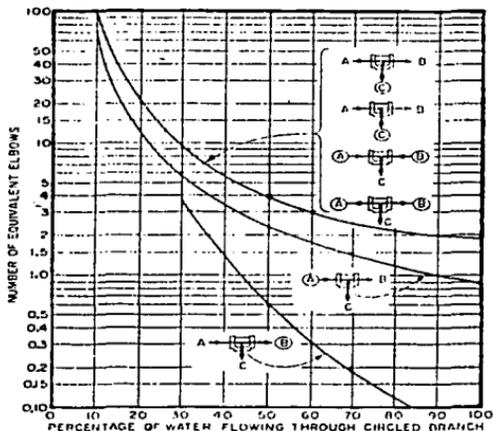
### Iron and Copper Elbow Equivalents

<i>Fitting</i>	<i>Iron Pipe</i>	<i>Copper Tubing</i>
Elbow, 90-deg. . . . .	1.0	1.0
Elbow, 45-deg. . . . .	0.7	0.7
Elbow, 90-deg long turn. . . . .	0.5	0.5
Elbow, welded, 90-deg. . . . .	0.5	0.5
Reduced coupling. . . . .	0.4	0.4
Open return bend. . . . .	1.0	1.0
Angle radiator valve. . . . .	2.0	3.0
Radiator or convactor. . . . .	3.0	4.0
Boiler or heater. . . . .	3.0	4.0
Open gate valve. . . . .	0.5	0.7
Open globe valve. . . . .	12.0	17.0

See Table for equivalent length of one elbow.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Tabla 43.- Tabla de Longitud Equivalente de Codo de 90° para otros Accesorios de Acero y Cobre, para Cálculo de Carga de Bombas.



Notes: 1. The chart is based on straight tees, that is, branches A, B, and C are the same size.

2. Head loss in desired circuit is obtained by selecting proper curve according to illustrations, determining the flow at the circled branch, and multiplying the head loss for the same size elbow at the flow rate in the circled branch by the equivalent elbows indicated.

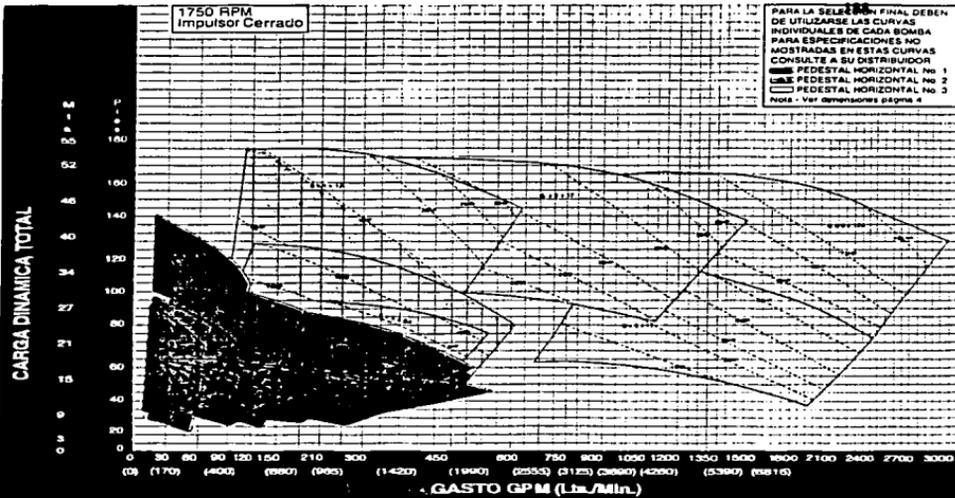
3. When the size of an outlet is reduced the equivalent elbows shown in the chart do not apply. The maximum loss for any circuit for any flow will not exceed 2 elbow equivalents at the maximum flow (gpm) occurring in any branch of the tee.

4. The top curve of the chart is the average of 4 curves, one for each of the tee circuits illustrated.

#### Elbow Equivalents of Tees at Various Flow Conditions<sup>2,3</sup>

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Tabla 44.- Tabla de Longitud Equivalente de Codo de 90° para "T" Recta a Varios Flujos en Distintos Ramales, para Cálculo de Carga de Bombas.

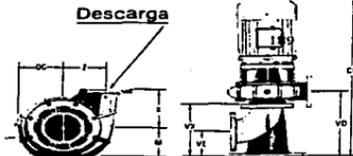
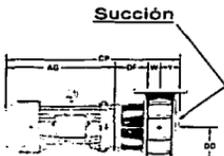


TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

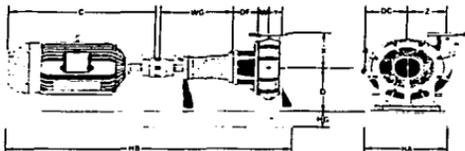
Figura 15.- Gráfica para Selección de Bombas para Agua Helada para 256 GPM contra 133 pies de agua.

**NOTAS**

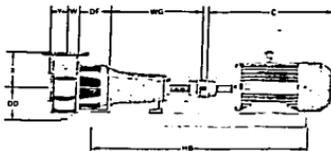
1. Las dimensiones y sus DECIMOS son aproximados.
2. Todas las dimensiones son en mm. y pueden variar  $\pm 6$  mm.
3. Las dimensiones A, G, C, CP y M y el peso de los motores no se fabrican dado que varían segun el fabricante.
4. Peso según tipo de bomba.
341. Bomba más pesada.
342. Bomba más pesada vertical más motor.
343. Bomba más pesada horizontal más base más motor.
5. Las dimensiones no son para fines de construcción, a menos que estén especificadas.
6. Las bombas tienen el eje en el sentido de descarga 90°.
7. PICSA ALPINDA se reserva el derecho de hacer modificaciones de sus productos, especificaciones y a que estén sin previo aviso.
8. La dirección del eje de la bomba puede hacerse en los Luchas (Fig. 3).
9. Las bombas 341 y 342 emplean motor Breda C. Las bombas 344 utilizan motores espáñoles.



**PEDESTAL H.3-B**

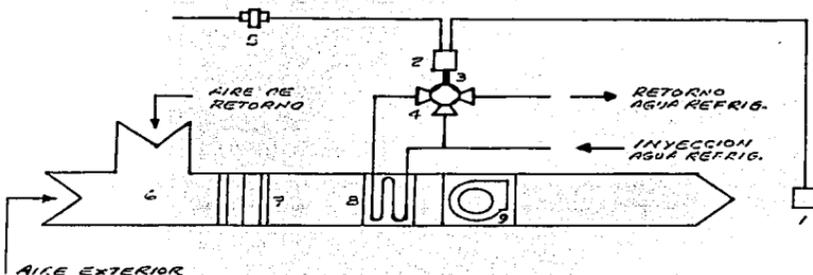


**PEDESTAL H.1.-2-3A**



MODELO		341										342									
DESC.	SUCC. DIAM.	T.M.P.O. 25		T.M.P.O. 30		T.M.P.O. 35		T.M.P.O. 40		T.M.P.O. 45		T.M.P.O. 50		T.M.P.O. 55		T.M.P.O. 60		T.M.P.O. 65		T.M.P.O. 70	
1 1/2	1 1/2 x 7	B	B	130	130	300	314	321	329	337	345	353	361	369	377	385	393	401	409	417	425
1 1/2	1 1/2 x 7	B	B	130	130	300	314	321	329	337	345	353	361	369	377	385	393	401	409	417	425
1 1/2	2 x 7	B	B	130	130	300	314	321	329	337	345	353	361	369	377	385	393	401	409	417	425
2	2 x 7	B	B	130	130	300	314	321	329	337	345	353	361	369	377	385	393	401	409	417	425
2	3 x 7	B	B	130	130	300	314	321	329	337	345	353	361	369	377	385	393	401	409	417	425
3	3 x 7	B	B	130	130	300	314	321	329	337	345	353	361	369	377	385	393	401	409	417	425
3	4 x 7	B	B	130	130	300	314	321	329	337	345	353	361	369	377	385	393	401	409	417	425
3	4 x 8	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 8	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	437	445	453	461	469	477	485	493	501	509	517	525	533
3	4 x 9	B	B	171	171	407	421	429	43												

DIAGRAMA DE CONTROL UMA TIPO UNIZONA CON SERPENTIN DE AGUA REFRIGERADA.

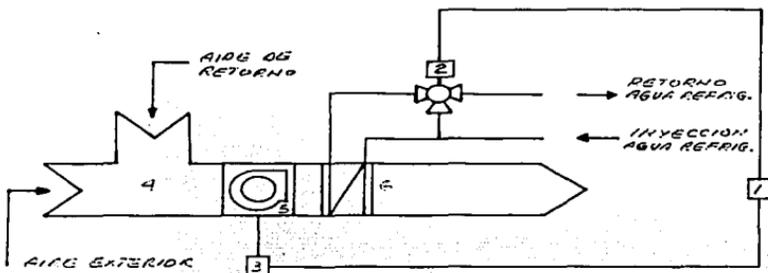


- 1 TERMOSTATO MODULANTE DE CUARTO
- 2 MOTOR MODULANTE
- 3 ACOPLANAMIENTO PARA VALVULA DE 3 VIAS
- 4 VALVULA DE 3 VIAS PARA AGUA
- 5 TRANSFORMADOR A 120 V.
- 6 CAJA DE MEZCLA
- 7 SECCION DE FILTROS
- 8 SECCION DE SERPENTIN
- 9 SECCION DE VENTILADOR

Diagrama 1.- Diagrama de Control para UMA Unizona con Serpentin de Agua Helada UMAS-1a10.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

DIAGRAMA DE CONTROL UNIDAD SERPENTIN - VENTILADOR  
CON SERPENTIN DE AGUA REFRIGERADA



- 1 TERMOSTATO DE CUARTO DE 2 POSICIONES Y INTERRUPTOR DE 1 VEL. PARA EL VENTILADOR
- 2 VALVULA MOTORIZADA DIVERGENTE DE 3 VIAS PARA AGUA
- 3 ARRANCADOR DEL VENTILADOR
- 4 CAJA DE MEZCLA
- 5 SECCION DE VENTILADOR
- 6 SECCION DE SERPENTIN

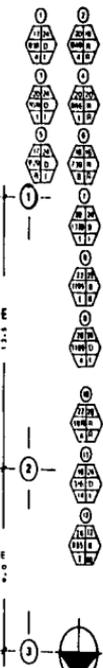
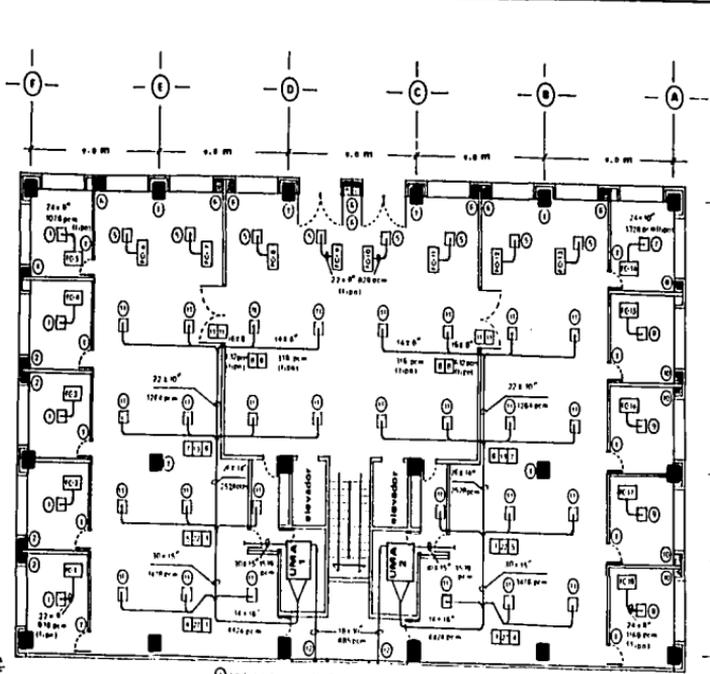
Diagrama 2.- Diagrama de Control para FAN-COIL con Serpentin de Agua Helada Modelo FC-1a90.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

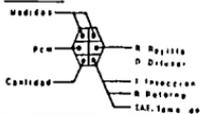
FALLA DE ORIGEN

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

Las dimensiones y reparticiones de ductos estan indicadas en pulgadas.  
 Los conductores se localizan a 14 milímetros.  
 Se debe instalar un interruptor por equipo para mantenimiento.  
 Cuando sea a un metro de distancia.



**SIMBOLOGIA**



- Andador Numero de Maquina
- Andador Estacion

**NOMENCLATURA**  
 MMR Ma-400 Manosadora de 410  
 (C Unidad Fan & Oil)



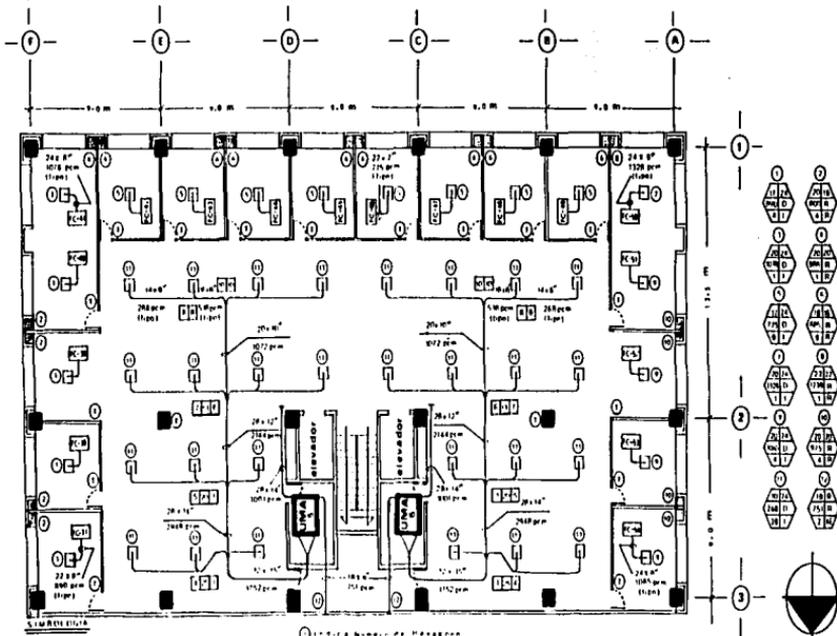
**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO**  
**TESIS PROFESIONAL: INEP ARRAGON IMI**  
**PLANO: LOCALIZACION DE EQUIPOS, DUCTOS, INTERRUPTORES**  
**Y TERMOSTATOS, OFICINAS P. BAJA** No. RA-01  
 APR Etc 1:150

1964

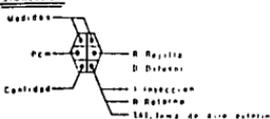


4013

1. LAS DIMENSIONES Y REPARTICIONES DE DUCTOS ESTAN INDICADAS EN PULGADAS.  
 2. TODOS LOS TERMOSTATOS SE LOCALIZAN A 146 CM. SNPT.  
 3. SE DEBE INSTALAR UN INTERRUPTOR ELECTRICO POR EQUIPO PARA MANTENIMIENTO CUANDO MAS A UN METRO DE DISTANCIA.



LEYENDA



○ = Tipo Número de Máquina  
 ○ = Tipo Termostato  
 MUESTRA  
 MUESTRA  
 UNIDAD MUESTRA DE AIRE  
 10 Unidad San GCHO



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

TESIS PROFESIONAL: EN P. AERODIN. U. M. E.

PLANO DE LOCALIZACIÓN DE EQUIPOS, DUCTOS, DISPOSITIVOS Y TERMOSTATOS, SEGUNDO NIVEL

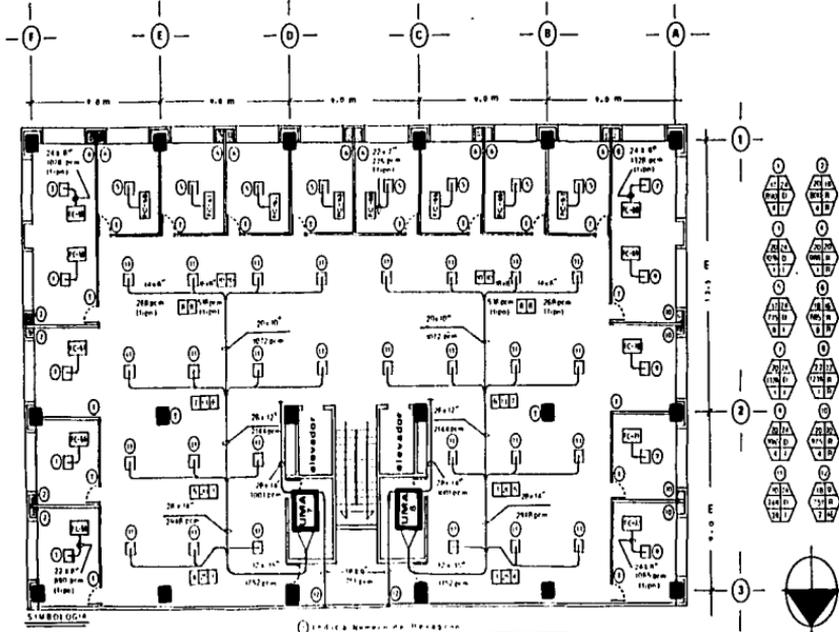
APP. Etc. 1950 Fecha.

191-2

**NOTAS**

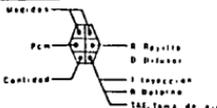
1. LAS DIMENSIONES Y REPARTICIONES DE DUCTOS ESTAN INDICADAS EN PULGADAS. CUANDO MAS A UN METRO DE DISTANCIA.  
 2. TODOS LOS TERMOSTATOS SE LOCALIZAN A 1.6 MET. SNM.

3. SE DEBE INSTALAR UN INTERRUPTOR ELECTRICO POR EQUIPO PARA MANTENIMIENTO



**FALLA DE ORIGEN**  
**TESIS CON**

**SIMBOLOGIA**



- ① Línea Nueva de Instalación
  - ② Línea Termostato
- NUNCA SE USA  
 UNA UNIDAD MANTENIMIENTO DE AIRE  
 EN UNIDAD TAN S.C.M.



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**  
**TESIS PROFESIONAL: INP ARGON S.M.**  
**PLANO INSTALACION DE EQUIPOS, DUCTOS, PERFORACION Y TERMOSTATOS, SIMÓN NIVEL**  
 No AA-04  
 APR Ene. 1 1950 Fecha.

G-161



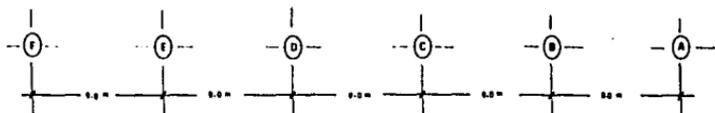










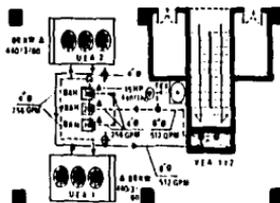


**NOMENCLATURA**

- UMA UNIDAD MANEJADORA DE AIRE
- TC UNIDAD FAN COIL
- UEA UNIDAD ENFRIADORA DE AGUA
- BAH BOMBA PARA AGUA HELADA
- TEX TANQUE DE EXPANSION
- VEA VALVULA ELIMINADORA DE AIRE
- GPM GALONES POR MINUTO

**SIMBOLOGIA**

- TUBERIA PARA SUMINISTRO DE AGUA HELADA
- TUBERIA PARA RETORNO DE AGUA HELADA
- TUBERIA PARA RETORNO INVERSO



**REQUERIMIENTOS**

- ▲ ALIMENTACION ELECTRICA
- ⊕ DESAGUE
- ⊙ SUMINISTRO DE AGUA



**NOTAS**

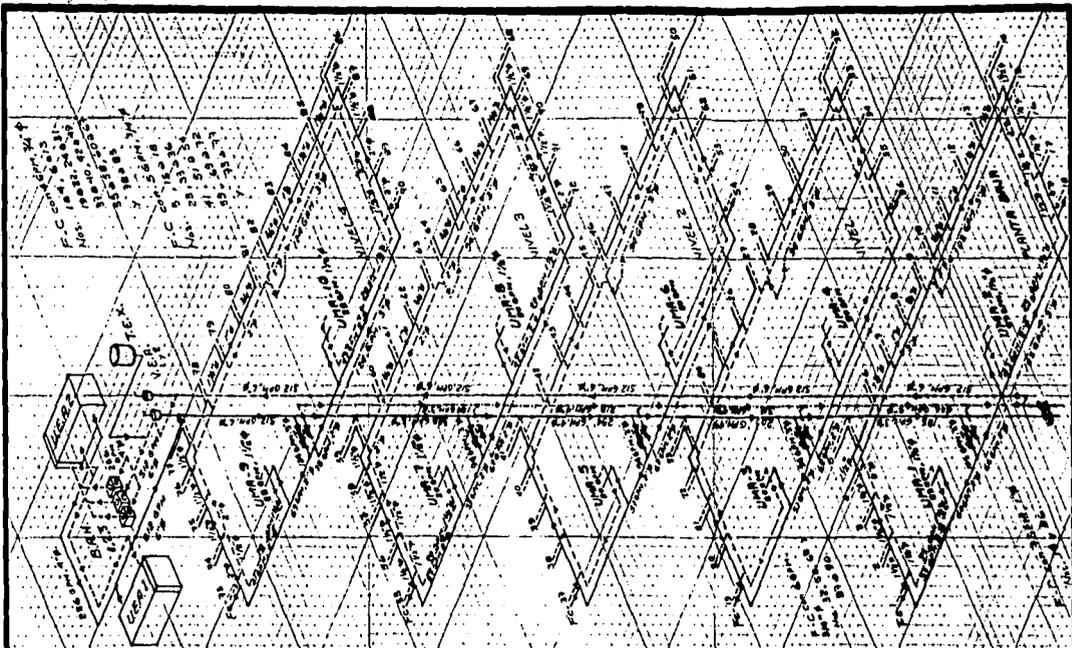
- 1-TODOS LOS REQUERIMIENTOS SERAN REALIZADOS POR HEVAC
- 2 PARA CADA UNIDAD ALIMENTACION ELECTRICA A 120V MOTORES DE 1/2HP A 120V 60 Hz Y DESAGUE DE 3/4".
- 3-LA TOMA DE AIRE EXTERIOR PARA C/F/C/ ES A TRAVES DE LAS PERFORACIONES EN LOS PRECOLIDADOS.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

TESIS PROFESIONAL: ENEP ARAGON IME	
PLANO: UBICACION DE ENFRIADORAS DE AGUA, BOMBAS Y TUBERIAS EN AZOTEA	
APR. Etc.	1:150 Fecha:

X-161



**NOMENCLATURA**

UMA. UNIDAD MANEJADORA DE AIRE  
 FC. UNIDAD FAN.COIL  
 UEA. UNIDAD ENFRIADORA DE AGUA  
 BAH. BOMBA PARA AGUA HELADA

TEE. TANQUE DE EXPANSION  
 VEA. VALVULA ELIMINADORA DE AIRE  
 GPM. GALONES POR MINUTO

**SIMBOLOGIA**

- TUBERIA PARA SUMINISTRO DE AGUA HELADA
- TUBERIA PARA RETORNO DE AGUA HELADA
- TUBERIA PARA RETORNO INVERSO



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

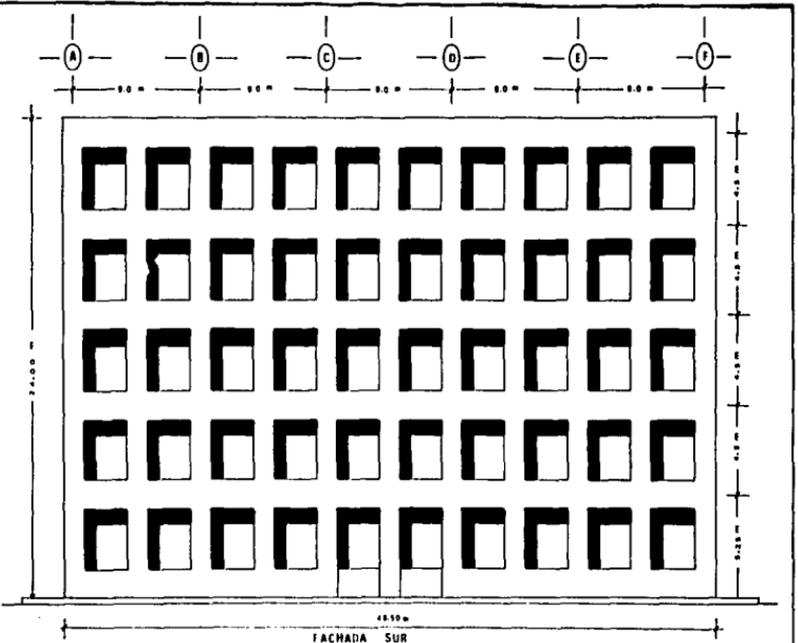
TESIS PROFESIONAL: ENEP ARAGON 106

PLANO: ISOMETRICO DE TUBERIAS

Hoja AA-12

APR/Edc. 1:150 Fecha:

191-H

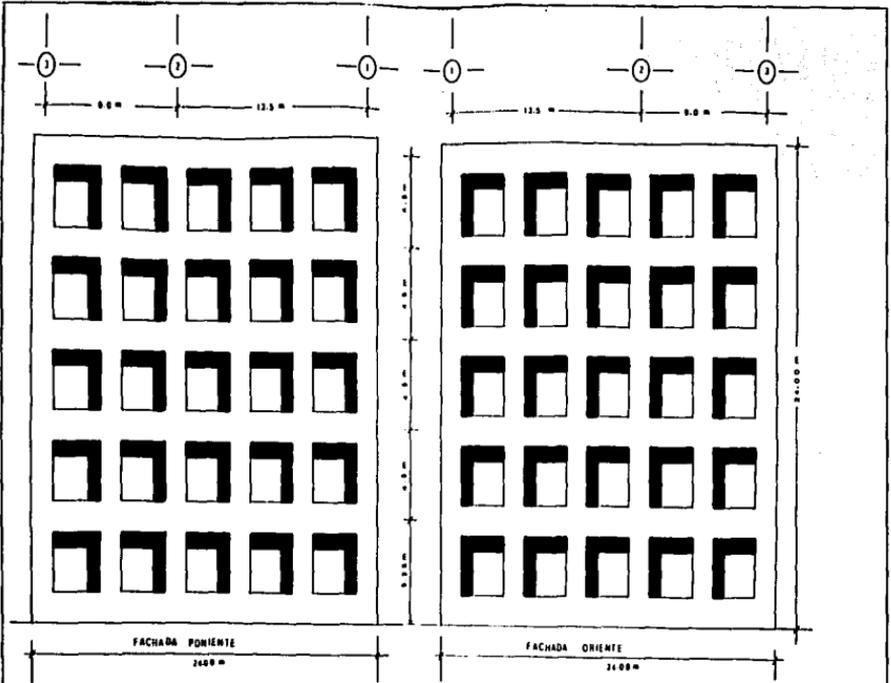


TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO			
TESIS PROFESIONAL: THEP ARAGON IBE			
PLANO: FACHADA SUR			
			No. AA 13
APR	Esc.	1:150	Fecha:

191-N



91-N



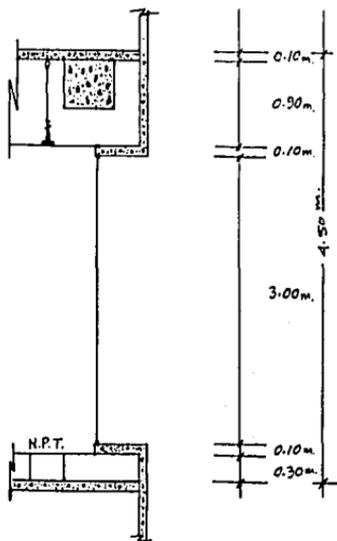
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

TESIS PROFESIONAL: ENFP ARAGON RAE

PLANO: FACHADA ORIENTE Y PONIENTE

No. AA. 16

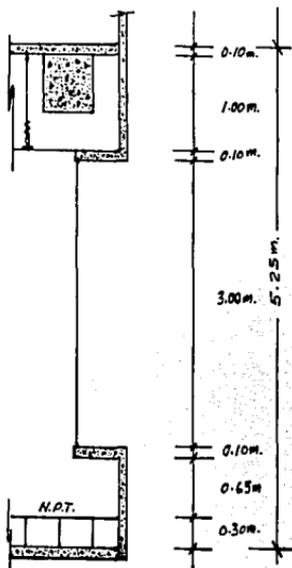
APA Etc. 1:150 Fecha:



Escala: 1:50.

CORTE VENTANA  
(TIPO)

NIUECES 1°, 2°, 3°, y 4°



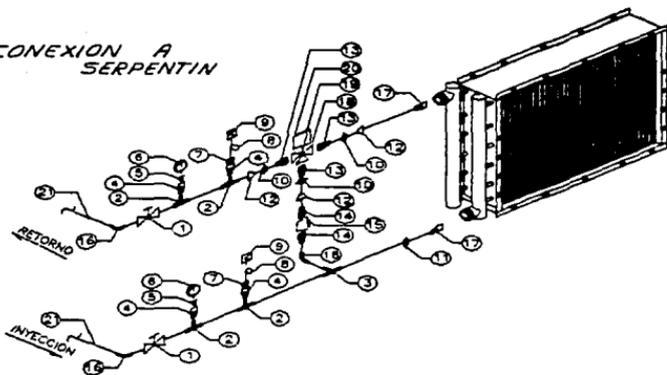
Escala: 1:50

CORTE VENTANA  
(TIPO)

PLANTA BAJA

AA-15

CONEXION A  
SERPENTIN

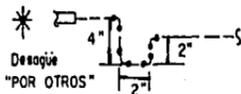
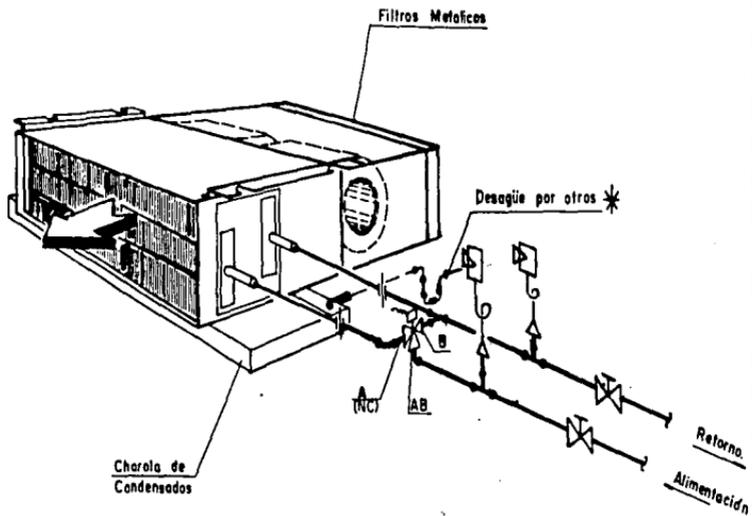


CLAVE	DESCRIPCION.
1	VALVULA COMPUERTA SOLNABLE DE BRONCE DE 125 LBS DE 1 1/2"
2	TEE BRUNDA DE COBRE TIPO "W" DE 1 1/2" 1/2X1/2X1/2"
3	TEE RECTA DE COBRE TIPO "W" DE 1 1/2"
4	CONECTOR ROSCA INTERIOR DE COBRE TIPO "W" DE 3/4"
5	FEMUR DE CONEXION DE 3/4" X 2" DE BRONCE
6	TRONCUNTO DE CARATULA CONEXION POSTERIOR DE 1 1/2"
7	REDUCCION BUSHING DE PIERRO GALVANIZADO DE 3/4"X1/2"
8	SIFON DE PIERRO N. GR. DE 1/4"
9	VALVULA DE AGUA ROSCABLE DE BRONCE DE 125 LBS DE 1/4"
10	UNION DE BRONCE DE 1"
11	UNION DE BRONCE DE 1 1/2"
12	REDUCCION CAMPANA DE COBRE TIPO "W" DE 1 1/2"X1"
13	CONECTOR ROSCA INTERIOR DE COBRE TIPO "W" DE 1"
14	CONECTOR ROSCA INTERIOR DE COBRE TIPO "W" DE 1 1/2"
15	VALVULA CUADRO ROSCABLE DE BRONCE DE 125 LBS DE 1 1/2"
16	COBRE DE COBRE TIPO "W" DE 1 1/2" X 2" DE 1 BU
17	CONECTOR ROSCA INTERIOR DE COBRE TIPO "W" DE 1 1/2"
18	VALVULA DE 3 VIAS ROSCADA MOD. V50121095 DE 1"
19	ACOPLEAMIENTO
20	NOTA: VALVULAS
21	TEE DE COBRE TIPO "W" DE 1 1/2"

Detalle de Conexión a Serpentin AA-D-2.



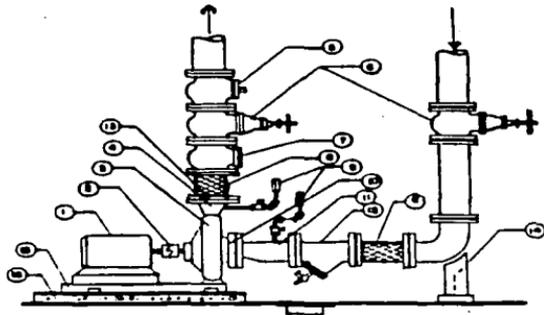
Detalle de Conexión a FAN-COIL AA-D-3.



Conexión a Fan & Coil

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

### CONEXION A BOMBAS.



- 1 MOTOR.
- 2 COPLÉ.
- 3 BOMBA.
- 4 DESCARGA DE LA BOMBA.
- 5 VALVULA DE CUADRO.
- 6 VALVULA DE CIERRE.
- 7 VALVULA DE RETENCION.
- 8 MANGUERA FLEXIBLE.
- 9 MANOMETRO CON VALVULA Y COLA DE COBRE.
- 10 SUCCION DE LA BOMBA.
- 11 REDUCCION EXCENTRICA.
- 12 FILTRO "V".
- 13 REDUCCION CONCENTRICA (CUANDO LLEVE).
- 14 SOPORTE DE TUBERIA.
- 15 BASE DE LA BOMBA.
- 16 BASE DE CONCRETO.

Detalle de Conexión a Bombas AA-D-4.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



SIMBOLOGIA DE TUBERIA

	Válvula de tres vías proporcional.		Reducción Concentrica.
	Válvula Compuerta.		Reducción Campana.
	Válvula de cuadro.		Manómetro.
	Preparación para Manómetro o Manóvacuometro con Válvula de aguja.		Interruptor de flujo.
	Preparación para Termómetro.		Conector.
	Codo.		Valvula check
	Tee.		Filtro "Y"
	Tuerca unión.		Manguera flexible
	Bridas.		Termómetro
			Válvula Flotador.
			Termostato

Simbología de Tubería AA-D-6.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

### **CONCLUSIONES.**

A manera de conclusiones se pueden expresar las siguientes:

La *comodidad* de las personas bajo el punto de vista del Aire Acondicionado y la Refrigeración, depende de cuatro factores primordiales, que son:

- a). Temperatura del aire.
- b). Humedad del aire.
- c). Movimiento del aire.
- d). Pureza del aire.

El comportamiento fisiológico del cuerpo humano desde el punto de vista del Aire Acondicionado y el de los productos desde el punto de vista de la Refrigeración; demanda que la cantidad de calor interno producido por el cuerpo y los productos, sea igual a la cantidad de calor externo perdido.

El cuerpo humano tiene un sistema de control de temperatura para regular sus pérdidas que ocurren por convección, radiación y evaporación. La proporción relativa de cada una depende de la cantidad de calor generado por el cuerpo, que a su vez depende de la actividad; también depende de la ropa y de la temperatura y condiciones del aire

En el caso de los humanos, el exceso de ropa, por ejemplo, reduce la pérdida de radiación y convección, pero la aumenta por evaporación. Del mismo modo, entre paredes muy frías una persona puede estar muy incómoda aunque el aire ambiente esté relativamente caliente, pero la radiación del cuerpo a las paredes produce una desagradable sensación de frío.

Si no hubiera control de la *temperatura*, la vida y la conservación de los productos sería imposible. Por esto, el control artificial de la temperatura dentro de un espacio cerrado fue el primer intento para lograr la "comodidad humana".

Gran parte del calor del cuerpo humano se pierde por *evaporación* a través de la piel. La evaporación se debe a la baja humedad relativa del aire; las altas humedades la retardan. Esto da una idea de la importancia que tiene el *control de la humedad*. Los excesos de la humedad relativa producen no solamente reacciones fisiológicas molestas, sino también afectan las propiedades de algunos materiales y productos.

YESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

El movimiento del aire sobre el cuerpo humano incrementa la pérdida de calor y humedad y modifica la sensación de frío o calor. Además, produce una sensación de "chiflón" agradable o desagradable.

La composición química y física del aire es muy importante. Poco interesa que aumente el Bióxido de Carbono ó que disminuya el oxígeno debido a la combustión fisiológica, ya que con poca ventilación se resuelve el problema. La nulificación de olores requiere; sin embargo, mucha ventilación, o bien, la purificación del aire por medio de algún recurso artificial. Nulificar partículas sólidas en el aire es de vital importancia no sólo para la salud, sino porque disminuye los gastos de limpieza y mantenimiento. El humo que molesta los ojos y la nariz, requiere una buena ventilación. En ciertos casos, es necesario excluir el polen, porque causa asma y molestia a los que padecen cierto tipo de alergias. La contaminación ambiental es hoy en día uno de los más grandes problemas a los que tiene que enfrentarse la humanidad.

Para establecer "estándares" de temperatura, humedad, movimiento y pureza del aire, es indispensable encontrar los valores óptimos para que el cuerpo humano y los productos tengan la sensación de "comodidad". Debido a las grandes diferencias fisiológicas y psicológicas de los individuos, encontrar valores determinados es prácticamente imposible. La mejor forma de solucionar este problema es la carta de temperatura efectiva. Debido a que la temperatura, humedad y movimiento del aire influyen en la pérdida de calor del cuerpo, en esta carta se intenta encontrar una relación entre estos factores, a fin de que produzcan la mayor comodidad posible en el mayor número de personas y manejo de los productos.

En relación al Proyecto, se establece que es un diseño totalmente innovador y de vanguardia, en el cual se ha tratado de mantener el uso de equipo y tecnología de punta que permita poder disfrutar los avances del Aire Acondicionado Moderno en una Oficina en la Ciudad de México.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN (10)

**BIBLIOGRAFÍA.**

ASHRAE (1990). **Manual de Aplicaciones.**

ASHRAE (1990). **Manual de Equipos.**

ASHRAE (1990). **Manual de Sistemas.**

ASHRAE <sup>1</sup> (1990). **Manual de Fundamentos.**

Carrier, (1985). **Manual de Diseño de Sistemas.** México: Mc Graw-Hill.

**CELSIUS.** (1994). Publicación Mensual Informativa de los Avances, Desarrollo de Nuevos Productos y Tecnologías en la Industria de la Refrigeración. México: Año1, No.2, Noviembre de 1994.

**CELSIUS.** (1994). Publicación Mensual Informativa de los Avances, Desarrollo de Nuevos Productos y Tecnologías en la Industria de la Refrigeración. México: Año1, No.3, Diciembre de 1994.

Faires, V. (1978). **Termodinámica.** México: UTEHA.

Hernández Goribar, Eduardo (2000). **Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración.** México: Limusa.

Jennings (1995). **Aire Acondicionado y Refrigeración.** México: CECSA.

Karassik, I., y Carter, R. (1982). **Bombas Centrifugas, Selección, Operación y Mantenimiento.** México: CECSA, 11ª Impresión.

Kern, Donald. (1979). **Procesos de Transferencia de Calor.** México: CECSA.

**Normas para Sistemas de Aire Acondicionado.** Editadas por AMERIC, ISSSTE, IMMS y AMICA.

**Refrinoticias al Aire.** Órgano Informativo de la Refrigeración, Aire Acondicionado y Ventilación. México.

<sup>1</sup> ASHRAE es el acrónimo en Inglés de: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN
 
01

Severns, W., Degler, H., y Miles, J. (1980). Energía Mediante Vapor Aire-Gas. España: Reverté.

Viejo Zubicaray, Manuel. (1975). Bombas. Teoría, Diseño y Aplicación. México: LIMUSA, 2ª Ed.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## INDICE.

Introducción .....	1
Objetivo General.....	2
Objetivos Particulares.....	2
Antecedentes.....	3
<u>Capítulo I.- Fundamentos y Definiciones.....</u>	<u>5</u>
I.1.- Principios Básicos.....	5
I.2.- Características de la Mezcla Vapor-Aire.....	9
I.3.- Psicometría.....	15
I.4.- Procesos Psicrométricos.....	17
I.4.1.- Mezcla de Dos Flujos de Aire.....	17
I.4.2.- Calor Sensible.....	19
I.4.3.- Calor Latente.....	20
I.4.4.- Factor de Calor Sensible.....	21
I.4.5.- Procesos Psicrométricos.....	24
I.5.- Condiciones de Comodidad.....	28
I.6.- Ciclo de Refrigeración.....	32
<u>Capítulo II.- Diseño del Sistema de Aire Acondicionado.....</u>	<u>37</u>
II.1.- Estudio Preliminar y Anteproyecto.....	37
II.2.- Factores que Intervienen para la Determinación de las Cargas Térmicas.....	38
II.3.- Cálculo de Área para Estimación de Carga Térmica General.....	42
II.3.1.- Cálculo de Áreas para Carga Térmica en Planta Baja.....	43
II.3.2.- Cálculo de Áreas para Carga Térmica del Primero al Cuarto Nivel.....	43
II.3.3.- Cálculo de Áreas para Balance Térmico por Zonas.....	44
II.4.- Análisis y Cálculo de Coeficientes de Transmisión.....	45
II.4.1.- Cálculo de Coeficientes "U", para Muro Exterior.....	46
II.4.3.- Cálculo del Coeficiente de Transmisión U 3 para Azotea con Aislamiento Térmico.....	47
II.4.4.- Coeficiente de Transmisión U 4 para Vidrio en Verano.....	48
II.4.5.- Cálculo de Coeficiente de Transmisión U 5 para Piso Interior.....	48
II.5.- Análisis de Sombreado.....	49
II.5.1.- Análisis de Sombreado para Ventanas en Orientación Este-Oeste Elevación.....	49
II.5.2.- Análisis de Sombra para Ventanas con Orientación Sur Elevación.....	50
II.5.3.- Sombreado en Ventana Sur Zona Sureste y Suroeste.....	50

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

II.5.4.- Sombreado en Ventana Este y Oeste, Zona Sureste y Suroeste.....	51
II.6.- Condiciones de Diseño.....	52
II.6.1.- Determinación de las Horas de Cálculo por Orientación.....	53
II.7.- Estimación de la Carga Térmica Global.....	54
II.8.- Cálculo de Cargas Térmicas por Zonas.....	59
<b>Capítulo III.- Diseño del Sistema de Distribución de Aire.....</b>	<b>74</b>
III.1.- Generalidades.....	74
III.2.- Criterio para Distribución de Aire.....	75
III.3.- Dimensionamiento de Ductos.....	77
III.4.- Selección de Tipo y Espesor de Aislamiento.....	77
III.5.- Selección de Difusores y Rejillas.....	78
III.5.1.- Selección de Difusores de Inyección, Zona Central.....	79
III.5.2.- Selección de Difusores de Inyección para los Privados, P.B.....	80
III.5.3.- Selección de Difusores de Inyección para Privados 1ro., 2do., y 3er Nivel.....	81
III.5.4.- Selección de Difusores de Inyección para Privados 4to. Nivel.....	82
III.6.- Cálculo de Calda de Presión para Ventiladores de UMAS.....	83
III.6.1.- Cálculo de Calda de Presión para Ventiladores de UMAS.....	84
III.6.2.- Cálculo de Calda de Presión para Ventiladores de UMAS.....	85
<b>Capítulo IV.- Diseño del Sistema de Tuberías para Agua Helada.....</b>	<b>86</b>
IV.1.- Generalidades.....	86
IV.2.- Principios de Diseño para el Sistema de Tuberías.....	87
IV.3.- Distribución del Arreglo de Tuberías.....	89
IV.4.- Dimensionamiento de Tuberías para Agua Refrigerada.....	90
IV.5.- Cálculo de Volumen en Tanque de Expansión para el Sistema de agua Helada.....	91
IV.6.- Selección de Aislamiento para Tuberías.....	93
IV.7.- Selección de Válvulas de Control de Agua Helada de 3 Vías Para Unidades Manejadoras y FAN-COIL.....	94
IV.8.- Cálculo de la Carga de las Bombas para Agua Helada.....	95
<b>Capítulo V.- Selección de Equipos y Controles.....</b>	<b>100</b>
V.1.- Selección de Equipo Central de Enfriamiento de Agua.....	100
V.2.- Selección de Unidades Manejadoras de Aire (P.B.).....	102
V.2.1.- Selección de Serpentin de Refrigeración.....	103
V.2.2.- Selección de Filtros Planos para Aire Baja Velocidad, Metálicos Permanentes y Lavables.....	103
V.2.3.- Selección de Ventiladores.....	104
V.2.4.- Selección de las Unidades Individuales Ventilador-Serpentin (FAN-COIL).....	105
V.3.- Selección de Unidades Manejadoras de Aire.....	106
V.3.1.- Selección del serpentin de Refrigeración.....	107

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

V.3.2.- Selección de Filtros Planos para Aire a Baja Velocidad Metálicos Permanentes Lavables. Eficiencia de 85% a 90% Norma de Peso (Arrastancia) en Partículas Mayores a 50 micrones.....	108
V.3.3.- Selección de Ventiladores.....	108
V.3.4.- Selección de las Unidades Individuales. Ventilador – Serpentín (FAN – COIL) para 1ro, 2do y 3er Nivel.....	109
V.4.- Selección de Unidades Manejadoras de Aire, 4to Nivel.....	110
V.4.1.- Selección de Serpentín de Refrigeración.....	111
V.4.2.- Selección de Filtros Planos para Aire de Baja Velocidad. Metálicos Permanentes Lavables, Eficiencia .....	111
V.4.3.- Selección de Ventiladores.....	112
V.4.4.- Selección de las Unidades Individuales Ventilador – Serpentín ( FAN – COIL), Privados 4to. Nivel.....	112
V.5.- Selección de Motobombas.....	113
V.6.- Selección Controles y Diagramas.....	114
Apéndice 1.- Tablas de Referencia y Gráficas de Selección .....	121
Apéndice 2.- Planos y Detalles de Instalación .....	192
Conclusiones.....	199
Bibliografía.....	201
Índice.....	203

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**