

65  
2ij



**UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTONOMA DE MEXICO**

---

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES  
CUAUTITLAN**

**"PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO  
PARA UN LOCAL COMERCIAL"**

**TRABAJO DE SEMINARIO  
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**

**PRESENTA:  
ELIAS WENCESLAO JUAREZ MORA**

**ASESOR:  
M.en C. JUAN DE LA CRUZ HERNANDEZ ZAMUDIO**

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

**CUAUTITLAN IZCALLI, EDO. DE MEX. 1996**

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**



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.



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTÓNOMA DE  
MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN  
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR  
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

U. N. A. M.  
UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTÓNOMA DE MÉXICO  
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES



DEPARTAMENTO DE  
EXAMENES PROFESIONALES

DR. JAIME KELLER TORRES  
DIRECTOR DE LA FES-CUAUTITLAN  
PRESENTE.

ATN: ING. RAFAEL RODRIGUEZ CEBALLOS  
Jefe del Departamento de Exámenes  
Profesionales de la FES-C.

Con base en el art. 51 del Reglamento de Exámenes Profesionales de la FES-Cuautilán, nos permitimos comunicar a usted que revisamos el Trabajo de Seminario:

Maquinas Termicas "proyecto de Aire Acondicionado para un Local Comercial"

que presenta el pasante: Elias Wenceslao Juárez Mora  
con número de cuenta: 0506710-7 para obtener el Título de:  
Ingeniero Mecánico Electricista

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser dictaminado en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VISTO BUENO.

ATENTAMENTE.  
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuautilán Izahú, Edo. de México, a 6 de Marzo de 19 96

MODULO:	PROFESOR:	FIRMA:
<u>I</u>	<u>Ing. Juan de la Cruz Hernández Zepeda</u>	<u>[Firma]</u>
<u>II</u>	<u>Ing. Eliberto Leyva Pina</u>	<u>[Firma]</u>
<u>IV</u>	<u>Ing. Bernardo Muñoz Martínez</u>	<u>[Firma]</u>

DEP/VCBSEN

---

**AGRADECIMIENTOS:**

**A MIS PADRES:**

Quienes con su cariño y esfuerzo me dieron la mejor de las herencias:

**Mi profesión.**

**Gracias**

**A MIS HERMANOS:**

    Quienes me han apoyado a lo largo de mi vida.

**Gracias**

# Indice general

<b>INTRODUCCION</b> .....	6
<b>PRIMEROS DESARROLLOS TECNICOS</b> .....	7
<b>TEMPERATURA DE CONFORT HUMANO</b> .....	8
<b>I.- CONCEPTOS BASICOS</b> .....	11
<b>AIRE ACONDICIONADO:</b> .....	11
<b>TERMODINAMICA:</b> .....	11
<b>PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA:</b> .....	11
<b>SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA:</b> .....	11
<b>PRESION ATMOSFERICA:</b> .....	12
<b>PRESION MANOMETRICA:</b> .....	12
<b>PRESION ABSOLUTA:</b> .....	12
<b>LEY DE BOYLE</b> .....	12
<b>LEY DE CHARLES</b> .....	13
<b>LEY DE JOULE</b> .....	13
<b>LEY DE AVOGADRO</b> .....	13
<b>GAS PERFECTO</b> .....	13
<b>MOL</b> .....	13
<b>LEY DE GIBBS-DALTON</b> .....	14
<b>PSICROMETRIA</b> .....	14
<b>CARTA PSICROMETRICA</b> .....	15
a) <b>TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO</b> .....	15
b) <b>TEMPERATURA DE BULBO SECO</b> .....	15
c) <b>TEMPERATURA DE ROCIO</b> .....	16
d) <b>HUMEDAD RELATIVA</b> .....	16
e) <b>HUMEDAD ESPECIFICA</b> .....	16
f) <b>ENTALPIA</b> .....	16
g) <b>VOLUMEN ESPECIFICO</b> .....	17
<b>PROCESOS PSICROMETRICOS</b> .....	19
1) <b>MEZCLA DE DOS FLUJOS DE AIRE</b> .....	19
2) <b>FLUJO DE AIRE SOBRE UNA SUPERFICIE SECA Y MAS CALIENTE QUE EL AIRE</b> .....	21
3) <b>FLUJO DE AIRE SOBRE UNA SUPERFICIE SECA Y MAS FRIA QUE EL AIRE</b> .....	22
4) <b>PROCESO DE ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION</b> .....	23
5) <b>PROCESO DE ENFRIAMIENTO Y HUMIDIFICACION</b> .....	24
6) <b>PROCESO DE CALENTAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION</b> .....	25
7) <b>PROCESO DE CALENTAMIENTO Y HUMIDIFICACION</b> .....	26
<b>MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR</b> .....	27
a) <b>Conducción</b> .....	27
b) <b>Convección</b> .....	28
c) <b>Radiación</b> .....	29
1) <b>Fuentes Externas</b> .....	30
a) <b>Conducción a través de la estructura exterior</b> .....	30
b) <b>Aportación por radiación solar a través del vidrio</b> .....	30
c) <b>Infiltraciones y ventilación</b> .....	31
2) <b>Fuentes internas</b> .....	31

<b>a) Personas</b> .....	<b>31</b>
<b>b) Equipo y Misceláneos</b> .....	<b>32</b>
<b>CICLO DE REFRIGERACION</b> .....	<b>33</b>
<b>II.- DESCRIPCION DEL LOCAL COMERCIAL Y UBICACION.</b> .....	<b>34</b>
<b>III. CALCULO DE CARGAS DEL LOCAL</b> .....	<b>37</b>
<b>(EN VERANO)</b> .....	<b>37</b>
<b>GANANCIA DE CALOR EN LAS PAREDES, PISO Y TECHO.</b> .....	<b>38</b>
<b>Ganancia de calor debido a ocupantes</b> .....	<b>42</b>
<b>IV . SELECCION DE EQUIPO.</b> .....	<b>47</b>
<b>V. CONCLUSIONES</b> .....	<b>53</b>
<b>VI. BIBLIOGRAFÍA</b> .....	<b>54</b>

## INTRODUCCION

El aire acondicionado es tan antiguo como la humanidad, ya que desde la era primitiva la gente utilizó pieles de los animales, para controlar el escape del calor corporal, así como el buscar cuevas como refugio del sol o del frío, siendo el fuego el avance más importante de esa era.

Los egipcios utilizaron esclavos para que les suministraran un alivio para el calor del desierto, mediante ramas de palmas. En la edad media Leonardo da Vinci, construyó un ventilador accionado por agua, para suministrar de aire fresco a una casa habitación.

El objetivo del presente trabajo es conocer las bases teóricas del aire acondicionado en forma general, y de manera particular utilizar dichos principios en el desarrollo de un proyecto de aire acondicionado para un local comercial.

En el primer capítulo se presentan los conceptos básicos necesarios para comprender los procesos que tienen lugar en el diseño y cálculo del sistema de aire acondicionado para el local comercial.

En el segundo capítulo se da la descripción del local comercial, esto incluye los materiales de construcción, condiciones de diseño así como la ubicación geográfica del local referido.

En el tercer capítulo se presentan los cálculos de las cargas térmicas del local, en las cuales se incluyen las ganancias de calor de las paredes según su orientación geográfica, además de las ganancias del techo y piso, considerando también las cargas debida a ocupantes, el calor ganado por equipo misceláneo y el aire exterior de infiltración, para obtener finalmente la carga total en Btu-Hr.

En el cuarto capítulo se selecciona el equipo que se necesita para satisfacer nuestras condiciones de diseño, tomando en consideración que se necesita tener un equipo que no trabaje al 100% para tener la facilidad de darle mantenimiento o conservar en buen estado las unidades.

En el quinto capítulo se dan las conclusiones respectivas al presente trabajo, de acuerdo a los resultados obtenidos.

Por último se presenta la bibliografía correspondiente consultada para la realización del presente trabajo.

---

## **PRIMEROS DESARROLLOS TECNICOS.**

En el siglo XIX, la ventilación y calefacción progresaron rápidamente, se inventaron los ventiladores, las calderas y radiadores, desde entonces el tamaño, peso y combustibles han cambiado considerablemente.

En 1844 el doctor John Gorrie construyó la primera máquina comercial usada para aire acondicionado y refrigeración, la cual tuvo mucha aceptación, con el desarrollo de los compresores alternativos se mejoro esta máquina y fue aplicado a la hechura de hielo, cervecería, empaque de carne y procesamiento de pescado.

La ASRE (American Society of Refrigeration Engineers) fue fundada en 1904 con 70 miembros, llegando a ser una profesión reconocida. El llamado "padre del aire acondicionado" fue Willis H. Carrier, quien investigo las propiedades del aire y sentó las bases para la primera carta psicrometrica en la que se basaron todos los cálculos fundamentales del aire acondicionado. Así mismo en 1922 invento la primera máquina centrífuga de refrigeración. Durante la segunda guerra mundial, superviso el diseño, instalación y arranque del sistema para la National Advisory Committee for Aeronautics (NACA) en Cleveland, para enfriar 10,000,000 pies cúbicos de aire para un túnel de viento hasta  $-67^{\circ}\text{f}$  ( $-19.45^{\circ}\text{c}$ ). Carrier murió en 1950 habiendo presenciado un punto de cambio en el crecimiento de la industria.

El aire acondicionado para confort, fue utilizado en cinemas, en la década de 1920, los teatros Rivoli, Paramount, Roxy en Nueva York fueron los primeros, los sistemas eran diseñados y construidos para el cliente y gran parte del montaje se hacía en el sitio de trabajo.

Al final de la década apareció el primer acondicionador de aire autocontenido, siendo el primer intento hacia los productos "paquete", que serían fabricados en masa, probados y operados en fabrica, antes de llegar a manos del usuario.

En 1930, Tomás Midgley desarrollo el refrigerante FREON, introduciendo en 1931 el freón 12, como refrigerante comercial, estos son usados donde otros materiales son flama bles o tóxicos, la familia de refrigerantes de freón, creció segun las condiciones de operación lo requerían, llegando a conjuntar varias firmas se obtuvo la designación actual como R-22, R-12, etc.

En 1935 se introdujo el primer compresor hermético para el aire acondicionado, llegando a ser

casi universal en los productores de compresores, las ventajas que tienen son: menor tamaño y peso, menor costo de producción, menor ruido, sin problemas en el sello, sin mantenimiento de bandas, no requiere ventilación especial para la disipación de calor.

Después de la segunda guerra mundial se utilizaron sistemas de maquinaria aplicada para grandes edificios, acondicionadores de almacén y acondicionadores de aire de ventana, estos últimos se usaron para enfriar residencias, pequeñas oficinas en forma muy popular.

El principal mercado del aire acondicionado, droguerías, tiendas de modas, comercial, etc. fue manejado por el acondicionador de almacén autocontenido, estas unidades fueron enfriadas principalmente por agua, distribuyendo el aire con rejillas en la campana de descarga, siendo mínima la distribución por ductos.

El avance que se tuvo en 1953 fue el enfriamiento por aire en vez de agua, así las máquinas podían operar segura y eficientemente con condiciones exteriores de hasta 115° f.

Los sistemas de paquete contaban con las siguientes ventajas: no requiere tubería de refrigeración, no requiere plomería, son cargadas probadas y selladas en fábrica, requiere un mínimo de alambrado eléctrico, reduciendo el costo de instalación y aumentando la confiabilidad en la instalación.

La desventaja del producto es que no se podía adaptar en lugares donde se requería calefacción y enfriamiento, por lo cual la industria reacciono rápidamente con el concepto de sistema partido, es decir, un componente de enfriamiento inferior y una sección de condensación exterior. Las dos conectadas por líneas de refrigerante de succión y de líquido

### **TEMPERATURA DE CONFORT HUMANO.**

El cuerpo humano, es un aparato que genera calor, su temperatura normal es 98.6 °f (37°C). El puede regular esta condición por 4 métodos que son: convección, radiación, conducción y evaporación. Cuando el medio que lo rodea es cálido y tiene una temperatura no mayor de 98.6°f, el cuerpo transferirá calor al aire que pasa sobre la piel, por convección, simultáneamente, cede calor por conducción a la ropa, o lo que tenga en contacto con la piel.

Además libera calor por radiación a los objetos más fríos a su alrededor y por último las glándulas sudoríferas pueden abrirse permitiendo que la humedad de la piel se evapore.

Si el medio que lo rodea es frío, la radiación, conducción y convección tienen lugar más rápidamente, por esto es que se requiere un vestuario para mantener y aislar el calor del cuerpo, asimismo la evaporación se hace mínima.

El cuerpo puede sufrir alguna irritación si en el aire hay polvo, humo, etc, por esto se hace necesario limpiar el aire y por último el cuerpo requiere de "aire fresco" para renovar su suministro de oxígeno o diluir olores indeseables.

Para que el cuerpo tenga una atmósfera sana deben tratarse las siguientes cinco propiedades:

- a) Temperatura
- b) Contenido de humedad
- c) Movimiento del aire (circulación)
- d) Limpieza del aire
- e) Ventilación. (Introducción de aire exterior)

La temperatura se refiere a la sensación de frío o caliente.

El contenido de humedad del aire está indicado por la sensación de sequedad en invierno o de pegajosidad en verano es decir es el porcentaje de humedad en el aire.

A pesar de que la gente no reacciona igual a ciertas condiciones dadas de temperatura, la ASHAE, estableció mediante un estudio una gráfica que contiene una zona de confort, VER FIGURA 1. Cada combinación se conoce como temperatura efectiva, así por ejemplo con una velocidad de aire dada, hay varias combinaciones de bulbo seco y humedad relativa dan la misma sensación de confort al 90 por ciento de la gente.

La carta de zona de confort explica como debe controlarse la temperatura y humedad, mostrando la necesidad del aire acondicionado para todo el año.

El movimiento del aire también está considerado en el confort y se recomienda no exceder 50 pies/minuto en dicha zona, porque se podrían provocar ráfagas de viento, además se debe evitar la poca circulación del aire, ya que la gente tiende a sentirse "encerrada".

Para la limpieza y ventilación están estrechamente relacionadas y trabajan una con la otra, el aire

ordinario está contaminado con polvo, polen, humo, vapores y químicos, todo esto debe filtrarse tanto en el aire interior como el que entra al equipo. Algunos equipos remueven hasta el 95 por ciento de impurezas.

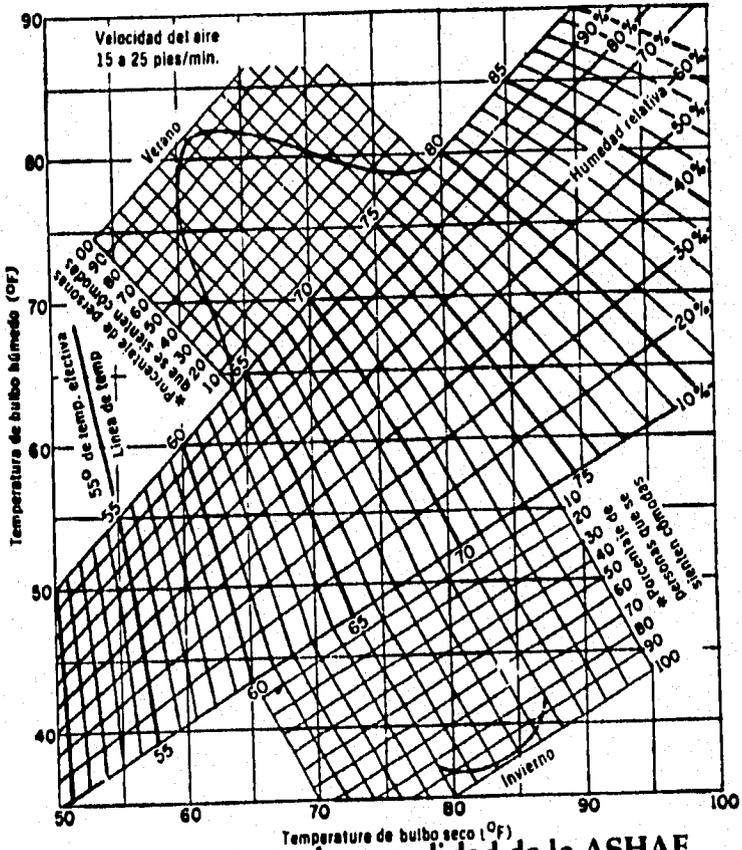


Figura 1.- Carta de comodidad de la ASHAE

## **I.- CONCEPTOS BASICOS**

El aire que rodea a la tierra es una mezcla de gases con la siguiente composición.

**VOLUMEN EN %**

Nitrógeno 78.1 %

Oxígeno 20.9 %

Hidrógeno, Argón, bióxido de carbono, etc. 1.0%

### **AIRE ACONDICIONADO:**

Tiene como significado controlar su temperatura, humedad, distribución y pureza y tiene por objeto procurar la comodidad de los ocupantes de residencias, teatros, comercios, etc, o bien, en la industria para mantener productos alimenticios, químicos, etc. a las temperaturas indicadas para conservarlas en buen estado.

### **TERMODINAMICA:**

Es una rama de la ciencia que estudia la transformación y aplicación de la energía en sus diferentes formas.

### **PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA:**

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

### **SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA:**

Hablando de la dirección del flujo de calor, que se transfiere de un lugar de mayor intensidad a uno de menor intensidad, podemos decir, que resulta imposible para una máquina enviar calor de un cuerpo a otro con una temperatura mayor que el primero, sin la ayuda de un agente externo.

---

**PRESION ATMOSFERICA:**

La presión atmosférica es creada por el peso del aire que ejerce sobre un área específica, siendo para un Cm<sup>2</sup> el peso de 1.033 Kg. esto al nivel del mar. Siendo este valor tomado como patrón en el sistema métrico y para el sistema ingles tenemos 14.7 Lb/in<sup>2</sup>.

**PRESION MANOMETRICA:**

Esta presión es medida por medio de un manómetro, este dispositivo puede medir presiones mayores que la atmosférica, las unidades en el sistema métrico son Kg/cm<sup>2</sup> y para el sistema ingles tenemos Lb/in<sup>2</sup>.

**PRESION ABSOLUTA:**

La presión absoluta es el resultado de la suma de la presión atmosférica y la presión manométrica, siendo las unidades para el sistema métrico Kg/cm<sup>2</sup> y para el sistema ingles Lb/in<sup>2</sup>, aunque en algunas ocasiones se puede indicar en milímetros columna de agua o milímetros columna de mercurio.

**LEY DE BOYLE**

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

$$P_1 V_1 = P_2 V_2 = P_n V_n = \text{Constante}$$

donde:

P = presión absoluta (Lb/in<sup>2</sup>)

V = volumen específico en (ft<sup>3</sup>/Lb).

---

### **LEY DE CHARLES**

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

$$P_1 / T_1 = P_2 / T_2 = P_n / T_n, \dots$$

donde: T = Temperatura absoluta

### **LEY DE JOULE**

"Cuando un gas perfecto se expande sin hacer trabajo su temperatura permanece inalterab 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 nú de moléculas."

### **GAS PERFECTO**

"Todo aquel gas que obedezca las leyes de Boyle, Charles, Joule y Avogadro, se dice que e perfecto."

### **MOL**

Mol es una unidad de cantidad de materia que tiene una masa numérica en igual al peso mole expresado en libras o gramos.

---

Como el peso molecular es proporcional a la masa de una molécula, se dice que un mol contiene el mismo número de moléculas para cualquier gas:

Por la ley de Avogadro, se dice que el volumen ocupado por un mol de cualquier gas es el mismo a una misma presión y temperatura.

### **LEY DE GIBBS-DALTON**

"En una mezcla de gases o vapores, cada gas o vapor ejerce la misma presión en el espacio total, como si la ejerciera por sí solo, a la misma temperatura de la mezcla."

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

Así, el aire atmosférico existe a una presión total igual a la presión atmosférica ( $P_b$ ) la cual es:

$$P_b = P_n + P_o + P_v = P_a + P_v$$

donde:

$P_n$  = Presión parcial del nitrógeno

$P_o$  = Presión parcial del oxígeno

$P_v$  = Presión parcial del vapor de agua

$P_a$  = Presión parcial del aire seco.

### **PSICROMETRIA**

Es la ciencia que estudia las propiedades termodinámicas del aire húmedo y sus efectos en los materiales y en la comodidad del ser humano.

---

## **CARTA PSICROMETRICA**

La carta psicrométrica es la representación gráfica de las propiedades termodinámicas del aire, donde nos basta conocer dos datos para poder conocer todas las demás propiedades que se mencionarán a continuación.

Temperatura del bulbo húmedo

Temperatura del bulbo seco

Temperatura de rocío

Humedad relativa

Humedad específica

Entalpia

Volumen específico

### **a) TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO**

La temperatura de bulbo húmedo indica la cantidad de calor total contenido en el aire. Para determinarla se cubre el bulbo de un termómetro con un trapo húmedo, posteriormente se hace girar rápidamente con lo que la humedad empieza a evaporarse para equilibrar la humedad contenida en el medio ambiente con la del paño.

Si está seco el aire que rodea al termómetro, la evaporación es rápida y el descenso de temperatura es grande y por el contrario si el aire está muy húmedo la evaporación será lenta, por lo que la diferencia de temperatura entre el bulbo seco y el húmedo es pequeña.

Las unidades utilizadas son grados Celsius o grados Fahrenheit.

### **b) TEMPERATURA DE BULBO SECO**

Es la temperatura medida con un termómetro ordinario, esta se da en grados Celsius o en grados Fahrenheit y es la medida del calor sensible del aire.

### **c) TEMPERATURA DE ROCÍO**

La temperatura de rocío indica la cantidad de humedad contenida en el aire. Es la temperatura a la cual el aire se satura cuando se enfría, suponiendo que no hay aumento o disminución de humedad.

Si el aire se enfría a una temperatura menor que la de rocío, empieza la condensación y se establece una nueva temperatura de rocío.

La temperatura de rocío se puede disminuir, substrayendo humedad del aire, o sea, substrayendo vapor de agua de un peso dado de aire y se puede aumentar añadiendo vapor de agua a un peso dado de aire.

### **d) HUMEDAD RELATIVA**

La humedad relativa es la relación de la presión parcial del vapor en el aire con la presión de saturación del vapor correspondiente a la temperatura existente, dicho de otra manera. Es la relación del peso de vapor de agua por m<sup>3</sup> de aire, entre el peso de vapor de agua contenido por m<sup>3</sup> de aire saturado, a la misma temperatura de bulbo seco. La unidad en que se expresa la humedad relativa es en porcentaje.

### **e) HUMEDAD ESPECIFICA**

Es el peso de vapor de agua expresado en libras o granos por libra de aire seco, se pueden presentar dos casos, uno en el que la mezcla no este saturada ( $W_v$ ) y cuando la mezcla esta saturada ( $W_d$ ).

### **f) ENTALPIA**

La entalpia total del aire húmedo es igual a la suma de la entalpia del aire seco más la entalpia del vapor de agua contenido en la mezcla tenemos lo siguiente:

$$h_t = h_l + h_s$$

donde:

$h_t$  es la entalpia total del aire

$h_s$  es la entalpia del aire seco

$h_l$  es la entalpia del vapor de agua

Las entalpías arriba mencionadas tienen como unidades Btu/lba.

A la entalpia del aire seco se le llama también calor sensible del aire y a la entalpia del vapor de agua contenido en la mezcla multiplicada por la cantidad de vapor da el calor total del vapor de agua o calor latente.

### ***R) VOLUMEN ESPECIFICO***

Es el volumen de una sustancia ocupado por unidad de masa de la misma, esta cantidad está en función de la presión y temperatura en líquidos y gases, aunque los líquidos para fines prácticos pueden ser considerados como incompresibles, las unidades de medición para el volumen específico son m<sup>3</sup>/Kg en el sistema métrico y pie<sup>3</sup>/lb en el sistema inglés.

Ver carta psicrometrica siguiente.



---

## PROCESOS PSICROMETRICOS

### 1) MEZCLA DE DOS FLUJOS DE AIRE

En este proceso se representa en las figuras 2, 3 y 4, en el cual no se aumenta ni se disminuye calor o humedad.

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

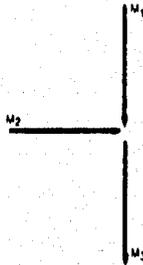


Figura 2.- Mezcla de dos flujos de aire. Masa

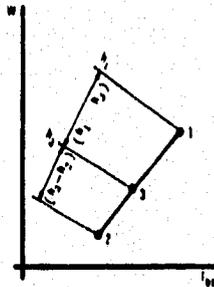


Figura 3.- Mezcla de dos flujos de aire. Entalpía

Obteniendo las siguientes ecuaciones:

$$M1 + M2 = M3 \quad \dots\dots\dots(1)$$

$$M1W1 + M2W2 = M3W3 \quad \dots\dots\dots(2)$$

$$M1h1 + M2h2 = M3h3 \quad \dots\dots\dots(3)$$

Donde M.- masa de aire en lb/h

h.- entalpia total en Btu/lba

W.- humedad especifica en lbv/lba o granos/lba

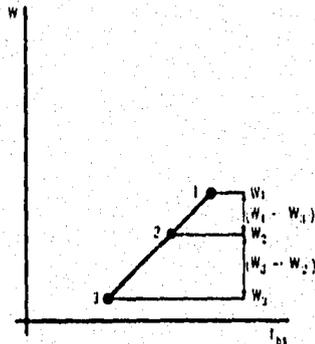


Figura 4.- Mezcla de dos flujos de aire  
Humedad especifica.

Combinando (1), (2) y (3). Obtenemos.

$$M1 (W1 - W3) = M2 (W3 - W2)$$

$$M1 (h1 - h3) = M2 (h3 - h2)$$

Relacionando ambas obtenemos:

$$M1 / M2 = (W3 - W2) / (W1 - W3) = (h3 - h2) / (h1 - h3)$$

**2) FLUJO DE AIRE SOBRE UNA SUPERFICIE SECA Y MAS CALIENTE QUE ELAIRE.**

En este proceso el aire aumenta su temperatura de bulbo seco, aproximándose a la de la superficie con que entra en contacto; y la humedad específica permanece constante.

A la aproximación de la temperatura del aire a la de la superficie caliente se le llama "Factor de By Pass" (F.B.) Considerando la temperatura de la superficie caliente constante.

El factor de By Pass equivalente es la relación entre la diferencia de la temperatura efectiva de la superficie y la salida del aire con la diferencia de la temperatura efectiva de la superficie y la entrada del aire. Se supone que representa la fracción del aire que no entra en contacto directo con la superficie caliente. En la figura 5 se representa este proceso.

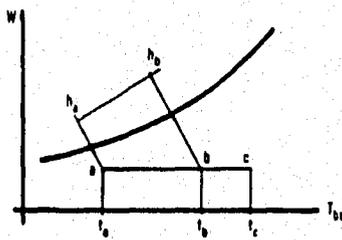


Figura 5.- Factor de "by pass"

Según la figura tenemos:

DONDE:

T<sub>a</sub> = Temperatura de entrada

T<sub>b</sub> = Temperatura de salida

T<sub>c</sub> = Temperatura de la superficie caliente

$$F.B. = \frac{t_c - t_b}{t_c - t_a}$$

Por lo que según la figura tenemos:

bc

F.B. = ---

ac

### 3) FLUJO DE AIRE SOBRE UNA SUPERFICIE SECA Y MAS FRIA QUE EL AIRE

El aire disminuye su temperatura en este proceso y la humedad específica se mantiene constante

En la figura 6 se muestra este proceso, por lo que obtenemos el factor de By Pass de la siguiente manera.

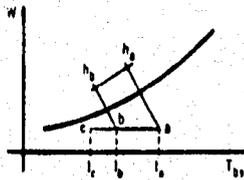


Figura 6 - Factor de "by pass"

Y el calor removido es:

$$Q_s = (t_a - t_b) (0.24 + 0.45 W) M \quad (\text{Btu/hr})$$

$$Q_s = 1.08 V (t_a - t_b) \quad (\text{Btu/hr})$$

$$Q_s = M (h_a - h_b) \quad (\text{Btu/hr})$$

**4) PROCESO DE ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION**

El aire al pasar a través de una superficie cuya temperatura sea menor que el punto de rocío del aire, se condensará parte de la humedad del aire y la mezcla se enfriará simultáneamente. Ver figura 7.

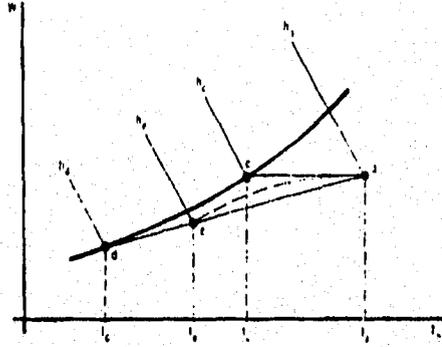


Figura 7.- Proceso de enfriamiento y deshumidificación

El calor latente removido es:

$$Q_L = M \frac{\Delta W \times 1060}{7000} \quad (\text{Btu/Lb})$$

Donde:  $\Delta W$  = Humedad retirada en granos/Lba

1060 = calor latente de vaporización Btu/lb

o Bien:

$$Q_L = 0.68 V \Delta W \quad (\text{Btu/hr})$$

---

El calor sensible retirado es:

$$Q_s = M \times 0.24 (t_a - t_d) \quad (\text{Btu/hr})$$

$$Q_s = 1.08 V (t_a - t_d) \quad (\text{Btu/hr})$$

El calor total es:

$$Q_t = Q_s + Q_l$$

$$Q_t = M (h_a - h_d) \quad (\text{Btu/hr})$$

$$Q_t = 0.075 \times 60 \times V (h_a - h_d)$$

$$Q_t = 4.5 V (h_a - h_d)$$

y la relación de calor sensible es:

$$\text{F.C.S.} = \frac{Q_s}{Q_t}$$

Donde:

$Q_s$  = calor sensible retirado en el proceso.

$Q_t$  = calor total retirado en el proceso.

### **5) PROCESO DE ENFRIAMIENTO Y HUMIDIFICACION.**

Este proceso se lleva a cabo cuando el aire no saturado pasa por un aspersor de agua, entonces la humedad específica aumenta y la temperatura de bulbo húmedo baja.

En la figura 8 se muestra este proceso:

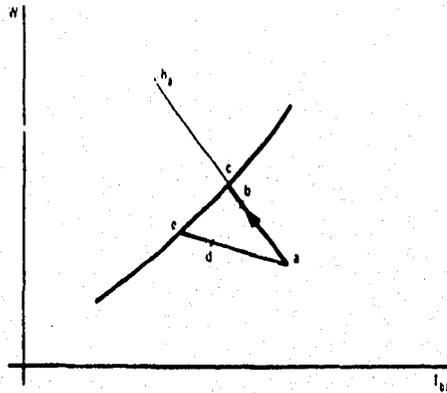


Figura 8.- Proceso de enfriamiento y humidificación

**6) PROCESO DE CALENTAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION.**

Este proceso ocurre cuando se hace pasar el aire a través de un absorbente sólido o líquido el cual tendrá una presión de vapor de agua menor que la del aire, así la humedad se condensa fuera del aire, en consecuencia el calor latente se libera y aumenta el calor sensible del aire. La figura 9 se muestra el proceso.

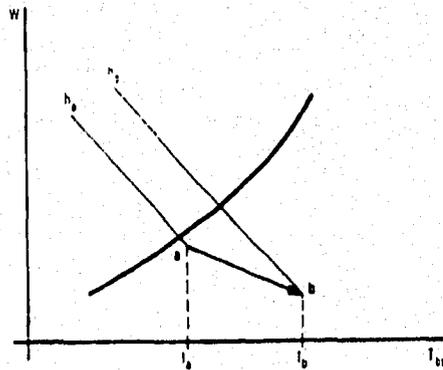


Figura 9.- Proceso de calentamiento y deshumidificación

Proceso de calentamiento y deshumidificación. Como absorbentes sólidos se usa la sílice, la alúmina, etc. y como absorbentes líquidos, sales inorgánicas o compuestos orgánicos.

**7) PROCESO DE CALENTAMIENTO Y HUMIDIFICACION.**

En este proceso el aire se hace pasar a través de un humidificador, por el cual gana humedad específica y entalpia, y puede calentarse, enfriarse o permanecer a la misma temperatura en la fig. 10 se muestra este proceso:

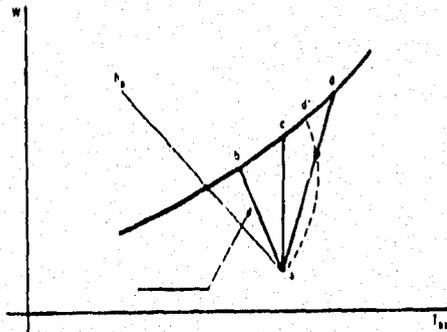


Figura 10.- Proceso de calentamiento y humidificación

a-b caso en que la temperatura del agua es menor que la del aire.

a-c- caso en que la temperatura del agua está a la misma temperatura que el aire.

a-d- caso en que el agua esta a mayor temperatura que el aire.

## MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El calor es una forma de energía que tiene diferentes expresiones físicas, susceptibles de cambiar de una forma a otra. Básicamente existen 3 formas de transmisión, siendo estas las siguientes:

### a) Conducción

Se realiza cuando existe contacto físico directo o por comunicación molecular directa, sin desplazamiento aparente de moléculas, pasando la energía calorífica de las más calientes a las más frías, siempre y cuando exista una diferencia de temperaturas, entre dos puntos diferentes, el flujo de calor cesa cuando se llega a un equilibrio térmico.

La ley que gobierna el fenómeno de transmisión de calor por conducción expresa que el calor conducido a través de un material es proporcional a la diferencia de temperaturas medidas en los puntos de frontera y al área de paso

$$C \propto A (T_2 - T_1) \text{ ----- (1)}$$

Considerando que el factor de proporcionalidad depende del material es llamado factor de conductividad térmica

$$C = C_0 A (T_2 - T_1)$$

Donde:

C = calor (Kcal/hr)

C<sub>0</sub> = Coeficiente de conducción (Kcal/hr-Cm<sup>2</sup>)

(T<sub>2</sub>-T<sub>1</sub>) = Diferencia de temperatura (°C)

Estos valores dependen de la dirección del flujo. Si consideramos que el flujo se lleva a cabo en el eje X la ecuación anterior queda como sigue:

---

$$C_x = -C_0 A(x) \frac{dT}{dx} \quad (2)$$

Integrando, tenemos que el flujo de calor a través de un material de espesor ( $e$ ) es:

$$-\int C_x dx = -\int C_0 A(x) dt$$

$$\int C_x/A(x) dx = -\int C_0 dt \quad (3)$$

donde

$$A(x) = A_m \text{ constante}$$

$$\text{y } C_0 = C_m \text{ constante}$$

Tenemos:

$$\int C/A_m dx = -\int C_m dt$$

$$C/A_m = -C_m (T_1 - T_f)$$

$$C = -C_m A_m/e (t_1 - t_f) \quad (4)$$

Al inverso del calor  $-C_m A_m/e$  se le llama resistencia térmica del material.

$$R_t = 1/(C_m \cdot A_m/e)$$

### ***h) Convección***

Es la transferencia de calor cuando se lleva a cabo movimiento de masa entre las fronteras del fluido y una superficie o dentro del mismo.

La convección natural es cuando se origina un movimiento para mantener el equilibrio debido a que la densidad de un fluido cambia la temperatura.

La convección forzada es cuando el movimiento se obtiene por medios mecánicos, como los ventiladores por ejemplo.

---

Similar a la ecuación 4. La ecuación que gobierna el fluido de calor entre un fluido y un sólido está dada por:

$$C = (T_1 - T_f) \cdot A/R$$

$$\text{Además : } R = 1/C_{cv}$$

• Donde :  $C_{cv}$  = coeficiente de convección ( $\text{kcal/hrm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ )

El valor de  $C_{cv}$  depende de la velocidad del fluido, la forma y tipo de superficie, tipo de convección y estado del fluido, por lo cual, es difícil de obtener, además de que varían las condiciones climatológicas y las condiciones de las superficies de materiales de construcción.

### c) Radiación

Todo cuerpo que tenga una temperatura superior al cero absoluto, emite calor en forma de cuantos de energía dicha emisión depende de la forma, tamaño y temperatura del cuerpo.

Un cuerpo distante puede absorber, reflejar o transmitir la radiación incidente sobre una superficie.

El calor transmitido es proporcional a la diferencia de la cuarta potencia de la temperatura absoluta entre dos cuerpos tomados como radiadores ideales.

$$E = \sigma \cdot T^4$$

Esta ecuación es la ley de Stefan - Boltzman donde  $E$  es la energía radiada por unidad de tiempo y por unidad de área de un radiador ideal, siendo el valor de la constante:

$$\sigma = 5.669 \times 10^{-8} \text{ Wm}^2 \text{ } ^\circ\text{K}^4$$

Como en realidad se presentan los 3 tipos de transferencia de calor simultáneamente, utilizaremos un coeficiente global de temperaturas que toman en consideración todos los efectos.

---

$$C_{gt} = C / (A \cdot DT)$$

Donde:

$C_{gt}$  = Coeficiente global de temperatura

$DT = T_i - T_f$

Podemos considerar en dos grupos las fuentes de calor que producen carga de calentamiento siendo estas:

1) Fuentes Externas

2) Fuentes Internas

A continuación se describen en forma individual:

### **1) Fuentes Externas**

#### **a) Conducción a través de la estructura exterior.**

Es la ganancia de calor que es conducido a través del techo y paredes, se encuentra utilizando la ecuación:

$$C = C_{gt} (A) (DT)$$

El coeficiente global de temperaturas se puede obtener de tablas, para diferentes tipos de material.

#### **b) Aportación por radiación solar a través del vidrio**

Al pasar la energía radiante del sol a través de vidrios, constituye una ganancia de calor en el local, su valor varía con el tiempo, orientación, sombreado y efecto de almacenamiento.

---

Existen tablas para diferentes latitudes, las cuales muestran las ganancias por insolación a través de cristales y comprende la radiación, difusa y directa. Dichas tablas están hechas con condiciones de atmósfera limpia, cero metros de altura sobre el nivel del mar, punto de rocío del nivel del mar 19.5 °C y temperatura de bulbo húmedo de 24 °C.

Existen las siguientes correcciones según el lugar geográfico.

• Marco de metal o ningún marco multiplicar 1.17.

Defecto de limpieza, máximo 15%

Altitud: +0.7% por cada 300 m de altitud.

Punto de rocío: menor que 19.5°C, -14% por 10 °C

Punto de rocío: mayor que 19.5°C, +14% por 10 °C

### ***c) Infiltraciones y ventilación***

Dependen de la velocidad del viento, con que inciden sobre las fachadas y transmiten su calor al local.

El ventilar significa desplazar intencionalmente el aire interior y reemplazarlo por aire exterior, con el fin de suprimir olores, y partículas de polvo no deseadas. Al respecto existen normas que se han formulado a partir de las experiencias que nos proporcionan la cantidad de caudal de aire nuevo necesario para obtener la comodidad deseada.

## ***2) Fuentes Internas***

### ***a) Personas***

La ganancia de calor debida a las personas se da, por calor sensible y calor latente como resultado de la transpiración. Una parte del calor sensible puede ser absorbido por el efecto de almacenamiento de calor, pero no el calor latente, la ecuación para las ganancias de calor por persona son

$$CP = Csp + Csl = N. \text{ de personas}$$

**b) Equipo y Misceláneos**

En este tipo de ganancia de calor se deben considerar los accesorios de iluminación, motores eléctricos, aparatos y utensilios.

-Ganancias por iluminación.

Son las ganancias que se obtienen por radiación que no son exclusivamente del calor contenido en los materiales luminiscentes, pero que emiten calor por la excitación de sus electrones. Los fabricantes de lámparas utilizan este principio para obtener diferentes niveles de iluminación en espacios dados. Existen lámparas incandescentes, fluorescentes de alta o baja presión, etc.

El calor producido por esta gama, está relacionado con el rendimiento luminoso, debido a que la energía utilizada no se transforma en su totalidad en luz por cada unidad de potencia eléctrica consumida para su obtención.

Las siguientes ecuaciones nos determinan la ganancia de calor sensible por iluminación.

$$Ci = P (\text{Wattios}) \cdot 0.86 \quad (\text{kcal/hr}) \text{ Incandescente}$$

$$Ci = P (\text{Wattios}) \cdot 3.4 \quad (\text{kcal/hr}) \text{ Fluorescente}$$

$$Ci = P (\text{Wattios}) (1.25) (0.86) (\text{kcal/hr}) \text{ Fluorescente}$$

En las fluorescentes se agrega un 25% debido a la potencia absorbida en la balastra.

El calor en wattios se obtiene de tablas que publican los fabricantes, así como el rendimiento luminoso.

El factor de almacenamiento depende en gran medida del tiempo en que están operando las luces y el sistema de entriamiento, así como el tipo de construcción y la velocidad del aire usada en la ventilación del local.

-Ganancia debida a los aparatos

Los valores para los diferentes aparatos utilizados en los diferentes locales se encuentran tabulados y nos proporcionan valores de calor sensible y calor latente.

### CICLO DE REFRIGERACION

El ciclo de refrigeración es un proceso sencillo que en conjunto es llamado bomba de calor, cuyo objetivo es extraer el calor de un lugar donde se requiera y depositarlo en otro mediante un circuito cerrado.

La base del ciclo de refrigeración se formuló en 1824 por el Ing. Sadi Carnot en un artículo titulado reflexiones sobre la fuerza motriz del calor representado en la figura 11.

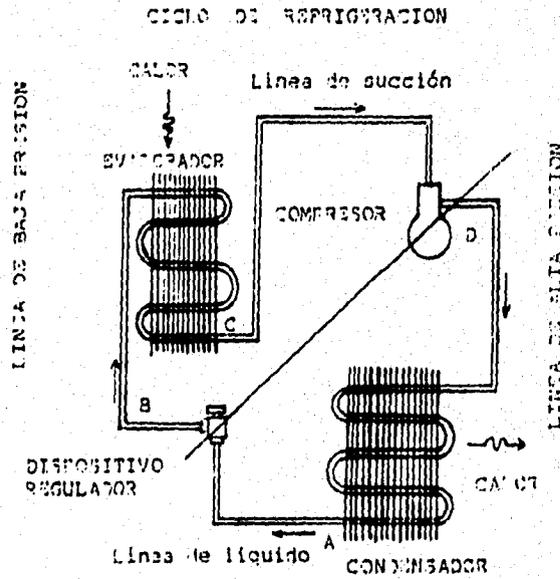


Figura.- 11

Esta figura muestra un conjunto de procesos realizados sobre el fluido, el cual se ha dividido en los siguientes pasos:

(1) Expansión isoentrópica del refrigerante entre A y B con caída de temperatura al ir disminuyendo la presión del refrigerante (válvula de expansión), ya que a menor presión menor es la temperatura de saturación, se extrae calor y se satura.

(2) La absorción de calor debido al cambio de fase del refrigerante (líquido a gas) es latente (no hay variación en la temperatura). Dicho calor es obtenido del medio que lo rodea. En un sistema de aire acondicionado éste es cedido por el fluido que pasa a través del evaporador (B-C).

(3) Aumento de la presión del refrigerante isoentrópicamente con el consiguiente aumento de temperatura (provocado por el compresor) (C-D).

(4) el calor absorbido en el inciso (2) se devuelve fuera de la frontera del sistema haciendo que el fluido cambie nuevamente de fase (gas a líquido en el condensador) (D-A).

En la práctica existen cuatro componentes básicos que ocuparán el lugar de los procesos. Líneas (1), (2), (3) y (4), de los cuales sólo uno es usado para lograr el enfriamiento, el resto se utiliza para recuperar las propiedades iniciales del fluido.

## II.- DESCRIPCIÓN DEL LOCAL COMERCIAL Y UBICACIÓN.

Localización: Morelia, Michoacán, México, en esquina con entradas por el lado norte y este.

Pared Sur: longitud interior 43 ft al frente, altura 15 ft adyacente a un espacio no acondicionado, la pared es de hormigón vaciado de 12 in de espesor con 1/2 in de yeso interior.

Pared Este: Lado a la calle, dimensiones interiores 75 ft de largo y 15 ft de altura, cuenta con dos ventanas de 26.2 ft x 10 ft y una de 6.5 ft x 6.5 ft, además tiene una puerta de vidrio 6.5 ft x 8 ft. El resto de la pared es de hormigón vaciado con 12 in de espesor y 1/2 in de yeso interior.

**Pared Norte:** Lado a la calle, dimensiones interiores de 43 ft de largo con 15 ft de altura, cuenta con dos ventanas de 10 ft x 15 ft y una ventana de 6.5 ft x 6.5 ft, y una puerta de vidrio de 6.5 ft x 8 ft. El resto de la pared es de hormigón vaciado con 12 in. de espesor y 1/2 in. de yeso interior.

**Pared Oeste:** Adyacente a un espacio no acondicionado, hormigón vaciado de 12 in. de espesor y 1/2 in. de yeso interior.

**Piso:** Formado por hormigón de 10 in, con dimensiones de 43 ft de largo por 75 ft de ancho.

**Techo:** Construido por losa prevaciada de cemento con 1/2 in. de aislamiento.

El área del techo es 43 ft de ancho por 75 ft de largo.

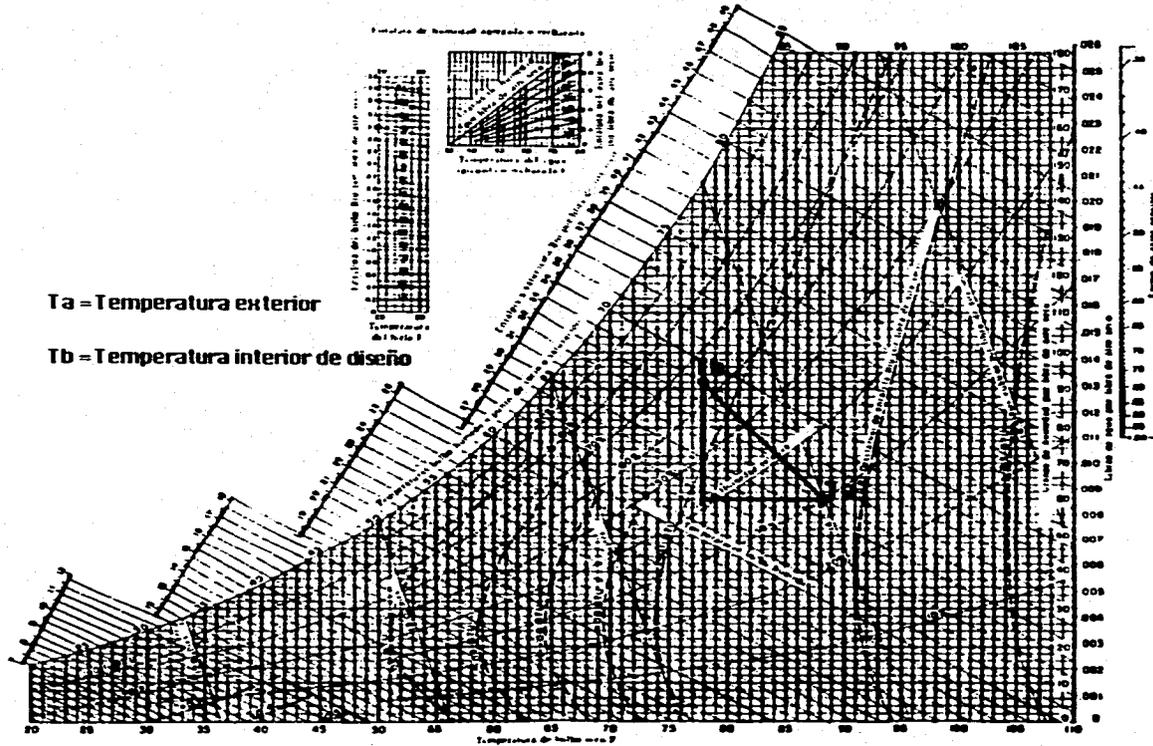
**Ocupantes:** Los cálculos se realizan para 52 clientes y 10 empleados, lo que conforma un total de 62 ocupantes en horario pico.

**Equipo:** La carga por equipo misceláneo más importante es la carga por iluminación, no hay motores en el área que se va a acondicionar.

**Condiciones de diseño:** De las tabla 1 de AMICA (Asociación Mexicana de Ingenieros en Calefacción y Aire Acondicionado) obtenemos: Para la ciudad de Morelia, las condiciones de diseño exteriores son: 88.3 °F de bulbo seco y 66°F de bulbo húmedo con  $\phi = 30\%$ , de la tabla 9 se seleccionan las condiciones interiores de diseño obteniendo  $t_{hs} = 78^\circ\text{F}$  y  $T_{hh} = 69^\circ\text{F}$  con  $\phi = 64\%$ .

Latitud Nte: 19°42', longitud 101°29' y altura S.N.M. 1923 m.

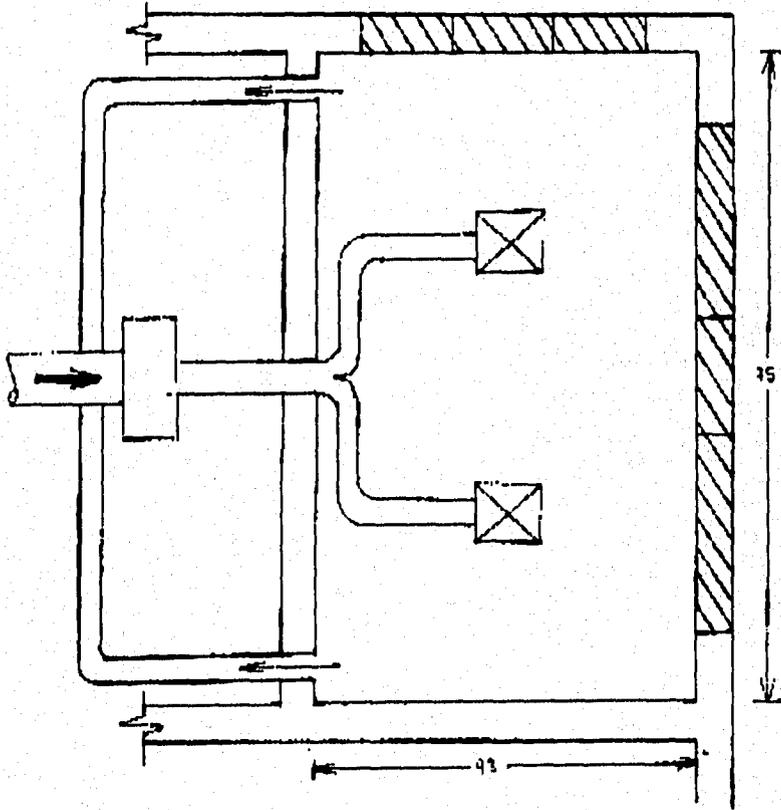
**VER PLANOS ANEXOS.**

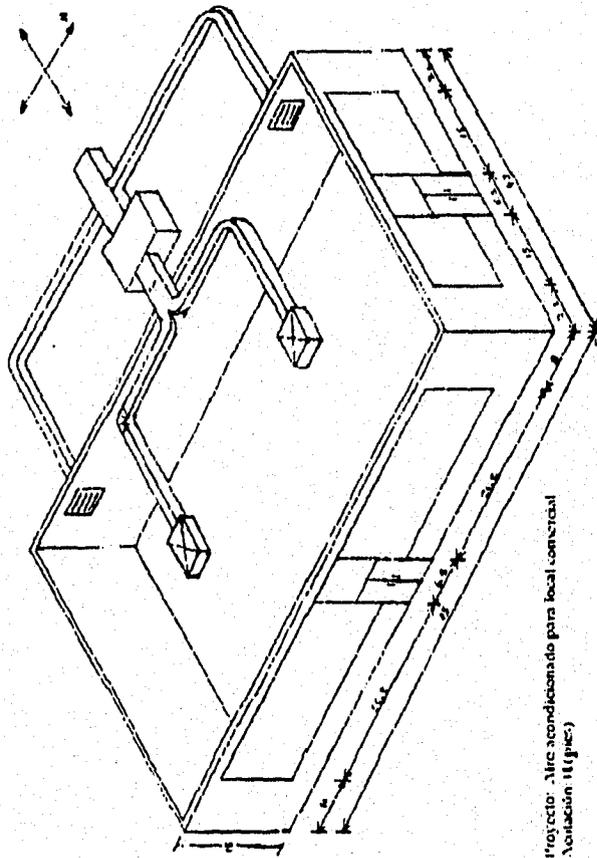


$T_a$  = Temperatura exterior

$T_b$  = Temperatura interior de diseño

Proyecto: Aire acondicionado para local comercial  
Acotación: ft (pies)





Proyecto: Aire acondicionado para local comercial  
Ventación II (pies)

### III. CALCULO DE CARGAS DEL LOCAL (EN VERANO)

- 1) Es de vital importancia el calculo de la carga térmica del local, porque de esta manera podremos seleccionar el equipo acondicionador necesario, así, como el diseño de los ductos, por los cuales circulara el aire hacia el local.

---

El objetivo del acondicionamiento de un local obedece a proporcionar las condiciones de confort a los ocupantes, o bien conservar determinado tipo de productos. Para el cálculo de la carga térmica intervienen varios factores que se deben tomar en cuenta, siendo las siguientes.

- 1) Orientación geográfica del local.
- 2) Destino del local (hospital, hotel, tienda, etc.).
- 3) Dimensiones del local (Ancho, largo, alto)
- 4) Materiales de construcción (espesores y materiales de techos, pisos, paredes).
- 5) Condiciones Ambientales.  
(calor exterior en las paredes, época del año, temperaturas de confort, etc.)
- 6) Ventanas (tamaño, orientación, material utilizado, etc.)
- 7) Puertas (tamaño, tipo, grado de utilización).
- 8) Ocupantes (número, tipo de actividad, tiempo de ocupación).
- 9) Alumbrado (potencia total, tipo)
- 10) Ventilación (m<sup>3</sup>/hr)
- 11) Funcionamiento (tipo continuo o intermitente).

A continuación se hará el desarrollo, de los puntos anteriores:

### **GANANCIA DE CALOR EN LAS PAREDES, PISO Y TECHO.**

Pared Sur: Area de la pared = (43 ft) (15 ft) = 645 ft<sup>2</sup>.

El espacio adyacente no acondicionado se encuentra a 86° F (2.3 F menor que la temperatura exterior).

Por la tabla 1 tenemos:

$$U = 0.57 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

La ganancia de calor es:

$$Q_s = UA (T_2 - T_1) = (0.57 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F})(645 \text{ Ft}^2) (86 - 78)^\circ\text{F}$$

$$Q_s = 2941.20 \text{ Btu/hr}$$

---

Pared Norte: Area total de la pared = (43 ft)(15 ft) = 645 ft<sup>2</sup>

Area de los vidrios = 2 (10 \* 15) +(6.5 \* 6.5) = 342.25 ft<sup>2</sup>

Area de la puerta = (6.5 ft) (8 ft) = 52 ft<sup>2</sup>.

De la tabla 3 para hormigón vaciado tenemos  $U = 0.57$ .

De la tabla 17 se lee una diferencia total equivalente de temperatura de 2° a las 12:00 tenemos:

$$Q_n = 0.57 (645 - 342.25 - 52) (2)$$

$$Q_n = 344.8 \text{ Btu/hr.}$$

Para el área del vidrio de 394.25 ft<sup>2</sup> (incluye la puerta) se tiene de la tabla 12 a las 12:00 AM latitud 20° Norte, pared norte una transmisión de 18 Btu/hr ft<sup>2</sup> y corregida por el factor  $f_1$  de la tabla 14 para placa de vidrio de 1/4 in. igual a 0.87, y tenemos: de la tabla 16 el factor  $f_s = 0.25$  para toldos abiertos

$$(98 \text{ Btu/hr ft}^2) (0.87) (0.25) = 21.31 \text{ Btu/hr ft}^2$$

De las tablas 13 se obtiene  $x=12$  y en la tabla 15 se obtiene  $y=3$

Obteniendo así, el valor corregido por convección y radiación,

$$= 1.00 (x) + 0.25 (y)$$

$$= 1.00 (12) + 0.25 (3) = 12.75 \text{ Btu/hr ft}^2$$

Por lo que la ganancia del vidrio es:

$$= (21.3 + 12.75 \text{ Btu/hr ft}^2) (394.25 \text{ ft}^2)$$

$$= 13424.21 \text{ Btu/hr.}$$

Por lo que la ganancia total de la pared norte es:

$$= 344.8 \text{ Btu/hr} + 13424.21 \text{ Btu/hr}$$

$$\mathbf{Q_n = 13769.01 \text{ Btu/hr}}$$

Pared Oeste: Area de la pared = (75 ft) (15 ft) = 1125 ft<sup>2</sup>

Considerando que el espacio adyacente está a 86° F y tenemos U=0.57 Btu/hr ft<sup>2</sup> para la pared.

La ganancia de calor es:

$$Q_w = U A (t_1 - t_2) = (0.57) \text{ Btu/hr ft}^2\text{°F} (1125 \text{ ft}^2) (86 - 78, \text{°F})$$

$$\mathbf{Q_w = 5130 \text{ Btu/hr}}$$

Pared este:

$$\text{Area total} = (75 \text{ ft}) (15 \text{ ft}) = 1125 \text{ ft}^2$$

$$\text{Area del vidrio} = 2 (26.25 \text{ ft} \times 10 \text{ ft}) + (6.5 \text{ ft} \times 6.5 \text{ ft})$$

$$= 525 \text{ ft}^2 + 42.25 \text{ ft}^2$$

$$= 567.75 \text{ ft}^2$$

$$\text{Area de la puerta} = (6.5 \text{ ft}) (8 \text{ ft}) = 52 \text{ ft}^2$$

$$\text{Area neta de la pared} = 1125 \text{ ft}^2 - 567.75 \text{ ft}^2 - 52 \text{ ft}^2$$

$$\mathbf{A_{\text{pared}} = 505.25 \text{ ft}^2}$$

De la tabla 3 tenemos U= 0.57 y de la tabla 17 se lee una diferencia total equivalente de temperatura de 10. a las 12:00 por lo que el calor transmitido a la pared es:

$$Q_{\text{este}} = (0.57) (505.25) (10)$$

$$Q_{\text{este}} = 2879.9 \text{ Btu/hr}$$

Para el área del vidrio de  $567.75 \text{ ft}^2 + 52 \text{ ft}^2$

de la puerta tenemos:  $A_v = 619.75 \text{ ft}^2$

de la tabla 12 a las 12:00 latitud  $20^\circ \text{N}$ . Pared Este, se tiene una transmisión de  $19 \text{ Btu/hr ft}^2$  y corregida por el factor  $f_1$  de la tabla 14 para placa de vidrio de  $1/4''$  igual a  $0.87$  y de tabla 16 se obtiene el factor  $f_5 = 0.25$  para toldos abiertos.

$$= (19 \text{ Btu/hr ft}^2) (0.87) (0.25).$$

$$= 4.132 \text{ Btu/hr ft}^2$$

de las tablas 13 se obtiene un valor  $x = 12$

y en la tabla 15 se obtiene un valor de  $y = 3$

Dándonos el valor corregido por convección y radiación.

$$1.000 (x) + 0.25 (y) = 1.0 (12) + 0.25 (3)$$

$$= 12.75 \text{ Btu/hr ft}^2$$

$$= 4.132 + 12.75 = 16.8 \text{ Btu/hr ft}^2$$

La ganancia en el vidrio es:

$$Q_{\text{este}} = (16.8 \text{ Btu/hr ft}^2) (619.75 \text{ ft}^2) = 10411.8 \text{ Btu/hr}$$

$$= 10411.8 \text{ Btu/hr}$$

**PISO:** Área del piso =  $43 \text{ ft} \times 75 \text{ ft} = 3225 \text{ ft}^2$

El coeficiente total de transferencia de calor es  $U = 0.21$  y el piso esta más frío  $6^{\circ}\text{F}$  que el aire exterior y tenemos:

$$Q \text{ piso} = (3225 \text{ ft}^2) (0.21 \text{ Btu/hr ft}^2\text{F}) (82.3 - 78^{\circ}\text{F}).$$

$$Q \text{ Piso} = 2966 \text{ Btu/hr}$$

$$\text{TECHO: Area del techo} = (43 \text{ ft} \times 75 \text{ ft}) = 3225 \text{ ft}^2$$

De la tabla 19 se lee un valor de  $U = 0.33 \text{ Btu/hr ft}^2$

Para losa prevacada de cemento con  $1/2''$  de aislamiento y de la tabla 18 se lee un valor de  $\Delta T$  para construcción media a las 12:00 A.M. de 38.

Por lo que:

$$Q \text{ techo} = (0.33) (3225) (38)$$

$$Q \text{ techo} = 40441.5 \text{ Btu/hr.}$$

La ganancia total por transmisión y radiación solar en forma de calor sensible a través de paredes y techo es:

$$2941.20 + 13769.01 + 5130 + 13291.7 + 2966 + 40441.5 = 78539.41 \text{ Btu/hr}$$

#### *Ganancia de calor debido a ocupantes*

En total se tienen 52 clientes y 10 empleados, el local a  $78^{\circ}\text{F}$  Tbs y  $69^{\circ}\text{F}$  Tbh.

Usando la tabla 10 para 52 personas paradas y trabajo ligero y la misma tabla para 10 personas caminando despacio y trabajo moderado la ganancia total de calor es la siguiente:

Ganancia de calor sensible	Ganancia de Calor Latente	
	QS	QL
52 X 200	10400	_____
52 X 250	_____	13000
10 X 245	2450	_____
10 X 605	_____	6050
	<b>12850</b>	<b>19050</b>

**- CALOR GANADO POR EQUIPO MISCELANEO.**

Iluminación:

Se consideran por alumbrado eléctrico y accesorios 3413 Btu/h de calor sensible por KW instalado, por lo que si tenemos instalados 3.2 Kw.

$$\text{Calor Sensible} = (3.2) (3413) = 10921.6 \text{ Btu/hr}$$

No hay motores instalados en el área que se va a acondiciona

**-AIRE NECESARIO PARA VENTILACION**

de la tabla 11 recomienda que se usen 10 ft<sup>3</sup>/min pers. (preferente) y 7 1/2 ft<sup>3</sup>/min pers. (mínimo), usando la preferente:

$$(10 \text{ ft}^3/\text{min pers}) (62 \text{ pers}) = 620 \text{ ft}^3/\text{min}$$

El volumen total del local es:

$$V = (75 \text{ ft}) (43 \text{ ft}) (15 \text{ ft}) = 48375 \text{ ft}^3$$

Para 620 ft<sup>3</sup>/min de aire de ventilación se tiene que el número de cambios positivos de aire exterior por hora es:

$$(620 \text{ ft}^3/\text{min} \times 60 \text{ min/hr}) / (48\,375 \text{ ft}^3) = 0.76$$

### **-INFILTRACION POR AIRE EXTERIOR**

Suponiendo una velocidad del viento de 15 m.p.h.

Usando la tabla 8.

#### **Pared norte:**

$$\text{Hendedura de vidrios} = 2 (2(10+15) + 15) = 130$$

$$(2 (6.5 + 6.5) + 6.5) = 32.5$$

En total tenemos 162.5 ft de hendedura

de la tabla 8 para una ventana metálica de bastidor simple son 52 ft<sup>3</sup>/hr ft de hendedura.

Por lo tanto: (52) (162.5) = 8450 ft<sup>3</sup>/hr

Debido a la apertura de puertas, de la tabla 20 usamos un valor de 5 ft<sup>3</sup>/min por persona entrando al espacio, la fuga por la puerta es:

$$5.0 \times 30 = 150 \text{ ft}^3/\text{min} \text{ (considerando la entrada de 30 personas por esta puerta)}$$

$$150 \text{ ft}^3/\text{min} \times 60 \text{ min/hr} = 9000 \text{ ft}^3/\text{hr}$$

$$\text{la infiltración total es } 8450 + 9000 = 17450 \text{ ft}^3/\text{hr}$$

#### **Pared sur:**

Es sólida no hay fugas

**Pared oeste:**

Es sólida no hay fugas

**Pared este:**

De la tabla 8 para ventana metálica de bastidor tenemos 52 ft<sup>3</sup>/hr ft hendidura

$$2(2(26.2 + 10) + 10) = 164.8 \text{ pies de hendidura.}$$

$$+2(6.5 + 6.5) = 26 \text{ pies de hendidura}$$

$$= 190.8 \text{ ft de hendidura}$$

Tenemos:

$$(52 \text{ ft}^3/\text{hr ft de hend.}) (190.8 \text{ ft de hend.}) = 9921.6 \text{ ft}^3/\text{hr.}$$

Debido a la abertura de puertas de la tabla 20 usamos un valor de 5 ft<sup>3</sup>/min por persona entrando al espacio la fuga por la puerta es:

$$5.0 \text{ ft}^3/\text{min} (22 \text{ pers}) = 110 \text{ ft}^3/\text{min.}$$

$$= (110 \text{ ft}^3/\text{min}) (60 \text{ min/hr}) = 6600 \text{ ft}^3/\text{hr}$$

Considerando la entrada de 22 personas por esta puerta

La infiltración total en la pared este será  $9921.6 + 6600 = 16521.6 \text{ ft}^3/\text{hr}$ .

El aire exterior está a T.b.s. = 88°F y Tbh = 66°F

De la carta psicrométrica.

Humedad = 60 granos hum/Lb aire seco

Temp. rocío = 53 °F

Vol. esp. = 14 ft<sup>3</sup>/Lb.as.

El aire interior está a Tbs = 78°F y Tbh=69°F

De la carta psicrométrica.

Humedad = 92 granos Hum/Lb.a.s.

Temp. rocío = 65°F

Vol. específico = 13.8 ft<sup>3</sup>/lb.as.

**-AIRE EXTERIOR DE INFILTRACION TOTAL.**

17450	Puerta	Norte
8450	Ventanas	Norte
6600	Puerta	Este
9921.6	Ventanas	Este

**42421.6 Total ft<sup>3</sup>/hr.**

$$(\text{aire ext. de infiltración} / \text{Vol. esp.}) = (42421.6 \text{ ft}^3/\text{hr} / 14 \text{ ft}^3/\text{lb}) = 3030.1 \text{ lb/hr}$$

La carga sensible para eliminar es :

$$Q_s = (3030.1 \text{ Lb/hr}) (0.244 \text{ Btu/Lb}^\circ\text{F}) (88-78)^\circ\text{F}$$

$$Q_s = 7393.4 \text{ Btu/hr}$$

La carga de humedad en el aire de infiltración es :

$$= (3030.1 \text{ Lb/hr}) (92 - 60) \text{ granos/ Lb}$$

$$= 96963.2 \text{ granos/hr.}$$

La carga latente es:

$QL = 3/20 (96963.2)$

$QL = 14544.48 \text{ Btu/hr}$

La carga total de enfriamiento en el local por Btu/hr es:

	Sensible	latente
Transmisión y ganancia solar	78539.4	—
Carga humana	12850	19050
Fuentes varias	10921.6	
Infiltración Aire Exterior	7393.4	14544.48
	109 704.4	33594.98

#### IV . SELECCION DE EQUIPO.

Condiciones del proyecto:

##### INTERIOR

$T_{bs} = 78 \text{ }^\circ\text{F}$

$T_{bh} = 69 \text{ }^\circ\text{F}$

H.R. = 64%

##### EXTERIOR

$T_{bs} = 88.3 \text{ }^\circ\text{F}$

$T_{bh} = 66 \text{ }^\circ\text{F}$

H:R: = 30%

Las ganancias de calor son:

Sensible = 109704.4 Btu/hr

latente = 33 594.48 Btu/hr

Total = 143 298.8Btu/hr

-Relación de Calor Sensible

R.C.S = (Qs) / (Qs + QL)

R.C.S = (109704.4) / (109704.4 + 33594.48)

R.C.S = 0.76

-Mínima cantidad de aire suministrado, si la temperatura del aire de entrada en los difusores es de 65°F

M = (Qs) / (0.24(ti -td)) = (109704.4) / (0.24(78-65)) = 35 161.6 lb/hr

-Humedad Específica y Temperatura de bulbo húmedo del aire suministrado para conseguir las condiciones de diseño

QL = M(Wi'-W'd) 1050/7000

M = 35161.6 lb/hr.

QL = 33594.48 Btu/hr.

Para las condiciones interiores

Tbs = 78°F

Wi' = 92 gr/lb.a.s.

h1 = 33.2 Btu/lb.a.s

$33594.48 \text{ Btu/hr} = 35161.6 \text{ Lb/hr (92 gran/lb. -W'd) (1050/7000)}$

$W'd = 85.6 \text{ gran/lb. y TBS} = 65^\circ\text{F}$

De la carta psicrométrica:

$Tbh = 63^\circ \text{ F}$

$hd = 28.6 \text{ Btu/Lb}$

$\text{Vol. esp} = 13.45 \text{ (volum. específico).}$

ESTA TESIS  
NO DEBE  
SALIR DE LA  
BIBLIOTECA

La cantidad de aire suministrado por el ventilador:

$MV / 60 = (35161.6 * 13.45) / 60 = 7882.0 \text{ ft}^3/\text{min}$

Como el aire necesario para ventilación es 620 ft<sup>3</sup>/min.

a  $Tbs=88^\circ\text{F}$  y  $Tbh=66^\circ\text{F}$  tenemos  $v=14.0$

$Wv = (620 * 60) / (14.0) = 2657.1 \text{ lb/hr.}$

$ho = 33.2$

$w = 60 \text{ gr/lb.a.s.}$

La carga de enfriamiento es:

$Wv (ho - hd) = 2657.1 \text{ lb/hr (33.2 -28.6) Btu/lb.} = 12222.66 \text{ Btu/hr}$

La carga de enfriamiento del aire recirculado es.

$$W_r = (M - W_v)(h_o - h_d) = (35161.6 - 2657.1) (33.2 - 28.6)$$

$$W_r = 149520.7 \text{ Btu/hr}$$

La refrigeración absorbida por los serpentines será:

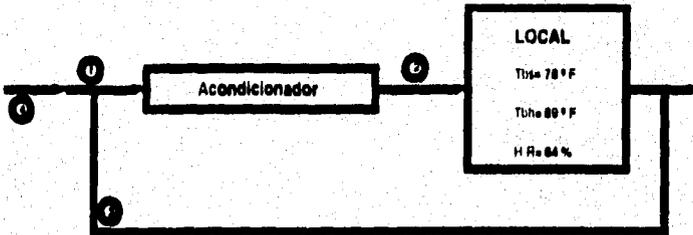
$$(12222.66) + (149520.7) / (200 \cdot 60)$$

$$= 13.4 \text{ Ton. de refrigeración.}$$

$$= 161743.3 \text{ Btu/hr}$$

$$= 40765.58 \text{ Kcal/hr}$$

$$= \text{min ton Btu / hr Btu}$$



1) M1 = 35167

Tdra = 67.6

h = 33

2) M2 = 36167 bph

Tdra = 66 °F

Tdra = 63 °F

Wdr = 85.5

h = 29.8

3) M3 = 32509.9

Tdra = 86

h = 33.2

4) M4 = 2657.1

Tdra = 86.3

Tdra = 86

h = 30.8

Condiciones de la mezcla del aire fresco y el aire recirculado

$$(2657.1) (88.3) + (32509.9) (66) = 35167 T$$

$$T = 67.6. ^\circ F.$$

$$(2657.1) (30.8) + (32509.9) (33.2) = 35167 h.$$

$$h = 33 \text{ Btu/Lb.}$$

$$q_l = 35167 (33 - 28.6)$$

$$q_l = 154734.8 \text{ Btu/hr.}$$

De acuerdo con las normas de la ARI (Air conditioning and Refrigeration Institute) se recomienda que cada una de las unidades generadoras abarquen al 50 % de la carga total, esto por razones de mantenimiento, y en caso de que alguna llegara a fallar, puede entrar a funcionar la unidad que queda de reserva.

De la misma manera es recomendable que se alterne el funcionamiento de las unidades, para conocer su estado real de operación.

Si tenemos una carga de  $(13.4/2) = 6.7$  Ton. de refrigeración, o bien  $(161768.2 \text{ Btu/hr}/2) = 80884.1$  Btu/hr.

En base a esto se seleccionan dos unidades modelo 50 DPE014 con capacidad neta de enfriamiento de 144000 Btu/hr. cada una trabajara al 56.2% de capacidad.

Esto es conveniente, porque las unidades no estarán sobrecargadas y en casos de una ampliación en las instalaciones no se requerirá comprar un nuevo equipo.

(Ver el catálogo siguiente):

UNIT	TOTAL KW	COOLING CAP. NET BTU/HR	STANDARD CFM	EER	IPLV
50DPE014	16.0	144,000	5000	9.0	10.4
50DP016	20.9	180,000	5250	8.6	10.5
50DP020	25.2	217,000	6300	8.6	8.7



**ARI** — Air Conditioning and Refrigeration Institute

NOTE: All units except the 50DP020 575-v are ARI certified.

## DUCTOS

La capacidad máxima de manejo de aire es 620 ft<sup>3</sup>/min, la cual deberá circular a una velocidad de 800 ft/min, seleccionada de tablas la velocidad a la salida del ducto es de 900 ft/min. para tener poco ruido el área del ducto sera:

$$Q = (HW/144) V.$$

Q en FT<sup>3</sup>/min.

V en ft/min.

HW = Area del ducto en m.

Teniendo H = 11 in. y sustituyendo tenemos:

$$620 = ((11 \cdot W)/144) 900$$

$$W = 9.0 \text{ in.}$$

El ducto principal será de 10 x 9 in. o su equivalente de 10.4 in de diámetro y arroja una pérdida de presión de 0.1 in de agua por cada 100 pies.

Cada ducto ramal, manejará 3 10 ft<sup>3</sup>/min y para 0.1 in de pérdida de presión por cada 100 pies tenemos un diámetro de 9 in. o su equivalente rectangular de 7.10 in u otro similar de 6 x 12 in.

## V. CONCLUSIONES

A través del desarrollo del presente trabajo se hizo una reseña histórica del progreso del aire acondicionado, en forma general, procediendo a describir los conceptos básicos para entender las condiciones de comodidad, el manejo de la carta psicrométrica así como las leyes que rigen este fenómeno.

A continuación se dio la descripción del local comercial en el cual se consideraron los materiales de construcción de paredes, ventanas, pisos y techos, así como la posición geográfica en el cual está ubicado.

Se procedió al cálculo de cargas térmicas, encontrado el total de cargas se calculó el tipo de unidad que cubriera esta demanda, dejándolas trabajar desahogadamente alrededor del 56.2% para tener la opción de darles mantenimiento y no trabajar sobrecargadamente ó ganancias de calor que tienen las paredes, ventanas, puertas, pisos y techo, agregando a esto las ganancias de calor debido a ocupantes, iluminación, etc. una vez.

## **VI. BIBLIOGRAFIA**

PROYECTO DE LEY DE TRANSFORMACION DEL SECTOR PUBLICO

-Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración

Ing. Eduardo Hernández Goribar.

Editorial Limusa, cuarta reimpresión, México, D.F.

- Manual de Aire Acondicionado .Carrier

Air Conditioning Company.

Marcombo Editores,Septima reimpresión, España.

- Aire Acondicionado

. Enrique Carnicer Royo.

.Editorial Paraninfo s.a. Segunda impresión. Barcelona España.

- Refrigeración y Aire Acondicionado.

Air conditioning and Refrigeration Institute.

Editorial Prentice Hall Internacional ,cuarta reimpresión.

-Gufa Practica de la Ventilación.

Woods.

Editorial Blume, quinta reimpresión. España

-Las Instalaciones para Aire Acondicionado en los edificios.

Facultad de Ingeniería. UNAM.

-Aire Acondicionado y refrigeración

Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis

Compañía editorial Continental. cuarta impresión. México, D.F.

I.M.S.S. DE INSTALACIONES Y EQUIPOS.	CONDICIONES ATMOSFERICAS DE DISEÑO	AMICA
--	--	-------

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
DATOS SITUACION				DATOS VERANO				DATOS INVIERNO			
ESTADO	Posición	Geográfica	Altura	Presión		Temp.	Temp.de		Grados-día	Temp.	Temp.de
	Latitud	Longitud	S.N.M.	Barométrica	Máx-Ext.	Máx-Ext.	Cálculo	Anuales	Min-Ext.	Cálculo	
	N	W	M	Mb	Mt	Hg	°C	HS	SH	°C	°C
AGUASCALIENTES											
Aguascalientes	21° 53'	102° 16'	1879	816	612	36.8	34	19	248	- 4.7	0
Baja CALIFORNIA											
Ensenada	31° 52'	116° 35'	13	1012	759	36.5	34	26	109	+ 1.1	+ 5
Mexicali	32° 29'	115° 25'	1	1013	760	47.8	43	28	1660	- 3.7	+ 1
La Paz	24° 10'	110° 07'	18	1011	753	39.0	36	27	1827	+ 9.0	+13
Tijuana	32° 29'	117° 02'	28	1010	758	38.2	35	26	754	- 3.3	+ 2
CAMPECHE											
Campeche	19° 51'	90° 32'	25	1010	756	38.9	36	26	2087	+12.7	+16
Ciudad del Carmen	18° 38'	91° 49'	3	1013	760	41.0	37	26	2126	+10.8	+14
COAHUILA											
Monclova	26° 55'	101° 26'	586	948	711	42.0	38	21	1169	- 7.8	- 3
Nueva Rosita	27° 55'	101° 17'	430	965	724	45.0	41	25	1539	- 8.5	- 3
Piedras Negras	28° 42'	100° 31'	220	953	741	43.9	40	25	1547	-11.9	- 6
Saltillo	25° 26'	101° 03'	1609	842	632	38.0	35	22	208	- 9.6	- 4
MEXICO											
Texcoco	19° 31'	98° 52'	2216	784	583	34.0	32	19	175	- 6.0	- 1
Toluca	19° 17'	99° 39'	2675	743	557	26.8	26	17		- 3.0	+ 2
MICHOACAN											
Apatzingán	19° 05'	102° 15'	682	937	703	43.0	39	25	3013	+11.5	+15
Morelia	19° 42'	101° 07'	1923	812	609	31.3	30	19	165	+ 1.6	+ 6
Zamora	19° 59'	102° 18'	1633	840	630	37.5	35	20	320	- 0.2	+ 4
Zacapu	19° 45'	101° 45'	2000	804	603	34.8	32	19	168	- 6.0	- 1

TABLA 1 CONDUCTIVIDADES TERMICAS (A) Y CONDUCTANCIAS (C) DE EDIFICIOS Y MATERIALES AISLANTES\*

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

Materia	Tipo y condición	Masa específica lb/pie <sup>3</sup>	Temp. media (°F)	Conductividad térmica A	Resistencia por pie $\frac{1}{A}$	Conductancia 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
Tira de pino amarillo	.....	....	....	....	....	1.28	0.78
	1" lámina de cedro con papel y estuco	....	20	....	....	0.62	1.22
<b>Acabados interiores y estucos:</b>							
Tablones de madera	3/16 pig a 3/8 pig de espesor	....	....	0.50	2.00	....	....
Placa de yeso	Simple o de adorno (3/8 pig)	....	....	....	....	3.7	0.27
Yeso en tiras, 1/4 pig (y yeso)	El espesor del yeso supuesto en 1/4 pig	....	....	....	....	2.4	0.42
Placa de aislamiento 1/4 pig	Simple o de adorno	....	....	....	....	0.66	1.52
Tira de placa de aislamiento 1/4 pig (y yeso)	Espesor del yeso, 1/4 pig	....	....	....	....	0.60	1.67
Tira de placa de aislamiento 1 pig (y yeso)	Espesor del yeso, 1/4 pig	....	....	....	....	0.31	3.18
Yeso en tira metálica	Espesor del yeso, 1/4 pig	....	....	....	....	4.40	0.23
Estuco	.....	....	....	5.0	0.20	....	....
Cemento y arena	.....	....	....	5.0	0.13	....	....
Mortaja alta de cemento	.....	....	....	5.6	0.18	....	....
Yeso y arena	.....	....	....	1.7	0.59	....	....
Estuco, yeso vermiculita	.....	....	....	....	....	....	....
Yeso en tiras de madera	Espesor total 1/4 pig	....	....	....	....	2.50	0.40
<b>Aislamientos:</b>							
Tipo enrollado o ajustable	Hecho de fibras minerales 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 (hecho de escoria de ruca o vidrio)	....	....	0.27	3.70	....	....
Tipo ajustable	Fibra de madera químicamente tratada	4.0	75	0.28	3.57	....	....
	Materia fibrosa hecho de dolomita y sílice	1.50	75	0.27	3.70	....	....
	Materia fibrosa hecho de escoria	9.4	103	0.27	3.70	....	....

\* Datos tomados de muchas fuentes, gran número de ellos seleccionados de las ediciones de la American Society of Heating and Air Conditioning Engineers, Guide 1936-1966.



TABLE 1 (Continued)

$$k = \frac{(Btu)(pig)}{(hr)(pie^2)(^{\circ}F)} = \frac{Rtu}{(hr)(pie^2)(^{\circ}F)} \text{ para el espesor correspondiente del material}$$

Material	Tipo y condición	Masa específica (lb/pie <sup>3</sup> )	Temperatura (°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 1/2" de espesor	16.5-21.6	90	0.33-0.40	3.03-3.80	0.66-0.80	1.52-1.35
Aislamiento	De fibras de caña de azúcar	13.5	70	0.33	3.03	.....	.....
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	.....	.....	.....	2.56	0.39
	Triplay, 3/8"	34	.....	.....	.....	2.12	0.47
	Triplay, 1/2"	34	.....	.....	.....	1.60	0.63
Materiales de construcción: Ladrillo	Sin cocer, 4 pig espesor	.....	.....	.....	.....	0.89	1.12
	Común, 4 pig espesor	.....	.....	5.0	0.20	1.25	0.80
	Fachada, 4 pig espesor	.....	.....	9.0	0.11	2.27	0.44
	Una hilera de ladrillo común de arcilla, una fila de ladrillo de fachada. Espesor aprox. 8 pig	.....	.....	.....	.....	0.77	1.30
Mortero de cemento	.....	.....	12.0	0.08	.....	.....	.....
Teja de arcilla, secciones huecas	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
	8 pig de espesor	.....	.....	.....	.....	0.84	1.25
	10 pig de espesor	.....	.....	.....	.....	0.68	1.47
	12 pig de espesor	.....	.....	.....	.....	0.60	1.66
	16 pig 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	.....	.....	2.0	0.08	.....	.....
Bloque de hormigón de 3 pig	Hueco; agregado de escoria	.....	.....	.....	.....	1.28	0.70
Bloque de hormigón de 4 pig	Hueco; agregado de escoria	.....	.....	.....	.....	0.90	1.11
Bloque de hormigón de 6 pig	Hueco; agregado de escoria	.....	.....	.....	.....	0.58	1.72
Bloque de hormigón de 12 pig	Hueco; agregado de escoria	.....	.....	.....	.....	0.53	1.89
Bloque de hormigón de 8 pig	Hueco; agregado de arena y grava	.....	.....	.....	.....	0.90	1.11
Bloque de hormigón de 12 pig	Hueco; agregado de arena y grava	.....	.....	.....	.....	0.76	1.32
Bloque de hormigón de 8 pig	Hueco; agregado de peso ligero	.....	.....	.....	.....	0.58	1.72
Bloque de hormigón de 12 pig	Hueco; agregado de peso ligero	.....	.....	.....	.....	0.44	2.27
Ladrillo de yeso de 3 pig	Celda de 3 divisiones	.....	.....	.....	.....	0.74	1.35
Ladrillo de yeso de 4 pig	Celda de 3 divisiones	.....	.....	.....	.....	0.60	1.67

TABLA 1 (Continuación)

$$k \text{ es } \frac{(R_{12})(\rho_{12})}{(hr)(\rho_{12})^{1/2}(\Delta T)} \text{ C es } \frac{R_{12}}{(hr)(\rho_{12})^{1/2}(\Delta T)} \text{ para el espesor correspondiente del material}$$

Material	Tipo y condición	Masa específica lb/pla²	Temp. media (°F)	Conductividad térmica h	Resistencia por pla $\frac{1}{h}$	Condensación térmica C	Resistencia $\frac{1}{C}$
nio sobre una superficie		....	50	....	....	0.66	2.17
Espacio limitado por láminas de aluminio sobre la fachada de las superficies	Más de 3/8" ancho	....	50	....	....	0.61	2.44
Espacio dividido en dos con simples cortinas de lámina de aluminio	Amboos lados con lámina brillante y cada espacio con más de 3/8" ancho	....	50	....	....	0.53	4.35
Espacio limitado sobre un lado con lámina de aluminio	Espacio de sólo 3/8" ancho	....	50	....	....	0.52	4.35
Prólisis de nio (superficie)		....	50	....	....	0.82	1.012
Aire tranquilo (f <sub>1</sub> )	Valor general	....	50-90	....	....	1.65	0.61
Flujo de calor, subiendo	Horizontal	....	50-90	....	....	1.63	0.61
	Pendiente, 45°	....	50-90	....	....	1.66	0.62
Flujo de calor, bajando	Horizontal	....	50-90	....	....	1.66	0.62
	Pendiente, 45°	....	50-90	....	....	1.58	0.76
Flujo de calor, horizontal	Vertical	....	50-90	....	....	1.46	0.68
Viento, 15 mph (f <sub>2</sub> )	Cualquier posición	....	....	....	....	6.00	0.17
Viento, 7.5 mph (f <sub>3</sub> )	Cualquier posición	....	....	....	....	4.00	0.25
Maderas:	Balsa	6.8	90	0.38	2.63	....	....
	Madera roja de California, seca	28.0	75	0.70	1.43	....	....
	Hojas largas de madera de pino, seca	40.0	75	0.86	1.16	....	....
	Hojas cortas de madera de pino, seca	36.0	75	0.91	1.10	....	....
	Roble rojo, seco	48.0	75	1.18	0.85	....	....
	Abeto o pino, promedio	....	....	0.80	1.25	....	....
	Arce o roble, promedio	....	....	1.10	0.91	....	....
Cubiertas	1 plg de cubierta de abeto, papel de construcción, y tableros de pino	....	....	....	....	0.50	2.00
Materiales laminados							
Asbesto cemento	Cemento comprimido y asbesto	118.0	119	4.0	0.25	....	....
Asbesto	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, 3/8"	....	....	....	....	3.10	0.32
	Placa de yeso, 1/2"	53.5	90	....	....	2.25	0.44
Aluminiento	De fibras de madera	15.0	70	0.33	3.03	....	....

TABLA 1 (Continuación)

$\left[ h \text{ en } \frac{(R)(p)}{(h)(p)(F)}; C \text{ en } \frac{R}{(h)(p)(F)} \text{ para el espesor correspondiente del material} \right]$

Materia	Tipo y condición	Masa específica lb/pt <sup>3</sup>	Temp. media (°F)	Conducti- vidad té- mica h	Resisten- cia por pig $\frac{1}{h}$	Conduc- tancia térmica C	Resistencia $\frac{1}{C}$
Ladrillo de yeso de 3 pig	Hueca	....	....	....	....	0.81	1.24
Ladrillo de yeso de 4 pig	Hueca	....	....	....	....	0.66	2.18
Piedra típica	.....	....	....	12.50	0.8	....	....
Estuco	.....	....	....	12.50	0.8	....	....
<b>Techos:</b>							
Cubiertas de asbesto cemento	.....	120	75	....	....	4.78	0.21
Cubiertas de asfalto	.....	70.0	75	....	....	3.27	0.31
Techo construido	Espesor supuesto de 3/8 pig	....	....	....	....	3.00	0.33
Techo de materiales laminados pesados	.....	....	....	....	....	1.10	0.91
Cubiertas de pizarra	Espesor supuesto de 1/4 pig	....	....	10.0	0.10	20.0	0.05
Cubiertas de madera	.....	....	....	....	....	1.08	0.94

TABLA 2 COEFICIENTES DE TRANSMISION (U) PARA PAREDES  
TECHOS CON AISLAMIENTO ENTRE MARCOS\*

Coeficiente de aislamiento entre marcos	Coeficiente con aislamiento entre marcos				Número
	Lana mineral o fibra vegetal en forma común o de pellet			3/4 pig de lana mineral entre marcos	
	1 pig espesor				
	A	B	C		
0.11	0.078	0.063	0.054	0.051	33
0.13	0.080	0.070	0.058	0.053	35
0.15	0.097	0.075	0.063	0.059	37
0.17	0.10	0.080	0.066	0.063	39
0.19	0.11	0.084	0.069	0.065	41
0.21	0.12	0.088	0.072	0.067	43
0.23	0.12	0.091	0.074	0.069	45
0.25	0.13	0.094	0.076	0.071	47
0.27	0.14	0.097	0.078	0.073	49
0.29	0.14	0.10	0.080	0.075	51
0.31	0.14	0.10	0.081	0.076	53
0.33	0.15	0.10	0.083	0.077	55
0.35	0.15	0.11	0.084	0.078	57
0.37	0.16	0.11	0.083	0.080	59
0.39	0.16	0.11	0.086	0.081	61
0.41	0.16	0.11	0.087	0.082	63
0.43	0.17	0.11	0.088	0.082	65





**TABLA 7 . TABLA DE CONVERSION PARA COEFICIENTES DE PARED (U) PARA VARIAS VELOCIDADES DE VIENTO**

U para 15 mph*	U para velocidades del viento de 0 a 30 mph					
	0	5	10	20	25	30
0.050	0.040	0.050	0.050	0.050	0.050	0.050
0.060	0.050	0.050	0.060	0.060	0.060	0.060
0.070	0.068	0.069	0.070	0.070	0.070	0.070
0.080	0.078	0.079	0.080	0.080	0.080	0.080
0.090	0.087	0.090	0.090	0.090	0.091	0.091
0.100	0.096	0.099	0.100	0.100	0.101	0.101
0.110	0.105	0.108	0.109	0.110	0.111	0.111
0.130	0.123	0.127	0.129	0.131	0.131	0.131
0.150	0.141	0.147	0.149	0.151	0.151	0.152
0.170	0.158	0.160	0.169	0.171	0.172	0.172
0.190	0.175	0.184	0.188	0.191	0.192	0.193
0.210	0.192	0.203	0.208	0.212	0.213	0.213
0.230	0.209	0.222	0.227	0.232	0.233	0.234
0.250	0.226	0.241	0.247	0.252	0.253	0.254
0.270	0.241	0.259	0.266	0.273	0.274	0.275
0.290	0.257	0.278	0.286	0.293	0.295	0.296
0.310	0.273	0.290	0.305	0.313	0.315	0.317
0.330	0.288	0.314	0.324	0.333	0.336	0.338
0.350	0.303	0.332	0.344	0.354	0.357	0.359
0.370	0.318	0.350	0.363	0.375	0.378	0.380
0.390	0.333	0.368	0.382	0.395	0.399	0.401
0.410	0.347	0.385	0.402	0.416	0.420	0.422
0.430	0.362	0.403	0.421	0.436	0.441	0.444
0.450	0.376	0.420	0.439	0.457	0.462	0.465
0.500	0.410	0.464	0.487	0.509	0.514	0.518
0.600	0.474	0.548	0.581	0.612	0.620	0.626
0.700	0.535	0.631	0.675	0.716	0.728	0.736
0.800	0.592	0.711	0.766	0.821	0.836	0.847
0.900	0.645	0.789	0.858	0.927	0.946	0.960
1.000	0.695	0.865	0.940	1.034	1.058	1.075
1.100	0.742	0.939	1.039	1.142	1.170	1.192
1.200	0.786	1.010	1.129	1.250	1.285	1.318
1.300	0.828	1.080	1.217	1.359	1.400	1.430

**TABLA 8 INFILTRACION POR HENDEURAS A TRAVES DE VENTANAS Y PUERTAS\***

(Pies cúbicos por hora pie de hendidura)

Tipo de abertura	Observaciones	Velocidad del viento (mph)				
		5	10	15	20	25
Ventana de madera de doble bastidor (no hermético)	Promedio: no a prueba de agua	7	21.4	39	59	80
	Promedio: a prueba de agua	4	13	24	36	49
	Ajuste pobre: no a prueba de agua	27	69	111	154	199
	Ajuste pobre: a prueba de agua	6	19	34	51	71
	Alrededor del marco de ventana: pared de ladrillo, no ajustada	3	8	14	20	27
	Alrededor del marco de ventana: pared de ladrillo, ajustada	1	2	3	4	5
	Alrededor del marco de ventana: marco de estructura de madera	2	6	11	17	23
Ventana metálica de doble bastidor	No a prueba de agua; no hermética	20	47	74	104	137
	No a prueba de agua; hermética	20	45	70	96	125
	A prueba de agua; no hermética	6	19	32	46	60
Ventana metálica en bastidor simple	Industrial; pivoteada horizontalmente	52	108	176	244	304
	Puerta-ventana residencial	14	32	52	76	100
	Pivoteada verticalmente	30	88	145	186	221
Puertas	Bien ajustadas	27	69	110	154	199
	Mal ajustadas	54	138	220	308	398

**TABLA 9**      **CONDICIONES INTERIORES DE DISEÑO PARA ENFRIAMIENTO CONFORTABLE EN VERANO**

*A. Condiciones de diseño referidas a la temperatura exterior*

Diseño exterior Bulbo seco (grados F)	Estancia de más de 40 min				Estancia de menos de 10 min			
	Bulbo seco (F)	Bulbo húmedo (F)	Hum. Rel. %	Temperatura efectiva	Bulbo seco (F)	Bulbo húmedo (F)	Hum. Rel. (%)	Temperatura efectiva
80	75	65	60	71	76	66	61	72
	77	63	47	71	78	61	47	72
	79	61	35	71	80	62	36	72
85	76	66	61	72	77	67	61	73
	78	61	47	72	79	65	48	73
	80	61	36	72	81	63	36	73
90	77	67	61	73	78	69	61	74
	79	65	48	73	80	67	52	74
	81	63	36	73	82	65	40	74
95	78	69	61	74	79	70	65	75
	80	67	52	74	81	68	52	75
	82	65	40	74	83	66	41	75
100	79	70	65	75	81	71	63	76
	81	68	52	75	83	69	50	76
	83	66	41	75	85	67	38	76
105	80	71	65	75.5	81	72	65	76.5
	82	69	52	75.5	83	70	54	76.5
	84	67	42	75.5	85	68	41	76.5

*B. Condiciones de diseño recomendadas para cargas pico promedio*

Tipo de aplicación	Bulbo seco (F)	Bulbo húmedo (F)	Hum. Rel. (%)	Temperatura efectiva	Granos por libra
Aplicación de lujo .....	78	65	50	72.2	72.7
Aplicación normal .....	80	67	51	74.0	78.5
15 a 40 min de estancia .....	82	68	49	75.3	80.0

**TABLA 10 GANANCIA DE CALOR DE PERSONAS**

Tipo de actividad	Tipo de aplicación	Calor total disipado, hombres adultos (Btuh)	Calor total disipado modificado* (Btuh)	Calor sensible (Btuh)	Calor latente (Btuh)
Sentados en reposo	Teatro por la tarde	390	330	180	150
	por la noche	390	350	195	155
Sentados; trabajo muy ligero	Oficinas, hoteles, apartamentos, restaurantes	450	400	195	205
Trabajo moderadamente activo	Oficinas, hoteles, apartamentos	475	450	200	250
Parados; trabajo ligero; caminando muy despacio	Tienda de departamentos; menudeo	550	450	200	250
Caminando; sentado; de pie; caminando lentamente	Botica	550	500	200	300
	Banco	550	500	200	300
Trabajo sedentario	Restaurante	490	550	220	330
Trabajo de banco, ligero	Fábrica	800	750	220	530
Trabajo moderado Ballando moderadamente	Ensamble piezas chicas	900	850	245	605
	Sala de baile	900	850	245	605
Caminando, 3 mph; trabajo moderadamente fuerte	Fábrica	1000	1000	300	700
Juego bolos (participante)	Bolos	1500	1450	465	985
	Fábrica	1500	1450	465	985
Trabajo pesado					

**TABLA 11 NORMAS DE VENTILACION**

Aplicación	Fumando	Aire por persona pies <sup>3</sup> /min		Aire mínimo por pie <sup>2</sup> de piso pies <sup>3</sup> /min
		Recomendado	Mínimo	
<b>Apartamiento</b>				
Promedio .....	poco	20	15	...
De lujo .....	poco	30	25	.33
Aulas de clase .....	nada	...	...	...
Banco .....	ocasional	10	7½	...
Botica .....	mucho	10	7½	...
Cantina .....	mucho	30	25	...
Cochera automóvil .....	....	...	...	1.0
<b>Cocina</b>				
Restaurante .....	....	...	...	4.0
Residencia .....	....	...	...	2.0
Corredores (sumin. o retorno) .....	....	...	...	.25
Corredor de bolsa (salones) ..	bastante	50	30	...
Cuarto de juntas .....	bastante	50	30	1.25
Fábricas .....	nada	10	7½	.10
Funerarias .....	nada	10	7½	...
<b>Hospitales</b>				
Cuarto de operación* .....	nada	...	...	2.0
Cuartos privados .....	nada	30	25	.33
Salas .....	nada	20	15	...
Hoteles, cuartos .....	mucho	30	25	.33
Laboratorios .....	poco	20	15	...
<b>Oficina</b>				
General .....	poco	15	10	...
Privada .....	nada	25	15	.25
Privada .....	mucho	30	25	.25
Oficina del director .....	bastante	50	30	...
Peluquería .....	mucho	15	10	...
<b>Restaurante</b>				
Cafetería .....	mucho	12	10	...
Salón comedor .....	mucho	15	12	...
Retretes (extracción) .....	poco	...	...	2.0
Salón de belleza .....	ocasional	10	7½	...
Teatro .....	nada	7½	5	...
	poco	15	10	...
Tienda de 5 y 10 centavos ...	nada	7½	5	...
Tienda de departamentos ....	nada	7½	5	.05
Tienda de menudeo .....	nada	10	7½	...

**TABLA 12 GANANCIA INSTANTANEA DE CALOR POR TRANSMISION DIRECTA Y DIFUSION O RADIACION SOLAR PARA VENTANAS NO SOMBRADAS DE VIDRIO COMUN Y UNA HOJA (PARA ATMOSFERAS CLARAS Y 18° DE INCLINACION NORTE (AGOSTO 1))**

Latitud	Tiempo solar ↑ A.M. →	Ganancia instantánea de calor (Btu por hora pie cuadrado)								
		N	NE	E	SE	S	SO	O	NO	Horis.
30° Norte	6 A.M. 6 P.M.	25	98	108	52	5	5	5	5	17
	7 5	23	155	190	110	10	10	10	10	71
	8 4	16	143	205	136	14	13	13	13	137
	9 3	16	106	180	136	21	15	15	15	195
	10 2	17	54	128	116	34	17	16	16	241
	11 1	18	20	59	78	45	19	18	18	267
	12	18	19	19	35	49	35	19	19	276
40° Norte	5 A.M. 7 P.M.	3	7	6	2	0	0	0	0	1
	6 6	26	116	131	67	7	6	6	6	25
	7 5	16	149	195	124	11	10	10	10	77
	8 4	14	129	205	156	18	12	12	12	137
	9 3	15	79	180	162	42	14	14	14	183
	10 2	16	31	127	148	69	16	16	16	229
	11 1	17	18	58	113	90	23	17	17	252
12	17	17	19	64	98	64	19	17	259	
50° Norte	5 A.M. 7 P.M.	20	54	54	20	3	3	3	3	6
	6 6	25	128	149	81	8	7	7	7	34
	7 5	12	139	197	136	12	10	10	10	80
	8 4	13	107	202	171	32	12	12	12	129
	9 3	14	54	176	183	72	14	14	14	173
	10 2	15	18	124	174	110	16	15	15	206
	11 1	16	16	57	143	136	42	16	16	227
12	16	16	18	96	144	96	18	16	234	
	↑ P.M. →	N	NO	O	SO	S	SE	E	NE	Horis.

**TABLA 13 GANANCIA INSTANTANEA DE CALOR POR CONVECCION Y RADIACION PARA VENTANAS NO SOMBREADAS DE VIDRIO COMUN Y UNA HOJA**

[Para atmósferas claras y 18° de inclinación Norte, (Agosto 1); Temperatura interior 80F]

Tiempo solar	Bulbo seco (F)	Latitud Norte grados	Ganancia instantánea de calor (valor X) (Btu por hora pie cuadrado)									
			N	NE	E	SE	S	SO	O	NO	Horis.	
5 A.M.	74	30, 40, 50	-6	-6	-6	-6	-6	-6	-6	-6	-6	-6
6	74		-5	-4	-4	-5	-5	-6	-6	-6	-5	
7	75		-5	-2	-2	-3	-3	-5	-5	-5	-3	
8	77		-3	0	1	0	-2	-3	-3	-3	0	
9	80		0	2	4	3	1	0	0	0	3	
10	83		3	4	6	5	5	3	3	3	8	
11	87		8	8	10	11	10	9	8	8	13	
12	90		12	12	12	13	14	13	12	12	16	
1 P.M.	93		15	15	15	15	17	17	17	15	20	
2	94		16	16	16	16	18	19	19	17	21	
3	95		17	17	17	17	19	21	21	19	21	
4	94		16	16	16	16	17	20	20	19	19	
5	93		15	15	15	15	15	18	19	18	17	
6	91		13	13	13	13	13	14	15	16	13	
7	87		8	8	8	8	8	8	8	8	8	
8	85		6	6	6	6	6	6	6	6	6	
9	83		3	3	3	3	3	3	3	3	3	

**TABLA 14 FACTORES DE APLICACION PARA APLICARLOS A LOS VALORES DE LAS TABLAS 17-2, 17-3 y 17-5 Y OBTENER LAS GANANCIAS INSTANTANEAS DE CALOR PARA VARIOS TIPOS DE VIDRIO SIMPLE Y PLANO Y PARA COMBINACION DE DOS HOJAS DE VIDRIO PLANO SEPARADOS A 1/4 PLG**

Vidrio*	Transmisión de incidencia normal	Factor para aplicarse a la Tabla 17-2 (F <sub>1</sub> )	Factores para aplicarse a las Tablas 17-3 y 17-5	
			C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>
Ventana común simple .....	0.87	1.00	1.0(X)†	+ 0.0(Y)‡
Placa regular simple .....	0.77	0.87	1.0(X)	+ 0.25(Y)
Placa regular simple absorbente al calor .....	0.41	0.46§	1.0(X)	+ 1.00(Y)
Ventana común doble .....	0.76	0.85	0.8(X)	+ 0.10(Y)
Placa regular doble .....	0.60	0.60§	0.8(X)	+ 0.55(Y)
Placa exterior absorbente al calor	0.35	0.37§	0.8(X) + 0.75(Y)	
Placa regular interior .....				

**TABLA 15 CALOR ABSORBIDO EN EL VIDRIO. VALORES DE Y PARA USARSE CON LOS FACTORES DE LA TABLA 17-4 PARA LA DETERMINACION DE LA GANANCIA INSTANTANEA DE CALOR DEBIDO A LA CONVECCION Y RADIACION PARA VARIOS TIPOS DE VIDRIO SIMPLE Y COMBINACION DE DOS PLACAS DE VIDRIO A 1/4 PLG**

(Para atmósferas claras y 18° inclinación norte. (Agosto 1))

Tiempo solar	Latitud	Valores de Y (Btu por hr pie cuadrado)*								
		N.	NE	E	SE	S	SO	O	NO	Horis.
5 A.M.	40 grados latitud norte	0	0	1	0	0	0	0	0	0
6		4	16	18	0	1	1	1	1	3
7		2	21	30	20	2	2	2	2	11
8		2	22	33	25	2	2	2	2	21
9		2	16	30	20	6	3	3	3	32
10		3	5	25	27	14	3	3	3	37
11		3	3	12	21	19	3	3	3	42
12		3	3	3	15	19	12	3	3	43
1 P.M.		3	3	3	3	19	22	10	3	44
2		3	3	3	3	16	27	24	4	41
3		3	3	3	3	10	30	31	15	35
4		3	3	3	3	4	29	36	23	26
5		2	2	2	2	2	23	34	27	17
6		4	1	1	1	1	14	24	21	6
7	0	0	0	0	0	2	3	3	1	

Tiempo solar	Latitud	SE	S	SO	Tiempo solar	Latitud	SE	S	SO
5 A.M.	30 grados latitud norte	0	0	0	5 A.M.	50 grados latitud norte	2	0	0
6		7	1	1	6		13	1	1
7		18	2	2	7		22	2	2
8		22	2	2	8		28	3	2
9		24	3	3	9		30	13	3
10		22	5	3	10		31	20	3
11		16	7	3	11		27	25	5
12		6	0	4	12		20	27	17
1 P.M.		3	0	14	1 P.M.		9	25	26
2		3	6	21	2		3	22	32
3		3	5	27	3		3	16	33
4		3	3	26	4		2	7	31
5		2	2	21	5		2	2	26
6		1	1	11	6		1	1	17
7	0	0	0	7	0	0	7		

**TABLA 16 EFECTO DEL SOMBREADO SOBRE LA GANANCIA INSTANTANEA DE CALOR A TRAVES DE VENTANAS DE VIDRIO COMUN DE ESPESOR SENCILLO ( $F_g$ )**

Tipo de sombreado	Acabado en el lado expuesto al sol	Fracción de ganancia a través de ventana no sombreada	
<b>Toldos de lona</b>			
Lados abiertos .....	Oscuro o medio	0.25	
Parte superior y lados ajustados al edificio .....	Oscuro o medio	0.35	
<b>Cortina interior de rollo</b>			
Totalmente bajada* .....	Blanco, crema	0.41	
	Medio	0.62	
	Oscuro	0.81	
Desenrollada a medias* .....	Blanco, crema	0.71	
	Medio	0.81	
	Oscuro	0.91	
<b>Persianas venecianas interiores, hojas a 45°†</b> .....			
	Blanco, crema	0.56	
	Difusa reflectante de aluminio	0.45	
	Medio	0.65	
	Oscuro	0.75	
<b>Persianas venecianas exteriores</b>			
Hojas a 45°† .....	Blanco, crema	0.15	
Hojas a 45°†‡ extendidas como toldo cubriendo toda la ventana .....	Blanco, crema	0.15	
Hojas a 45°, extendidas como toldo cubriendo 2/3 de ventana§ .....	Blanco, crema	0.43	
<b>Persianas exteriores</b>			
Altitud solar		Oscuro§	Verde
10° .....	.....	0.52	0.46
20° .....	.....	0.40	0.35
30° .....	.....	0.25	0.24
más de 40° .....	.....	0.15	0.22

**TABLA 17 DIFERENCIALES TOTALES DE TEMPERATURA PARA CALCULAR LA GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE PAREDES ALUMBRADAS POR EL SOL Y SOMBREADAS**

Latitud Norte	Tiempo solar												Latitud Sur					
	A.M.						P.M.											
	8	10	12	2	4	6	8	10	12	2	4	6						
Orientación de la pared	Color exterior de la pared (O = oscuro, L = ligero)												Orientación de la pared					
	O	L	O	L	O	L	O	L	O	L	O	L	O	L	O	L		
<b>Bloque hueco de hormigón de 8" o bloque de escoria de 8"</b>																		
NE	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	NI	
E	4	2	12	4	24	12	28	14	20	12	12	10	14	12	16	10	E	
SE	2	0	2	0	16	8	20	12	20	14	14	12	14	12	12	8	NI	
S	0	0	0	0	2	0	12	4	26	14	26	16	20	14	12	8	N	
SO	2	0	2	0	2	0	6	4	12	10	26	16	20	26	18	8	NO	
O	4	2	4	2	4	2	4	4	10	4	16	14	30	22	22	13	O	
NO	0	0	0	0	0	0	4	2	8	6	12	10	22	16	30	22	SO	
N (sombra)	-2	-2	-2	-2	-2	-2	0	0	0	0	10	10	10	10	6	N (sombra)		
<b>Ladrillo de 8" o bloque hueco de hormigón de 12" o bloque de escoria de 11"</b>																		
NE	2	2	2	2	10	2	14	4	14	4	10	4	10	4	10	4	NI	
E	4	4	4	4	14	4	18	10	18	10	14	4	14	10	14	10	E	
SE	4	4	4	4	4	4	14	10	14	12	10	12	10	12	10	10	NI	
S	4	2	4	2	4	2	4	2	10	4	16	10	16	12	12	10	N	
SO	4	4	4	4	4	4	4	4	10	4	12	4	20	12	24	14	NO	
O	4	4	4	4	4	4	4	4	10	4	10	4	10	14	24	14	O	
NO	2	2	2	2	2	2	2	2	4	4	4	4	10	4	14	14	SO	
N (sombra)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	N (sombra)		
<b>12 plg de ladrillo</b>																		
NE	4	4	4	4	4	4	4	10	4	12	4	10	4	10	4	NI		
E	12	8	12	8	12	8	10	8	12	4	14	10	14	10	14	8	E	
SE	10	6	10	6	10	6	10	6	10	5	12	8	14	10	12	8	NI	
S	8	4	8	4	8	4	6	4	8	4	8	4	10	8	12	8	N	
SO	10	8	10	8	10	8	10	6	10	4	10	8	12	8	14	10	NO	
O	12	8	12	8	12	8	10	6	10	6	10	6	12	6	16	10	O	
NO	8	6	8	6	8	6	4	8	4	8	4	8	4	10	6	10	SO	
N (sombra)	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	N (sombra)		
<b>8 plg de concreto o piedra o 6 u 8 plg de bloque de concreto</b>																		
NE	4	2	4	0	18	8	16	4	10	4	12	8	12	10	8	8	SE	
E	8	4	8	4	12	24	12	18	10	14	10	14	10	14	10	8	E	
SE	8	2	8	4	10	10	12	18	12	14	12	12	10	12	10	8	NE	
S	2	2	2	2	4	12	6	16	12	18	12	14	12	10	8	8	N	
SO	6	4	2	6	2	4	6	14	10	22	18	24	18	22	18	10	NO	
O	8	4	4	4	4	4	4	8	12	4	20	14	24	18	18	14	O	
NO	4	2	4	0	4	2	4	0	0	12	10	14	22	16	8	8	SO	
N (sombra)	0	0	0	0	0	0	2	2	4	4	4	4	4	4	4	N (sombra)		
<b>12 plg de concreto o piedra</b>																		
NE	8	4	6	2	4	2	14	4	16	4	10	8	10	4	12	10	4	SE
E	10	6	8	6	10	8	28	10	26	22	26	10	12	10	18	20	14	E
SE	8	4	4	4	4	4	14	8	16	10	26	10	14	10	12	10	NE	
S	8	4	2	4	2	4	2	2	10	6	11	10	16	12	14	10	N	
SO	8	4	4	4	4	4	4	4	8	4	10	8	18	14	20	14	NO	
O	10	6	8	6	8	6	10	8	10	4	12	8	16	10	24	14	O	
NO	6	4	4	2	4	2	4	4	4	4	8	4	10	8	18	20	SO	
N (sombra)	0	0	0	0	0	0	0	2	2	4	4	4	4	4	4	N (sombra)		

**TABLA 18 DIFERENCIAL TOTAL EQUIVALENTE DE TEMPERATURAS PARA CALCULAR LA GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE TECHOS ALUMBRADOS POR EL SOL Y SOMBRADOS**

Descripción de la construcción del techo <sup>a</sup>	Tiempo solar									
	A.M.					P.M.				
	8	10	12	2	4	6	8	10	12	
<b>Techos de construcción ligera-expuestos al sol</b>										
1" de macadizo 1" de madera + 1" o 2" de aislamiento	12	38	54	62	50	26	10	4	0	
<b>Techos de construcción media-expuestos al sol</b>										
2" de hormigón o 2" de hormigón + 1" o 2" de aislamiento, o 2" de madera:	6	30	48	58	50	32	14	6	2	
2" de yeso o 2" de yeso + 1" de aislamiento o 1" de madera o 2" de madera + } -4" de lana 2" de hormigón o mineral colocada 2" de yeso } en el cielo falso	0	20	40	52	54	42	20	10	6	
4" de hormigón o 1" de hormigón con 3" de aislamiento	0	20	38	50	52	40	22	12	6	
<b>Techos de construcción pesada-expuestos al sol</b>										
6" de hormigón 6" de hormigón + 2" de aislamiento	4	6	24	38	46	44	32	18	12	
6" de hormigón + 2" de aislamiento	6	6	20	34	42	44	34	20	14	
<b>Techos cubiertos con agua-expuestos al sol</b>										
Techos construcción ligera con 1" de agua	0	4	10	22	18	14	10	2	0	
Techos construcción pesada con 1" de agua	-2	-2	-4	10	14	10	14	10	6	
Cualquier techo con 6" de agua	-2	0	0	6	10	10	8	4	0	
<b>Techos con atomizadores en el techo-expuestos al sol</b>										
Construcción ligera	0	4	12	18	16	14	10	2	0	
Construcción pesada	-2	-2	2	8	12	14	12	10	6	
<b>Techos bajo sombra</b>										
Construcción ligera	-4	0	6	12	14	12	8	2	0	
Construcción media	-4	-2	2	8	12	12	10	6	2	
Construcción pesada	-2	-2	0	4	8	10	10	8	4	

**TABLA 19 COEFICIENTE DE TRANSMISION DE CALOR U PARA TECHOS PLANOS CON CUBIERTA COMPUESTA, PARA USARLOS EN VERANO\***  
 [Btu por (hora) (pie cuadrado) (grado F) (Diferencia en grados F entre el aire de ambos lados)]

Tipo de la cubierta del techo (no se muestra el cielo falso)	Espesor de la cubierta del techo (pig)	Aislamiento sobre la parte superior de la cubierta (cubierta compuesta)										
		Sin cielo falso Expuesta la superficie inferior del techo					Cielo falso con espacio de aire y yeso en tiras de metal					
		Sin aislamiento	Placa aislante Espesor (pig)				Sin aislamiento	Placa aislante Espesor (pig)				
			½	1	1½	2		½	1	1½	2	
<b>Cubierta metálica plana</b> 	4 capas fieltro de techo	0.73	0.35	0.23	0.17	0.13	0.40	0.25	0.18	0.11	0.12	
	Lo anterior + ½" escoria	0.54	0.30	0.20	0.16	0.13	0.34	0.22	0.16	0.13	0.11	
<b>Losa precalada de cemento</b> 	4 capas fieltro de 1½" techo	0.67	0.33	0.22	0.17	0.13	0.38	0.24	0.18	0.14	0.12	
	Lo anterior + ½" escoria	0.50	0.28	0.20	0.15	0.12	0.32	0.21	0.17	0.13	0.11	
<b>Hormigón</b> 	techo 2	0.65	0.33	0.22	0.16	0.13	0.37	0.24	0.18	0.14	0.12	
	4 capas fieltro de 4	0.59	0.31	0.21	0.16	0.13	0.36	0.23	0.17	0.13	0.12	
	6	0.54	0.30	0.20	0.16	0.13	0.33	0.22	0.17	0.13	0.11	
	Lo anterior + ½" escoria	2	0.49	0.28	0.20	0.15	0.12	0.31	0.21	0.16	0.13	0.11
	4	0.46	0.27	0.19	0.15	0.12	0.30	0.21	0.16	0.13	0.11	
	6	0.42	0.26	0.19	0.14	0.12	0.29	0.20	0.16	0.13	0.10	
<b>Yeso y fibra de madera en placa de yeso de ½ pig</b> 	4 capas fieltro de 2½"	0.34	0.23	0.17	0.13	0.12	0.25	0.18	0.14	0.12	0.097	
	3	0.28	0.20	0.15	0.12	0.11	0.21	0.16	0.13	0.11	0.094	
	Lo anterior + ½" escoria	2½"	0.29	0.20	0.16	0.13	0.11	0.22	0.16	0.13	0.11	0.093
		3	0.25	0.18	0.14	0.12	0.10	0.19	0.15	0.13	0.10	0.090
<b>Madera</b> 	4 capas fieltro de 1½"	0.43	0.26	0.19	0.15	0.12	0.29	0.20	0.15	0.13	0.11	
	2	0.37	0.22	0.17	0.13	0.11	0.21	0.18	0.14	0.12	0.097	
	3	0.29	0.20	0.16	0.13	0.11	0.22	0.16	0.13	0.11	0.094	
		3	0.22	0.16	0.13	0.11	0.09	0.17	0.13	0.12	0.10	0.085
	Lo anterior + ½" escoria	1	0.35	0.23	0.17	0.14	0.11	0.25	0.18	0.14	0.12	0.10
		1½"	0.20	0.20	0.15	0.12	0.10	0.21	0.17	0.13	0.11	0.093
	2	0.26	0.19	0.14	0.12	0.10	0.20	0.15	0.13	0.10	0.090	
	3	0.20	0.15	0.12	0.10	0.09	0.16	0.13	0.11	0.09	0.081	

**TABLA 20 INFILTRACION DE AIRE DURANTE EL VERANO EN PUERTAS DE ESTABLECIMIENTOS COMERCIALES\***

Aplicación	Puertas giratorias y de vaivén que abren al exterior		Tiempo promedio de ocupación (patrones y empleados) sobre los que se basa la tabla (min)
	Infiltración por persona en el cuarto (pies <sup>3</sup> /min)		
	Puerta giratoria 72 plg	Puerta de vaivén 36 plg	
Banco .....	7.5	10.0	20
Botica .....	10.0	13.0	15
Tabaquería .....	15.0	20.0	10
Corredor de bolsa (oficina)	5.0	0.5	30
Dulcería y fuentes de sodas	5.0	0.5	30
Merendero .....	5.0	6.5	30
Oficina (profesional) .....	2.5	3.0	60
Peletería .....	2.0	2.0	90
Peluquería .....	3.5	4.5	45
Restaurante .....	2.0	2.5	75
Tienda artículos hombres ..	3.5	4.5	45
Tienda departamentos .....	5.0	6.5	30
Tienda de ropa .....	2.0	2.5	75
Zapatería (tienda) .....	3.5	4.5	45

Cuando continuamente se abren las puertas

Puerta giratoria de 72 plg (entrepaños abiertos) ..... 1 200 pies<sup>3</sup>/min  
 Puerta de vaivén de 36 plg (hojas verticales abiertas) ... 800 pies<sup>3</sup>/min

Nota: Los valores dados para puertas de vaivén y para puertas que se abren continuamente se refieren al caso de que dichas puertas estén sólo en una pared o donde las puertas de las otras paredes sean del tipo giratorio. Si se emplean puertas de vaivén para acceso (o si las puertas están abiertas) en más de una pared no será posible estimar la infiltración. Los valores dados para puertas giratorias son sin tomar en cuenta el número de ellas ni su localización.

Para determinar los pies cúbicos por minuto total de aire de infiltración debido a abertura de puertas, se multiplica el número de personas por el factor de la tabla de acuerdo con el tipo de establecimiento comercial. Cuando se tengan más de una puerta, considere que solamente se tiene una, excepto en el caso de puerta abierta.

TABLA 21. CARGA DE CALOR DE EQUIPO

Dispositivo	Disipación de calor durante el funcionamiento (Btuh)	
	Calor sensible	Calor latente
Alumbrado eléctrico y accesorios, por kilowatt instalado.	3 413	.....
Motores con carga conectada en el cuarto,* por hp		
1/8-1/2 hp de capacidad .....	4 250	.....
1/2-3 hp de capacidad .....	3 700	.....
3-20 hp de capacidad .....	2 950	.....
Cafeteras eléctricas		
3-gal .....	2 200	1 500
5-gal .....	3 400	2 300
Quegador de estufa de gas .....	3 100	1 700
Calentamiento de agua .....	3 150	3 850
Horno de gas doméstico .....	8 100	4 000
Cafeteras de gas doméstico		
3-gal .....	2 500	2 500
5-gal .....	3 900	3 900
Equipo calentado por vapor, por pie cuadrado†		
Superficie calentada por vapor		
Sin pulir .....	330	.....
Pulida .....	130	.....
Superficie aislada .....	80	.....
Plancha de vapor .....	200	1 000
Secadores de pelo, salas de belleza		
Tipo soplador .....	2 300	400
Tipo casco .....	1 870	330
Restaurante, por comida servida .....	30[Btu]	.....