

2 823817  
207  
**UNIVERSIDAD ANAHUAC**

**ESCUELA DE INGENIERIA**

**CON ESTUDIOS INCORPORADOS A LA  
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO**



**SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO PARA UNA  
CENTRAL TELEFONICA QUE UTILIZA  
EQUIPO DIGITAL.**

**T E S I S**

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE**

**INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**

**AREA : MECANICA**

**P R E S E N T A**

**FRANCISCO JAVIER CONTRERAS LEYVA**

**MEXICO, D. F.,**

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

**1988**



## **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 está 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.

## CONTENIDO

### 1.0 OBJETIVOS E INTRODUCCION

1.1	OBJETIVOS:-----	1
1.2	DEFINICION DE AIRE ACONDICIONADO.-----	2
1.2.1	TEMPERATURA DEL AIRE.-----	3
1.2.2	HUMEDAD DEL AIRE.-----	3
1.2.3	PUREZA DEL AIRE.-----	3
1.2.4	DISTRIBUCION DEL AIRE.-----	4
1.3	AIRE ACONDICIONADO PARA CONFORT.-----	4
1.4	AIRE ACONDICIONADO INDUSTRIAL.-----	6
1.5	SISTEMA DE UNIDADES.-----	7

### 2.0 PSICROMETRIA

2.1	MODELO DE DALTON PARA MEZCLAS DE GASES.-----	11
2.2	ENTALPIA O CALOR TOTAL.-----	12
2.3	EL AIRE ATMOSFERICO.-----	13
2.4	DEFINICION DE PSICROMETRIA.-----	14
2.5	TERMINOS PSICROMETRICOS.-----	15
2.6	LA CARTA PSICROMETRICA.-----	19
2.7	PROCESOS PSICROMETRICOS.-----	26
2.8	PUNTO DE ROCIO DEL EQUIPO.-----	32
2.9	FACTOR DE DESVIO.-----	34

### 3.0 CALCULO DE LA GANANCIA (O PERDIDA) DE CALOR

3.1	CALCULO DE LA GANANCIA (O PERDIDA) DE CALOR.-----	39
3.2	CONSIDERACIONES PARA ACONDICIONAR UN LOCAL.-----	39

3.3	ESTUDIO PRELIMINAR.-----	43
3.3.1	DESCRIPCION DE LA CENTRAL TELEFONICA.-----	44
3.3.2	MATERIALES DE CONSTRUCCION.-----	56
3.3.3	CARACTERISTICAS DE DURANGO.-----	56
3.4	SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO.-----	58

#### 4.0 CALCULO PARA VERANO

4.1	CONDICIONES DE DISEÑO.-----	63
4.2	VENTILACION.-----	63
4.3	CALOR TOTAL EFECTIVO DEL CUARTO.-----	64
4.3.1	CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL CUARTO.-----	64
4.3.1.1	Calor sensible del cuarto.-----	64
4.3.1.2	Calor sensible fuera del cuarto.--	65
4.3.2	CALOR LATENTE EFECTIVO DEL CUARTO.-----	66
4.3.2.1	Calor latente del cuarto.-----	66
4.3.2.2	Calor latente fuera del cuarto.--	67
4.4	REQUERIMIENTOS DE AIRE.-----	67
4.4.1	FACTOR DE CALOR SENSIBLE EFECTIVO.-----	67
4.4.2	TEMPERATURA DEL PUNTO DE ROCIO DEL EQUIPO.-----	68
4.4.3	CANTIDAD DE AIRE DESHUMEDECIDO.-----	72
4.4.4	CONDICIONES DEL AIRE QUE ENTRA Y DEL QUE SALE DEL EQUIPO.-----	73
4.5	CARGA REAL EN VERANO.-----	74
4.6	DISTRIBUCION DEL AIRE.-----	75

## 5.0 CALCULO PARA VERANO DEL AREA DE OFICINAS

5.1	CONDICIONES DE DISEÑO.-----	79
5.2	VENTILACION.-----	81
5.3	CALOR TOTAL EFECTIVO DEL CUARTO.-----	82
5.3.1	CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL CUARTO.-----	82
5.3.1.1	Calor sensible del cuarto.-----	82
5.3.1.2	Calor sensible fuera del cuarto.--	103
5.3.2	CALOR LATENTE EFECTIVO DEL CUARTO.-----	106
5.3.2.1	Calor latente del cuarto.-----	106
5.3.2.2	Calor latente fuera del cuarto.--	107
5.4	REQUERIMIENTOS DE AIRE.-----	108
5.4.1	FACTOR DE CALOR SENSIBLE EFECTIVO.-----	108
5.4.2	TEMPERATURA DEL PUNTO DE ROCIO DEL EQUIPO.-----	109
5.4.3	CANTIDAD DE AIRE DESHUMEDECIDO.-----	109
5.4.4	CONDICIONES DEL AIRE QUE ENTRA Y DEL QUE SALE DEL EQUIPO.-----	110
5.5	CARGA REAL EN VERANO.-----	113
5.6	DISTRIBUCION DEL AIRE.-----	113

## 6.0 CALCULO PARA VERANO DEL AREA DE DISTRIBUIDOR Y PCM

6.1	CONDICIONES DE DISEÑO.-----	131
6.2	VENTILACION.-----	132
6.3	CALOR TOTAL EFECTIVO DEL CUARTO.-----	132
6.3.1	CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL CUARTO.-----	132
6.3.1.1	Calor sensible del cuarto.-----	132
6.3.1.2	Calor sensible fuera del cuarto.--	136

6.3.2	CALOR LATENTE EFECTIVO DEL CUARTO.-----	138
6.3.2.1	Calor latente del cuarto.-----	138
6.3.2.2	Calor latente fuera del cuarto.---	138
6.4	REQUERIMIENTOS DE AIRE.-----	139
6.4.1	FACTOR DE CALOR SENSIBLE EFECTIVO.-----	139
6.4.2	TEMPERATURA DEL PUNTO DE ROCIO DEL EQUIPO.-----	140
6.4.3	CANTIDAD DE AIRE DESHUMEDECIDO.-----	140
6.4.4	CONDICIONES DEL AIRE QUE ENTRA Y DEL QUE SALE DEL EQUIPO.-----	141
6.5	CARGA REAL EN VERANO.-----	143
6.6	DISTRIBUCION DEL AIRE.-----	143

## 7.0 CALCULO PARA VERANO DEL AREA DE SALAS AUTOMATICAS

### Y CONTROL

7.1	CONDICIONES DE DISEÑO.-----	151
7.2	VENTILACION.-----	151
7.3	CALOR TOTAL EFECTIVO DEL CUARTO.-----	152
7.3.1	CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL CUARTO.-----	152
7.3.1.1	Calor sensible del cuarto.-----	152
7.3.1.2	Calor sensible fuera del cuarto.--	157
7.3.2	CALOR LATENTE EFECTIVO DEL CUARTO.-----	159
7.3.2.1	Calor latente del cuarto.-----	159
7.3.2.2	Calor latente fuera del cuarto.---	159
7.4	REQUERIMIENTOS DE AIRE.-----	160
7.4.1	FACTOR DE CALOR SENSIBLE EFECTIVO.-----	160
7.4.2	TEMPERATURA DEL PUNTO DE ROCIO DEL	

EQUIPO.-----	161
7.4.3 CANTIDAD DE AIRE DESHUMEDECIDO.-----	161
7.4.4 CONDICIONES DEL AIRE QUE ENTRA Y DEL QUE SALE DEL EQUIPO.-----	162
7.5 CARGA REAL EN VERANO.-----	164
7.6 DISTRIBUCION DEL AIRE.-----	164
<b>8.0 CALCULO PARA INVIERNO</b>	
8.1 CALCULO PARA INVIERNO.-----	175
8.1.1 CONDICIONES DE DISEÑO.-----	175
8.1.2 VENTILACION.-----	175
8.1.3 PERDIDA DE CALOR.-----	175
8.1.3.1 Cargas de calor.-----	175
8.1.3.2 Ganancias de calor.-----	176
8.1.4 CARGA REAL EN INVIERNO.-----	177
8.2 CALCULO PARA INVIERNO DEL AREA DE OFICINAS.-----	178
8.2.1 CONDICIONES DE DISEÑO.-----	178
8.2.2 VENTILACION.-----	178
8.2.3 PERDIDA DE CALOR.-----	178
8.2.3.1 Cargas de calor.-----	178
8.2.3.2 Ganancias de calor.-----	183
8.2.4 CARGA REAL EN INVIERNO.-----	184
8.3 CALCULO PARA INVIERNO DEL AREA DE DISTRIBUIDOR Y PCM.-----	185
8.3.1 CONDICIONES DE DISEÑO.-----	185
8.3.2 VENTILACION.-----	185
8.3.3 PERDIDA DE CALOR.-----	185

8.3.3.1	Cargas de calor.-----	185
8.3.3.2	Ganancias de calor.-----	187
8.3.4	CARGA REAL EN INVIERNO.-----	188
8.4	CALCULO PARA INVIERNO DEL AREA DE SALAS AUTOMATICAS Y CONTROL.-----	189
8.4.1	CONDICIONES DE DISEÑO.-----	189
8.4.2	VENTILACION.-----	189
8.4.3	PERDIDA DE CALOR.-----	189
8.4.3.1	Cargas de calor.-----	189
8.4.3.2	Ganancias de calor.-----	191
8.4.4	CARGA REAL EN INVIERNO.-----	192
 <u>9.0 CALCULO DEL AREA DE BATERIAS Y RECTIFICADORES</u>		
9.1	CONDICIONES DE DISEÑO.-----	195
9.2	VENTILACION.-----	195
9.3	DISTRIBUCION DEL AIRE.-----	195
 <u>10.0 SELECCION DEL EQUIPO</u>		
10.1	AREA DE OFICINAS.-----	203
10.1.1	UNIDAD MANEJADORA DE AIRE.-----	203
10.1.2	SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO.-----	203
10.1.3	VENTILADOR.-----	204
10.1.4	UNIDAD CONDENSADORA.-----	207
10.1.5	HUMEDECEDOR.-----	207
10.1.6	ACCESORIOS.-----	208
10.1.6.1	Diámetro de la tubería.-----	208
10.1.6.2	Controles.-----	213



10.2	AREA DE DISTRIBUIDOR Y PCM.-----	214
10.2.1	UNIDAD MANEJADORA DE AIRE.-----	214
10.2.2	SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO.-----	214
10.2.3	VENTILADOR.-----	215
10.2.4	UNIDAD CONDENSADORA.-----	217
10.2.5	HUMEDECEDOR.-----	217
10.2.6	ACCESORIOS.-----	218
	10.2.6.1 Diámetro de la tubería.-----	218
	10.2.6.2 Controles.-----	220
10.3	AREA DE SALAS AUTOMATICAS Y CONTROL.-----	221
10.3.1	UNIDAD MANEJADORA DE AIRE.-----	221
10.3.2	SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO.-----	221
10.3.3	VENTILADOR.-----	222
10.3.4	UNIDAD CONDENSADORA.-----	224
10.3.5	HUMEDECEDOR.-----	224
10.3.6	ACCESORIOS.-----	225
	10.3.6.1 Diámetro de la tubería.-----	225
	10.3.6.2 Controles.-----	227
10.4	AREA DE BATERIAS Y RECTIFICADORES.-----	228
10.4.1	VENTILADOR.-----	228
	CITAS BIBLIOGRAFICAS.-----	231
	APENDICE.-----	233
	BIBLIOGRAFIA.-----	245

CAPITULO 1

OBJETIVOS E INTRODUCCION

## 1.1 OBJETIVOS

El objetivo principal de esta tesis es determinar los parametros para la seleccion del equipo necesario para acondicionar completamente el aire de una central telefónica que utiliza equipo digital de acuerdo con los requerimientos específicos de la misma.

Se pretende también que este trabajo sirva como una guía que muestre todos los pasos que se necesitan seguir para lograr acondicionar el aire de cualquier otro local.

Para tal efecto se ha organizado este estudio de la siguiente manera:

En los capítulos primero y segundo se definen los conceptos que componen el marco teórico de la investigación. En el capítulo tercero se plantean las condiciones necesarias que deben tomarse en cuenta respecto al lugar al que se referirá el diseño del sistema de aire acondicionado. En el capítulo cuarto se consideran los parámetros con los que ha de elaborarse el cálculo del sistema para verano; mostrándose en los capítulos quinto, sexto y séptimo la realización de dicho cálculo aplicado a la central telefónica. Del mismo modo, en el capítulo octavo se consideran los parámetros y se realiza el cálculo para invierno. El capítulo noveno muestra el cálculo de la ventilación necesaria para un área del edificio. Finalmente, en el capítulo décimo se determina el equipo implicado por los cálculos precedentes.

## 1.2 DEFINICION DE AIRE ACONDICIONADO

La Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, ASHRAE) define al aire acondicionado como:

"El proceso de tratar el aire para controlar simultáneamente su temperatura, humedad, pureza y distribución para satisfacer los requerimientos de un local acondicionado".(1)

Es posible que para ciertas aplicaciones también se tenga que controlar la presión del aire en el ambiente.

Muchas veces se utiliza incorrectamente el término "aire acondicionado" para describir un sistema de ventilación.

Como se indica en la definición, las acciones importantes involucradas en la operación de un sistema de aire acondicionado son:

- A) Temperatura del aire.
- B) Humedad del aire.
- C) Pureza del aire.
- D) Distribución del aire.

Un equipo de aire acondicionado completo proporciona un control automático de todas estas condiciones tanto para verano como para invierno.

### 1.2.1 TEMPERATURA DEL AIRE

El control de temperatura para procesos de calefacción (o refrigeración) requiere un control automático de la fuente de calefacción (o refrigeración) como un medio para mantener la temperatura deseada en el local.

### 1.2.2 HUMEDAD DEL AIRE

El control de la humedad para procesos de calefacción usualmente requiere un control automático de humidificadores que aumentan la humedad del aire.

El control de la humedad para procesos de refrigeración usualmente requiere un control automático de deshumidificadores. Generalmente, este control se logra en el momento en que el aire para ser enfriado se hace pasar sobre las superficies frías de un evaporador.

### 1.2.3 PUREZA DEL AIRE

Por lo general, el filtrado del aire para lograr su purificación es el mismo para las condiciones de verano e invierno. El equipo para el filtrado del aire usualmente consiste de sustancias porosas muy finas a través de las cuales se hace pasar el aire para extraer las partículas contaminantes. Se pueden agregar filtros que usan carbón activado o precipitadores

electrostáticos a los mecanismos de filtrado usuales para mejorar la pureza del aire.

#### 1.2.4 DISTRIBUCION DEL AIRE

Si se hace circular aire fresco y seco sobre un cuerpo caliente, la transmisión de calor desde el cuerpo se acelerará y la evaporación aumentará, esto tiende a refrescar el cuerpo.

Si el aire se mueve demasiado rápido, las personas se sienten incómodas porque sienten una corriente de aire. Y si el movimiento del aire es demasiado lento, el aire se contamina y le falta oxígeno. Por lo tanto, es muy importante la circulación del aire debido a que es necesaria para suministrar aire fresco a un local acondicionado.

#### 1.3 AIRE ACONDICIONADO PARA CONFORT

El grado de hostilidad del medio ambiente varía con la estación del año y con la localización geográfica. Esto sugiere que los argumentos para utilizar un sistema de aire acondicionado se deben basar solamente en las condiciones climáticas. Sin embargo, aunque esto puede ser válido para áreas tropicales y subtropicales, no lo es para climas con estructuras sociales industrializadas y niveles de vida en ascenso.

El aire acondicionado para confort es necesario debido a las siguientes razones:

Las ganancias de calor debidas al Sol y a las luces eléctricas, en particular, pueden causar temperaturas molestas en los cuartos a menos que se abran las ventanas. Sin embargo, el abrir las ventanas llega a provocar demasiadas corrientes de aire -aún con velocidades moderadas de viento-, que aumentan en los pisos superiores de edificios altos. Por otra parte, el ruido y el polvo resultarían desagradables, y todavía más en los pisos inferiores de los edificios ubicados en zonas urbanas o industriales. De cualquier forma, los beneficios debido al flujo de aire natural a través de ventanas abiertas sólo es eficiente hasta una longitud de seis metros hacia adentro a partir de las ventanas; por lo tanto, las áreas internas de edificios profundos no se beneficiarían con las ventanas abiertas. Además, la necesidad de luz eléctrica continua de alta intensidad en estas áreas centrales provoca una gran incomodidad para los ocupantes si no existe una ventilación adecuada.

La ventilación mecánica sin refrigeración es sólo una solución parcial. Es cierto que proporciona una distribución de aire controlada y uniforme en lugar de los resultados insatisfactorios obtenidos con las ventanas abiertas, pero sólo durante el invierno predominarían temperaturas internas tolerables. En la mayor parte de la primavera y el otoño, además del verano, la temperatura interior del cuarto sería varios grados mayor que la del exterior y, por consiguiente, sería necesario abrir las ventanas para aumentar la ventilación.

El propósito de un sistema de aire acondicionado para confort es crear unas condiciones atmosféricas que conduzcan a la salud humana, la comodidad y la eficiencia. Estas condiciones son el resultado de una combinación deseable de temperatura, humedad, pureza y distribución del aire.

El cuerpo humano es capaz de acostumbrarse por sí solo, únicamente a una cierta cantidad de cambio en las condiciones atmosféricas en un período dado. Por esta razón, se vuelve necesario regular el equipo de aire acondicionado de tal manera que produzca una cierta capacidad, sin embargo, esto provoca que algunas veces el local acondicionado no sea tan confortable como se quisiera, pero no someterá a la persona a un gran choque térmico al entrar al local o al salir al exterior.

Temperaturas elevadas pueden causar enfermedades a los seres humanos, especialmente si se acompañan de una humedad relativa alta. Por medio de muchos estudios se ha probado el beneficio en la salud obtenido por un lugar para vivir que tiene un aire acondicionado apropiado.

#### 1.4 AIRE ACONDICIONADO INDUSTRIAL

El propósito de los sistemas de aire acondicionado industrial es controlar las condiciones atmosféricas para el comportamiento adecuado de operaciones de manufactura o investigación. Por lo tanto, el acondicionamiento del aire para estos procesos suele ser muy diferente del acondicionamiento para



confort, puesto que la selección de las condiciones interiores no se va a basar en los requerimientos de las personas, sino en una exposición bien definida de las especificaciones que se requieren en un local dado.

Las tolerancias en la manufactura de piezas electrónicas, en la industria aeroespacial, en la industria de las computadoras y en todos los procesos de manufactura automatizados de alta velocidad son tales que requieren un control absoluto de la temperatura, humedad y pureza del aire. Los sistemas de aire acondicionado también son esenciales en fábricas de papel, fábricas de hilados o tejidos, fábricas de dulces, imprentas y plantas procesadoras de fotografías. Algunos de estos sistemas industriales incidentalmente proporcionan confort, pero la mayoría no.

Muchas industrias acondicionan el aire de sus plantas para un control completo del proceso de manufactura y de los materiales con el objeto de mejorar la calidad del producto.

### 1.5 SISTEMA DE UNIDADES

En el campo del aire acondicionado se utiliza una gran variedad de unidades diferentes. Los cálculos numéricos relacionados con el aire acondicionado, así como en todos los demás campos, requieren un sistema de unidades congruentes. Antes de proceder con los cálculos numéricos es absolutamente necesario expresar todas las cantidades en un sistema de unidades

congruentes. Existen varios sistemas y cada uno de ellos es igualmente correcto. La selección de un sistema particular es, principalmente, un aspecto de conveniencia, pero debe evitarse la confusión entre sistemas.

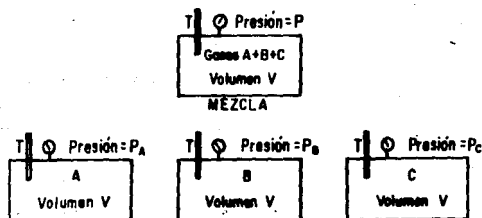
A pesar de que existe un cambio gradual hacia el sistema internacional de unidades, todavía en México, así como en los Estados Unidos de América, el sistema de unidades más utilizado en los cálculos de aire acondicionado es el sistema inglés, por lo que la mayoría de la información disponible en nuestro país se encuentra escrita utilizando este sistema. Por lo tanto, a lo largo de este trabajo se preferirá utilizar el sistema inglés de unidades y, solamente cuando su utilización sea más conveniente, se usará el sistema internacional.

CAPITULO 2

PSICROMETRIA

## 2.1 MODELO DE DALTON PARA MEZCLAS DE GASES

En el modelo de Dalton para mezclas de gases las propiedades de cada componente de la mezcla son consideradas como si cada componente existiera por separado en el mismo volumen y a la misma temperatura de la mezcla, como se muestra en la gráfica 2.1.



GRAFICA 2.1 Modelo de Dalton para mezclas de gases

Consideremos este modelo para el caso especial en el que tanto la mezcla como los componentes por separado pueden considerarse como un gas ideal. Para este caso, las presiones  $P_A$ ,  $P_B$  y  $P_C$  reciben el nombre de presiones parciales. Por lo tanto: para la mezcla:

$$P V = n R T$$
$$n = n_A + n_B + n_C$$

para los componentes:

$$P_a V = n_a R T$$

$$P_b V = n_b R T$$

$$P_c V = n_c R T$$

de:

$$n = n_a + n_b + n_c$$

al despejar se obtiene:

$$\frac{P V}{R T} = \frac{P_a V}{R T} + \frac{P_b V}{R T} + \frac{P_c V}{R T}$$

o:

$$P = P_a + P_b + P_c \quad (1)$$

Por lo tanto, para una mezcla de gases ideales, la presión total es igual a la suma de las presiones parciales de los componentes individuales.

## 2.2 ENTALPIA O CALOR TOTAL

El calor latente de una sustancia es la cantidad de calor por unidad de masa, en Btu/lb, que cuando se le suministra o se le extrae cambia su estado, pero no afecta su temperatura.

El calor sensible de una sustancia es la cantidad de calor por unidad de masa, en Btu/lb, que cuando se le suministra o se le extrae cambia su temperatura, pero no afecta su estado.

La entalpía (calor total) es la suma de calor sensible y calor latente de una substancia. Se mide entre una temperatura arbitraria aceptada comúnmente y la temperatura y estado bajo consideración. A 29.921 pulgadas de mercurio, la base aceptada para cálculos de vapor de agua es 32 °F, para aire seco es 0 °F y para refrigerantes es -40 °F.

### 2.3 EL AIRE ATMOSFERICO

El aire atmosférico es una mezcla mecánica de aire seco y vapor de agua, este último se encuentra a temperaturas y presiones parciales bajas en forma de vapor sobrecalentado (por lo general) o saturado.

El aire seco es una mezcla mecánica de gases invisible, sin olor ni sabor, el cual, a elevaciones cercanas al nivel del mar, tiene la siguiente composición:

	Porcentaje en peso	Porcentaje en volumen
Nitrógeno	75.47	78.03
Oxígeno	23.19	20.99
Gases Raros	1.30	0.94
Bióxido de Carbono	0.04	0.03
Hidrógeno	0.00	0.01

Cuando se tiene una mezcla de aire seco y vapor de agua saturado, el aire es llamado frecuentemente "aire saturado". Esta denominación es incorrecta, ya que en realidad únicamente el vapor de agua es el saturado. Dado que el término "aire saturado" ha sido aceptado extensamente en la industria del aire acondicionado, será usado aquí con la reserva antes mencionada.

Las propiedades del aire seco y del vapor de agua pueden ser establecidas debido a que obedecen muy de cerca a las leyes de los gases ideales o ya existen valores tabulados.

Puesto que podemos considerar al aire seco y al vapor de agua como gases ideales, utilizando el modelo de Dalton para mezclas de gases, la presión atmosférica es igual a la suma de las presiones parciales del aire seco y del vapor de agua.

Sin embargo, para los cálculos de acondicionamiento de aire se necesitan conocer las propiedades de las mezclas aire-vapor, estas propiedades se obtienen de la carta psicrométrica, la cual se explicará detalladamente en este capítulo.

#### 2.4 DEFINICION DE PSICROMETRIA

"La Psicrometría es la ciencia y práctica del manejo de mezclas de aire y su control". (2) También estudia el efecto de la humedad atmosférica en el confort humano y en los materiales.

## 2.5 TERMINOS PSICROMETRICOS

### TEMPERATURA DE BULBO SECO (BS).-

Es la temperatura del aire medida por un termómetro ordinario.

### TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO (BH).-

Es la temperatura del aire medida por un termómetro cuyo bulbo se encuentra cubierto por un capuchón húmedo expuesto a una corriente de aire cuya velocidad sea de 500 a 2,000 pies por minuto. El capuchón húmedo funciona, en realidad, como un saturador pequeño de aire; debido a que la capa delgada de humedad alrededor del bulbo es evaporada, saturándose de esta manera-, el aire circundante al bulbo sin la adición de calor de ninguna fuente.

### TEMPERATURA DEL PUNTO DE ROCIO (PR).-

Cuando una mezcla aire-vapor es enfriada a una presión constante, la temperatura a la cual el vapor se satura y la humedad principia a condensarse, se denomina temperatura del punto de rocío. Dado que la temperatura de vapor saturado depende únicamente de la presión absoluta, la temperatura del punto de rocío es simplemente la temperatura de saturación correspondiente a la presión parcial del vapor de una mezcla aire-vapor.

Existen tablas que contienen las propiedades termodinámicas del vapor de agua, conocidas como tablas del vapor (ver tabla 1



del Apéndice), las cuales pueden ser usadas ventajosamente para calcular la temperatura de saturación del vapor a cualquier presión.

#### LIBRA DE AIRE SECO.-

La libra(masa) de aire seco es la base de todos los cálculos psicrométricos y se mantiene constante durante todos los procesos psicrométricos.

#### VOLUMEN ESPECIFICO.-

El volumen específico de una substancia se define como el volumen por unidad de masa. El volumen específico de una mezcla aire-vapor, en pies cúbicos por libra(m) de aire seco, es una cantidad muy usada en los cálculos de acondicionamiento del aire.

#### HUMEDAD.-

Es el estado del aire con respecto a la cantidad de agua (en forma de vapor) que contiene.

#### CONTENIDO DE HUMEDAD O HUMEDAD ESPECIFICA (CH).-

Se define como el peso del vapor de agua de una mezcla aire-vapor por libra(m) de aire seco, a una temperatura de bulbo seco específica. Se expresa en libras(f) o granos por libra(m) de aire seco, lb/lb, (1 libra = 7,000 granos). Puede ser calculada con la siguiente relación, derivada de la ecuación de estado para gases ideales y del modelo de Dalton para mezclas de gases:

$$CH = 0.623 \frac{P_g}{P - P_g} \quad (2)$$

en donde:

CH = contenido de humedad, libras(f) de agua por libra(m) de aire seco, lb/lb.

$P_g$  = presión parcial del vapor de agua, psia.

P = presión atmosférica, psia.

#### HUMEDAD RELATIVA (HR).-

Es una medida de la magnitud de la saturación del aire a una temperatura de bulbo seco; 100% de humedad relativa indica aire saturado y 0% indica aire completamente seco. La humedad relativa se define rigurosamente como la relación de la presión parcial del vapor de agua con respecto a la presión parcial de vapor saturado a la misma temperatura de bulbo seco:

$$HR = \frac{P_g}{P_{sat}} \times 100 \quad (3)$$

en donde:

HR = humedad relativa, por ciento.

$P_g$  = presión parcial del vapor del agua, psia.

$P_{sat}$  = presión parcial de vapor saturado, psia.

PORCENTAJE DE SATURACION, GRADO DE SATURACION, PORCENTAJE DE HUMEDAD O RELACION DE SATURACION.-

Es la relación del contenido de humedad real con respecto al contenido de humedad de aire saturado a la misma temperatura de bulbo seco:

$$\mathcal{M} = \frac{CH_{\text{real}}}{CH_{\text{sat}}} \times 100 \quad (4)$$

en donde:

$\mathcal{M}$  = porcentaje de saturación, por ciento.

$CH_{\text{real}}$  = contenido de humedad real, lb/lb.

$CH_{\text{sat}}$  = contenido de humedad del aire saturado, lb/lb.

La diferencia en los valores numéricos entre el porcentaje de saturación y la humedad relativa es muy pequeña para condiciones atmosféricas ordinarias y usualmente puede ser despreciada.

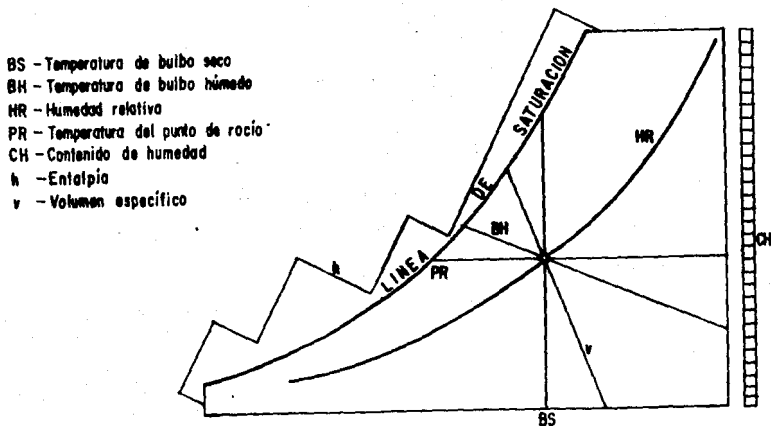
HUMEDAD ABSOLUTA.-

Es el peso del vapor de agua contenido en el aire por unidad de volumen, expresado en libras(f) o granos por pie cúbico.

## 2.6 LA CARTA PSICROMETRICA

La carta psicrométrica es una gráfica que nos proporciona los valores de las propiedades principales de las mezclas aire-vapor.

La gráfica 2.2 muestra las líneas de las siete propiedades que están relacionadas en una carta psicrométrica, éstas son; temperatura de bulbo seco (abscisas), contenido de humedad (ordenadas), temperatura de bulbo húmedo, temperatura del punto de rocío, humedad relativa, entalpía a la saturación y volumen específico.



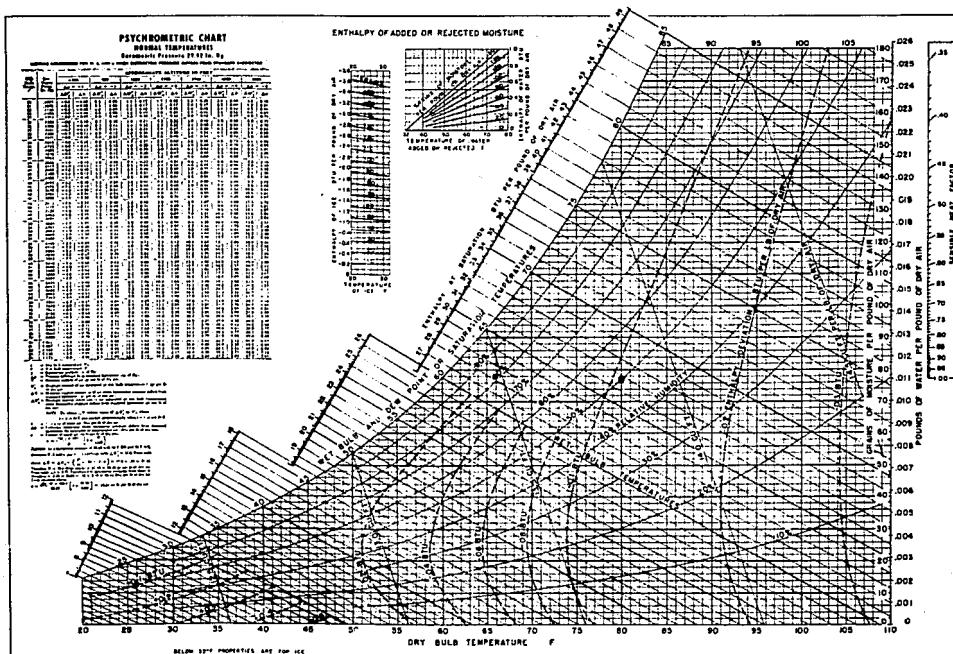
GRAFICA 2.2 Propiedades que están relacionadas  
en una carta psicrométrica

Estas propiedades están relacionadas de tal forma que si se conocen dos de ellas todas las demás pueden ser determinadas.

La línea de saturación (100% HR), es el lugar geométrico de todos los puntos que representan una mezcla aire-vapor saturada, en cualquier punto de esta línea las temperaturas de bulbo seco, de bulbo húmedo y del punto de rocío son iguales.

La carta psicrométrica es el método más conveniente para obtener todos estos datos, sin embargo, cada carta está construída para una presión atmosférica en particular, generalmente la presión atmosférica al nivel del mar. Antes de usar una carta psicrométrica dada se deben conocer las suposiciones que se hicieron al construirla para poder aplicarla correctamente, puesto que la carta psicrométrica es la herramienta individual más importante para los cálculos de acondicionamiento del aire.

La gráfica 2.3 nos muestra una carta psicrométrica para temperaturas normales (el rango que se utiliza en la práctica del aire acondicionado) y para una presión atmosférica estándar (29.921 pulg. de mercurio o 14.7 psia.).



Casi siempre las cartas psicrométricas están construídas para la presión atmosférica estándar (al nivel del mar), aunque, por ejemplo, también existen cartas para las presiones atmosféricas a 2,500, 5,000 y 7,500 pies de altura sobre el nivel del mar.

Muchas veces no existe la carta psicrométrica para la presión atmosférica que necesitamos, sin embargo, podemos construirla por medio del siguiente procedimiento. Además, el conocimiento acerca del proceso de construcción de una carta psicrométrica hace más comprensible su interpretación.

Para construir la carta psicrométrica que necesitamos lo único que tenemos que hacer es graficar, para nuestra presión atmosférica, la curva de saturación (100% HR) y las demás curvas de humedad relativa sobre una carta psicométrica ya existente, ignorando las curvas anteriores.

Primero necesitamos conocer la presión atmosférica para la que vamos a construir la carta psicrométrica. En este ejemplo vamos a construir una carta psicrométrica para la presión atmosférica a 6,188 pies de altura sobre el nivel del mar, que es igual a 11.69 psia.

#### Línea de saturación.-

Los puntos de la curva de saturación se determinan utilizando la ecuación (2):

$$CH = 0.623 \frac{P_g}{P - P_g}$$

en donde:

CH = contenido de humedad, lb/lb.

$P_g$  = presión parcial del vapor de agua, psia.

P = presión atmosférica, psia.

La presión parcial del vapor de agua se obtiene de las tablas del vapor (tabla 1 del Apéndice). Por ejemplo, a 50 °F BS, la presión parcial es de 0.17811 psia. y el contenido de humedad a la saturación es de 0.0096 lb/lb. A 80 °F BS, la presión parcial es de 0.5069 psia. y el contenido de humedad a la saturación es de 0.0282 lb/lb, y así sucesivamente. Después de graficar un número suficiente de puntos podemos unirlos mediante una curva, esta es la línea de saturación.

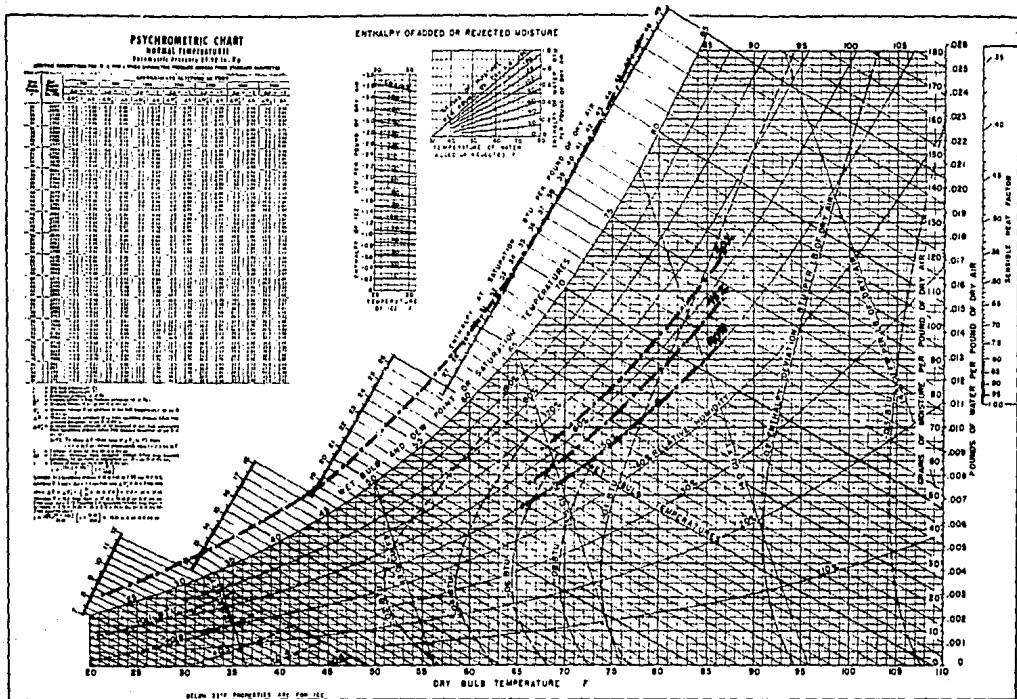
#### Líneas de Humedad Relativa.-

Como ejemplo vamos a obtener la línea del 50% de humedad relativa. A una temperatura de 80 °F BS el aire saturado tiene una presión parcial de 0.5069 psia. (tabla 1 del Apéndice). La presión parcial para una humedad relativa del 50% es  $0.5069 \times 0.50 = 0.2535$  psia. Luego sustituimos este valor en la ecuación (2) y obtenemos que el contenido de humedad es de 0.0138 lb/lb. La intersección de 80 °F BS con 0.0138 lb/lb constituye un punto de la línea del 50% de humedad relativa.



Otros puntos pueden ser encontrados de una manera similar. Después de graficar un número suficiente de puntos podemos unirlos mediante una curva, ésta es la línea del 50% de humedad relativa. Para encontrar las curvas de las demás humedades relativas se procede de manera semejante.

La gráfica 2.4 nos muestra una carta psicrométrica con la línea de saturación y varias líneas de humedad relativa para la presión atmosférica a 6,188 pies de altura sobre el nivel del mar.



GRAFICA 2.4 Carta psicrométrica a 6,188 pies

## 2.7 PROCESOS PSICROMETRICOS

Todos los procesos que ocurren en los sistemas de aire acondicionado; calefacción, refrigeración, humedecimiento y deshumedecimiento, cambian las condiciones iniciales del aire a las condiciones finales. Existen seis procesos posibles diferentes:

- 1.- Proceso con una cantidad de calor sensible constante.- Ocurre a una temperatura de bulbo seco constante.
- 2.- Proceso con una cantidad de calor latente constante.- Ocurre a un contenido de humedad y a una temperatura del punto de rocío constantes.
- 3.- Proceso con una cantidad de entalpía constante o proceso adiabático.- Ocurre a una temperatura de bulbo húmedo constante.
- 4.- Proceso con una humedad relativa constante.- En el cual todos los demás factores cambian.
- 5.- Proceso que representa una combinación de algunos de los procesos anteriores y que no cae dentro de las líneas de los procesos constantes.
- 6.- Mezcla de cantidades de aire que se encuentran a condiciones diferentes.

Se debe hacer notar que:

- Las líneas de bulbo seco son líneas de calor sensible constante.
- Las líneas del punto de rocío y las del contenido de humedad son líneas de calor latente constante.

- Las líneas de bulbo húmedo son líneas de entalpía constante.

A continuación se ilustran algunos procesos típicos de acondicionamiento del aire:

A) Calefacción con un contenido de humedad constante o calefacción sensible.-

Este es un proceso con una cantidad de calor latente constante por lo que al aire solamente se le agrega calor sensible. El contenido de humedad y la temperatura del punto de rocío permanecen constantes, y, por lo tanto, se representa con una línea horizontal en la carta psicrométrica.

Este es el proceso que se utiliza en los sistemas de calefacción de aire forzado utilizando calderas que no están equipadas con humidificadores y en los sistemas de calefacción que utilizan agua caliente o vapor de agua que circulan en serpentines.

B) Calefacción con humedecimiento.-

Un buen sistema de aire acondicionado para invierno proporciona humedecimiento durante el proceso de calefacción. Por lo general se agrega suficiente humedad para mantener una humedad relativa entre 40% y 50% aproximadamente.

El humedecimiento del aire se logra dirigiendo un chorro de vapor de agua hacia la corriente de aire, evaporando agua de un humidificador tipo charola, o mediante rociadores (sprays) que producen una niebla fina en la trayectoria del aire caliente.

C) Refrigeración con un contenido de entalpía constante o refrigeración adiabática.-

Los enfriadores evaporativos y las lavadoras de aire para sistemas de ventilación hacen uso de este proceso. Puesto que la entalpía permanece constante, solamente puede ocurrir un enfriamiento sensible (lo que provoca un descenso en la temperatura de bulbo seco) si el calor latente aumenta (lo que provoca un aumento en el contenido de humedad). El calor sensible del aire se utiliza para evaporar agua, la temperatura de bulbo seco disminuye, la temperatura de bulbo húmedo permanece constante y el contenido de humedad y la humedad relativa aumentan.

D) Refrigeración con un contenido de humedad constante o refrigeración sensible.-

Este proceso es el inverso al explicado en el inciso A. Por lo tanto, solamente elimina calor sensible a un contenido de humedad y una temperatura del punto de rocío constantes. Se requiere que el equipo mantenga la temperatura a una temperatura igual o superior a la temperatura del punto de rocío. Si el aire es enfriado por debajo del punto de rocío se empezará a condensar el vapor de agua del aire.

E) Refrigeración con deshumedecimiento.-

Los procesos comunes de refrigeración en verano son ejemplos típicos de este proceso. Teóricamente, la mezcla aire-vapor

primero se enfría a un contenido de humedad constante (eliminándose calor sensible) hasta llegar a la línea de saturación. Al seguir eliminando calor se provoca condensación del vapor de agua, por lo tanto, se extrae humedad del aire al mismo tiempo que se disminuye más su temperatura de bulbo seco y el proceso se mueve hacia abajo por la línea de saturación.

El enfriamiento se puede lograr haciendo pasar el aire a través de serpentines que contienen agua fría o un refrigerante de expansión directa, o haciéndolo pasar a través de rociadores de agua cuya temperatura sea mucho menor que la temperatura del punto de rocío del aire que se está acondicionando.

Ejemplo.-

Aire a  $95^{\circ}\text{F}$  BS y a 60% HR atraviesa un serpentín de refrigeración y lo abandona saturado a  $55^{\circ}\text{F}$ . Encontrar la entalpía y el contenido de humedad eliminados.

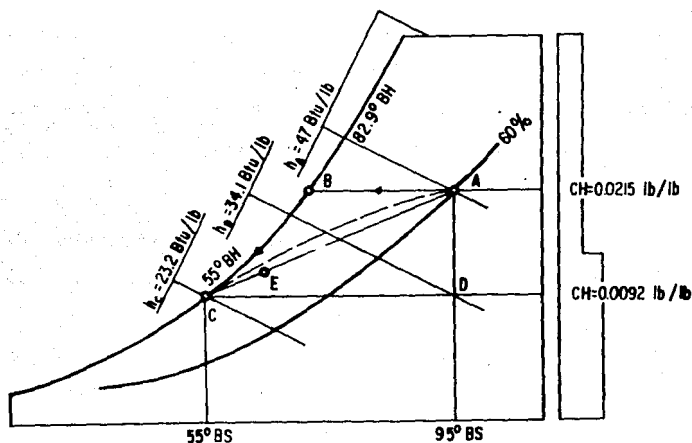
Primero se grafica la condición inicial A, gráfica 2.5. De la carta psicrométrica,  $CH_A = 0.0215 \text{ lb/lb}$ , y siguiendo la línea de  $82.9^{\circ}\text{F}$  BH hasta la escala de entalpía,  $h_A = 47 \text{ Btu/lb}$ .

La primera fase es un proceso de enfriamiento sensible y cambia la condición inicial A hacia la izquierda, sobre la línea de contenido de humedad constante, a la condición B sobre la línea de saturación. Aquí comienza la segunda fase y el proceso se mueve hacia abajo, sobre la línea de saturación, hasta  $55^{\circ}\text{F}$  (BS = BH = PR), la condición final C. En la fase BC del proceso

se logra un enfriamiento sensible y un enfriamiento latente (eliminación de humedad). En el punto C,  $CH_C = 0.0092 \text{ lb/lb}$  y  $h_C = 23.2 \text{ Btu/lb}$ .

$$\text{Entalpía eliminada} = 47 - 23.2 = 23.8 \text{ Btu/lb}$$

$$\text{Humedad eliminada} = 0.0215 - 0.0092 = 0.0123 \text{ lb/lb}$$



GRAFICA 2.5 Refrigeración con deshumedecimiento

Debe hacerse notar que el proceso representado por las líneas ABC en la gráfica 2.5 es teórico solamente y se basa en la suposición de que todo el aire entra en contacto físico con la superficie fría del serpentín o el rocío de agua fría.

Esta suposición se logra aceptablemente bien con unos rociadores bien diseñados, pero en el caso de serpentines de refrigeración, una cantidad importante de aire pasa a través de los serpentines sin realmente entrar en contacto con su superficie. Una parte del aire, por lo tanto, nunca llega a su temperatura del punto de rocío. Para una cantidad dada de aire, el proceso real se representa por la curva AC (en guiones). La línea real del proceso para un serpentín de refrigeración es una relación muy complicada que no se puede predecir fácilmente. Sin embargo, para la solución de problemas prácticos se requiere solamente conocer los puntos finales del proceso y no la trayectoria del mismo. Es una práctica común representar el proceso de refrigeración con serpentines por medio de una línea recta, como lo muestra la gráfica 2.5.

Es imperativo para el conocimiento completo de los procesos de aire acondicionado la interpretación correcta de tales líneas en la carta psicrométrica. Si se construye un triángulo rectángulo usando la línea AC de la gráfica 2.5 como la hipotenusa se presenta una imagen más completa del proceso de refrigeración y deshumedecimiento por medio de serpentines. La línea CD representa la parte del enfriamiento sensible del proceso. Por lo tanto, el calor sensible eliminado es igual a:

$$h_S = h_D - h_C = 34.1 - 23.2 = 10.9 \text{ Btu/lb}$$

La línea AD es una línea de temperatura de bulbo seco constante y representa solamente el contenido de humedad y el calor latente eliminados. El calor latente eliminado es igual a:



$$h_L = h_A - h_D = 47.0 - 34.1 = 12.9 \text{ Btu/lb}$$

La entalpía eliminada es igual a:

$$h = h_S + h_L = 10.9 + 12.9 = 23.8 \text{ Btu/lb}$$

#### F) Mezcla de cantidades de aire.-

Frecuentemente se presenta en los sistemas de aire acondicionado la mezcla de dos corrientes de aire diferentes, por lo que se necesita determinar las condiciones resultantes de la mezcla. Esto sucede, por ejemplo, cuando se mezcla el aire del exterior con el de retorno.

En la práctica, el proceso de la mezcla se representa en la carta psicrométrica como una línea recta que une las condiciones de las dos cantidades de aire, con el punto de las condiciones de la mezcla resultante situado sobre esta línea.

#### 2.8 PUNTO DE ROCIO DEL EQUIPO

Se mencionó anteriormente que, por lo general, los serpentines para aire acondicionado no entran en contacto con todo el aire que pasa a través de ellos. El aire que entra en contacto directo con la superficie del serpentín abandona éste a una temperatura igual o cercana a la temperatura promedio del serpentín. Otra porción del aire, una pequeña porción en la mayoría de los casos, se desvía del serpentín y no es enfriada ni deshumedecida, abandonando el serpentín sin cambio alguno. Y, por supuesto, otra parte del aire abandona el serpentín a unas

condiciones intermedias. Las corrientes de aire se mezclan al abandonar el serpentín para producir una condición final. Esta condición final depende del tipo de serpentín, su construcción y la velocidad del aire. Como resultado, la temperatura del aire a la salida del serpentín no es tan baja como la temperatura del equipo.

Por lo tanto, hablamos de dos puntos de rocío, el punto de rocío del aire y el punto de rocío del equipo (apparatus dewpoint), PRE. La superficie del serpentín debe mantenerse más fría que la temperatura del aire que se requiera a la salida del serpentín. Dicho de otra manera, el punto de rocío del equipo será menor que el punto de rocío del aire, esta diferencia dependerá de la eficiencia del serpentín de enfriamiento o rociador.

Aproximadamente, los serpentines de cuatro hileras pueden entrar en contacto con 80% del aire que los atraviesa, los de seis hileras con 92% y los deshumecedores de rociadores bien diseñados con 97%.

El punto de rocío del equipo para un serpentín de enfriamiento puede definirse prácticamente como la temperatura promedio de su superficie. Para un deshumecedor de rociadores bien diseñado el punto de rocío del equipo es esencialmente igual a la temperatura del punto de rocío del aire que abandona la cámara de rocío.

## 2.9 FACTOR DE DESVÍO

El factor de desvío (bypass factor) representa la porción del aire que atraviesa al equipo sin sufrir alteración alguna y es una función de las características físicas y operacionales del equipo, éstas son:

1) Una disminución en la cantidad de superficie de transferencia de calor disponible resulta en un aumento del factor de desvío.

Por ejemplo; menos hileras de serpentines, menos superficie de los serpentines o un mayor espaciamiento entre las hileras de serpentines.

2) Una disminución en la velocidad del aire que pasa a través del equipo resulta en una disminución en el factor de desvío, debido a que el aire tiene más tiempo para entrar en contacto con la superficie de transferencia de calor.

El aumentar o disminuir la superficie de transferencia de calor tiene un efecto mayor sobre el factor de desvío que el variar la velocidad del aire a través del equipo.

Los efectos al variar el factor de desvío del equipo son los siguientes:

**Factor de desvío menor.-**

A) El punto de rocío del equipo es mayor, por lo que el equipo de expansión directa se seleccionará para una temperatura mayor del refrigerante o el equipo de agua fría se seleccionará para una cantidad menor o una temperatura mayor del agua fría, lo que probablemente resulte en un equipo de refrigeración menor.

B) Se necesitará menos aire, por lo que el ventilador y su motor serán menores.

C) Se necesitará una tubería de menor diámetro si se utiliza una cantidad menor de agua fría.

Factor de desvío mayor.-

A) El punto de rocío del equipo es menor, por lo que el equipo de expansión directa se seleccionará para una temperatura menor del refrigerante o el equipo de agua fría se seleccionará para una cantidad mayor o una temperatura menor del agua fría, lo que probablemente resulte en un equipo de refrigeración mayor.

B) Se necesitará más aire, por lo que el ventilador y su motor serán mayores.

C) Se necesitará una tubería de mayor diámetro si se utiliza una cantidad mayor de agua fría.

La tabla 2 del Apéndice contiene valores típicos del factor de desvío para algunas de las aplicaciones más comunes. Esta tabla debe considerarse solamente como una guía para el ingeniero de diseño.

CAPITULO 3

CALCULO DE LA GANANCIA (O PERDIDA) DE CALOR

### 3.1 CALCULO DE LA GANANCIA (O PERDIDA) DE CALOR

Para poder llevar a cabo el objetivo de acondicionar un local, ya sea para confort o para una industria, se necesita instalar y controlar un equipo que posea la capacidad adecuada.

En verano, la ganancia de calor es la cantidad de calor que fluye hacia el local más la cantidad de calor que se genera en el mismo. En invierno, la pérdida de calor es la cantidad de calor que fluye desde el local menos la cantidad de calor que se genera en el mismo.

La capacidad del equipo se determina por los requerimientos de la ganancia (o pérdida) de calor máxima. Generalmente es imposible medir tanto la ganancia (o pérdida) máxima, como la ganancia (o pérdida) parcial de cualquier local, por lo que éstas deben ser calculadas aproximadamente.

La carga real se define como la cantidad de calor que el equipo elimina (o agrega). Muy rara vez va a ser igual la ganancia (o pérdida) de calor y la carga real sobre el equipo debido a la inercia térmica de los materiales de construcción del local.

### 3.2 CONSIDERACIONES PARA ACONDICIONAR UN LOCAL

Antes de que se pueda calcular la ganancia (o pérdida) de calor es imperativo que se haga un estudio amplio y preciso para asegurar una evaluación correcta de sus componentes. Nunca se

enfatarzará demasiado en la totalidad y exactitud de este estudio debido a su importancia fundamental para determinar la capacidad del equipo. Planos arquitectónicos, incluyendo cortes longitudinales y transversales, dibujos completos y, en algunos casos, fotografías, son aspectos importantes de un buen estudio.

Si se estudia cuidadosamente el local a acondicionar y la ganancia (o pérdida) de calor se obtiene una selección de equipo y un diseño del sistema económicos, y entonces es posible un funcionamiento uniforme y sin problemas.

Los aspectos físicos que se deben considerar son:

- Ubicación: latitud y altura sobre el nivel del mar.
- Dimensiones físicas del local: largo, ancho y altura.
- Orientación: efectos solares, vientos, sombras, superficies reflejantes, etc.
- Uso: oficina, fábrica, hospital, etc.
- Altura del techo: altura de piso a piso y altura de piso a techo falso.
- Columnas y trabes: tamaño y localización.
- Divisiones dentro del local: localización y tamaño.
- Materiales de construcción: materiales y espesor de paredes, techos, pisos, aislamientos y divisiones.
- Ventanas: tamaño, localización, tipo de marco, tipo de vidrio, tipo y color de persiana o cortina y dimensiones de los salientes del edificio.
- Puertas: localización, tipo, tamaño y frecuencia de uso.

- Condiciones de los alrededores: color exterior de techos y paredes, temperatura de lugares adyacentes acondicionados o no acondicionados y sótanos o desvanes ventilados o sin ventilar.
- Escaleras, elevadores y escaleras eléctricas: localización, temperatura del lugar (si está abierto a un lugar sin acondicionar) y potencia del equipo (ventilado o sin ventilar).
- Personas: cantidad, tiempo de ocupación del local, actividad y tamaño y localización de alguna concentración. Algunas veces se necesita calcular el número de personas por pie cuadrado de área.
- Alumbrado: localización, potencia máxima y tipo de alumbrado (incandescente, fluorescente, etc.).
- Motores: localización, potencia de placa, potencia al freno y uso.
- Máquinas de oficina y equipo electrónico: localización, potencia y uso. Se debe tomar en cuenta que en muchos lugares no todas las máquinas de oficina se usan al mismo tiempo.
- Utensilios de cocina: tipo, localización, potencia, uso, consumo de gas, vapor o electricidad y sistemas de extracción. También se debe tomar en cuenta si los utensilios se usan al mismo tiempo.
- Ventilación: pies cúbicos por minuto por persona o pies cúbicos por minuto por pie cuadrado, humos, olores y extractores (localización, tipo, y capacidad).
- Almacenaje térmico: incluye el tipo de operación del sistema (12, 16 ó 24 horas al día), rango de variación de la



temperatura y materiales de la superficie que rodea al local.

- Operación continua o intermitente: si el sistema va a trabajar durante todos los días u ocasionalmente.

Para seleccionar la localización del equipo y para planear los sistemas de distribución de aire y de agua se necesita la siguiente información:

- Lugares disponibles: largo, ancho y altura.
- Posibles obstrucciones: localización de conductos eléctricos o tuberías que puedan obstruir el paso del sistema de ductos.
- Localización de las divisiones dentro del edificio.
- Localización de entradas de aire del exterior: con referencia a la dirección del viento y a fuentes de contaminantes.
- Suministro eléctrico: localización, capacidad, voltaje, frecuencia, limitaciones de corriente y número de fases.
- Suministro de agua: localización, tamaño de tubería, capacidad, presión y temperatura máxima.
- Suministro de vapor de agua: localización, tamaño de tubería, capacidad, presión y temperatura.
- Suministro de aire comprimido: localización, tamaño de tubería, capacidad y presión.
- Refrigeración: tipo de sistema, capacidad, presión y temperatura.
- Características arquitectónicas: para que las salidas de aire vayan de acuerdo al diseño arquitectónico.
- Ductos existentes: para estudiar la posibilidad de volver a

- usarlos.
- Drenaje: localización y capacidad.
  - Cimentación: requisitos y resistencia del edificio.
  - Control de ruido y vibraciones: requisitos y relación entre los equipos de refrigeración y manejo de aire con las áreas críticas.
  - Accesibilidad para transportar el equipo a su localización final: elevadores, escaleras, puertas y acceso desde la calle.
  - Reglamentos: relacionados con cables, drenajes, construcción de los cuartos para el equipo de refrigeración y manejo de aire, ductos, prevención contra incendios y ventilación del edificio y de los cuartos para el equipo.

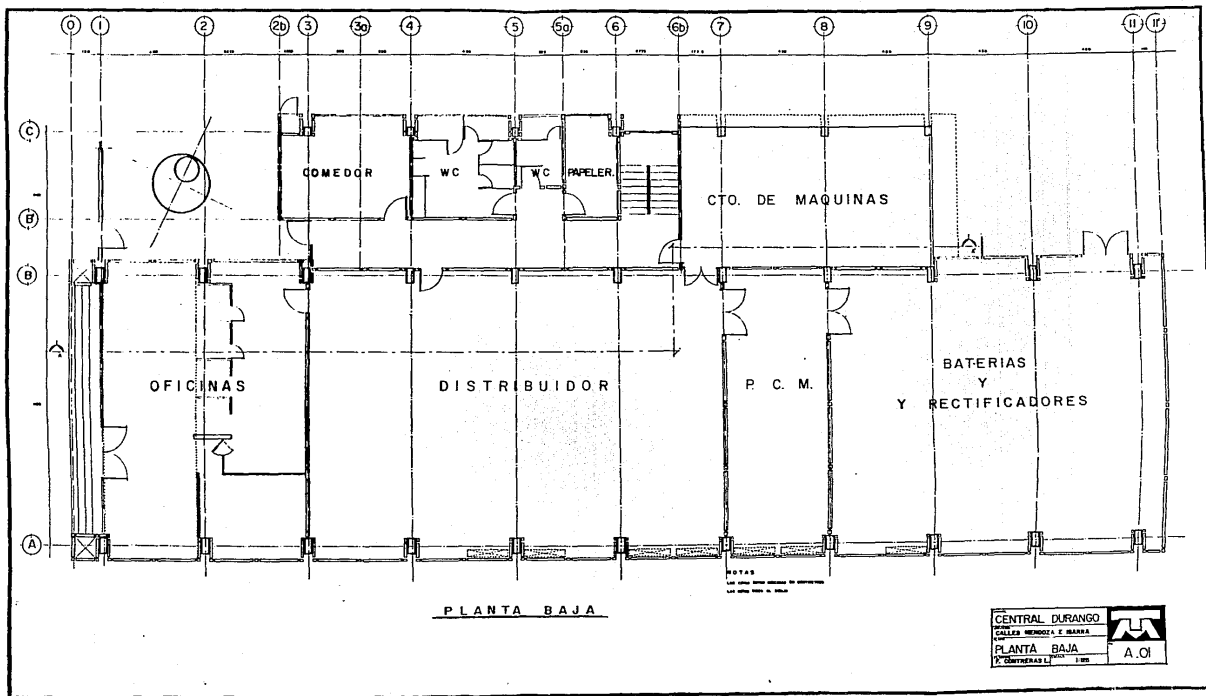
### 3.3 ESTUDIO PRELIMINAR

Como se indicó en el Capítulo 1, el objetivo principal de esta tesis es determinar el equipo necesario más adecuado para acondicionar completamente el aire de una central telefónica que utiliza equipo digital. Dicha central se encuentra localizada en la ciudad de Durango, Durango.

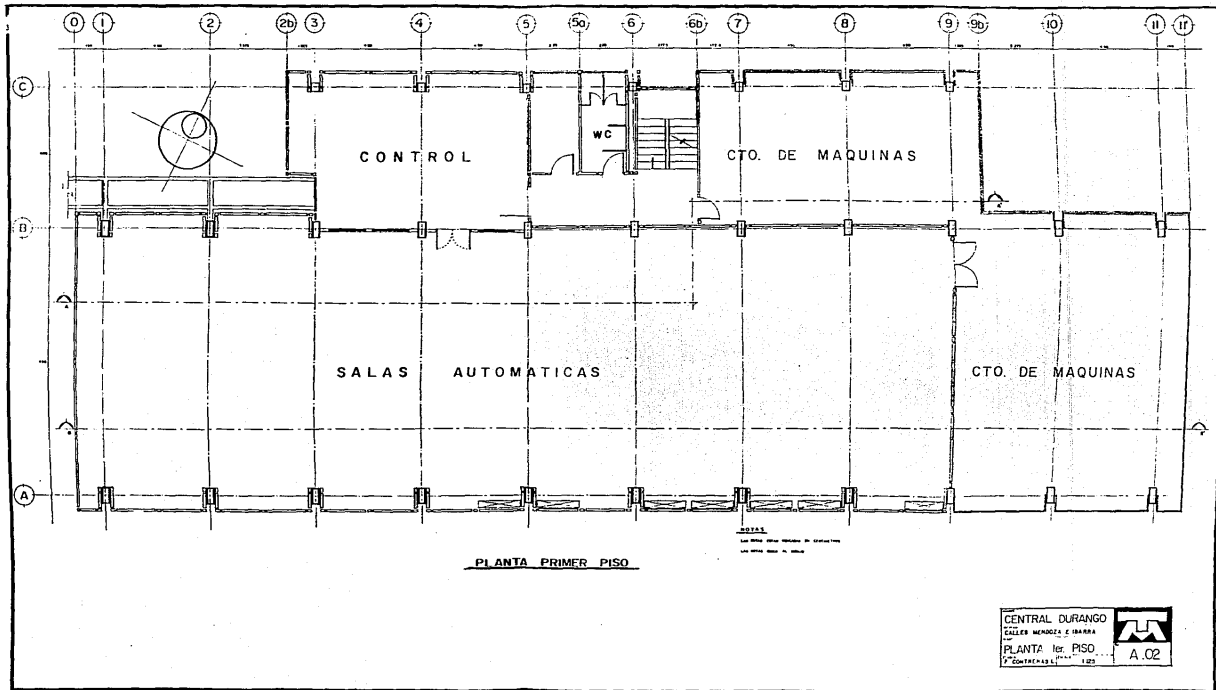
### 3.3.1 DESCRIPCION DE LA CENTRAL TELEFONICA

La central telefónica consta de varias áreas diferentes distribuidas en un edificio de dos pisos. En el primer piso se localizan las áreas de Oficinas, Distribuidor y PCM (Modulación por Codificación de Pulsos), Baterías y Rectificadores, Comedor, Sanitarios, Papelería y Cuartos de Máquinas. En el segundo piso se localizan las áreas de Salas Automáticas y Control, Sanitarios y Cuartos de Máquinas.

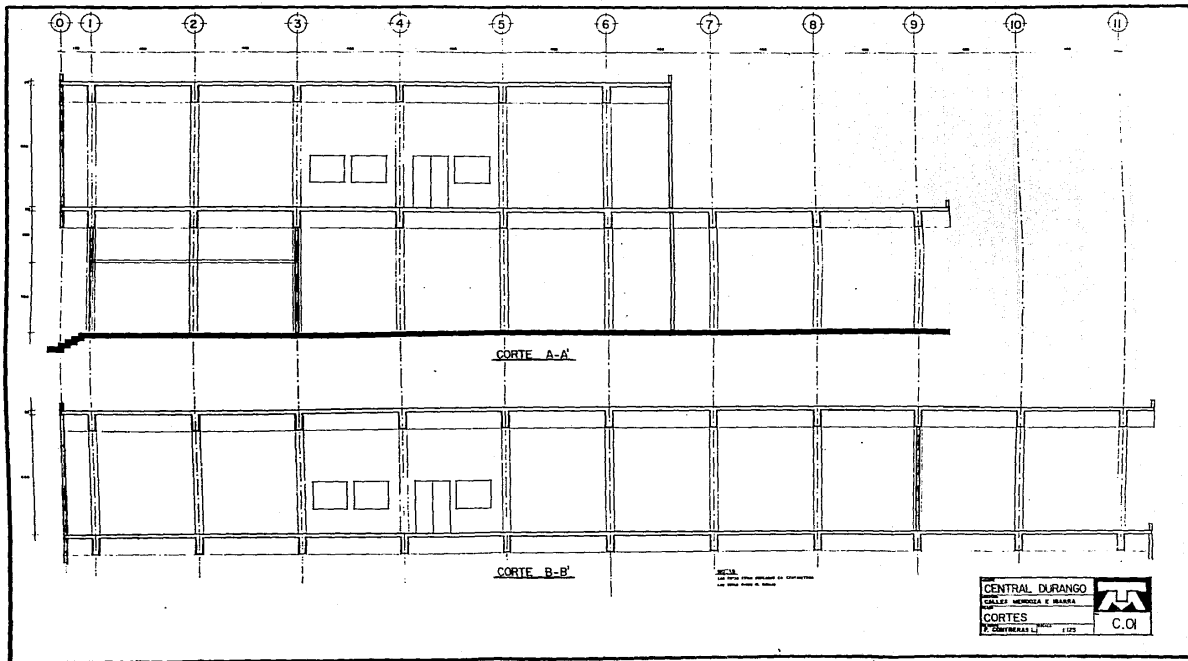
La distribución de las áreas mencionadas en cada piso se especifica en los planos 3.1 al 3.3.



PLANO 3.1 Planta Baja



PLANO 3.2 Primer Piso



PLANO 3.3 Cortes

Se necesita acondicionar el aire de las siguientes áreas:

- 1.- Oficinas.
- 2.- Distribuidor y PCM.
- 3.- Salas Automáticas y Control.

Además se necesita instalar un sistema de ventilación en el área de Baterías y Rectificadores.

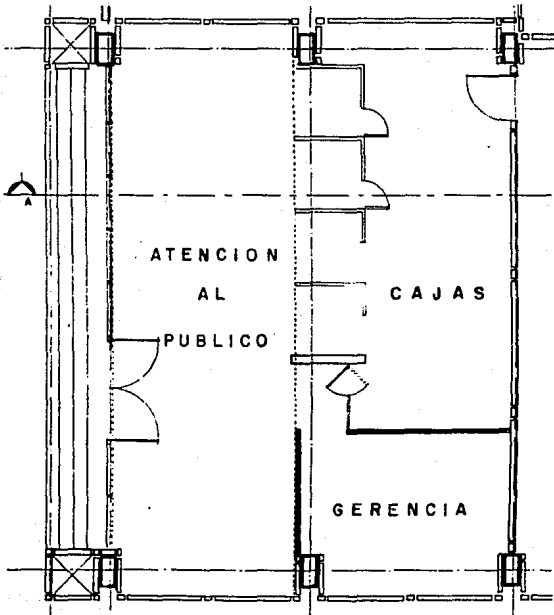
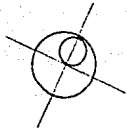
1.- Oficinas.-

En esta área se desempeñan las funciones administrativas de la central telefónica. Tiene un horario de 8:30 a 16:30 hrs., de lunes a viernes. Las dimensiones físicas de esta área se encuentran especificadas en el plano 3.4. Esta área consta de las siguientes zonas:

A) Gerencia: esta zona se utiliza solamente como oficina, en ella trabajan tres personas, no tiene ventanas al exterior y tiene una iluminación fluorescente de 0.45 kW.

B) Cajas: en esta zona se realiza el cobro del servicio telefónico. En ella trabajan diez personas, no tiene ventanas al exterior y tiene una iluminación fluorescente de 1.15 kW.

C) Atención al público: en esta zona se realizan los servicios de información, contratación, aclaraciones, reposición de recibos, etc. Está ocupada por un máximo de treinta y siete personas. Toda la pared suroeste consiste de una ventana de piso a techo y una puerta (también de vidrio), las otras paredes no tienen ventanas al exterior y tiene una iluminación fluorescente de 1.4 kW.



ESC. 1:100

PLANO 3.4 Area de Oficinas

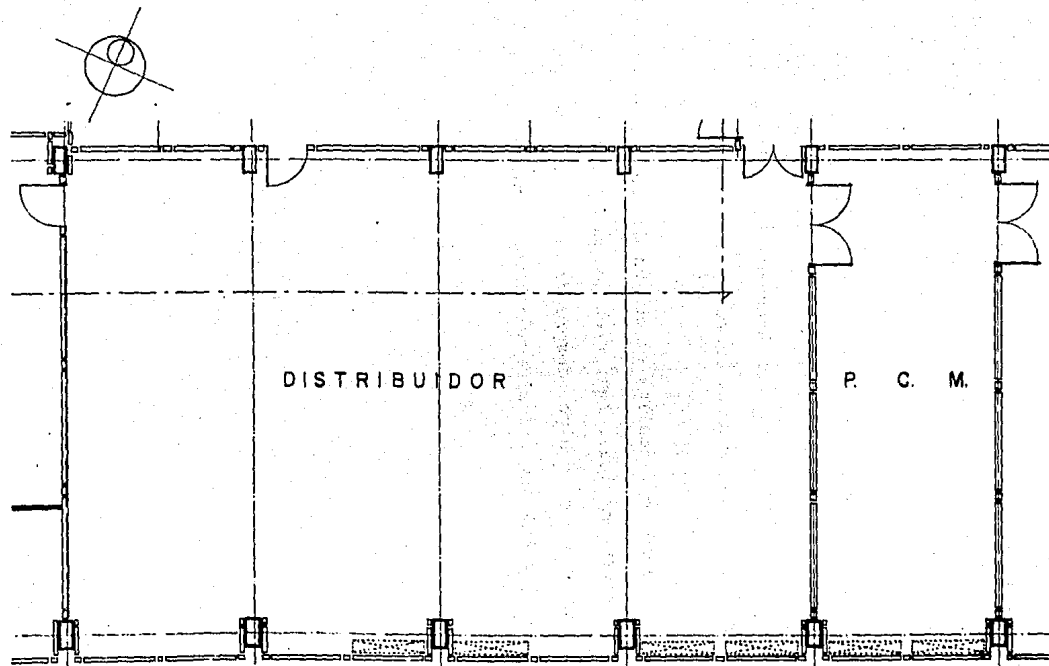


## 2.- Distribuidor y PCM.-

Esta área tiene un horario de operación de 24 horas al día todos los días del año. Sus dimensiones físicas se encuentran especificadas en el plano 3.5. Esta area consta de las siguientes zonas:

A) Distribuidor: en esta zona se localiza un estante al cual se conectan los cables que provengan de los pisos superiores. Aquí trabajan cuatro personas, no hay ventanas al exterior y tiene una iluminación fluorescente de 2.6 kW.

B) PCM: en esta zona se localiza el equipo PCM (Modulación por Codificación de Pulsos), que es un equipo de comunicación entre centrales que tiende a optimizar el aprovechamiento de la red telefónica. Aquí trabajan dos personas, no hay ventanas al exterior, el equipo desprende un total de 13.5 kW. de calor sensible y tiene una iluminación fluorescente de 0.8 kW.



ESC. 1/100

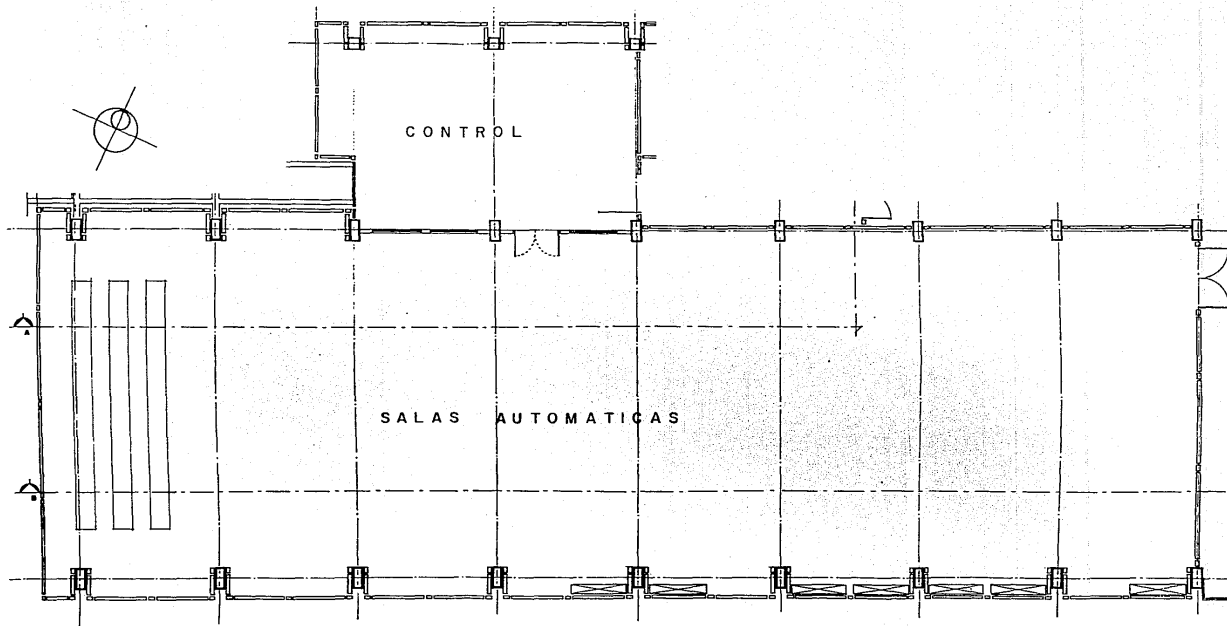
PLANO 3.5 Area de Distribuidor y PCM

### 3.- Salas Automáticas y Control.-

Esta área tiene un horario de operación de 24 horas al día todos los días del año. Sus dimensiones físicas se encuentran especificadas en el plano 3.6. Esta área consta de las siguientes zonas:

A) Salas Automáticas: en esta zona se localiza el equipo digital que utiliza la central telefónica. Aquí trabajan cuatro personas, no hay ventanas al exterior, el equipo desprende un total de 139 kW. de calor sensible y tiene una iluminación fluorescente de 11.52 kW.

B) Control: en esta zona se localiza el equipo de control de los paneles de las salas automáticas. Aquí trabajan dos personas, no hay ventanas al exterior, el equipo desprende un total de 5 kW. de calor sensible y tiene una iluminación fluorescente de 1.14 kW.

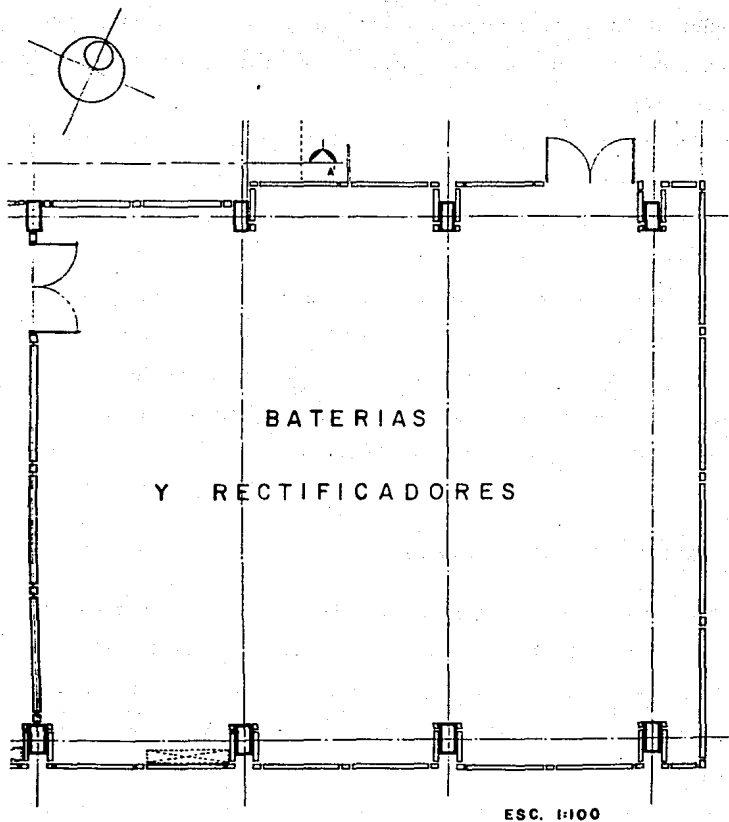


PLANO 3.6 Area de Salas Automáticas y Control

ESC. 1/100

#### 4.- Baterías y Rectificadores.-

Esta área tiene un horario de operación de 24 horas al día todos los días del año. Sus dimensiones físicas se encuentran especificadas en el plano 3.7. En esta área se encuentra el equipo necesario para suministrar corriente alterna y continua en caso de que hubiera una suspensión en el servicio de energía eléctrica. Aquí no trabajan personas y no hay ventanas al exterior.



PLANO 3.7 Area de Baterías y Rectificadores

### 3.3.2 MATERIALES DE CONSTRUCCION

- Paredes al exterior: son de concreto (6 pulg.). Solamente las paredes del área de Oficinas estan recubiertas con yeso (1/2 pulg.).
- Divisiones: son de ladrillo y ambos lados están recubiertos de yeso (1/2 pulg.).
- Piso: es de concreto (6 pulg.), recubierto por una loseta vinílica.
- Techo: es de concreto (6 pulg.), con un relleno de terrado seco (4 pulg. aprox.) y un impermeabilizante de asfalto.
- Ventanas: tienen vidrio ordinario y el marco es metálico.
- Puerta: la puerta de la zona de Atención al Público es de vidrio ordinario y el marco es metálico.

### 3.3.3 CARACTERISTICAS DE DURANGO

"La ciudad de Durango, capital del estado del mismo nombre, está situada a 24° 01' 31'' de latitud norte, 104° 40' 14'' de longitud oeste del meridiano de Greenwich y 6,188 pies de altura sobre el nivel del mar".(3) La presión atmosférica es igual a 11.69 psia.

Según datos obtenidos del Servicio Metereológico Nacional y utilizando la carta psicrométrica para obtener los datos restantes, las condiciones exteriores de diseño para verano (el 21 de mayo a las 15 hrs.) y para invierno son:

	BS (°F)	BH (°F)	HR (%)	PR (°F)	CH (lb/lb)
VERANO	91	62.9	23	48.3	0.0090
INVIERNO	32	29.8	80		0.0038

El rango diario (promedio de la diferencia entre la máxima y la mínima temperaturas de bulbo seco para un período de 24 horas) es de 35 °F BS. La velocidad promedio del viento dominante es de 6.5 milla/hr. La temporada de lluvias se inicia en la segunda quincena de junio y termina en la primera de septiembre.

Las condiciones interiores de diseño, establecidas por Teléfonos de México S.A., son:

Para verano:

AREA	BS (°F)	HR (%)
Oficinas	73.4 ± 3	40 ± 5
Distribuidor y PCM	77.0 ± 3	45 ± 5
Salas Automáticas y Control	71.6 ± 3.6	50 ± 5

Para invierno:

AREA	BS (°F)	HR (%)
Oficinas	70.0 ± 3	40 ± 5
Distribuidor y PCM	77.0 ± 3	45 ± 5
Salas Automáticas y Control	71.6 ± 3.6	50 ± 5



En el área de Baterías y Rectificadores se requiere una ventilación mínima de 20 cambios por hora a lo largo de todo el año.

#### 3.4 SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

Existen varios sistemas para "producir" el aire que se va a emplear para acondicionar el aire de un local. Los sistemas más comunes son los siguientes:

##### 1.- Sistema central (manejadora de aire).-

En este tipo de sistemas se seleccionan los equipos que lo componen, se compran de los fabricantes y se instalan en el local, generalmente en un cuarto de máquinas. Todo el proceso de acondicionamiento del aire se hace en este cuarto central y el aire acondicionado se suministra a los diferentes cuartos del local a través de ductos. Este sistema se puede utilizar para grandes capacidades de enfriamiento, pero no se adapta bien para aplicaciones en donde es esencial un control individual del cuarto como hoteles o edificios de oficinas.

##### 2.- Sistema unitario (unidades paquete).-

Este sistema utiliza un equipo que viene completamente ensamblado de fábrica. Se pueden utilizar equipos individuales para suministrar aire a todo el edificio a través de un sistema de ductos o varios equipos para suministrar el aire a diferentes

áreas. Existen unidades paquete diseñadas para instalarse fuera del área acondicionada, por ejemplo en el techo, para minimizar el área que ocupa el equipo.

### 3.- Combinación de sistemas.-

Este sistema combina las características de los sistemas centrales y los sistemas unitarios. El equipo para refrigeración y calefacción se encuentra en un cuarto de máquinas. Este equipo suministra, a través de tuberías, agua fría o caliente a los equipos. Se puede instalar un equipo para suministrar el aire a un solo cuarto o puede tener su propio cuarto de máquinas y suministrar el aire a toda una zona. Se pueden utilizar equipos para refrigeración y calefacción compuestos de ventiladores, serpentines, filtros, compuertas y controles, conocidos como "fan & coil", para proporcionar aire acondicionado en cada cuarto o zona. El funcionamiento del equipo se regula con un termostato en cada cuarto.

Para este edificio vamos a utilizar tres sistemas centrales. El área de Oficinas requiere un sistema propio debido a que su horario de operación (de 7 a 16:30 hrs.) es diferente al de las demás áreas (24 horas al día). El área de Salas Automáticas y Control requiere un sistema propio debido a que esta área es la más importante del edificio, ya que si el aire acondicionado no cumpliera con las especificaciones de diseño el servicio telefónico fallaría. Además, en esta área, se necesita instalar

otro equipo igual para emergencias. El área de Distribuidor y PCM va a utilizar el otro sistema central.

El área de Baterías y Rectificadores requiere solamente un sistema de ventilación.

## CAPITULO 4

### CALCULO PARA VERANO

#### 4.1 CONDICIONES DE DISEÑO

El cálculo de la ganancia de calor para verano se realiza para un día y una hora en particular, por lo tanto, el primer paso es establecer el día y la hora de diseño.

El día de diseño se define como:

- Un día en el que las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo sean máximas simultáneamente.
- Un día en el que exista poca o nada de neblina.
- Un día en el que todas las ganancias internas sean normales.

Normalmente, la situación de que todas las cargas sean máximas al mismo tiempo ocurre muy rara vez. Por lo general, la hora de la carga máxima, hora de diseño, se puede establecer por inspección, aunque para algunos casos, se tienen que hacer varios cálculos para diferentes horas del día.

En el inciso 3.3.3 se encuentran especificadas las condiciones exteriores e interiores de diseño para verano.

#### 4.2 VENTILACION

Los requerimientos necesarios de ventilación dependen del tipo de aplicación. Además, tenemos que verificar que esta ventilación sea suficiente para, por lo menos, renovar todo el aire del local en una hora.

#### 4.3 CALOR TOTAL EFECTIVO DEL CUARTO

El calor total efectivo del cuarto o ganancia de calor, es la cantidad de calor que fluye hacia el cuarto más la cantidad de calor que se genera en el mismo. El calor total efectivo del cuarto es la suma del calor sensible efectivo y el calor latente efectivo del cuarto.

##### 4.3.1 CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL CUARTO

El calor sensible efectivo del cuarto esta compuesto por las ganancias de calor sensible del cuarto y las ganancias de calor sensible fuera del cuarto.

###### 4.3.1.1 Calor sensible del cuarto

Las ganancias de calor sensible del cuarto son:

- 1.- Ganancia solar a través de ventanas.- Debida a los rayos solares que inciden sobre las ventanas.
- 2.- Ganancia solar y por transmisión a través de paredes y techos.- Debida a los rayos solares que inciden sobre las paredes y techos y al diferencial de temperatura que existe entre el interior y el exterior.
- 3.- Ganancia por transmisión (excepto paredes y techos).- Si el exterior o los locales adyacentes poseen una temperatura mayor, el diferencial de temperatura existente provoca un flujo de calor sensible hacia el local a través de ventanas, divisiones y pisos.

Esta ganancia se toma en cuenta solamente si el diferencial de temperatura es mayor a 5 °F BS.

4.- Personas.- Debida a la disipación de calor sensible del metabolismo del cuerpo humano. Esta cantidad de calor depende de la temperatura de los alrededores y de la actividad de la persona.

5.- Luces.- Debida a que las fuentes de iluminación convierten la potencia eléctrica en luz y calor sensible.

6.- Equipo.- En algunas ocasiones existe algún equipo dentro del local que genera calor sensible, como por ejemplo, computadoras, motores eléctricos, etc.

7.- Infiltración.- Debida a la infiltración de aire del exterior, que posee una temperatura mayor, a través de las grietas que rodean a las puertas, ventanas y paredes.

8.- Accesorios.- Los restaurantes, hospitales y laboratorios son algunos ejemplos de locales que tienen accesorios eléctricos, de gas o de vapor, que despiden calor sensible.

9.- Tuberías o tanques calientes.- Debida a que, en algunos locales, existen tuberías o tanques que contienen agua caliente.

#### 4.3.1.2 Calor sensible del cuarto

Las ganancias de calor sensible fuera del cuarto son:

1.- Ventilador.- Debida a la ineficiencia del ventilador del equipo de aire acondicionado, a su motor y a la ganancia de

energía en el aire (un aumento en su presión y/o en su velocidad).

2.- Aire del exterior.- Debida a que el aire del exterior, necesario para ventilación, posee una temperatura mayor.

3.- Ductos.- Si los ductos atraviesan lugares con una temperatura mayor (o menor) que la del aire del ducto pudiera ser que existieran ganancias (o pérdidas) de calor sensible. Estas ganancias (o pérdidas) se eliminan si se aíslan correctamente los ductos.

#### 4.3.2 CALOR LATENTE EFECTIVO DEL CUARTO

El calor latente efectivo del cuarto está compuesto por las ganancias de calor latente del cuarto y las ganancias de calor latente fuera del cuarto.

##### 4.3.2.1 Calor latente del cuarto

Las ganancias de calor latente del cuarto son:

1.- Personas.- Debida a la disipación de calor latente del metabolismo del cuerpo humano. Esta cantidad de calor depende de la temperatura de los alrededores y de la actividad de la persona.

2.- Equipo.- En algunas ocasiones existe algún equipo dentro del local que genera calor latente, como por ejemplo, el vapor que se evapora de un recipiente que contenga agua caliente.



3.- Infiltración.- Debida a la infiltración de aire del exterior, cuando posee un contenido de humedad mayor, a través de las grietas que rodean a las puertas, ventanas y paredes.

4.- Accesorios.- Los restaurantes, hospitales y laboratorios son algunos ejemplos de locales que tienen accesorios eléctricos, de gas o de vapor, que despiden calor latente.

#### 4.3.2.2 Calor latente fuera del cuarto

La ganancia de calor latente fuera del cuarto es:

1.- Aire del exterior.- Debida a que, algunas veces, el aire del exterior, necesario para ventilación, posee un contenido de humedad mayor.

### 4.4 REQUERIMIENTOS DE AIRE

#### 4.4.1 FACTOR DE CALOR SENSIBLE EFECTIVO

El factor de calor sensible efectivo se define como:

$$FCSE = \frac{CSEC}{CTEC} \quad (5)$$

en donde:

FCSE = factor de calor sensible efectivo.

CSEC = calor sensible efectivo del cuarto, Btu/hr.

CTEC = calor total efectivo del cuarto, Btu/hr.

#### 4.4.2 TEMPERATURA DEL PUNTO DE ROCIO DEL EQUIPO

La temperatura del punto de rocío del equipo se obtiene de la tabla 3 del Apéndice. Para utilizar esta tabla necesitamos las condiciones interiores de diseño y el factor de calor sensible efectivo equivalente al nivel del mar ( $FCSE_e$ ), este último se calcula con la siguiente ecuación:

$$FCSE_e = \frac{1}{P_1 (1 - FCSE) + P_0 \times FCSE} \quad (6)$$

en donde:

$FCSE_e$  = factor de calor sensible equivalente al nivel del mar.

$FCSE$  = factor de calor sensible efectivo.

$P_1$  = presión atmosférica a la altitud del local.

$P_0$  = presión atmosférica al nivel del mar.

En algunas ocasiones es conveniente utilizar un PRE diferente. Si disminuimos el PRE disminuyen el tamaño de los ductos y del ventilador (debido a que disminuye la cantidad de aire deshumedecido) y, a veces, el costo del equipo.

#### 4.4.3 CANTIDAD DE AIRE DESHUMEDECIDO

Para poder calcular la cantidad de aire deshumedecido necesitamos conocer la elevación de la temperatura, esta última se define como:

$$ET = (1 - FD) (T_I - PRE) \quad (7)$$

en donde:

ET = elevación de la temperatura, °F.

FD = factor de desvío, tabla 2 (Apéndice).

T<sub>I</sub> = temperatura interior de diseño, °F BS.

PRE = temperatura del punto de rocío del equipo, °F.

La cantidad de aire deshumedecido es igual a:

$$pc_{MAD} = \frac{CSEC}{1.08 \times fc \times ET} \quad (8)$$

en donde:

pc<sub>MAD</sub> = aire deshumedecido, pies cúbicos por minuto.

CSEC = calor sensible efectivo del cuarto, Btu/hr.

1.08 = 0.244 x 60 / 13.5

en donde:

0.244 = calor específico del aire a 70 °F BS y 50% HR,  
Btu/(°F lb.).

60 = minutos/hora.

13.5 = volumen específico del aire a 70 °F BS y  
50% HR, pie<sup>3</sup>/lb.

fc = factor de corrección debido a la altitud =  $P_1 / P_0$

en donde:

$P_1$  = presión atmosférica a la altitud del local.

$P_0$  = presión atmosférica al nivel del mar.

ET = elevación de la temperatura, °F.

#### 4.4.4 CONDICIONES DEL AIRE QUE ENTRA Y DEL QUE SALE DEL EQUIPO

La temperatura de bulbo seco del aire que entra al equipo es igual a:

$$T_{ee} = T_I + \frac{pc_{MAE}}{pc_{MAD}} (T_E - T_I) \quad (9)$$

en donde:

$T_{ee}$  = temperatura del aire que entra al equipo, °F BS.

$T_I$  = temperatura interior de diseño, °F BS.

$pc_{MAE}$  = aire del exterior, pies cúbicos por minuto.

$pc_{MAD}$  = aire deshumedecido, pies cúbicos por minuto.

$T_E$  = temperatura exterior de diseño, °F BS.

La temperatura de bulbo seco del aire que sale del equipo es igual a:

$$T_{se} = PRE + FD (T_{ee} - PRE) \quad (10)$$

en donde:

$T_{se}$  = temperatura del aire que sale del equipo, °F BS.

PRE = punto de rocío del equipo, °F.

FD = factor de desvío, tabla 2 (Apéndice).

T<sub>ee</sub> = temperatura del aire que entra al equipo, °F BS.

Los valores de las temperaturas de bulbo húmedo y de las entalpías del aire que entra y del que sale del equipo las obtenemos de la carta psicrométrica.

#### 4.5 CARGA REAL EN VERANO

La carga real en verano se define como la cantidad de calor que el equipo elimina. Muy rara vez va a ser igual la ganancia de calor del local y la carga real debido a la inercia térmica de los materiales de construcción del local.

La capacidad de enfriamiento de los equipos de refrigeración se indica, por lo general, en "toneladas de refrigeración". Una tonelada de refrigeración representa la razón a la cual produce enfriamiento una tonelada (2,000 lb.) de hielo al derretirse en 24 horas. Inicialmente el hielo se encuentra en forma sólida a 32 °F y se convierte en agua a 32 °F. Un equipo que produzca una razón de enfriamiento equivalente a la producida por este hielo se considera como un equipo de una tonelada de refrigeración.

La carga real en verano es igual a:

$$CR_V = pcm \times fc \times 4.45 \times (h_{ee} - h_{se}) / 12,000 \quad (11)$$

en donde:

CR<sub>V</sub> = carga real en verano, toneladas.

pcm = suma del aire deshumedecido y el aire del exterior, pies

cúbicos por minuto.

fc = factor de corrección debido a la altitud.

4.45 = 60 / 13.5

en donde:

60 = minutos/hora.

13.5 = volumen específico del aire a 70 °F BS y  
50% HR, pie<sup>3</sup>/lb.

h<sub>ee</sub> = entalpía del aire que entra al equipo, Btu/lb.

h<sub>se</sub> = entalpía del aire que sale del equipo, Btu/lb.

12,000 = (Btu/hr) / tonelada.

#### 4.6 DISTRIBUCION DEL AIRE

La cantidad total de aire que se va a suministrar es la suma del aire deshumedecido (inciso 4.4.3) y el aire del exterior (inciso 4.2).

Actualmente, los sistemas de distribución del aire se clasifican en dos grupos; a velocidades bajas y a velocidades altas. Los sistemas a velocidades bajas utilizan ductos convencionales, velocidades en el ducto principal de 800 a 2,400 pies por minuto (ppm) y pérdidas de presión bajas en las salidas de aire (0.01 a 0.5 pulg. agua). Los sistemas a velocidades altas utilizan ductos especiales (espiroducto), velocidades en el ducto principal de 2,500 a 5,000 ppm y pérdidas de presión altas en las salidas de aire (1 a 3 pulg. agua).

La ventaja principal de los sistemas a velocidades altas es que se reducen notablemente los requerimientos de espacio, puesto que el tamaño de los ductos es mucho menor. Sin embargo, se necesita un equipo especial para reducir la velocidad del aire antes de que se distribuya al local (debido a las pérdidas de presión altas), aumentan los costos iniciales y de operación del ventilador y, en México, los codos y transformaciones de espiroducto son muy difíciles de construir.

Puesto que en este caso no existe una limitación estricta con respecto a los requerimientos de espacio y para reducir los costos del ventilador se va a utilizar un sistema a velocidad baja.

CAPITULO 5

CALCULO PARA VERANO DEL AREA DE OFICINAS



### 5.1 CONDICIONES DE DISEÑO

El primer paso en el cálculo de la ganancia de calor para verano es establecer el día y la hora de diseño. De las condiciones exteriores de diseño, inciso 3.3.3, el día de diseño es el 21 de mayo. Para determinar la hora de diseño hay que tomar en cuenta la hora en que se registra la máxima ganancia solar a través de paredes, techos y ventanas, la orientación del edificio (principalmente las ventanas) y el horario de ocupación.

El horario de ocupación de esta área es de 8:30 a 16:30 hrs., siendo su hora de mayor ocupación las 13 hrs. De acuerdo con las condiciones exteriores de diseño (inciso 3.3.3), la máxima temperatura exterior de bulbo seco ocurre a las 15 hrs., sin embargo, la mayor ganancia solar ocurre a las 16 hrs. (debido a la inercia térmica de los materiales de construcción). De la tabla 4 del Apéndice, para latitudes norte y mayo 21, las mayores ganancias solares ocurren en ventanas con orientación este a las 8 hrs. y en ventanas con orientación oeste a las 16 hrs. La ventana del área de Oficinas tiene una orientación suroeste, cuya máxima ganancia solar ocurre a las 16 hrs.

Debido a que la hora de mayor ocupación son las 13 hrs. y a que la ventana no es un factor importante, la hora de diseño será las 13 hrs.

Las condiciones exteriores de diseño especificadas en el inciso 3.3.3 son a las 15 hrs., para obtener las condiciones a las 13 hrs. utilizamos las correcciones de la tabla 5 (Apéndice).

Para un rango diario de 35 °F (inciso 3.3.3), éstas son iguales a:

Temperatura de bulbo seco      91.0 - 4 = 87.0 °F  
 Temperatura de bulbo húmedo    62.9 - 1 = 61.9 °F

Las condiciones interiores de diseño se encuentran especificadas en el inciso 3.3.3. Utilizando la carta psicrométrica para determinar los datos que faltan, las condiciones de diseño son:

	BS (°F)	BH (°F)	HR (%)	PR (°F)	CH (lb/lb)
Exteriores	87.0	61.9		49	0.0091
Interiores	73.4		40		0.0089
	DT = 13.6				DCH = 0.0002

## 5.2 VENTILACION

Los requerimientos necesarios de ventilación los obtenemos de la tabla 6 (Apéndice). Sin embargo, tenemos que verificar que esta ventilación sea suficiente para, por lo menos, renovar todo el aire del local en una hora.

El volumen de esta área, de los planos 3.3 y 3.4, es igual a 11,652 pie<sup>3</sup>. Los requerimientos necesarios de ventilación, de la tabla 6 (Apéndice), son iguales a:

ZONA	PERSONAS		pcm/PERSONA	=	pcm
Gerencia	3	x	30	=	90
Cajas	10	x	10	=	100
At. al público	37	x	10	=	370
					560

$$560 \times 60 / 11,652 = 2.9 \text{ cambios/hora}$$

Por lo tanto, para lograr una adecuada ventilación se necesita utilizar un total de 560 pcm de aire del exterior.

### 5.3 CALOR TOTAL EFECTIVO DEL CUARTO

#### 5.3.1 CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL CUARTO

##### 5.3.1.1 Calor sensible del cuarto

Las ganancias de calor sensible del cuarto son las debidas a:

1.- Ganancia solar a través de ventanas.-

La ganancia solar a través de ventanas es igual a:

$$A \times GS \times \text{fac} \quad (12)$$

en donde:

A. = área de la ventana sobre la que inciden los rayos solares, pie<sup>2</sup>.

GS = máxima ganancia solar a través de vidrio, Btu/(hr pie<sup>2</sup>).

fac = factor de almacenamiento de carga.

La ventana de la zona de Atención al Público es la única ventana del edificio, tiene una orientación suroeste y sus dimensiones las obtenemos de los planos 3.3 y 3.4.

La mayoría de las ventanas se encuentran sombreadas en un mayor o menor grado por proyecciones cercanas a ellas. Estas sombras reducen las ganancias solares a través de las ventanas al no permitir que los rayos solares incidan sobre toda o parte de ellas. Aún a la hora de la máxima ganancia solar, el sombreado es muy significativo cuando los salientes del edificio son muy pronunciados. Por medio de la gráfica 1 y de la tabla 7 del Apéndice se simplifican los cálculos para determinar las sombras provocadas por los salientes del edificio.

El procedimiento para determinar las sombras provocadas por salientes horizontales y verticales es el siguiente:

A) Utilizando la tabla 7 (Apéndice), determinar el ángulo de altitud solar y el ángulo de azimut solar. Para 24° de latitud norte, 13 hrs. y mayo 21:

$$\text{Angulo de azimut solar} = 258.4^{\circ}$$

$$\text{Angulo de altitud solar} = 74.2^{\circ}$$

B) Localizar el ángulo de azimut solar en la escala superior de la gráfica 1 (Apéndice). Avanzar horizontalmente hasta la orientación deseada. Avanzar verticalmente hasta la escala de sombreado vertical (shading from side).

$$\text{Sombreado por el saliente vertical} = 0.6 \text{ pulg/pulg}$$

C) Multiplicar la profundidad del saliente vertical (del plano 3.4) por el sombreado vertical.

$$53.14 \times 0.6 = 32 \text{ pulg.}$$

D) Localizar el ángulo de altitud solar en la escala inferior de la grafica 1 (Apéndice). Avanzar horizontalmente hasta intersectar con el valor del sombreado vertical (las líneas a  $45^\circ$ ) obtenido en el paso B. Avanzar verticalmente hasta la escala de sombreado horizontal (shading from top).

$$\text{Sombreado por el saliente horizontal} = 4 \text{ pulg/pulg}$$

I) Multiplicar la profundidad del saliente horizontal (del plano 3.3) por el sombreado horizontal.

$$51.17 \times 4 = 205 \text{ pulg.}$$

Por lo tanto, debido al saliente horizontal, la ventana está totalmente sombreada y no existe ganancia solar a través de la ventana.

Si existiera un área no sombreada, la máxima ganancia solar a través de vidrio la obtendríamos de la tabla 8 (Apéndice) y el factor de almacenamiento de carga de la tabla 9 (Apéndice).

2.- Ganancia solar y por transmisión a través de paredes y techos.-

La ganancia solar y por transmisión a través de paredes y techos es igual a:

$$A \times T_e \times U \quad (13)$$

en donde:

A = área de la pared (o techo),  $\text{pie}^2$ .

Te = diferencial de temperatura equivalente, °F BS.

U = coeficiente de transmisión, Btu/(hr pie<sup>2</sup> °F).

Las áreas de las paredes de esta área, de los planos 3.3 y 3.4, son iguales a:

ZONA	ELEMENTO	AREA
Gerencia	Pared SE	257 pie <sup>2</sup>
Cajas	Pared NO	266 "
At. al público	Pared SE	229 "
	Pared NO	229 "
	Pared SO	360 "

El diferencial de temperatura equivalente se obtiene utilizando alguna de las siguientes fórmulas:

Para paredes y techos de color claro:

$$Te = (0.55 \text{ Tem } Rs / Rm) + (1 - 0.55 \text{ Rs } / Rm) \text{ Tes} \quad (14)$$

Para paredes y techos de color intermedio:

$$Te = (0.78 \text{ Tem } Rs / Rm) + (1 - 0.78 \text{ Rs } / Rm) \text{ Tes} \quad (15)$$

en donde:

Te = diferencial de temperatura equivalente, °F.

Rs = máxima ganancia solar a través de vidrio para la orientación de la pared (para el techo se utiliza la orientación horizontal) para el mes y la latitud deseada, tabla 8 (Apéndice).

Rm = máxima ganancia solar a través de vidrio para la orientación de la pared (para el techo se utiliza la orientación horizontal) para julio a 40° de latitud

norte, tabla 8 (Apéndice).

Tem = diferencial de temperatura equivalente para paredes (o techos) expuestas al Sol a la hora de diseño, tabla 10 u 11 (Apéndice). Corregido para las condiciones de diseño con la tabla 12 (Apéndice).

Tes = diferencial de temperatura equivalente para la misma pared (o techo) sombreada a la hora de diseño, tabla 10 u 11 (Apéndice). Corregido para las condiciones de diseño con la tabla 12 (Apéndice).

La máxima ganancia solar la obtenemos de la tabla 8 (Apéndice). De la parte inferior de esta tabla, el factor de corrección para la máxima ganancia solar es igual a:

$$\text{Marco metálico} \times \text{Altitud} \times \text{Punto de rocío} \\ (1.17) \times (1+0.007(6,188/1,000)) \times (1+0.07(18/10)) = 1.37$$

De la tabla 8 (Apéndice), para 24° de latitud norte, mayo y usando el factor de corrección para la máxima ganancia solar:

ORIENTACION	Rs	Rm
Sureste	91 x 1.37 = 124.7	125 x 1.37 = 171.3
Noroeste	135 x 1.37 = 185.0	127 x 1.37 = 174.0
Suroeste	91 x 1.37 = 124.7	125 x 1.37 = 171.3

Para obtener los valores de Tem y Tes necesitamos conocer el peso de la pared (lb/pie<sup>2</sup>). Para una pared de concreto de 6 pulg. de espesor, de la tabla 13 (Apéndice), este dato es igual a

32 lb/pie<sup>2</sup>. De la tabla 10 (Apéndice), para 32 lb/pie<sup>2</sup>, a las 13 hrs. y utilizando las correcciones de la tabla 12 (Apéndice):

ORIENTACION	Tem (°F)	Tes (°F)
Sureste	26.0 - 4.9 = 21.1	6.5 - 4.9 = 1.6
Noroeste	8.8 - 4.9 = 3.9	6.5 - 4.9 = 1.6
Suroeste	15.7 - 4.9 = 10.8	6.5 - 4.9 = 1.6

Una vez que obtuvimos estos datos y puesto que todas las paredes al exterior de este edificio son de color claro, utilizando la ecuación (14), los diferenciales de temperatura equivalente son iguales a:

ORIENTACION	Te (°F)
Sureste	9.4
Noroeste	2.9
Suroeste	5.3

El coeficiente de transmisión U es la razón de transmisión de calor a través de los diferentes elementos del local (pared, piso, techo, etc.). El recíproco del coeficiente de transmisión es la resistencia total al flujo de calor. La resistencia total de un elemento es igual a la suma de las resistencias de sus componentes más las resistencias de las películas de aire interior y exterior. La tabla 13 del Apéndice contiene las resistencias térmicas de los materiales de construcción más usados y de las películas de aire. En la tabla 14 del Apéndice se



encuentran los valores de los coeficientes de transmisión de diversos materiales en el sistema internacional de unidades.

Para el cálculo del área de Oficinas únicamente necesitamos el coeficiente de transmisión de las paredes al exterior. Sin embargo, vamos a aprovechar esta ocasión para obtener los coeficientes de transmisión, en  $\text{Btu}/(\text{hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F})$ , de todos los elementos del edificio. Excepto el valor del relleno de terrado seco, que se obtuvo de la tabla 14 (Apéndice), todos los valores se obtuvieron de la tabla 13 (Apéndice).

**Pared al exterior (Oficinas):**

Aire exterior	0.25
Concreto (6 pulg.)	0.91
Yeso (1/2 pulg.)	0.09
Aire interior	0.68
+ R	= 1.93
U	= $1/1.93 = 0.52$

**Pared al exterior (excepto Oficinas):**

Aire exterior	0.25
Concreto (6 pulg.)	0.91
Aire interior	0.68
+ R	= 1.84
U	= $1/1.84 = 0.54$

Divisiones:

Aire interior 0.68

Yeso (1/2 pulg.) 0.09

Ladrillo (4 pulg.) 0.80

Yeso (1/2 pulg.) 0.09

Aire interior 0.68

+ R = 2.34

U =  $1/2.34 = 0.43$

Techo (flujo de calor hacia arriba):

Aire interior 0.61

Loseta (1/8 pulg.) 0.05

Concreto (6 pulg.) 0.91

Aire interior 0.61

+ R = 2.18

U =  $1/2.18 = 0.46$

Techo:

Aire exterior 0.25

Carpeta de asfalto 0.15

Relleno (4 pulg.) 0.99

Concreto (6 pulg.) 0.91

Aire interior 0.92

+ R = 3.22

U =  $1/3.22 = 0.31$

Utilizando la ecuación (13), las ganancias solares y por transmisión a través de las paredes de esta área, en Btu/hr, son iguales a:

ZONA	ELEMENTO	AREA	Te	U	GANANCIA
Gerencia	Pared SE	257	x 9.4	x 0.52	= 1,256
Cajas	Pared NO	266	x 2.9	x 0.52	= 401
At. al público	Pared SE	229	x 9.4	x 0.52	= 1,119
	Pared NO	229	x 2.9	x 0.52	= 345
	Pared SO	360	x 5.3	x 0.52	= 992

### 3.- Ganancia por transmisión (excepto paredes y techos).-

El diferencial de temperatura entre las áreas de Oficinas y Distribuidor es de 3.6 °F BS, por lo tanto, no se toma en cuenta la ganancia por transmisión a través de la división que existe entre estas dos áreas, ya que solamente se toma en cuenta si el diferencial es mayor a 5 °F BS. Puesto que el área de Salas Automáticas tiene una temperatura menor que la del área de Oficinas, no existe ganancia por transmisión a través del piso que las separa. La única ganancia por transmisión (excepto paredes y techos) de esta área es a través de la ventana de la zona de Atención al Público. La ganancia por transmisión (excepto paredes y techos) es igual a:

$$A \times dT \times \bar{u} \quad (16)$$

en donde:

A = área de la ventana, división, piso, etc., pie<sup>2</sup>.

dT = diferencial de temperatura entre los dos locales, °F BS.

U = coeficiente de transmisión, Btu/(hr pie<sup>2</sup> °F).

Para calcular la ganancia solar a través de la ventana (inciso 1) se tomó en cuenta solamente el área donde inciden los rayos solares, sin embargo, para la ganancia por transmisión se toma en cuenta toda el área de la ventana, la cual, de los planos 3.3 y 3.4, es igual a 341 pie<sup>2</sup>. Del inciso 5.1, el diferencial de temperatura entre el exterior y el interior es igual a 13.6 °F BS. El coeficiente de transmisión del vidrio, para una ventana sencilla y vertical, de la tabla 15 (Apéndice), es igual a 1.13 Btu/(hr pie<sup>2</sup> °F). La ganancia por transmisión a través de la ventana es igual a:

$$341 \times 13.6 \times 1.13 = 5,240 \text{ Btu/hr}$$

#### 4.- Personas.-

La ganancia debida a las personas se obtiene de la tabla 16 (Apéndice). Para actividades de pie o caminando lentamente (como un banco), y 73.4 °F BS, las ganancias, en Btu/hr, son iguales a:

ZONA	PERSONAS	Btu/hr	GANANCIA
Gerencia	3 x	266 =	798
Cajas	10 x	266 =	2,660
At. al público	37 x	266 =	9,842

#### 5.- Luces.-

La ganancia debida a luz fluorescente es igual a:

$$\text{kW} \times 3,400 \times 1.25 \quad (17)$$

en donde:

kW = iluminación total, kilowatts.

3,400 = (Btu/hr) / kW.

1.25 = factor debido a la ganancia por el balastro.

Por lo tanto, estas ganancias, en Btu/hr, son iguales a:

ZONA	kW	GANANCIA
Gerencia	0.45 x 3,400 x 1.25	= 1,913
Cajas	1.15 x 3,400 x 1.25	= 4,888
At. al público	1.40 x 3,400 x 1.25	= 5,950

#### 7.- Infiltración.-

Como se explicó en el inciso 4.3.1, las infiltraciones de aire del exterior provocan ganancias sensibles y latentes. Sin embargo, en todas las áreas de este edificio estas infiltraciones van a ser eliminadas debido a que la cantidad de aire que se va a retornar va a ser menor que la cantidad de aire que se va a suministrar, esto provocará que el local posea una presión un poco mayor que la del exterior y, por lo tanto, el aire va a tender a salir del local en lugar de tratar de entrar a él.

Utilizando un factor de seguridad del 5%, la ganancia de calor sensible del cuarto es igual a:

Gerencia	3,967	Btu/hr
Cajas	7,949	"
At. al público	23,488	"
	35,404	"
+ 5%	1,770	"
	37,174	"

#### 5.3.1.2 Calor sensible fuera del cuarto

Las ganancias de calor sensible fuera del cuarto son las debidas a:

##### 1.- Ventilador.-

La ganancia debida al ventilador se obtiene de la tabla 17 (Apéndice). Para utilizar esta tabla necesitamos estimar aproximadamente la elevación de la temperatura del aire deshumedecido (temperatura interior menos la del aire suministrado) y la pérdida de presión del sistema. Estos datos dependen del tipo de aplicación y las características del sistema. Para una aplicación normal de confort, la elevación de la temperatura del aire deshumedecido varía entre 15 y 25 °F BS. La pérdida de presión del sistema depende de la cantidad de ductos y codos. Normalmente, esta pérdida se puede aproximar de la siguiente manera:

- Sin ductos (equipo paquete): 0.5 - 1.0 pulg. agua.

- Ductos simples: 0.75 - 1.5 pulg. agua.
- Ductos complejos: 1.25 - 2.0 pulg. agua.

Cuando el motor se encuentra en la zona acondicionada, para una pérdida de presión de 2 pulg. agua y una elevación de la temperatura del aire deshumedecido de 15 °F BS, la ganancia debida al ventilador, de la tabla 17 (Apéndice), es igual a 5.4% del calor sensible del cuarto, por lo tanto, esta ganancia es igual a:

$$37,174 \times 0.054 = 2,007 \text{ Btu/hr}$$

## 2.- Aire del exterior.-

La ganancia debida al aire del exterior es igual a:

$$pc_{MAE} \times DT \times FD \times 1.08 \times fc \quad (18)$$

en donde:

$pc_{MAE}$  = aire del exterior, pies cúbicos por minuto.

DT = diferencial de temperatura entre el exterior y el interior, °F BS.

FD = factor de desvío, tabla 2 (Apéndice).

$$1.08 = 0.244 \times 60 / 13.5$$

en donde:

0.244 = calor específico del aire a 70 °F BS y 50% HR, Btu/(°F libra de aire seco).

60 = minutos/hora.

13.5 = volumen específico del aire a 70 °F BS y 50% HR, pie<sup>3</sup>/lb.

fc = factor de corrección debido a la altitud.

En este caso, de la tabla 2 (Apéndice), se va a utilizar un factor de desvío de 0.1. El factor de corrección debido a la altitud es igual a  $11.69/14.7 = 0.8$ . La ganancia debida al aire del exterior es igual a:

$$560 \times 13.6 \times 0.1 \times 1.08 \times 0.8 = 658 \text{ Btu/hr}$$

La ganancia de calor sensible fuera del cuarto es igual a:

1.- Motor del ventilador	2,007 Btu/hr
2.- Aire del exterior	658 "
	2,665 "

La ganancia de calor sensible efectivo del cuarto es igual a:

Calor sensible del cuarto	37,174 Btu/hr
Calor sensible fuera del cuarto	2,665 "
CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL CUARTO	39,839 "

### 5.3.2 CALOR LATENTE EFECTIVO DEL CUARTO

#### 5.3.2.1 Calor latente del cuarto

Las ganancias de calor latente del cuarto son las debidas a:

##### 1.- Personas.-

La ganancia debida a las personas se obtiene de la tabla 16 (Apéndice). Para actividades de pie o caminando lentamente (como un banco), y 73.4 °F BS, las ganancias, en Btu/hr, son iguales a:



ZONA	PERSONAS	Btu/hr	GANANCIA
Gerencia	3	x 234 =	702
Cajas	10	x 234 =	2,340
At. al público	37	x 234 =	8,658

Utilizando un factor de seguridad del 5%, la ganancia de calor latente del cuarto es igual a:

1.- Personas	11,700 Btu/hr
+ 5%	585 "
	12,285 "

### 5.3.2.2 Calor latente fuera del cuarto

Las ganancias de calor latente fuera del cuarto son las debidas a:

#### 1.- Aire del exterior.-

La ganancia debida al aire del exterior es igual a:

$$pc_{MAE} \times DCH \times FD \times 4,782 \times fc \quad (19)$$

en donde:

$pc_{MAE}$  = aire del exterior, pies cúbicos por minuto.

DCH = diferencial del contenido de humedad entre el interior y el exterior, lb/lb.

FD = factor de desvío, tabla 2 (Apéndice).

$$4,782 = 60 \times 1,076 / 13.5$$

en donde:

60 = minutos/hora.

1,076 = cantidad de calor que hay que eliminar para condensar una libra de vapor de agua del aire atmosférico, Btu.

13.5 = volumen específico del aire a 70 °F BS y 50% HR, pie<sup>3</sup>/lb.

fc = factor de corrección debido a la altitud, inciso 5.3.1.2.

En esta área, el diferencial del contenido de humedad entre el interior y el exterior es despreciable y, por lo tanto, no hay ganancia de calor latente debida al aire del exterior.

La ganancia de calor latente efectivo del cuarto es igual a:

Calor latente del cuarto	12,285 Btu/hr
Calor latente fuera del cuarto	0 "
CALOR LATENTE EFECTIVO DEL CUARTO	12,285 "

La ganancia de calor total efectivo del cuarto es igual a:

CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL CUARTO	39,839 Btu/hr
CALOR LATENTE EFECTIVO DEL CUARTO	12,285 "
CALOR TOTAL EFECTIVO DEL CUARTO	52,124 "

#### 5.4 REQUERIMIENTOS DE AIRE

##### 5.4.1 FACTOR DE CALOR SENSIBLE EFECTIVO

Utilizando la ecuación (5), el factor de calor sensible efectivo es igual a:

$$FCSE = \frac{39,839}{52,124} = 0.76$$

##### 5.4.2 TEMPERATURA DEL PUNTO DE ROCIO DEL EQUIPO

Utilizando la ecuación (6), el factor de calor sensible efectivo equivalente al nivel del mar es igual a:

$$FCSE_e = \frac{1}{\frac{11.69 (1 - 0.76)}{14.7 (0.76)} + 1} = 0.8$$

Utilizando las condiciones interiores de diseño y el factor de calor sensible efectivo equivalente, la temperatura del punto de rocío del equipo, de la tabla 3 (Apéndice), es igual a 38.9 °F. Sin embargo, para uniformizar los puntos de rocío de los equipos, se seleccionó un PRE de 47 °F.

#### 5.4.3 CANTIDAD DE AIRE DESHUMEDECIDO

Utilizando la ecuación (7), la elevación de la temperatura es igual a:

$$ET = (1 - 0.1) (73.4 - 47) = 23.8 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Utilizando la ecuación (8), la cantidad de aire deshumedecido es igual a:

$$\text{pcmAD} = \frac{39,839}{1.08 \times 0.8 \times 23.8} = 1,937 \text{ pcm}$$

#### 5.4.4 CONDICIONES DEL AIRE QUE ENTRA Y DEL QUE SALE DEL EQUIPO

Utilizando la ecuación (9), la temperatura de bulbo seco del aire que entra al equipo es igual a:

$$T_{ee} = 73.4 + \frac{560}{1,937} (87 - 73.4) = 77.3 \text{ } ^\circ\text{F BS}$$

Utilizando la ecuación (10), la temperatura de bulbo seco del aire que sale del equipo es igual a:

$$T_{se} = 47 + 0.1 (77.3 - 47) = 50 \text{ } ^\circ\text{F BS}$$

Para encontrar los valores de la temperatura de bulbo húmedo y de la entalpía del aire que entra y del que sale del equipo

necesitamos utilizar la carta psicrométrica. Primero unimos con una línea recta las condiciones interiores y exteriores de diseño. La intersección de esta línea con la temperatura de bulbo seco del aire que entra al equipo determina las condiciones restantes del aire que entra al equipo. A continuación unimos este punto con el punto de rocío del equipo. La intersección de esta línea con la temperatura de bulbo seco del aire que sale del equipo determina las condiciones restantes del aire que sale del equipo. Por lo tanto, los valores de la temperatura de bulbo húmedo y de la entalpía del aire que entra y del que sale del equipo son iguales a:

	BH (°F)	ENTALPIA (Btu/lb)
Aire que entra al equipo	58.3	28.2
Aire que sale del equipo	48.2	21.2

En la carta psicrométrica de la gráfica 5.1 se muestra el ciclo que sigue el aire de esta área.



### 5.5 CARGA REAL EN VERANO

Utilizando la ecuación (11), la carga real en verano es igual a:

$$CR_v = (1,937 + 560) \times 0.8 \times 4.45 \times (28.2 - 21.2)/12,000 = 5.2 \text{ ton}$$

### 5.6 DISTRIBUCION DEL AIRE

La cantidad total de aire que se va a suministrar -la suma del aire deshumedecido (inciso 5.4.3) y el aire del exterior (inciso 5.2)-, es igual a  $1,937 + 560 = 2,497$  pcm.

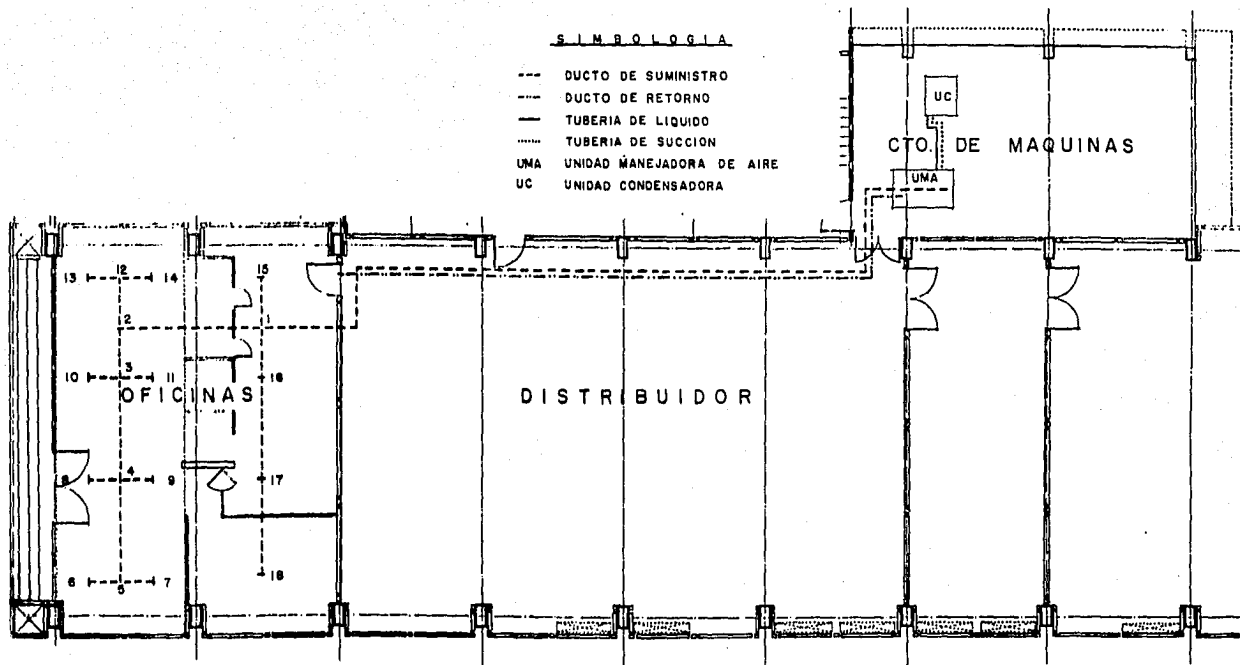
Para diseñar el sistema de ductos se utiliza el siguiente procedimiento:

#### 1.- Distribuir los ductos.

Hacer un dibujo del sistema más conveniente, colocando los diferentes ductos para obtener una distribución adecuada y para facilitar la construcción de los mismos. Esta distribución se encuentra en el plano 5.1.

S I M B O L O G I A

- DUCTO DE SUMINISTRO
- DUCTO DE RETORNO
- TUBERIA DE LIQUIDO
- ..... TUBERIA DE SUCCION
- UMA UNIDAD MANEJADORA DE AIRE
- UC UNIDAD CONDENSADORA



ESC. 1:125

PLANO 5.1 Distribución de los ductos, equipo y tubería del área de Oficinas



2.- Calcular las necesidades de cada salida de aire.

De acuerdo con los porcentajes de la ganancia de calor sensible del cuarto, calcular las necesidades (pies cúbicos por minuto) de cada salida de aire.

ZONA	GANANCIA	pcm	SALIDAS	pcm/SALIDA
Gerencia	3,967 ( 11%)	275 ( 11%)	1	275
Cajas	7,949 ( 23%)	574 ( 23%)	3	191
At. al público	23,488 ( 66%)	1,648 ( 66%)	8	206
	35,404 (100%)	2,497 (100%)		

3.- Calcular el tamaño de cada ducto.

Existen varios métodos para calcular el tamaño de cada ducto, éstos son:

A) Método de reducción de velocidad: Primero se selecciona una velocidad inicial del aire en la descarga del ventilador y luego, en las secciones siguientes del ducto, se hacen reducciones progresivas arbitrarias de la velocidad del aire. Este método requiere de un amplio conocimiento y experiencia en el diseño de ductos para obtener una exactitud razonable, por lo tanto, se deberá usar solamente para diseñar ductos relativamente simples. Se deben instalar compuertas en los ramales para controlar el flujo.

B) Método de fricción igual o de caída de presión constante: Se utiliza para diseñar sistemas de escape, suministro y retorno de aire. El ducto se dimensiona de tal manera que las pérdidas de presión por pie de longitud sean constantes. Este método es

superior al de reducción de velocidad porque requiere de menos balanceo.

Si un sistema de ductos tiene una mezcla de ductos cortos y largos, el ducto más corto requiere de un número de compuertas considerable. Dicho sistema es difícil de balancear puesto que con este método no se pueden igualar las caídas de presión en los ramales ni se pueden proporcionar la misma presión estática en cada salida de aire.

C) Método de recuperación estática: El principio básico de este método es dimensionar el recorrido del ducto de tal forma que el aumento en la presión estática (recuperación debida a la disminución de la velocidad) en cada salida de aire o en cada ramal, compense la pérdida por fricción en la sección anterior del ducto. La presión estática será entonces la misma antes de cada salida de aire y en cada ramal.

Para calcular el tamaño de los ductos de suministro de este edificio se va a utilizar el método de recuperación estática. Y para los ductos de retorno se va a utilizar el método de fricción igual.

Ducto de suministro.-

El procedimiento para calcular el tamaño de los ductos por medio del método de recuperación estática es el siguiente:

Primero hay que seleccionar la velocidad inicial del aire en la descarga del ventilador, de la tabla 18 (Apéndice), y dimensionar el ducto inicial, de la tabla 19 (Apéndice). Las

siguientes secciones se dimensionan con la gráfica 2 (Relación L/Q) y 3 (Recuperación estática a velocidades bajas) del Apéndice. La gráfica 2 (Apéndice) se utiliza para determinar la relación L/Q conociendo la longitud equivalente del ducto a dimensionar ( $L_e$ ) y la cantidad de aire (Q). La longitud equivalente del ducto es la suma de la longitud del ducto más una longitud adicional debido a los codos. Con el valor de la relación L/Q y la velocidad en el ducto que le precede obtenemos, de la gráfica 3 (Apéndice), la velocidad en la sección del ducto que se está dimensionando. Con la cantidad de aire y la velocidad obtenemos el área del ducto. Con esta área obtenemos, de la tabla 19 (Apéndice), las dimensiones del ducto.

Siempre que se dimensione un ducto se debe tomar en cuenta la relación de dimensiones (aspect ratio) y la clase de construcción del ducto (duct construction class). La relación de dimensiones es la relación del lado mayor del ducto con respecto al menor. Esta relación debe tener un valor máximo de 3:1, sin embargo, cuando existen limitaciones de espacio no es posible mantener esta relación. La clase de construcción del ducto es una representación numérica de los costos iniciales de fabricación e instalación del ducto. Entre mayor sea la clase, mayor es el costo. Los valores de la clase de construcción del ducto se encuentran señalados en la tabla 19 (Apéndice). El sistema de ductos se debe diseñar para los menores valores posibles de la relación de dimensiones y de la clase de construcción del ducto.

Además, se recomienda que no se utilicen ductos menores a 8 x 10 pulg.

Las transformaciones del ducto deben tener una pendiente máxima de 1:4.

La velocidad inicial del aire en la descarga del ventilador, de la tabla 18 (Apéndice), es igual a 1,500 ppm. El área del ducto la obtenemos dividiendo la cantidad de aire entre la velocidad,  $2,497 / 1,500 = 1.66 \text{ pie}^2$ . Con esta área obtenemos, de la tabla 19 (Apéndice), las dimensiones del ducto, 22 x 12 pulg.

A continuación se dimensionan las siguientes secciones del ducto. El recorrido más largo se debe dimensionar primero. Los codos utilizados en este edificio son codos cuadrados con aletas de doble ancho y su longitud equivalente se obtiene de la tabla 20 (Apéndice). Los cálculos para obtener las dimensiones de las siguientes secciones se encuentran tabulados en la tabla 5.1.

TABLA 5.1 Cálculo de las dimensiones y pérdidas  
de los ductos del área de Oficinas

SECCION	Q pcm	Le pies	L/Q	VEL ppm	AREA pie <sup>2</sup>	DUCTO pulg.	PERDIDA pulg. agua
1-2	1,649	14.6	0.16	1,320	1.25	16 x 12	0.024
2-3	1,237	11.2	0.15	1,180	1.05	16 x 10	0.017
3-4	825	10.5	0.18	1,040	0.79	12 x 10	0.015
4-5	413	10.5	0.27	880	0.47	10 x 8	0.015
5-6							
5-7	206	7.3	0.29	750	0.27	10 x 8	0.011
4-8							
4-9	206	7.3	0.29	880	0.23	10 x 8	0.016
3-10							
3-11	206	8.3	0.33	960	0.21	10 x 8	0.023
2-12	413	11.2	0.28	1,090	0.38	10 x 8	0.026
12-13							
12-14	206	7.3	0.29	900	0.23	10 x 8	0.017
1-16	657	11.2	0.22	1,270	0.52	10 x 8	0.030
16-17	466	10.5	0.25	1,080	0.43	10 x 8	0.023
17-18	275	9.8	0.32	890	0.31	10 x 8	0.018
1-15	191	11.2	0.45	1,130	0.17	10 x 8	0.046

#### Ducto de retorno.-

El ducto de retorno se calcula por el método de fricción igual. La pérdida por fricción va a ser de 0.1 pulg. de agua por cada 100 pies.

Con la cantidad de aire de retorno (1,937 pcm) y la pérdida por fricción obtenemos, de la gráfica 4 (Apéndice), el diámetro para un ducto circular, 17.7 pulg. Con este diámetro obtenemos, de la tabla 19 (Apéndice), un ducto de 28 x 10 pulg.

#### 4.- Seleccionar las salidas de aire y obtener su pérdida.

Todos los difusores, rejillas de inyección, rejillas de paso y rejillas de retorno se seleccionaron de los catálogos de la compañía Barber Colman.

#### Suministro.-

Se seleccionaron difusores cuadrados SFS, de 4 vías y con control de volumen, sus dimensiones (en pulgadas) y pérdidas (en pulg. agua) son:

ZONA	pcm/SALIDA	DIMENSIONES	PERDIDA
Gerencia	275	9 x 9	0.10
Cajas	191	9 x 9	0.05
At. al público	206	9 x 9	0.05

#### Retorno.-

La velocidad en las rejillas de retorno debe ser de 500 ppm. La cantidad de aire que se va a retornar es de 1,937 pcm. Si colocamos 7 rejillas en el plafond, cada una manejará 277 pcm. Se

seleccionaron rejillas de retorno de 14 x 8 pulg. (0.085 pulg. agua).

5.- Determinar las pérdidas máximas de los ductos de suministro y de retorno.

Ducto de suministro.-

El recorrido con la mayor pérdida por fricción es desde el ventilador hasta el difusor 6.

El ducto que va desde la descarga del ventilador hasta el punto 1 es de 22 x 12 pulg., un ducto circular equivalente tendría, de la tabla 19 (Apéndice), un diámetro de 17.6 pulg. La pérdida de este ducto es, de la gráfica 4 (Apéndice), de 0.18 pulg. de agua por cada 100 pies.

Las longitudes del ducto de suministro se obtienen del plano 5.1 y la longitud equivalente de los codos de la tabla 20 (Apéndice). La longitud equivalente del ducto de suministro es de  $86.1 + 8(4) = 118.1$  pies.

Por lo tanto, la pérdida del ducto desde el ventilador hasta el punto 1 es igual a  $118.1 \times 0.18/100 = 0.213$  pulg. agua.

Las pérdidas de las siguientes secciones se obtuvieron de la gráfica 3 (Apéndice) y se encuentran tabuladas en la tabla 5.1.

La pérdida del ducto de suministro es igual a:

Ventilador-1	0.213 pulg. agua	
1-6	0.082	"
Difusor	0.050	"
	0.345	"

**Ducto de retorno.-**

La longitud equivalente del ducto de retorno, del plano 5.1 y la tabla 20 (Apéndice), es de  $67.6 + 7(2) = 81.6$  pies.

La pérdida de este ducto es de  $81.6 \times 0.1/100 = 0.082$  pulg. agua. Una cámara plena tiene una pérdida de 0.1 pulg. agua.

La pérdida del ducto de retorno es igual a:

Rejilla	0.085	pulg. agua
Cámara plena	0.100	"
Ducto	0.082	"
	0.267	"



CAPITULO 6

CALCULO PARA VERANO DEL AREA DE DISTRIBUIDOR Y PCM

## 6.1 CONDICIONES DE DISEÑO

De las condiciones exteriores de diseño, inciso 3.3.3, el día de diseño es el 21 de mayo.

Debido a que la mayor ganancia solar ocurre a las 16 hrs., a que no existen ventanas en esta área y a que el horario de trabajo son las 24 horas del día, la hora de diseño sera las 16 hrs.

Las correcciones para obtener las condiciones exteriores de diseño a las 16 hrs., de la tabla 5 (Apéndice), para un rango diario de 35 °F, son iguales a:

$$\text{Temperatura de bulbo seco} \quad 91.0 - 1 = 90.0 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\text{Temperatura de bulbo húmedo} \quad 62.9 - 0 = 62.9 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Las condiciones interiores de diseño se encuentran especificadas en el inciso 3.3.3. Utilizando la carta psicrométrica para determinar los datos que faltan, las condiciones de diseño son:

	BS (°F)	BH (°F)	HR (%)	PR (°F)	CH (lb/lb)
Exteriores	90	62.9		49	0.0093
Interiores	77		45		0.0111
	DT = 13				DCH = - 0.0018

## 6.2 VENTILACION

El volumen de esta área, de los planos 3.3 y 3.5, es igual a 49,841 pie<sup>3</sup>. Los requerimientos necesarios de ventilación, de la tabla 6 (Apéndice), son iguales a:

ZONA	PERSONAS		pcm/PERSONA		pcm
Distribuidor	4	x	10	=	40
PCM	2	x	10	=	20
					60

$$60 \times 60 / 49,841 = 0.07 \text{ cambios/hora}$$

En este caso, el volumen es muy grande con respecto a la cantidad de personas que lo ocupan, por lo que en lugar de la tabla 6 (Apéndice) se tiene que calcular los pcm necesarios para lograr una ventilación de un cambio por hora:

$$49,841 / 60 = 831 \text{ pcm}_{AE}$$

## 6.3 CALOR TOTAL EFECTIVO DEL CUARTO

### 6.3.1 CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL CUARTO

#### 6.3.1.1 Calor sensible del cuarto

Las ganancias de calor sensible del cuarto son las debidas a:

- 2.- Ganancia solar y por transmisión a través de paredes y techos.-

Para calcular la ganancia solar y por transmisión a través de paredes y techos se utiliza la ecuación (13):

$$A \times T_e \times U$$

Las áreas de las paredes de esta área, de los planos 3.3 y 3.5, son iguales a:

ZONA	ELEMENTO	AREA
Distribuidor	Pared SE	996 pie <sup>2</sup>
PCM	Pared SE	241 "

El diferencial de temperatura equivalente se obtiene utilizando la ecuación (14):

$$T_e = (0.55 T_{em} R_s / R_m) + (1 - 0.55 R_s / R_m) T_{es}$$

El factor de corrección para la máxima ganancia solar, de la parte inferior de la tabla 8 (Apéndice), es igual a:

Marco metálico x	Altitud	x	Punto de rocío
(1.17)	x (1+0.007(6,188/1,000))	x	(1+0.07(18/10)) = 1.37

De la tabla 8 (Apéndice), para 24° de latitud norte, mayo y usando el factor de corrección para la máxima ganancia solar:

ORIENTACION	Rs	Rm
Sureste	91 x 1.37 = 124.7	125 x 1.37 = 171.3

De la tabla 10 (Apéndice), para 32 lb/pie<sup>2</sup>, a las 16 hrs. y utilizando las correcciones de la tabla 12 (Apéndice):

ORIENTACION	Tem (°F)	Tes (°F)
Sureste	16.6 - 8.5 = 8.1	12.8 - 8.5 = 4.3

Utilizando la ecuación (14), el diferencial de temperatura equivalente ( $T_e$ ) para la orientación sureste es igual a 5.8 °F.

Los coeficientes de transmisión  $U$  se calcularon en el inciso 5.3.1.1 (2.- Ganancia solar y por transmisión a través de paredes y techos).

Utilizando la ecuación (13), las ganancias solares y por transmisión a través de las paredes de esta área, en Btu/hr, son iguales a:

ZONA	ELEMENTO	AREA	$T_e$	$U$	GANANCIA
Distribuidor	Pared SE	996 x	5.8 x	0.54 =	3,119
PCM	Pared SE	241 x	5.8 x	0.54 =	755

### 3.- Ganancia por transmisión (excepto paredes y techos).-

Para calcular la ganancia por transmisión (excepto paredes y techos) se utiliza la ecuación (16):

$$A \times dT \times U$$

Las áreas de las divisiones de esta área, de los planos 3.3 y 3.5, son iguales a:

ZONA	ELEMENTO	AREA
Distribuidor	División NO	996 pie <sup>2</sup>
PCM	División NE	683 "
	División NO	241 "

Las áreas adyacentes a las divisiones noreste y noroeste de esta área no van a estar acondicionadas. Para verano se toma un

diferencial de temperatura ( $dT$ ) de  $10^{\circ}\text{F}$  BS entre un área acondicionada y una no acondicionada.

Los coeficientes de transmisión  $U$  se calcularon en el inciso 5.3.1.1 (2.- Ganancia solar y por transmisión a través de paredes y techos).

Utilizando la ecuación (16), las ganancias por transmisión a través de las divisiones de esta área, en Btu/hr, son iguales a:

ZONA	ELEMENTO	AREA	$dT$	$U$	GANANCIA
Distribuidor	División NO	996	$x 10$	$x 0.43$	$= 4,283$
PCM	División NE	683	$x 10$	$x 0.43$	$= 2,937$
	División NO	241	$x 10$	$x 0.43$	$= 1,036$

#### 4.- Personas.-

Para actividades de pie o caminando lentamente (como un banco), y  $77^{\circ}\text{F}$  BS, las ganancias, en Btu/hr, de la tabla 16 (Apéndice), son iguales a:

ZONA	PERSONAS	Btu/hr	GANANCIA
Distribuidor	4	$x 232$	$= 928$
PCM	2	$x 232$	$= 464$

#### 5.- Luces.-

Utilizando la ecuación (17), las ganancias debidas a luz fluorescente, en Btu/hr, son iguales a:

ZONA	kw	GANANCIA
Distribuidor	2.6 x 3,400 x 1.25	= 11,050
PCM	0.8 x 3,400 x 1.25	= 3,400

#### 6.- Equipo.-

El equipo que se encuentra en la zona de PCM desprende un total de 13.5 kW de calor sensible. Esta ganancia es igual a:

$$13.5 \times 3,400 = 45,900 \text{ Btu/hr}$$

Utilizando un factor de seguridad del 5%, la ganancia de calor sensible del cuarto es igual a:

Distribuidor	19,380 Btu/hr
PCM	54,492 "
	73,872 "
+ 5%	3,694 "
	77,566 "

#### 6.3.1.2 Calor sensible fuera del cuarto

Las ganancias de calor sensible fuera del cuarto son las debidas a:

##### 1.- Ventilador.-

Cuando el motor se encuentra en la zona acondicionada, para una pérdida de presión de 2 pulg. agua y una elevación de la temperatura del aire deshumedecido de 15 °F BS, la ganancia

debida al ventilador, de la tabla 17 (Apéndice), es igual a 5.4% del calor sensible del cuarto, por lo tanto, esta ganancia es igual a:

$$77,566 \times 0.054 = 4,189 \text{ Btu/hr}$$

2.- Aire del exterior.-

En este caso, de la tabla 2 (Apéndice), se va a utilizar un factor de desvío de 0.1. El factor de corrección debido a la altitud es igual a 0.8 (inciso 5.3.1.2). Utilizando la ecuación (18), la ganancia debida al aire del exterior es igual a:

$$831 \times 13 \times 0.1 \times 1.08 \times 0.8 = 933 \text{ Btu/hr}$$

La ganancia de calor sensible fuera del cuarto es igual a:

1.- Motor del ventilador	4,189 Btu/hr
2.- Aire del exterior	933 "
	5,122 "

La ganancia de calor sensible efectivo del cuarto es igual

a:

Calor sensible del cuarto	77,566 Btu/hr
Calor sensible fuera del cuarto	5,122 "
CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL CUARTO	82,688 "



### 6.3.2 CALOR LATENTE EFECTIVO DEL CUARTO

#### 6.3.2.1 Calor latente del cuarto

Las ganancias de calor latente del cuarto son las debidas a:

##### 1.- Personas.-

Para actividades de pie o caminando lentamente (como un banco), y 77 °F BS, las ganancias, en Btu/hr, de la tabla 16 (Apéndice), son iguales a:

ZONA	PERSONAS	Btu/hr	GANANCIA
Distribuidor	4 x	268 =	1,072
PCM	2 x	268 =	536

Utilizando un factor de seguridad del 5%, la ganancia de calor latente del cuarto es igual a:

1.- Personas	1,608 Btu/hr
+ 5%	80 "
	1,688 "

#### 6.3.2.2 Calor latente fuera del cuarto

Las ganancias de calor latente fuera del cuarto son las debidas a:

##### 1.- Aire del exterior.-

En esta área el contenido de humedad del exterior es menor que el del interior. Se va a utilizar un humedecedor para agregar la cantidad de agua que requiera el aire del exterior antes de

que éste llegue al equipo. Por lo tanto, no va a existir ganancia de calor latente debida al aire del exterior.

La ganancia de calor latente efectivo del cuarto es igual a:

Calor latente del cuarto	1,688 Btu/hr
Calor latente fuera del cuarto	0 "
CALOR LATENTE EFECTIVO DEL CUARTO	1,688 "

La ganancia de calor total efectivo del cuarto es igual a:

CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL CUARTO	82,688 Btu/hr
CALOR LATENTE EFECTIVO DEL CUARTO	1,688 "
CALOR TOTAL EFECTIVO DEL CUARTO	84,376 "

#### 6.4 REQUERIMIENTOS DE AIRE

##### 6.4.1 FACTOR DE CALOR SENSIBLE EFECTIVO

Utilizando la ecuación (5), el factor de calor sensible efectivo es igual a:

$$FCSE = \frac{82,688}{84,376} = 0.98$$

#### 6.4.2 TEMPERATURA DEL PUNTO DE ROCIO DEL EQUIPO

Utilizando la ecuación (6), el factor de calor sensible efectivo equivalente al nivel del mar es igual a:

$$FCSE_e = \frac{1}{\frac{11.69 (1 - 0.98)}{14.7 (0.98)} + 1} = 0.98$$

Utilizando las condiciones interiores de diseño y el factor de calor sensible efectivo equivalente, la temperatura del punto de rocío del equipo, de la tabla 3 (Apéndice), es igual a 53.7 °F. Sin embargo, para reducir los costos del ventilador y los ductos y para uniformizar los puntos de rocío de los equipos, se seleccionó un PRE de 47 °F.

#### 6.4.3 CANTIDAD DE AIRE DESHUMEDECIDO

Utilizando la ecuación (7), la elevación de la temperatura es igual a:

$$ET = (1 - 0.1) (77 - 47) = 27 \text{ °F}$$

Utilizando la ecuación (8), la cantidad de aire deshumedecido es igual a:

$$pc_{MAD} = \frac{82,688}{1.08 \times 0.8 \times 27} = 3,545 \text{ pcm}$$

#### 6.4.4 CONDICIONES DEL AIRE QUE ENTRA Y DEL QUE SALE DEL EQUIPO

Utilizando la ecuación (9), la temperatura de bulbo seco del aire que entra al equipo es igual a:

$$T_{ee} = 77 + \frac{831}{3,545} (90 - 77) = 80 \text{ } ^\circ\text{F BS}$$

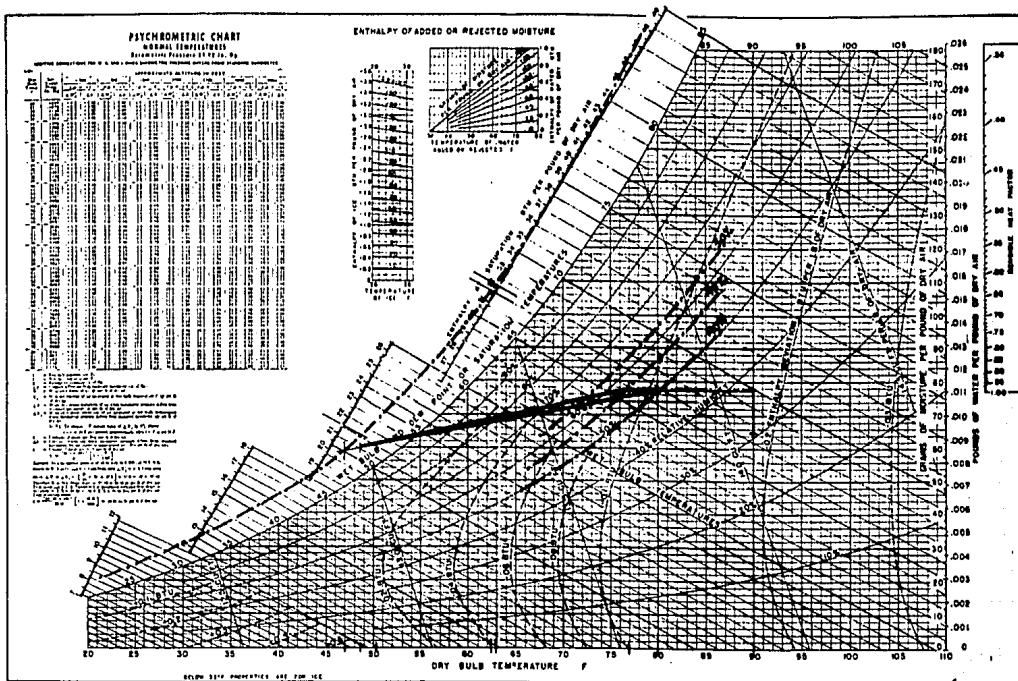
Utilizando la ecuación (10), la temperatura de bulbo seco del aire que sale del equipo es igual a:

$$T_{se} = 47 + 0.1 (80 - 47) = 50.3 \text{ } ^\circ\text{F BS}$$

Utilizando la carta psicrométrica, los valores de la temperatura de bulbo húmedo y de la entalpía del aire que entra y del que sale del equipo son iguales a:

	BH ( $^{\circ}\text{F}$ )	ENTALPIA (Btu/lb)
Aire que entra al equipo	62.5	31.6
Aire que sale del equipo	48.7	21.5

En la carta psicrométrica de la gráfica 6.1 se muestra el ciclo que sigue el aire de esta área.



GRAFICA 6.1 Ciclo del aire del área de Distribuidor y PCM

### 6.5 CARGA REAL EN VERANO

Utilizando la ecuación (11), la carga real en verano es igual a:

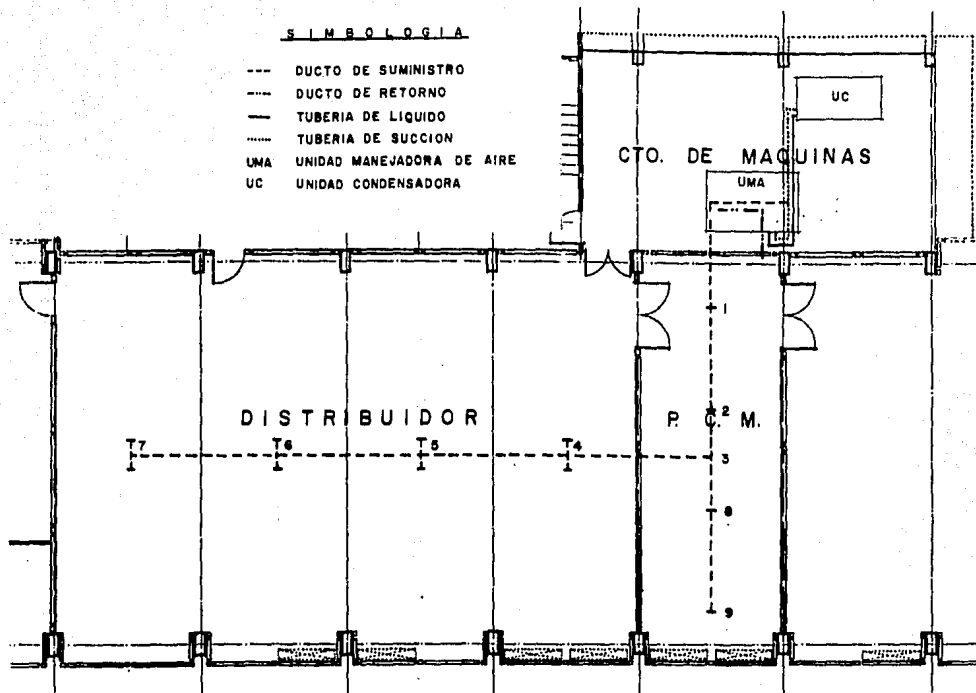
$$CR_v = (3,545+831) \times 0.8 \times 4.45 \times (31.6-21.5) / 12,000 = 13.1 \text{ ton}$$

### 6.6 DISTRIBUCION DEL AIRE

La cantidad total de aire que se va a suministrar es igual a  $3,545 + 831 = 4,376$  pcm.

#### 1.- Distribución de los ductos.

La distribución de los ductos de esta área se encuentra en el plano 6.1.



PLANO 6.1 Distribución de los ductos, equipo y tubería del área de Distribuidor y PCM

## 2.- Cálculo de las necesidades de cada salida de aire.

De acuerdo con los porcentajes de la ganancia de calor sensible del cuarto, las necesidades (pies cúbicos por minuto) de cada salida de aire son iguales a:

ZONA	GANANCIA	pcm	SALIDAS	pcm/SALIDA
Distribuidor	19,380 ( 26%)	1,138 ( 26%)	8	142
PCM	54,492 ( 74%)	3,238 ( 74%)	4	810
	73,872 (100%)	4,376 (100%)		

## 3.- Cálculo del tamaño de cada ducto.

Ducto de suministro.-

La velocidad inicial del aire en la descarga del ventilador, de la tabla 18 (Apéndice), es igual a 2,000 ppm. El área del ducto es igual a  $4,376 / 2,000 = 2.19 \text{ pie}^2$ . Con esta área obtenemos, de la tabla 19 (Apéndice), las dimensiones del ducto, 30 x 12 pulg.

Los cálculos para obtener las dimensiones de las siguientes secciones se encuentran tabulados en la tabla 6.1.



TABLA 6.1 Cálculo de las dimensiones y pérdidas de los ductos del área de Distribuidor y PCM

SECCION	Q pcm	Le pies	L/Q	VEL ppm	AREA pie <sup>2</sup>	DUCTO pulg.	PERDIDA pulg. agua
1-2	3,566	10.2	0.07	1,870	1.91	26 x 12	0.025
2-3	2,756	4.8	0.04	1,800	1.53	20 x 12	0.012
3-4	1,136	21.6	0.30	1,440	0.79	16 x 8	0.055
4-5	852	14.9	0.25	1,200	0.71	14 x 8	0.030
5-6	568	14.9	0.32	980	0.58	12 x 8	0.024
6-7	284	14.9	0.48	770	0.37	10 x 8	0.019
3-8	1,620	5.4	0.06	1,700	0.95	12 x 12	0.016
8-9	810	10.2	0.17	1,480	0.55	12 x 8	0.034

Ducto de retorno.-

Con la cantidad de aire de retorno (3,545 pcm) y la pérdida por fricción obtenemos, de la gráfica 4 (Apéndice), el diámetro para un ducto circular, 22.4 pulg. Con este diámetro obtenemos, de la tabla 19 (Apéndice), un ducto de 32 x 14 pulg.

4.- Selección de las salidas de aire y obtención de su pérdida.

Suministro.-

Para la zona de Distribuidor se seleccionaron rejillas de inyección modelo G, con control de volumen, de 14 x 4 6A (0.09

pulg. agua) y para la zona de PCM se seleccionaron difusores cuadrados SFS, de 4 vías, con control de volumen, de 12 x 12 (0.25 pulg. agua).

Retorno.-

Se van a instalar dos rejillas de paso en la división noreste del Distribuidor y una rejilla de retorno en la división noroeste del PCM. La velocidad en las rejillas de paso debe ser de 400 ppm y, puesto que se van a suministrar 1,138 pcm a la zona de Distribuidor (569 pcm/rejilla), las rejillas de paso serán de 16 x 16 pulg. (0.055 pulg. agua). La velocidad en la rejilla de retorno debe ser 500 ppm y, puesto que se van a retornar 3,545 pcm, la rejilla de retorno será de 50 x 22 pulg. (0.085 pulg. agua).

5.- Pérdidas máximas de los ductos de suministro y de retorno.

Ducto de suministro.-

El recorrido con la mayor pérdida por fricción es desde el ventilador hasta la rejilla de inyección 7A.

El ducto que va desde la descarga del ventilador hasta el punto 1 es de 30 x 12 pulg., un ducto circular equivalente tendría, de la tabla 19 (Apéndice), un diámetro de 20.2 pulg. La pérdida de este ducto es, de la gráfica 4 (Apéndice), de 0.23 pulg. de agua por cada 100 pies.

Las longitudes del ducto de suministro se obtienen del plano 6.1 y la longitud equivalente de los codos de la tabla 20

(Apéndice). La longitud equivalente del ducto de suministro es de  $18.4 + 8(1) = 26.4$  pies.

Por lo tanto, la pérdida del ducto desde el ventilador hasta el punto 1 es igual a  $26.4 \times 0.23/100 = 0.061$  pulg. agua.

Las pérdidas de las siguientes secciones se obtuvieron de la gráfica 3 (Apéndice) y se encuentran tabuladas en la tabla 6.1.

La pérdida del ducto de suministro es igual a:

Ventilador-1	0.061 pulg. agua	
1-7A	0.165	"
Rejilla	0.090	"
	0.316	"

Ducto de retorno.-

La longitud equivalente del ducto de retorno, del plano 6.1 y la tabla 20 (Apéndice), es de  $9.3 + 9.5(1) = 18.8$  pies.

La pérdida de este ducto es de  $18.8 \times 0.1/100 = 0.019$  pulg. agua.

La pérdida del ducto de retorno es igual a:

Rejilla de paso	0.055 pulg. agua	
Rejilla de retorno	0.085	"
Ducto	0.019	"
	0.159	"

CAPITULO 7

CALCULO PARA VERANO DEL AREA DE SALAS AUTOMATICAS

Y CONTROL

## 7.1 CONDICIONES DE DISEÑO

De las condiciones exteriores de diseño, inciso 3.3.3, el día de diseño es el 21 de mayo.

Debido a que la mayor ganancia solar ocurre a las 16 hrs., a que no existen ventanas en esta area y a que el horario de trabajo son las 24 horas del día, la hora de diseño será las 16 hrs.

Las correcciones para obtener las condiciones exteriores de diseño a las 16 hrs. se obtuvieron en el inciso 6.1.

Las condiciones interiores de diseño se encuentran especificadas en el inciso 3.3.3. Utilizando la carta psicrométrica para determinar los datos que faltan, las condiciones de diseño son:

	BS (°F)	BH (°F)	HR (%)	PR (°F)	CH (lb/lb)
Exteriores	90.0	62.9		49	0.0093
Interiores	71.6		50		0.0104
	DT = 18.4				DCH = - 0.0011

## 7.2 VENTILACION

El volumen de esta área, de los planos 3.3 y 3.6, es igual a 94,046 pie<sup>3</sup>. Los requerimientos necesarios de ventilación, de la tabla 6 (Apéndice), son iguales a:

ZONA	PERSONAS		pcm/PERSONA	pcm
Salas Automáticas	2	x	10	= 20
Control	4	x	10	= 40
				60

$$60 \times 60 / 94,046 = 0.04 \text{ cambios/hora}$$

Esta ventilación no es suficiente y tenemos que calcular los pcm necesarios para lograr una ventilación de un cambio por hora:

$$94,046 / 60 = 1,567 \text{ pcm}_{AE}$$

### 7.3 CALOR TOTAL EFECTIVO DEL CUARTO

#### 7.3.1 CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL CUARTO

##### 7.3.1.1 Calor sensible del cuarto

Las ganancias de calor sensible del cuarto son las debidas a:

2.- Ganancia solar y por transmisión a través de paredes y techos.-

Para calcular la ganancia solar y por transmisión a través de paredes y techos se utiliza la ecuación (13):

$$A \times T_e \times U$$

Las áreas de las paredes y techos de esta área, de los planos 3.3 y 3.6, son iguales a:

ZONA	ELEMENTO	AREA
Salas Automáticas	Pared SE	2,081 pie <sup>2</sup>
	Pared NO	551 "
	Pared SO	697 "
	Techo	4,819 "
Control	Pared NO	576 "
	Pared SO	333 "
	Techo	700 "

El diferencial de temperatura equivalente se obtiene utilizando la ecuación (14):

$$T_e = (0.55 T_{em} R_s / R_m) + (1 - 0.55 R_s / R_m) T_{es}$$

El factor de corrección para la máxima ganancia solar, de la parte inferior de la tabla 8 (Apéndice), es igual a:

$$\text{Marco metálico x Altitud x Punto de rocío} \\ (1.17) \quad x (1+0.007(6,188/1,000)) \quad x (1+0.07(18/10)) = 1.37$$

De la tabla 8 (Apéndice), para 24° de latitud norte, mayo y usando el factor de corrección para la máxima ganancia solar:

ORIENTACION	R <sub>s</sub>	R <sub>m</sub>
Sureste	91 x 1.37 = 124.7	125 x 1.37 = 171.3
Noroeste	135 x 1.37 = 185.0	127 x 1.37 = 174.0
Suroeste	91 x 1.37 = 124.7	125 x 1.37 = 171.3
Techo	249 x 1.37 = 341.1	233 x 1.37 = 319.2

De la tabla 10 y 11 (Apéndice), para 32 lb/pie<sup>2</sup>, a las 16 hrs. y utilizando las correcciones de la tabla 12 (Apéndice):

ORIENTACION	Tem (°F)	Tes (°F)
Sureste	16.6 - 3.1 = 13.5	12.8 - 3.1 = 9.7
Noroeste	20.4 - 3.1 = 17.3	12.8 - 3.1 = 9.7
Suroeste	37.6 - 3.1 = 34.5	12.8 - 3.1 = 9.7
Techo	39.2 - 3.1 = 36.1	12.8 - 3.1 = 9.7

Utilizando la ecuación (14), los diferenciales de temperatura equivalente son iguales a:

ORIENTACION	Te (°F)
Sureste	11.2
Noroeste	14.1
Suroeste	19.6
Techo	25.2

Los coeficientes de transmisión U se calcularon en el inciso 5.3.1.1 (2.- Ganancia solar y por transmisión a través de paredes y techos).

Utilizando la ecuación (13), las ganancias solares y por transmisión a través de las paredes de esta área, en Btu/hr, son iguales a:

ZONA	ELEMENTO	AREA	Te	U	GANANCIA
Salas Automáticas	Pared SE	2,081	x 11.2	x 0.54	= 12,586
	Pared NO	551	x 14.1	x 0.54	= 4,195
	Pared SO	697	x 19.6	x 0.54	= 7,377
	Techo	4,819	x 25.2	x 0.31	= 37,646



Control	Pared NO	576	x	14.1	x	0.54	=	4,386
	Pared SO	333	x	19.6	x	0.54	=	3,524
	Techo	700	x	25.2	x	0.31	=	5,468

### 3.- Ganancia por transmisión (excepto paredes y techos).-

Para calcular la ganancia por transmisión (excepto paredes y techos) se utiliza la ecuación (16):

$$A \times dT \times U$$

Las áreas de las divisiones y pisos de esta área, de los planos 3.3 y 3.6, son iguales a:

ZONA	ELEMENTO	AREA
Salas Automáticas	División NE	669 pie <sup>2</sup>
	División NO	990 "
	Piso	2,893 "
Control		566 "
	División NE	369 "
	Piso	700 "

Para verano se toma un diferencial de temperatura (dT) de 10 °F BS entre un área acondicionada y una no acondicionada.

Los coeficientes de transmisión U se calcularon en el inciso 5.3.1.1 (2.- Ganancia solar y por transmisión a través de paredes y techos).

Utilizando la ecuación (16), las ganancias por transmisión a través de las divisiones y pisos de esta área, en Btu/hr, son iguales a:

ZONA	ELEMENTO	AREA	dT	U	GANANCIA
Salas Automáticas	División NE	669 x 10.0	x 0.43	=	2,877
	División NO	990 x 10.0	x 0.43	=	4,257
	Piso	2,893 x 5.4	x 0.46	=	7,186
		566 x 10.0	x 0.46	=	2,604
Control	División NE	369 x 10.0	x 0.43	=	1,587
	Piso	700 x 10.0	x 0.46	=	3,220

#### 4.- Personas.-

Para actividades de pie o caminando lentamente (como un banco), y 71.6 °F BS, las ganancias, de la tabla 16 (Apéndice), son iguales a:

ZONA	PERSONAS	Btu/hr	GANANCIA
Salas Automáticas	2 x	279 =	558
Control	4 x	279 =	1,116

#### 5.- Luces.-

Utilizando la ecuación (17), las ganancias debidas a luz fluorescente, en Btu/hr, son iguales a:

ZONA	kW	GANANCIA
Salas Automáticas	11.52 x 3,400 x 1.25 =	48,960
Control	1.14 x 3,400 x 1.25 =	4,845

#### 6.- Equipo.-

Las ganancias debidas a los equipos que se encuentran en esta área son iguales a:

Salas Automáticas	139 x 3,400 =	472,600 Btu/hr
Control	5 x 3,400 =	17,000 Btu/hr

Utilizando un factor de seguridad del 5%, la ganancia de calor sensible del cuarto es igual a:

Salas Automáticas	600,846	Btu/hr
Control	41,146	"
	641,992	"
+ 5%	32,090	"
	674,092	"

#### 7.3.1.2 Calor sensible fuera del cuarto

Las ganancias de calor sensible fuera del cuarto son las debidas a:

##### 1.- Ventilador.-

Cuando el motor se encuentra en la zona acondicionada, para una pérdida de presión de 2 pulg. agua y una elevación de la temperatura del aire dehumedecido de 15 °F BS, la ganancia debida al ventilador, de la tabla 17 (Apéndice), es igual a 5.4% del calor sensible del cuarto, por lo tanto, esta ganancia es igual a:

$$674,092 \times 0.054 = 36,401 \text{ Btu/hr}$$

2.- Aire del exterior.-

En este caso, de la tabla 2 (Apéndice), se va a utilizar un factor de desvío de 0.1. El factor de corrección debido a la altitud es igual a 0.8 (inciso 5.3.1.2). Utilizando la ecuación (18), la ganancia debida al aire del exterior es igual a:

$$1,567 \times 18.4 \times 0.1 \times 1.08 \times 0.8 = 2,491 \text{ Btu/hr}$$

La ganancia de calor sensible fuera del cuarto es igual a:

1.- Motor del ventilador	36,401	Btu/hr
2.- Aire del exterior	2,491	"
	38,892	"

La ganancia de calor sensible efectivo del cuarto es igual

a:

Calor sensible del cuarto	674,092	Btu/hr
Calor sensible fuera del cuarto	38,892	"
CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL CUARTO	712,984	"

### 7.3.2 CALOR LATENTE EFECTIVO DEL CUARTO

#### 7.3.2.1 Calor latente del cuarto

Las ganancias de calor latente del cuarto son las debidas a:

##### 1.- Personas.-

Para actividades de pie o caminando lentamente (como un banco), y 71.6 °F BS, las ganancias, en Btu/hr, de la tabla 16 (Apéndice), son iguales a:

ZONA	PERSONAS	Btu/hr	GANANCIA
Salas Automáticas	2 x	221 =	442
Control	4 x	221 =	884

Utilizando un factor de seguridad del 5%, la ganancia de calor latente del cuarto es igual a:

1.- Personas	1,326	Btu/hr
+ 5%	66	"
	1,392	"

#### 7.3.2.2 Calor latente fuera del cuarto

Las ganancias de calor latente fuera del cuarto son las debidas a:

##### 1.- Aire del exterior.-

En esta área, el contenido de humedad del exterior es menor que el del interior. Se va a utilizar un humedecedor para agregar la cantidad de agua que requiera el aire del exterior antes de

que éste llegue al equipo. Por lo tanto, no va a existir ganancia de calor latente debida al aire del exterior.

La ganancia de calor latente efectivo del cuarto es igual a:

Calor latente del cuarto	1,392 Btu/hr
Calor latente fuera del cuarto	0 "
CALOR LATENTE EFECTIVO DEL CUARTO	1,392 "

La ganancia de calor total efectivo del cuarto es igual a:

CALOR SENSIBLE EFECTIVO DEL CUARTO	712,984 Btu/hr
CALOR LATENTE EFECTIVO DEL CUARTO	1,392 "
CALOR TOTAL EFECTIVO DEL CUARTO	714,376 "

#### 7.4 REQUERIMIENTOS DE AIRE

##### 7.4.1 FACTOR DE CALOR SENSIBLE EFECTIVO

Utilizando la ecuación (5), el factor de calor sensible efectivo es igual a:

$$FCSE = \frac{712,984}{714,376} = 0.998$$

#### 7.4.2 TEMPERATURA DEL PUNTO DE ROCIO DEL EQUIPO

Utilizando la ecuación (6), el factor de calor sensible efectivo equivalente al nivel del mar es igual a:

$$FCSE_e = \frac{1}{\frac{11.69 (1 - 0.998)}{14.7 (0.998)} + 1} = 0.998$$

Utilizando las condiciones interiores de diseño y el factor de calor sensible efectivo equivalente, la temperatura del punto de rocío del equipo, de la tabla 3 (Apéndice), es igual a 52 °F. Sin embargo, para reducir los costos del ventilador y los ductos y para uniformizar los puntos de rocío de los equipos, se seleccionó un PRE de 47 °F.

#### 7.4.3 CANTIDAD DE AIRE DESHUMEDECIDO

Utilizando la ecuación (7), la elevación de la temperatura es igual a:

$$ET = (1 - 0.1) (71.6 - 47) = 22.1 \text{ °F}$$

Utilizando la ecuación (8), la cantidad de aire deshumedecido es igual a:

$$PCM_{AD} = \frac{712,984}{1.08 \times 0.8 \times 22.1} = 37,340 \text{ pcm}$$

#### 7.4.4 CONDICIONES DEL AIRE QUE ENTRA Y DEL QUE SALE DEL EQUIPO

Utilizando la ecuación (9), la temperatura de bulbo seco del aire que entra al equipo es igual a:

$$1,567$$

$$T_{ee} = 71.6 + \frac{1,567}{37,340} (90 - 71.6) = 72.4 \text{ } ^\circ\text{F BS}$$

$$37,340$$

Utilizando la ecuación (10), la temperatura de bulbo seco del aire que sale del equipo es igual a:

$$T_{se} = 47 + 0.1 (72.4 - 47) = 49.5 \text{ } ^\circ\text{F BS}$$

Utilizando la carta psicrométrica, los valores de la temperatura de bulbo húmedo y de la entalpía del aire que entra y del que sale del equipo son iguales a:

	BH ( $^{\circ}\text{F}$ )	ENTALPIA (Btu/lb)
Aire que entra al equipo	59.0	28.8
Aire que sale del equipo	48.1	21.2

En la carta psicrométrica de la gráfica 7.1 se muestra el ciclo que sigue el aire de esta área.





### 7.5 CARGA REAL EN VERANO

Utilizando la ecuación (11), la carga real en verano es igual a:

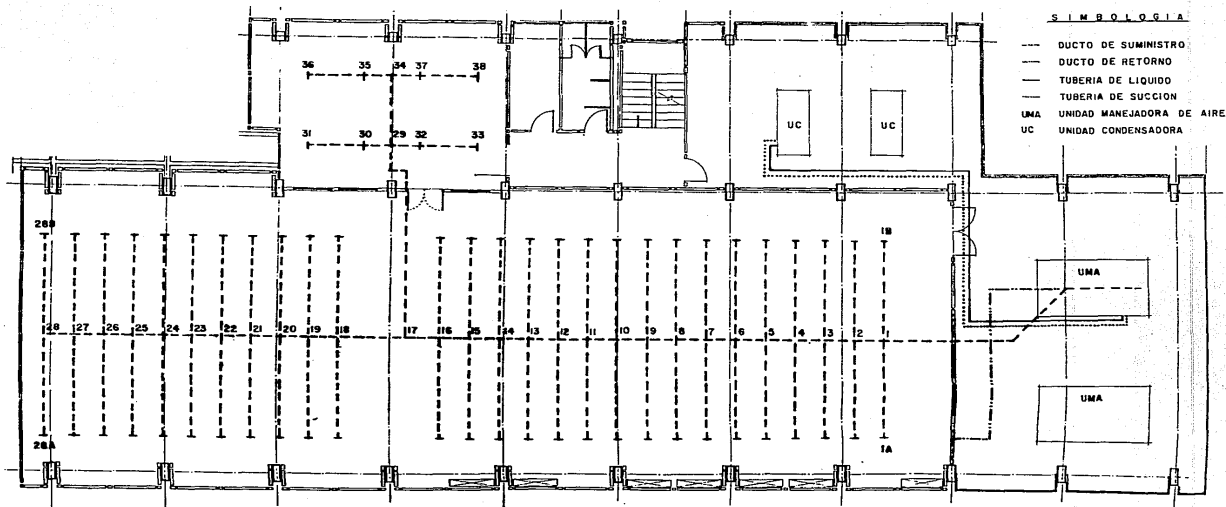
$$CR_V = (37,340 + 1,567) \times 0.8 \times 4.45 \times (28.8 - 21.2) / 12,000 = 88 \text{ ton}$$

### 7.6 DISTRIBUCION DEL AIRE

La cantidad total de aire que se va a suministrar es igual a  $37,340 + 1,567 = 38,907$  pcm.

#### 1.- Distribución de los ductos.

La distribución de los ductos de esta área se encuentra en el plano 7.1.



ESC. 1125

PLANO 7.1 Distribución de los ductos, equipo y tubería del área de Salas Automáticas y Control

2.- Cálculo de las necesidades de cada salida de aire.

De acuerdo con los porcentajes de la ganancia de calor sensible del cuarto, las necesidades (pies cúbicos por minuto) de cada salida de aire son iguales a:

ZONA	GANANCIA	pcm	SALIDA	pcm/SALIDA
Salas Autom.	600,846 ( 94%)	36,573 ( 94%)	81	452
Control	41,146 ( 6%)	2,334 ( 6%)	8	292
	641,992 (100%)	38,907 (100%)		

3.- Cálculo del tamaño de cada ducto.

Ducto de suministro.-

La velocidad inicial del aire en la descarga del ventilador, de la tabla 18 (Apéndice), es igual a 2,000 ppm. El área del ducto es igual a  $38,909 / 2,000 = 19.45 \text{ pie}^2$ . Con esta área obtenemos, de la tabla 19 (Apéndice), las dimensiones del ducto, 88 x 36 pulg.

Los cálculos para obtener las dimensiones de las siguientes secciones se encuentran tabulados en la tabla 7.1.

TABLA 7.1 Cálculo de las dimensiones y pérdidas de los ductos del área de Salas Automáticas y Control

SECCION	Q pcm	Le pies	L/Q	VEL ppm	AREA pie <sup>2</sup>	DUCTO pulg.	PERDIDA pulg. agua
1-2	37,553	3.9	0.010	1,990	18.87	84 x 36	0.004
2-3	36,197	3.9	0.010	1,960	18.47	82 x 36	0.004
3-4	34,841	3.9	0.010	1,930	18.10	80 x 36	0.004
4-5	33,485	3.9	0.010	1,910	17.53	78 x 36	0.004
5-6	32,129	3.9	0.010	1,890	17.00	74 x 36	0.004
6-7	30,773	3.9	0.010	1,870	16.46	72 x 36	0.004
7-8	29,417	3.9	0.010	1,840	15.99	70 x 36	0.004
8-9	28,061	3.9	0.010	1,820	15.42	68 x 36	0.004
9-10	26,705	3.9	0.010	1,800	14.84	64 x 36	0.003
10-11	25,349	3.9	0.010	1,790	14.16	62 x 36	0.003
11-12	23,993	3.9	0.010	1,770	13.56	60 x 36	0.003
12-13	22,637	3.9	0.011	1,750	12.94	60 x 34	0.003
13-14	21,281	3.9	0.012	1,740	12.23	60 x 32	0.003
14-15	19,925	3.9	0.012	1,720	11.58	60 x 30	0.003
15-16	18,569	3.9	0.013	1,700	10.92	58 x 30	0.004
16-17	17,213	4.6	0.014	1,680	10.25	58 x 28	0.004
17-18	14,885	9.0	0.026	1,640	9.08	52 x 28	0.007
18-19	13,529	3.9	0.015	1,620	8.35	46 x 28	0.004

SECCION	Q pcm	Le pies	L/Q	VEL ppm	AREA pie <sup>2</sup>	DUCTO pulg.	PERDIDA pulg. agua
19-20	12,173	3.9	0.017	1,590	7.66	46 x 26	0.004
20-21	10,817	3.9	0.018	1,570	6.89	46 x 24	0.004
21-22	9,461	3.9	0.019	1,540	6.14	40 x 24	0.004
22-23	8,105	3.9	0.021	1,510	5.37	34 x 24	0.004
23-24	6,749	3.9	0.023	1,480	4.56	30 x 24	0.005
24-25	5,393	3.9	0.027	1,450	3.72	30 x 20	0.005
25-26	4,037	3.9	0.032	1,420	2.84	30 x 14	0.006
26-27	2,681	3.9	0.043	1,370	1.96	30 x 10	0.007
27-28	1,325	3.9	0.060	1,300	1.02	30 x 6	0.009
28- A	421	16.5	0.420	1,010	0.42	20 x 4	0.032
17-29	2,328	31.1	0.280	1,370	1.70	22 x 12	0.046
29-34	1,164	9.4	0.140	1,230	0.95	12 x 12	0.018
34-37							
34-35	582	6.8	0.140	1,120	0.52	12 x 6	0.014
37-38							
35-36	291	7.7	0.240	960	0.30	12 x 4	0.016
29-32							
29-30	582	7.8	0.160	1,210	0.48	12 x 6	0.020
32-33							
30-31	291	7.7	0.240	1,040	0.28	12 x 4	0.020

#### Ducto de retorno.-

Con la cantidad de aire de retorno (37,340 pcm) y la pérdida por fricción obtenemos, de la gráfica 4 (Apéndice), el diámetro para un ducto circular, 54 pulg. Con este diámetro obtenemos, de la tabla 19 (Apéndice), un ducto de 80 x 32 pulg.

#### 4.- Selección de las salidas de aire y obtención de su pérdida.

##### Suministro.-

Para la zona de Salas Automáticas se seleccionaron 54 difusores cuadrados SFS, de una vía y con control de volumen, de 15 x 15 pulg. (0.03 pulg. agua) y 27 difusores cuadrados SFS, de dos vías y con control de volumen, de 15 X 15 pulg. (0.03 pulg. agua). Para la zona de Control se seleccionaron difusores cuadrados SFS, de 4 vías y con control de volumen, de 12 X 12 pulg. (0.04 pulg. agua).

##### Retorno.-

Se va a instalar una rejilla de paso en la división sureste de Control y seis rejillas de retorno en la división noreste de Salas Automáticas. La velocidad en la rejilla de paso debe ser de 400 ppm y, puesto que se van a suministrar 2,334 pcm a la zona de Control, la rejilla de paso será de 48 x 20 pulg. (0.055 pulg. agua). La velocidad en las rejillas de retorno debe ser de 500 ppm y, puesto que se van a retornar 37,340 pcm, las rejillas de retorno serán de 70 x 26 pulg. (0.085 pulg. agua).

5.- Pérdidas máximas de los ductos de suministro y de retorno.

Ducto de suministro.-

El recorrido con la mayor pérdida por fricción es desde el ventilador hasta el difusor 38.

El ducto que va desde la descarga del ventilador hasta el punto 1 es de 88 x 36 pulg., un ducto circular equivalente tendría, de la tabla 19 (Apéndice), un diámetro de 60.1 pulg. La pérdida de este ducto es, de la gráfica 4 (Apéndice), de 0.062 pulg. de agua por cada 100 pies.

Las longitudes del ducto de suministro se obtienen del plano 7.1 y la longitud equivalente de los codos de la tabla 20 (Apéndice). La longitud equivalente del ducto de suministro es de  $37.7 + 30(2) = 97.7$  pies.

Por lo tanto, la pérdida del ducto desde el ventilador hasta el punto 1 es igual a  $97.7 \times 0.062/100 = 0.061$  pulg. agua.

Las pérdidas de las siguientes secciones se obtuvieron de la gráfica 3 (Apéndice) y se encuentran tabuladas en la tabla 7.1.

La pérdida del ducto de suministro es igual a:

Ventilador-1	0.061	pulg. agua
1-38	0.152	"
Difusor	0.040	"
	0.253	"

Ducto de retorno.-

La longitud equivalente del ducto de retorno, del plano 7.1 y la tabla 20 (Apéndice), es de  $33.3 + 22(2) = 77.3$  pies.



La pérdida de este ducto es de  $77.3 \times 0.1/100 = 0.077$  pulg. agua.

La pérdida del ducto de retorno es igual a:

Rejilla de paso	0.055 pulg. agua	
Rejilla de retorno	0.085	"
Ducto	0.077	"
	0.217	"

CAPITULO 8

CALCULO PARA INVIERNO

## 8.1 CALCULO PARA INVIERNO

### 8.1.1 CONDICIONES DE DISEÑO

El cálculo para invierno es parecido al cálculo para verano pero es más sencillo. El estudio preliminar del Capítulo 3 también es indispensable en los cálculos para invierno.

En el inciso 3.3.3 se encuentran especificadas las condiciones exteriores e interiores de diseño para invierno.

### 8.1.2 VENTILACION

Los requerimientos necesarios de ventilación dependen del tipo de aplicación. Además, tenemos que verificar que esta ventilación sea suficiente para, por lo menos, renovar todo el aire del local en una hora.

### 8.1.3 PERDIDA DE CALOR

La pérdida de calor es la cantidad de calor que fluye desde el cuarto hacia los alrededores (cargas de calor), menos la cantidad de calor que se genera en el mismo (ganancias de calor).

#### 8.1.3.1 Cargas de calor

1.- Carga por transmisión.- Si el exterior o los locales adyacentes poseen una temperatura menor, el diferencial de temperatura existente provoca un flujo de calor desde el local a

través de ventanas, paredes al exterior, divisiones y pisos. Esta carga se toma en cuenta solamente si el diferencial de temperatura es mayor a 5 °F BS.

2.- Aire del exterior.- Debida a que el aire del exterior, necesario para ventilación, posee una temperatura menor.

3.- Infiltración.- Debida a la infiltración de aire del exterior, que posee una temperatura menor, a través de las grietas que rodean a las puertas, ventanas y paredes.

4.- Ductos.- Si los ductos atraviesan lugares con una temperatura menor (o mayor) que la del aire del ducto pudiera ser que existieran pérdidas (o ganancias) de calor. Estas pérdidas (o ganancias) se eliminan si se aíslan correctamente los ductos.

#### 8.1.3.2 Ganancias de calor

1.- Luces.- Debida a que las fuentes de iluminación convierten la potencia eléctrica en luz y calor.

2.- Equipo.- En algunas ocasiones existe algún equipo dentro del local que genera calor, como por ejemplo, computadoras, motores eléctricos, etc.

3.- Accesorios.- Los restaurantes, hospitales y laboratorios son algunos ejemplos de locales que tienen accesorios eléctricos, de gas o de vapor, que despiden calor.

4.- Tuberías o tanques calientes.- Debida a que, en algunos locales, existen tuberías o tanques que contienen agua caliente.

#### 8.1.4 CARGA REAL EN INVIERNO

La carga real en invierno se define como la cantidad de calor que el equipo agrega. Muy rara vez va a ser igual la pérdida de calor del local y la carga real debido a la inercia térmica de los materiales de construcción del local.

Existen varios sistemas para proporcionar la cantidad de calor que se necesite; serpentines de agua caliente, serpentines de vapor de agua o resistencias eléctricas. El tipo de sistema que se va a utilizar, establecido por Teléfonos de México S.A., es el de resistencias eléctricas.

La carga real en invierno es igual a:

$$CR_I = PC / 3,400 \quad (20)$$

en donde:

$CR_I$  = carga real en invierno, kW.

$PC$  = pérdida de calor, Btu/hr.

3,400 = (Btu/hr) / kW.

La cantidad total de aire que se va a suministrar al local y su distribución se estableció en el cálculo para verano.

## 8.2 CALCULO PARA INVIERNO DEL AREA DE OFICINAS

### 8.2.1 CONDICIONES DE DISEÑO

Las condiciones de diseño se encuentran especificadas en el inciso 3.3.3. Utilizando la carta psicrométrica para determinar los datos que faltan, las condiciones de diseño son:

	BS (°F)	BH (°F)	HR (%)	CH (lb/lb)
Interiores	70	54.5	40	0.0078
Exteriores	32	29.8	80	0.0038
	DT = 38			DCH = 0.0040

### 8.2.2 VENTILACION

Los requerimientos necesarios de ventilación se obtuvieron en el inciso 5.2 y son iguales a 560 pcm<sub>AE</sub>.

### 8.2.3 PERDIDA DE CALOR

#### 8.2.3.1 Cargas de calor

##### 1.- Carga por transmisión.-

En esta área van a existir cargas por transmisión a través de las paredes al exterior y a través de la ventana de la zona de Atención al Público. Para calcular la carga por transmisión se utiliza la ecuación (16):

$$A \times dT \times U$$

Las áreas de las paredes y de la ventana de esta área, de los planos 3.3 y 3.4, son iguales a:

ELEMENTO	AREA
Pared SE	492 pie <sup>2</sup>
Pared NO	492 "
Pared SO	360 "
Ventana SO	341 "

Del inciso 8.2.1, el diferencial de temperatura entre el interior y el exterior es igual a 38 °F BS.

El coeficiente de transmisión del vidrio, para una ventana sencilla y vertical, de la tabla 15 (Apéndice), es igual a 1.13 Btu/(hr pie<sup>2</sup> °F). El coeficiente de transmisión de los demás elementos del local (pared, techo, piso, etc.) en invierno es un poco diferente al de verano. Para el cálculo del área de Oficinas únicamente necesitamos el coeficiente de transmisión de las paredes al exterior. Sin embargo, también vamos a aprovechar esta ocasión para obtener los coeficientes de transmisión, en Btu/(hr pie<sup>2</sup> °F), de todos los elementos del edificio. Excepto el valor del relleno de terrado seco, que se obtuvo de la 14 (Apéndice), todos los valores se obtuvieron de la tabla 13 (Apéndice).

Pared al exterior (Oficinas):

Aire exterior	0.17
Concreto (6 pulg.)	0.91
Yeso (1/2 pulg.)	0.09
Aire interior	0.68
+ R =	1.85
U =	1/1.85 = 0.54

Pared al exterior (excepto Oficinas):

Aire exterior	0.17
Concreto (6 pulg.)	0.91
Aire interior	0.68
+ R =	1.76
U =	1/1.76 = 0.57

Divisiones:

Aire interior	0.68
Yeso (1/2 pulg.)	0.09
Ladrillo (4 pulg.)	0.80
Yeso (1/2 pulg.)	0.09
Aire interior	0.68
+ R =	2.34
U =	1/2.34 = 0.43



Techo (flujo de calor hacia arriba):

Aire interior	0.61	
Loseta (1/8 pulg.)	0.05	
Concreto (6 pulg.)	0.91	
Aire interior	0.61	
+ R	=	2.18
U	=	1/2.18 = 0.46

Piso (flujo de calor hacia abajo):

Aire interior	0.92	
Loseta (1/8 pulg.)	0.05	
Concreto (6 pulg.)	0.91	
Aire interior	0.92	
+ R	=	2.80
U	=	1/2.80 = 0.36

Techo:

Aire exterior	0.17	
Carpeta de asfalto	0.15	
Relleno (4 pulg.)	0.99	
Concreto (6 pulg.)	0.91	
Aire interior	0.61	
+ R	=	2.83
U	=	1/2.83 = 0.35

Utilizando la ecuación (16), la carga por transmisión a través de las paredes y la ventana de esta área, en Btu/hr, son iguales a:

ELEMENTO	AREA	dt	U	CARGA
Pared SE	492 x 38	x 0.54	=	10,096
Pared NO	492 x 38	x 0.54	=	10,096
Pared SO	360 x 38	x 0.54	=	7,387
Ventana SO	341 x 38	x 1.13	=	14,643

## 2.- Aire del exterior.-

La carga debida al aire del exterior es igual a:

$$pc_{MAE} \times DT \times 1.08 \times fc \quad (21)$$

en donde:

$pc_{MAE}$  = aire del exterior, pies cúbicos por minuto.

$DT$  = diferencial de temperatura entre el interior y el exterior, °F BS.

$$1.08 = 0.244 \times 60 / 13.5$$

en donde:

0.244 = calor específico del aire a 70 °F BS y 50% HR, Btu/(°F libra de aire seco).

60 = minutos/hora.

13.5 = volumen específico del aire a 70 °F BS y 50% HR, pie<sup>3</sup>/lb.

$fc$  = factor de corrección debido a la altitud, inciso 5.3.1.2.

La carga debida al aire del exterior es igual a:

$$560 \times 38 \times 1.08 \times 0.8 = 18,386 \text{ Btu/hr}$$

### 3.- Infiltración.-

Como se explicó en el inciso 5.3.1.1 (7.- Infiltración), en todas las áreas de este edificio las infiltraciones de aire del exterior van a ser eliminadas debido a que la cantidad de aire que se va a retornar va a ser menor que la cantidad de aire que se va a suministrar.

Utilizando un factor de seguridad del 10%, la carga de calor es igual a:

1.- Carga por transmisión	42,222 Btu/hr
2.- Aire del exterior	18,386 "
	60,608 "
+ 10%	6,061 "
	66,669 "

### 8.2.3.2 Ganancias de calor

#### 1.- Luces.-

La ganancia debida a las necesidades de luz de esta área se calculó en el inciso 5.3.1.1 (5.- Luces) y es igual a 12,751 Btu/hr.

La pérdida de calor es igual a:

Carga de calor		66,669 Btu/hr
Ganancia de calor	-	12,751 "
		53,918 "

#### 8.2.4 CARGA REAL EN INVIERNO

Utilizando la ecuación (20), la carga real en invierno es igual a:

$$CR_I = 53,918 / 3,400 = 15.9 \text{ kW}$$

### 8.3 CALCULO PARA INVIERNO DEL AREA DE DISTRIBUIDOR Y PCM

#### 8.3.1 CONDICIONES DE DISEÑO

Las condiciones de diseño se encuentran especificadas en el inciso 3.3.3. Utilizando la carta psicrométrica para determinar los datos que faltan, las condiciones de diseño son:

	BS (°F)	BH (°F)	HR (%)	CH (lb/lb)
Interiores	77		45	0.0111
Exteriores	32	29.8	80	0.0038
	DT = 45			DCH = 0.0073

#### 8.3.2 VENTILACION

Los requerimientos necesarios de ventilación se obtuvieron en el inciso 6.2 y son iguales a 831 pcm<sub>AG</sub>.

#### 8.3.3 PERDIDA DE CALOR

##### 8.3.3.1 Cargas de calor

###### 1.- Carga por transmisión.-

En esta área van a existir cargas por transmisión a través de la pared al exterior, de las divisiones y el techo. Utilizando la ecuación (16), la carga por transmisión es igual a:

$$A \times dT \times U$$

Las áreas de la pared, las divisiones y el techo, de los planos 3.3 y 3.5, son iguales a:

ELEMENTO	AREA
Pared SE	1,242 pie <sup>2</sup>
División NE	683 "
División NO	1,242 "
División SO	683 "
Techo	2,914 "

Del inciso 8.3.1, el diferencial de temperatura entre el interior y el exterior es igual a 45 °F BS. Para invierno se toma un diferencial de temperatura entre un área acondicionada y una no acondicionada igual a la mitad del diferencial de temperatura entre el interior y el exterior.

Los coeficientes de transmisión U se calcularon en el inciso 8.2.3.1 (1.- Carga por transmisión).

Utilizando la ecuación (16), la carga por transmisión a través de la pared, divisiones y techo de esta área, en Btu/hr, son iguales a:

ELEMENTO	AREA	dT	U	CARGA
Pared SE	1,242	x 45.0	x 0.57	= 31,857
División NE	683	x 22.5	x 0.43	= 6,608
División NO	1,242	x 22.5	x 0.43	= 12,016
División SO	683	x 7.0	x 0.43	= 2,056
Techo	2,914	x 5.4	x 0.46	= 7,238

2.- Aire del exterior.-

Utilizando la ecuación (21), la carga debida al aire del exterior es igual a:

$$831 \times 45 \times 1.08 \times 0.8 = 32,309 \text{ Btu/hr}$$

Utilizando un factor de seguridad del 10%, la carga de calor es igual a:

1.- Carga por transmisión	59,775 Btu/hr
2.- Aire del exterior	32,309 "
	92,084 "
+ 10%	9,208 "
	101,292 "

8.3.3.2 Ganancias de calor

1.- Luces.-

La ganancia debida a las necesidades de luz de esta área se calculó en el inciso 6.3.1.1 (5.- Luces) y es igual a 14,450 Btu/hr.

2.- Equipo.-

El equipo que se encuentra en la zona de PCM desprende un total de 13.5 kW de calor. Esta ganancia es igual a:

$$13.5 \times 3,400 = 45,900 \text{ Btu/hr}$$

La ganancia de calor es igual a:

1.- Luces	14,450 Btu/hr
2.- Equipo	45,900 "
	60,350 "

La pérdida de calor es igual a:

Carga de calor	101,292 Btu/hr
Ganancia de calor	- 60,350 "
	40,942 "

#### 8.3.4 CARGA REAL EN INVIERNO

Utilizando la ecuación (20), la carga real en invierno es igual a:

$$CR_I = 40,942 / 3,400 = 12 \text{ kW}$$



## 8.4 CALCULO PARA INVIERNO DEL AREA DE SALAS AUTOMATICAS Y CONTROL

### 8.4.1 CONDICIONES DE DISEÑO

Las condiciones de diseño se encuentran especificadas en el inciso 3.3.3. Utilizando la carta psicrométrica para determinar los datos que faltan, las condiciones de diseño son:

	BS (°F)	BH (°F)	HR (%)	CH (lb/lb)
Interiores	71.6		50	0.0104
Exteriores	32.0	29.8	80	0.0038
	DT = 39.6			DCH = 0.0066

### 8.4.2 VENTILACION

Los requerimientos necesarios de ventilación se obtuvieron en el inciso 7.2 y son iguales a 1,567  $\text{pcma}_g$ .

### 8.4.3 PERDIDA DE CALOR

#### 8.4.3.1 Cargas de calor

##### 1.- Carga por transmisión.-

En esta área van a existir cargas por transmisión a través de las paredes al exterior, de las divisiones, del techo y del piso (solamente en la zona de Control). Utilizando la ecuación (16), la carga por transmisión es igual a:

$$A \times \Delta T \times U$$

Las áreas de las paredes, las divisiones, el techo y el piso, de los planos 3.3 y 3.6, son iguales a:

ELEMENTO	AREA
Pared SE	2,081 pie <sup>2</sup>
Pared NO	1,127 "
Pared SO	1,030 "
Techo	5,519 "
División NE	1,038 "
División NO	990 "
Piso	700 "

Del inciso 8.4.1, el diferencial de temperatura entre el interior y el exterior es igual a 39.6 °F BS. Para invierno se toma un diferencial de temperatura entre un área acondicionada y una no acondicionada igual a la mitad del diferencial de temperatura entre el interior y el exterior.

Los coeficientes de transmisión U se calcularon en el inciso 8.2.3.1 (1.- Carga por transmisión).

Utilizando la ecuación (16), la carga por transmisión a través de las paredes, divisiones, techo y piso de esta área, en Btu/hr, son iguales a:

ELEMENTO	AREA	dT	U	CARGA
Pared SE	2,081	x 39.6	x 0.57	= 46,972
Pared NO	1,127	x 39.6	x 0.57	= 25,439
Pared SO	1,030	x 39.6	x 0.57	= 23,249
Techo	5,519	x 39.6	x 0.35	= 76,493

División NE	1,038	x	19.8	x	0.43	=	8,838
División NO	990	x	19.8	x	0.43	=	8,429
Piso	700	x	19.8	x	0.36	=	4,990

## 2.- Aire del exterior.-

Utilizando la ecuación (21), la carga debida al aire del exterior es igual a:

$$1,567 \times 39.6 \times 1.08 \times 0.8 = 53,614 \text{ Btu/hr}$$

Utilizando un factor de seguridad del 10%, la carga de calor es igual a:

1.- Carga por transmisión	194,410	Btu/hr
2.- Aire del exterior	53,614	"
	248,024	"
+ 10%	24,802	"
	272,826	"

## 8.4.3.2 Ganancias de calor

### 1.- Luces.-

La ganancia debida a las necesidades de luz de esta área se calculó en el inciso 7.3.1.1 (5.- Luces) y es igual a 53,805 Btu/hr.

## 2.- Equipo.-

El equipo que se encuentra en la zona de Salas Automáticas desprende un total de 139 kW de calor y el que se encuentra en la zona de Control desprende un total de 5 kW. Esta ganancia es igual a:

$$(139 + 5) \times 3,400 = 489,600 \text{ Btu/hr}$$

La ganancia de calor es igual a:

1.- Luces	53,805 Btu/hr
2.- Equipo	489,600 "
	543,405 "

La pérdida de calor es igual a:

Carga de calor	272,826 Btu/hr
Ganancia de calor	- 543,405 "
	- 270,579 "

### 8.4.4 CARGA REAL EN INVIERNO

En esta área, las ganancias de calor son mayores que las cargas de calor, por lo tanto, no se va a necesitar calentamiento en invierno, sino, por el contrario, enfriamiento.

CAPITULO 9

CALCULO DEL AREA DE BATERIAS Y RECTIFICADORES

### 9.1 CONDICIONES DE DISEÑO

Para esta área se requiere solamente un sistema de ventilación que proporcione una ventilación mínima de 20 cambios por hora a lo largo de todo el año.

Las condiciones exteriores de diseño, del inciso 3.3.3, son:

	BS (°F)	BH (°F)	HR (%)	PR (°F)	CH (lb/lb)
VERANO	91	62.9	23	48.3	0.0090
INVIERNO	32	29.8	80		0.0038

### 9.2 VENTILACION

El volumen de esta área, de los planos 3.3 y 3.7, es igual a 33,105 pie<sup>3</sup>. La cantidad de aire del exterior necesaria para lograr una ventilación de veinte cambios por hora es igual a:

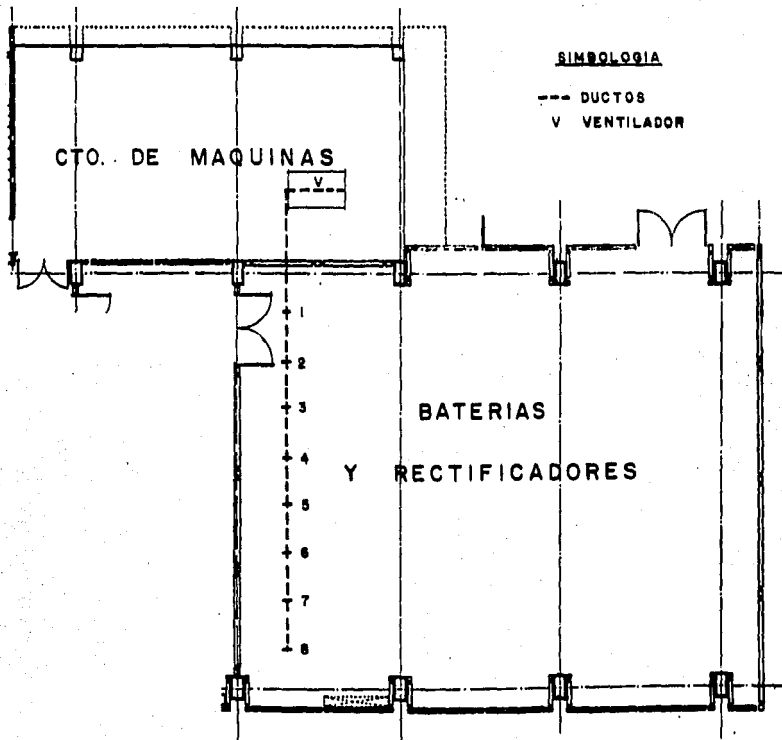
$$33,105 \times 20 / 60 = 11,035 \text{ pcmAG}$$

### 9.2 DISTRIBUCION DEL AIRE

La cantidad total de aire que se va a suministrar es igual a 11,035 pcm.

#### 1.- Distribución de los ductos.

La distribución de los ductos de esta área se encuentra en el plano 9.1.



Esc. 1:125

PLANO 9.1 Distribución de los ductos y equipo del área de Baterías y Rectificadores

2.- Cálculo de las necesidades de cada salida de aire.

Se van a utilizar 8 rejillas de inyección, por lo que cada una manejará 1,379 pcm.

3.- Cálculo del tamaño de cada ducto.

Ducto de suministro.-

La velocidad inicial del aire en la descarga del ventilador, de la tabla 18 (Apéndice), es igual a 2,000 ppm. El área del ducto es igual a  $11,035 / 2,000 = 5.5 \text{ pie}^2$ . Con esta área obtenemos, de la tabla 19 (Apéndice), las dimensiones del ducto, 44 x 20 pulg.

Los cálculos para obtener las dimensiones de las siguientes secciones se encuentran tabulados en la tabla 9.1.

TABLA 9.1 Cálculo de las dimensiones y pérdidas de los ductos del área de Baterías y Rectificadores

SECCION	Q pcm	L pie	L/Q	VEL ppm	AREA pie <sup>2</sup>	DUCTO pulg.	PERDIDA pulg. agua
1-2	9,656	4.6	0.018	1,970	4.90	44 x 18	0.007
2-3	8,277	4.6	0.021	1,920	4.31	38 x 18	0.008
3-4	6,898	4.6	0.023	1,870	3.69	32 x 18	0.008
4-5	5,519	4.6	0.026	1,820	3.03	26 x 18	0.009
5-6	4,140	4.6	0.031	1,760	2.35	20 x 18	0.010
6-7	2,761	4.6	0.040	1,700	1.62	14 x 18	0.011
7-8	1,382	4.6	0.060	1,620	0.85	8 x 18	0.014



4.- Selección de las salidas de aire y obtención de su pérdida.

Suministro.-

Se seleccionaron rejillas de inyección modelo G, con control de volumen, de 38 x 5 6A (0.27 pulg. agua).

Retorno.-

Para provocar una presión positiva en el área se van a instalar dos rejillas de paso en la división noroeste por las cuales podrá escapar el 90% de la cantidad de aire suministrado. La velocidad en la rejillas de paso debe ser de 500 ppm y, puesto que se van a suministrar 11,035 pcm, las rejillas serán de 48 x 32 pulg. (0.085 pulg. agua).

5.- Pérdida máxima del ducto de suministro.

El recorrido con la mayor pérdida por fricción es desde el ventilador hasta la rejilla de inyección 8.

El ducto que va desde la descarga del ventilador hasta el punto 1 es de 44 x 20 pulg., un ducto circular equivalente tendría, de la tabla 19 (Apéndice), un diámetro de 31.9 pulg. La pérdida de este ducto es, de la gráfica 4 (Apéndice), de 0.14 pulg. de agua por cada 100 pies.

Las longitudes del ducto de suministro se obtienen del plano 9.1 y la longitud equivalente de los codos de la tabla 20 (Apéndice). La longitud equivalente del ducto de suministro es de  $16.4 + 14.5(1) = 30.9$  pies.

Por lo tanto, la pérdida del ducto desde el ventilador hasta el punto 1 es igual a  $30.9 \times 0.14/100 = 0.043$  pulg. agua.

Las pérdidas de las siguientes secciones se obtuvieron de la gráfica 3 (Apéndice) y se encuentran tabuladas en la tabla 9.1.

La pérdida del ducto de suministro es igual a:

Ventilador-1	0.043	pulg. agua
1-8	0.067	"
Rejilla	0.270	"
	0.380	"

CAPITULO 10

SELECCION DEL EQUIPO

## 10.1 AREA DE OFICINAS

### 10.1.1 UNIDAD MANEJADORA DE AIRE

Para seleccionar la unidad manejadora de aire necesitamos los siguientes datos:

Cantidad de aire	2,497 pcm
Velocidad del aire a través del serpentín	550 ppm

De los catálogos de la compañía Carrier se seleccionó una unidad 39B060, cuya área del serpentín es de 5.36 pie<sup>2</sup>.

### 10.1.2 SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO

Para seleccionar el serpentín de enfriamiento necesitamos los siguientes datos:

Calor total efectivo del cuarto	52,124 Btu/hr
	4.34 ton
Cantidad de aire	2,497 pcm
Temperatura del aire que entra al equipo	77.3 °F BS
	58.3 °F BH
Temperatura del aire que sale del equipo	50.0 °F BS
	48.2 °F BH
Refrigerante	R-22

De los catálogos de la compañía Carrier se seleccionó un serpentín con las siguientes especificaciones:

Número de hileras del serpentín	6
Serie de las aletas	8
Velocidad real del aire a través del serpentín	466 ppm
Punto de rocío del equipo	47.0 °F
Temperatura del saturado en la succión	39.0 °F
Temperatura real del aire que sale del equipo	49.4 °F BS
Calor sensible que elimina	60,192 Btu/hr
Pérdida de presión en el serpentín	0.65 pulg. agua
Número de válvulas de expansión	1

### 10.1.3 VENTILADOR

Antes de poder seleccionar el ventilador necesitamos conocer la pérdida de presión en todo el sistema, esta es igual a:

Filtro <sup>1</sup>	0.200	pulg. agua
Serpentín de enfriamiento	0.650	"
Resistencias electricas <sup>2</sup>	0.050	"
Ducto de suministro	0.345	"
Ducto de retorno	0.267	"
Cámara plena de la unidad	0.100	"
	1.612	"
+ 10%	0.161	"
	1.773	"

<sup>1</sup> Del catálogo de la compañía American Air Filter se seleccionó un filtro lavable HV-2 (0.2 pulg. agua).

2 Para sistemas de calentamiento por medio de resistencias eléctricas se considera una pérdida de presión de 0.05 pulg. agua.

El factor de corrección por temperatura y altitud a 70 °F BS y 6,000 pies, de la tabla 21 (Apéndice), es igual a 1.25. La pérdida de presión en todo el sistema es igual a:

$$1.773 \times 1.25 = 2.22 \text{ pulg. agua}$$

Para seleccionar el ventilador necesitamos los siguientes datos:

Velocidad real del aire a través del serpentín	466 ppm
Serie y tamaño de la unidad	39B060
Pérdida de presión del sistema	2.22 pulg. agua

De los catálogos de la compañía Carrier se seleccionó un ventilador tipo A, cuyas especificaciones son:

Presión estática total	2.50 pulg. agua
Velocidad	1,249 rpm
Potencia del motor	1.79 Bhp

La potencia del motor del ventilador, utilizando el factor de corrección por temperatura y altitud de la tabla 21 (Apéndice), es igual a:

$$1.79 / 1.25 = 1.43 \text{ Bhp}$$

La denominación completa de la unidad es 39BA060.

#### 10.1.4 UNIDAD CONDENSADORA

Para seleccionar la unidad condensadora necesitamos los siguientes datos:

Calor total efectivo del cuarto	52,124 Btu/hr
Temperatura del saturado en la succión	39 °F
Temperatura del aire que entra al condensador	95 °F BS

De los catalogos de la compañía Carrier se seleccionó una unidad 38BA008, cuyas especificaciones son:

Capacidad	82400 Btu/hr
Temperatura de condensación del saturado	123.6 °F
Potencia de entrada del motor del compresor	7.6 kW

#### 10.1.5 HUMEDecedor

Si necesitamos humedecer el aire del exterior, la cantidad de agua que necesitamos agregar al aire es igual a:

$$H = p_{cm_{AE}} \times fc \times 4.45 \times (CH_I - CH_E) \quad (22)$$

en donde:

H = humedecimiento, libras de agua/hora.

$p_{cm_{AE}}$  = aire del exterior, pies cúbicos por minuto.

fc = factor de corrección debido a la altitud, inciso 5.3.1.2.

4.45 = 60 / 13.5

en donde:

60 = minutos/hora

13.5 = volumen específico del aire a 70 °F BS y 50% HR,  
pie<sup>3</sup>/lb.

CH<sub>I</sub> = contenido de humedad del interior en verano, lb/lb.

CH<sub>E</sub> = contenido de humedad del exterior en invierno, lb/lb.

En esta área no se necesita humedecimiento durante verano, sin embargo, durante invierno sí se necesita. Utilizando la ecuación (22), la cantidad de agua que necesitamos agregar al aire del exterior es igual a:

$$H = 560 \times 0.8 \times 4.45 \times (0.0089 - 0.0038) = 10.2 \text{ lb/hr}$$

Del catálogo de la compañía Johnson, se seleccionó un humedecedor tipo charola, modelo H-2120-19, cuyas especificaciones son:

Capacidad	10 lb/hr
Número de fases	3
Voltaje	220 V
Número de calentadores	1
Potencia por calentador	3.3 kW

#### 10.1.6 ACCESORIOS

##### 10.1.6.1 Diámetro de la tubería

La tubería de líquido (de la unidad condensadora al serpentín) y de succión (del serpentín a la unidad condensadora)



son de cobre tipo L. La tubería de líquido va a llevar un filtro secador y una mirilla.

Tubería de líquido (de la unidad condensadora al serpentín).-

De los planos 3.3 y 5.1, la longitud de la tubería desde la unidad condensadora hasta el serpentín es de 36 pies. La longitud equivalente de 6 codos, suponiendo tubería de 1/2 pulg., es, de la tabla 22 (Apéndice), de  $6 \times 1.6 = 9.6$  pies. La longitud equivalente del filtro secador es de 10 pies y la de la mirilla es despreciable. Las longitudes equivalentes de la válvula de expansión y de la válvula solenoide son, de la tabla 23 (Apéndice), de 7 y 0.7 pies respectivamente.

La longitud equivalente de la tubería es de  $36 + 9.6 + 10 + 7 + 0.7 = 63.3$  pies. Con este dato y con 4.34 ton. (inciso 10.1.2), utilizamos la gráfica 5 (Apéndice) y obtenemos el diámetro exterior de la tubería, 1/2 pulg.

Tubería de succión (del serpentín a la unidad condensadora).-

De los planos 3.3 y 5.1, la longitud de la tubería desde el serpentín hasta la unidad condensadora es de 36 pies. La longitud equivalente de 8 codos, suponiendo tubería de 1 1/8 pulg., es, de la tabla 6 (Apéndice), de  $8 \times 3.3 = 26.4$  pies.

La longitud equivalente de la tubería es de  $36 + 26.4 = 62.4$  pies. Con este dato y con 4.34 ton., utilizamos la gráfica 6 (Apéndice) y obtenemos el diámetro exterior de la tubería, 1 1/8 pulg.

#### 10.1.6.2 Controles

En el área de Oficinas se tiene que construir un tablero que contenga:

- Un termostato.
- Un humidístató.
- Tres apagadores tipo palanca.- Uno para el motor del ventilador, uno para la unidad condensadora y uno para el humedecedor.
- Tres focos piloto.- Uno para el motor del ventilador, uno para la unidad condensadora y uno para el humedecedor.

## 10.2 AREA DE DISTRIBUIDOR Y PCM

### 10.2.1 UNIDAD MANEJADORA DE AIRE

Para seleccionar la unidad manejadora de aire necesitamos los siguientes datos:

Cantidad de aire	4,376 pcm
Velocidad del aire a través del serpentín	550 ppm

De los catálogos de la compañía Carrier se seleccionó una unidad 39ED08 (Vertical Draw-thru), con un serpentín grande cuya área es de 7.78 pie<sup>2</sup>.

### 10.2.2 SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO

Para seleccionar el serpentín de enfriamiento necesitamos los siguientes datos:

Calor total efectivo del cuarto	84,376 Btu/hr
	7 ton
Cantidad de aire	4,376 pcm
Temperatura del aire que entra al equipo	80.0 °F BS
	62.5 °F BH
Temperatura del aire que sale del equipo	50.3 °F BS
	48.7 °F BH
Refrigerante	R-22

De los catálogos de la compañía Carrier se seleccionó un serpentín con las siguientes especificaciones:

Numero de hileras del serpentín	6
Serie de las aletas	8
Velocidad real del aire a través del serpentín	562 ppm
Temperatura del saturado en la succión	35.0 °F
Temperatura real del aire que sale del equipo	49.5 °F BS
Calor sensible que elimina	233,400 Btu/hr
Pérdida de presión en el serpentín	0.78 pulg. agua
Número de válvulas de expansión	2

### 10.2.3 VENTILADOR

Antes de poder seleccionar el ventilador necesitamos conocer la pérdida de presión en todo el sistema, ésta es igual a:

Filtros <sup>1</sup>	0.200	pulg. agua
	1.000	"
Serpentín de enfriamiento	0.780	"
Resistencias eléctricas <sup>2</sup>	0.050	"
Ducto de suministro	0.316	"
Ducto de retorno	0.159	"
Cámara plena de la unidad	0.100	"
	2.605	"
+ 10%	0.261	"
	2.866	"

- 1 Del catálogo de la compañía American Air Filter se seleccionó un filtro lavable HV-2 (0.2 pulg. agua) y un filtro de bolsa DRI-PACK 40 $\frac{1}{2}$  (1.0 pulg. agua).
- 2 Para sistemas de calentamiento por medio de resistencias eléctricas se considera una pérdida de presión de 0.05 pulg. agua.

El factor de corrección por temperatura y altitud a 80 °F BS y 6,000 pies, de la tabla 21 (Apéndice), es igual a 1.28. La pérdida de presión en todo el sistema es igual a:

$$2.866 \times 1.28 = 3.67 \text{ pulg. agua}$$

Para seleccionar el ventilador necesitamos los siguientes datos:

Velocidad real del aire a través del serpentín	562 ppm
Serie y tamaño de la unidad	39ED08 (Vertical draw-thru)
Pérdida de presión del sistema	3.67 pulg. agua

De los catálogos de la compañía Carrier se seleccionó un ventilador de aspas curvadas hacia adelante, cuyas especificaciones son:

Presión estática total	4.0 pulg. agua
Velocidad	1,619 rpm
Potencia del motor	5.1 Bhp

La potencia del motor del ventilador, utilizando el factor de corrección por temperatura y altitud de la tabla 21 (Apéndice), es igual a:

$$5.1 / 1.28 = 3.98 \text{ Bhp}$$

#### 10.2.4 UNIDAD CONDENSADORA

Para seleccionar la unidad condensadora necesitamos los siguientes datos:

Calor total efectivo del cuarto	84,376 Btu/hr
Temperatura del saturado en la succión	35 °F
Temperatura del aire que entra al condensador	95 °F BS

De los catálogos de la compañía Carrier se seleccionó una unidad 38BA009, cuyas especificaciones son:

Capacidad	90,000 Btu/hr
Temperatura de condensación del saturado	128 °F
Potencia de entrada del motor del compresor	10.1 kW

#### 10.2.5 HUMEDECEDOR

Utilizando la ecuación (22), la cantidad de agua que necesitamos agregar al aire del exterior es igual a:

$$H = 831 \times 0.8 \times 4.45 \times (0.0111 - 0.0038) = 21.6 \text{ lb/hr}$$

Del catálogo de la compañía Johnson, se seleccionó un humedecedor tipo charola, modelo H-2120-20, cuyas especificaciones son:

Capacidad	23 lb/hr
Número de fases	3
Voltaje	220 V
Número de calentadores	3
Potencia por calentador	2.5 kW

#### 10.2.6 ACCESORIOS

##### 10.2.6.1 Diámetro de la tubería

Tubería de líquido.-

El serpentín de enfriamiento tiene dos válvulas de expansión, por lo que necesitamos una T. De los planos 3.3 y 6.1, la longitud de la tubería desde la unidad condensadora hasta la T es de 45.1 pies. La longitud equivalente de 6 codos, suponiendo tubería de 5/8 pulg., es, de la tabla 22 (Apéndice), de  $6 \times 2 = 12$  pies. La longitud equivalente del filtro secador es de 10 pies y la de la mirilla es despreciable. La longitud equivalente de la T es, de la tabla 22 (Apéndice), de 4 pies.

La longitud equivalente de tubería desde la unidad condensadora hasta la T es de  $45.1 + 12 + 10 + 4 = 71.1$  pies. Con este dato y con 7 ton. (inciso 10.2.2), utilizamos la gráfica 5 (Apéndice) y obtenemos el diámetro exterior de la tubería, 5/8 pulg.

Las longitudes equivalentes de las válvulas de expansión y de las válvulas solenoide son, de la tabla 23 (Apéndice), de 6 pies y 0.6 pies respectivamente. La longitud equivalente desde la T hasta un serpentín es de  $1.5 + 6 + 0.6 = 8.1$  pies. Con este dato y puesto que cada válvula manejará 3.5 ton., utilizamos la gráfica 5 (Apéndice) y obtenemos el diámetro exterior de cada tubería, 3/8 pulg.

#### Tubería de succión.-

Del serpentín salen dos tuberías que se unen en el techo mediante una T, cada tubería tiene 5 codos. La longitud equivalente de 5 codos, suponiendo tubería de 3/4 pulg., es, de la tabla 22 (Apéndice), de  $5 \times 2 = 10$  pies. La longitud equivalente de cada tubería es de  $14.8 + 10 = 24.8$  pies. Con este dato y con 3.5 ton. utilizamos la gráfica 6 (Apéndice) y obtenemos el diámetro exterior de cada tubería, 3/4 pulg.

La longitud de la tubería desde la T hasta la unidad condensadora es de 30 pies. La longitud equivalente de la T, suponiendo tubería de 1 1/8 pulg., es, de la tabla 22 (Apéndice), de 7 pies. La longitud equivalente de 4 codos es de  $4 \times 3.3 = 13.2$  pies. La longitud equivalente de esta tubería es de  $30 + 7 + 13.2 = 50.2$  pies. Con este dato y con 7 ton. utilizamos la gráfica 6 (Apéndice) y obtenemos el diámetro exterior de la tubería, 1 1/8 pulg.



#### 10.2.6.2 Controles

En el área de Distribuidor y PCM se tiene que construir un tablero que contenga:

- Un termostato.
- Un humidístató.
- Tres apagadores tipo palanca.- Uno para el motor del ventilador, uno para la unidad condensadora y uno para el humedecedor.
- Tres focos piloto.- Uno para el motor del ventilador, uno para la unidad condensadora y uno para el humedecedor.

### 10.3 AREA DE SALAS AUTOMATICAS Y CONTROL

#### 10.3.1 UNIDAD MANEJADORA DE AIRE

Para seleccionar la unidad manejadora de aire necesitamos los siguientes datos:

Cantidad de aire	38,907 pcm
Velocidad del aire a través del serpentín	550 ppm

De los catálogos de la compañía Carrier se seleccionó una unidad 39ED75 (Horizontal Draw-thru), con un serpentín chico cuya área es de 75 pie<sup>2</sup>.

#### 10.3.2 SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO

Para seleccionar el serpentín de enfriamiento necesitamos los siguientes datos:

Calor total efectivo del cuarto	714,376 Btu/hr
	59.5 ton
Cantidad de aire	38,907 pcm
Temperaturas del aire que entra al equipo	72.4 °F BS
	59.0 °F BH
Temperaturas del aire que sale del equipo	49.5 °F BS
	48.1 °F BH
Refrigerante	R-22

De los catálogos de la compañía Carrier se seleccionó un serpentín con las siguientes especificaciones:

Número de hileras del serpentín	6
Serie de las aletas	8
Velocidad real del aire a través del serpentín	519 ppm
Temperatura del saturado en la succión	35.0 °F
Temperatura real del aire que sale del equipo	54.1 °F BS
Calor sensible que elimina	1,632,100 Btu/hr
Pérdida de presión en el serpentín	0.69 pulg. agua
Número de válvulas de expansión	4

### 10.3.3 VENTILADOR

Antes de poder seleccionar el ventilador necesitamos conocer la pérdida de presión en todo el sistema, esta es igual a:

Filtros <sup>1</sup>	0.200	pulg. agua
	1.000	"
Serpentín de enfriamiento	0.690	"
Resistencias eléctricas <sup>2</sup>	0.050	"
Ducto de suministro	0.253	"
Ducto de retorno	0.217	"
Cámara plena de la unidad	0.100	"
	2.510	"
+ 10%	0.251	"
	2.761	"

<sup>1</sup> Del catálogo de la compañía American Air Filter se seleccionó un filtro lavable HV-2 (0.2 pulg. agua) y un filtro de bolsa

DRI-PACK 40% (1.0 pulg. agua).

<sup>2</sup> Para sistemas de calentamiento por medio de resistencias eléctricas se considera una pérdida de presión de 0.05 pulg. agua.

El factor de corrección por temperatura y altitud a 70 °F BS y 6,000 pies, de la tabla 21 (Apéndice), es igual a 1.25. La pérdida de presión en todo el sistema es igual a:

$$2.761 \times 1.25 = 3.451 \text{ pulg. agua}$$

Para seleccionar el ventilador necesitamos los siguientes datos:

Vel. real del aire a través del serpentín	519 ppm
Serie y tamaño de la unidad	39ED75 (Horizontal draw-thru)
Pérdida de presión del sistema	3.451 pulg. agua

De los catálogos de la compañía Carrier se seleccionó un ventilador de álabes aerodinámicos, cuyas especificaciones son:

Presión estática total	3.5 pulg. agua
Velocidad	1,007 rpm
Potencia del motor	38.0 Bhp

La potencia del motor del ventilador, utilizando el factor de corrección por temperatura y altitud de la tabla 21 (Apéndice), es igual a:

$$38.0 / 1.25 = 30.4 \text{ Bhp}$$

### 10.3.4 UNIDAD CONDENSADORA

Para seleccionar la unidad condensadora necesitamos los siguientes datos:

Calor total efectivo del cuarto	714,376 Btu/hr
Temperatura del saturado en la succión	35 °F
Temperatura del aire que entra al condensador	95 °F BS

De los catálogos de la compañía Carrier se seleccionaron dos unidades 38AE044, cuyas especificaciones (de cada una) son:

Capacidad	399,000 Btu/hr
Temperatura de condensación del saturado	121 °F
Potencia de entrada del motor del compresor	40.6 kW

### 10.3.5 HUMEDecedor

Utilizando la ecuación (22), la cantidad de agua que necesitamos agregar al aire del exterior es igual a:

$$H = 1,567 \times 0.8 \times 4.45 \times (0.0104 - 0.0038) = 36.8 \text{ lb/hr}$$

Del catálogo de la compañía Johnson, se seleccionó un humidificador tipo charola, modelo H-2120-23, cuyas especificaciones son:

Capacidad	38 lb/hr
Número de fases	3
Voltaje	220 V
Número de calentadores	3
Potencia por calentador	4.2 kW

### 10.3.6 ACCESORIOS

#### 10.3.6.1 Diámetro de la tubería

El serpentín de enfriamiento tiene cuatro válvulas de expansión y vamos a utilizar dos unidades condensadoras. Por lo tanto, cada unidad condensadora va a manejar dos válvulas de expansión y van a existir dos tuberías de líquido y dos de succión.

#### Tubería de líquido.-

Puesto que la tubería va a manejar dos válvulas de expansión, necesitamos una T. De los planos 3.3 y 7.1, la longitud de la tubería desde la unidad condensadora hasta la T es de 101 pies. La longitud equivalente de 6 codos, suponiendo tubería de 1 1/8 pulg., es, de la tabla 22 (Apéndice), de  $6 \times 3.3 = 19.8$  pies. La longitud equivalente del filtro secador es de 10 pies y la de la mirilla es despreciable. La longitud equivalente de la T es, de la tabla 22 (Apéndice), de 7 pies.

La longitud equivalente de tubería desde la unidad condensadora hasta la T es de  $101 + 19.8 + 10 + 7 = 137.8$  pies. Con este dato y con  $59.5 / 2 = 29.8$  ton. (inciso 10.3.2), utilizamos la gráfica 5 (Apéndice) y obtenemos el diámetro exterior de la tubería, 1 1/8 pulg.

Las longitudes equivalentes de las válvulas de expansión y de las válvulas solenoide son, de la tabla 23 (Apéndice), de 9 pies y 0.9 pies respectivamente. La longitud equivalente desde la

T hasta un serpentín es de  $0.7 + 9 + 0.9 = 10.6$  pies. Con este dato y puesto que cada válvula manejará 14.9 ton., utilizamos la gráfica 5 (Apéndice) y obtenemos el diámetro exterior de cada tubería, 5/8 pulg.

#### Tubería de succión.-

Del serpentín salen cuatro tuberías que se unen de dos en dos en el techo mediante dos T, cada tubería tiene 5 codos. La longitud equivalente de 5 codos, suponiendo tubería de 1 3/8 pulg., es, de la tabla 22 (Apéndice), de  $5 \times 4 = 20$  pies. La longitud equivalente de cada tubería es de  $14.8 + 20 = 34.8$  pies. Con este dato y con  $29.8 / 2 = 14.9$  ton. utilizamos la gráfica 22 (Apéndice) y obtenemos el diámetro exterior de cada tubería, 1 3/8 pulg.

La longitud de la tubería desde la T hasta la unidad condensadora es de 75.1 pies. La longitud equivalente de la T, suponiendo tubería de 2 1/8 pulg., es, de la tabla 22 (Apéndice), de 12 pies. La longitud equivalente de cinco codos es de  $5 \times 6 = 30$  pies. La longitud equivalente de esta tubería es de  $75.1 + 12 + 30 = 117.1$  pies. Con este dato y con 29.8 ton. utilizamos la gráfica 6 (Apéndice) y obtenemos el diámetro exterior de la tubería, 2 1/8 pulg.

#### 10.3.6.2 Controles

En el área de Salas Automáticas y Control se tiene que construir un tablero que contenga:

- Un termostato.
- Un humidístató.
- Cuatro apagadores tipo palanca.- Uno para el motor del ventilador, dos para las unidades condensadoras y uno para el humedecedor.
- Cuatro focos piloto.- Uno para el motor del ventilador, dos para las unidades condensadoras y uno para el humedecedor.



## 10.4 AREA DE BATERIAS Y RECTIFICADORES

### 10.4.1 VENTILADOR

Antes de poder seleccionar el ventilador necesitamos conocer la pérdida de presión en todo el sistema, esta es igual a:

Filtro <sup>1</sup>	0.200	pulg. agua
Ducto de suministro	0.380	"
Transformación del filtro al ventilador	0.100	"
	0.680	"
+ 10%	0.068	"
	0.748	"

<sup>1</sup> Del catálogo de la compañía American Air Filter se seleccionó un filtro lavable HV-2 (0.2 pulg. agua).

El factor de corrección por temperatura y altitud a 91 °F BS y 6,000 pies, de la tabla 21 (Apéndice), es igual a 1.31. La pérdida de presión en todo el sistema es igual a:

$$0.748 \times 1.31 = 0.98 \text{ pulg. agua}$$

Para seleccionar el ventilador necesitamos los siguientes datos:

Cantidad de aire	11,035 pcm
Velocidad del aire en el ventilador	2,000 ppm
Pérdida de presión del sistema	0.98 pulg. agua

De los catálogos de la compañía Armee-Chicago se seleccionó un ventilador centrífugo, tipo B, de aspas atrasadas, clase I, cuyas especificaciones son:

Cantidad de aire	11,484 pcm
Velocidad real del aire en el ventilador	1,800 ppm
Presión estática total	1.0 pulg. agua
Velocidad	640 rpm
Potencia del motor	3.49 Bhp

La potencia del motor del ventilador, utilizando el factor de corrección por temperatura y altitud de la tabla 21 (Apéndice), es igual a:

$$3.49 / 1.31 = 2.66 \text{ Bhp}$$

En el área de Baterías y Rectificadores se tiene que construir un tablero que contenga una estación de botones de contacto momentáneo y un foco piloto para el motor del ventilador.

Tras la realización de este estudio, se observa con precisión cuáles son los parámetros y la estrategia necesarios para el diseño de un sistema de aire acondicionado. Se muestra también la utilidad eficaz que representan la carta psicrométrica, las gráficas y las tablas. Además, queda contrastada la importancia de las condiciones ambientales para el

confort y la eficiencia de la actividad humana. Y, respecto al equipo seleccionado con base en este estudio, se ha constatado que su funcionamiento cumple con los requerimientos que exige el lugar para el que se destinó.

CITAS BIBLIOGRAFICAS

1. Althouse, Andrew D., Turnquist, Carl H. y Bracciano, Alfred F., MODERN REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING, cuarta edición, The Goodheart-Willcox Company, Inc., E.U.A., 1982, p. 641.
2. Althouse, Andrew D., Turnquist, Carl H. y Bracciano, Alfred F., "Op. cit.", p. 649.
3. ENCICLOPEDIA DE MEXICO, cuarta edición, México, 1978, Tomo III, p. 969.

## **APENDICE**

**TABLAS**

**GRAFICAS**

TABLA 1    Tablas del vapor

Temp. Fabr. t	Abs. Pressure		Specific Volume			Enthalpy			Entropy			Temp. Fabr. t
	Sq. In.	In. Hg.	Sat. Liquid v <sub>l</sub>	Evap. v <sub>lg</sub>	Sat. Vapor v <sub>g</sub>	Sat. Liquid h <sub>l</sub>	Evap. h <sub>lg</sub>	Sat. Vapor h <sub>g</sub>	Sat. Liquid s <sub>l</sub>	Evap. s <sub>lg</sub>	Sat. Vapor s <sub>g</sub>	
32*	0.08854	0.1803	0.01602	3306	3306	0.00	1075.8	1075.8	0.0000	2.1877	2.1877	32*
33	0.09223	0.1878	0.01602	3180	3180	1.01	1075.2	1076.2	0.0020	2.1821	2.1841	33
34	0.09603	0.1955	0.01602	3061	3061	2.02	1074.7	1076.7	0.0041	2.1764	2.1805	34
35*	0.09995	0.2035	0.01602	2947	2947	3.02	1074.1	1077.1	0.0061	2.1709	2.1770	35*
36	0.10401	0.2118	0.01602	2837	2837	4.03	1073.6	1077.6	0.0081	2.1654	2.1735	36
37	0.10821	0.2203	0.01602	2732	2732	5.04	1073.0	1078.0	0.0102	2.1598	2.1700	37
38	0.11256	0.2292	0.01602	2632	2632	6.04	1072.4	1078.4	0.0122	2.1544	2.1666	38
39	0.11705	0.2383	0.01602	2536	2536	7.04	1071.9	1078.9	0.0142	2.1489	2.1631	39
40*	0.12170	0.2478	0.01602	2444	2444	8.05	1071.3	1079.3	0.0162	2.1435	2.1597	40*
41	0.12652	0.2576	0.01602	2356	2356	9.05	1070.7	1079.7	0.0182	2.1381	2.1563	41
42	0.13150	0.2677	0.01602	2271	2271	10.05	1070.1	1080.2	0.0202	2.1327	2.1529	42
43	0.13665	0.2782	0.01602	2190	2190	11.06	1069.5	1080.6	0.0222	2.1274	2.1496	43
44	0.14199	0.2891	0.01602	2112	2112	12.06	1068.9	1081.0	0.0242	2.1220	2.1462	44
45*	0.14752	0.3004	0.01602	2036.4	2036.4	13.06	1068.4	1081.5	0.0262	2.1167	2.1429	45*
46	0.15322	0.3120	0.01602	1964.3	1964.3	14.06	1067.8	1081.9	0.0282	2.1113	2.1395	46
47	0.15914	0.3240	0.01603	1895.1	1895.1	15.07	1067.3	1082.4	0.0302	2.1060	2.1362	47
48	0.16525	0.3364	0.01603	1828.6	1828.6	16.07	1066.7	1082.8	0.0321	2.1008	2.1329	48
49	0.17157	0.3493	0.01603	1764.7	1764.7	17.07	1066.1	1083.2	0.0341	2.0956	2.1297	49
50*	0.17811	0.3626	0.01603	1703.2	1703.2	18.07	1065.6	1083.7	0.0361	2.0903	2.1264	50*
51	0.18486	0.3764	0.01603	1644.2	1644.2	19.07	1065.0	1084.1	0.0380	2.0852	2.1232	51
52	0.19182	0.3906	0.01603	1587.6	1587.6	20.07	1064.4	1084.5	0.0400	2.0799	2.1199	52
53	0.19900	0.4052	0.01603	1533.3	1533.3	21.07	1063.9	1085.0	0.0420	2.0747	2.1167	53
54	0.20642	0.4203	0.01603	1481.0	1481.0	22.07	1063.3	1085.4	0.0439	2.0697	2.1136	54
55*	0.2141	0.4359	0.01603	1430.7	1430.7	23.07	1062.7	1085.8	0.0459	2.0645	2.1104	55*
56	0.2220	0.4520	0.01603	1382.4	1382.4	24.06	1062.2	1086.3	0.0478	2.0594	2.1072	56
57	0.2302	0.4686	0.01603	1335.9	1335.9	25.06	1061.6	1086.7	0.0497	2.0544	2.1041	57
58	0.2386	0.4858	0.01604	1291.1	1291.1	26.06	1061.0	1087.1	0.0517	2.0493	2.1010	58
59	0.2473	0.5035	0.01604	1248.1	1248.1	27.06	1060.5	1087.6	0.0536	2.0443	2.0979	59
60*	0.2563	0.5218	0.01604	1206.6	1206.7	28.06	1059.9	1088.0	0.0555	2.0393	2.0948	60*
61	0.2655	0.5407	0.01604	1166.8	1166.8	29.06	1059.3	1088.4	0.0574	2.0343	2.0917	61
62	0.2751	0.5601	0.01604	1128.4	1128.4	30.05	1058.8	1088.9	0.0593	2.0293	2.0886	62
63	0.2850	0.5802	0.01604	1091.4	1091.4	31.05	1058.2	1089.3	0.0613	2.0243	2.0855	63
64	0.2951	0.6009	0.01605	1055.7	1055.7	32.05	1057.6	1089.7	0.0632	2.0194	2.0826	64
65*	0.3056	0.6222	0.01605	1021.4	1021.4	33.05	1057.1	1090.2	0.0651	2.0145	2.0796	65*
66	0.3164	0.6442	0.01605	988.4	988.4	34.05	1056.5	1090.6	0.0670	2.0096	2.0766	66
67	0.3276	0.6669	0.01605	956.6	956.6	35.05	1056.0	1091.0	0.0689	2.0047	2.0736	67
68	0.3390	0.6903	0.01605	925.9	925.9	36.04	1055.5	1091.5	0.0708	1.9998	2.0706	68
69	0.3509	0.7144	0.01605	896.3	896.3	37.04	1054.9	1091.9	0.0726	1.9950	2.0676	69
70*	0.3631	0.7392	0.01606	867.8	867.9	38.04	1054.3	1092.3	0.0745	1.9902	2.0647	70*
71	0.3756	0.7648	0.01606	840.4	840.4	39.04	1053.8	1092.8	0.0764	1.9854	2.0618	71
72	0.3886	0.7912	0.01606	813.9	813.9	40.04	1053.2	1093.2	0.0783	1.9805	2.0588	72
73	0.4019	0.8183	0.01606	788.3	788.4	41.03	1052.6	1093.6	0.0802	1.9757	2.0559	73
74	0.4156	0.8462	0.01606	763.7	763.8	42.03	1052.1	1094.1	0.0820	1.9710	2.0530	74
75*	0.4298	0.8750	0.01607	740.0	740.0	43.03	1051.5	1094.5	0.0839	1.9663	2.0502	75*
76	0.4443	0.9046	0.01607	717.1	717.1	44.03	1050.9	1094.9	0.0858	1.9615	2.0473	76
77	0.4593	0.9352	0.01607	694.9	694.9	45.02	1050.4	1095.4	0.0876	1.9569	2.0445	77
78	0.4747	0.9666	0.01607	673.6	673.6	46.02	1049.8	1095.8	0.0895	1.9521	2.0416	78
79	0.4906	0.9989	0.01608	653.0	653.0	47.02	1049.2	1096.2	0.0913	1.9475	2.0388	79
80*	0.5069	1.0321	0.01608	633.1	633.1	48.02	1048.6	1096.6	0.0932	1.9428	2.0360	80*
81	0.5237	1.0664	0.01608	613.9	613.9	49.02	1048.1	1097.1	0.0950	1.9382	2.0332	81
82	0.5410	1.1016	0.01608	595.3	595.3	50.01	1047.5	1097.5	0.0969	1.9335	2.0304	82
83	0.5588	1.1378	0.01609	577.4	577.4	51.01	1046.9	1097.9	0.0987	1.9290	2.0277	83
84	0.5771	1.1750	0.01609	560.1	560.2	52.01	1046.4	1098.4	0.1005	1.9244	2.0249	84
85*	0.5959	1.2133	0.01609	543.4	543.5	53.00	1045.8	1098.8	0.1024	1.9198	2.0222	85*
86	0.6152	1.2527	0.01609	527.3	527.3	54.00	1045.2	1099.2	0.1042	1.9153	2.0195	86
87	0.6351	1.2931	0.01610	511.7	511.7	55.00	1044.7	1099.7	0.1060	1.9108	2.0168	87
88	0.6556	1.3347	0.01610	496.6	496.6	56.00	1044.1	1100.1	0.1079	1.9062	2.0141	88
89	0.6766	1.3775	0.01610	482.1	482.1	56.99	1043.5	1100.5	0.1097	1.9017	2.0114	89

Temp. Fahr.	Abs. Pressure		Specific Volume			Enthalpy			Entropy			Temp. Fahr.
	Lb. Sq. In.	In. Hg.	Sat. Liquid v <sub>f</sub>	Evap. v <sub>g</sub>	Sat. Vapor v <sub>g</sub>	Sat. Liquid h <sub>f</sub>	Evap. h <sub>fg</sub>	Sat. Vapor h <sub>g</sub>	Sat. Liquid s <sub>f</sub>	Evap. s <sub>fg</sub>	Sat. Vapor s <sub>g</sub>	
90°	0.6982	1.4215	0.01610	468.0	468.0	57.99	1042.9	1100.9	0.1115	1.8972	2.0087	90°
91	0.7204	1.4667	0.01611	454.4	454.4	58.99	1042.4	1101.4	0.1133	1.8927	2.0060	91
92	0.7432	1.5131	0.01611	441.2	441.2	59.99	1041.8	1101.8	0.1151	1.8883	2.0034	92
93	0.7666	1.5608	0.01611	428.5	428.5	60.98	1041.2	1102.2	0.1169	1.8838	2.0007	93
94	0.7906	1.6097	0.01612	416.2	416.2	61.98	1040.7	1102.6	0.1187	1.8794	1.9981	94
95°	0.8153	1.6600	0.01612	404.3	404.3	62.98	1040.1	1103.1	0.1205	1.8750	1.9955	95°
96	0.8407	1.7117	0.01612	392.8	392.8	63.98	1039.5	1103.5	0.1223	1.8706	1.9929	96
97	0.8668	1.7647	0.01612	381.7	381.7	64.97	1038.9	1103.9	0.1241	1.8662	1.9903	97
98	0.8935	1.8192	0.01613	370.9	370.9	65.97	1038.4	1104.4	0.1259	1.8618	1.9877	98
99	0.9210	1.8751	0.01613	360.4	360.5	66.97	1037.8	1104.8	0.1277	1.8575	1.9852	99
100°	0.9492	1.9325	0.01613	350.3	350.4	67.97	1037.2	1105.2	0.1295	1.8531	1.9826	100°
101	0.9781	1.9915	0.01614	340.6	340.6	68.96	1036.6	1105.6	0.1313	1.8488	1.9801	101
102	1.0078	2.0519	0.01614	331.1	331.1	69.96	1036.1	1106.1	0.1330	1.8445	1.9775	102
103	1.0382	2.1138	0.01614	321.9	321.9	70.96	1035.5	1106.5	0.1348	1.8402	1.9750	103
104	1.0695	2.1775	0.01615	313.1	313.1	71.96	1034.9	1106.9	0.1366	1.8359	1.9725	104
105°	1.1016	2.2429	0.01615	304.5	304.5	72.95	1034.3	1107.3	0.1383	1.8317	1.9700	105°
106	1.1345	2.3099	0.01615	296.2	296.2	73.95	1033.8	1107.8	0.1401	1.8274	1.9675	106
107	1.1683	2.3786	0.01616	288.1	288.1	74.95	1033.3	1108.2	0.1419	1.8232	1.9651	107
108	1.2029	2.4491	0.01616	280.3	280.3	75.95	1032.7	1108.6	0.1436	1.8190	1.9626	108
109	1.2384	2.5214	0.01616	272.7	272.7	76.94	1032.1	1109.0	0.1454	1.8147	1.9601	109
110°	1.2748	2.5955	0.01617	265.3	265.4	77.94	1031.6	1109.5	0.1471	1.8106	1.9577	110°
111	1.3121	2.6715	0.01617	258.2	258.3	78.94	1031.0	1109.9	0.1489	1.8064	1.9553	111
112	1.3504	2.7494	0.01617	251.3	251.4	79.94	1030.4	1110.3	0.1506	1.8023	1.9529	112
113	1.3896	2.8293	0.01618	244.6	244.7	80.94	1029.8	1110.7	0.1524	1.7981	1.9505	113
114	1.4298	2.9111	0.01618	238.2	238.2	81.93	1029.2	1111.1	0.1541	1.7940	1.9481	114
115°	1.4709	2.9948	0.01618	231.9	231.9	82.93	1028.7	1111.6	0.1559	1.7898	1.9457	115°
116	1.5130	3.0806	0.01619	225.8	225.8	83.93	1028.1	1112.0	0.1576	1.7857	1.9433	116
117	1.5563	3.1687	0.01619	219.9	219.9	84.93	1027.5	1112.4	0.1593	1.7816	1.9409	117
118	1.6006	3.2589	0.01620	214.2	214.2	85.92	1026.9	1112.8	0.1610	1.7776	1.9386	118
119	1.6459	3.3512	0.01620	208.6	208.7	86.92	1026.3	1113.2	0.1628	1.7735	1.9363	119
120°	1.6924	3.4458	0.01620	203.25	203.27	87.92	1025.8	1113.7	0.1645	1.7694	1.9339	120°
121	1.7400	3.5427	0.01621	198.02	198.03	88.92	1025.2	1114.1	0.1662	1.7653	1.9316	121
122	1.7888	3.6420	0.01621	192.93	192.95	89.92	1024.6	1114.5	0.1679	1.7614	1.9293	122
123	1.8387	3.7436	0.01622	188.01	188.02	90.91	1024.0	1114.9	0.1696	1.7574	1.9270	123
124	1.8897	3.8475	0.01622	183.23	183.25	91.91	1023.4	1115.3	0.1714	1.7533	1.9247	124
125°	1.9420	3.9539	0.01622	178.59	178.61	92.91	1022.9	1115.8	0.1731	1.7493	1.9224	125°
126	1.9955	4.0629	0.01623	174.09	174.10	93.91	1022.3	1116.2	0.1748	1.7454	1.9202	126
127	2.0503	4.1745	0.01623	169.71	169.72	94.91	1021.7	1116.6	0.1765	1.7414	1.9179	127
128	2.1064	4.2887	0.01624	165.46	165.47	95.91	1021.1	1117.0	0.1782	1.7374	1.9156	128
129	2.1638	4.4055	0.01624	161.33	161.35	96.90	1020.5	1117.4	0.1799	1.7335	1.9134	129
130°	2.2225	4.5251	0.01625	157.32	157.34	97.90	1020.0	1117.9	0.1816	1.7296	1.9112	130°
131	2.2826	4.6474	0.01625	153.43	153.44	98.90	1019.4	1118.3	0.1833	1.7257	1.9090	131
132	2.3440	4.7725	0.01626	149.65	149.66	99.90	1018.8	1118.7	0.1849	1.7218	1.9067	132
133	2.4069	4.9005	0.01626	145.97	145.99	100.90	1018.2	1119.1	0.1866	1.7179	1.9045	133
134	2.4712	5.0314	0.01626	142.40	142.42	101.90	1017.6	1119.5	0.1883	1.7141	1.9023	134
135°	2.5370	5.1653	0.01627	138.93	138.95	102.90	1017.0	1119.9	0.1900	1.7102	1.9000	135°
136	2.6042	5.3022	0.01627	135.56	135.58	103.90	1016.4	1120.3	0.1917	1.7063	1.8978	136
137	2.6729	5.4421	0.01628	132.29	132.30	104.89	1015.9	1120.8	0.1934	1.7024	1.8955	137
138	2.7432	5.5852	0.01628	129.10	129.12	105.89	1015.3	1121.2	0.1950	1.6987	1.8933	138
139	2.8151	5.7316	0.01629	126.00	126.02	106.89	1014.7	1121.6	0.1967	1.6948	1.8915	139
140°	2.8886	5.8812	0.01629	122.99	123.01	107.89	1014.1	1122.0	0.1984	1.6910	1.8894	140°
141	2.9637	6.0341	0.01630	120.08	120.08	108.89	1013.5	1122.4	0.2000	1.6873	1.8873	141
142	3.0404	6.1903	0.01630	117.22	117.23	109.89	1012.9	1122.8	0.2016	1.6835	1.8851	142
143	3.1188	6.3500	0.01631	114.45	114.46	110.89	1012.3	1123.2	0.2033	1.6797	1.8830	143
144	3.1990	6.5132	0.01631	111.75	111.77	111.89	1011.7	1123.6	0.2049	1.6760	1.8809	144

TABLA 2 Factores de desvío típicos

<b>COIL BYPASS FACTOR</b>	<b>TYPE OF APPLICATION</b>	<b>EXAMPLE</b>
0.30 to 0.50	A <i>small</i> total load or a load that is somewhat larger with a low sensible heat factor (high latent load).	Residence
0.20 to 0.30	Typical comfort application with a <i>relatively small</i> total load or a low sensible heat factor with a somewhat larger load.	Residence, Small Retail Shop, Factory
0.10 to 0.20	Typical comfort application.	Dept. Store, Bank, Factory
0.05 to 0.10	Applications with high internal sensible loads or requiring a large amount of outdoor air for ventilation.	Dept. Store, Restaurant, Factory
0 to 0.10	All outdoor air applications.	Hospital Operating Room, Factory



TABLE 3 Puntos de rocío del equipo

90 - 80 F DB

ROOM CONDITIONS			EFFECTIVE SENSIBLE HEAT FACTOR AND APPARATUS DOWNPOT*									
DB	RH	WS	W									
(F)	(%)	(F)	(g/°F)									
90	20	62.7	62.0	ESHF	1.00	96.72	90	88	86	84	82	81
				ADP	43.5	41	39	37	35	33	29	24
	25	65.1	62.7	ESHF	1.00	96.92	88	86	84	82	80	78
				ADP	49.6	48	46	44	41	39	36	32
	30	67.3	63.6	ESHF	1.00	92.87	83	80	78	74	72	70
				ADP	54.5	52	50	48	46	47	38	34
	33	69.3	74.2	ESHF	1.00	92.83	81	78	74	71	69	66
				ADP	58.8	57	55	53	50	48	45	42
	40	71.2	84.8	ESHF	1.00	92.83	78	74	69	66	63	62
				ADP	62.4	61	59	57	55	53	48	44
	45	73.0	95.3	ESHF	1.00	92.82	76	70	66	63	60	58
				ADP	65.8	65	63	61	59	56	57	49
50	74.9	106.4	ESHF	1.00	92.78	68	64	60	58	56	54	
			ADP	48.9	48	46	45	43	41	38	34	27
55	76.7	117.3	ESHF	1.00	92.74	68	64	61	57	54	52	
			ADP	71.6	71	69	67	66	62	59	57	50
60	78.6	128.4	ESHF	1.00	86.48	60	56	52	50	48	46	
			ADP	74.2	73	71	69	67	64	62	59	50
65	80.0	139.6	ESHF	1.00	75.44	62	53	50	47	45	43	
			ADP	78.8	75	74	73	71	69	64	64	59
70	81.6	151.0	ESHF	1.00	71.66	60	52	47	43	41	39	
			ADP	79.0	78	77	76	74	72	69	64	58
85	20	59.6	58.8	ESHF	1.00	98.95	92	90	88	87	86	84
				ADP	39.6	38	36	34	32	30	28	26
	23	61.7	64.8	ESHF	1.00	98.73	90	86	84	82	80	78
				ADP	45.2	44	42	40	37	35	32	28
	30	63.7	64.1	ESHF	1.00	94.89	85	81	79	77	75	73
				ADP	50.3	48	46	44	40	38	35	31
	33	65.8	62.9	ESHF	1.00	92.84	82	78	74	72	70	69
				ADP	54.1	52	50	48	45	41	38	32
	40	67.6	71.7	ESHF	1.00	92.84	79	74	73	69	67	66
				ADP	57.9	56	54	53	50	48	44	40
	48	69.1	81.1	ESHF	1.00	92.82	77	73	68	64	62	61
				ADP	61.2	60	58	56	54	51	46	41
50	70.8	90.1	ESHF	1.00	92.80	73	68	64	61	59	58	
			ADP	64.2	63	61	59	57	54	51	48	39
53	72.3	99.4	ESHF	1.00	92.73	73	67	60	57	54	54	
			ADP	66.9	66	65	63	61	57	54	52	47
60	73.9	108.8	ESHF	1.00	92.74	67	61	56	54	52	50	
			ADP	69.5	69	67	65	63	60	58	55	49
65	75.3	118.2	ESHF	1.00	88.69	61	56	53	50	48	47	
			ADP	71.9	71	69	67	65	63	61	58	54
70	77.0	127.6	ESHF	1.00	81.63	55	51	49	47	45	44	
			ADP	74.0	73	71	69	67	64	64	61	55
82	33	62.3	57.0	ESHF	1.00	82.88	84	80	74	74	72	71
				ADP	51.6	49	48	46	43	39	36	31
40	68.0	68.1	ESHF	1.00	90.87	82	78	74	71	69	69	
			ADP	55.2	53	52	50	48	45	41	38	31

ROOM CONDITIONS			EFFECTIVE SENSIBLE HEAT FACTOR AND APPARATUS DOWNPOT*									
DB	RH	WS	W									
(F)	(%)	(F)	(g/°F)									
80	48	66.7	72.8	ESHF	1.00	91.87	80	73	73	68	65	63
				ADP	58.5	57	56	54	52	50	46	41
	50	68.3	81.9	ESHF	1.00	90.80	80	74	70	64	62	60
				ADP	61.5	60	58	56	54	50	47	42
	58	69.8	96.3	ESHF	1.00	93.83	83	74	68	64	61	58
				ADP	64.2	63	62	60	58	56	54	50
	62	71.3	96.3	ESHF	1.00	92.76	80	63	59	56	54	52
				ADP	66.7	64	62	60	58	55	53	44
	65	72.8	107.0	ESHF	1.00	86.71	63	58	54	52	51	49
				ADP	69.1	68	66	64	62	60	58	56
	70	74.2	115.8	ESHF	1.00	80.71	63	60	54	51	48	46
				ADP	71.2	70	69	68	67	65	63	60
80	33	62.8	63.3	ESHF	1.00	94.89	87	84	81	77	73	71
				ADP	30.8	29	27	25	23	21	19	16
	40	64.2	63.2	ESHF	1.00	94.87	82	78	75	72	68	67
				ADP	34.4	33	31	29	27	25	24	21
	48	65.9	71.2	ESHF	1.00	96.81	83	78	74	70	67	64
				ADP	37.6	37	36	34	32	30	27	24
	50	67.3	79.8	ESHF	1.00	96.84	80	74	70	66	62	61
				ADP	40.5	39	38	37	35	33	30	28
	53	69.9	87.4	ESHF	1.00	97.77	71	64	62	60	58	56
				ADP	43.2	42	40	38	36	33	31	27
	60	78.8	98.4	ESHF	1.00	97.77	60	63	59	56	54	53
				ADP	63.8	65	63	61	59	56	53	50
63	71.9	103.7	ESHF	1.00	85.74	71	66	60	58	52	50	
			ADP	68.2	67	66	65	64	60	56	52	48
70	73.3	111.9	ESHF	1.00	80.71	61	55	52	48	47	45	
			ADP	70.3	69	68	66	64	62	58	56	52
80	20	56.6	58.4	ESHF	1.00	98.95	93	91	89	88	87	84
				ADP	35.4	34	32	30	28	26	24	22
	25	58.3	58.0	ESHF	1.00	96.92	90	88	84	84	82	81
				ADP	40.9	39	37	35	33	31	28	24
	30	60.8	65.6	ESHF	1.00	96.91	88	85	83	82	80	78
				ADP	45.2	44	42	40	38	36	32	28
	35	61.8	83.5	ESHF	1.00	94.88	85	82	78	77	73	72
				ADP	49.8	48	46	44	42	40	37	34
	40	63.8	61.2	ESHF	1.00	94.86	80	76	73	70	68	68
				ADP	53.5	52	51	49	47	44	41	36
	45	65.1	68.9	ESHF	1.00	96.87	81	76	73	70	67	64
				ADP	56.8	56	54	52	50	48	45	41
50	66.7	76.7	ESHF	1.00	89.86	74	70	66	64	62	61	
			ADP	59.7	58	56	54	52	49	46	42	39
55	68.2	84.6	ESHF	1.00	89.82	74	69	65	61	59	57	
			ADP	62.2	61	60	58	56	54	50	47	40
60	69.6	93.7	ESHF	1.00	81.83	72	66	62	59	57	54	
			ADP	64.8	64	63	61	59	57	53	53	47
63	71.1	100.4	ESHF	1.00	83.74	71	67	62	58	53	50	
			ADP	67.2	66	65	64	62	60	58	54	47
70	73.4	106.3	ESHF	1.00	78.71	65	61	55	52	49	47	
			ADP	69.4	68	67	66	65	63	61	58	53

79 - 72 F DB

ROOM CONDITIONS				EFFECTIVE SENSIBLE HEAT FACTOR AND APPARATUS DEWPOINT*												
DB	WB	WS	W													
(F)	(%)	(F)	(gr/lb)													
30	61.0	51.5	ESHF ADP	1.00	.96	.91	.89	.83	.82	.78	.78	.73	.73	.73	.73	
				48.7	48	46	45	43	41	37	32	36				
				1.00	.97	.90	.86	.80	.78	.74	.71	.69				
				52.7	52	50	48	46	43	41	36	29				
60	62.7	59.5	ESHF ADP	1.00	.91	.83	.78	.73	.73	.70	.67	.68				
				58.9	58	55	53	51	49	47	42	33				
				1.00	.96	.88	.83	.75	.71	.68	.66	.63	.61			
				58.9	58	55	53	51	49	47	42	33				
66	64.3	66.7	ESHF ADP	1.00	.96	.88	.83	.75	.71	.68	.66	.63	.61			
				58.9	58	55	53	51	49	47	42	33				
				1.00	.96	.88	.83	.75	.71	.68	.66	.63	.61			
				58.9	58	55	53	51	49	47	42	33				
70	65.0	74.2	ESHF ADP	1.00	.96	.88	.83	.75	.71	.68	.66	.63	.61			
				58.9	58	55	53	51	49	47	42	33				
				1.00	.96	.88	.83	.75	.71	.68	.66	.63	.61			
				58.9	58	55	53	51	49	47	42	33				
65	67.0	81.9	ESHF ADP	1.00	.96	.88	.83	.75	.71	.68	.66	.63	.61			
				58.9	58	55	53	51	49	47	42	33				
				1.00	.96	.88	.83	.75	.71	.68	.66	.63	.61			
				58.9	58	55	53	51	49	47	42	33				
60	66.0	89.3	ESHF ADP	1.00	.96	.88	.83	.75	.71	.68	.66	.63	.61			
				58.9	58	55	53	51	49	47	42	33				
				1.00	.96	.88	.83	.75	.71	.68	.66	.63	.61			
				58.9	58	55	53	51	49	47	42	33				
65	70.2	97.8	ESHF ADP	1.00	.96	.88	.83	.75	.71	.68	.66	.63	.61			
				58.9	58	55	53	51	49	47	42	33				
				1.00	.96	.88	.83	.75	.71	.68	.66	.63	.61			
				58.9	58	55	53	51	49	47	42	33				
70	71.6	104.8	ESHF ADP	1.00	.96	.88	.83	.75	.71	.68	.66	.63	.61			
				58.9	58	55	53	51	49	47	42	33				
				1.00	.96	.88	.83	.75	.71	.68	.66	.63	.61			
				58.9	58	55	53	51	49	47	42	33				

30	66.3	56.0	ESHF ADP	1.00	.96	.91	.87	.83	.78	.77	.75	.73			
				48.2	47	45	43	41	37	35	31	32			
				1.00	.93	.87	.83	.79	.77	.73	.71	.69			
				51.7	50	48	46	44	42	38	34	31			
40	61.9	57.3	ESHF ADP	1.00	.95	.86	.81	.76	.74	.70	.68	.66			
				53.0	54	52	50	48	46	42	39	34			
				1.00	.96	.88	.83	.78	.75	.70	.67	.64	.62		
				57.9	57	55	53	51	49	47	42	34			
60	62.0	71.9	ESHF ADP	1.00	.96	.88	.83	.78	.75	.70	.67	.64	.62		
				57.9	57	55	53	51	49	47	42	34			
				1.00	.96	.88	.83	.78	.75	.70	.67	.64	.62		
				57.9	57	55	53	51	49	47	42	34			
65	66.6	79.2	ESHF ADP	1.00	.96	.88	.83	.78	.75	.70	.67	.64	.62		
				60.5	60	58	56	54	51	48	44	41			
				1.00	.96	.88	.83	.78	.75	.70	.67	.64	.62		
				63.0	62	61	60	58	56	53	49	42			
60	67.9	84.4	ESHF ADP	1.00	.96	.88	.83	.78	.75	.70	.67	.64	.62		
				63.0	62	61	60	58	56	53	49	42			
				1.00	.83	.77	.71	.67	.62	.58	.54	.52			
				65.2	64	62	61	59	57	53	48				
60	69.3	92.5	ESHF ADP	1.00	.83	.77	.71	.67	.62	.58	.54	.52			
				65.2	64	62	61	59	57	53	48				
				1.00	.71	.66	.62	.59	.55	.52	.50	.48			
				67.5	65	64	63	62	60	58	53	48			

30	66.6	68.3	ESHF ADP	1.00	.96	.91	.87	.83	.78	.77	.75	.73	.74
				47.3	46	44	42	40	36	33	28	34	
				1.00	.96	.90	.86	.81	.76	.74	.73	.70	
				50.9	50	48	46	44	42	40	36	30	
40	62.7	62.4	ESHF ADP	1.00	.94	.86	.81	.77	.74	.72	.69	.68	
				54.1	53	51	49	47	43	42	39		
				1.00	.94	.86	.81	.77	.74	.72	.69	.68	
				57.0	56	54	52	50	48	46	42	39	
60	64.2	69.5	ESHF ADP	1.00	.94	.86	.81	.77	.74	.72	.69	.68	
				57.0	56	54	52	50	48	46	42	39	
				1.00	.95	.83	.78	.75	.70	.67	.63	.61	
				59.4	59	57	55	53	51	48	44	39	
60	67.1	82.6	ESHF ADP	1.00	.89	.82	.77	.73	.67	.63	.61	.60	
				62.0	61	60	59	58	56	53	48	42	
				1.00	.84	.72	.66	.60	.57	.55	.54	.52	
				64.4	63	61	59	57	55	53	51	48	
60	68.0	97.8	ESHF ADP	1.00	.79	.66	.60	.55	.52	.51	.50	.49	
				56.5	55	52	61	59	57	53	53	49	

ROOM CONDITIONS				EFFECTIVE SENSIBLE HEAT FACTOR AND APPARATUS DEWPOINT*											
DB	WB	WS	W												
(F)	(%)	(F)	(gr/lb)												
30	56.9	66.7	ESHF ADP	1.00	.96	.91	.87	.84	.81	.79	.77	.74			
				46.3	45	43	41	39	37	34	31	21			
				1.00	.96	.89	.84	.81	.78	.76	.73	.71			
				49.9	49	47	45	43	41	39	32	22			
40	66.4	63.7	ESHF ADP	1.00	.96	.89	.84	.81	.78	.76	.73	.71			
				53.2	52	50	48	46	44	40	37	31			
				1.00	.94	.86	.81	.77	.74	.71	.69	.67			
				56.2	55	53	51	49	46	43	40	32			
60	62.4	67.4	ESHF ADP	1.00	.94	.82	.75	.72	.67	.65	.62	.60			
				58.7	58	56	54	52	50	48	44	38			
				1.00	.96	.87	.83	.78	.75	.72	.69	.67	.65		
				61.1	60	58	56	54	52	49	46	42			
60	66.2	86.9	ESHF ADP	1.00	.96	.87	.83	.78	.75	.72	.69	.67	.65		
				61.1	60	58	56	54	52	49	46	42			
				1.00	.84	.72	.65	.61	.58	.56	.54	.52			
				63.4	62	60	58	56	54	52	48	42			
65	67.4	87.6	ESHF ADP	1.00	.84	.72	.65	.61	.58	.56	.54	.52			
				63.4	62	60	58	56	54	52	48	42			
				1.00	.80	.67	.60	.56	.54	.52	.51	.50			
				65.3	64	62	60	58	56	54	52	49			

30	53.3	53.7	ESHF ADP	1.00	.98	.94	.94	.92	.90	.89		
				31.5	30	28	26	24	22	20		
				1.00	.93	.92	.90	.88	.86	.84		
				36.9	34	32	30	28	25	21		
30	54.3	58.5	ESHF ADP	1.00	.97	.93	.90	.87	.85	.83	.80	.79
				41.4	40	38	36	34	32	28	24	20
				1.00	.96	.91	.87	.84	.80	.76	.74	.73
				45.5	44	42	40	38	34	31	27	22
40	59.6	51.6	ESHF ADP	1.00	.96	.89	.84	.81	.79	.76	.73	.71
				49.1	48	46	44	42	40	37	32	24
				1.00	.94	.87	.81	.77	.73	.70	.67	.65
				52.2	51	49	47	45	43	40	35	21
60	61.1	58.5	ESHF ADP	1.00	.94	.87	.81	.77	.73	.70	.67	.65
				52.2	51	49	47	45	43	40	35	21
				1.00	.95	.84	.78	.75	.71	.68	.66	.64
				53.2	54	52	50	48	46	44	40	34
60	64.0	71.3	ESHF ADP	1.00	.94	.87	.81	.77	.73	.70	.67	.65
				57.0	57	56	54	52	50	47	43	31
				1.00	.96	.77	.71	.66	.63	.61	.59	.58
				60.1	59	57	55	53	51	49	46	43
60	66.7	84.8	ESHF ADP	1.00	.84	.72	.65	.61	.59	.57	.55	.54
				62.4	61	59	57	55	53	51	48	44
				1.00	.86	.73	.68	.61	.57	.54	.52	.51
				64.5	63	62	61	59	57	55	52	48

30	56.9	66.0	ESHF ADP	1.00	.96	.93	.89	.86	.83	.81	.79	.77
				42.8	43	40	38	36	34	31	28	21
				1.00	.95	.92	.87	.84	.81	.77	.75	.73
				46.3	45	44	42	40	38	34	30	25
40	67.3	64.7	ESHF ADP	1.00	.94	.87	.82	.79	.76	.74	.71	.69
				49.5	48	46	44	42	40	36	32	25
				1.00	.95	.86	.81	.77	.73	.70	.68	.66
				52.4	51	50	48	46	43	40	37	30

ROOM CONDITIONS				EFFECTIVE SENSIBLE HEAT FACTOR AND APPARATUS DEWPOINT*								
DB	RH	WB	W	ESHF		ADP		WSF		DWP		
(°F)	(%)	(°F)	(lb/lb)	(F)	(%)	(F)	(%)	(F)	(%)	(F)	(%)	
66	64.0	74.3	70.0	ESHF	1.00	84	73	47	63	61	39	80
				ADP	29.5	58	54	24	22	21	50	48
70	68.3	82.3	70.0	ESHF	1.00	80	69	43	59	56	34	83
				ADP	41.4	60	58	54	51	48	44	

90	69.9	71.4	70.0	ESHF	1.00	98	86	94	93			
				ADP	27.4	56	54	22	21			
88	81.5	77.0	70.0	ESHF	1.00	97	84	92	90	89		
				ADP	33.7	31	29	27	25	22		
86	82.0	72.0	70.0	ESHF	1.00	98	84	91	88	86	84	81
				ADP	37.1	34	34	32	30	27	25	20
85	84.4	78.0	70.0	ESHF	1.00	97	83	89	84	84	82	80
				ADP	41.1	40	38	36	34	32	30	27
80	85.0	82.0	70.0	ESHF	1.00	95	80	86	83	80	78	74
				ADP	44.5	43	41	39	37	33	32	29
88	87.1	89.1	70.0	ESHF	1.00	93	87	82	79	77	75	71
				ADP	47.2	44	44	42	40	38	36	32
80	88.5	84.8	70.0	ESHF	1.00	92	84	80	74	74	71	69
				ADP	50.5	49	47	45	43	41	38	35
83	89.7	80.1	70.0	ESHF	1.00	93	83	77	73	71	68	64
				ADP	53.1	52	50	48	46	44	42	38
80	90.9	85.5	70.0	ESHF	1.00	89	79	73	69	66	64	61
				ADP	55.4	54	52	50	48	46	43	40
84	82.2	71.1	70.0	ESHF	1.00	92	78	71	66	62	61	59
				ADP	57.7	57	55	53	51	49	47	44
70	83.4	78.0	70.0	ESHF	1.00	90	74	66	61	59	57	54
				ADP	59.8	59	57	55	53	51	49	47
78	86.5	82.5	70.0	ESHF	1.00	88	70	67	57	55	53	51
				ADP	61.7	61	59	57	55	53	51	49
80	85.7	88.0	70.0	ESHF	1.00	87	73	65	60	58	56	53
				ADP	63.5	63	62	61	60	58	56	53
83	84.0	82.7	70.0	ESHF	1.00	71	56	52	50	48	47	46
				ADP	65.3	64	62	61	60	59	58	57
90	87.0	89.0	70.0	ESHF	1.00	66	50	50	47	45	43	42
				ADP	64.9	66	65	64	63	62	61	60
78	89.0	88.0	70.0	ESHF	1.00	60	47	43	39	38	37	
				ADP	68.5	68	67	66	65	64	63	

80	84.0	82.0	70.0	ESHF	1.00	95	84	77	73	70	68	64
				ADP	50.6	50	48	46	44	42	39	36
85	87.7	89.7	70.0	ESHF	1.00	92	83	80	73	69	64	62
				ADP	57.9	52	51	50	48	46	44	41
70	83.9	84.5	70.0	ESHF	1.00	89	80	74	69	65	62	60
				ADP	55.0	54	53	52	50	48	46	43
78	89.9	89.2	70.0	ESHF	1.00	88	78	72	65	61	58	54
				ADP	54.9	56	55	54	52	50	48	45
80	81.0	78.0	70.0	ESHF	1.00	75	68	63	60	58	55	53
				ADP	58.7	57	56	55	54	53	51	48
88	82.0	78.4	70.0	ESHF	1.00	71	63	58	55	52	50	49
				ADP	60.2	59	58	57	56	54	52	50
90	83.0	83.3	70.0	ESHF	1.00	70	59	53	50	48	46	44
				ADP	61.9	61	60	59	58	57	55	53
90	84.0	86.0	70.0	ESHF	1.00	69	51	44	43	42	41	
				ADP	63.5	63	62	61	60	59	58	

ROOM CONDITIONS				EFFECTIVE SENSIBLE HEAT FACTOR AND APPARATUS DEWPOINT*								
DB	RH	WB	W	ESHF		ADP		WSF		DWP		
(°F)	(%)	(°F)	(lb/lb)	(F)	(%)	(F)	(%)	(F)	(%)	(F)	(%)	
60	92.3	84.9	70.0	ESHF	1.00	94	89	81	77	74	73	70
				ADP	46.0	45	44	42	40	38	36	34
45	83.3	80.0	70.0	ESHF	1.00	91	86	78	74	70	69	67
				ADP	48.1	47	46	44	42	40	39	36
70	84.3	87.0	70.0	ESHF	1.00	89	83	74	70	67	65	63
				ADP	50.1	49	48	46	44	42	40	37
75	83.3	87.0	70.0	ESHF	1.00	79	74	71	68	64	62	60
				ADP	52.0	50	49	48	47	45	43	40
80	84.5	81.7	70.0	ESHF	1.00	83	76	70	66	61	59	57
				ADP	53.8	52	52	51	50	48	46	44
85	87.2	83.5	70.0	ESHF	1.00	75	67	63	57	54	53	
				ADP	53.4	54	53	52	50	49	47	45
90	86.3	89.4	70.0	ESHF	1.00	72	62	57	52	50	47	45
				ADP	57.0	56	55	54	53	52	50	47
88	99.1	73.8	70.0	ESHF	1.00	69	55	49	47	46	45	
				ADP	58.5	58	57	56	55	54	52	

60	87.9	84.4	70.0	ESHF	1.00	93	89	83	80	77	75	73
				ADP	41.3	40	39	38	36	34	32	29
85	88.8	81.4	70.0	ESHF	1.00	91	86	83	78	74	73	70
				ADP	43.2	42	41	40	38	36	34	31
70	89.7	84.6	70.0	ESHF	1.00	90	84	80	74	71	69	67
				ADP	43.2	44	43	42	40	38	36	33
75	88.6	88.0	70.0	ESHF	1.00	89	82	74	69	66	63	61
				ADP	47.1	46	45	43	41	39	37	34
80	90.8	81.3	70.0	ESHF	1.00	86	79	74	67	64	62	61
				ADP	48.8	48	47	46	44	42	40	37
85	82.4	84.8	70.0	ESHF	1.00	77	70	64	63	60	58	57
				ADP	50.4	49	48	47	46	44	42	40
90	83.2	87.7	70.0	ESHF	1.00	76	67	61	58	55	54	53
				ADP	52.0	51	50	49	48	46	44	41
85	94.2	81.2	70.0	ESHF	1.00	69	58	54	51	49	47	45
				ADP	53.6	53	52	51	50	48		

\*The values shown in the gray areas indicate the lowest effective sensible heat factor possible without the use of reheat. This limiting condition is the lowest effective sensible heat factor line that intersects the saturation curve. Note that the room dewpoint is equal to the required apparatus dewpoint for an effective sensible heat factor of 1.0.

## NOTES FOR TABLE:

1. For Room Conditions Not Given, the apparatus dewpoint may be determined from the scale on the chart, or may be calculated as shown in the following equation:

$$ESHF = \frac{1}{1 + 4.2 \frac{(W_{rm} - W_{adp})}{(W_{rm} - t_{dwb})}}$$

This equation in more familiar form is

$$ESHF = \frac{0.244 (t_{rm} - t_{dwb})}{0.244 (t_{rm} - t_{dwb}) + \frac{1076}{7000} (W_{rm} - W_{adp})}$$

TABLE 4 Gancia solar a través de vidrio ordinario, 20°

Blu/(hr) (sq ft sash area)

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	28	41	33	25	19	17	15	17	19	25	33	41	28	South	DEC 22					
	Northeast	81	154	144	122	83	38	15	14	14	14	12	9	3	Southwest						
	East	81	128	160	143	96	41	14	14	14	14	12	9	3	West						
	Southeast	28	62	73	66	44	21	14	14	14	14	12	9	3	Northeast						
	South	3	9	12	14	14	14	14	14	14	14	12	9	3	North						
	Southwest	3	9	12	14	14	14	14	21	44	66	73	62	28	Northeast						
JULY 23	North	20	28	21	17	15	14	14	14	15	17	23	28	20	South	JAN 21					
	Northeast	71	132	138	111	73	31	14	14	14	13	12	8	3	Southwest						
	East	75	149	163	145	99	46	14	14	14	13	12	8	3	West						
	Southeast	31	70	85	79	57	29	14	14	14	13	12	8	3	Northeast						
	South	3	8	12	13	14	14	14	14	14	13	12	8	3	North						
	Southwest	3	8	12	13	14	14	14	29	52	79	85	70	31	Northeast						
MAY 21	North	3	8	12	13	14	14	14	46	99	145	163	148	75	West	NOV 21					
	Northeast	3	8	12	13	14	14	14	31	73	111	138	132	71	Southwest						
	East	8	55	118	175	216	240	231	240	216	175	118	55	8	West						
	Southeast	3	8	12	13	14	14	14	14	14	13	11	10	6	South						
	South	45	111	118	89	50	18	14	14	14	13	11	7	2	Southwest						
	Southwest	53	142	159	149	108	51	14	14	14	13	11	7	2	West						
AUG 24	North	29	89	113	108	98	55	20	14	14	13	11	7	2	North	FEB 20					
	Northeast	2	7	11	14	20	24	26	24	20	14	11	7	2	Northeast						
	East	2	7	11	13	14	14	14	20	55	98	108	113	89	29		North				
	Southeast	2	7	11	13	14	14	14	51	106	149	163	142	53	West						
	South	2	7	11	13	14	14	14	18	50	89	118	111	45	Southwest						
	Southwest	5	48	107	167	210	235	247	235	210	167	107	48	5	West						
APR 20	North	0	6	11	13	14	14	14	14	14	13	11	6	0	South	OCT 23					
	Northeast	0	8	17	22	22	14	14	14	14	13	11	6	0	Southwest						
	East	0	130	183	149	104	45	14	14	14	13	11	6	0	West						
	Southeast	0	99	136	140	120	84	41	15	14	13	11	6	0	Northeast						
	South	0	8	22	38	52	63	68	63	52	38	22	8	0	North						
	Southwest	0	6	11	13	14	14	14	15	14	14	13	11	6	0		Northeast				
SEPT 22	North	0	6	11	13	14	14	14	45	104	149	163	130	0	West	MAR 22					
	Northeast	0	8	17	22	22	14	14	14	14	13	11	6	0	Southwest						
	East	0	130	183	149	104	45	14	14	14	13	11	6	0	West						
	Southeast	0	99	136	140	120	84	41	15	14	13	11	6	0	Northeast						
	South	0	8	22	38	52	63	68	63	52	38	22	8	0	North						
	Southwest	0	6	11	13	14	14	14	15	14	14	13	11	6	0		Northeast				
MAR 22	North	0	6	11	13	14	14	14	45	104	149	163	130	0	West	SEPT 22					
	Northeast	0	8	17	22	22	14	14	14	14	13	11	6	0	Southwest						
	East	0	130	183	149	104	45	14	14	14	13	11	6	0	West						
	Southeast	0	99	136	140	120	84	41	15	14	13	11	6	0	Northeast						
	South	0	8	22	38	52	63	68	63	52	38	22	8	0	North						
	Southwest	0	6	11	13	14	14	14	15	14	14	13	11	6	0		Northeast				
OCT 23	North	0	4	9	12	13	14	14	14	13	12	9	4	0	South	APR 20					
	Northeast	0	46	82	29	13	14	14	14	13	12	9	4	0	Southwest						
	East	0	99	167	161	100	49	14	14	14	13	12	9	4	0		West				
	Southeast	0	91	146	160	149	119	74	27	13	12	9	4	0	Northeast						
	South	0	21	50	76	93	106	111	106	93	76	50	21	0	North						
	Southwest	0	4	9	12	13	14	14	14	14	13	12	9	4	0		Northeast				
FEB 20	North	0	4	9	12	13	14	14	49	100	141	147	99	0	West	AUG 24					
	Northeast	0	4	9	12	13	14	14	14	13	12	9	4	0	Southwest						
	East	0	18	48	127	171	196	208	196	171	127	68	18	0	West						
	Southeast	0	3	8	11	12	13	13	13	13	13	11	8	3	0		South				
	South	0	24	26	14	13	13	13	13	13	13	11	8	3	0		Southwest				
	Southwest	0	71	128	127	91	43	13	13	13	11	8	3	0	East						
NOV 21	North	0	73	144	184	158	135	91	46	16	11	8	3	0	Northeast	MAY 21					
	Northeast	0	28	69	100	123	136	141	136	123	100	69	28	0	North						
	East	0	3	8	11	12	14	14	14	13	12	9	4	0	Southwest						
	Southeast	0	59	139	187	159	134	97	60	20	11	7	2	0	West						
	South	0	3	8	11	12	13	13	13	13	12	9	4	0	Northeast						
	Southwest	0	3	8	11	12	13	13	13	13	12	9	4	0	North						
JAN 21	North	0	5	8	10	14	17	180	172	146	101	48	5	0	Southwest	JULY 23					
	Northeast	0	2	7	11	12	13	13	13	12	11	7	2	0	South						
	East	0	14	18	12	12	13	13	13	12	11	7	2	0	Southwest						
	Southeast	0	56	118	121	85	34	13	13	12	11	7	2	0	West						
	South	0	59	139	187	159	134	97	60	20	11	7	2	0	Northeast						
	Southwest	0	25	74	111	132	146	149	146	132	111	74	25	0	North						
DEC 22	North	0	2	7	11	12	13	13	13	12	11	7	2	0	South	JUNE 21					
	Northeast	0	14	18	12	12	13	13	13	12	11	7	2	0	Southwest						
	East	0	56	118	121	85	34	13	13	12	11	7	2	0	West						
	Southeast	0	59	139	187	159	134	97	60	20	11	7	2	0	Northeast						
	South	0	2	7	11	12	13	13	13	12	11	7	2	0	North						
	Southwest	0	2	7	11	12	13	13	13	12	11	7	2	0	Southwest						
Solar Gain Correction	Steel Sash, or No Sash	Mass					Altitude					Dewpoint					South Lat. Dec. or Jan. + 7%				
	X 1/.85 or 1.17	-15% (Max.)					+0.7% per 1000 Ft					Decrease From 87 F + 7% per 10 F					Decrease From 67 F - 7% per 10 F				

Bold Face Values — Monthly Maximums Bored Values — Yearly Maximums

**Tabla 5** Correcciones a las temperaturas exteriores de diseño para la hora del día

DAILY RANGE OF TEMPERATURE* (F)	DRY- OR WET- BULB	SUN TIME									
		AM			PM						
		8	10	12	2	3	4	6	8	10	12
10	Dry-Bulb	-9	-7	-5	-1	0	-1	-2	-5	-8	-9
	Wet-Bulb	-2	-2	-1	0	0	0	-1	-1	-2	-2
15	Dry-Bulb	-12	-9	-5	-1	0	-1	-2	-6	-10	-14
	Wet-Bulb	-3	-2	-1	0	0	0	-1	-1	-3	-4
20	Dry-Bulb	-14	-10	-5	-1	0	-1	-3	-7	-11	-16
	Wet-Bulb	-4	-3	-1	0	0	0	-1	-2	-3	-4
25	Dry-Bulb	-16	-10	-5	-1	0	-1	-3	-8	-13	-18
	Wet-Bulb	-4	-3	-1	0	0	0	-1	-2	-3	-5
30	Dry-Bulb	-18	-12	-6	-1	0	-1	-4	-10	-15	-21
	Wet-Bulb	-5	-3	-1	0	0	0	-1	-3	-4	-6
35	Dry-Bulb	-21	-14	-7	-1	0	-1	-6	-12	-18	-24
	Wet-Bulb	-6	-4	-2	0	0	0	-1	-3	-5	-7
40	Dry-Bulb	-24	-16	-8	-1	0	-1	-7	-14	-21	-28
	Wet-Bulb	-7	-4	-2	0	0	0	-2	-4	-6	-9
45	Dry-Bulb	-26	-17	-8	-2	0	-2	-8	-16	-24	-31
	Wet-Bulb	-7	-5	-2	0	0	-1	-2	-4	-8	-10

**TABLA 6** Requerimientos de ventilación

APPLICATION	SMOKING	CFM PER PERSON		CFM PER 10 FT OF FLOOR Minimum*
		Recommended	Minimum*	
Apartment (Average De Luxe)	Some	20	15	—
Banking Space	Some	30	25	.33
Barber Shops	Occasional	10	7½	—
Beauty Parlors	Considerable	15	10	—
	Occasional	10	7½	—
Broker's Board Rooms	Very Heavy	50	30	—
Cocktail Bars	Heavy	30	25	—
Corridors (Supply or Exhaust)	—	—	—	.25
Department Stores	None	7½	5	.05
Directors Rooms	Extreme	30	30	—
Drug Stores †	Considerable	10	7½	—
Factories ††	None	10	7½	.10
Five and Ten Cent Stores	None	7½	5	—
Funeral Parlors	None	10	7½	—
Garage †	—	—	—	1.0
Hospital (Operating Rooms †††)	None	—	—	2.0
Private Rooms	None	30	25	.33
Wards	None	20	15	—
Hotel Rooms	Heavy	30	25	.33
Kitchen (Restaurant †)	—	—	—	4.0
Residence	—	—	—	2.0
Laboratories †	Some	20	15	—
Meeting Rooms	Very Heavy	50	30	1.25
Office (General)	Some	15	10	—
Private	None	25	15	.25
Private	Considerable	30	25	.25
Restaurant (Cafeteria †)	Considerable	12	10	—
Dining Room †	Considerable	15	12	—
School Rooms †	None	—	—	—
Shop Retail	None	10	7½	—
Theater †	None	7½	5	—
Theater	Some	15	10	—
Toilets † (Exhaust)	—	—	—	2.0

\*When minimum is used, use the larger.

†See local codes which may govern.

‡May be governed by exhaust.

§Use these values unless governed by other sources of contamination or by local codes.

\*\*All outdoor air is recommended to overcome explosion hazard of anesthetics.

TABLA 7 Angulos de altitud y azimut solares

NORTH* LATITUDE	SUN TIME	Jan. 21		Feb. 20		Mar. 21		Apr. 20		May 21		June 21		July 23		Aug. 24		Sept. 23		Oct. 23		Nov. 21		Dec. 22		SUN TIME		
		Alt.	Az.	Alt.	Az.	Alt.	Az.	Alt.	Az.	Alt.	Az.	Alt.	Az.	Alt.	Az.	Alt.	Az.	Alt.	Az.	Alt.	Az.	Alt.	Az.	Alt.	Az.			
LAT 6°	6 AM	14	111	15	102	15	90	15	78	14	69	14	66	14	67	15	76	15	90	15	102	14	111	14	114	6 AM		
	7	28	117	30	103	30	87	27	75	26	67	27	61	27	61	28	69	30	89	30	103	28	117	27	112	7		
	8	42	123	44	106	45	87	40	74	42	61	41	58	42	61	44	74	45	95	44	106	42	123	41	117	8		
	9	54	126	58	112	60	89	58	84	54	54	54	54	54	54	54	54	54	54	54	112	54	126	53	121	9		
	10	65	144	71	127	75	88	71	53	45	44	47	47	47	47	47	47	47	47	47	127	65	144	62	140	10		
	11	70	180	70	180	70	0	78	0	70	0	67	0	67	0	67	0	67	0	67	180	70	180	67	180	11		
	12 M	75	180	70	180	70	0	78	0	70	0	67	0	67	0	67	0	67	0	67	180	70	180	67	180	12 M		
	1 PM	85	216	71	231	75	227	71	307	65	124	67	128	65	124	71	307	75	272	71	231	85	216	62	217	1 PM		
	2	54	234	58	248	60	231	58	232	54	206	53	214	54	206	58	231	60	274	58	248	54	234	53	229	2		
	3	42	243	48	254	45	231	44	248	42	217	41	207	42	217	48	243	45	274	48	254	42	243	41	218	3		
	4	28	247	35	257	30	230	28	243	28	213	27	217	28	213	35	247	30	273	35	257	28	247	27	243	4		
	5	14	249	15	258	15	230	15	242	14	211	14	214	14	214	15	249	15	270	15	258	14	249	14	246	5		
6																										6		
LAT 10°	6 AM	10	113	12	103	15	90	2	78	3	70	4	67	3	70	2	78	3	90	12	103	10	113	9	114	6 AM		
	7	24	117	27	108	30	95	11	81	17	72	18	68	17	72	18	68	17	72	27	108	24	117	23	111	7		
	8	37	124	41	115	46	99	46	84	46	72	45	67	46	72	46	84	46	99	41	115	37	124	35	128	8		
	9	48	136	54	125	59	106	61	95	60	81	60	67	60	81	60	95	60	106	54	125	48	136	46	139	9		
	10	57	155	64	144	72	123	75	104	73	53	70	64	73	53	75	64	104	72	144	64	144	57	155	53	156	10	
	11	60	180	60	180	60	180	60	0	80	0	77	0	80	0	80	0	80	0	180	60	180	60	180	60	180	11	
	12 M	60	180	60	180	60	180	60	0	80	0	77	0	80	0	80	0	80	0	180	60	180	60	180	60	180	12 M	
	1 PM	57	204	64	216	72	208	75	216	71	307	70	316	73	276	72	312	64	216	64	216	57	204	57	205	53	204	1 PM
	2	48	224	54	235	59	254	61	276	60	293	58	299	60	293	61	294	54	235	48	224	48	224	46	227	2		
	3	37	234	41	245	44	264	46	276	46	288	45	293	46	288	46	276	41	245	37	234	37	234	35	231	3		
	4	24	241	27	252	20	265	21	277	22	286	21	292	22	286	27	241	27	252	24	241	24	241	23	238	4		
	5	10	247	12	257	15	268	16	279	17	288	16	297	17	288	16	279	12	257	10	247	9	247	9	244	5		
6																										6		
LAT 20°	6 AM	6	114	10	108	14	95	32	84	20	71	9	68	7	71	4	79	14	95	10	108	6	114	5	114	6 AM		
	7	18	121	22	112	28	101	32	84	20	71	9	72	20	75	18	84	18	101	22	112	18	121	17	127	7		
	8	30	130	26	121	42	108	46	94	48	82	46	77	48	82	46	94	42	108	26	121	30	130	28	133	8		
	9	40	147	37	133	55	120	59	102	62	95	62	77	62	95	62	102	55	120	37	133	40	147	38	147	9		
	10	47	161	43	143	63	132	72	117	75	75	74	74	74	74	74	74	74	143	43	143	47	161	40	147	10		
	11	50	180	50	180	50	180	50	180	50	0	87	0	90	0	87	0	90	50	180	50	180	50	180	47	180	11	
	12 M	50	180	50	180	50	180	50	180	50	0	87	0	90	0	87	0	90	50	180	50	180	50	180	47	180	12 M	
	1 PM	47	202	55	208	66	210	72	243	75	272	76	286	75	272	72	243	66	210	55	208	47	202	46	197	1 PM		
	2	40	218	47	227	55	258	62	275	62	281	62	281	62	275	55	227	55	258	40	218	40	218	38	216	2		
	3	30	230	36	236	43	267	46	278	46	283	46	283	46	278	36	230	36	236	30	230	30	230	28	226	3		
	4	19	239	23	248	28	259	32	271	34	281	35	285	34	281	32	248	23	248	19	239	19	239	17	237	4		
	5	6	244	10	254	14	265	18	276	20	285	21	288	20	285	18	244	10	254	6	244	6	244	5	241	5		
6																										6		
LAT 30°	6 AM	2	115	7	107	11	97	19	87	23	79	24	74	23	79	19	87	11	97	7	107	2	115	1	114	6 AM		
	7	16	124	19	116	26	106	31	95	35	84	37	82	35	86	31	95	26	106	19	116	16	124	13	126	7		
	8	24	134	30	127	38	116	44	109	49	93	49	88	48	93	44	109	30	127	24	134	24	134	21	131	8		
	9	32	146	42	141	49	130	56	117	61	103	61	103	61	103	56	117	42	141	32	146	32	146	29	149	9		
	10	38	162	48	159	57	140	73	122	75	112	73	122	73	112	68	140	57	159	38	162	38	162	35	164	10		
	11	40	180	40	180	40	180	40	180	40	180	40	180	40	180	40	180	40	180	40	180	40	180	40	180	11		
	12 M	40	180	40	180	40	180	40	180	40	180	40	180	40	180	40	180	40	180	40	180	40	180	40	180	12 M		
	1 PM	38	198	46	201	57	209	67	230	73	238	75	246	73	238	67	209	57	209	38	198	38	198	36	197	1 PM		
	2	32	214	40	219	49	230	58	243	61	257	62	264	61	257	58	230	49	230	32	214	32	214	29	211	2		
	3	24	226	30	231	38	244	44	256	46	267	49	272	48	267	44	226	30	231	24	226	24	226	21	224	3		
	4	14	236	19	244	26	254	31	265	35	274	37	278	35	274	31	236	19	244	14	236	14	236	11	234	4		
	5	2	245	7	253	13	263	19	273	23	281	24	284	23	281	19	245	7	253	2	245	2	245	2	244	5		
6																										6		
LAT 40°	6 AM	0	119	5	110	12	99	19	91	24	83	26	80	24	83	19	91	5	110	0	119	0	119	0	119	6 AM		
	7	8	125	15	119	23	110	32	102	35	93	37	89	35	93	30	102	23	110	8	125	8	125	6	127	7		
	8	17	136	24	131	32	117	41	113	47	104																	

**TABLA 8** Máxima ganancia solar a través de vidrio ordinario

Btu/(hr)(sq ft)

NORTH LAT.	MONTH	EXPOSURE NORTH LATITUDE										MONTH	SOUTH LAT.
		N†	NE	E	SE	S	SW	W	NW	Notes			
0°	June	59	136	147	42	14	42	147	156	226		Dec	0°
	July & May	48	133	152	32	14	52	152	153	233		Nov & Jan	
	Aug & April	25	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	245		Aug & April	
Nov & Jan	10	52	152	153	67	152	152	52	233		July & May		
Dec	10	42	147	156	82	156	147	42	226		June		
10°	June	40	133	135	35	14	35	135	153	243		Dec	10°
	July & May	30	148	138	66	14	66	138	148	247		Nov & Jan	
	Aug & April	13	130	163	94	14	94	163	130	250		Oct & Feb	
	Sept & March	10	103	164	127	28	127	164	103	247		Sept & March	
	Oct & Feb	10	64	155	169	73	149	155	64	230		Aug & April	
Nov & Jan	9	37	143	161	106	101	143	37	210		July & May		
Dec	9	28	137	163	120	163	137	28	202		June		
20°	June	26	134	160	73	14	73	160	154	250		Dec	20°
	July & May	19	138	163	85	14	85	163	138	251		Nov & Jan	
	Aug & April	11	118	165	113	26	113	165	118	247		Oct & Feb	
	Sept & March	10	87	163	140	45	140	163	87	233		Sept & March	
	Oct & Feb	9	52	147	160	111	160	147	52	208		Aug & April	
Nov & Jan	8	26	128	164	141	164	128	26	180		July & May		
Dec	8	18	121	167	149	167	121	18	170		June		
30°	June	20	139	161	90	21	90	161	139	250		Dec	30°
	July & May	16	131	164	100	30	100	164	131	244		Nov & Jan	
	Aug & April	11	108	165	129	63	129	165	108	235		Oct & Feb	
	Sept & March	9	90	158	132	105	132	158	90	212		Sept & March	
	Oct & Feb	8	39	135	163	145	163	135	39	179		Aug & April	
Nov & Jan	7	16	114	162	139	162	114	16	145		July & May		
Dec	6	12	105	162	163	162	105	12	131		June		
40°	June	17	133	162	111	34	111	162	133	257		Dec	40°
	July & May	15	127	164	125	69	125	164	127	253		Nov & Jan	
	Aug & April	11	102	162	146	102	146	162	102	214		Oct & Feb	
	Sept & March	9	58	149	162	140	162	149	58	183		Sept & March	
	Oct & Feb	7	35	122	163	162	163	122	35	129		Aug & April	
Nov & Jan	5	12	100	156	166	156	100	12	103		July & May		
Dec	5	10	86	148	165	148	86	10	85		June		
50°	June	16	126	164	135	93	135	164	126	220		Dec	50°
	July & May	14	117	163	143	106	143	163	117	211		Nov & Jan	
	Aug & April	11	94	158	157	138	157	158	94	185		Oct & Feb	
	Sept & March	8	58	138	163	158	163	138	58	148		Sept & March	
	Oct & Feb	5	29	105	157	167	157	105	29	94		Aug & April	
Nov & Jan	4	9	84	127	153	127	84	9	53		July & May		
Dec	3	7	47	116	141	116	47	7	40		June		
		3	SE	E	NE	N	NW	W	SW	Notes			
EXPOSURE SOUTH LATITUDE													
Solar Gain Correction	Shed Lath or No Lath x1 .83 or 1.17	Maze -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.).



**TABLA 9 Factor de almacenamiento de carga,  
ganancia solar a través de ventanas**

12 Hour Operation, Constant Space Temperature

EXPOSURE (North Lat)	WINDWT (lb per sq ft of floor area)	INTERNAL SHADE												BASE GLASS OR EXTERNAL SHADE												EXPOSURE (South Lat)
		SUN TIME																								
		AM						PM						AM						PM						
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	
Northwest	100 & over	.59	.47	.41	.49	.33	.27	.25	.24	.22	.21	.20	.17	.34	.43	.47	.45	.42	.39	.36	.33	.30	.29	.24	.23	Southeast
	100	.39	.46	.44	.32	.35	.29	.24	.23	.20	.19	.17	.15	.33	.45	.50	.49	.45	.42	.34	.30	.27	.26	.23	.20	
	50	.42	.80	.73	.40	.37	.33	.19	.17	.15	.13	.12	.11	.40	.42	.19	.44	.48	.34	.27	.27	.18	.16	.14	.12	
East	100 & over	.51	.44	.71	.67	.57	.40	.29	.24	.23	.23	.21	.19	.34	.44	.50	.53	.53	.50	.44	.29	.34	.34	.30	.28	East
	100	.32	.47	.73	.70	.56	.40	.29	.24	.24	.21	.19	.16	.34	.44	.54	.58	.57	.51	.44	.29	.34	.31	.28	.24	
	50	.33	.74	.82	.81	.65	.43	.25	.19	.16	.14	.11	.09	.36	.56	.71	.76	.70	.54	.39	.28	.23	.18	.15	.12	
Southwest	100 & over	.20	.47	.39	.70	.74	.71	.61	.48	.33	.30	.24	.24	.34	.37	.43	.30	.54	.56	.57	.35	.30	.43	.41	.37	Northwest
	100	.18	.40	.57	.70	.73	.73	.63	.49	.34	.28	.23	.21	.29	.33	.41	.31	.58	.61	.61	.54	.49	.44	.37	.33	
	50	.29	.33	.61	.78	.86	.82	.69	.50	.30	.20	.17	.13	.14	.27	.47	.64	.73	.79	.73	.61	.43	.32	.23	.18	
South	100 & over	.28	.25	.40	.33	.44	.72	.77	.73	.67	.49	.21	.47	.43	.42	.44	.51	.56	.61	.63	.46	.43	.61	.54	North	
	100	.26	.23	.38	.51	.44	.72	.79	.79	.77	.65	.51	.31	.44	.27	.39	.43	.30	.57	.64	.68	.70	.60	.63		.53
	50	.21	.29	.48	.67	.79	.88	.89	.83	.56	.50	.24	.16	.28	.19	.23	.38	.54	.66	.78	.84	.82	.76	.61		.42
Southwest	100 & over	.31	.27	.27	.24	.25	.27	.30	.43	.72	.74	.69	.54	.51	.44	.40	.37	.34	.36	.41	.47	.54	.57	.40	.58	Northwest
	100	.33	.28	.25	.23	.23	.25	.30	.44	.74	.77	.70	.55	.53	.44	.37	.33	.31	.33	.39	.46	.53	.47	.44	.40	
	50	.29	.21	.18	.15	.14	.27	.30	.49	.82	.87	.79	.60	.48	.32	.23	.20	.17	.19	.29	.56	.70	.80	.79	.49	
West	100 & over	.43	.31	.28	.27	.24	.24	.22	.29	.46	.41	.71	.72	.56	.49	.44	.39	.36	.33	.31	.31	.33	.42	.49	.54	West
	100	.47	.33	.28	.24	.24	.22	.20	.28	.44	.41	.72	.73	.60	.52	.44	.39	.34	.31	.29	.28	.23	.42	.51	.57	
	50	.27	.34	.23	.20	.17	.14	.13	.22	.44	.67	.83	.83	.77	.56	.38	.28	.22	.18	.16	.19	.33	.69	.77		
Northwest	100 & over	.48	.28	.27	.23	.23	.22	.20	.19	.24	.41	.56	.67	.49	.46	.39	.36	.33	.30	.28	.24	.20	.37	.44	Southeast	
	100	.71	.31	.27	.24	.21	.21	.19	.18	.23	.40	.58	.70	.54	.49	.41	.33	.31	.28	.25	.22	.20	.39	.43		
	50	.82	.37	.33	.20	.18	.13	.14	.13	.19	.41	.64	.80	.73	.53	.54	.38	.24	.19	.17	.15	.17	.30	.46		
North and Shade	100 & over	.94	.94	.94	.94	.94	.94	.94	.94	.94	.94	.94	.73	.73	.79	.83	.84	.86	.88	.88	.91	.92	.93	.93	South and Shade	
	100	.98	.98	.98	.98	.98	.98	.98	.98	.98	.98	.98	.81	.84	.84	.89	.91	.92	.93	.94	.94	.95	.95	.93		
	50																									

**TABLA 10** Diferencial de temperatura equivalente para paredes

**FOR DARK COLORED, SUNLIT AND SHADED WALLS**

Based on Dark Colored Walls; 95 F db Outdoor Design Temp; Constant 80 F db Room Temp;  
20 deg F Daily Range; 24-hour Operation; July and 40° N. Lat.

EXPOSURE	WEIGHT OF WALL (lb/sq ft)	- SUN TIME																												
		AM												PM												AM				
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5					
Northeast	20	3	13	22	23	24	19	14	13	12	13	14	14	14	12	10	8	6	4	2	0	-2	-3	-4	-2					
	60	-1	-2	-2	5	24	22	20	15	10	11	12	13	14	13	12	11	10	8	6	4	2	1	0	-1					
	100	4	3	4	4	4	10	14	15	14	12	10	11	12	12	11	10	9	8	7	6	6	5	3	3					
	140	5	5	4	4	6	6	6	6	10	14	16	14	12	10	10	10	10	10	10	10	9	8	7	6					
East	20	1	17	30	33	34	35	32	20	12	13	14	14	14	12	10	8	6	4	2	0	-1	-2	-3	-3					
	60	-1	-1	0	21	30	31	31	19	14	13	12	13	14	13	12	11	10	8	5	4	3	1	1	0					
	100	5	5	6	8	14	20	24	23	24	20	18	16	14	14	14	13	12	11	10	9	8	7	7	6					
	140	11	10	10	9	8	9	10	15	18	19	18	17	16	14	12	13	14	14	14	13	13	12	12	12					
Southeast	20	10	6	13	19	26	27	28	24	24	19	16	15	14	12	10	8	6	4	2	0	-1	-1	-2	-2					
	60	1	1	0	13	20	24	28	26	23	21	18	15	14	13	12	11	10	8	6	5	4	3	3	2					
	100	7	7	6	6	6	11	16	17	18	19	18	16	14	13	12	11	10	10	10	9	9	8	8	7					
	140	9	8	8	8	7	6	11	14	15	16	18	16	13	14	13	12	12	12	11	11	10	10	9	8					
South	20	-1	-2	-4	1	4	14	22	27	30	28	26	20	14	12	10	7	6	3	2	1	1	0	0	-1					
	60	-1	-2	-4	-3	-2	7	12	20	24	25	26	23	20	15	12	10	8	6	4	2	1	1	0	-1					
	100	4	4	2	2	3	4	4	8	12	15	16	18	18	15	14	11	10	9	8	8	7	6	6	5					
	140	7	6	6	5	4	4	4	4	4	7	10	13	14	15	16	16	14	12	10	10	9	9	8	7					
Southwest	20	-2	-4	-4	-2	0	4	6	19	26	34	40	41	42	30	24	13	6	4	2	1	1	0	-1	-1					
	60	2	1	0	0	1	2	8	12	24	32	35	36	35	34	20	10	7	6	5	4	4	3	3	3					
	100	7	5	6	5	4	5	4	7	8	12	14	19	22	23	24	23	22	15	10	10	9	9	8	7					
	140	8	8	8	8	8	7	6	6	6	7	8	9	10	15	18	19	20	13	8	8	8	8	8	8					
West	20	-2	-3	-4	-2	0	3	6	14	20	32	40	45	48	34	22	14	8	5	2	1	0	0	-1	-1					
	60	2	1	0	0	2	4	7	10	19	26	34	40	41	36	28	16	10	6	5	4	4	3	3	2					
	100	7	7	6	6	6	6	6	7	8	10	12	17	20	25	28	27	26	19	14	12	11	10	9	8					
	140	12	11	10	9	8	8	8	8	9	10	10	11	12	14	16	21	22	23	22	20	18	16	15	13					
Northwest	20	-3	-4	-4	-2	0	3	6	10	12	19	24	33	40	37	34	18	6	4	2	0	-1	-1	-2	-3					
	60	-3	-3	-4	-3	-2	1	0	3	6	8	10	11	12	12	12	10	8	6	4	2	1	0	-1	-1					
	100	5	4	4	4	4	4	4	4	4	5	6	9	12	17	20	21	22	14	8	7	7	6	6	5					
	140	8	7	6	6	6	6	6	6	6	6	6	7	8	9	10	14	18	19	20	14	13	11	10	9					
North (Shade)	20	-3	-3	-4	-3	-2	1	4	8	10	12	14	13	12	10	8	6	4	2	0	0	-1	-1	-2	-2					
	60	-3	-3	-4	-3	-2	1	0	3	6	8	10	11	12	12	12	10	8	6	4	2	1	0	-1	-1					
	100	1	1	0	0	0	0	0	1	2	3	4	5	5	5	5	4	5	4	3	2	2	2	1	1					
	140	1	1	0	0	0	0	0	0	1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	7	6	4	3	2	1					
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5					
		AM												PM												AM				
		SUN TIME																												

**TABLA 11 Diferencial de temperatura equivalente para techos**

FOR DARK COLORED , SUNLIT AND SHADED ROOFS\*

Based on 95 F db Outdoor Design Temp; Constant 80 F db Room Temp; 20 deg F Daily Range;  
24-hour Operation; July and 40° N. Lat.

CONDI-TION	WEIGHT OF ROOF (lb/sq ft)	SUN TIME																												
		AM												PM												AM				
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5					
Exposed to Sun	10	-4	-6	-7	-5	-1	7	15	24	32	38	43	46	45	41	35	28	22	18	10	7	3	1	-1	-3					
	20	0	-1	-2	-1	2	9	16	23	30	36	41	43	43	40	35	30	25	20	15	12	8	6	4	2					
	40	4	3	2	3	4	10	16	23	28	33	38	40	41	39	35	32	28	24	20	17	13	11	9	6					
	60	9	8	6	7	8	11	16	22	27	31	35	38	39	38	36	34	31	28	25	22	18	16	13	11					
80	13	12	11	11	12	13	16	22	26	28	32	35	37	37	35	34	34	32	30	27	23	20	18	14						
Covered with Water	20	-5	-2	0	2	4	10	16	19	22	20	18	16	14	12	10	6	2	1	1	-1	-2	-3	-4	-5					
	40	-3	-2	-1	-1	0	5	10	13	15	15	16	15	15	14	12	10	7	5	3	1	-1	-2	-3	-3					
	60	-1	-2	-2	-2	2	5	7	10	12	14	15	16	15	14	12	10	8	6	4	3	2	1	0						
	80	-1	-2	-2	-2	2	5	7	10	12	14	15	16	15	14	12	10	8	6	4	3	2	1	0						
Sprayed	20	-4	-2	0	2	4	8	12	15	18	17	16	15	14	12	10	6	2	1	0	-1	-2	-2	-3	-3					
	40	-2	-2	-1	-1	0	2	5	9	13	14	14	14	13	12	9	7	5	3	1	0	0	-1	-1	-1					
	60	-1	-2	-2	-2	-2	0	2	5	8	10	12	13	14	13	12	11	10	8	6	4	2	1	0	-1					
	80	-1	-2	-2	-2	-2	0	2	5	8	10	12	13	14	13	12	11	10	8	6	4	2	1	0	-1					
Shaded	20	-5	-5	-4	-2	0	2	6	9	12	13	14	13	12	10	8	5	2	1	0	-1	-3	-4	-5	-5					
	40	-3	-5	-4	-3	-2	0	2	5	8	10	12	13	12	11	10	8	6	4	2	0	-1	-3	-4	-5					
	60	-3	-3	-2	-2	-1	0	2	4	6	8	9	10	10	10	9	8	6	4	2	1	0	-1	-2	-2					
	80	-3	-3	-2	-2	-1	0	2	4	6	8	9	10	10	10	9	8	6	4	2	1	0	-1	-2	-2					
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5					
		AM												PM												AM				
		SUN TIME																												

Equation: Heat Gain Thru Roofs, Btu/hr = [Area, sq ft] x [equivalent temp diff] x [transmission coefficient U].

\*With attic ventilated and ceiling insulated roofs, reduce equivalent temp diff 25%.

For peaked roofs, use the roof area projected on a horizontal plane.

**TABLA 12 Correcciones al diferencial de temperatura equivalente**

OUTDOOR DESIGN FOR MONTH AT 3 P.M. MINUS ROOM TEMP (deg F)	DAILY RANGE (deg F)																
	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40
-30	-39	-40	-41	-42	-43	-44	-45	-46	-47	-48	-49	-50	-51	-52	-53	-54	-55
-20	-29	-30	-31	-32	-33	-34	-35	-36	-37	-38	-39	-40	-41	-42	-43	-44	-45
-10	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25	-26	-27	-28	-29	-30	-31	-32	-33	-34	-35
0	-9	-10	-11	-12	-13	-14	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25
5	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10	-11	-12	-13	-14	-15	-16	-17	-18	-19	-20
10	1	0	-1	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10	-11	-12	-13	-14	-15
15	6	5	4	3	2	1	0	-1	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10
20	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1	0	-1	-2	-3	-4	-5
25	16	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1	0
30	21	20	19	18	17	16	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5
35	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17	16	15	14	13	12	11	10
40	31	30	29	28	27	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17	16	15

TABLA 13 Resistencias térmicas para materiales de construcción

(deg F per Btu) / (hr) (sq ft)

MATERIAL	DESCRIPTION	THICK- NESS (in.)	DENSITY (lb per cu ft)	WEIGHT (lb per sq ft)	RESISTANCE R	
					For Inch Thickness $\frac{1}{8}$	For Listed Thickness $\frac{1}{4}$
<b>BUILDING MATERIALS</b>						
<b>BUILDING BOARD</b> Boards, Panels, Sheathing, etc.	Asbestos-Cement Board	1/8	130	—	0.25	—
	Asbestos-Cement Board	1/8	130	1.25	—	0.03
	Gypsum or Plaster Board	1/2	30	1.58	—	0.32
	Gypsum or Plaster Board	1/2	30	2.06	—	0.45
	Plywood	1/2	34	—	1.25	—
	Plywood	1/2	34	0.71	—	0.31
	Plywood	1/2	34	1.04	—	0.47
	Plywood	1/2	34	1.42	—	0.43
	Plywood or Wood Panels	1/2	34	2.13	—	0.94
	Wood Fiber Board, Laminated or Homogeneous	1/2	28	—	2.28	—
		31	—	2.00	—	
	Wood Fiber, Hardboard Type	1/2	45	—	0.72	—
	Wood Fiber, Hardboard Type	1/2	45	1.35	—	0.18
	Wood, Fir or Pine Sheathing	1/2	32	2.00	—	0.98
	Wood, Fir or Pine	1/2	32	4.34	—	2.03
<b>BUILDING PAPER</b>	Vapor Removable Felt	—	—	—	—	0.06
	Vapor Seal, 2 Layers of Matted 15 lb felt	—	—	—	—	0.12
	Vapor Seal, Plastic Film	—	—	—	—	Negl
<b>WOODS</b>	Maple, Oak, and Similar Hardwoods	—	45	—	0.91	—
	Pine, Fir, and Similar Softwoods	—	32	—	1.25	—
<b>MASONRY UNITS</b>	Brick, Common	4	120	40	—	.80
	Brick, Face	4	130	43	—	.44
	Clay Tile, Hollow:					
	1 Cell Deep	3	40	15	—	0.80
	1 Cell Deep	4	48	18	—	1.11
	2 Cells Deep	6	30	25	—	1.52
	2 Cells Deep	8	45	30	—	1.85
	2 Cells Deep	10	42	35	—	2.22
	3 Cells Deep	12	40	40	—	2.50
	Concrete Blocks, Three Oval Core	3	76	19	—	0.40
	Sand & Gravel Aggregate	4	69	23	—	0.71
		6	64	32	—	0.91
		8	64	43	—	1.11
		12	63	63	—	1.28
	Cluder Aggregate	3	48	17	—	0.84
		4	40	20	—	1.11
		6	34	27	—	1.50
		8	36	37	—	1.72
		12	53	53	—	1.89
	Lightweight Aggregats (Expanded Shale, Clay, Slate or Slag; Pumice)	3	40	15	—	1.27
		4	32	17	—	1.50
		8	48	32	—	2.00
		12	43	43	—	2.27
Gypsum Partition Tile						
5"x12"x30" solid	3	45	11	—	1.24	
5"x12"x30" 4-cell	3	35	9	—	1.35	
4"x12"x30" 3-cell	4	38	13	—	1.67	
Stems, Lino or Sand	—	180	—	—	0.08	—

(deg F per Btu) / (hr) (sq ft)

MATERIAL	DESCRIPTION	THICK- NESS (in.)	DENSITY (lb per cu ft)	WEIGHT (lb per sq ft)	RESISTANCE R	
					Per Inch Thickness $\frac{1}{t}$	Per Listed Thickness $\frac{1}{x}$
<b>BUILDING MATERIALS, (CONT.)</b>						
<b>MASONRY MATERIALS Concrete</b>	Concrete Mortar		116	—	0.20	—
	Gypsum-Fiber Concrete 87 1/2% gypsum, 12 1/2% wood chips		37	—	0.60	—
	Lightweight Aggregate		120	—	0.19	—
	Including Expanded		100	—	0.28	—
	Shale, Clay or Stone		80	—	0.40	—
	Expanded Slag, Clusters		60	—	0.59	—
	Pumice, Perlite, Vermiculite		40	—	0.86	—
	Also, Cellular Concrete		30	—	1.11	—
			20	—	1.43	—
	Sand & Gravel or Stone Aggregate (Oven Dried)		140	—	0.11	—
Sand & Gravel or Stone Aggregate (Not Dried)		140	—	0.08	—	
Stone		116	—	0.20	—	
<b>PLASTERING MATERIALS</b>	Concrete Mortar, Sand Aggregate		116	—	0.20	—
	Sand Aggregate	1/2	116	4.8	—	0.10
	Sand Aggregate	3/8	116	7.2	—	0.15
	Gypsum Plaster		45	1.88	—	0.32
	Lightweight Aggregate	1/2	45	2.34	—	0.39
	Lightweight Aggregate on Metal Lath	3/8	45	2.80	—	0.47
	Perlite Aggregate		45	—	0.67	—
	Sand Aggregate		105	—	0.18	—
	Sand Aggregate	1/2	105	4.4	—	0.09
	Sand Aggregate	3/8	105	5.5	—	0.11
	Sand Aggregate on Metal Lath	3/8	105	6.6	—	0.13
	Sand Aggregate on Wood Lath		105	—	—	0.40
	Vermiculite Aggregate		45	—	0.59	—
<b>ROOFING</b>	Asbestos-Concrete Shingles		120	—	—	0.21
	Asphalt Roll Roofing		70	—	—	0.15
	Asphalt Shingles		70	—	—	0.44
	Built-up Roofing	3/8	70	2.2	—	0.33
	Slats	1/2	201	8.4	—	0.05
	Sheet Metal		—	—	—	—
	Wood Shingles		40	—	—	0.94
<b>SIDING MATERIALS (On Flat Surface)</b>	Shingles		—	—	—	—
	Wood, 16", 7 1/2" exposure		—	—	—	0.87
	Wood, Double, 16", 12" exposure		—	—	—	1.19
	Wood, Plus Insul Backer Board, 3/4"		—	—	—	1.40
	Sliding		—	—	—	—
	Asbestos-Concrete, 1/2" lapped		—	—	—	0.21
	Asphalt Roll Siding		—	—	—	0.15
	Asphalt Insul Siding, 1/2" Board		—	—	—	1.45
	Wood, Drop, 1" x 8"		—	—	—	0.79
	Wood, Bevel, 1/2" x 8", lapped		—	—	—	0.81
	Wood, Bevel, 3/4" x 10", lapped		—	—	—	1.05
	Wood, Plywood, 3/4", lapped		—	—	—	0.59
	Structural Glass		—	—	—	0.10
	<b>FLOORING MATERIALS</b>	Asphalt Tile	3/8	120	1.25	—
Carpet and Fibrous Pad			—	—	—	2.08
Carpet and Rubber Pad			—	—	—	1.23
Ceramic Tile		1	—	—	—	0.08
Clark Tile			25	—	2.27	—
Clark Tile		3/8	25	0.26	—	0.28
Felt, Finishing			—	—	—	0.04
Flare Tile		3/8	—	—	—	0.05
Limestone		3/8	80	0.85	—	0.08
Plywood Subfloor		3/8	34	1.77	—	0.78
Rubber or Plastic Tile		3/8	110	1.15	—	0.02
Terrazzo		1	140	11.7	—	0.08
Wood Subfloor		3/8	32	2.06	—	0.98
Wood, Hardwood Finish	3/8	45	2.81	—	0.68	

(deg F per Btu) / (hr) (sq ft)

MATERIAL	DESCRIPTION	THICKNESS (in.)	DENSITY (lb per cu ft)	WEIGHT (lb per sq ft)	RESISTANCE R		
					Per Inch Thickness	For Listed Thickness	
<b>INSULATING MATERIALS</b>							
<b>BLANKET AND BATT*</b>	Cotton Fiber		0.8 - 2.0	—	3.85	—	
	Mineral Wool, Fibrous Form Processed From Rock, Slag, or Glass		1.5 - 4.0	—	3.70	—	
	Wood Fiber		3.2 - 3.6	—	4.00	—	
	Wood Fiber, Multi-layer Slit and Expanded		1.5 - 2.0	—	3.70	—	
<b>BOARD AND SLAB</b>	Glass Fiber		9.5	—	4.00	—	
	Wood or Cone Fiber						
	Acoustical Tile	1/2	22.4	.93	—	1.19	
	Acoustical Tile	3/4	22.4	1.4	—	1.78	
	Interior Finish (Tile, Lath, Plank)		15.0	—	2.86	—	
	Interior Finish (Tile, Lath, Plank)	1/2	15.0	0.62	—	1.43	
	Roof Deck Slab						
	Sheathing (Impreg or Coated)	1/2	20.0	—	2.63	—	
	Sheathing (Impreg or Coated)		20.0	0.83	—	1.32	
	Sheathing (Impreg or Coated)	3/8	20.0	1.31	—	2.06	
Cellular Glass	Cellular Glass		9.0	—	2.50	—	
	Card Board (Without Added Binder)		6.5 - 8.0	—	3.70	—	
	Hog Hair (With Asphalt Binder)		8.5	—	3.00	—	
	Plastic (Foamed)		1.62	—	3.45	—	
	Wood Shredded (Cemented in Preformed Slabs)		22.0	—	1.82	—	
<b>LOOSE FILL</b>	Macerated Paper or Pulp Products		2.5 - 3.5	—	3.57	—	
	Wood Fiber: Redwood, Hemlock, or Fir		2.0 - 3.5	—	3.33	—	
	Mineral Wool (Glass, Slag, or Rock)		2.0 - 5.0	—	3.33	—	
	Sawdust or Shavings		8.0 - 15.0	—	2.22	—	
	Vermiculite (Expanded)		7.0	—	2.08	—	
<b>ROOF INSULATION</b>	All Types Preformed, for use above deck						
	Approximately	1/2	15.6	.7	—	1.39	
	Approximately	1	15.6	1.3	—	2.78	
	Approximately	1 1/2	15.6	1.9	—	4.17	
	Approximately	2	15.6	2.6	—	5.26	
	Approximately	2 1/2	15.6	3.2	—	6.47	
	Approximately	3	15.6	3.9	—	8.33	
<b>AIR</b>							
<b>AIR SPACES</b>	POSITION	HEAT FLOW					
	Horizontal	Up (Winter)	1/2 - 4	—	—	0.85	
	Horizontal	Up (Summer)	1/2 - 4	—	—	0.78	
	Horizontal	Down (Winter)	1/2	—	—	1.02	
	Horizontal	Down (Winter)	1 1/2	—	—	1.15	
	Horizontal	Down (Winter)	4	—	—	1.23	
	Horizontal	Down (Winter)	8	—	—	1.25	
	Horizontal	Down (Summer)	1/2	—	—	0.85	
	Horizontal	Down (Summer)	1 1/2	—	—	0.93	
	Horizontal	Down (Summer)	4	—	—	0.99	
	Sloping 45°	Up (Winter)	1/2 - 4	—	—	0.90	
	Sloping 45°	Down (Summer)	1/2 - 4	—	—	0.89	
	Vertical	Horiz. (Winter)	1/2 - 4	—	—	0.97	
	Vertical	Horiz. (Summer)	1/2 - 4	—	—	0.86	
	<b>AIR FLOW</b>	POSITION	HEAT FLOW				
Horizontal		Up	—	—	—	0.61	
Sloping 45°		Up	—	—	—	0.62	
500 Air		Vertical	Horizontal	—	—	—	0.68
		Sloping 45°	Down	—	—	—	0.76
Horizontal		Down	—	—	—	0.92	
15 Mph Wind		Any Position (For Winter)	Any Direction	—	—	—	0.17
		Any Position (For Summer)	Any Direction	—	—	—	0.25

\*Includes paper backing and facing if any.

**TABLA 14** Coefficientes de transmisión de diversos materiales

<u>Materiales de construcción</u>	DENSIDAD kg/m <sup>3</sup>	U kcal/(hr m <sup>2</sup> °C)
Muro de ladrillo al exterior		0.75
Muro de ladrillo al exterior con recubrimiento impermeable por fuera		0.66
Muro de ladrillo al interior		0.60
Muro de ladrillo comprimido vidriado para acabado aparente al exterior		1.10
Muro de tabique ligero con recubrimiento impermeable por fuera	1,600	0.60
	1,400	0.50
	1,200	0.45
	1,100	0.35
Muro de tabique ligero al exterior	1,600	0.70
Placas de asbesto cemento	1,800	0.50
Siporex al exterior con recubrimiento impermeable por fuera	660	0.18
	510	0.14
	410	0.12
Siporex al interior en espacio seco	660	0.16
	510	0.13
	410	0.11
Concreto armado	2,300	1.50
Concreto pobre al exterior	2,200	1.10
Concreto ligero al exterior	1,250	0.60
	800	0.40
Concreto ligero al interior	1,250	0.50
	600	0.30
Muro de tepetate o arenisca calcárea al exterior		0.90
Muro de tepetate o arenisca calcárea al interior		0.80
Muro de adobe al exterior		0.80
Muro de adobe al interior		0.50
Muro de barro (con paja y carrizo)		0.40
Granito, basalto	2,700	3.00
Piedra de cal, mármol	2,600	2.10
Piedras porosas (como la arenisca y la caliza blanda o arenosa)	2,400	2.00
<u>Rellenos y aislamientos</u>		
Tesontle como relleno o terrazo seco		0.16
Relleno de tierra, arena o grava expuestos a la lluvia		2.00
Relleno de terrazo, seco, en azoteas		0.50
Arena, seca, limpia	1,700	0.35
Senica de carbón, seca	700	0.20
Siporex despedazado, seco	400	0.13
Escoria, seco	150	0.08
Aserrín relleno suelto, seco	120	0.10
Aserrín relleno empacado, seco	200	0.07

Bolus de plástico celular, empacado, seco	10-20	0.05
Virutas como relleno, seco		0.07
Masa de magnesita, seco	190	0.05
Fibra de vidrio, diám. de la fibra 6 micras	15-100	0.04
Fibra de vidrio, diám. de la fibra 20 micras	40-200	0.04
Lana de escoria	35-200	0.04
Lana mineral	35-200	0.04
Plástico celular de poliestireno	15-30	0.035
Cartón ruberoide con brea	1,200	0.20
Cartón ruberoide como aislamiento		0.14
Cartón corrugado, seco, poros horizontales	40	0.04
Fiso de corcho comprimido	500	0.07
Placa de corcho expandido, seco	210	0.04
	140	0.035
Placa de paja comprimida, seca	300	0.06
Colotex	350	0.07
Fibracel, duro, seco	350	0.07
Fibracel, medio duro, seco	1,000	0.11
Fibracel, poroso, seco	600	0.07
	300	0.045
<u>Varios materiales</u>		
Vidrio	2,600	0.70
Madera de encino, seco, 50% de la fibra	700	0.14
Madera de pino blanco, seco, 90% de la fibra	500	0.12
Madera de pino blanco, expuesto a la lluvia		0.18
Asfalto para fundir	2,100	0.70
Asfalto bituminoso	1,050	0.15
Linóleo, seco		0.16
Algodón, seco		0.04
Lana pura, seca		0.04
Cáscara de semilla de algodón, suelta, seca		0.05
Aire	1.2	0.022
Agua	1,000	0.5
Acero y hierro	7,800	45
Cobre	8,500	320
<u>Acabados</u>		
Azuquejos y mosaicos		0.90
Aplanado con mortero de cal al exterior		0.75
Aplanado con mortero de cal al interior		0.60
Terrazos y pisos de mortero de cemento		1.50
Yeso		0.138

NOTA: Los coeficientes de transmisión U están expresados en kcal/(hr m<sup>2</sup> °C) para un material de un metro de espesor. Dividiendo el coeficiente U entre 0.124 se obtiene Btu/(hr pie<sup>2</sup> °F) para una pulgada de espesor.



**TABLA 15 Coeficiente de transmisión del vidrio**

Btu/(hr) (sq ft) (deg F temp diff)

		GLASS											
		Vertical Glass						Horizontal Glass					
		Single	Double			Triple			Single		Double (1/4")		
Air Space Thickness (in.)		1/4	1/2	3/4-4	1/4	1/2	3/4-4	Summer	Winter	Summer	Winter		
Without Storm Windows	1.13	0.61	0.55	0.53	0.41	0.36	0.34	0.86	1.40	0.50	0.70		
With Storm Windows	0.54							0.63	0.64				

**TABLA 16 Ganancia de calor debida a personas**

DEGREE OF ACTIVITY	TYPICAL APPLICATION	Metabolic Rate (Adult Male) Btu/hr	Average Adjusted Metabolic Rate* Btu/hr	ROOM DRY-BULB TEMPERATURE									
				82 F		80 F		78 F		75 F		70 F	
				Btu/hr		Btu/hr		Btu/hr		Btu/hr		Btu/hr	
				Sensible	Latent	Sensible	Latent	Sensible	Latent	Sensible	Latent	Sensible	Latent
Seated or rest	Theater, Grade School	390	350	175	175	195	155	210	140	230	120	260	90
Seated, very light work	High School	450	400	180	220	195	205	215	185	240	160	275	125
Office worker	Offices, Hotels, Apts., College	475	430	180	270	200	230	215	235	245	205	285	165
Standing, walking slowly	Dept., Retail, or Variety Store	550											
Walking, seated	Drug Store	530	500	180	320	200	300	220	280	255	245	290	210
Standing, walking slowly	Bank	530											
Sedentary work	Restaurant†	500	530	190	340	220	330	240	310	280	270	320	230
Light bench work	Factory, light work	800	750	190	540	220	530	245	505	295	435	365	385
Moderate dancing	Dance Hall	900	850	220	630	245	605	275	575	325	525	400	450
Walking, 3 mph	Factory, fairly heavy work	1000	1000	270	730	300	700	330	670	380	620	460	540
Heavy work	Bowling Alley†, Factory	1500	1450	450	1000	465	985	465	965	525	925	605	845

\*Adjusted Metabolic Rate is the metabolic rate to be applied to a mixed group of people with a typical percent composition based on the following factors:

Metabolic rate, adult female = Metabolic rate, adult male × 0.85  
 Metabolic rate, children = Metabolic rate, adult male × 0.75

†Restaurant—Values for this application include 60 Btu per hr for food per individual (30 Btu sensible and 30 Btu latent heat per hr).

†Bowling—Assume one person per alley actually bowling and all others sitting, metabolic rate 400 Btu per hr, or standing, 550 Btu per hr.

**TABLA 17 Ganancia de calor debida al ventilador**

	FAN TOTAL PRESSURE† (In. of Water)	CENTRAL STATION SYSTEMS‡					APPLIED OR UNITARY SYSTEM**				
		Temp DHW Room to Supply Air					Temp DHW Room to Supply Air				
		10 F	15 F	20 F	25 F	30 F	10 F	15 F	20 F	25 F	30 F
PERCENT OF ROOM SENSIBLE HEAT*											
Fan Motor Not in Conditioned Space or Air Stream	0.50	1.2	0.8	0.6	0.5	0.4	2.2	1.5	1.1	0.9	0.7
	0.75	1.9	1.3	1.0	0.8	0.6	3.5	2.4	1.8	1.4	1.2
	1.00	2.7	1.8	1.4	1.1	0.9	4.8	3.2	2.4	1.9	1.6
	1.25	3.9	2.6	1.9	1.6	1.3	6.5	4.3	3.2	2.6	2.2
	1.50	4.6	3.1	2.3	1.9	1.6	7.8	5.2	3.9	3.1	2.6
	1.75	5.4	3.6	2.7	2.2	1.8	9.1	6.1	4.6	3.6	3.0
	2.00	6.2	4.1	3.1	2.5	2.1	10.4	6.9	5.2	4.2	3.5
	3.00	10.4	6.9	5.2	4.2	3.5	16.7	11.2	8.4	6.7	5.6
	4.00	15.3	10.2	7.7	6.1	5.1					
	5.00	19.2	12.8	9.6	7.7	6.4					
6.00	24.4	16.3	12.2	9.9	8.2						
8.00	38.0	25.4	19.0	15.2	12.7						
Fan Motor†† in Conditioned Space or Air Stream	0.50	1.6	1.1	0.8	0.6	0.5	2.7	1.8	1.4	1.1	0.9
	0.75	2.4	1.8	1.3	1.1	0.9	4.2	2.8	2.1	1.7	1.4
	1.00	3.6	2.4	1.8	1.5	1.2	5.8	3.8	2.9	2.3	1.9
	1.25	5.0	3.4	2.5	2.0	1.7	7.6	5.1	3.8	3.1	2.6
	1.50	6.0	4.0	3.0	2.4	2.0	9.2	6.1	4.6	3.7	3.1
	1.75	7.0	4.7	3.5	2.8	2.4	10.7	7.2	5.4	4.3	3.6
	2.00	8.0	5.4	4.0	3.2	2.7	12.2	8.2	6.1	4.9	4.1
	3.00	13.2	8.8	6.6	5.3	4.4	19.5	13.1	9.8	7.8	6.5
	4.00	19.0	12.7	9.5	7.6	6.4					
	5.00	23.8	15.9	11.9	9.5	8.0					
6.00	30.0	20.0	15.0	12.0	10.0						
8.00	45.5	30.3	22.8	18.2	15.2						

\*Excludes from heat gain, typical values for bearing losses, etc. which are dissipated in apparatus room.

†Fan Total Pressure equals fan static pressure plus velocity pressure at fan discharge. Below 1200 fpm the fan total pressure is approximately equal to the fan static. Above 1200 fpm the total pressure should be figured.

†70% fan efficiency assumed.

\*\*30% fan efficiency assumed.

††80% motor and drive efficiency assumed.

**TABLA 18** Velocidades iniciales máximas para  
sistemas a velocidades bajas

APPLICATION	CONTROLLING FACTOR NOISE GENERATION Main Ducts	CONTROLLING FACTOR--DUCT FRICTION			
		Main Ducts		Branch Ducts	
		Supply	Return	Supply	Return
Residences	600	1000	800	600	600
Apartments Hotel Bedrooms Hospital Bedrooms	1000	1500	1300	1200	1000
Private Offices Director's Rooms Libraries	1200	2000	1300	1600	1200
Theatres Auditoriums	800	1300	1100	1000	800
General Offices High Class Restaurants High Class Stores Banks	1500	2000	1500	1600	1200
Average Stores Cafeterias	1800	2000	1300	1600	1200
Industrial	2500	3000	1800	2200	1300

**TABLA 19 Dimensiones de los ductos, área transversal, diámetro circular equivalente y clase de construcción**

MODE	6		8		10		12		14		16		18		20		22	
	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.
10	.39	8.4	.52	9.8	.65	10.9												
12	.45	9.1	.62	10.7	.77	11.9	.94	13.1										
14	.52	9.8	.72	11.5	.91	12.9	1.09	14.2	1.28	15.3								
16	.59	10.4	.81	12.3	1.02	13.7	1.24	15.1	1.45	16.3	1.67	17.5						
18	.66	11.0	.91	12.9	1.15	14.5	1.40	16.0	1.63	17.3	1.87	18.5	2.12	19.7				
20	.72	11.5	.99	13.5	1.26	15.2	1.54	16.8	1.81	18.2	2.07	19.5	2.34	20.7	2.61	21.9		
22	.78	12.0	1.06	14.1	1.38	15.9	1.69	17.6	1.99	19.1	2.27	20.4	2.57	21.7	2.86	22.9	3.17	24.1
24	.84	12.4	1.16	14.6	1.50	16.6	1.83	18.3	2.14	19.8	2.47	21.3	2.78	22.6	3.11	23.9	3.43	25.1
26	.89	12.8	1.26	15.2	1.61	17.3	1.97	19.0	2.31	20.6	2.66	22.1	3.01	23.5	3.33	24.8	3.71	26.1
28	.95	13.2	1.33	15.6	1.71	17.7	2.09	19.6	2.47	21.3	2.84	22.9	3.23	24.4	3.60	25.7	4.00	27.1
30	1.01	13.6	1.41	16.1	1.82	18.3	2.22	20.2	2.64	22.0	3.06	23.7	3.44	25.2	3.89	26.7	4.37	28.0
32	1.07	14.0	1.48	16.5	1.92	18.8	2.36	20.8	2.81	22.7	3.23	24.4	3.68	26.0	4.12	27.5	4.55	28.9
34	1.12	14.4	1.58	17.0	2.03	19.3	2.49	21.4	2.96	23.3	3.43	25.1	3.89	26.7	4.37	28.3	4.81	29.7
36	1.16	14.7	1.65	17.4	2.14	19.8	2.61	21.9	3.11	23.9	3.63	25.8	4.09	27.4	4.58	29.0	5.07	30.5
38	1.22	15.0	1.73	17.8	2.25	20.3	2.76	22.5	3.27	24.5	3.80	26.4	4.30	28.1	4.84	29.8	5.37	31.4
40	1.28	15.3	1.81	18.2	2.33	20.7	2.88	23.0	3.43	25.1	3.97	27.0	4.52	28.8	5.07	30.5	5.62	32.1
42	1.33	15.6	1.88	18.5	2.43	21.1	2.98	23.4	3.57	25.6	4.13	27.6	4.71	29.4	5.31	31.2	5.86	32.8
44	1.38	15.9	1.93	18.9	2.52	21.5	3.11	23.9	3.71	26.1	4.33	28.2	4.90	30.0	5.55	31.9	6.12	33.5
46	1.43	16.2	2.01	19.2	2.61	21.9	3.22	24.3	3.88	26.7	4.49	28.7	5.10	30.6	5.76	32.5	6.37	34.2
48	1.48	16.5	2.09	19.6	2.71	22.3	3.35	24.8	4.03	27.2	4.65	29.2	5.30	31.2	5.97	33.1	6.64	34.9
50			2.16	19.9	2.81	22.7	3.44	25.2	4.15	27.6	4.84	29.8	5.51	31.8	6.19	33.7	6.87	35.5
52			2.22	20.2	2.91	23.1	3.57	25.6	4.30	28.1	5.00	30.3	5.72	32.4	6.41	34.3	7.14	36.0
54			2.29	20.5	2.98	23.4	3.71	26.1	4.43	28.5	5.17	30.8	5.90	32.9	6.64	34.9	7.38	36.8
56			2.38	20.9	3.09	23.8	3.83	26.5	4.55	28.9	5.31	31.3	6.08	33.4	6.87	35.5	7.62	37.4
58			2.43	21.1	3.19	24.2	3.94	26.9	4.68	29.3	5.48	31.7	6.26	33.9	7.06	36.0	7.87	38.0
60			2.50	21.4	3.27	24.5	4.06	27.3	4.84	29.8	5.65	32.2	6.50	34.5	7.26	36.5	8.12	38.6
64			2.64	22.0	3.46	25.2	4.24	27.9	5.10	30.6	5.91	33.1	6.87	35.5	7.71	37.6	8.59	39.7
68			3.63	25.8	4.49	28.7	5.37	31.4	6.26	33.9	7.18	36.3	8.12	38.6	9.03	40.7		
72			3.83	26.5	4.71	29.4	5.69	32.3	6.80	34.8	7.54	37.2	8.50	39.5	9.32	41.8		
76			4.09	27.4	4.91	30.0	5.86	32.8	6.83	35.4	7.95	38.2	8.90	40.4	9.98	42.8		
80			4.15	27.6	5.17	30.8	6.15	33.6	7.22	36.4	8.29	39.0	9.21	41.1	10.4	43.8		
84					5.41	31.5	6.41	34.5	7.54	37.3	8.55	39.6	9.75	42.3	10.8	44.6		
88					5.58	32.0	6.64	34.9	7.87	38.0	8.94	40.5	10.1	43.1	11.2	45.4		
92							5.79	32.6	6.91	35.6	8.12	38.6	9.39	41.5	10.4	43.8	11.7	46.3
96							5.90	33.0	7.14	36.2	8.40	39.2	9.70	42.1	10.8	44.3	12.1	47.2
100									7.40	36.9	8.50	39.5	9.80	42.5	11.3	45.5	12.3	47.6
104									7.60	37.4	8.90	40.5	10.3	43.5	11.6	46.2	13.0	48.8
108									7.90	38.0	9.20	41.2	10.6	44.0	12.0	47.0	13.4	49.6
112									8.10	38.6	9.50	41.8	10.9	44.7	12.3	47.5	13.8	50.3
116											9.80	42.4	11.3	45.5	12.6	48.1	14.3	51.3
120											10.0	42.8	11.5	46.0	13.1	49.1	14.4	51.5
124											10.3	43.3	11.9	46.7	13.4	49.6	15.0	52.4
128											10.6	44.1	12.1	47.1	13.8	50.4	15.5	53.3
132													12.3	47.9	14.1	50.9	15.8	53.9
136													12.8	48.5	14.5	51.6	16.2	54.5
140													12.0	48.8	14.7	52.0	16.5	55.0
144													12.3	49.4	15.2	52.9	16.8	55.6

\*Circular equivalent diameter (d). Calculated from  $d = 1.3 \frac{(ab)^{0.5}}{(a+b)^{0.5}}$





†Large numbers in table are duct class.

SMB	24		26		28		30		32		34		36		38		40	
	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.
10																		
12																		
14																		
16																		
18																		
20																		
22																		
24	3.74	26.2																
26	4.03	27.2	4.40	28.4														
28	4.33	28.2	4.74	29.5	5.10	30.6												
30	4.66	29.3	5.07	30.5	5.44	31.6	5.86	32.8										
32	4.94	30.1	5.37	31.4	5.79	32.6	6.23	33.8	6.68	35.0								
34	5.24	31.0	5.69	32.3	6.15	33.6	6.60	34.8	7.06	36.0	7.54	37.2						
36	5.58	32.0	5.94	33.0	6.52	34.6	6.99	35.8	7.46	37.0	7.95	38.2	8.44	39.4				
38	5.86	32.8	6.38	34.2	6.87	35.5	7.34	36.7	7.87	38.0	8.37	39.2	8.89	40.4	9.43	41.6		
40	6.15	33.6	6.71	35.1	7.22	36.4	7.71	37.6	8.29	39.0	8.81	40.2	9.34	41.4	9.89	42.6	10.3	43.8
42	6.45	34.4	7.03	35.9	7.58	37.3	8.12	38.6	8.68	39.9	9.21	41.1	9.80	42.4	10.4	43.6	11.0	44.8
44	6.75	35.2	7.34	36.7	7.91	38.1	8.50	39.5	9.07	40.8	9.61	42.0	10.3	43.6	10.8	44.6	11.4	45.8
46	7.02	35.9	7.63	37.4	8.25	38.9	8.85	40.3	9.46	41.7	10.1	43.0	10.7	44.3	11.2	45.6	11.9	46.8
48	7.30	36.6	7.95	38.2	8.59	39.7	9.23	41.2	9.89	42.6	10.3	43.9	11.1	45.2	11.8	46.5	12.4	47.8
50	7.58	37.3	8.25	38.9	8.90	40.4	9.61	42.0	10.2	43.5	10.9	44.8	11.4	46.1	12.2	47.4	13.0	48.8
52	7.87	38.0	8.55	39.6	9.25	41.2	9.96	42.8	10.7	44.3	11.4	45.7	12.1	47.1	12.7	48.3	13.5	49.7
54	8.16	38.7	8.85	40.3	9.61	42.0	10.4	43.6	11.0	45.0	11.8	46.5	12.6	48.0	13.2	49.2	14.0	50.6
56	8.42	39.3	9.16	41.0	9.94	42.7	10.7	44.3	11.4	45.8	12.2	47.3	13.0	48.8	13.7	50.1	14.5	51.5
58	8.63	39.8	9.48	41.7	10.3	43.4	11.0	45.0	11.8	46.6	12.6	48.1	13.4	49.6	14.2	51.0	15.0	52.4
60	8.89	40.4	9.75	42.3	10.5	44.0	11.4	45.8	12.2	47.3	13.0	48.9	13.8	50.4	14.6	51.8	15.3	53.3
64	9.43	41.6	10.3	43.5	11.2	45.4	12.1	47.2	12.9	48.7	13.8	50.4	14.7	52.0	15.5	53.4	16.3	55.0
68	9.98	42.8	10.9	44.7	11.8	46.6	12.8	48.4	13.7	50.2	14.6	51.8	15.6	53.5	16.5	55.0	17.3	56.6
72	10.4	43.8	11.5	45.9	12.4	47.8	13.5	49.7	14.4	51.5	15.4	53.2	16.4	54.9	17.4	56.5	18.3	58.0
76	10.8	44.9	12.0	47.0	13.1	49.0	14.1	50.8	15.1	52.7	16.3	54.6	17.3	56.3	18.3	57.9	19.3	59.5
80	11.5	46.0	12.6	48.0	13.7	50.1	14.7	52.0	15.8	53.9	17.0	55.8	18.1	57.6	19.2	59.3	20.3	61.0
84	12.0	46.9	13.2	49.2	14.2	51.1	15.4	53.2	16.5	55.0	17.7	57.0	18.9	58.9	20.1	60.7	21.2	62.4
88	12.5	47.9	13.7	50.1	14.8	52.2	16.1	54.3	17.3	56.3	18.5	58.2	19.7	60.1	20.9	62.0	22.1	63.7
92	12.9	48.7	14.2	51.1	15.5	53.4	16.7	55.4	18.0	57.4	19.3	59.4	20.5	61.3	21.8	63.2	23.0	65.0
96	13.3	49.5	14.8	52.2	15.9	54.0	17.2	56.2	18.6	58.5	19.7	60.2	21.1	62.2	22.7	64.5	24.0	66.3
100	13.9	50.6	15.0	52.5	16.7	55.3	17.9	57.3	19.2	59.4	20.6	61.5	21.6	63.0	23.4	65.5	24.8	67.5
104	14.6	51.8	15.8	53.9	17.1	56.0	18.6	58.5	19.9	60.5	21.4	62.6	22.7	64.5	24.1	66.5	25.6	68.5
108	14.8	52.1	16.2	54.6	17.6	56.8	19.2	59.4	20.5	61.4	22.0	63.5	23.5	65.7	24.8	67.5	26.5	69.7
112	15.1	52.7	16.8	55.5	18.2	58.0	19.7	60.1	21.1	62.3	22.5	64.3	24.5	67.0	25.7	68.7	27.1	70.5
116	15.8	53.9	17.3	56.4	18.9	58.9	20.3	61.1	22.0	63.6	23.5	65.7	24.8	67.5	26.3	69.4	28.2	71.9
120	16.2	54.6	17.8	57.1	19.4	59.6	20.9	62.0	22.7	64.5	24.2	66.7	26.1	69.2	27.2	70.6	29.0	73.0
124	16.6	55.2	18.4	58.1	19.8	60.3	21.6	63.0	23.2	65.4	25.2	68.0	26.5	69.8	28.2	71.9	29.8	74.0
128	17.1	56.0	18.8	58.8	20.3	61.1	22.3	64.0	23.7	66.0	25.8	68.6	27.3	70.8	28.7	72.6	30.3	74.5
132	17.4	56.5	19.3	59.5	20.8	61.8	22.6	64.4	24.5	67.0	26.3	69.5	28.2	72.0	29.8	74.0	32.0	76.6
136	17.9	57.3	19.7	60.2	21.4	62.7	23.0	65.0	25.1	67.9	26.9	70.3	28.7	72.6	30.5	74.8	32.6	77.3
140	18.5	58.2	20.3	61.0	22.3	64.0	24.1	66.5	25.9	69.0	27.5	71.1	29.4	73.5	31.5	76.0	33.4	78.3
144	18.8	58.7	20.6	61.5	22.7	64.5	24.8	67.5	26.3	69.5	28.2	72.0	29.9	74.1	32.0	76.6	34.0	79.0

\*Circular equivalent diameter (d<sub>c</sub>). Calculated from  $d_c = 1.3 \sqrt{\frac{ab}{a+b}}$ .

†Large numbers in table are duct class.

**TABLA 20 Longitud equivalente de ducto  
debida a codos rectangulares**

W	D	RADIUS ELBOW NO VANES	RADIUS ELBOW--WITH VANES:		SQUARE ELBOWS:	
						
		Radius Ratio <sup>1</sup> R/D = 1.25	R <sub>1</sub> = 6" (Recommended)	R <sub>1</sub> = 3" (Acceptable)	Double Thickness Turning Vanes	Single Thickness Turning Vanes
<b>ADDITIONAL EQUIVALENT LENGTH OF STRAIGHT DUCT (FT)</b>						
			Vanes			
30	30	15	14	2	14	34
	24	13	17	1	13	30
	20	12	15	1	12	25
	16	10	11	1	11	20
	12	8			11	15
	10	7			9	12
	8	6			8	10
34	34	38	19	3	23	80
	28	32	17	3	21	72
	24	28	20	2	18	62
	20	24	16	1	14	50
	16	20	13	1	12	40
	12	16	11	1	10	30
	10	14			10	25
	8	12			10	20
	6	10			10	15
	4	8			8	12
	3	7			7	10
	2	6			7	8
38	38	42	16	3	19	66
	32	36	19	2	17	58
	28	32	15	2	14	48
	24	28	12	1	10	38
	20	24	9	1	9	30
	16	20			9	25
	12	16			9	20
	10	14			8	15
	8	12			8	12
	6	10			7	10
	4	8			7	8
42	42	46	9	3	14	48
	36	40	12	2	12	42
	32	36	11	2	9	36
	28	32	8	1	8	30
	24	28			8	25
	20	24			8	20
	16	20			8	15
	12	16			6	12
	10	14			6	10
	8	12			6	8
	6	10			4	8
48	48	52	8	2	10	33
	42	46	7	2	9	30
	36	40	8	1	8	26
	32	36			7	22
	28	32			7	18
	24	28			7	15
	20	24			5	12
	16	20			5	10
	12	16			5	8
	10	14			4	8
54	54	58	6	2	8	27
	48	52	6	2	8	24
	42	46	7	1	8	21
	36	40			7	18
	32	36			7	15
	28	32			6	12
	24	28			6	10
	20	24			5	8
	16	20			5	8
	12	16			4	8
	10	14			3	8
60	60	64	3	2	4	21
	54	58	4	1	5	19
	48	52	4	1	5	16
	42	46			4	14
	36	40			4	10
	30	34			3	8
66	66	70	4	1	4	13
	60	64	3	1	4	13
	54	58			4	11
	48	52			3	8

<sup>1</sup>Don't use Hard Bends as shown

Hard Bend

Easy Bend






DUCT DIMENSIONS (in.)		RADIUS ELBOW NO VANES 	RADIUS ELBOW—WITH VANES:		SQUARE ELBOWS:	
						
W	D	Radius Ratio R/D = 1.25	R <sub>1</sub> = 6" (Recommended)	R <sub>1</sub> = 3" (Acceptable)	Double Thickness Turning Vanes	Single Thickness Turning Vanes
ADDITIONAL EQUIVALENT LENGTH OF STRAIGHT DUCT (FT)						
			Vaness			
				Vaness		
96	48	31	45 2	43 3	40	60
	36	25	36 2	31 3	30	45
	30	22	31 2	28 2	25	37
	24	19	33 1	29 2	20	30
	20	16	28 1	25 2	17	25
72	48	28	44 2	41 3	35	60
	36	23	33 2	29 3	29	45
	30	21	28 2	23 2	25	37
	24	17	29 1	23 2	21	30
	20	15	23 1	19 2	18	25
	16	13	18 1	16 2	15	20
	12	12		15 1	11	15
60	48	27	41 2	39 3	33	60
	36	22	31 2	27 3	27	45
	30	19	25 2	21 2	23	37
	24	16	27 1	26 2	20	30
	20	14	22 1	21 2	17	25
	16	12	16 1	15 2	13	20
	12	10		14 1	10	15
48	48	45	35 3			
	48	26	33 2	34 3	29	60
	36	20	26 2	22 3	23	45
	36	18	23 2	28 2	21	37
	24	15	34 1	21 2	18	30
	20	14	19 1	17 2	15	25
	16	11	15 1	14 2	12	20
	12	9		13 1	10	15
	10	8		11 1	8	12
	8	6		9 1	7	10
42	42	23	28 2	26 3	24	53
	36	20	24 2	21 3	22	45
	30	17	21 2	26 2	20	37
	24	15	21 1	19 2	16	30
	20	13	16 1	16 2	14	25
	16	11	14 1	13 2	12	20
	12	9		13 1	9	15
	10	8		10 1	8	12
	8	7		8 1	6	10
36	72"	34	27 3			
	36	19	22 2	19 3	20	45
	30	16	19 2	22 2	18	37
	24	14	20 1	22 2	15	30
	20	12	17 1	13 2	13	25
	16	10	13 1	12 2	11	20
	12	9		12 1	9	15
	10	8		9 1	8	12
	8	7		8 1	6	10
30	30	17	19 2	16 3	17	40
	30	16	18 2	21 2	17	37
	24	14	19 1	17 2	15	30
	20	12	16 1	14 2	12	25
	16	10	12 1	12 2	11	20
	12	8		12 1	8	15
	10	7		9 1	7	12
	8	6		8 1	6	10

TABLA 21 Factores de corrección por temperatura y altitud

Temperatura		O mts.	152	305	457	610	762	915	1069	1220	1372	1524	1676	1829	1981	2134	2286	2439	2590	2743	3050
"C"	"F"	O pies	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000	8500	9000	10.000
-17.7	0°	.87	.89	.91	.92	.94	.96	.98	.99	1.01	1.03	1.05	1.08	1.09	1.10	1.13	1.15	1.17	1.19	1.22	1.26
4.4	40°	.94	.96	.98	1.00	1.02	1.04	1.08	1.08	1.10	1.12	1.14	1.18	1.19	1.21	1.23	1.26	1.28	1.30	1.32	1.36
21.1	70°	1.00	1.02	1.04	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.18	1.18	1.20	1.22	1.25	1.27	1.30	1.32	1.35	1.37	1.40	1.45
26.6	80°	1.02	1.04	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.19	1.21	1.23	1.26	1.28	1.30	1.33	1.36	1.38	1.41	1.43	1.48
37.7	100°	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.19	1.21	1.23	1.25	1.28	1.30	1.33	1.35	1.38	1.41	1.43	1.46	1.48	1.54
48.8	120°	1.09	1.12	1.14	1.16	1.18	1.20	1.23	1.25	1.28	1.30	1.32	1.35	1.38	1.40	1.43	1.46	1.48	1.51	1.53	1.58
50.0	140°	1.13	1.15	1.18	1.20	1.22	1.25	1.27	1.29	1.32	1.34	1.37	1.40	1.42	1.45	1.48	1.51	1.54	1.57	1.58	1.65
71.1	160°	1.17	1.19	1.22	1.24	1.26	1.29	1.31	1.34	1.36	1.39	1.42	1.44	1.47	1.50	1.53	1.56	1.59	1.62	1.64	1.70
82.2	180°	1.21	1.23	1.26	1.28	1.30	1.33	1.36	1.38	1.41	1.43	1.46	1.49	1.52	1.55	1.58	1.61	1.64	1.67	1.70	1.75
92.3	200°	1.25	1.27	1.29	1.32	1.34	1.37	1.40	1.42	1.45	1.48	1.51	1.54	1.57	1.60	1.63	1.66	1.69	1.72	1.75	1.81
121.1	250°	1.34	1.36	1.38	1.42	1.45	1.47	1.50	1.53	1.56	1.59	1.62	1.65	1.68	1.71	1.74	1.78	1.82	1.85	1.88	1.94
149.0	300°	1.43	1.46	1.49	1.52	1.55	1.58	1.61	1.64	1.67	1.70	1.74	1.77	1.80	1.84	1.87	1.91	1.94	1.98	2.00	2.08
177.0	350°	1.53	1.56	1.59	1.62	1.65	1.68	1.72	1.75	1.78	1.81	1.85	1.88	1.92	1.96	2.00	2.04	2.07	2.11	2.14	2.22
204.6	400°	1.62	1.65	1.68	1.72	1.75	1.79	1.82	1.85	1.89	1.93	1.96	2.00	2.04	2.08	2.12	2.16	2.20	2.25	2.27	2.35
232.2	450°	1.72	1.75	1.79	1.82	1.86	1.89	1.93	1.96	2.00	2.04	2.08	2.12	2.16	2.20	2.24	2.29	2.33	2.38	2.41	2.50
260.0	500°	1.81	1.85	1.88	1.92	1.96	1.99	2.03	2.07	2.11	2.15	2.19	2.23	2.28	2.32	2.36	2.41	2.46	2.51	2.54	2.62
287.8	550°	1.91	1.94	1.98	2.02	2.06	2.10	2.14	2.18	2.22	2.26	2.30	2.35	2.40	2.44	2.49	2.54	2.59	2.63	2.68	2.77
315.6	600°	2.00	2.04	2.08	2.12	2.16	2.20	2.24	2.29	2.33	2.38	2.42	2.47	2.50	2.56	2.61	2.66	2.71	2.77	2.80	2.90
343.3	650°	2.10	2.14	2.18	2.22	2.26	2.31	2.35	2.40	2.44	2.49	2.54	2.58	2.63	2.68	2.73	2.79	2.84	2.90	2.94	3.04
371.1	700°	2.19	2.23	2.27	2.32	2.36	2.41	2.46	2.50	2.55	2.60	2.65	2.70	2.75	2.80	2.86	2.91	2.97	3.03	3.08	3.18
398.9	750°	2.28	2.33	2.37	2.42	2.47	2.51	2.56	2.61	2.66	2.71	2.76	2.81	2.87	2.92	2.98	3.04	3.10	3.16	3.19	3.31
426.7	800°	2.38	2.43	2.48	2.52	2.57	2.62	2.66	2.72	2.76	2.81	2.86	2.90	2.96	3.02	3.10	3.14	3.21	3.26	3.33	3.45
454.5	850°	2.47	2.52	2.57	2.62	2.67	2.72	2.78	2.82	2.87	2.92	2.97	3.02	3.09	3.14	3.21	3.26	3.33	3.38	3.46	3.58
482.2	900°	2.57	2.62	2.67	2.72	2.78	2.83	2.88	2.93	2.98	3.03	3.08	3.14	3.21	3.26	3.34	3.39	3.47	3.52	3.60	3.73
510.0	950°	2.66	2.72	2.77	2.82	2.87	2.92	2.98	3.03	3.08	3.14	3.19	3.24	3.32	3.33	3.46	3.51	3.58	3.65	3.72	3.86
537.8	1000°	2.76	2.82	2.87	2.92	2.98	3.04	3.09	3.14	3.20	3.26	3.31	3.37	3.45	3.50	3.59	3.64	3.72	3.78	3.86	4.00

AIRE NORMAL DE 0.075 LBS. POR PIE CUBICO  
(0.004674 KGS/m<sup>3</sup>) y 30'' DE COLUMNA DE HG. (760 mm)



TABLA 21 Factores de corrección por temperatura y altitud

Temperatura		0 mts.	152	305	457	610	762	915	1069	1220	1372	1524	1676	1829	1981	2134	2286	2439	2590	2743	3050
°C	°F	0 pies	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000	8500	9000	10,000
-17.7	0°	.87	.89	.91	.92	.94	.96	.98	.99	1.01	1.03	1.05	1.08	1.09	1.10	1.13	1.15	1.17	1.19	1.22	1.26
9.4	40°	.96	.96	.98	1.00	1.02	1.04	1.08	1.08	1.10	1.12	1.15	1.18	1.19	1.21	1.23	1.26	1.28	1.30	1.32	1.36
21.1	70°	1.00	1.02	1.04	1.08	1.10	1.12	1.14	1.18	1.18	1.20	1.22	1.25	1.27	1.30	1.32	1.35	1.37	1.40	1.42	1.45
28.8	80°	1.02	1.04	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.19	1.21	1.23	1.26	1.28	1.30	1.33	1.36	1.38	1.41	1.43	1.46
37.7	100°	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.18	1.21	1.23	1.25	1.28	1.30	1.33	1.35	1.38	1.41	1.43	1.46	1.48	1.50
48.8	120°	1.09	1.12	1.14	1.16	1.18	1.20	1.23	1.25	1.28	1.30	1.32	1.35	1.38	1.40	1.43	1.46	1.48	1.51	1.53	1.56
60.0	140°	1.13	1.15	1.18	1.20	1.22	1.25	1.27	1.29	1.32	1.34	1.37	1.40	1.42	1.45	1.48	1.51	1.54	1.57	1.58	1.65
71.1	160°	1.17	1.19	1.22	1.24	1.26	1.29	1.31	1.36	1.36	1.39	1.42	1.46	1.47	1.50	1.53	1.56	1.59	1.62	1.64	1.70
82.2	180°	1.21	1.23	1.26	1.28	1.30	1.33	1.36	1.38	1.41	1.43	1.46	1.49	1.52	1.55	1.58	1.61	1.64	1.67	1.70	1.75
93.3	200°	1.25	1.27	1.29	1.32	1.34	1.37	1.40	1.42	1.45	1.48	1.51	1.54	1.57	1.60	1.63	1.66	1.69	1.72	1.75	1.81
121.3	250°	1.34	1.36	1.38	1.42	1.45	1.47	1.50	1.53	1.56	1.59	1.62	1.65	1.68	1.71	1.74	1.78	1.82	1.85	1.88	1.94
149.0	300°	1.43	1.46	1.48	1.52	1.55	1.58	1.61	1.65	1.67	1.70	1.74	1.77	1.80	1.84	1.87	1.91	1.94	1.98	2.00	2.06
177.0	350°	1.53	1.56	1.59	1.62	1.65	1.68	1.72	1.75	1.78	1.81	1.85	1.88	1.92	1.96	2.00	2.04	2.07	2.11	2.14	2.22
204.8	400°	1.62	1.65	1.68	1.72	1.75	1.79	1.82	1.85	1.89	1.93	1.96	2.00	2.04	2.08	2.12	2.16	2.20	2.25	2.27	2.35
232.2	450°	1.72	1.75	1.79	1.82	1.86	1.89	1.93	1.96	2.00	2.04	2.08	2.12	2.16	2.20	2.24	2.28	2.33	2.38	2.41	2.50
260.0	500°	1.81	1.85	1.88	1.92	1.96	1.99	2.03	2.07	2.11	2.15	2.19	2.23	2.28	2.32	2.36	2.41	2.46	2.51	2.54	2.62
287.8	550°	1.91	1.94	1.98	2.02	2.06	2.10	2.14	2.18	2.22	2.26	2.30	2.35	2.40	2.44	2.48	2.54	2.58	2.63	2.68	2.77
315.8	600°	2.00	2.04	2.08	2.12	2.16	2.20	2.24	2.29	2.33	2.38	2.42	2.47	2.50	2.56	2.61	2.66	2.71	2.77	2.80	2.90
343.3	650°	2.10	2.14	2.18	2.22	2.26	2.31	2.35	2.40	2.44	2.49	2.54	2.58	2.63	2.68	2.74	2.79	2.84	2.90	2.94	3.04
371.1	700°	2.19	2.23	2.27	2.32	2.36	2.41	2.46	2.50	2.55	2.60	2.65	2.70	2.75	2.80	2.86	2.91	2.97	3.03	3.08	3.19
398.9	750°	2.28	2.33	2.37	2.42	2.47	2.51	2.56	2.61	2.66	2.71	2.76	2.81	2.87	2.92	2.98	3.04	3.10	3.16	3.19	3.31
426.7	800°	2.38	2.43	2.48	2.52	2.57	2.62	2.66	2.72	2.76	2.81	2.86	2.90	2.96	3.02	3.10	3.14	3.21	3.28	3.33	3.45
454.4	850°	2.47	2.52	2.57	2.62	2.67	2.72	2.76	2.82	2.87	2.92	2.97	3.02	3.09	3.14	3.21	3.26	3.33	3.38	3.46	3.58
482.2	900°	2.57	2.62	2.67	2.72	2.78	2.83	2.88	2.93	2.98	3.03	3.08	3.14	3.21	3.26	3.34	3.39	3.47	3.52	3.60	3.73
510.0	950°	2.66	2.72	2.77	2.82	2.87	2.92	2.98	3.03	3.08	3.14	3.19	3.24	3.32	3.38	3.46	3.51	3.58	3.65	3.72	3.86
537.8	1000°	2.76	2.82	2.87	2.92	2.98	3.04	3.09	3.14	3.20	3.26	3.31	3.37	3.45	3.50	3.59	3.64	3.72	3.78	3.86	4.00

AIRE NORMAL DE 0.075 LBS. POR PIE CUBICO  
(0.004674 KGS/m<sup>3</sup>) y 30'' DE COLUMNA DE HG. (760 mm)

TABLA 22 Longitud equivalente de tubería debida a codos

NOMINAL PIPE OR TUBE SIZE (in.)	SMOOTH BEND ELBOWS						SMOOTH BEND TEES			
	90° Std.	90° Long Rad.	90° Short	45° Std.	45° Short	180° Std.	Flow-Through Branch	Equal-Flow Branch	Equal-Flow Pipe-End	Equal-Flow Pipe-End
3/8	1.4	0.9	2.3	0.7	1.1	2.3	2.7	0.9	1.2	1.4
1/2	1.6	1.0	2.5	0.8	1.3	2.5	3.0	1.0	1.4	1.6
3/4	2.0	1.4	3.2	0.9	1.6	3.2	4.0	1.4	1.9	2.0
1	2.6	1.7	4.1	1.3	2.1	4.1	5.0	1.7	2.3	2.6
1 1/4	3.3	2.3	5.6	1.7	3.0	5.6	7.0	2.3	3.1	3.3
1 1/2	4.0	2.6	6.3	2.1	3.4	6.3	8.0	2.6	3.7	4.0
2	5.0	3.3	8.2	2.6	4.5	8.2	10	3.3	4.7	5.0
2 1/2	6.0	4.1	10	3.2	5.2	10	12	4.1	5.6	6.0
3	7.5	5.0	12	4.0	6.4	12	15	5.0	7.0	7.5
3 1/2	9.0	5.9	15	4.7	7.3	15	18	5.9	8.0	9.0
4	10	6.7	17	5.2	8.3	17	21	6.7	9.0	10
5	13	8.2	21	6.5	11	21	25	8.2	12	13
6	16	10	25	7.9	13	25	30	10	14	16
8	20	13	—	10	—	33	40	13	18	20
10	25	16	—	13	—	42	50	16	23	25
12	30	19	—	16	—	50	60	19	26	30
14	34	23	—	18	—	55	68	23	30	34
16	38	26	—	20	—	62	78	26	35	38
18	42	29	—	23	—	70	85	29	40	42
20	50	33	—	26	—	81	100	33	44	50
24	60	40	—	30	—	94	115	40	50	60

**TABLA 23 Longitud equivalente de tubería debida a válvulas**

	GLOBE†	60° - Y	45° - Y	ANGLE†	GATE††	SWING CHECK†	LIFT CHECK
NOMINAL PIPE OR TUBE SIZE (In.)							
1/2	17	8	6	6	0.6	5	Globe & Vertical Lift Same as Globe Valve**
3/4	18	9	7	7	0.7	6	
1	22	11	9	9	0.9	8	
1 1/4	29	15	12	12	1.0	10	
1 1/2	38	20	15	15	1.5	14	
2	43	24	18	18	1.8	16	
2 1/2	53	30	24	24	2.3	20	
3	69	35	29	29	2.8	25	
4	84	43	35	35	3.2	30	
6	100	50	41	41	4.0	35	
8	120	58	47	47	4.5	40	
10	140	71	58	58	6	50	
12	170	88	70	70	7	60	
16	220	113	85	85	9	80	
20	280	145	103	103	12	100	
24	320	163	130	130	13	120	
30	360	185	153	153	15	135	
36	410	210	180	180	17	150	
48	460	240	200	200	19	163	
60	520	273	233	233	22	200	
72	610	320	263	263	25	240	

Losses are for all valves in fully open position.

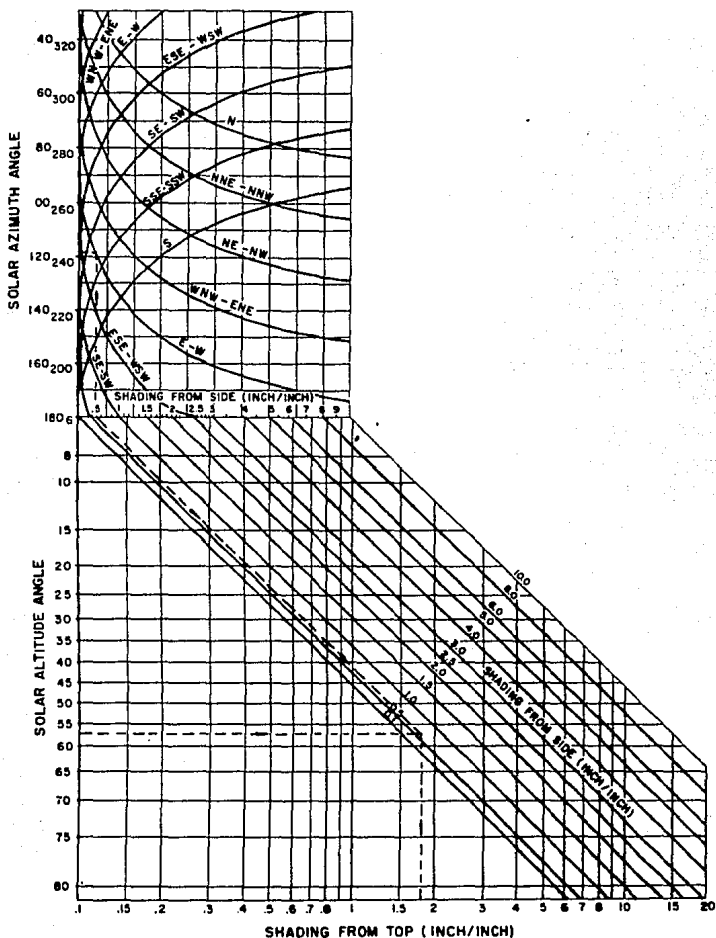
†These losses do not apply to valves with needle point type seats.

††Losses also apply to the in-line, ball type check valve.

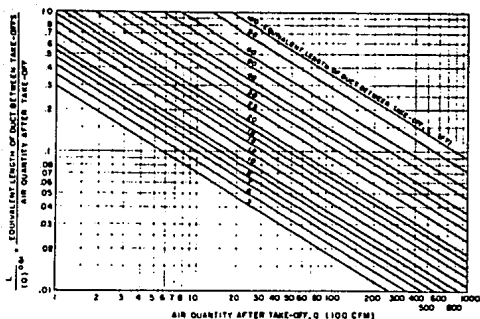
\*\*For "Y" pattern globe lift check valve with seat approximately equal to the nominal pipe diameter, use values of 60° "Y" valve for loss.

†††Regular and short pattern plug cock valves, when fully open, have same loss as gate valve. For valve losses of short pattern plug cocks above 6 ins. check manufacturer.

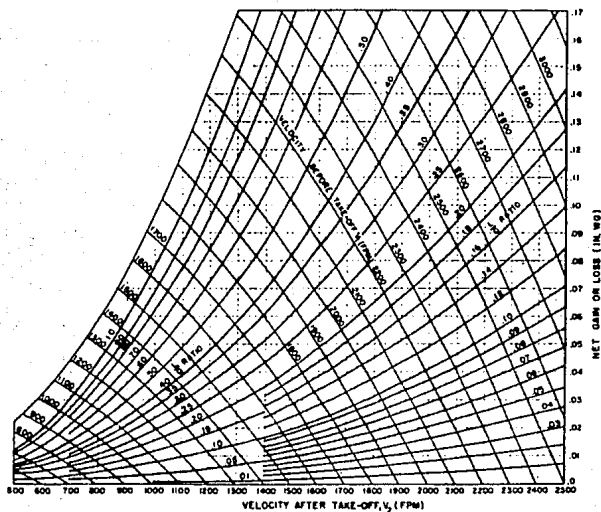
GRAFICA 1 Sombras provocadas por salientes  
horizontales y verticales



GRAFICA 2 Relación L/O

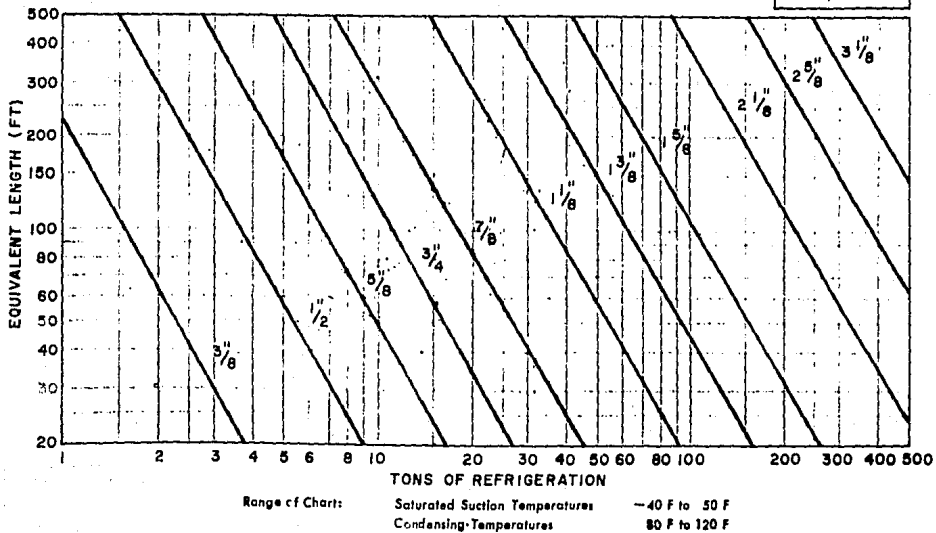


GRAFICA 3 Recuperación estática a velocidades bajas



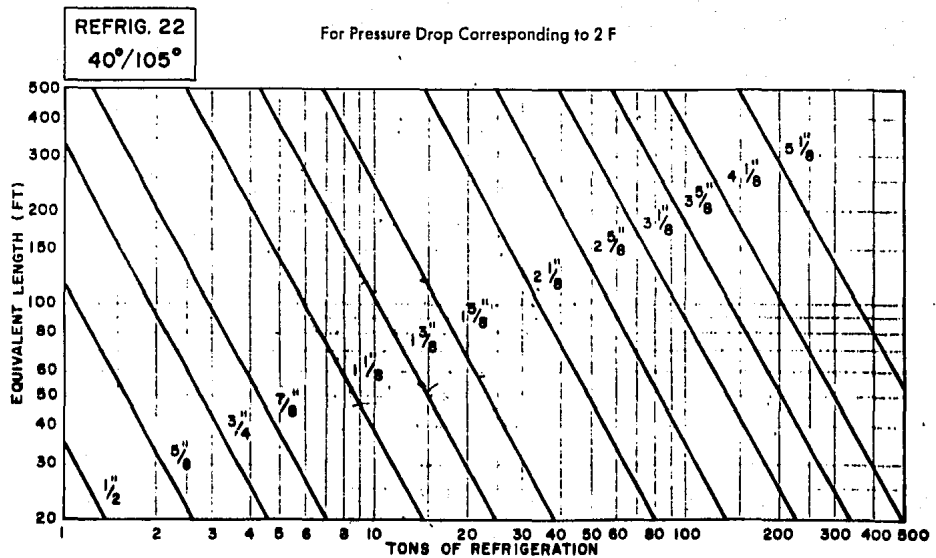


For Pressure Drop Corresponding to 1 F

REFRIG. 22  
40°/105°

GRAFICA 5 Diámetro de la tubería de líquido (cobre)

GRAFICA 6 Diámetro de la tubería de succión (cobre)





## **BIBLIOGRAFIA**

## BIBLIOGRAFIA

Althouse, Andrew D., Turnquist, Carl H. y Bracciano, Alfred F., MODERN REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING, cuarta edición, The Goodheart-Willcox Company, Inc., E.U.A., 1982.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS GUIDE AND DATA BOOK, publicado por ASHRAE, E.U.A., 1966.

BUFFALO FORGE COMPANY, FAN ENGINEERING, séptima edición, E.U.A., 1970.

CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY, HANDBOOK OF AIR CONDITIONING SYSTEM DESIGN, primera edición, McGraw-Hill Book Company, E.U.A., 1965.

DIRECCION DEL SERVICIO METEREOLOGICO NACIONAL, Secretaría de Agricultura y Recursos Hidráulicos, Av. Observatorio 192, Col. Observatorio, C.P. 11860, México D.F.

ENCICLOPEDIA DE MEXICO, cuarta edición, México, 1978.

Guenand Yves, CLIMATIZACION DE LOCALES, primera edición, Editorial Gustavo Gili, España, 1977.

PROYECTO EN AIRE ACONDICIONADO, apuntes, Universidad Nacional Autónoma de México, Facultad de Ingeniería, División de Educación Continua, Julio, 1986.

Van Wylen, Gordon J. y Sonntag, Richard E., FUNDAMENTOS DE TERMODINAMICA, primera edición, Editorial Limusa, S.A., México, 1967.

Woods of Colchester, Ltd., GUIA PRACTICA DE LA VENTILACION, primera edición, Editorial Blume, España, 1970.