

27
1ej



UNIVERSIDAD LA SALLE

ESCUELA DE INGENIERIA

INCORPORADA A LA U. N. A. M.

**PROYECTO DE UN SISTEMA DE AIRE
ACONDICIONADO PARA UN EDIFICIO
PARA OFICINAS EN TAPACHULA,
CHIAPAS.**

**TESIS PROFESIONAL
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA,
AREA PRINCIPAL INGENIERIA MECANICA
PRESENTA
MIROSLAV MEDVEDEC LESKOVAR**



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.

INDICE

INTRODUCCION	1
I DATOS GENERALES DEL PROYECTO	3
a) Análisis de la construcción	5
b) Material utilizado en la construcción	5
c) Aprovechamiento de recursos naturales como apoyo al sistema de aire acondicionado	6
d) Fuentes de calor	7
II CALCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO	9
Condiciones del proyecto	9
Especificaciones de las zonas para acondicionar	9
Balance Térmico	12
a) Ganancia de calor en ventanas, paredes y techo debido al efecto solar.	12
b) Ganancia de calor por los ocupantes del espacio para acondicionar	25
c) Ganancia de calor por el equipo instalado en el espacio para acondicionar	25
d) Ganancia de calor por el aire de infiltración	26
e) Cantidad de aire para la carga de enfriamiento	34
III SELECCION DEL EQUIPO PARA MANEJO Y ACONDICIONAMIENTO	
DE AIRE	37
a) Distribución de aire de suministro	38
b) Distribución de aire de retorno	41
c) Difusores para la distribución de aire de suministro y rejillas para aire de retorno	46
d) Selección de la unidad manejadora tipo paquete	48

e) Principio del funcionamiento de la manejadora	51
f) Instalación y mantenimiento del equipo	53
IV CONTROL DEL SISTEMA	56
Funcionamiento del termostato	57
V COSTOS DEL SISTEMA	59
a) Costo del Equipo	59
b) Costo de operación y mantenimiento	61
c) Costo total	62
CONCLUSIONES	63
APENDICES	65
TABLAS	65
FIGURAS	93
BIBLIOGRAFIA	101

INTRODUCCION

El hombre conoce los beneficios de hielo, agua fría y aire frío desde hace mucho tiempo. Los modernos adelantos de la refrigeración del aire implican el control de la temperatura, humedad y ventilación como los factores más importantes para proveer las condiciones del ambiente deseadas.

Los materiales de origen vegetal o animal pueden variar de peso y calidad en el caso de modificar la humedad de aire; por consiguiente, al considerar la humedad en los diseños de sistemas de aire acondicionado se ha contribuido no únicamente con las condiciones óptimas para las personas, sino también a las de productos lácteos, vegetales, frutas y carnes.

El desarrollo del aire acondicionado ha sufrido enormes cambios y avances después de la Segunda Guerra Mundial. Las relaciones técnicas, tecnológicas y científicas han mejorado mucho, especialmente entre los países de Europa Occidental y Estados Unidos de Norteamérica, e independientemente, complementándose unos a otros se han mejorado los sistemas de aire acondicionado. Muchas teorías se han llevado a cabo a la práctica y hemos llegado al punto donde las condiciones del ambiente se pueden controlar perfectamente en todos los climas, latitudes y altitudes.

Las instalaciones de los sistemas se han economizado y obtenido precios comerciales aceptables y relativamente bajos debido a la fabricación en serie de manejadores de aire, compresores, ventiladores, etc.

Los países desarrollados empezaron a utilizar los sistemas de acondicionamiento de aire mucho antes que los países subdesarrollados, y por medio de la fabricación de las compañías transnacionales e importaciones estos sistemas se encuentran en la actualidad en cualquier país del mundo.

Elegí este tipo de proyecto como el tema de mi tesis debido a que lo considero muy interesante y complejo en el campo de la ingeniería mecánica, y espero que este tipo de proyecto práctico ayude a la aplicación e interés del mismo en nuestro país, ya que se encuentra en un constante e intenso desarrollo.

I DATOS GENERALES DEL PROYECTO

a) Análisis de la construcción:

El edificio de oficinas para acondicionar se encuentra en la ciudad de Tapachula, Chiapas. Está ubicado en una zona residencial de la ciudad, donde la altura de las construcciones es de una o dos plantas. Para poder calcular la carga térmica el edificio se debe dividir en varias zonas.

La zonificación, o división por zonas, es necesaria para poder estimar con precisión la ganancia de calor en cada una de las zonas y las condiciones del aire interior deseadas.

Un edificio se divide en zonas debido a las condiciones exteriores, tomando en cuenta las ganancias o pérdidas de calor por efectos solares y vientos. Un buen sistema de zonificación debe cumplir con la temperatura y humedad deseadas, mantener una buena ventilación y distribución de aire, así como una construcción del sistema estable, económica y funcional.

Para estimar correctamente las cargas de refrigeración es importante un estudio de componentes de carga en el espacio para acondicionar, sin omitir ningún aspecto importante del edificio, o bien, cada local o zona.

Con el fin de obtener lo arriba mencionado, es importante basar todas las estimaciones y cálculos en los planos de detalle.

- 1) Orientación de la construcción tomando en cuenta efectos de sol, viento y superficies reflectantes como aguas, estacionamientos y sombras.
- 2) Dimensiones del edificio o locales: largo, ancho y alto, tomando en cuenta el plafón o espacio aprovechable para la colocación de tuberías y otro equipo para aire acondicionado, como la ubicación de las instalaciones eléctricas, de agua, etc.
- 3) El uso del local: oficina, almacén escuela, cocina, restaurante, etc.
- 4) Puertas y ventanas: tipo de marcos y material de fabricación, tomando en consideración las persianas en caso de que se utilicen.
- 5) Ocupantes del espacio para acondicionar: número, tiempo de ocupación y tipo de actividad.
- 6) Aparatos eléctricos y alumbrado: ubicación de los aparatos, frecuencia de empleo, potencia de motores, cálculo de la iluminación, estimando la cantidad de watts por unidad de área.
- 7) Ventilación: exceso de humo y olores.
Unidades de volumen por persona o unidad de área del local para acondicionar. Hay que tomar en cuenta el funcionamiento del sistema continuo u ocasional.

b) Material utilizado en la construcción:

El edificio está construido en planta baja, aproximadamente a 30 cm arriba del terreno que lo rodea. La construcción es relativamente sencilla; en las esquinas extremas las columnas de concreto unen las paredes y le dan la rigidez y unión compacta al edificio. Las paredes exteriores están hechas de ladrillo de 12 pulgadas de ancho, cubiertas con acabados de cemento blanco de 1/2 pulgadas de ancho. Dichas paredes son blancas por fuera y por dentro; el piso del edificio está construido de concreto con aislamientos adecuados contra la humedad y está cubierto con alfombra de 1/2 pulgadas de grueso en su totalidad.

El techo del edificio está hecho de hormigón, de 6 pulgadas de espesor. Sobre el hormigón se encuentra el piso de ladrillo como acabado final.

Los locales cuentan con cielo falso con espacio de aire de 40 cm y placas aislantes (plafón) colocadas sobre perfiles metálicos.

Todas las divisiones de las oficinas interiores son de madera comprimida de 2 pulgadas de ancho, al igual que las puertas; las ventanas poseen el cristal de 2mm de espesor y cortinas blanca de rollo; la puerta de la entrada principal es placa de cristal polarizada de 1/4 de pulgada, igual que las ventanas. Todas las puertas son de cristal, decoradas con cortinas blancas de rollo.

c) Aprovechamiento de recursos naturales como apoyo al sistema de aire acondicionado:

Un edificio moderno en Tapachula, Chiapas, no se puede imaginar sin el sistema de aire acondicionado. El clima en este lugar es tropical, húmedo, donde la temperatura promedio anual es de alrededor de los - 88°F (31°C). La diferencia de temperatura entre el día y la noche varía de alrededor de los 9°F (5°C).

Este proyecto del sistema de aire acondicionado es de suma importancia ya que el edificio está expuesto a la radiación solar todo el tiempo y es factible que se ocupe para oficinas.

Todos los lados de la construcción están sombreados totalmente por palmeras y algunos otros árboles tropicales de aproximadamente 3 a 4 metros. Este efecto de sombra ayuda y sirve como apoyo al sistema de aire acondicionado, debido a que disminuye la ganancia de calor por efecto solar.

El viento sería un factor muy importante de apoyo al sistema; sin embargo, debido a que la ciudad de Tapachula se encuentra ubicada en los límites de las colinas de Soconusco y la Llanura Costera de Chiapas, los vientos no logran desarrollar gran velocidad por la sierra que es un obstáculo físico a los movimientos de las masas de aire. La velocidad estimada de los vientos en la ciudad de Tapachula es de 10 m/hora (0.55 pie/min.) misma que se considerará en los cálculos de este proyecto.

d) Fuentes de calor:

El cálculo de carga de enfriamiento consiste en la estimación de condiciones físicas y cálculo de ganancia de calor en el espacio que se va a acondicionar.

En el caso de este proyecto que está instalado en Tapachula, Chiapas, las variaciones de temperatura son pocas, y se tomarán en cuenta las máximas de verano.

La pequeña caída de temperatura que existe durante la noche no afecta mucho al proyecto, ya que su uso es exclusivamente durante el día.

Cargas externas: Es la ganancia de calor debido al flujo de calor a través de las paredes, techo, puertas y ventanas de la construcción debido a la diferencia de temperatura entre el aire exterior e interior,

El aire exterior siempre tiene mayor temperatura que el aire interior, esto es debido a la ubicación del edificio en un lugar tropical.

El sistema consiste de un proceso de refrigeración, únicamente.

La transmisión de calor a través de paredes y techos dependerá de los materiales de construcción, o mejor dicho, de su capacidad calorífica, el tiempo en que las superficies serán expuestas al efecto solar, el ancho de la pared y la diferencia de temperatura entre exterior e interior.

En el caso de la transmisión de calor a través de los cristales, el cálculo será más sencillo, debido a que la transmisión de calor será instantánea. Asimismo, se deben tomar en cuenta los factores anteriormente mencionados, como el espesor, tiempo del efecto solar, capacidad calorífica y la diferencia de temperatura exterior e interior.

Cargas internas: Es la ganancia de calor o cantidad de calor sensible y latente que se produce en el interior del edificio debido a ocupantes del espacio, iluminación, aparatos eléctricos, tuberías o calentadores de agua, o cualquier otro tipo de generación de calor interna. Estos generadores de calor se deben estimar con el objeto de obtener el cálculo de carga de enfriamiento real.

Aire de infiltración: En el caso de este proyecto el aire exterior siempre será de mayor temperatura que el aire interior.

A causa de las hendiduras en las puertas y ventanas, al igual que las aberturas de las puertas (frecuencia con la que la gente entra y sale del edificio) se infiltra el aire exterior al interior del edificio y causa la ganancia de calor interno. El viento es un factor de suma importancia, que con mayor velocidad aumenta la infiltración del aire y se considera en los cálculos de este sistema de aire acondicionado.

II CALCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO

Condiciones del Proyecto:

En este capítulo se mencionan las condiciones previstas del proyecto, a partir de las cuales hay que determinar las del diseño.

Las condiciones del proyecto determinan el contenido de calor del aire exterior e interior y la capacidad de equipo para el acondicionamiento del aire.

En la Tabla 1 de AMICA se relacionan las condiciones climatológicas de verano para las ciudades en la República Mexicana, las cuales se utilizan por lo general en la realización de los cálculos. En ella se especifican las temperaturas secas y húmedas, como valores recomendables para considerar en los cálculos.

En la Tabla 2 de AMICA se relacionan las cantidades de aire fresco recomendables según la aplicación del sistema acondicionador.

En la Tabla 3 se encuentran las cantidades de aire de ventilación factibles de acuerdo al tipo de aplicación.

Especificaciones de las zonas para acondicionar:

La construcción se ubica en una zona residencial en el norte de la ciudad de Tapachula, Chiapas. El área total de la construcción es de $346m^2$, (3,724.31 pies²) y todas las oficinas y zonas para acondicionar están en el mismo nivel de planta baja como las demás construcciones en la colonia.

Para poder referirse a los dibujos de la construcción en el caso de la zonificación, se observa el dibujo de dicha construcción, vista planta. En el dibujo se puede apreciar la entrada principal, que es la puerta - del exterior a la zona I. Es la única entrada en sí, excepto 2 puertas adicionales de acceso que es la salida de la sala de juntas al jardín y la entrada al cuarto de mantenimiento. La construcción cuenta con una - sala de recepción, (zona I), donde se encuentra la recepcionista y 3 - personas como máximo. La habitación contiene un escritorio, una silla y sillones para 6 personas, una máquina de escribir, un teléfono, (conmutador de 4 líneas) y una grabadora ejecutiva. La zona II es la oficina en que generalmente se encuentran 4 empleados y 3 clientes; cada uno de los empleados cuenta con su respectivo escritorio, silla y teléfono. Al lado de la pared, aproximadamente a 4 metros (13.12 pies) de largo, y 2 metros, (6.56 pies) de alto, se encuentra un librero y un archivero - de lámina de 1 m. (3.28 pies), x 0.60 (1.57 pies), x 1.60 m. (5.25 pies). La zona III comprende los sanitarios donde están 2 lavabos largos de 2 m. (6.56 pies) cada uno y 2 baños de hombres y dos de mujeres. En cada uno - se encuentra un secador de manos, y generalmente hay 2 personas. La zona IV, (4,5,6 y 7) se acondicionarán juntas. La zona 4 es únicamente el pasillo; la 5 y 6 comprende la bodega de papelería la cual se encuentra aproximadamente 3 m³, (35.29 pies³), de papel, otros artículos de oficina y una cafetera eléctrica de 3 galones. En la zona 7 se guarda el equipo para jardinería, mantenimiento de los sanitarios y la aspiradora la que siempre es apagada en esta zona. En la zona 7 se encuentran en promedio dos personas.

La zona V, que comprende a la 8 y 9, se acondicionarán juntas. En la 8 se encuentra el escritorio de la secretaria, su silla, teléfono, grabadora ejecutiva y sillón para 2 personas; aquí se encuentran 2 personas en promedio. En la zona 9 hay un escritorio y grabadora ejecutiva, la silla, sillones para 6 personas, mesa de centro y un librero, en promedio 3 personas.

La zona VI se acondiciona en forma independiente e incluye la sala de juntas en la que se encuentra una mesa de 2 m. (6.56 pies) x 6 m. -- (19.68 pies) y 12 sillas. El pizarrón es de 4 m. (13.12 pies) x 1 m. -- (3.28 pies) y está colocado en la pared. La sala, en el caso de uso continuo es de 8 personas.

En las zonas II y V se instala un aparato extinguidor manual.

El sistema de aire acondicionado, incluyendo la manejadora de aire, será exterior, colocado arriba de la construcción, y las tuberías para la distribución del aire entre el techo y el plafón.

Las zonas para acondicionar tendrán el control del sistema de aire acondicionado en forma manual, o bien, por medio de termostato el cual se va a instalar en la zona I, y como las condiciones interiores en todas las zonas son las mismas, es suficiente con un solo termostato regular las condiciones de temperatura para todas las zonas.

El arranque del sistema se efectúa por medio de un interruptor termomagnético, el que está conectado al arrancador de la manejadora de aire.

Balance Térmico:

El balance térmico es el cálculo de ganancias de calor explicadas en el capítulo de FUENTES DE CALOR, las que constantemente pueden estar alterando las condiciones del ambiente para acondicionar. Por eso, el sistema de aire acondicionado es diseñado para mantener constantes las condiciones de temperatura, humedad y ventilación deseadas. En este caso, el cálculo se hace para las condiciones de verano, debido a que en Tapachula, Chiapas,, las condiciones climatológicas son muy tropicales y se aplica únicamente el sistema de refrigeración, por lo que el de calefacción se excluye.

a) Ganancia de Calor en Ventanas, Paredes y Techo debido al efecto Solar

Cálculo de área de paredes exteriores, ventanas, puertas y techo de cada una de las zonas:

Se calcula el área de todas las superficies por las que se transfiere el calor por conducción,, convección y radiación. Las paredes interiores no están dispuestas a la transferencia de calor, ya que en todas las zonas se mantienen las mismas condiciones de temperatura y humedad deseadas.

ZONA I:

PARED SUR:

$$\text{Area total de la pared sur: } A = 5\text{m} \times 2.5\text{m} = 12.50\text{m}^2 = 134.50 \text{ pie}^2$$

$$\text{Area de total de puertas sur: } A = 2.5\text{m} \times 2\text{m} = 5\text{m}^2 = 53.80 \text{ pie}^2$$

Area neta de la pared sur: $A = 134.5 \text{ pie}^2 - 53.80 \text{ pie}^2 = 80.70 \text{ pie}^2$

Area del techo correspondiente a la zona I: $A = 8\text{m} \times 5\text{m} = 40\text{m}^2 = 430.40\text{pie}^2$

ZONA II:

PARED NORTE:

Area total de la pared norte: $A = 6\text{m} \times 2.5\text{m} = 15\text{m}^2 = 161.40 \text{ pie}^2$

En la pared norte no hay ventanas ni puertas y el área total de la pared corresponde al área neta de la misma.

PARED ESTE:

Area total de la pared este: $A = 8\text{m} \times 2.5\text{m} = 20\text{m}^2 = 215.20 \text{ pie}^2$

Area total de ventanas este: $A = 7\text{m} \times 160\text{m} = 11.20 \text{ m}^2 = 120.51 \text{ pie}^2$

Area neta de la pared este: $A = 215.20 \text{ pie}^2 - 120.50 \text{ pie}^2 = 94.70 \text{ pie}^2$

PARED SUR:

Area total de la pared sur: $A = 6\text{m} \times 2.5\text{m} = 15\text{m}^2 = 161.40 \text{ pie}^2$

El área total de la pared sur es igual al área neta de la misma.

Area del techo correspondiente a la zona II: $A = 8\text{m} \times 6\text{m} = 48\text{m}^2 = 516.48 \text{ pie}^2$

ZONA III:

La zona III no cuenta con paredes exteriores, y todas las zonas alrededor de ésta tienen las mismas condiciones de aire deseadas, por lo cual no hay transferencia de calor a través de ellas.

En esta zona únicamente se estima la transferencia de calor a través del área correspondiente al techo: $A = 6\text{m} \times 4\text{m} = 24\text{m}^2 = 258.24 \text{ pie}^2$

ZONA IV:

PARED OESTE:

$$\text{Area total de la pared oeste: } A = 7\text{m} \times 2.5\text{m} = 17.50\text{m}^2 = 188.30 \text{ pie}^2$$

$$\text{Area total de ventanas oeste: } A = 2\text{m} \times 0.80\text{m} = 1.60\text{m}^2 = 17.22 \text{ pie}^2$$

$$\text{Area neta de la pared oeste: } A = 188.30 \text{ pie}^2 - 17.22 \text{ pie}^2 = 171.08 \text{ pie}^2$$

PARED SUR:

$$\text{Area total de la pared sur: } A = 12\text{m} \times 2.5\text{m} = 30\text{m}^2 = 322.80 \text{ pie}^2$$

$$\text{Area total de ventanas sur: } A = 2(2\text{m} \times 0.80\text{m}) = 3.20\text{m}^2 = 34.43 \text{ pie}^2$$

$$\text{Area total de puertas sur: } A = (1.25\text{m} \times 2\text{m}) = 2.5\text{m}^2 = 26.90 \text{ pie}^2$$

$$\text{Area neta de la pared sur: } A = 322.80 \text{ pie}^2 - 34.45 \text{ pie}^2 - 26.90 \text{ pie}^2 = 261.47 \text{ pie}^2$$

PARED ESTE:

$$\text{Area total de la pared este: } A = 5\text{m} \times 2.5\text{m} = 12.50\text{m}^2 = 134.50 \text{ pie}^2$$

El área total de la pared este es igual al área neta de la misma.

$$\text{Area correspondiente al techo: } A = 12\text{m} \times 7\text{m} = 84\text{m}^2 = 903.84 \text{ pie}^2$$

ZONA V:

PARED NORTE:

$$\text{Area total de la pared norte: } A = 8\text{m} \times 2.5\text{m} = 20\text{m}^2 = 215.20 \text{ pie}^2$$

El área total de la pared norte corresponde al área neta de la misma.

PARED OESTE:

$$\text{Area total de la pared oeste: } A = 12\text{m} \times 2.5\text{m} = 30\text{m}^2 = 322.80 \text{ pie}^2$$

$$\text{Area total de ventanas oeste: } A = (3\text{m} \times 1.60\text{m}) + (7\text{m} \times 1.60\text{m}) =$$

$$A = 16\text{m}^2 = 172.16 \text{ pie}^2$$

Area neta de la pared oeste: $A = 322.80 \text{ pie}^2 - 172.16 \text{ pie}^2 = 150.64 \text{ pie}^2$

Area correspondiente al techo: $A = (8\text{m} \times 8\text{m}) + (4\text{m} \times 6\text{m}) = 88\text{m}^2 = 946.88 \text{ pie}^2$

ZONA VI:

PARED NORTE:

Area total de la pared norte: $A = 9\text{m} \times 2.5\text{m} = 22.50\text{m}^2 = 242.10 \text{ pie}^2$

Area total ventanas norte: $A = 6\text{m} \times 1.60\text{m} = 9.60\text{m}^2 = 103.30 \text{ pie}^2$

Area total de puertas norte: $A = 1.25\text{m} \times 2\text{m} = 2.50 \text{ m}^2 = 26.90 \text{ pie}^2$

Area neta de la pared norte: $A = 242.10 \text{ pie}^2 - 103.30 \text{ pie}^2 - 26.90 \text{ pie}^2$
 $A = 111.90 \text{ pie}^2$

PARED ESTE:

Area total de la pared este: $A = 6\text{m} \times 2.5\text{m} = 15\text{m}^2 = 161.40 \text{ pie}^2$

El área total de la pared este corresponde al área neta de la misma.

Area correspondiente al techo: $A = (6\text{m} \times 9\text{m}) + (2\text{m} \times 4\text{m}) = 62\text{m}^2 = 667.12 \text{ pie}^2$

Cálculo de carga térmica:

ZONA I:

El calor neto transferido por la pared se obtiene de la fórmula de transferencia de calor por conducción:

$$Q = U A (t_e - t_i)$$

donde Q = Cantidad de calor en btuh

U = Coeficiente de transferencia de calor en $\text{btu/hr pie}^2 \cdot \text{°F}$

A = Area en pie^2

t_e = temperatura exterior en °F.

t_i = Temperatura interior en °F.

De la tabla 4, $U = 0.34$ (pared de ladrillo, 12" de ancho).

Area calculada de la pared neta sur es $A = 80.70 \text{ pie}^2$. De la tabla 10, la diferencia total de temperatura para calcular la ganancia de calor a través de paredes para la pared sur es $\Delta t = 4^\circ\text{F}$.

Por lo cual:

$$Q = (0.34) A(80.70) \times (4) = \underline{109.75 \text{ btuh}}$$

Calor transferido por el área de la puerta de vidrio:

De la tabla 5, la ganancia de calor debido a transmisión directa

$$Q = 49 \text{ btuh/pie}^2.$$

La transferencia de calor por convección y radiación para vidrio se calcula por la siguiente fórmula:

$$\left[(Q) \times (F_t) \times (F_s) + X + 0.25 (Y) \right] \times (A)$$

donde:

Q = La ganancia de calor debido a transmisión directa, de la Tabla 5.

F_t = Factor para aplicar a la tabla 8, para placa regular simple.

F_s = Factor para aplicar a la tabla 9, considerando la cortina blanca totalmente bajada (todas las ventanas y puertas interiores).

X = Ganancia instantánea de calor por convección y radiación para ser aplicada a la fórmula de la Tabla 8. Tabla 6.

Y = Ganancia de calor absorbido en el vidrio para ser aplicado a la fórmula de la Tabla 8. Tabla 7.

A = Area del vidrio.

$$\left[(Q) = (F_t) \cdot (F_s) + X + 0.25 (Y) \right] \cdot (A) = \left[(45) \cdot (0.87) \cdot (0.41) + (17) + (0.25) \right] \cdot (9) \\ (53.80) = 1,899.14 \text{ Btuh.}$$

Calor transferido a través del area correspondiente del techo de la -
Zona I:

$$Q = UA (\Delta t)$$

El área del techo es $A = 430.40 \text{ pie}^2$.

De la tabla 11, $U = 0.42$

De la tabla 12, $\Delta t = 31^\circ\text{F}$. (interpolando para 1 PM, hormigón de 6 pulg)

$$Q = (0.42) \cdot (430.40) \cdot (31) = \underline{5,603.87 \text{ btuh.}}$$

Ganancia de calor total por la pared sur y techo correspondientes a la zona I es:

$$Q = 109.75 \text{ btuh} + 1,988.14 \text{ btuh} + 5,603.87 \text{ btuh} = \underline{7,612.76 \text{ btuh}}$$

ZONA II:

Calor transferido a través de la pared sur es:

$$Q = UA (\Delta t)$$

De la tabla 4, $U = 0.34$

Area calculada de la pared $A = 161.40 \text{ pie}^2$

De la tabla 10, $\Delta t = 4^\circ\text{F}$.

$$Q = (0.34) \cdot (161.40) \cdot (4) = \underline{219.52 \text{ btuh}}$$

Calor transferido a través de la pared norte es:

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

De la tabla 4, $U = 0.34$

Area calculada de la pared $A = 161.40 \text{ pie}^2$

De la tabla 10, $\Delta t = 2^\circ\text{F}$.

$$Q = (0.34)(161.40)(2) = \underline{109.76 \text{ btuh}}$$

Calor transferido a través de la pared este es:

$$Q = UA (\Delta t)$$

De la tabla 4, $U = 0.34$

Area calculada de la pared neta $A = 94.70 \text{ pie}^2$

De la tabla 10, $\Delta t = 8^\circ\text{F}$.

$$Q = (0.34)(94.70)(8) = \underline{257.60 \text{ btuh.}}$$

Calor transferido a través de la ventana de la pared este es:

$$\left[(Q)(F_t)(F_s) + X + 0.25(Y) \right] (A)$$

De la tabla 5, $Q = 59 \text{ btuh/pie}^2$

De la tabla 8, $F_t = 0.87$

De la tabla 9, $F_s = 0.41$

De la tabla 6, $X = 15$

De la tabla 7, $Y = 3$

Area calculada de la ventana $A = 120.51 \text{ pie}^2$.

$$\left[(59)(0.87)(0.41) + 15 + 0.25(3) \right] (120.51) = \underline{4,434.77 \text{ btuh.}}$$

Calor transferido a través del área correspondiente del techo de la Zona II.

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

Área calculada del techo es: $A = 516.48 \text{ pie}^2$

De la tabla 11, $U = 0.42$

De la tabla 12, $\Delta t = 31^\circ\text{F}$ (interpolando para 1 PM, hormigón de 6 pulg)

$$Q = (0.42) \times (516.48) \times (31) = \underline{6,724.52 \text{ btuh}}$$

Ganancia de calor total a través de las paredes exteriores y techo correspondiente a la zona II es:

$$Q = 219.52 \text{ btuh} + 109.76 \text{ btuh} + 257.60 \text{ btuh} + 4,435.77 \text{ btuh} + 6,724.52 \text{ btuh} = \underline{11,746.17 \text{ btuh}}$$

ZONA III:

Transferencia de calor a través del techo es:

Área correspondiente del techo es $A = 258.24 \text{ pie}^2$

De la tabla 11, $U = 0.42$

De la tabla 12, $\Delta t = 31^\circ\text{F}$.

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

$$Q = (0.42) \times (258.24) \times (31) = \underline{4,362.28 \text{ btuh}}$$

ZONA IV:

Calor transferido a través de la pared oeste neta:

Área de la pared oeste neta es $A = 171.08 \text{ pie}^2$.

$$A = U A (\Delta t)$$

De la tabla 4, $U = 0.34$

De la Tabla 10, $\Delta t = 8^{\circ}\text{F}$.

$$Q = (0.34) \times (171.08) \times (8) = \underline{465.34 \text{ btuh}}$$

Calor transferido a través de la ventana oeste:

Area de la ventana oeste es $A = 17.22 \text{ pie}^2$.

$$\left[(Q) \times (F_t) \times (F_s) + X + 0.25 \times (Y) \right] \times (A)$$

De la tabla 5, $Q = 18 \text{ btuh/pie}^2$

De la tabla 8, $F_t = 0.87$

De la tabla 9, $F_s = 0.41$

De la tabla 6, $X = 17$

De la tabla 7, $Y = 10$

$$\left[(18) \times (0.87) \times (0.41) + 17 + 0.25 \times (10) \right] \times (17.22) = \underline{446.34 \text{ btuh}}$$

Calor transferido a través de la pared sur neta:

Area de la pared sur neta $A = 261.47 \text{ pie}^2$

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

De la tabla 4, $U = 0.34$

De la tabla 10, $\Delta t = 8^{\circ}\text{F}$.

$$Q = (0.34) \times (261.47) \times (8) = \underline{711.20 \text{ btuh.}}$$

Calor transferido a través de ventanas y puertas sur:

Area de ventanas y puertas sur es $A = 61.33 \text{ pie}^2$.

$$\left[(Q) \times (F_t) \times (F_s) + X + 0.25 \times (Y) \right] \times (A)$$

De la tabla 5, $Q = 45 \text{ btuh/pie}^2$

De la tabla 9, $F_t = 0.87$

De la tabla 9, $F_s = 0.41$

De la tabla 6, $X = 17$

De la tabla 7, $Y = 9$

$$\left[(45) \times (0.87) \times (0.41) + 17 + 0.25 \times (9) \right] (61.33) = \underline{2,164.95 \text{ btuh.}}$$

Calor transferido a través de la pared este:

Area de la pared total es el area de la pared neta $A = 134.50 \text{ pie}^2$.

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

De la tabla 4, $U = 0.34$

De la tabla 10, $\Delta t = 8$

$$Q = (0.34) \times (134.50) \times (8) = 365.84 \text{ btuh.}$$

Calor transferido a través del area correspondiente del techo de la zona IV:

De la tabla 11, $U = 0.42$

De la tabla 12, $\Delta t = 31^\circ\text{F}$.

Area del techo $A = 903.84 \text{ pie}^2$.

$$Q = (0.42) \times (903.84) \times (31) = \underline{11,768.00 \text{ btuh}}$$

Ganancia de calor total a través de paredes, ventanas, puertas y techo de la zona es:

$$Q = 465.34 \text{ btuh} + 446.34 \text{ btuh} + 711.20 \text{ btuh} + 2,164.95 \text{ btuh} + 365.85 \text{ btuh} + 11,768.00 \text{ btuh} = \underline{15,921.68 \text{ btuh.}}$$

ZONA V:

Calor transferido a través de la pared norte:

Area de la pared norte es $A = 215.20 \text{ pie}^2$

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

De la tabla 4, $U = 0.34$

De la tabla 10, $\Delta t = 2^\circ\text{F}$.

$$Q = (0.34) \times (215.20) \times (2) = \underline{146.34 \text{ btuh}}$$

Calor transferido a través de la pared oeste neta:

Area de la pared oeste neta es $A = 150.64 \text{ pie}^2$

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

De la tabla 4, $U = 0.34$

De la tabla 10, $\Delta t = 8^\circ\text{F}$.

$$Q = (0.34) \times (150.64) \times (8) = \underline{409.74 \text{ btuh}}$$

Calor transferido a través de las ventanas oeste:

Area de las ventanas oeste es $A = 172.16 \text{ pie}^2$

$$\left[(Q) \times (Ft) \times (Fs) \times X + 0.25 \times (Y) \right] \times (A)$$

De la tabla 5, $Q = 18 \text{ btuh/pie}^2$

De la tabla 8, $Ft = 0.87$

De la tabla 9, $Fs = 0.41$

De la tabla 6, $X = 17$

De la tabla 7, $Y = 10$

$$\left[(18) \times (0.87) \times (0.41) + 17 + 0.25 \times (10) \right] \times (172.16) = \underline{4,462.39 \text{ btuh.}}$$

Calor transferido a través del techo:

De la tabla 11, $U = 0.42$

De la tabla 12, $\Delta t = 31^{\circ}\text{F}$.

Area del techo es $A = 946.88 \text{ pie}^2$

$$Q = U A \Delta t = (0.42) \times (946.88) \times (31) = \underline{12,328.38 \text{ btuh.}}$$

Ganancia de calor total es:

$$Q = 146.34 \text{ btuh} + 409.74 \text{ btuh} + 4,462.39 \text{ btuh} + 12,328.38 \text{ btuh} = \underline{17,346.85 \text{ btuh.}}$$

ZONA VI:

Calor transferido a través de la pared norte neta:

$$A = 119.90 \text{ pie}^2$$

De la tabla 4, $U = 0.34$

De la tabla 10, $\Delta t = 2^{\circ}\text{F}$.

$$Q = U A (\Delta t) = (0.34) \times (119.90) \times (2) = \underline{81.53 \text{ btuh}}$$

Calor transferido a través de las puertas y ventanas norte:

$$A = 103.30 \text{ pie}^2 + 26.90 \text{ pie}^2 = 130.20 \text{ pie}^2$$

$$\left[(Q) \times (F_t) \times (F_s) + X + 0.25 \times (Y) \right] \times (A)$$

De la tabla 5, $Q = 18 \text{ btuh/pie}^2$

De la tabla 8, $F_t = 0.87$

De la tabla 9, $F_s = 0.41$

De la tabla 6, $X = 15$

De la tabla 7, $Y = 3$

$$\left[(18) \times (0.87) \times (0.41) + 15 + 0.25 \times (3) \right] \times (130.20) = \underline{2,886.61 \text{ btuh}}$$

Calor transferido a través de la pared este:

$$A = 161.40 \text{ pie}^2.$$

De la tabla 4, $U = 0.34$

De la tabla 10, $\Delta t = 8^\circ\text{F}$.

$$Q = U A (\Delta t) = (0.34) \times (161.40) \times (8) = \underline{439.01 \text{ btuh.}}$$

Calor transferido a través del techo:

$$A = 667.12 \text{ pie}^2.$$

De la tabla 11, $U = 0.42$

De la tabla 12, $\Delta t = 31^\circ\text{F}$.

$$Q = U A (\Delta t) = (0.42) \times (667.12) \times (31) = \underline{8,685.90 \text{ btuh.}}$$

Ganancia de calor total es:

$$Q = 81.53 \text{ btuh} + 2,886.61 \text{ btuh} + 439.01 \text{ btuh} + 8,685.90 \text{ btuh} = \underline{12,093.05 \text{ btuh.}}$$

La ganancia de calor por efecto solar (calor sensible):

Zona I: 7,612.76 btuh.

Zona II: 11,746.17 btuh.

Zona III: 3,362.28 btuh.

Zona IV: 15,921.68 btuh.

Zona V: 17,346.85 btuh.

Zona VI: 12,093.05 btuh.

TOTAL: 68,082.79 btuh.

La ganancia total de calor por efecto solar es de 68,082.79 btuh.

b) Ganancia de calor por los ocupantes del espacio para acondicionar:

Las personas disipan calor. La cantidad de calor disipada depende del número de personas y sus actividades. Calor disipado por el cuerpo humano puede alterar las condiciones deseadas del sistema.

La ganancia de calor por las personas se calcula en la siguiente forma:

Todas las personas están sentadas o efectúan trabajo muy ligero, por lo cual la Tabla 13, calor sensible es de 195 btuh por persona y el calor latente es de 205 btuh por persona. Multiplicando los datos de la tabla por el número de personas, obtenemos:

<u>Zona</u>	<u>No. de personas</u>	<u>Calor sensible</u>	<u>Calor latente</u>
I	4	780 btuh	820 btuh
II	7	1,365 btuh	1,435 btuh
III	2	390 btuh	410 btuh
IV	2	390 btuh	410 btuh
V	5	975 btuh	1,025 btuh
VI	8	1,560 btuh	1,640 btuh
TOTAL	<u>28</u>	<u>5,460 btuh</u>	<u>5,740 btuh</u>

La ganancia total de calor sensible es 5,460 btuh y la ganancia total de calor latente es 5,740 btuh.

c) Ganancia de calor por el equipo instalado en el espacio para acondicionar:

El equipo instalado en el espacio para acondicionar cede calor y puede alterar las condiciones del ambiente deseada. Algunos equipos como las máquinas de escribir, grabadoras ejecutivas y teléfonos, no ceden calor

por la forma de funcionamiento. En el caso de este proyecto, el único equipo que cede calor son 2 secadoras de manos instaladas en la zona III y una cafetera eléctrica de 3 galones instalada en la Zona VI.

ZONA III:

De la tabla 14, obtenemos que el funcionamiento de cada uno de los secadores cede calor sensible de 2300btuh y calor latente de 400 btuh, por lo cual:

$$\text{Calor sensible} = (2 \text{ secadores})(2,300 \text{ btuh}) = \underline{4,600 \text{ btuh}}$$

$$\text{Calor latente} = (2 \text{ secadores})(400 \text{ btuh}) = \underline{800 \text{ btuh}}$$

ZONA IV:

De la tabla 14, obtenemos que el funcionamiento de la cafetera eléctrica de 3 galones cede:

$$\text{Calor sensible} = \underline{2,200 \text{ btuh}}$$

$$\text{Calor latente} = \underline{1,500 \text{ btuh}}$$

La ganancia de calor total por el equipo instalado es:

$$\text{Calor sensible} = 4,600 \text{ btuh} + 2,200 \text{ btuh} = \underline{6,800 \text{ btuh.}}$$

$$\text{Calor latente} = 800 \text{ btuh} + 1,500 \text{ btuh} = \underline{2,300 \text{ btuh}}$$

d) Ganancia de calor por el aire de infiltración:

El aire de infiltración introducido al espacio para acondicionar altera las condiciones del espacio para acondicionar, aumenta la temperatura y altera la humedad, lo que introduce una carga latente en el espacio.

En el caso de un sistema cuando el ventilador suministra la cantidad de aire de ventilación adecuada y si no existe el sistema de extracción, las pérdidas por infiltración son mínimas.

En el caso de un sistema de aire acondicionado con el sistema de extracción y donde la infiltración es un factor importante (auditorios, teatros, centros comerciales) hay que considerar la infiltración en el cálculo de aire para ventilación.

Cálculo de infiltración:

ZONA I:

Hendeduras de la puerta: (longitud)

$$L = (2.50 \text{ m} \times 3) + (2.00 \text{ m} \times 2) = 11.50 \text{ m} = 37.73 \text{ pie}$$

De la tabla 16, la infiltración por hendeduras de la puerta es

$$I = 69 \text{ pie}^3/\text{hr}, \text{ pie de hendedura, } L \times I = 37.73 \times 69 = 2,603.37 \text{ pie}^3/\text{hr}.$$

De la tabla 15, la infiltración por la puerta de vaivén es de 3 pie³/min. por persona.

$$I = 3 \text{ pie}^3/\text{min} \times 28 \text{ personas} \times \frac{60 \text{ min}}{\text{hora}} = 720 \text{ pie}^3/\text{hora}.$$

$$\text{Infiltración} = 2,603.37 \text{ pie}^3/\text{hr} + 5,040 \text{ pie}^3/\text{hr} = \underline{7,643.37 \text{ pie}^3/\text{hr}}.$$

ZONA II:

Hendeduras en la ventana:

$$L = (2.00 \text{ m} \times 2) + (1.60 \text{ m} \times 2) = 7.20 \text{ m} = 23.62 \text{ pie}.$$

De la Tabla 16, $I = 47 \text{ pie}^3/\text{hr}$. pie de hendedura

$$L \times I = 23.62 \times 47 = \underline{1,110.14 \text{ pie}^3/\text{hr}}.$$

En la zona II no hay infiltración por la puerta, ni alguna otra forma, porque la zona I, la que se une con la Zona II, tiene las mismas condiciones interiores del espacio acondicionado.

ZONA III:

En esta zona no hay ganancia de calor por infiltración de aire porque todas las zonas que rodean a esta, tienen las mismas condiciones de temperatura y humedad.

ZONA IV:

Hendeduras en las ventanas:

$$L_1 = (1.00 \text{ m} \times 2) + (0.80 \text{ m} \times 2) = 3.60 \text{ m}$$

$$L_1 = 11.81 \text{ pie}$$

De la Tabla 16, $I_1 = 47 \text{ pie}^3/\text{hr}$, pie de hendedura.

$$L_1 \times I_1 = 11.81 \times 47 = 555.07 \text{ pie}^3/\text{hr}.$$

Hendeduras en la puerta exterior que no abre con frecuencia:

$$L_2 = (1.25 \text{ m} \times 2) + (2.00 \text{ m} \times 2) = 6.50 \text{ m} = 21.33 \text{ pie}.$$

De la tabla 16, $I_2 = 69 \text{ pie}^3/\text{hr}$, pie de hendedura

$$L_2 \times I_2 = 1,471.77 \text{ pie}^3/\text{hr}.$$

Infiltración de la Zona IV es $555.07 \text{ pie}^3/\text{hr} + 1,471.77 \text{ pie}^3/\text{hr} =$

$2,026.84 \text{ pie}^3/\text{hr}.$

ZONA V:

Hendeduras en las ventanas:

$$L = 2 (2.00 \text{ m} \times 2) + (1.60 \text{ m} \times 2) = 14.40 \text{ m.}$$

$$L = 47.24 \text{ pie.}$$

De la tabla 16, $I = 47 \text{ pie}^3/\text{hr. pie}$ de hendedura.

$$L \times I = 47.24 \times 47 = \underline{2,220.28 \text{ pie}^3/\text{hr.}}$$

ZONA VI:

Hendeduras en la ventana:

$$L_2 = (1.60 \text{ m} \times 3) + (2.00 \text{ m} \times 2) = 8.80 \text{ m} = 28.87 \text{ pie}$$

De la tabla 16, $I_1 = 47 \text{ pie}^3/\text{hr. pie}$ hendedura

$$L_1 \times I_1 = 28.87 \times 47 = 1,356.89 \text{ pie}^3/\text{hr.}$$

Hendeduras en la puerta exterior que no se abre con frecuencia:

$$L_2 = (1.25 \text{ m} \times 2) + (2.00 \text{ m} \times 2) = 6.5 \text{ m} = 21.33 \text{ pie.}$$

De la tabla 16, $I_2 = 69 \text{ pie}^3/\text{hr.}$, pie hendedura.

$$L_2 \times I_2 = 1,471.77 \text{ pie}^3/\text{hr.}$$

Infiltración de la zona VI total es $1,356.89 \text{ pie}^3/\text{hr.}$

$$+ 1,471.77 \text{ pie}^3/\text{hr.} = 2,828.66 \text{ pie}^3/\text{hr.}$$

Cálculo de ganancia de calor por infiltración:

La infiltración por zonas: (volumen por hora y masa por hora)

$$\text{Zona I: } 7,643.37 \text{ pie}^3/\text{hr.} = \frac{7,643.37 \text{ pie}^3/\text{hr.}}{14.29 \text{ pie}^3/\text{lb}} = 534.88 \text{ lb/hr.}$$

$$\text{Zona II: } 1,110.14 \text{ pie}^3/\text{hr.} = 77.69 \text{ lb/hr.}$$

$$\text{Zona IV: } 2,026.84 \text{ pie}^3/\text{hr.} = 141.84 \text{ lb/hr.}$$

$$\text{Zona V: } 2,220.28 \text{ pie}^3/\text{hr.} = 155.37 \text{ lb/hr.}$$

$$\text{Zona VI: } 2,828.66 \text{ pie}^3/\text{hr.} = 197.95 \text{ lb/hr.}$$

(De la carta psicrométrica, el aire exterior tiene un volumen específico de $14.29 \text{ pie}^3/\text{lb}$, Fig.2)

Condiciones del aire exterior: (De la carta Psicrométrica , Fig.2)

$$t_{bs} = 93^\circ\text{F.} \quad (\text{de la tabla 1})$$

$$t_{bh} = 77^\circ\text{F} \quad (\text{de la tabla 1})$$

$$W_s = 114 \text{ gr/lb}$$

$$t_{sat} = 70.80^\circ\text{F}$$

$$v_s = 14.29 \text{ pie}^3/\text{lb.}$$

Condiciones del aire interior: (de la carta Psicrométrica, Fig.2)

$$t_{bs} = 75^\circ\text{F} \quad (\text{de la tabla 2})$$

$$t_{bh} = 62.70^\circ\text{F}$$

$$W_s = 65 \text{ gr/lb.}$$

$$t_{sat} = 55.50^\circ\text{F}$$

$$v_s = 13.68 \text{ pie}^3/\text{lb}$$

$$\phi = 50\% \quad (\text{de la tabla 2})$$

Cálculo de la carga de humedad en el aire de infiltración:

Zona I :	534.88 lb/hr. x (114 gr/lb - 65 gr/lb) =	26,209.12 gr/hr
Zona II:	77.09 lb/hr. x (114 gr/lb - 65 gr/lb) =	3,806.81 gr/hr
Zona IV:	141.84 lb/hr. x (114 gr/lb - 65 gr/lb) =	6,950.16 gr/hr.
Zona V :	155.37 lb/hr. x (114 gr/lb - 65 gr/lb) =	7,613.13 gr/hr.
Zona VI :	197.95 lb/hr. x (114 gr/lb - 65 gr/lb) =	9,699.55 gr/hr.

Cálculo de calor sensible por infiltración:

$$Q_s = W c_p (t_{bsext} - t_{bsint})$$

$$Q_s = W (0.244) (t_{bsext.} - t_{bsint.})$$

(0.244 btuh/lb°F es el calor específico del aire a presión constante)

$$\text{Zona I ; } Q_s = 534.88 \text{ lb/hr (0.244 btuh/lb}^\circ\text{F)} \times (93^\circ\text{F} - 75^\circ\text{F)}$$

$$\text{Zona II: } Q_s = 77.69 \text{ lb/hr (0.244 btuh/lb}^\circ\text{F)} \times (93^\circ\text{F} - 75^\circ\text{F)}$$

$$\text{Zona IV: } Q_s = 141.84 \text{ lb/hr (0.244 btuh/lb}^\circ\text{F)} \times (93^\circ\text{F} - 75^\circ\text{F)}$$

$$\text{Zona V : } Q_s = 155.37 \text{ lb/hr (0.244 btuh/lb}^\circ\text{F)} \times (93^\circ\text{F} - 75^\circ\text{F)}$$

$$\text{Zona VI: } Q_s = 197.95 \text{ lb/hr (0.244 btuh/lb}^\circ\text{F)} \times (93^\circ\text{F} - 75^\circ\text{F)}$$

$$\text{Zona I : } Q_s = 2,349.19 \text{ btuh}$$

$$\text{Zona II: } Q_s = 341.21 \text{ btuh}$$

$$\text{Zona IV: } Q_s = 622.96 \text{ btuh}$$

$$\text{Zona V: } Q_s = 682.39 \text{ btuh}$$

$$\text{Zona VI: } Q_s = 869.40 \text{ btuh.}$$

Cálculo de calor latente por infiltración:

$$Q_L = \left(\frac{1050 \text{ btu/lb}}{7000 \text{ gr/lb}} \right) (\text{gr de humedad/hr.})$$

$$Q_L = \left(0.15 \frac{\text{btu/lb}}{\text{gr/lb}} \right) (\text{gr de humedad/hr.})$$

$$Q_L = (0.15) (\text{gr de humedad}) \text{ btuh}$$

(El calor latente de vaporización para el vapor de agua es 1050 btu/lb.

1 lb equivale a 7000 gr)

$$\text{Zona I : } (0.15 \text{ btuh/gr}) \times (26,209.12 \text{ gr/hr}) = 3,931.37 \text{ btuh.}$$

$$\text{Zona II: } (0.15 \text{ btuh/gr}) \times (3,806.81 \text{ gr/hr}) = 571.02 \text{ btuh}$$

$$\text{Zona IV: } (0.15 \text{ btuh/gr}) \times (6,950.16 \text{ gr/hr}) = 1,042.52 \text{ btuh}$$

$$\text{Zona V : } (0.15 \text{ btuh/gr}) \times (7,613.13 \text{ gr/hr}) = 1,141.97 \text{ btuh}$$

$$\text{Zona VI: } (0.15 \text{ btuh/gr}) \times (9,699.55 \text{ gr/hr}) = 1,454.93 \text{ btuh}$$

Zona	Ganancia de calor por el efecto solar		Ganancia de calor por los ocupantes del espacio		Ganancia de calor por el equipo - - instalado		Ganancia de calor por infiltración		T O T A L	
	Calor Sensible	Calor Latente	Calor Sensible	Calor Latente	Calor Sensible	Calor Latente	Calor Sensible	Calor Latente	Calor Sensible	Calor Latente
I	7,612.76		780.00	820.00			2,349.19	3,931.37	10,741.95	4,751.37
II	11,746.17		1,365.00	1,435.00			341.21	571.02	13,452.38	2,006.02
III	3,362.28		390.00	410.00	4,600.00	800.00			8,352.28	1,210.00
IV	15,921.68		390.00	410.00	2,200.00	1,500.00	622.96	1,042.52	19,134.64	2,952.52
V	17,346.85		975.00	1,025.00			682.39	1,141.97	19,004.24	2,166.97
VI	12,093.05		1,560.00	1,640.00			869.40	1,454.93	14,522.45	3,094.93
Ganancia de calor total:									85,207.94	16,181.81

NOTA: Las unidades de calor son Btu/h

1 tonelada de refrigeración = 12,000 btuh por la cual:

$Q_s = 7.10$ ton de refrigeración

$Q_L = 1.35$ ton. de refrigeración.

$Q_T = 8.45$ ton. de refrigeración.

e) Cantidad de aire para la carga de enfriamiento.

Para introducir al espacio para acondicionar adecuada carga de enfriamiento, se requiere cierta cantidad de aire de circulación.

La temperatura y humedad se determinan de acuerdo a la forma y funcionamiento del sistema. En el caso de este proyecto, se aplica el sistema de aire recirculado, el que tiene la temperatura más favorable que la del aire exterior. Por eso, el funcionamiento del sistema es más óptimo que un sistema sin recirculación de aire.

Para definir la temperatura y humedad de aire de suministro hay que considerar las pérdidas que tendrá el aire en la tubería de distribución desde la manejadora hasta el difusor en el plafón.

$$Q_s = W (0.244) (t_i - t_s)$$

donde:

Q_s = calor sensible en btuh

W = cantidad de aire en lb/hr

t_i = temperatura interior de bulbo seco en °F.

t_s = temperatura de suministro de bulbo seco en °F.

C_p = 0.244 btuh/lb° F

Cálculo de la temperatura de suministro:

$$t_s = t_i - (1 - BF)(t_i - t_{\text{rocío}})$$

donde:

BF = 0.25, factor de desviación del serpentín de enfriamiento (del catálogo Carrier de Manejadores de Enfriamiento Paquete, Tabla 23).

$$t_s = 75 - (1-0.25) \times (75 - 52) = 57.75^\circ\text{F.}$$

Cálculo de la cantidad del aire para enfriamiento:

De la ecuación $Q_s = W \times (0.244) \times (t_i - t_s)$.

$$W = \frac{Q_s}{(0.244) \times (t_i - t_s)} = \frac{Q_s}{(0.244) \times (75 - 52)} = \frac{Q_s}{5.612}$$

$$\text{Zona I : } W = \frac{10,741.95}{5.612} = 1,914.10 \text{ lb/hr.}$$

$$\text{Zona II: } W = \frac{13,452.38}{5.612} = 2,397.07 \text{ lb/hr}$$

$$\text{Zona III: } W = \frac{8,352.28}{5.612} = 1,488.29 \text{ lb/hr}$$

$$\text{Zona IV : } W = \frac{19,134.64}{5.612} = 3,409.59 \text{ lb/hr}$$

$$\text{Zona V : } W = \frac{19,004.24}{5.612} = 3,386.36 \text{ lb/hr.}$$

$$\text{Zona VI: } W = \frac{14,522.45}{5.612} = 2,587.75 \text{ lb/hr.}$$

Volumen específico del aire de suministro es $v = 13.24 \text{ pie}^3/\text{lb}$

(de la carta psicrométrica, Fig.2)

Volumen de aire para enfriamiento en pie^3/min (PCM):

$$\text{PCM} = W \text{ lb/hr} \times v \text{ pie}^3/\text{lb} \times \frac{1}{60} \frac{\text{hr}}{\text{min}}$$

$$\text{PCM} = \frac{(W) \times (v)}{60}$$

$$\text{Zona I : } \frac{(1,914.10) \times (13.24)}{60} = 422.38 \text{ PCM}$$

$$\text{Zona II: } \frac{(2,397.07) \times (13.24)}{60} = 528.95 \text{ PCM}$$

$$\text{Zona III: } \frac{(1,488.29) \times (13.24)}{60} = 328.42 \text{ PCM}$$

$$\text{Zona IV: } \frac{(3,409.59) \times (13.24)}{60} = 752.38 \text{ PCM}$$

$$\text{Zona V: } \frac{3,386.36 \times (13.24)}{60} = 747.26 \text{ PCM}$$

$$\text{Zona VI: } \frac{(2,587.75) \times (13.25)}{60} = 571.03 \text{ PCM}$$

TOTAL: 3,350.42 PCM

III SELECCION DEL EQUIPO PARA MANEJO Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

En este capítulo se desarrolla el cálculo y la selección de ductos para la distribución de aire, la selección de difusores y rejillas, selección y funcionamiento de la unidad manejadora de aire tipo paquete y la instalación del equipo.

La garantía de un buen funcionamiento del sistema se basa en el adecuado sistema de distribución de aire, por lo cuál, el cálculo de ductos de distribución de aire es de gran importancia. Para optimizar la distribución de aire en este proyecto, se utiliza el cálculo de caída de presión constante o el método de igual fricción. Los ductos se diseñan de tal manera que las pérdidas de presión por pie de longitud son constantes. Se determina la caída de presión en el tramo más largo y alejado del ventilador. La velocidad de aire disminuye en los ductos ramales para mantener la presión constante y para disminuir el nivel de ruido.

El sistema utiliza la unidad manejadora paquete, que incluye todo el equipo necesario para manejar y acondicionar el aire como el evaporador, condensador, compresor, los ventiladores y los motores correspondientes. La manejadora original tiene la protección anticorrosiva y puede ser instalada en la intemperie así como se instala en este proyecto.

Los ductos de distribución se instalan bajo el techo (entre el hormigón y el plafón falso) cubiertos con una pulgada de aislamiento de fibra de vidrio recubierta con hoja de aluminio y la parte de ductos que se encuentra en la intemperie se recubre con dos pulgadas del mismo tipo de aislamiento.

La instalación eléctrica del sistema es muy sencilla y consiste en conectar el tablero de la manejadora con el cableado de 3 fases, interruptor termomagnético y conectar el tablero con cableado del termostato.

a) Distribución de aire de suministro:

El aire de suministro como el de retorno son distribuidos por medio de ductos rectangulares de lámina galvanizada. Los ductos están colocados entre el hormigón y el plafón (dentro del espacio acondicionado), para evitar la ganancia de calor del sistema. Únicamente un codo del ducto de suministro y un codo del ducto de retorno de aire están colocados en la intemperie y tendrán un aislamiento de 2 pulgadas de fibra de vidrio debido a que la manejadora será colocada en la intemperie. Los ductos de distribución y ramales tienen el aislamiento de 1 pulgada de fibra de vidrio. Todos los aislamientos son cubiertos con hoja de aluminio.

Datos:

La cantidad de aire para distribuir es de 3,350 PCH.

La velocidad inicial de suministro es de 2,000 pie/min (de la tabla 17)

Factor de fricción $F_c = 0.3$ pulgadas de columna de agua por 100 pies de longitud, Figura 4.

Diámetro del ducto circular $D=17$ pulg. (de la figura 4)

Dimensiones del ducto rectangular = 12 pulg x 22 pulg.

Codos: $R/D=1.25$

La distribución de los ductos de suministro de aire se efectúa según la figura 3. Los ductos están distribuidos en tal forma que su longitud y número de codos sea el menor posible, pero suficiente para una distribución de aire adecuada.

TABLA DE LA DISTRIBUCION DEL AIRE DE SUMINISTRO

SECCION	CANTIDAD DE AIRE (PCM)	DIAMETRO DE DUCTO (PULG)	DIMENSIONES DEL DUCTO RECTANGULAR (PULG)
			D x W
Hacia A	3,350	17.0	12 x 22
A - B	376	7.7	7 x 7
A - C	2,598	15.5	12 x 17
C - D	1,115	11.3	9 x 12
D - E	951	10.7	8 x 12
E - F	740	9.9	9 x 9
F - G	529	8.7	8 x 8
G - H	265	6.6	6 x 6
C - I	413	8.0	6 x 9
I - J	249	6.5	6 x 6
C - K	1,069	11.3	9 x 12
K - L	571	8.9	7 x 10
L - M	286	6.9	6 x 7
K - N	498	8.5	7 x 9
N - o	249	6.5	6 x 6

Considerando el tramo A-C-K-N-O como el tramo de mayor resistencia se tabula la información como sigue:

SECCION	FORMA DE DUCTO	LONGITUD (PIES)	LONGITUD EQUIVALENTE AIDICONAL (PIES)
A ₁ y A ₂	CODOS	-	2 * (8)
A - C	DUCTO	9.84	-
C - K	DUCTO	26.24	-
K	CODO	-	6
K - N	DUCTO	9.84	-
N - O	DUCTO	13.12	-
T O T A L		59.04	22

De la tabla 19 obtenemos los datos de longitud equivalente para diferentes dimensiones del ducto rectangular.

La longitud equivalente total del tramo de mayor resistencia es de - 81.04 pies.

La pérdida total por fricción se obtiene multiplicando la longitud equivalente en pies por la pérdida de fricción expresada en pulgadas de columna de agua por 100 pies de longitud equivalente.

$$P_f = 81.04 \text{ (pies)} \times 0.3 \text{ (pulg. de C.A.)} / 100 \text{ (pies)}$$

$$P_f = 0.243 \text{ (pulg de C.A.)}$$

Pr es la recuperación de la presión por la disminución de la velocidad.

$$Pr = 0.5 \left[\left(\frac{V_s}{4000} \right)^2 - \left(\frac{V_r}{4000} \right)^2 \right] = 0.5 \times \left[\left(\frac{2000}{4000} \right)^2 - \left(\frac{1050}{4000} \right)^2 \right]$$

$$P_r = 0.5K [0.25 - 0.069] = 0.091 \text{ (pulg de C.A.)}$$

donde: V_s = velocidad de salida de ventilador.

V_r = velocidad en el tramo NO que es la más baja de todo el tramo observado.

$$P_t = \text{Presión del difusor terminal} = 0.15 \text{ (pulg de C.A.)}$$

La presión estática necesaria en la salida del ventilador es: $P_v = P_f + P_t - P_r$.

$$P_v = 0.243 + 0.150 - 0.091 = 0.302$$

$$P_v = 0.302 \text{ (pulg de C.A.)}$$

b) Distribución de aire de retorno:

La colocación de los ductos de aire de retorno es en principio igual como la de los ductos de suministro con excepción de su longitud y el número de rejillas.

Para reducir costos, los ductos de aire de retorno son más cortos y solamente existe una rejilla en cada zona para el retorno de aire. El factor importante considerado en esta distribución fue la distancia de los difusores de suministro y las rejillas de retorno necesarias para un eficaz funcionamiento del sistema. Los ductos de retorno son aislados en la misma forma como los ductos de suministro.

El aire que entra a la manejadora para ser acondicionado es el aire de retorno más el aire exterior de ventilación.

El aire exterior de ventilación es el que depende del número de personas que ocupan el espacio acondicionado.

De la tabla 3 el aire para ventilación es de 30 PCM por persona.

Estimando 28 personas en el edificio, el aire exterior para ventilación es de:

$$W_{\text{vent.}} = 30 \text{ PCM/persona} \times 28 \text{ personas} = 840 \text{ PCM.}$$

Esta cantidad de aire se introduce al sistema por medio de una rejilla instalada en el codo del ducto de retorno. (por eso, el aire de retorno es de $3,350 \text{ PCM} - 840 \text{ PCM} = 2,510 \text{ PCM}$)

Datos:

La cantidad de aire es de 2,510 PCM.

La velocidad de aire en la entrada a la manejadora es de 1,400 pies/min (de la Tabla 17)

Factor de fricción: $F_C = 0.15$ pulg. de columna de agua por 100 pies de longitud (de la Figura 4)

Diámetro del ducto circular $D = 17.8$ pulg. (de la figura 4).

Dimensiones del ducto rectangular = 12 pulg x 23 pulg. (de la Tabla 18)

Codos: $R/D = 1.25$.

La distribución de los ductos de aire de retorno se efectúa según la figura 3. Los ductos están distribuidos en la forma más óptima para proporcionar un servicio eficaz y menor inversión posible.

TABLA DE DISTRIBUCION DEL AIRE DE RETORNO

SECCION	CANTIDAD DE AIRE (PCM)	DIAMETRO DE DUCTO (PULG)	DIMENSIONES DEL DUCTO RECTANGULAR (PULG) D X W
P - A	564	10.2	9 x 10
Q - A	1,949	16.2	12 x 19
R - Q	1,703	15.5	12 x 17
S - R	713	11.2	9 x 12
T - S	397	9.0	7 x 10
U - R	560	10.1	8 x 11

Considerando el tramo T-S-R-Q-A como el tramo de mayor resistencia se tabula la información como sigue:

SECCION	FORMA DE DUCTO	LONGITUD (PIES)	LONGITUD EQUIVALENTE ADICIONAL (PIES)
A ₁ y A ₂	Codos	-	2 X (8)
Q - A	Ducto	16.40	-
R - Q	Ducto	6.56	-
R	Codo	-	7
S - R	Ducto	16.40	-
T - S	Ducto	13.12	-
T O T A L:		52.48	23.00

De la tabla 19 obtenemos los datos de longitud equivalente para diferentes dimensiones del ducto rectangular.

La longitud equivalente total del tramo de mayor resistencia es de 75.48 pies.

$$Pf = 75.48 \text{ (pies)} \times 0.15 \text{ (pulg de C.A.)}/100 \text{ (pies)}$$

$$Pf = 0.113 \text{ (Pulg C.A.)}$$

$$Pr = 0.5 \times \left[\left(\frac{V_e}{4000} \right)^2 - \left(\frac{V_r}{4000} \right)^2 \right] = 0.5 \times \left[\left(\frac{1,400}{4,000} \right)^2 - \left(\frac{900}{4000} \right)^2 \right]$$

$$Pr = 0.036 \text{ (pulg C.A.)}$$

$$Pt = \text{Presión de la rejilla terminal} = 0.15 \text{ (pulg. C.A.)}$$

$$Pv = 0.113 + 0.150 - 0.036$$

$$Pv = 0.227 \text{ (pulg C.A.)}$$

La presión total de la manejadora es $0.302 \text{ (pulg C.A.)} + 0.227 \text{ (pulg C.A.)} = 0.527 \text{ (pulg C.A.)}$

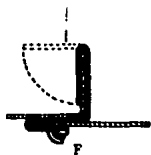
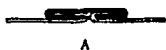
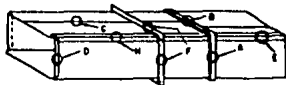
Espesor de los ductos para la distribución de aire.

El ducto más grande es el de suministro de 12" x 22". De la tabla 22 de CARRIER el semiperímetro del ducto es de 34". La primera parte para manejar mayor volumen de aire es la del ducto A-C y tiene la longitud de aproximadamente 10 pies, por lo cuál, de la tabla 20, el espesor es 24.

La lamina galvanizada de espesor 24 se denomina como clase 2.

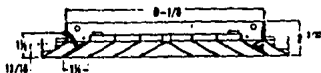
Tipos de union de ductos para la distribución de aire

A continuación se indican las uniones recomendadas por CARRIER para ductos de suministro y retorno y son aplicados en este proyecto de acuerdo a los problemas prácticos en la instalación.



c) Difusores para la distribución de aire de suministro y rejillas para el aire de retorno:

Los difusores para el suministro de aire acondicionado están colocados sobre el plafón falso. La forma del difusor se ilustra a continuación.



Todos los difusores Modelo TDC marca TITUS tienen las mismas dimensiones y la cantidad de aire permitida a pasar por el difusor es regulada por la compuerta manual instalada arriba del difusor como parte íntegra del mismo. De la tabla 21 del fabricante TITUS el tamaño del difusor requerido para este proyecto es 9" x 9". Este difusor tipo 4A nos da 282 PCM considerando la velocidad recomendada de 500 pie/min.

Las aletas del difusor tienen la distancia de aproximadamente 1 1/2 pulg. e inclinación de 45° y la distribución del aire es igual a los 4 lados del difusor.

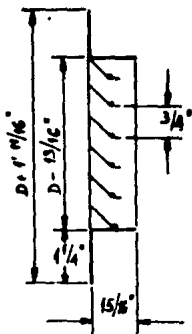
Las rejillas de retorno son de varios tamaños según la cantidad de aire para retornar. La velocidad de aire recomendada por el fabricante para las rejillas de retorno es de aproximadamente 600 pies/min. En cada zona se instala solamente una rejilla de retorno para optimizar los costos del proyecto.

En el caso de las rejillas 4F (las que se oponen menos al paso del aire que las 3F), los tamaños seleccionados según la tabla 22 del catálogo TITUS son como sigue:

ZONA	PCM PARA RETORNAR	TAMAÑO DE LA REJILLA
I	317	16" x 6"
II	397	12" x 10"
III	246	12" x 6"
IV	564	12" x 12"
V	560	12" x 12"
VI	428	12" x 10"
Rejilla para el aire de ventilación.	840	20" x 12"

Las aletas de las rejillas tendrán una separación de 1/2 pulg.

Dimensiones de las rejillas:



d) Selección de la unidad manejadora de aire tipo paquete.

En México hay varios fabricantes de las manejadoras de aire. La manejadora para este proyecto es seleccionada de acuerdo a las características de su funcionamiento, instalación y el mantenimiento. Su capacidad satisface las características de este proyecto y esta manejadora es la más económica en su clase en el mercado mexicano.

Del catálogo CARRIER No. 50DA, Tabla 23, se selecciona la manejadora paquete tamaño 009 para manejar 3,800 PCM que es aproximadamente 13% superior a lo requerido para este proyecto.

El BF es 0.25, (factor de desviación del serpentín de enfriamiento)

Para la $T_{bse} = 95^{\circ}\text{F}$ y $T_{bhi} = 62^{\circ}\text{F}$ la potencia requerida para su funcionamiento es de 10.6 KW.

De la Tabla 24 para la manejadora tamaño 009 y 0.6 pulg. de presión estática, el ventilador de evaporador debe girar a 3,450 RPM y la potencia del motor es de 1 HP.

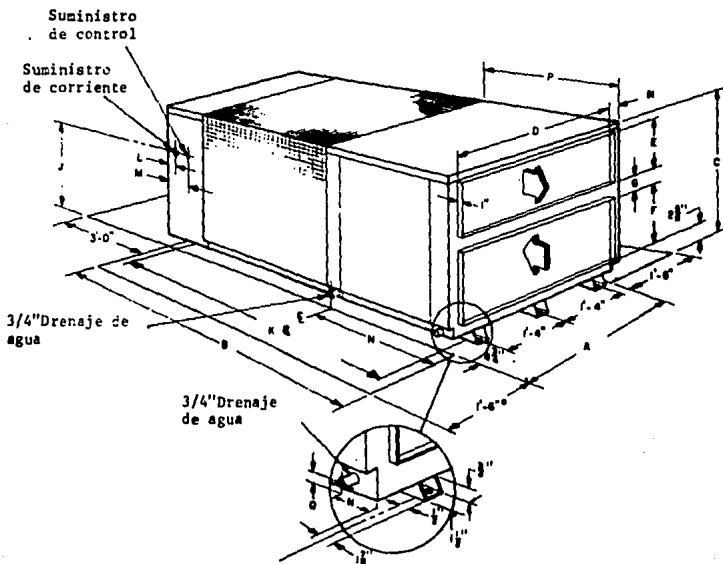
El ventilador del condensador gira a 825 RPM y requiere un motor de 1/2 HP. El motor de compresor es de 10 HP y gira a 1,750 RPM.

A continuación se muestra la manejadora de aire con sus dimensiones.

DIMENSIONES DE LA MANEJADORA DE AIRE

DIMENSIONES (PIE - PULGADA)

SODA	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	P	Q
004	3-5½	5-6¼	2-5½	2-10	0-7¼	1-5½	3-0½	0-3¼	1-6¼	5-5½	2-0	3-0¼	2-7¼	2-3¼	0-0
006 009	3-5½	6-1½	2-9	2-11¼	0-11¼	1-3	0-2¼	0-2¼	1-9	6-0	2-0	3-0¼	0-3	2-3	0-0



La manejadora SODA-009 es tipo paquete, lo que significa que contiene el sistema de refrigeración incluyendo el evaporador, condensador, compresor, los ventiladores y motores correspondientes.

Todo el equipo esta instalado formando una unidad manejadora paquete. La manejadora tiene el tablero para el suministro de corriente y conexión con el termostato. En la parte interior del tablero se encuentra el arrancador magnético, también como parte íntegra de la manejadora.

La unidad manejadora tiene la pintura hipóxica y está fabricada a prueba de agua, o bien para la instalación en intemperie.

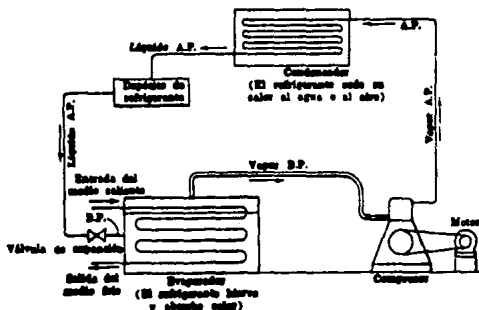
La base de todo el equipo son rieles que se colocan sobre bases de hule de aprox. 1¹/₂" de espesor.

La unidad manejadora de aire tipo paquete es diseñada para el eficiente acondicionamiento y distribución de aire por medio de ductos. La operación de los ventiladores de la manejadora es muy silenciosa debido al acoplamiento directo a los motores (de ser posible), y mueven grandes cantidades de aire con velocidades bajas.

Cada 20 a 25 ton. de refrigeración se descarga al compresor para reducir la capacidad del sistema de enfriamiento durante la operación de carga reducida. La capacidad total de compresor se utiliza con carga máxima. Este sistema minimiza cargas frecuentes de compresor utilizando el sistema tradicional de arranque y paro. En muchas ocasiones las condiciones de ambiente son "bajas" (las cargas externas son bajas), por lo cual cada unidad tiene control de presión total para poder parar los ventiladores automáticamente. En esta forma se mantienen las condiciones de temperatura deseadas, con la óptima eficiencia operativa del sistema.

e) Principio de funcionamiento de la manejadora:

El ciclo de refrigeración de la manejadora se ilustra a continuación.



CICLO DE REFRIGERACION DE AIRE

El aire pasa alrededor de serpentín del evaporador. Por el serpentín del evaporador pasa el refrigerante Freón 22 que al evaporarse absorbe calor del aire que circula alrededor de serpentín del evaporador. El ciclo de refrigeración consiste en comprimir el refrigerante y aumentar su presión y temperatura para entregarlo al condensador. El refrigerante debe ser suficientemente comprimido para tener una temperatura de saturación mayor que la temperatura del medio utilizado para enfriarlo, de tal manera que se tenga dicipación de calor en el condensador del refrigerante hacia el aire.

Después de haber efectuado la eliminación de calor y la condensación en el condensador, el líquido refrigerante pasa a un depósito para almacenamiento. El líquido refrigerante de alta presión pasa a través de la válvula de expansión, donde se efectúa caída de presión del refrigerante hasta la presión que se tiene en el evaporador del sistema. Durante el paso a través de la válvula de expansión se enfría el líquido refrigerante a cuenta de la evaporación de una parte del líquido. El valor de la presión baja que se tiene en el evaporador es determinada por la temperatura que se desea mantener en el espacio acondicionado.

f) Instalación y mantenimiento del equipo:

Instalación del sistema:

En la instalación del equipo para aire acondicionado influyen varios objetivos como el silencioso funcionamiento, óptima forma de instalación, buen aislamiento de los ductos y buenos acabados.

En la instalación de techo se requieren aisladores de tipo "cojín de goma" que se colocan por lo menos 4 pulgadas del final y en el centro de cada rífl. Para poder efectuar la instalación de la manejadora en el techo se verificaron los códigos de construcción para cumplir con los requerimientos de distribución de peso.

Para transportar la unidad se usarán barras de soporte para prevenir golpes, deslizamiento o ruptura de cables.

La instalación del equipo consiste en colocar la unidad, efectuar la instalación eléctrica, conexión de termostato y efectuar la instalación completa de ductos de aire de suministro y retorno. Las tomas de aire de retorno son alejadas de los difusores de suministro según la Figura 3, para así mantener la mejor calidad posible de acondicionamiento de aire. La manejadora está ubicada en el lugar práctico para el acceso a proporcionar el mantenimiento o servicio a la misma.

Las conexiones con los ductos de distribución tienen que ser efectuadas con conexiones flexibles. Todos los ductos deben de estar sujetos con la construcción por medio de abrazaderas de lámina galvanizada.

La instalación eléctrica de la unidad consiste en conectar el tablero de la manejadora al suministro de la corriente trifásica de 220 V y 60 Hz, interrumpida por un interruptor termomagnético según la Figura 5. El tablero se también conecta con el termostato el que controla el funcionamiento del sistema de acuerdo a las condiciones deseadas.

Selección del interruptor:

De la Tabla 25, para 220 V y 20 HP como potencia total se requiere de un interruptor SQUARED tipo FAE-36100G.

Selección del cable para suministro de corriente.

De la Tabla 25, para 220 V y 20 HP (3 fases), se requiere cable calibre 4.

Selección del cable para termostato:

Según la recomendación de HONEYWELL el cable recomendable para el termostato es calibre 14.

Para el desagüe de agua condensada en el condensador se requiere el tubo de desagüe de plomo de 3/4" de diám. por medio de cual, se lleva el agual drenaje.

Mantenimiento del sistema:

El mantenimiento de la unidad es sencillo. Es necesario dar el siguiente mantenimiento a la manejadora cada 2 meses:

- limpiar los filtros metálicos para aire.
- cepillar con el cepillo de alambre los serpentines del evaporador y del condensador.
- revisar las conexiones eléctricas de los motores.
- vigilar el nivel de aceite en el compresor.

El mantenimiento de los ventiladores es mínimo debido a que estos utilizan chumaceras selladas y engrasadas por vida.

IV CONTROL DEL SISTEMA

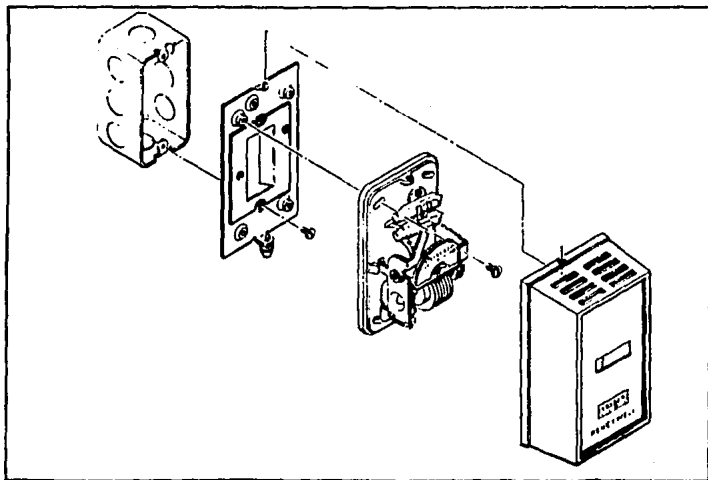
El sistema es controlado por medio de un termostato marca HONEYWELL. Para poner en funcionamiento el sistema es necesario poner el interruptor termomagnético en la posición ON y éste suministrando la corriente a la manejadora (arrancador como parte íntegra de la manejadora) pondrá en funcionamiento todo el sistema de aire acondicionado.

Cuando el sistema llega a mantener las condiciones deseadas de ambiente, el termostato instalado en la zona I lo detecta y envía la señal a la manejadora para parar su funcionamiento.

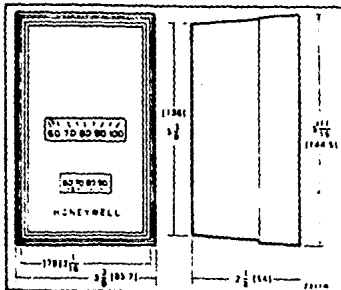
Cuando las condiciones de ambiente cambian de nuevo, el termostato lo detecta y envía la señal a la manejadora para arrancar el sistema de nuevo.

El termostato está instalado en la pared a una altura de 1.60 m del piso en un lugar sin cargas térmicas excesivas, para proporcionar un buen control de la manejadora.

COLOCACION DE TERMOSTATO



DIMENSIONES EN PULGADAS (MILIMETROS EN PARENTESIS)



FUNCIONAMIENTO DEL TERMOSTATO

El termostato requerido para el control de la manejadora se selecciona de la Tabla 26. El modelo T42B es el termostato para temperatura marca HONEYWELL de una etapa y es adecuado para ser usado para la manejadora de aire seleccionada para este proyecto. El funcionamiento de la manejadora requiere un termostato de una sola etapa, lo que significa que el termostato unicamente envía la señal de arranque y paro a la manejadora siendo calibrado para mantener las condiciones de ambiente deseadas.

El gas muy sensible a temperatura se expande y contrae dentro de un fuelle lo que causa el movimiento de cilindro. El cilindro mueve la cápsula de mercurio la que, con sus terminales cierra y abre el circuito que envía la señal a la manejadora.

El termostato T42B es muy preciso porque es muy sensible a cambios de temperatura. El tipo de gas utilizado en el fuelle no se conoce de los catálogos y es secreto del fabricante, ya que es el factor más importante para su preciso funcionamiento.

La instalación del termostato es sencilla y fuera de alcance de los visitantes.

La instalación del termostato se muestra en la Figura 6,

V COSTOS DEL SISTEMA

En caso de cada proyecto, el análisis de costos es de primordial importancia. Un proyecto con buenas soluciones técnicas tiene que satisfacer ciertas condiciones financieras para poder ser aceptado y llevado a cabo.

En el caso de este proyecto, se trata de un sistema que proporciona servicio y no existe la recuperación directa de la inversión.

Estimando el funcionamiento del sistema de 9 horas diarias, 5 días a la semana y 50 semanas al año y su vida útil de más de 10 años, se analiza el costo por año.

Para hacer este tipo de estudio, primero se considera el costo del equipo, costo de operación y mantenimiento y después se obtiene el costo por año.

a) Costo del equipo:

Descripción	Precio Unitario en M.N.	Cantidad	Precio Total en M.N.
Manejadora de aire	\$2,837,300.-	1	\$2,837,300.-
Ductos de suministro (con aislamiento)	\$11,550.-/m	46m	\$ 531,300.-
Ductos de retorno (con aislamiento)	\$13,280.-/m	25m	\$ 332,000.-
Difusores de suministro	\$ 8,550.-C/U	13	\$ 110.150.-
Rejillas de retorno	\$ 6,300.-C/U	7	\$ 44,100.-

Descripción	Precio Unitario en M.N.	Cantidad	Precio Total en M.N.
Interruptor termomagnético	\$ 28,500.-	1	\$ 28,500.-
Cable (suministro de corriente)	\$ 580.-/m	15m	\$ 8,700.-
Cable (termostato)	\$ 60.-/m	7m	\$ 420.-
Tubo de 3/4" para drenaje de agua	\$ 280.-/m	2m	\$ 560.-
Sujetadores (abrasaderas) para ductos	\$ 100.-C/U	95	\$ 9,500.-
Material adicional (tornillos, tuercas, etc)			\$ 2,500.-
Instalación de la manejadora			\$ 28,000.-
Instalación de ductos	\$ 3,500.-/m	71m	\$ 248,500.-
Instalación de difusores y rejillas	\$ 1,000.-C/U	19	\$ 19,000.-
Instalación eléctrica (Suministro de corriente, interruptor y termostato)			\$ 45,000.-
T O T A L			\$4,246,530.-

Considerando la vida útil del equipo por lo menos 10 años, el costo del equipo por año es de \$4,246,530.-/10años=\$424,653.-

b) Costo de operación y mantenimiento:

El costo de operación consiste del valor de la energía eléctrica consumida durante el funcionamiento del equipo.

Motor del compresor:	15HP=11.19KW (Tabla 23)
Motor del ventilador (evaporador)	1HP= 0.75KW (Tabla 24)
Motor del ventilador (condensador)	1/2HP= 0.37KW (Tabla 24)

Potencia total de los motores de la manejadora es de 12.31 kw.

Considerando el funcionamiento del equipo 9 horas diarias, 5 días a la semana y 50 semanas al año, el consumo de la energía eléctrica es:

$$(12.31 \text{ KW}) \times (9 \text{ horas}) \times (5 \text{ días}) \times (50 \text{ semanas}) = 27,697.50 \text{ KWhora}$$

El costo de 1 KWh de corriente trifásica de 220 V es de \$30.- por lo cual el costo de operación al año es de 27,697.50 X \$30.- = \$830,925.-

El costo del mantenimiento que se debe de efectuar cada 2 meses explicado en el capítulo III f) es de \$13,000.-, por lo cual el costo de mantenimiento anual es de \$78,000.-

El costo total anual de operación y mantenimiento es de \$830,925.- + \$78,000.- = \$908,925.-

c) Costo total

El costo por año, considerando el costo del equipo, instalación, operación y mantenimiento es de \$ 424,653.- + \$908,925.- =
= \$1,333,578.-

Todos los precios son cotizados el 1 de junio de 1986 y están sujetos a cambios según los indicadores económicos de CANAME (Cámara Nacional de Manufacturas Eléctricas).

CONCLUSIONES

En este proyecto se ha tratado de dar una idea general y completa de lo que es el acondicionamiento de aire para confort, procurando profundizar los temas de estudio hasta donde fue posible y concluyendo algo en cada capítulo.

El estudio de los sistemas para acondicionamiento de aire en la construcción moderna es generalmente muy complejo.

Para obtener un buen y óptimo funcionamiento del sistema es necesario considerar adecuadamente condiciones de ambiente, propiedades físicas de la construcción y otros efectos que influyen en la carga de enfriamiento y selección de equipo.

En este proyecto puse mucho énfasis a cálculo de carga termica siendo ésta la base de buena selección de equipo. El equipo ha sido seleccionado de acuerdo a los requerimientos del espacio para acondicionar y un buen funcionamiento que ofrece el equipo marca CARRIER.

Partes de equipo son en ocasiones instaladas en sitios de difícil acceso, especialmente en caso de equipo para distribución de aire.

Se ha seleccionado la manejadora paquete con el propósito de simplificar la instalación y el mantenimiento de equipo. El diseño de ductos de suministro y retorno se ha simplificado lo más posible, pero no al grado de perder las características técnicas necesarias para un buen funcionamiento del sistema.

La operación del equipo es cara por lo cuál es necesario arrancar y parar el sistema según el uso de la oficina y en esta forma se pueden reducir los costos.

Para proporcionar el mantenimiento adecuado al sistema se requieren técnicos especializados en el ramo de aire acondicionado que conozcan bien el equipo y su funcionamiento.

En el desarrollo de este proyecto se han considerado los factores suficientes para un buen sistema de acondicionamiento de aire, por lo cuál también se deben de considerar para futuros proyectos.

TABLAS

TABLA I DATOS DE VERANO PARA LA REPUBLICA MEXICANA (SEGUN NORMAS DE AMICA)

Estado	Ciudad	Posición Geográfica		Altitud Pies	Pres. Barom. Plg. Hg.	Temp. de Cálculo	
		Latitud	Longitud			Seca °F	Húmeda °F
AGUASCALIENTES	Aguascalientes	21° 53'	102° 18'	6,163	24.09	93	66
BAJA CALIFORNIA	Mexicali	32° 29'	115° 30'	3	29.92	409	82
	La Paz	24° 10'	110° 07'	59	29.84	97	81
CAMPECHE	Campeche	19° 51'	90° 32'	82	29.84	97	79
COAHUILA	Saltillo	25° 26'	101° 00'	5,278	24.88	95	72
	Monclova	26° 55'	101° 26'	1,922	27.99	100	75
COLIMA	Colima	19° 14'	103° 45'	1,620	28.31	97	75
	Manzanillo	19° 04'	104° 20'	10	29.92	95	81
CHIAPAS	Tuxtla Gutiérrez	16° 45'	93° 06'	1,758	28.15	95	77
	Tapachula	14° 54'	92° 16'	551	29.37	93	77
CHIHUAHUA	Chihuahua	28° 38'	106° 04'	4,667	25.39	95	73
	Cd. Juárez	31° 44'	106° 29'	13,729	26.26	99	75
DISTRITO FEDERAL	Tacubaya	19° 24'	99° 11'	7,574	22.91	90	63
	Chapultepec	19° 25'	99° 10'	7,347	23.07	86	63
DURANGO	Durango	24° 01'	104° 40'	6,225	24.02	91	63
GUANAJUATO	Guanajuato	21° 01'	101° 15'	6,681	23.66	90	64
	Celaya	20° 32'	100° 49'	5,753	24.45	100	68
GUERRERO	Chilpancing	17° 33'	99° 30'	4,100	25.91	91	73
	Acapulco	16° 50'	99° 56'	10	29.92	91	81
HIDALGO	Tula	20° 03'	99° 21'	6,678	23.66	97	68

Estado	Ciudad	Posición Geográfica		Altitud Pres. Barom.		Temp. de Cálculo	
		Latitud	Longitud	Pies	Pig. Hg.	Seca °F	Húmeda °F
JALISCO	Guadalajara	20° 41'	103° 20'	5,212	24.92	91	68
	Pto. Vallarta	20° 37'	105° 15'	7	29.92	97	79
MEXICO	Netzahualcoyolt	19° 36'	99° 00'	7,472	22.99	90	66
	Texcoco	19° 31'	98° 52'	7,268	23.15	90	66
MICHOACAN	Uruapan	19° 25'	101° 58'	5,284	24.84	93	68
MORELOS	Cuernavaca	18° 55'	99° 14'	5,045	25.08	88	68
	Cuautla	18° 48'	98° 57'	4,234	25.79	108	72
NAYARIT	Tepic	21° 31'	104° 53'	3,011	26.93	97	79
NUEVO LEON	Monterrey	25° 40'	100° 18'	1,752	28.15	100	79
OAXACA	Oaxaca	17° 04'	96° 42'	5,127	25.00	95	79
	Salina Cruz	16° 12'	95° 12'	184	29.72	93	79
PUEBLA	Puebla	19° 02'	98° 11'	7,052	23.35	84	63
	Tehuacán	18° 28'	97° 23'	5,497	24.69	93	68
QUERETARO	Querétaro	20° 26'	100° 23'	6,042	24.17	91	70
SAN LUIS POTOSI	San Luis Potosí	22° 09'	100° 58'	6,157	24.09	93	64
SINALOA	Culiacán	24° 48'	107° 24'	174	29.72	99	81
	Mazatlán	23° 44'	106° 25'	256	29.69	88	79
SONORA	Hermosillo	29° 05'	110° 58'	692	29.21	106	82
	Guaymas	27° 55'	110° 53'	13	29.92	108	82
TABASCO	Villa Hermosa	17° 59'	92° 55'	33	29.88	99	79
TAMAULIPAS	Cd. Victoria	23° 44'	99° 08'	1,053	28.86	100	79
	Tampico	22° 12'	97° 51'	59	29.84	97	82

Estado	Ciudad	Posición Geográfica		Altitud Pies	Pres. Barom Pig. Hg.	Temp. de Cálculo	
		Latitud	Longitud			Seca °F	Húmeda °F
TLAXCALA	Tlaxcala	19° 12'	98° 15'	7,387	23.07	82	63
VERACRUZ	Jalapa	19° 32'	96° 55'	4,589	25.47	90	70
	Orizaba	18° 51'	97° 05'	4,093	25.94	93	70
	Veracruz	19° 12'	96° 08'	52	29.84	91	81
	Puerto México	18° 09'	94° 24'	46	29.88	99	82
YUCATAN	Mérida	20° 58'	98° 38'	72	29.84	99	81
	Progreso	21° 17'	89° 40'	46	29.88	97	81
ZACATECAS	Fresnillo	23° 10'	102° 53'	7,380	23.07	97	66
QUINTANA ROO	Cozumel	20° 31'	86° 57'	10	29.92	91	81

NOTA: LAS TEMPERATURAS DE CALCULO SECA Y HUMEDA EXTERIORES, SON LOS VALORES RECOMENDABLES.

TABLA 2 CONDICIONES DE PROYECTO RECOMENDABLES PARA AMBIENTE INTERIOR EN VERANO (SEGUN ASHRAE)

Tipo de Aplicación	DE LUJO		PRACTICA COMERCIAL		Variación de Temp. (°F)
	Temp. Seca (°F)	Humedad Relativa (%)	Temp. Seca (°F)	Humedad Relativa (%)	
CONFORT GENERAL					
Apartamento					
Chalet Hotel	73-75	50-45	77-79	50-45	1.8 a 3.6
Oficina					
Colegio					
Hospital, etc.					
TIENDAS COMERCIALES					
Bancos					
Peluquerías	75-79	50-45	79-81	50-47	1.8 a 3.6
Grandes Almacenes					
APLICACIONES DE BAJO FACTOR DE CALOR SENSIBLE					
Auditorio					
Iglesia	75-79	55-50	79-81	60-50	0.9 a 1.8
Bar					
Restaurante, Cocina, etc.					
CONFORT INDUSTRIAL					
Secciones de Montaje					
Salas de Máquinas	77-81	55-45	79-84	60-50	3.6 a 5.4

TABLA 3 NORMAS DE VENTILACION

Aplicación	Fumando	Aire por persona pies ³ /min		Aire mínimo por pie ² de piso pies ³ /min
		Recomendado	Mínimo	
Apartamento				
Promedio	poco	20	15	...
De lujo	poco	30	25	.33
Aulas de clase	nada
Banco	ocasional	10	7 1/2	...
Botica	mucho	10	7 1/2	...
Cantina	mucho	30	25	...
Cochera automóvil	1.0
Cocina				
Restaurante	4.0
Residencia	2.0
Corredores (sumin.o retorno)25
Corredor de bolsa (salones)	bastante	50	30	...
Cuarto de juntas	bastante	50	30	1.25
Fábricas	nada	10	7 1/2	.10
Funerarias	nada	10	7 1/2	...
Hospitales				
Cuarto de operación	nada	2.0
Cuartos privados	nada	30	25	.33
Salas	nada	20	15	...
Hoteles, cuartos	mucho	30	25	.33
Laboratorios	poco	20	15	...
Oficina				
General	poco	15	10	...
Privada	nada	25	15	.25
Privada	mucho	30	25	.25
Oficina del director	bastante	50	30	...
Peluquería	mucho	15	10	...
Restaurante				
Cafetería	mucho	12	10	...
Salón comedor	mucho	15	12	...
Retretes (extracción)	poco	2.0
Salón de belleza	ocasional	10	7 1/2	...
Teatro	nada	7 1/2	5	...
	poco	15	10	...
Tienda de 5 y 10 centavos	nada	7 1/2	5	...
Tienda de departamentos	nada	7 1/2	5	.05
Tienda de menudeo	nada	10	7 1/2	...

TABLA 4 COEFICIENTE DE TRANSMISION (U) PARA PAREDES DE MAMPOSTERIA

Tipos de mampostería	Espesor de la mampostería (plg)	Paredes lisas sin acabados interiores	Yeso (1/2") sobre las paredes	Tira metálica y yeso forrado	Cartón de yeso (3/8") decorado forrado
		A	B	C	D
Ladrillo sólido	8	0.50	0.46	0.32	0.31
	12	0.36	0.34	0.25	0.25
	16	0.28	0.27	0.21	0.21
Bloque hueco (Exterior aca - bado de estuco)	8	0.40	0.37	0.27	0.27
	10	0.39	0.37	0.27	0.27
	12	0.30	0.28	0.22	0.22
	16	0.24	0.24	0.19	0.19
Piedra	8	0.70	0.64	0.39	0.38
	12	0.57	0.53	0.35	0.34
	16	0.49	0.45	0.31	0.31
	24	0.37	0.35	0.26	0.26
Hormigón vaciado	6	0.79	0.71	0.42	0.41
	8	0.70	0.64	0.39	0.38
	10	0.63	0.58	0.37	0.36
	12	0.57	0.53	0.35	0.34

TABLA 5 GANANCIA INSTANTANEA DE CALOR POR
TRANSMISION DIRECTA Y DIFUSION O RADIACION
SOLAR PARA VENTANAS NO SOMBREADAS DE VIDRIO
COMUN Y UNA HOJA

Tiempo solar	Ganancia instantánea de calor (Btu por hora pie cuadrado)							
	N	NE	E	SE	S	SO	O	NO
6 A.M. 6 P.M.	25	98	108	52	5	5	5	5
7 5	23	155	190	110	10	10	10	10
8 4	16	148	205	136	14	13	13	13
9 3	16	106	180	136	21	15	15	15
10 2	17	54	128	116	34	17	16	16
11 1	18	20	59	78	45	19	18	18
12	18	19	19	35	49	35	19	19

TABLA 8 FACTORES DE APLICACION PARA APLICARLOS A LOS VALORES DE LAS TABLAS 5, 6 Y 7 PARA OBTENER LAS GANANCIAS INSTANTANEAS DE CALOR PARA TIPOS DE VIDRIO SIMPLE Y PLANO

Vidrio	Transmisión de incidencia normal	Factor para aplicarse a la Tabla 5 (F_c)	Factores para aplicarse a las Tablas 6 y 7
Ventana común simple	0.87	1.00	$1.0(X) + 0.0(Y)$
Placa regular simple	0.77	0.87	$1.0(X) + 0.25(Y)$
Placa regular simple absorbente al calor	0.41	0.46	$1.0(X) + 1.00(Y)$
Ventana común doble	0.76	0.85	$0.6(X) + 0.10(Y)$
Placa regular doble	0.60	0.66	$0.6(X) + 0.55(Y)$
Placa exterior absorbente al calor	0.35	0.37	$0.6(X) + 0.75(Y)$
Placa regular interior			

TABLA 9 EFECTO DEL SOMBREADO SOBRE LA GANANCIA INSTANTANEA DE CALOR A TRAVES DE VENTANAS DE VIDRIO COMUN DE ESPESOR SENCILLO (F_a)

Tipo de sombreado	Achabado en el lado expuesto al sol	Fracción de ganancia a través de ventana no sombreada
Toldos de lona		
Lados abiertos	Oscuro o medio	0.25
Parte superior y lados ajustados al edificio	Oscuro o medio	0.35
Cortina interior de rollo		
Totalmente bajada	Blanco, crema	0.41
	Medio	0.62
	Oscuro	0.81
Desenrollada a medias	Blanco, crema	0.71
	Medio	0.81
	Oscuro	0.91
Persiana venecianas interiores, hojas a 45°		
	Blanco, crema	0.56
	Difusa reflectante de aluminio	0.45
	Medio	0.65
	Oscuro	0.75
Persianas venecianas exteriores		
Hojas a 45°	Blanco, crema	0.15
Hojas a 45° extendidas como toldo cubriendo toda la ventana	Blanco, crema	0.15
Hojas a 45° extendidas como toldo cubriendo 2/3 de ventana	Blanco, crema	0.43

TABLA 10 DIFERENCIALES TOTALES DE TEMPERATURA PARA
CALCULAR LA GANANCIA DE CALOR A TRAVES DE PAREDES
ALUMBRADAS POR EL SOL Y SOMBREADAS

Latitud Norte	Tiempo solar									
	A.M.					P.M.				
Orientación de la pared	8	10	12	2	4	6	8	10	12	
Bloque hueco de hormigón de 8" o bloque de escoria de 8"										
NE	0	0	10	10	6	10	12	10	8	
E	2	4	12	14	12	10	12	10	8	
SE	0	0	8	12	14	12	12	10	6	
S	0	0	0	6	14	16	14	10	6	
SO	0	0	0	4	10	18	20	18	6	
O	2	2	2	4	9	14	22	22	14	
NO	0	0	0	2	6	10	18	22	8	
N (sombra)	-2	-2	-2	0	6	10	10	10	6	
Ladrillo de 8" o bloque hueco de hormigón de 12" o bloque de escoria de 12"										
NE	2	2	2	8	8	6	8	10	8	
E	6	6	8	10	10	8	10	10	10	
SE	4	4	4	10	12	12	10	10	10	
S	2	2	2	2	6	10	12	10	8	
SO	4	4	4	4	6	8	12	16	14	
O	4	4	6	6	6	8	16	16	16	
NO	2	2	2	2	4	6	8	14	14	
N (sombra)	0	0	0	0	2	6	8	8	6	
12 nlg de ladrillo										
NE	6	6	4	4	4	6	6	6	6	
E	8	8	8	6	8	10	10	8	8	
SE	6	6	6	6	6	8	10	10	8	
S	6	6	4	4	4	4	6	8	8	
SO	6	6	6	6	6	8	8	8	10	
O	8	8	8	6	6	6	6	8	10	
NO	6	6	4	4	4	4	6	6	6	
N (sombra)	4	2	2	2	2	2	2	4	6	

TABLA 11 COEFICIENTE DE TRANSMISION (U) DE TECHOS
PLANOS CON CIELO RASO

Tipo de la cubierta del techo	Espesor de la cubierta del techo (plg)	Sin ais- lamiento	Aislamiento encima de la cubierta (cubriendo al techo armado) Espesor de la placa de aislamiento			
			$\frac{1}{2}$ plg	1 plg	$1 \frac{1}{2}$ plg	2 plg
			A	B	C	D
Techo con cubierta metálica plana		0.46	0.27	0.19	0.15	0.12
Losa prefa- bricada de cemento	$1 \frac{5}{8}$ plg	0.43	0.26	0.19	0.15	0.12
Hormigón	2 plg	0.42	0.26	0.19	0.14	0.12
	4 plg	0.40	0.25	0.18	0.14	0.12
	6 plg	0.37	0.24	0.18	0.14	0.11
Mezcla de fibra de yeso sobre cartón de yeso de $\frac{1}{2}$ "	$2 \frac{1}{2}$ plg	0.27	0.19	0.15	0.12	0.10
	$3 \frac{1}{2}$ plg	0.23	0.17	0.14	0.11	0.097
Madera	1 plg	0.31	0.21	0.16	0.13	0.11
	$1 \frac{1}{2}$ plg	0.26	0.19	0.15	0.12	0.10
	2 plg	0.24	0.17	0.14	0.11	0.097
	3 plg	0.18	0.14	0.12	0.10	0.087

TABLA 12 DIFERENCIAL TOTAL EQUIVALENTE DE TEMPERATURAS
PARA CALCULAR LA GANANCIA DE CALOR A TRAVES DE TECHOS
ALUMBRADOS POR EL SOL Y SOMBREADOS

Descripción de la construcción del techo	Tiempo solar																		
	A.M.					P.M.													
	8	10	12	2	4	6	8	10	12										
Techos de construcción ligera-expuestos al sol																			
1" de madera, o 1" de madera + 1" ó 2" de aislamiento	12	38	54	62	50	26	10	4	0										
Techos de construcción media-expuestos al sol																			
2" de hormigón o 2" de hormigón + 1" ó 2" de aislamiento, o 2" de madera	6	30	48	58	50	32	14	6	2										
2" de yeso o 2" de yeso + 1" de aislamiento o 1" de madera o 2" de madera o 2" de hormigón o 2" de yeso	0	20	40	52	54	42	20	10	6										
} +4" de lana mineral colocada en el cielo falso																			
4" de hormigón o 4" de hormigón con 2" de aislamiento										0	20	38	50	52	40	22	12	6	
Techos de construcción pesada-expuestos al sol																			
6" de hormigón 6" de hormigón +2" de aislamiento										4	6	24	38	46	44	32	18	12	
	6	6	20	34	42	44	34	20	14										

TABLA 13 GANANCIA DE CALOR DE PERSONAS

Tipo de actividad	Tipo de aplicación	Calor total disipado, hombres adultos (Btuh)	Calor total disipado modificado (Btuh)	Calor sensible	Calor latente
Sentados en reposo	Teatro - por la tarde	390	330	180	150
	- por la noche	390	350	195	155
Sentados; trabajo muy ligero	Oficinas, hoteles, deptos. <u>restaurantes</u>	450	400	195	205
Trabajo moderadamente activo	Oficinas, hoteles, deptos.	475	450	200	250
Parados; trabajo ligero; caminando muy despacio	Tienda de departamentos; <u>menudeo</u>	550	450	200	250
Caminando; sentados; de pie; caminando lentamente	Banco, botica	550	500	200	300
		550	500	200	300
Trabajo <u>sedentario</u>	Restaurante	490	550	220	330
Trabajo de banco ligero	Fábrica	800	750	220	530

TABLA 14 CARGA DE CALOR DE EQUIPO

Dispositivo	Disipación de calor durante el funcionamiento (Btu/h)	
	Calor sensible	Calor latente
Alumbrado eléctrico y accesorios, por kilowatt instalado	3 413	...
Motores con carga conectada en el - cuarto, por hp		
1/8 - 1/2 hp de capacidad	4 250	...
1/2 - 3 hp de capacidad	3 709	...
3 - 20 hp de capacidad	2 950	...
Cafeteras eléctricas		
3 - gal	2 200	1 500
5 - gal	3 400	2 300
Quemador de estufas de gas	3 100	1700
Calentamiento de agua	3150	3850
Horno de gas doméstico	8 100	4 000
Cafeteras de gas doméstico		
3 - gal	2 500	2 500
5 - gal	3 900	3 900
Secadores de pelo, salas de belleza		
Tipo soplador	2 300	400
Tipo casco	1 870	330
Restaurante, por comida servida	30(Btu)	...

TABLA 15 INFILTRACION DE AIRE DURANTE EL VERANO EN
PUERTAS DE ESTABLECIMIENTOS COMERCIALES

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

TABLA 16 INFILTRACION POR HENDEURAS A TRAVES DE VENTANAS Y PUERTAS

(Pies cúbicos por hora pie de hendedura)

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

TABLA 17 VELOCIDADES MINIMAS EN EL DUCTO, RECOMENDABLES PARA LOS SISTEMAS DE BAJA VELOCIDAD (PIES POR MINUTO)

APLICACION	SUMINISTRO	RETORNO
RESIDENCIAS	1000	800
DEPARTAMENTOS, HOTELES Y HOSPITALES	1500	1300
OFICINAS PRIVADAS	2000	1400
TEATROS Y AUDITORIOS	1300	1100
OFICINAS GENERALES, RESTAURANTES, TIENDAS Y BANCOS	2000	1500
CAFETERIAS	2000	1500
FABRICAS	3000	1800

TABLA 19: FRICCIÓN EN DUCTOS RECTANGULARES





DIMENSIONES DE DUCTO EN PULGADAS		CODOS REDONDOS	CODOS REDONDOS CON VELETAS		CODOS RECT. CON VELETAS	
W	D					
		$R/D = 1.25$	$R_1 = 4"$	$R_1 = 3"$		
LONGITUD ADICIONAL EQUIVALENTE DE DUCTO RECTO EN PIES						
18	38	13	14	2	14	34
	34	13	17	1	13	30
	30	12	18	1	12	25
	24	10	11	1	10	20
	18	8			8	15
	12	7			7	12
	8	6			6	10
24	94	38	19	3	23	80
	72	31	17	3	21	72
	48	22	20	2	18	62
	34	13	16	1	12	30
	30	11	12	1	10	25
	24	10	11	1	10	20
	18	8			8	15
	12	7			7	12
	8	6			6	10
	6	5			4	8
30	84	37	16	3	18	66
	60	28	19	2	17	58
	40	27	15	2	14	48
	30	11	12	1	10	25
	24	9	9	1	8	20
	18	7			7	15
	12	4			4	12
	8	5			5	10
	6	4			4	8
16	64	26	9	3	14	48
	48	21	12	2	12	42
	32	15	11	2	11	36
	24	9	8	1	7	20
	18	7			6	15
	12	6			5	12
	8	5			4	10
	6	4			4	8
12	48	19	8	2	10	33
	36	16	7	2	9	30
	24	11	9	1	8	24
	18	7			7	15
	12	4			5	12
	8	5			5	10
	6	4			4	8
10	40	19	6	2	8	27
	30	12	6	2	7	24
	20	9	7	1	6	21
	12	3			4	12
	8	4			4	10
	6	4			3	8
8	32	13	5	2	6	21
	24	11	6	1	5	18
	18	8	6	1	5	15
	12	4			4	10
	8	3			3	8
6	24	10	4	1	4	15
	18	8	5	1	4	12
	12	6			4	11
	8	5			3	8

TABLA 20 ESPESOR DE LAMINA GALVANIZADA (CARRIER)

CLASE	SEMI PERIMETRO	CALIBRE
1	10,12,14,16,19, 20,22 y 23	24
2	24,26,28,30,32, 34,36,38,40,42, 44 y 46	24
3	38,40, 42,44 y 46	22
4	45,52,56,60,64, 68,72,76,80,84, 88 y 92	22
5	96,98,100,104,106, 110,112,116,118, 122,	22
5	126,132,134,138, 146,152,156 y 160	20

TABLA 21 DIFUSORES DE SUMINISTRO (FABRICANTE TITUS)

TITUS
 PRODUCTS

Model TDC Performance Data
 Square Neck

MODEL SIZE	PATTERNS	SECTION TP	300 271	400 363	500 465	600 550	700 631	800 719	900 816
6 X 6 AL. 6.0 FT.	Return Pattern -SP = 1.1 TP MC + 1	Total CFM MC	75 A	100 B	136 1/2 C	160 D	176 E	200 F	226 G
	4A	CFM/SEC TARDW. FT.	19 4.6-7	25 6.0-8	31 7.8-10	37 9.1-11	44 10.9-14	50 12.5-16	58 14.5-19
	3A	CFM/SEC TARDW. FT.	19 21 4.6-7 5.1-10	25 30 6.0-8 7.5-11	31 41 7.8-10 10.5-13	37 50 9.1-11 12.5-16	44 56 10.9-14 14.5-19	50 64 12.5-16 16.5-21	58 75 14.5-19 19.5-25
	3C	CFM/SEC TARDW. FT.	37 19 9.1-11 4.6-8	50 25 12.5-16 6.0-8	67 31 17.1-21 7.8-10	87 37 21.9-27 9.1-11	107 44 27.1-33 10.9-14	130 50 32.5-40 12.5-16	152 58 38.5-47 14.5-19
	2S 2G	CFM/SEC TARDW. FT.	37 9.1-11	50 12.5-16	67 17.1-21	87 21.9-27	107 27.1-33	130 32.5-40	152 38.5-47
	1S	CFM/SEC TARDW. FT.	75 19-14	100 25-19	136 1/2 34-25	160 40-30	176 44-33	200 50-37	226 56-41
9 X 9 AL. 9.0 FT.	Return Pattern -SP = 1.1 TP MC + 1	Total CFM MC	100 A	221 B	262 1/2 C	334 D	394 E	460 F	531 G
	4A	CFM/SEC TARDW. FT.	42 5.0-9	60 7.5-10	79 10.1-14	94 11.8-16	111 14.1-19	131 16.5-22	151 19.1-25
	3A	CFM/SEC TARDW. FT.	42 53 5.0-9 7.0-12	58 75 7.5-10 9.5-13	79 100 10.1-14 13.1-18	94 127 11.8-16 15.1-20	111 148 14.1-19 18.1-24	131 169 16.5-22 21.5-28	151 198 19.1-25 25.1-33
	3C	CFM/SEC TARDW. FT.	78 48 19.5-24 12.5-16	94 60 23.5-30 15.1-20	111 82 28.1-36 20.5-27	131 60 33.5-42 22.5-30	151 75 38.5-49 25.5-33	171 90 43.5-56 30.5-39	191 108 48.5-63 36.5-47
	2S 2G	CFM/SEC TARDW. FT.	64 16.5-22	111 28.1-36	141 35.5-46	171 43.5-56	197 50.5-65	226 57.5-74	254 64.5-83
	1S	CFM/SEC TARDW. FT.	100 25-19	221 55-41	262 1/2 65-48	334 82-60	394 98-72	460 115-84	531 132-97
12 X 12 AL. 12.0 FT.	Return Pattern -SP = 1.1 TP MC + 1	Total CFM MC	200 A	400 B	480 1/2 C	600 D	700 E	800 F	900 G
	4A	CFM/SEC TARDW. FT.	76 9.0-12	100 12.5-16	125 16.5-22	150 19.1-25	176 22.5-29	200 25.5-33	226 29.1-38
	3A	CFM/SEC TARDW. FT.	76 112 9.0-12 14.5-19	100 150 12.5-16 19.1-25	125 187 16.5-22 22.5-29	150 225 19.1-25 25.5-33	176 262 22.5-29 30.5-39	200 300 25.5-33 33.5-44	226 330 29.1-38 38.5-50
	3C	CFM/SEC TARDW. FT.	112 84 28.1-36 21.5-28	150 125 38.5-50 31.5-41	187 100 47.5-62 25.5-33	225 150 57.5-74 38.5-50	262 210 67.5-88 50.5-65	300 250 77.5-100 60.5-79	330 280 87.5-113 70.5-91
	2S 2G	CFM/SEC TARDW. FT.	150 38.5-50	200 50.5-65	250 63.5-83	300 76.5-100	350 89.5-116	400 102.5-133	450 115.5-150
	1S	CFM/SEC TARDW. FT.	200 50-37	400 100-74	480 1/2 120-88	600 150-111	700 175-132	800 200-150	900 225-167
15 X 15 AL. 15.0 FT.	Return Pattern -SP = 1.1 TP MC + 1	Total CFM MC	407 A	625 B	700 23 C	800 D	1000 E	1200 F	1400 G
	4A	CFM/SEC TARDW. FT.	117 14.5-19	150 19.1-25	186 23.5-30	224 28.1-36	272 34.5-44	312 39.5-50	360 45.5-58
	3A	CFM/SEC TARDW. FT.	117 176 14.5-19 22.5-29	150 224 19.1-25 28.1-36	186 292 23.5-30 30.5-39	224 361 28.1-36 45.5-58	272 460 34.5-44 55.5-72	312 600 39.5-50 75.5-99	360 827 45.5-58 105.5-138
	3C	CFM/SEC TARDW. FT.	84 162 21.5-28 41.5-54	117 203 29.1-38 51.5-67	150 303 38.5-50 75.5-99	186 357 45.5-58 91.5-121	224 417 55.5-72 105.5-138	272 507 67.5-88 135.5-177	312 600 79.5-103 150.5-198
	2S 2G	CFM/SEC TARDW. FT.	224 55.5-72	312 75.5-99	400 100-74	500 125-93	600 150-111	700 175-132	800 200-150
	1S	CFM/SEC TARDW. FT.	407 101-74	625 156-113	700 23 175-132	800 200-150	1000 250-187	1200 300-225	1400 350-262
18 X 18 AL. 18.0 FT.	Return Pattern -SP = 1.1 TP MC + 1	Total CFM MC	676 A	900 B	1176 25 C	1500 D	1878 E	2200 F	2500 G
	4A	CFM/SEC TARDW. FT.	180 22.5-29	225 28.1-36	281 35.5-45	337 42.5-54	394 49.5-63	450 56.5-72	500 63.5-81
	3A	CFM/SEC TARDW. FT.	180 252 22.5-29 31.5-41	225 330 28.1-36 41.5-54	281 422 35.5-45 54.5-71	337 500 42.5-54 63.5-81	394 600 49.5-63 85.5-111	450 876 56.5-72 115.5-153	500 1000 63.5-81 150.5-198
	3C	CFM/SEC TARDW. FT.	276 225 68.5-88 56.5-72	330 396 81.5-105 100.5-132	376 376 94.5-121 94.5-121	450 496 113.5-147 113.5-147	525 525 132.5-173 132.5-173	600 600 150.5-198 150.5-198	676 676 170.5-223 170.5-223
	2S 2G	CFM/SEC TARDW. FT.	337 83.5-109	450 113.5-147	582 145.5-191	719 179.5-235	856 214-281	1000 250-187	1176 294-220
	1S	CFM/SEC TARDW. FT.	676 169-126	900 225-167	1176 25 294-220	1500 375-281	1878 469-351	2200 550-412	2500 625-469

*These Core Styles are sized to give near as possible equal flow in directions A & B

TABLE 22 REJILLAS
DE RETORNO

Return Grille & Register Performance

Core Styles 3F & 4 F NC Aluminum, 45° Louvers

Core Area Square Feet	Nominal Size	Core Style	NC										
			200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	
			Net Press	0.02	0.06	0.10	0.16	0.22	0.31	0.40	0.50	0.62	0.75
.15	7x4	CFM	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	
		NC	10	18	23	28	31	34	37	39	41	43	
.18	8x4 6x6	CFM	36	54	72	90	108	126	144	162	180	198	
		NC	11	19	24	28	32	35	38	40	42	44	
.22	10x4 8x5	CFM	44	66	88	110	132	154	176	198	220	242	
		NC	11	18	23	28	33	38	41	43	45	47	
.26	12x4 8x6	CFM	52	78	104	130	156	182	208	234	260	286	
		NC	12	20	25	30	33	36	39	41	43	45	
.30	14x4	CFM	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	
		NC	12	20	26	30	34	37	39	42	44	46	
.34	16x4 10x6	CFM	66	102	138	174	210	246	282	318	354	390	
		NC	13	21	26	31	34	37	40	42	44	46	
.39	18x4 12x6 8x8	CFM	78	117	156	195	234	273	312	351	390	429	
		NC	13	21	27	31	35	38	40	43	45	47	
.46	20x4 14x6 16x5 10x8	CFM	92	138	184	230	276	322	368	414	460	508	
		NC	14	22	27	32	35	38	41	43	45	47	
.52	24x4 18x5	CFM	104	156	208	260	312	364	416	468	520	572	
		NC	14	22	28	32	36	39	41	44	46	48	
.60	28x4 18x6 20x5 12x8	CFM	120	180	240	300	360	420	480	540	600	660	
		NC	15	23	28	33	36	39	42	44	46	48	
.69	30x4 20x6 24x5 14x8	CFM	138	207	276	345	414	483	552	621	690	759	
		NC	15	23	29	33	37	40	42	45	47	49	
.81	36x4 24x6 28x5 16x8 14x10	CFM	162	243	324	405	486	567	648	729	810	891	
		NC	16	24	29	34	37	40	43	45	47	49	
.90	40x4 26x6 30x5 18x8 16x10 12x12	CFM	180	270	360	450	540	630	720	810	900	990	
		NC	16	24	30	34	38	41	43	46	48	50	
1.07	48x4 30x6 36x5 18x10 14x12	CFM	214	321	428	535	642	749	856	963	1070	1177	
		NC	17	25	30	35	38	41	44	46	48	50	
1.18	34x6 24x8 20x10 14x14 16x12	CFM	236	354	472	590	708	826	944	1062	1180	1298	
		NC	17	25	31	35	39	42	44	47	49	51	
1.34	60x4 48x5 24x10 18x14	CFM	268	402	536	670	804	938	1072	1206	1340	1474	
		NC	18	25	31	35	39	42	45	47	49	51	
1.60	72x4 24x10 30x8 22x12 16x16	CFM	320	480	640	800	960	1120	1280	1440	1600	1760	
		NC	18	26	32	36	40	43	45	48	50	51	
1.80	60x5 36x8 24x12 18x16 48x6 30x10 20x14	CFM	360	540	720	900	1080	1260	1440	1620	1800	1980	
		NC	19	27	32	36	40	43	46	48	50	52	
2.08	72x5 40x8 30x12 20x18 60x6 36x10 24x14 18x18	CFM	418	624	832	1040	1248	1456	1664	1872	2080	2288	
		NC	19	27	33	37	41	44	46	48	51	52	
2.45	72x6 32x12 24x18 48x8 26x14 20x18	CFM	490	735	980	1225	1470	1715	1960	2205	2450	2695	
		NC	20	28	33	38	41	44	47	49	51	53	
2.78	36x12 26x16 22x20 30x14 24x18	CFM	556	834	1112	1390	1668	1946	2224	2502	2780	3058	
		NC	20	28	34	38	42	45	47	49	51	53	
3.11	60x8 40x12 30x16 24x20 48x10 36x14 26x18	CFM	622	933	1244	1555	1866	2177	2488	2799	3110	3421	
		NC	20	28	34	38	42	45	48	50	52	54	
3.61	72x8 48x12 30x18 60x10 36x16 24x24	CFM	722	1083	1444	1805	2166	2527	2888	3249	3610	3971	
		NC	21	29	35	39	42	45	48	50	52	54	
4.29	48x14 32x20 36x18 28x24	CFM	858	1287	1716	2145	2574	3003	3432	3861	4290	4719	
		NC	22	30	35	40	43	46	49	51	53	55	
4.65	72x10 36x20 48x16 30x24	CFM	900	1395	1860	2325	2790	3255	3720	4185	4650	5115	
		NC	22	30	35	40	43	46	49	51	53	55	
5.58	72x12 48x18 60x14 36x24	CFM	1116	1674	2232	2790	3348	3906	4464	5022	5580	6138	
		NC	23	30	36	40	44	47	50	52	54	56	
6.25	72x14 48x20 60x16 30x30	CFM	1250	1875	2500	3125	3750	4375	5000	5625	6250	6875	
		NC	23	31	36	41	44	47	50	52	54	56	

* Ratings are certified by the Air Diffusion Council. Tested per ADC Equipment Code 1062R4.

* All pressures are in inches of water.

* Neg SP is negative static pressure.
* NC values are based on room absorption of 10 db, re 10³ watts.

* Colored dividing lines denote range of NC values



TABLA 23 SELECCION DE LA MANEJADORA PAQUETE MARCA CARRIER
 COOLING CAPACITIES*

UNIT SODA	ARI Cap.	EVAP AIR		TEMPERATURE AIR ENTERING CONDENSER (F)														
		Cf	E-b	85			95			100			105			115		
				TC	SHC	Kw	TC	SHC	Kw	TC	SHC	Kw	TC	SHC	Kw	TC	SHC	Kw
006 22	60	1500 .16	72	68	33	7.5	64	31	8.0	67	31	8.2	59	30	8.5	55	28	9.0
			67	62	40	7.0	58	39	7.5	56	38	7.8	54	37	8.0	50	36	8.4
		62	56	47	6.7	52	45	7.1	50	44	7.3	49	44	7.6	45	42	8.0	
		72	71	36	7.8	67	34	8.2	64	33	8.5	62	33	8.7	57	31	9.2	
		67	65	45	7.4	61	43	7.8	59	42	8.0	56	41	8.2	52	40	8.6	
		62	59	54	6.9	55	52	7.3	53	51	7.5	51	50	7.8	47	47	8.2	
008 22	91	2500 .16	72	74	39	7.9	69	37	8.3	66	36	8.7	64	35	8.9	59	33	9.3
			67	67	49	7.5	63	47	7.9	60	46	8.1	58	45	8.4	53	44	8.7
		62	61	59	7.0	57	57	7.4	55	55	7.7	53	53	7.9	48	48	8.2	
		72	102	51	7.8	98	50	8.3	95	48	8.8	92	47	9.4	86	45	10.1	
		67	95	64	7.5	90	60	8.0	87	60	8.5	84	59	8.9	80	57	9.6	
		62	87	75	7.1	83	74	7.7	80	72	8.1	77	71	8.5	73	69	9.1	
009 22	103	3000 .20	72	105	54	7.9	101	52	8.5	97	51	9.0	94	49	9.5	89	48	10.1
			67	97	68	7.5	93	66	8.1	90	65	8.6	86	64	9.1	82	62	9.7
		62	90	82	7.2	85	80	7.9	82	79	8.3	79	77	8.7	75	75	9.3	
		72	106	56	7.9	102	54	8.4	98	53	9.0	95	51	9.5	90	50	10.2	
		67	98	71	7.6	94	70	8.2	91	68	8.7	88	67	9.2	83	65	9.8	
		62	91	86	7.3	86	84	7.9	84	83	8.3	80	80	8.8	76	76	9.4	
024 22	-	4000 .0972	72	119	59	11.0	114	57	11.7	110	55	12.1	107	54	12.5	101	52	13.4
			67	110	73	10.3	105	72	10.9	102	70	11.3	99	69	11.7	94	66	12.5
		62	101	87	9.7	97	85	10.4	94	84	10.8	92	83	11.1	87	80	11.9	
		72	121	60	11.1	115	59	11.8	112	57	12.3	109	56	12.7	102	54	13.6	
		67	112	76	10.5	107	74	11.2	104	73	11.6	101	72	11.9	95	69	12.6	
		62	103	92	9.8	96	90	10.5	95	89	10.9	93	88	11.3	85	85	11.9	
028 22	-	8000 .1785	72	122	62	11.2	117	61	12.0	113	59	12.4	110	58	12.8	103	56	13.7
			67	113	79	10.6	108	77	11.3	105	76	11.7	102	75	12.0	96	72	12.7
		62	104	95	9.9	100	84	10.6	97	92	11.0	95	91	11.4	89	89	12.1	
		72	260	130	21.4	248	126	23.0	242	124	23.7	236	124	24.0	224	117	25.9	
		67	241	182	20.2	229	159	21.7	223	153	22.4	218	152	23.3	207	147	24.6	
		62	222	194	19.4	211	195	20.6	206	191	21.0	200	184	22.0	190	179	23.4	
028 22	-	10,000 .1510	72	270	143	22.0	259	137	23.5	250	139	24.4	245	136	25.1	232	134	26.6
			67	250	184	20.9	239	178	22.3	232	175	23.2	226	173	24.1	215	172	25.2
		62	231	226	19.8	220	220	21.2	214	214	21.9	208	208	22.4	198	198	23.8	
		72	279	163	22.6	262	161	24.0	254	147	25.0	246	148	25.2	230	144	26.6	
		67	258	205	21.3	242	202	22.3	234	197	23.5	227	194	23.9	212	191	25.0	
		62	237	237	20.0	222	222	21.4	215	215	22.0	208	208	22.5	194	194	23.6	
028 22	-	7500 .1090	72	324	160	30.8	311	155	31.9	305	153	33.4	298	151	34.8	291	148	35.0
			67	299	202	28.8	287	197	30.3	280	195	31.8	275	192	32.9	268	204	33.5
		62	277	240	27.3	266	234	29.4	260	232	30.2	255	229	31.2	249	226	32.0	
		72	331	169	31.0	317	164	32.6	311	162	33.7	304	160	34.5	297	157	35.4	
		67	306	216	29.3	293	210	31.4	287	208	32.1	281	206	33.0	274	210	33.9	
		62	283	260	27.8	272	254	29.8	266	252	30.7	260	247	31.3	254	242	32.5	
		10,000 .1360	72	338	179	31.6	324	174	33.4	317	172	34.0	310	169	35.2	303	166	35.8
			67	314	230	29.9	300	224	32.5	294	222	33.4	288	220	33.9	280	217	34.4
		62	290	281	28.4	278	275	30.3	273	272	31.2	266	266	32.1	259	259	33.1	

TABLA 24 DATOS FISICOS DE EQUIPO DE LA MANEJADORA DE AIRE

PHYSICAL DATA

UNIT SODA	006	008	009	024	028
OPER WT (lb)	700	850	850	2425	2511
REFRIGERANT Oper Chg (lb)	22 9.0	27 13.2	27 13.2	22 36	22 47
COMPRESSOR Cylinders Rpm Capacity Stages	06R 4 3500 1	06D 4 1750 1	06D 6 1750 1	06E 4 1750 2*	06E 4 1750 2*
OUTDOOR AIR FANS	Propeller, Direct Drive				
No. ...Diam (in.)	1...24	1...26	1...26	2...28	2...28
Nom Cfm	4100	5400	5400	15,000	13,500
Motor Hp...Rpm No. 1	1/2...825	1/2...825	1/2...825	1...1075	1...1075
No. 2	-	-	-	1...1140	1...1140
CONDENSER COIL	Aluminum Plate Fins				
Rows...Fins/in.	2...15	3...15	3...15	3...27	4...29
Face Area (sq ft)	9.75	12.5	12.5	27.1	25.7
INDOOR AIR FANS	Centrifugal; Belt Drive				
No. ...Diam (in.)	1...24	2...10 1/2	2...10 1/2	2...15	2...15
Nom Cfm	2000	3000	3400	8000	10,000
Motor Hp...Rpm	1/2...3450	1/2...3450	1...3450	5...1725	7 1/2...1725
EVAPORATOR COIL	Aluminum Plate Fins				
Rows...Fins/in.	3...15	3...15	3...15	3...14	4...11
Face Area (sq ft)	4.32	7.1	7.1	16.38	17.5
RETURN AIR FILTERS*	Field Supplied	Factory Supplied, Cleanable		Factory Supplied, Disposable	
No. ...Size (1-in.)	2...20x25	2...20x25	2...20x25	4...20x20	4...20x20
				6...16x20	6...16x20
OUTDOOR AIR SCREENS	Factory Supplied, Cleanable, Wire Mesh Type				
Size (in.)		2...16x20x1		2...16x20x2	2...16x25x2

*Capacity control, unit has 2 cylinders.
 †Filters for units 50CA006 008 and 009 install in accessory
 rooftop adapter. Filters for unit 50DA024 and 028 install

directly in unit filter frames which also will accept 2-in. thick field
 supplied filters.

TABLA 25 TABLA DE SQUIRE DE MEXICO S.A. DE C.V.

(DATOS DE INTERRUPTOR Y CALIBRE DE CABLES)

MOTORES TRIFASICOS, JAULA DE ARDILLA, 60 HZ, 1800 R.P.M., 220V.

CORRIENTE A PLENA CARGA (AMPERES) 56

TAMAÑO MINIMO DEL CONDUCTOR-CU. 4

INTERRUPTOR TERMOMAGNETICO

(Capacidad recomendada-100 Amperes) FAE-36100G

INTERRUPTOR DE SEGURIDAD P/FUSIBLE

(Capacidad recomendada-150 Amperes) D96354

ARRANCADOR MAGNETICO CLASE 8536 TIPO L LEG-1 (Con
elemento
termico
CC-103)

ARRANCADOR MANUAL CLASE 2510 -----

TABLA 26 SELECCION DE TERMOSTATO MARCA HONEYWELL

SPECIFICATIONS

MODELS

MODEL NUMBER	SWITCH ACTION	DIFFERENTIAL		SCALE RANGES		
		PER STAGE (NONADJ.)	BETWEEN STAGES	40 TO 80 F (5 TO 26 C)	60 TO 100 F (15 TO 38 C)	15 TO 35 C (60 TO 95 F)
T42A*	Closes circuit on temperature fall	2 to 3 F (1 C) midscale	-	x	x	-
T42B	Closes circuit on temperature rise	2 to 5 F (1 to 2.5 C) midscale	-	x	ab	-
T42G	Closes three circuits in sequence on temperature rise	3 F (1.5 C)	2 F (1 C) nonadj.	x	x	x
T42H	Closes two circuits in sequence on temperature fall	1 F (0.5 C)	1 to 5 F (0.5 to 2.5 C)	x	x	x
T42J	Closes two circuits in sequence on temperature rise	3 F (1.5 C)	1 to 5 F (0.5 to 2.5 C)	x	x	x
T42K	Opens one circuit and closes other circuit on temperature rise	1 F (0.5 C) heating 3 F (1.5 C) cooling	1 to 5 F (0.5 to 2.5 C)	x	x	x
T42L	Closes one circuit and opens other circuit in sequence on temperature rise	1 F (0.5 C) high stage 3 F (1.5 C) low stage	1 to 5 F (0.5 to 2.5 C)	x	-	-
T42M	Closes three circuits in sequence on temperature fall	2 F (1 C)	2 F (1 C) nonadj.	x	x	x
T42N	Closes two circuits in sequence on temperature fall and one circuit on temperature rise	2 F (1 C)	2 F (1 C) nonadj.	-	x	x
T42P	Closes one circuit on temperature fall and two circuits in sequence on temperature rise	2 F (1 C)	5.5 F (2.5 C) between cooling stages. 5.5 F (2.5 C) between heat stage and low cool stage.	-	x	x

* Also available in 5 to 25 C (40 to 78 F).

b Midscale 2 to 3 F (1 C).

ELECTRICAL RATINGS (amperes):

MODEL NUMBER	FULL LOAD		RESISTANCE LOAD	
	120V AC 115V DC	240V AC 230V DC	120V AC 120V DC	240V AC 240V DC
T42B	2.0	1.0	-	-
T42G, H, J, K L, M, N, P	1.0	0.5	2.0	1.0

	T42A	FULL LOAD	LOCKED ROTOR
120V ac		7.4	44.4
240V ac		3.7	22.2
120V dc		2.4	24.0
240V dc		1.2	12.0

FINISH: Silver bronze, plastic cover. (continued on page 3)

ORDERING INFORMATION

WHEN PURCHASING REPLACEMENT AND MODERNIZATION PRODUCTS FROM YOUR TRADELINE WHOLESALE OR YOUR DISTRIBUTOR, REFER TO THE TRADELINE CATALOG OR PRICE SHEETS FOR COMPLETE ORDERING NUMBER, OR SPECIFY-

1. Model number.
2. Scale range.
3. Accessories, if desired.

IF YOU HAVE ADDITIONAL QUESTIONS, NEED FURTHER INFORMATION, OR WOULD LIKE TO COMMENT ON OUR PRODUCTS OR SERVICES, PLEASE WRITE OR PHONE:

1. YOUR LOCAL HONEYWELL RESIDENTIAL DIVISION SALES OFFICE (CHECK WHITE PAGES OF PHONE DIRECTORY).
2. RESIDENTIAL DIVISION CUSTOMER SERVICE
HONEYWELL INC., 1805 DOUGLAS DRIVE NORTH
MINNEAPOLIS, MINNESOTA 55422 16121 542-7500

(IN CANADA-HONEYWELL CONTROLS LIMITED, 740 ELLESMERE ROAD, SCARBOROUGH, ONTARIO M1P 2V8)
INTERNATIONAL SALES AND SERVICE OFFICES IN ALL PRINCIPAL CITIES OF THE WORLD.

FIGURAS

FIGURA 1 DIBUJO ARQUITECTONICO

DIMENSIONES Y ZONIFICACION DE LA CONSTRUCCION
(SIN ESCALA)

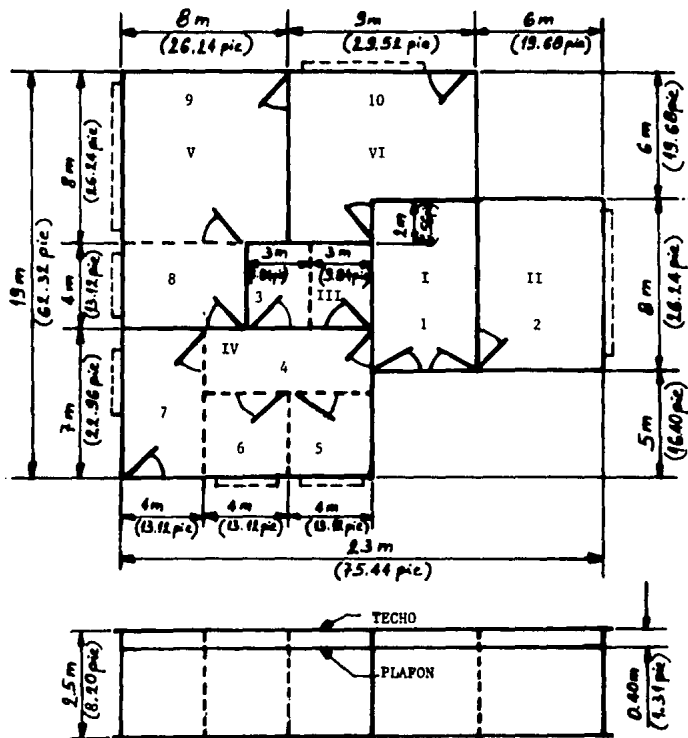


FIGURA 1 (ANEXO)

DIMENSIONES DE LAS PUERTAS Y VENTANAS EN LAS ZONAS PARA ACONDICIONAR

ZONA I:

Puerta exterior: 2.5m x 2.00m = 8.20 pies x 6.56 pies

ZONA II:

Ventana: 7.00m x 1.60m = 22.96pies x 5.25 Pies

ZONA IV:

Ventanas: 2.00m x 0.80m = 6.56 pies x 2.62 pies C/U

Puerta exterior: 1.25m x 2.00m = 4.10 pies x 6.56 pies

ZONA V:

Zona 8: Ventana: 3.00m x 1.60m = 9.84 pies x 5.25 pies

Zona 9: Ventana: 7.00m x 1.60m = 22.96 pies x 5.25pies

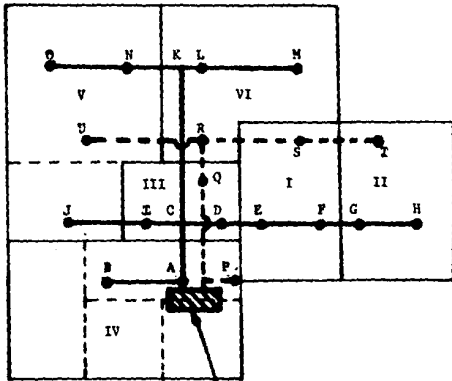
ZONA VI:

Ventana: 6.00m x 1.60m = 19.68pies x 5.25pies

Puerta exterior: 1.25m x 2.00m = 4.10pies x 6.56pies

FIGURA 3

DISTRIBUCION DE AIRE



MATEJADORA DE AIRE

————— AIRE DE SUMINISTRO

- - - - - AIRE DE RETORNO

FIGURA 3 (ANEXO)

DISTRIBUCION DE LOS DUCTOS

AIRE DE SUMINISTRO

A - B = 4m = 13.12 pies

A - C = 3m = 9.84 pies

C - D = 2m = 6.56 pies

D - E = 2m = 6.56 pies

E - F = 3m = 9.84 pies

F - G = 2m = 6.56 pies

G - H = 3m = 9.84 pies

C - I = 2m = 6.56 pies

I - J = 4m = 13.12 pies

C - K = 8m = 26.24 pies

K - L = 1m = 3.28 pies

L - M = 5m = 16.40 pies

K - N = 3m = 9.84 pies

N - O = 4m = 13.12 pies

AIRE DE RETORNO

A - P = 2m = 6.56 pies

A - Q = 5m = 16.40 pies

Q - R = 2m = 6.56 pies

R - S = 5m = 16.40 pies

S - T = 4m = 13.12 pies

R - U = 6m = 19.68 pies

FIGURA 4 PERDIDAS POR FRICCION PARA DUCTOS CIRCULARES

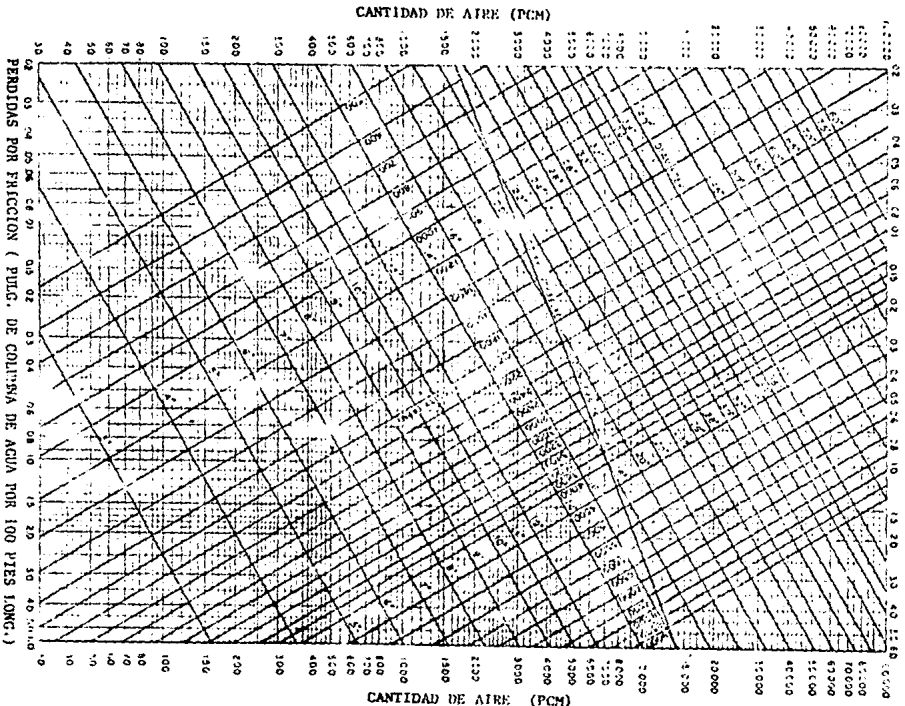


FIGURA 5

INSTALACION ELECTRICA
(DIAGRAMA)

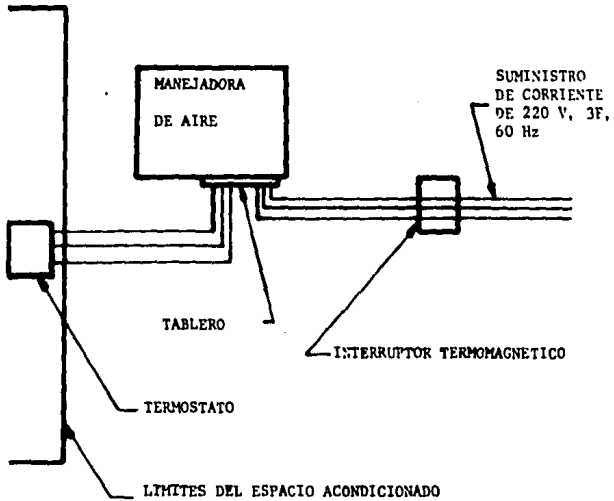
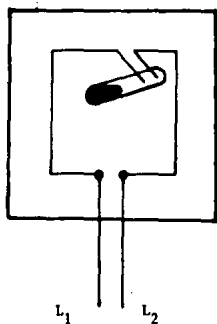


FIGURA 6 INSTALACION DEL TERMOSTATO



Las salidas L_1 y L_2 se conectan al tablero de la manejadora.

BIBLIOGRAFIA

1. JENNING-LEWIS, AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACION, CECSA, 1982.
2. EDUARDO HERNANDEZ GORIBAR, FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACION, LIMUSA, 1982.
3. GERALD SCHWEITZER Y A. EBELING, CURSO COMPLETO DE AIRE ACONDICIONADO, EDITORIAL GLEM,S.A., BUENOS AIRES, 1974.
4. ING. E.ALVAREZ OJEA, TRATADO GENERAL DE REFRIGERACION, CENTRO REGIONAL DE AYUDA TECNICA MEXICO-BUENOS AIRES, 1973.
5. CARRIER - MANUAL DE DISEÑO, 1980.
6. ASHRAE - BOOK OF FUNDAMENTALS, 1976.
7. SONNTAG VON WILEN, INTRODUCCION A LA TERMODINAMICA, LIMUSA, 1979.