

DIVISIÓN DE
EDUCACIÓN
CONTINUA

Antiguo Colegio de Minería

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

**ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
CAMPUS ARAGÓN**

***DETERMINACIÓN Y CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS
TÉCNICOS EN EL PROCESO DE REEMPLAZO DE LAS
UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE (UMA) DE LA
TORRE EJECUTIVA DE PEMEX.***

Tesis que para Obtener el Título de Ingeniero Mecánico Eléctrico Presenta

**Alfredo Jesús González García Luna
No. Cuenta: 8903785-0**

**Director de Tesis
Ing. Adolfo Andrés Velasco Reyes**

**Programa de Apoyo a la Titulación
Número 0302048**



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

A mi Mamá

Por todo el Apoyo que nos diste y tu Sacrificio Personal para que Saliéramos Adelante y convertirnos en Personas de Bien, útiles para la Familia y el País. Te Quiero mucho y tu esfuerzo no fue en vano. Siempre estás en mi Mente.

A mis Hermanas

Que soportaron mi manera de ser compartiendo nuestros gustos y aceptando nuestras diferencias, pero sabiendo siempre que nuestro cariño está por encima de cualquier cosa ó situación. Cuentan siempre conmigo.

A mi Familia

Por tenerme siempre en cuenta, aceptándome con lo bueno y lo malo, pero siempre pendiente de lo que hago. Reconozco que a veces me equivoco, pero no por eso crean que no los quiero ó me intereso por lo que piensan.

A Hilario

Que por circunstancias de la Vida entré en tu camino, pero que con el Tiempo me aceptaste y me quisiste como alguien más de tu Familia. Muchas gracias por tu Tiempo, motivación y seguimiento. Te quiero como el Padre que eres para mí.

A Mónica Villa

Por la Paciencia y Comprensión con este momento importante en mi vida y que estuviste Apoyándome y Cuidándome en los Tropiezos que hubo en el Trayecto. Te Amo.

A mi Abuelita Coca

Porque nos demostró un cariño del cual, pocas veces hemos disfrutado en la vida y también es parte de este esfuerzo de Vida.

A mis Profesores

Por todo el Conocimiento Transmitido y la Paciencia con que nos motivaron a Terminar este Camino que es una Prueba de Resistencia en la que nunca hay que desanimarse para llegar a la Meta.

A Usted Ing. Rodrigo de Bengoechea Olguín

Por su Apoyo Desinteresado para ayudarnos a cumplir este Pendiente de Vida transmitiéndonos su conocimiento adquirido en muchos años de experiencia y exhortándonos a ser responsables con el compromiso que conlleva ser Ingeniero.

A mis Compañeros

Porque todos formamos un Grupo para Completar esta Meta Pendiente en la Trayectoria de cada uno de nosotros y Salimos adelante compartiendo de todo un poco. Gracias a Todos.

A Dios

Porque me da la oportunidad de cumplir esta meta en mi vida y decir: "Por mi raza hablará el Espíritu".

ÍNDICE

	Página
Introducción	1
Objetivo	2
I. Planteamiento del Problema	3
II. Antecedentes y Situación Actual del Sistema	4
II.1. Descripción de la torre	4
II.2. Datos arquitectónicos de la torre ejecutiva de PEMEX	5
II.3. Sistema actual de Aire Acondicionado de la torre ejecutiva de PEMEX	7
III. Marco Teórico	11
III.1. Historia del Aire Acondicionado	11
III.2. Confort	12
III.2.1. Perdida de calor corporal	12
III.2.2. Condiciones de confort	13
III.2.3. Carta de comodidad y temperatura efectiva	15
III.2.4. Condiciones de diseño	17
III.3. Principios físicos del acondicionamiento de aire	17
III.3.1. Temperatura y calor	18
III.3.2. Transferencia de calor	18
III.3.3. Psicrometría	20
III.3.4. Procesos psicrométricos	23
III.3.5. Cantidad de aire necesario	25
III.4. Análisis de cargas térmicas	29
III.4.1. Habitantes	30
III.4.2. Iluminación	32
III.4.3. Equipo y misceláneos	32
III.4.4. Radiación solar	32
III.4.5. Conducción	35
III.4.6. Convección	36
III.4.7. Infiltración de aire	37
III.5. Componentes de un sistema de aire acondicionado	37
III.5.1. Equipo terminal	37
III.5.2. Unidades enfriadoras (ciclo de refrigeración por absorción)	39
III.5.3. Ductos	43
IV. Procedimiento de Solución	46

V.	Cálculo de Cargas Térmicas	47
V.1.	Estrategia de Cálculo	47
V.2.	Cálculo de Carga Térmica en la Zona Norte	50
V.2.1.	Ganancia Térmica por Convección	50
V.2.2.	Ganancia Térmica por Habitantes	51
V.2.3.	Ganancia Térmica por Iluminación	52
V.2.4.	Ganancia Térmica por Radiación Solar	53
V.3.	Cálculo de Carga Térmica en la Zona Sur	57
V.3.1.	Ganancia Térmica por Convección	57
V.3.2.	Ganancia Térmica por Habitantes	57
V.3.3.	Ganancia Térmica por Iluminación	57
V.3.4.	Ganancia Térmica por Radiación Solar	58
V.4.	Cálculo de Carga Térmica por Envolverte	61
V.4.1.	Ganancia Térmica por Convección	61
V.4.2.	Ganancia Térmica por Habitantes	61
V.4.3.	Ganancia Térmica por Iluminación	61
V.4.4.	Ganancia Térmica por Radiación Solar	62
V.5.	Cálculo de Carga Térmica por Oficinas	65
V.6.	Resumen de Resultados de Cálculo de Cargas Térmicas	66
VI.	Análisis de Resultados y Posibles Soluciones	67
VI.1.	Diferencias en Resultados de los Cálculos de Carga por Oficina, por Envolverte y por Zonas Norte y Sur	67
VI.2.	Factores de Ganancia e Incremento de Carga Térmica	67
VI.3.	Distribución de Carga Térmica en el Piso Tipo	68
VI.4.	Capacidad del Equipo Actual	69
VI.5.	Planteamiento de Posibles Soluciones	69
VII.	Selección de Unidades Manejadoras de Aire	74
VII.1.	Unidades Manejadoras de Aire (UMA)	74
VII.1.1.	Filtros	75
VII.1.2.	Limpiadores de aire	75
VII.1.3.	Serpentines de calefacción y enfriamiento	75
VII.1.4.	Humidificador	76
VII.1.5.	Caja mezcladora	76
VII.2.	Cálculo para la Selección de la UMA	78
VII.2.1.	Cálculo de aire necesario	78
VII.3.	Selección de la Unidad Manejadora de Aire.	85
VII.3.1.	Selección del tamaño de la UMA	85
VII.3.2.	Selección de motores	89

VIII.	Análisis del Sistema de Distribución y Sistemas de Control	90
VIII.1.	Análisis de Gasto de Aire en el Equipo Actual	91
VIII.2.	Sistemas de Control	96
IX.	Conclusiones	100
IX.1.	Resumen de la Propuesta de Solución	100
IX.2.	Ahorro de Energía	100
IX.3.	Conclusión General	103
	Bibliografía	104

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo es un análisis para determinar las razones que impiden que se mantengan las condiciones mínimas de confort dentro de los pisos de la Torre Ejecutiva de Pemex, para con esto verificar si la capacidad de los Equipos de Acondicionamiento de Aire cumplen todavía con la capacidad de suministro y requerimientos de ésta tomando en consideración que no se han renovado en más de 20 años que tiene en funcionamiento el edificio, observando que existe una evolución del uso original del edificio al actual, basado en las nuevas tecnologías.

Para esto se realizó un cálculo de las Cargas Térmicas existentes en la Torre partiendo de un Piso Tipo, que es el 19, dado que no existen sombras de los edificios que lo rodean con la finalidad de tener situaciones críticas máximas para la evaluación de los equipos. Se consideró la ubicación, los materiales y la distribución actual de las oficinas junto con los equipos de trabajo de uso común como: computadoras, impresoras, copiadoras, máquinas de escribir eléctricas, proyectores de acetatos, cafeteras, iluminación y el número de personas promedio que laboran en el piso.

Se evaluaron las alternativas de Cálculo de Cargas Térmicas en el Piso Tipo para determinar cuál es la más adecuada y con esto fijar la capacidad de nuestros equipos de Acondicionamiento de Aire, la Unidad Manejadora de Aire (UMA). Además, se revisó la red de Ductos para corroborar si la distribución es la más adecuada, así como encontrar si no hay averías como perforaciones, deformaciones, oxidación, falta de aislamiento, y verificar si no hay pérdidas por fricción graves en ellos.

Se hizo un estudio de Gasto de Energía producidos en los equipos y hacer una propuesta para reducir estas pérdidas que se reflejan en el costo de los recibos de consumo de energía eléctrica y en los tiempos de mantenimiento.

Ya hecho todo esto, se hará una propuesta objetiva de los equipos necesarios para el cumplimiento de las Condiciones de Confort , así como de los equipos actuales que ayudan al ahorro de energía, de automatización y de la posibilidad de controlar el sistema por zonas, dado que los comportamientos y concentraciones de cargas térmicas no son iguales en cada sección del piso.

Este estudio servirá para la propuesta de actualización de los equipos , así como para implementar sistemas de automatización para controlar las horas de trabajo de los mismos, así como para poder hacer un monitoreo desde una estación central, para verificar el comportamiento completo del sistema y a la vez lograr con esto importantes ahorros de energía que se verán reflejados en el menor consumo de energía eléctrica y en una reducción importante en los tiempos y costos del mantenimiento regular de estos equipos.

OBJETIVO

El presente trabajo de Tesis persigue determinar las acciones a tomar para recuperar las condiciones de confort en el interior de la Torre Ejecutiva de PEMEX, las cuáles se han visto deterioradas por el incremento de cargas térmicas.

CAPÍTULO I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Desde su inauguración en 1982, el uso de la Torre Ejecutiva de PEMEX ha evolucionado debido a las necesidades propias de la empresa y al desarrollo tecnológico. A la par de que se ha incrementado el número de habitantes del inmueble, se han modificado los espacios originales y se ha reemplazado el antiguo equipo mecánico de oficina por nuevos equipos electrónicos y de cómputo. Estos cambios han provocado un incremento en la ganancia de calor en los espacios acondicionados de la Torre, el cual debe ser removido por los equipos de aire acondicionado para mantener las condiciones de confort que se han visto deterioradas por dicho incremento.

II. ANTECEDENTES

II.1. Descripción de la Torre

Durante el sexenio del presidente José López Portillo se dio el apogeo de las exportaciones petroleras colocando a Petróleos Mexicanos como la principal fuente de ingresos para el país. PEMEX se convirtió rápidamente en el icono del progreso de México, y como parte de la imagen de prosperidad que se quería dar tanto al interior como al exterior del país, se decidió hacer uso de parte de los ingentes recursos económicos de la empresa para construir la que probablemente fue la mayor obra arquitectónica de la época. Para ello se encomendó al Arquitecto Pedro Moctezuma Díaz-Infante la construcción de la torre que albergaría las oficinas ejecutivas de PEMEX. Dicha torre debería ser construida haciendo alarde de alta tecnología y con la espectacularidad acorde a las circunstancias. De hecho, este rascacielos fue uno de los 100 edificios más altos del mundo, y el más alto de México durante casi 20 años.



Figura II-1 Torre Ejecutiva PEMEX

Con la prioridad y recursos asignados al proyecto, la Torre Ejecutiva PEMEX fue construida en un tiempo récord en los terrenos del complejo que ya tenía la paraestatal en la avenida Marina Nacional de la Ciudad de México y en la que existen otros 23 edificios de menor tamaño y de diversos usos, (*Fig. II-1*) inaugurándose la torre en el año de 1983.

Durante aproximadamente diez años, el uso de la torre fue moderado en cuanto a su número de habitantes y prácticamente constante en cuanto a los espacios y equipos se trata. Sin embargo, durante la primera mitad de la década de los noventa, la proliferación del uso de las computadoras y otros equipos electrónicos se empezó a notar en las oficinas de PEMEX llegando a prácticamente a una computadora por habitante de la torre. Paralelamente se realizó un uso más racional de los espacios destinados a oficinas de la empresa, por lo que el número de habitantes creció abruptamente llegando al 95% de la capacidad del edificio. Este aumento en la población de la Torre trajo consigo la necesidad de rediseñar gran parte de los espacios y del tipo de mobiliario, de forma que algunas oficinas individuales fueron reemplazadas por mobiliario modular.

Los cambios arriba descritos constituyen la justificación principal para el presente trabajo, pues al incrementarse el número de personas en la torre, y al introducirse el uso de equipo de oficina moderno, incrementó la generación de calor que los sistemas de aire acondicionado deben remover. Aún cuando se aprecia que los sistemas de aire acondicionado de la torre están en buenas condiciones, las condiciones de confort se han visto deterioradas, obligando a los usuarios a hacer uso de ventiladores y otros mecanismos de enfriamiento. Esto es particularmente notorio en la primavera y el verano, cuando la radiación solar incide con mayor fuerza en la zona Sur-Suroeste de la Torre.

II.2. Datos Arquitectónicos de la Torre Ejecutiva PEMEX

El edificio está formado por 54 niveles, que le dan la altura de 214 m, y los cuáles presentan la siguiente distribución de acuerdo a su uso:

- Sótano 1 Nivel
- Planta Baja 1 Nivel
- Mezanine 2 Niveles
- Oficinas 44 Niveles
- Comedores 1 Nivel
- Servicios 4 Niveles (Sótano y pisos 21, 37 y 47)
- Helipuerto 1 Nivel

Así mismo, la Torre está dividida en tres cuerpos o secciones, separadas entre sí por los niveles de servicios de la siguiente forma:

Cuerpo A	Mezanine al piso 20
Cuerpo B	Piso 22 al piso 36
Cuerpo C	Piso 38 al piso 46

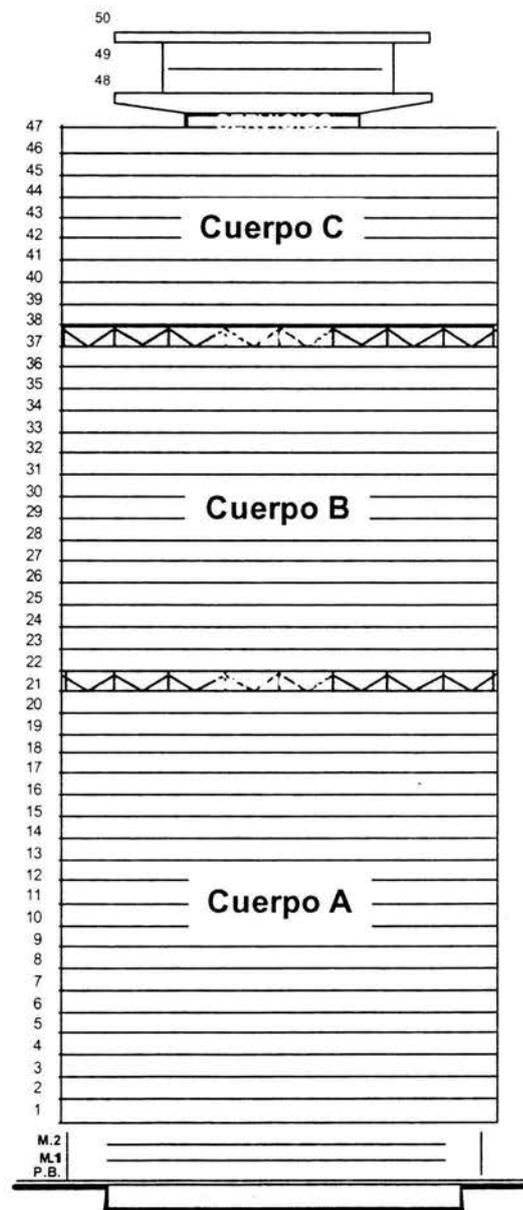


Figura II-2
Distribución de Niveles

En los cuatro niveles de servicios de la torre residen equipos hidráulicos Aire Acondicionado, eléctricos, y otros para los tres cuerpos mencionados.

La torre está construida a base de una estructura de acero sobre la que descansan losas de lámina Romsa para formar los pisos. La fachada está formada por ventanas de vidrio de 6 milímetros de espesor sobre marcos de aluminio, así como de un murete de placa de aluminio en su exterior y tabla roca en su interior. Los muros internos son de tabla roca con recubrimientos vinílicos o tela, según su ubicación y uso. El plafón de la cámara plena se extiende prácticamente por todo el espacio habitable de los pisos de la torre.

Los pisos de la torre tienen un área de 2,107 m², formando un área total de 108,683 m², de los cuales solamente 50,049 m² o 1,149 m² por piso son habitables; pues como se muestra en el plano siguiente, casi 960 m² de cada piso están dedicados a las 2 escaleras de emergencia (a), las 10 escaleras internas de comunicación (b), los 23 elevadores (c), las 2 Unidades Manejadoras de Aire por cada piso (d), y por los espacios dedicados a las instalaciones hidráulicas, sanitarias, eléctricas y de comunicaciones alojados en la parte central del edificio.



Figura II-3 Distribución de Espacios en Piso Tipo

II.3. Sistema Actual de Aire Acondicionado de la Torre de PEMEX

El sistema de Aire Acondicionado ha sufrido pocas modificaciones desde la construcción de la Torre. El principal cambio hasta el momento fue la sustitución de las cuatro Unidades Enfriadoras de Agua (UEA) originales, de 1,000 [Toneladas de Refrigeración], por cuatro nuevas UEAs de 1,148 [Toneladas de Refrigeración]; con lo que la capacidad total del enfriamiento pasó de 4,000 Toneladas de Refrigeración a 4,592 [Toneladas de Refrigeración]. A la derecha se muestra una fotografía de las nuevas Unidades Enfriadoras de Agua al ser instaladas.

Estas UEAs, ubicadas en la Planta de Servicios Auxiliares de la torre, funcionan con el ciclo de Refrigeración por Absorción, (Fig. II-5).



Figura II-4 Montaje de UEA



Figura II-5 Planta de Servicios Auxiliares de la TEP

En esta planta se encuentran además cuatro calderas de baja presión de 600 [HP] cada una, que suministran vapor saturado a las UEAs para su funcionamiento, así como una torre de enfriamiento de $2,725 \left[\frac{m^3}{hr} \right]$ ó $12,000 \left[\frac{gal}{min} \right]$.

Tanto el agua helada como el agua caliente generada en la planta de Servicios Auxiliares de la Torre Ejecutiva PEMEX, se bombea a seis intercambiadores ubicados en el sótano de la torre; formando el circuito primarios tanto de agua helada como de agua caliente.

Los intercambiadores ubicados en el sótano de la torre son el enlace entre los circuitos primarios y los circuitos secundarios, estos últimos proporcionan agua helada y caliente a las Unidades Manejadoras de Aire (UMA) para el acondicionamiento del aire. A cada cuerpo de la torre le corresponde un circuito secundario con su respectivo tanque de expansión.

Cada uno de los pisos habitados de la Torre cuenta con dos UMAs de $33,137 \left[\frac{m^3}{hr} \right]$ ó $19,504 \left[\frac{ft^3}{min} \right]$ cada una, sumando un total de noventa manejadoras de aire para abatir la carga térmica. En la Figura (II-6) se muestra una de las UMA's del piso 19 de la Torre, y más adelante las características principales de dicho equipo.

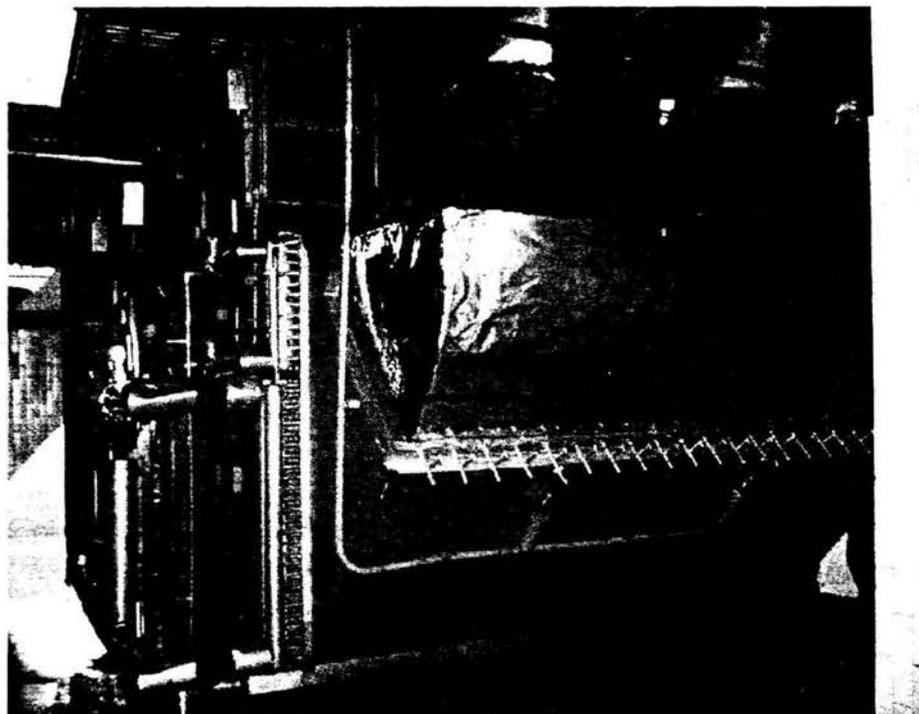


Figura II-6 Unidad Manejadora de Aire (UMA) Instalada en la TEP

Unidad Manejadora de Aire marca Recold, modelo MH-360AF

Serpentín de Refrigeración	Serpentín de Calefacción
Capacidad 98,753 $\left[\frac{kcal}{h} \right]$ Temperatura de Entrada del Aire 14.4 °C Temperatura de Salida del Aire 11.83 °C Área 3.36 m ² Velocidad de Paso 588.7 RPM Gasto 16.19 $\left[\frac{m^3}{hr} \right]$	Capacidad 100,856 Temperatura de Entrada del Aire 20.83 °C Temperatura de Salida del Aire 25.66 °C Área 17.1 1.5 m ² Velocidad de Paso 1,140 RPM Gasto 2.27 $\left[\frac{m^3}{h} \right]$
Ventilador	Filtros Metálicos
Gasto = 33,137 $\left[\frac{m^3}{h} \right]$ RPM = 2,160 Motor de 20 HP	Cantidad 21 Tamaño 16" x 20" x 2" Humidificación 20.14 $\left[\frac{kg}{h} \right]$

Tabla II-1 Datos de Placa de las UMA's del Piso 19 de la TEP

En la figura (II-7) se muestra el sistema de aire acondicionado de la TEP.

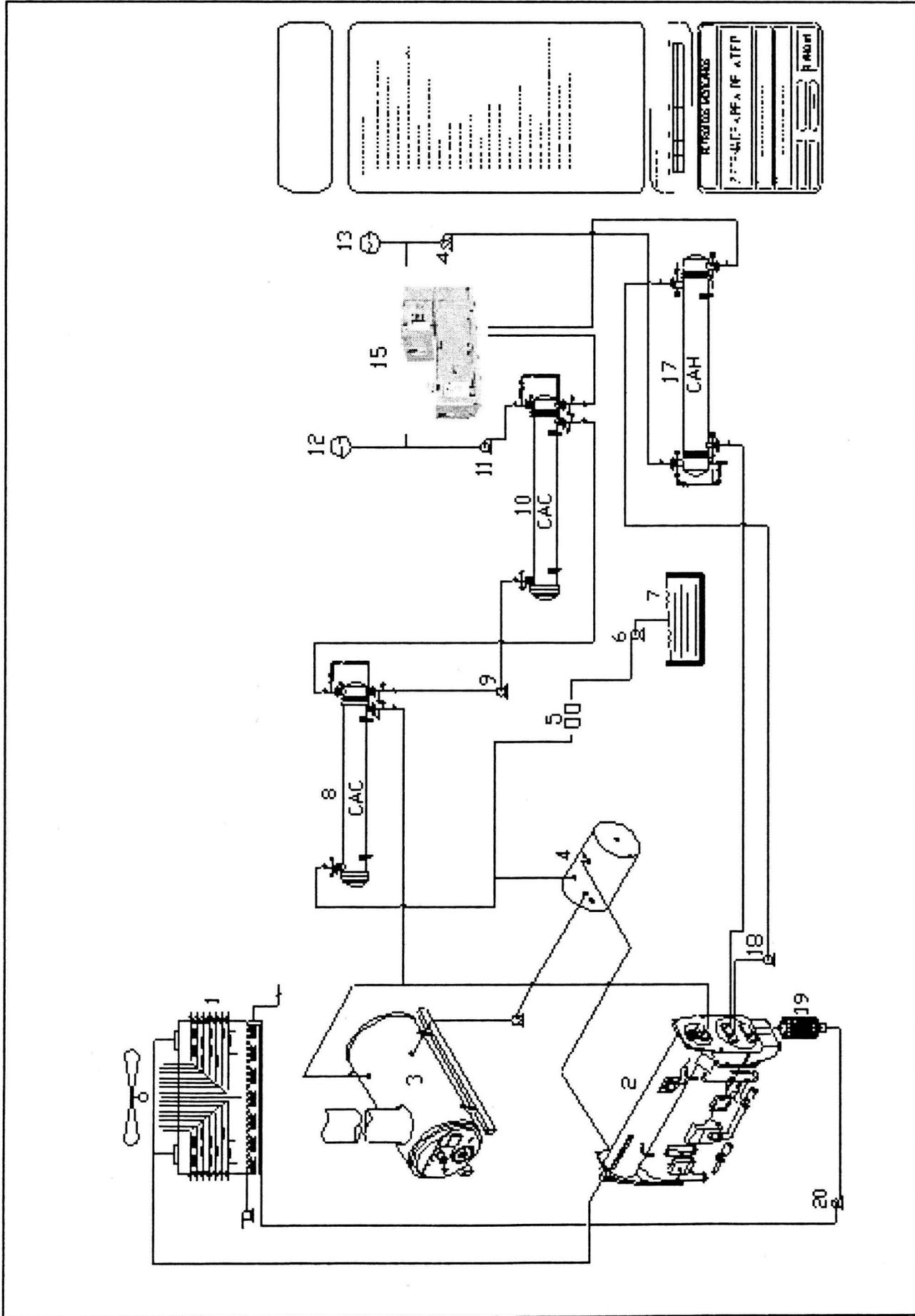


Figura II-7 Sistema de Aire Acondicionado de la TEP

III. MARCO TEÓRICO

En este capítulo se exponen los principios científicos y empíricos que rigen al Acondicionamiento de Aire, haciendo especial énfasis en aquellos que son la base para el desarrollo del presente trabajo.

III.1. Historia del Acondicionamiento de Aire

Desde tiempos prehistóricos, el hombre ha procurado protegerse de las condiciones climáticas refugiándose en cavernas, calentándose con el fuego, refrescándose con el agua fría de los ríos o utilizando pieles sobre su cuerpo.

Los castillos de la época medieval tenían chimeneas que solo lograban calentar áreas pequeñas alrededor de ellas; por lo que la nobleza usaba pieles para conservar el calor. Los romanos utilizaban sencillos sistemas de calefacción y ventilación en sus baños haciendo circular aire por paredes y techos cóncavos. En el medio oriente ponían lienzos de tela mojados en paredes y ventanas logrando así un sistema de enfriamiento de aire por evaporación. Leonardo Da Vinci logró un avance significativo al inventar un ventilador accionado por agua, que llevaba el aire al interior del recinto por medio de un eje hueco.

En 1748, el doctor escocés William Cullen discutía en sus textos el uso de hielo para la preservación de la comida y el desarrollo inicial de concepto de refrigeración mecánica-química. Casi un siglo más tarde, en 1844, el doctor John Gorrie desarrolló la primera máquina comercial usada para refrigeración y aire acondicionado. Es en ese siglo que se desarrollan los fundamentos del acondicionamiento de aire moderno con la invención de ventiladores, calderas y radiadores. Sin embargo, al principio estos aparatos eran demasiado grandes y de difícil operación y mantenimiento.

En 1904, la refrigeración se convirtió en una disciplina reconocida y con alrededor de 70 miembros se fundó la ASRE (American Society of Refrigeration Engineers), que posteriormente devino en la ASHRAE.

Carrier instaló el primer acondicionador de aire hospitalario, en el Pittsburg Allegheny General Hospital, en 1914. El sistema introducía humedad extra en una sala de internación para bebés prematuros, ayudando a reducir la mortalidad infantil causada por la deshidratación. Los primeros acondicionadores de aire funcionaron con amoníaco, hasta que en la década de los veinte fue reemplazado por el Dielen, gas derivado del petróleo.

Entonces se empiezan a instalar los primeros sistemas de acondicionamiento de aire en las salas de cine y teatros en Nueva York. Hacia final de esta década apareció el primer acondicionador de aire auto-contenido, que fue el primer intento de la industria hacia los productos "paquete". En 1928, se les prometía a los futuros ocupantes de los edificios "la salud, eficacia y confort a través de la temperatura interior controlada por el hombre". A mediados de los años treinta, la compañía DuPont se convirtió en el promotor directo del crecimiento de la industria del aire acondicionado y la refrigeración, pues sacó al mercado sus gases refrigerantes marca Freon®, que volvió al acondicionador de aire más seguro, más barato y mejor adaptado para su uso en máquinas de refrigeración de menores capacidades. En los años 50, se inicia la producción en masa de equipos de aire acondicionado contenidos en cajas de acero. Estos fueron los antepasados de los actuales acondicionadores de aire de ventana.

Luego se construyeron equipos de aire centralizado que basan su funcionamiento en un sistema de conductos que distribuyen el aire por los distintos ambientes. El control del sistema se realiza mediante un termostato que regula la temperatura del local acondicionado. Si bien su instalación es inicialmente costosa, el costo se ve amortizado rápidamente, ya que su funcionamiento es más económico que el de los sistemas precedentes.

Alrededor de 1935 se introdujo el primer compresor hermético para el acondicionamiento de aire, sus ventajas son menor peso y volumen, menor costo de producción, no tiene problemas de falla en su sello, menor ruido, no hay mantenimiento de bandas y la localización no es crítica pues no requiere ventilación para disipar el calor generado por el funcionamiento del motor.

La última innovación importante en los productos para el acondicionamiento de aire ocurrió a finales de la década de los 60's, y que consistió en los acondicionadores tipo paquete para todo el año, que incluían calefacción y enfriamiento. En la década de los 80's, después de varias investigaciones realizadas en el medio ambiente, se descubrió que los CFC's (clorofluorocarbonos) emitidos a la atmósfera estaban relacionados con la destrucción de la capa estratosférica de ozono y que era necesario sustituirlos gradualmente en múltiples aplicaciones incluyendo la refrigeración. Por esta razón, en 1987 se firma el Protocolo de Montreal en donde se regula la Producción, Venta y Consumo de CFC's y HCFC's a Nivel Mundial. Este documento y sus ratificaciones fueron firmadas por casi la totalidad de los países que integran la Organización de las Naciones Unidas y México se comprometió a eliminar los CFC's a final del año 2000.

En 1991 DuPont fue el primero en sacar al mercado los nuevos gases refrigerantes ambientalmente amigables éstos representan la nueva alternativa que tiene la industria del aire acondicionado y la refrigeración de usar refrigerantes que son no inflamables, con cero o bajo potencial de agotamiento de la capa de ozono, clasificados por la ASHRAE y aceptados por la mayoría de los Fabricantes de Equipo Original (FEO's).

III.2. Confort

Si se parte de que el Confort es aquello que produce bienestar y comodidades, se entiende que el objetivo del Aire Acondicionado será proporcionar confort mediante el control del conjunto de condiciones atmosféricas que influyen en la pérdida de calor en el ser humano, y por lo tanto en su sensación de bienestar.

III.2.1. Pérdida de calor corporal

El cuerpo humano genera calor al oxidar sus alimentos. Este calor corporal se transmite continuamente a sus alrededores, por lo que el factor que determina si uno siente calor o frío es la velocidad de pérdida de calor corporal. Cuando esta velocidad queda dentro de ciertos límites se tiene una sensación de comodidad, pero si la velocidad de pérdida de calor es demasiado alta, se siente frío. Si por el contrario, esta velocidad es demasiado baja, se siente calor. Los procesos mediante los cuales el cuerpo desprende su calor hacia el medio ambiente son: convección, radiación y evaporación.

En la convección, el aire que rodea al cuerpo recibe calor de éste. El aire caliente se aleja continuamente, ya sea elevándose en forma natural sobre el aire más frío que lo rodea, o

bien por el movimiento de la masa de aire en conjunto. En ambos casos se sustituye por más aire que a su vez recibe calor del cuerpo.

En la radiación, el calor corporal se transmite por el espacio directamente a los objetos cercanos, como por ejemplo las paredes que estén a una temperatura más baja que el cuerpo; y así se explica que pueda ser desagradable sentarse cerca de una ventana en clima frío aun cuando la habitación se encuentre caliente. Sin embargo, las fuentes de calor que están más calientes que el cuerpo humano pueden irradiar su calor hacia éste, creando una sensación de calor incluso cuando la temperatura del aire que lo rodea sea baja. Por eso sentimos calor al estar frente al fuego aun en un día frío. Algunos restaurantes tienen ahora zonas al aire libre circundadas por cristales con tableros de calefacción radiante que mantienen confortable a la clientela durante el invierno, aun cuando la temperatura del lugar sea de unos 10 °C (50° F).

El cuerpo también se enfría por evaporación, cuando el agua de la piel o transpiración, que habiendo absorbido calor corporal, se evapora en el aire llevándose el calor con ella.

III.2.2. Condiciones de Confort

La velocidad de los tres procesos de pérdida de calor corporal dependerá de la actividad, género, edad, país de origen, raza, prendas de vestir y concentración de los habitantes, y en menor grado por la temperatura de los objetos circundantes; pero sobre todo, la pérdida de calor corporal estará condicionada por los siguientes factores atmosféricos controlables:

- Temperatura del aire
- Humedad del aire
- Movimiento del aire
- Pureza del aire

III.2.2.1. Temperatura del aire

La temperatura del aire interior se puede elevar para disminuir la pérdida de calor en invierno, o se puede bajar para aumentar la pérdida en verano mediante la convección. Puesto que no es posible la conservación de la vida por sí misma sin el mantenimiento de la temperatura propia del cuerpo humano, la calefacción artificial dentro de los recintos fue el intento más remoto hecho con miras a la modificación de algunos de estos factores. El adecuado control de la temperatura del medio ambiente que circunda el cuerpo humano elimina el esfuerzo fisiológico de adaptación, obteniéndose con ellos un mayor confort y la consiguiente mejora del bienestar físico y de las condiciones de salubridad.

Las variaciones extremas de calor y frío por los cambios de estación son mayores que las soportables por la mayoría de la gente, aún en las zonas templadas. Los márgenes de temperatura dentro de los cuales la gente se siente cómoda dependen en gran parte de la ropa que usa, el grado de actividad física y el contenido de humedad de la atmósfera; pero para las personas ocupadas en actividades ligeras puertas adentro, los márgenes siguientes indican de una manera general los límites de confort:

Invierno (ropaje normal): 18 - 23 °C

Verano (ropas livianas): 22 - 28 °C

El hecho de que los márgenes sean diferentes según se trate de invierno o verano se deben, en parte, al distinto ropaje, y en parte, a la modificación del metabolismo. La consideración de estos márgenes de confort, indica que hay probablemente muy pocos lugares en cualquier país de zona templada en los que no se necesite algún tipo de acondicionamiento de aire (calefacción en invierno o refrigeración en verano) a lo largo del año. La calefacción invernal, por supuesto, es una costumbre de siglos, y muchas regiones clasificadas como templadas serían inhabitables sin ella. La refrigeración veraniega, aunque no absolutamente esencial para la existencia, es necesaria en muchas partes para el confort y la vida saludable.

III.2.2.2. Humedad del aire

La humedad es el contenido de vapor de agua en el aire, y se puede elevar para disminuir la pérdida de calor corporal en invierno (humidificación), o bajar para aumentar la pérdida en verano mediante la evaporación (des-humidificación). Como quiera que la evaporación se favorece con la humedad relativa baja del aire y se retarda si ésta es alta, se deduce que la regulación de la humedad tenga una importancia tan vital como la de la temperatura.

Un exceso de humedad no sólo da como resultado reacciones fisiológicas perjudiciales, sino que también afecta (por lo común en forma perjudicial) a las cualidades de muchas de las sustancias contenidas en el lugar de que se trate, y muy particularmente sobre los vestidos y muebles.

Los valores de confort para la humedad relativa son:

*Verano 50 %
Invierno 65/70 %*

III.2.2.3. Movimiento del aire

El movimiento del aire se refiere a su velocidad y a los lugares hacia donde se distribuye; y se controla mediante el equipo adecuado para distribución de aire. El movimiento del aire sobre el cuerpo humano incrementa la proporción de humedad y calor disipados con respecto a la que correspondería a un aire en reposo, dando ello lugar a que la sensación de calor o frío dependiendo de su velocidad. En realidad, el aire que nos rodea está en constante movimiento, pero se considera como confortable el siguiente valor:

Velocidad de $0.25 \left[\frac{m}{s} \right]$ a una altura del suelo inferior a 2 metros

Una velocidad mayor produce un efecto desagradable, que se hace difícil de soportar, tanto más cuanto menor sea la temperatura del aire. Una velocidad inferior a $0.1 \left[\frac{m}{s} \right]$ produce así mismo una sensación de falta de aire, que ocasiona también molestias.

III.2.2.4. Pureza del aire

Otro factor que afecta el confort y la salud corporal es la calidad del aire o grado de pureza del mismo. Ésta se degrada por la presencia de contaminantes como olores, humo y partículas de polvo o gases indeseables. Las partículas se pueden eliminar por filtración de aire, y los gases mediante el empleo de sustancias químicas absorbentes. Las personas respiramos normalmente, alrededor de $8 \left[\frac{m^3}{hr} \right]$ de aire, por lo que debemos considerar la importancia que tiene su adecuada limpieza y renovación. Con frecuencia, en una instalación dada se usan tanto la filtración como la ventilación.

La composición física y química del aire comprende un determinado número de elementos diversos. La disminución de la proporción de oxígeno contenido, así como el aumento del anhídrido carbónico, debido a la combustión fisiológica son factores raramente importantes a causa de la pequeña ventilación que se requiere para anular sus efectos. La dilución de los olores humanos exige una gran ventilación y otros medios de eliminación de olores. La eliminación de las partículas sólidas, en suspensión en el aire introducido en el recinto, es muy importante no sólo por lo que concierne a la salud, sino también por lo que tienen de molestas, así como por el detrimento que frecuentemente representa la suciedad depositada en los mobiliarios y demás objetos. El humo, ya sea producido en el interior de la habitación, ya en exterior de la misma, debe ser evacuado a causa de lo pernicioso que resulta para la vista y el aparato respiratorio.

Como consecuencia misma del acondicionamiento del aire, han surgido algunos otros factores de comodidad que se deben tomar en cuenta.

Se puede considerar que el control del ruido es una función auxiliar del sistema de acondicionamiento de aire, aun cuando el sistema mismo sea la causa del problema. El equipo de acondicionamiento de aire puede producir demasiado ruido, necesitando así de diseños o dispositivos atenuantes del sonido, ya sea en los equipos generadores o manejadores de aire, o en los ductos que conducen el aire a la zona acondicionada.

Nivel de Ruido Aceptable: 20 dB

Por otro lado, la duración de la ocupación del recinto es muy importante en lugares públicos como bancos, tiendas, etcétera; pues se ha comprobado que cuando la duración de la ocupación es pequeña, resulta conveniente tener diferencias bajas con respecto al exterior y viceversa, en lugares donde la estancia es prolongada, la diferencia de temperaturas deberá ser mayor.

Finalmente, otro factor importante es el efecto de choque producido por el cambio de temperatura al pasar de un lugar sin acondicionamiento a uno acondicionado. Este efecto se puede controlar creando zonas de temperatura intermedia entre ambos lugares, por ejemplo en los vestíbulos o corredores de oficinas, hoteles, etc.

III.2.3. Carta de Comodidad y Temperatura Efectiva

Para poder establecer las condiciones adecuadas de los cuatro factores mencionados en la sección anterior, se ha establecido la llamada "Carta de Comodidad", la cual permite

determinar diferentes conjuntos de valores en cuanto a temperaturas de bulbo seco y húmedo, humedad relativa y velocidad del aire, en función de la "Temperatura Efectiva" seleccionada.

La temperatura efectiva es un índice empírico del grado de calor que percibe una persona cuando se expone a varias combinaciones de temperatura, humedad y movimiento del aire. Una temperatura efectiva puede tener humedades relativas desde 0% hasta 100% y velocidades de aire desde muy bajas hasta muy altas, y aunque la sensación de calor en cualquier caso es la misma, la comodidad producida en los diferentes casos no es igual. La temperatura efectiva es afectada principalmente por la actividad de los habitantes del espacio acondicionado, y por la concentración de dichos habitantes. Esto representa el hecho de que no se requiere la misma temperatura efectiva por ejemplo en un teatro, donde tenemos gran cantidad de gente sentada, que en un gimnasio donde hay menos gente pero haciendo ejercicio.

En la Carta de Comodidad siguiente se aprecia que por las diferencias de género, edad, etcétera, no existirá una temperatura efectiva que sea cómoda para todos los habitantes de un recinto, y por lo tanto se incluye un porcentaje de personas cómodas para cada valor en la tabla.

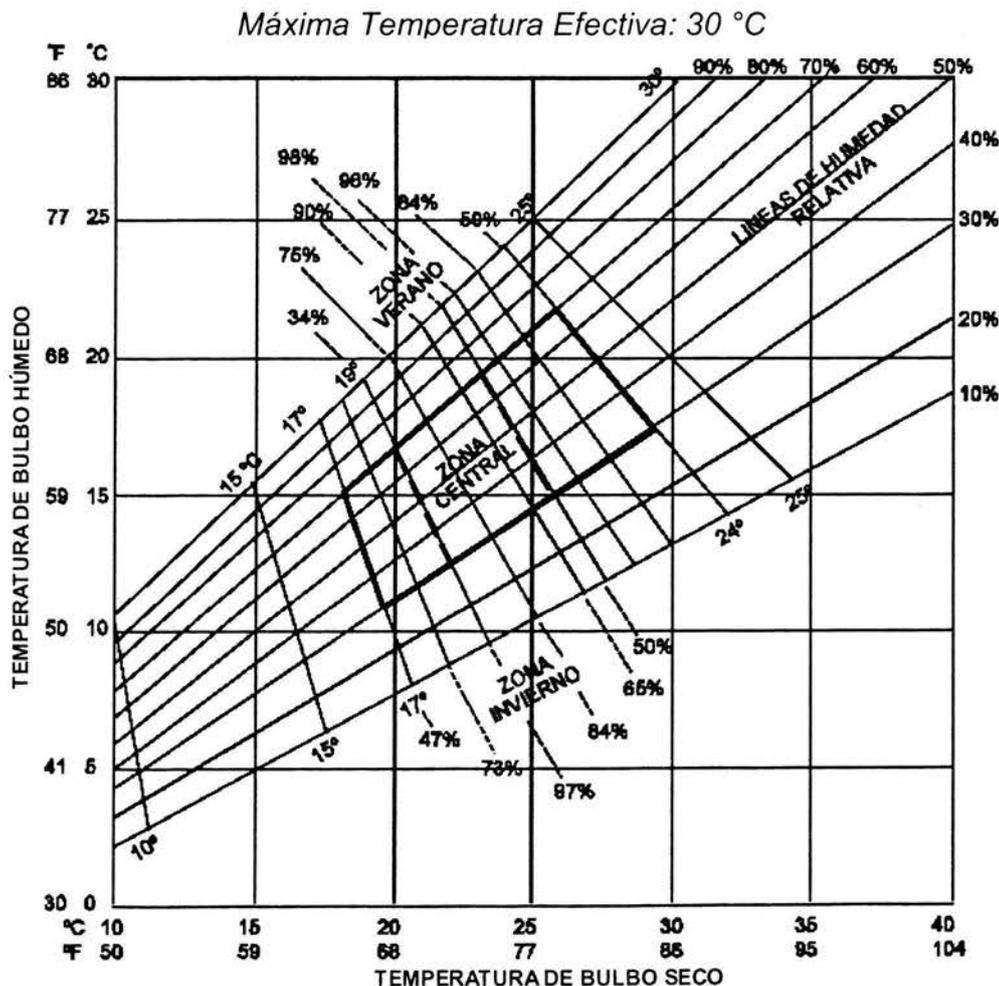


Figura III-1 Carta de Comodidad

III.2.4. Condiciones de Diseño Exterior

Los valores de las condiciones de diseño exterior son los promedios de las temperaturas máximas y de las temperaturas mínimas del lugar donde se encuentra el espacio por acondicionar. Estos son datos experimentales y se encuentran en tablas para cada localidad. A continuación se muestran estos valores para la Ciudad de México en la zona de Chapultepec (que está suficientemente cerca de la Torre Ejecutiva de PEMEX) de acuerdo a la tabla *Especificaciones para Temperaturas de Cálculo en los Sistemas de Acondicionamiento de Aire y Datos Geográficos Más Temperaturas Extremas de los Diferentes Lugares de la República Mexicana*, de la AMERIC, A.C.

Datos en Verano	Datos en Invierno
Temperatura Máxima Exterior: 32 °C	Temperatura Mínima Exterior: 5 °C
Temperatura de Cálculo:	Temperatura de Cálculo: 0 °C
Bulbo Seco: 30 °C	
Bulbo Húmedo: 17 °C	
Grados Día Anuales: 78	Grados Día Anuales: 847

Tabla III-1 Condiciones de Diseño (Capítulo Monterrey 166 del ASHRAE)

En las secciones siguientes de este capítulo se explican los conceptos de Temperaturas de Bulbo Seco y Bulbo Húmedo, y como de estos datos se puede obtener la Humedad Relativa.

III.2.4.1. Condiciones de Diseño Interior

Los valores de diseño para el interior están determinados básicamente por las condiciones de comodidad mostradas enseguida. Sin embargo, también dependen del criterio del diseñador del sistema, quien buscará las condiciones más adecuadas para el interior del espacio acondicionado.

Según las normas desarrolladas por la Jefatura de Proyectos y Construcciones del IMSS, se tendrían las siguientes Condiciones de Diseño Interior para una Temperatura de Bulbo Seco Exterior de 30 °C:

*Temperatura de Bulbo Seco Interior 22 °C
Humedad Relativa Interior 50%*

III.3. Principios Físicos del Acondicionamiento de Aire

La Termodinámica y el estudio de la transferencia de calor, son las disciplinas sobre las que se fundamenta el control de las condiciones de temperatura y humedad del aire. La primera de estas disciplinas se ocupa de la interacción del calor con las propiedades de las sustancias, mientras que la segunda describe los mecanismos por los que el calor se transmite entre los componentes del espacio acondicionado entre sí, y entre el mismo espacio y el exterior. Por otro lado, es la misma termodinámica sobre la que se basa el funcionamiento de los equipos para el acondicionamiento de aire.

Se aprecia que en el espacio acondicionado ocurren simultáneamente varios procesos termodinámicos, o cambios en las condiciones de temperatura y humedad, y que podríamos identificar de la siguiente forma:

- a) Transferencia de calor entre los habitantes, el aire que los rodea, los objetos contenidos en el espacio acondicionado, y las fuentes o *sumideros* de calor de la atmósfera.
- b) Transferencia de masa de aire entre el interior y el exterior, ya sea por el flujo natural o por el flujo artificial provocado por los equipos de Aire Acondicionado.

Estos procesos termodinámicos tendrán un efecto directo en las condiciones de temperatura, humedad y velocidad del aire, cuyo control es el objetivo básico del aire acondicionado.

Del lado de los equipos de Aire Acondicionado, lo más relevante es que por medio de diferentes procesos termodinámicos o ciclos de enfriamiento, se controlará la temperatura del aire a inyectar en el espacio acondicionado.

A continuación se describen brevemente los conceptos físicos más importantes para el acondicionamiento de aire.

III.3.1. Temperatura y Calor

El calor se puede definir como *energía en tránsito debido a una diferencia de temperaturas*. A partir de esta definición es fácil entender que mientras que el calor es una forma de energía, la temperatura es una propiedad de las sustancias.

De una forma simple, se puede decir que una diferencia de temperaturas generará transferencia de calor; y viceversa, el agregar o quitar calor modificará la temperatura. Por lo tanto, para los efectos del acondicionamiento de aire, es muy importante la medición y estudio de la transferencia de calor para controlar la temperatura.

III.3.2. Transferencia de Calor

Para el estudio de la transferencia de calor, primero necesitamos conocer los mecanismos físicos por los que se da dicha transferencia, así como las ecuaciones para medir la cantidad de energía que se transfiere por unidad de tiempo.

Más adelante en este mismo capítulo, en la sección "Análisis de Cargas Térmicas", se expone la aplicación de los siguientes conceptos de transferencia de calor al acondicionamiento de aire.

III.3.2.1. Conducción

La conducción puede ser vista como la transferencia de energía de las partículas más energéticas a las menos energéticas de una sustancia, debido a interacciones entre dichas partículas. En una forma más práctica, se puede decir que la conducción es la transferencia de calor de la parte con mayor temperatura a la de menor temperatura de un mismo objeto o sustancia.

Según la *ley de Fourier* para la conducción, el flujo de calor q en la dirección x a través de un muro plano de ancho L y de área A , con temperaturas T_1 y T_2 en sus caras, está dado por:

$$Q_x = kA \left[\frac{T_1 - T_2}{L} \right] \quad (\text{III-1})$$

Donde: k es la *conductividad térmica* del muro o sustancia $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{hm}^\circ\text{C}} \right]$

A = área [m^2]

$\Delta T (T_1 - T_2)$ = gradiente de temperatura [$^\circ\text{C}$]

Q_x = flujo de calor $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$

L = ancho de la pared [m]

III.3.2.2. Convección

La convección es la transferencia de calor a través del movimiento de un fluido. Esta es la suma de dos formas de transferencia de energía: una de ellas es la que se da por el movimiento molecular aleatorio en el fluido (o conducción), y otra por el movimiento macroscópico o *flujo* del mismo fluido.

En la convección *natural* el flujo es inducido por el empuje provocado en los fluidos por su diferencia de densidad, como en el caso del aire caliente que tiende a subir sobre el aire frío. Por contraste, en la convección *forzada* el flujo es generado por un medio externo como un ventilador, una bomba o los vientos atmosféricos. La *evaporación* y la *condensación* son otras dos formas de convección, en las que la característica principal es que se deben a la transferencia de *calor latente*, mientras que las otras formas de convección se deben a la energía térmica interna, o *calor sensible*, de los fluidos. Se dedica una sección especial de este capítulo a la explicación de los calores sensible y latente, y su relación con el acondicionamiento de aire.

La *ley del enfriamiento de Newton*, estipula la siguiente ecuación para la transferencia de calor de la superficie al fluido por convección:

$$Q = hA (T_s - T_\infty) \quad (\text{III-2})$$

Donde: T_s = la temperatura de la superficie en contacto con el fluido [$^\circ\text{C}$]

T_∞ = la temperatura del fluido en su exterior [$^\circ\text{C}$]

h = coeficiente de transferencia de calor o de película $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{hm}^\circ\text{C}} \right]$

A = área de la superficie [m^2]

En caso que la transferencia de calor ocurriera del fluido a la superficie, el orden de T_s y T_∞ estaría invertido en la ecuación.

III.3.2.3. Radiación

La radiación es la transferencia de calor de un objeto a otro por medio de ondas electromagnéticas (o fotones); y a diferencia de la convección y la conducción no necesita de un medio para transferirse, sino al contrario, es en el vacío donde ocurre con mayor eficiencia.

En la ecuación de la *ley de Stefan-Boltzmann*:

$$Q = \sigma A T_s^4 \quad (\text{III-3})$$

Donde T_s = temperatura absoluta de la superficie emisora [AK]

$$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right]$$

$$A = \text{área } [m^2]$$

$$Q = \text{flujo de calor } \left[\frac{kcal}{h} \right]$$

Sin embargo, en la realidad la radiación depende de la *emisividad* ϵ y la *absorbencia* α de las respectivas superficies emisora y receptora, las cuales son difíciles de determinar; y para calcular la transferencia de calor neta, es necesario desarrollar ecuaciones más complicadas pues las condiciones normales no son de vacío absoluto, que es donde mejor se transmite la energía por radiación. Por lo tanto, para los efectos del acondicionamiento de aire, se toman valores experimentales de transferencia de calor para calcular la ganancia de calor debido a la radiación del sol o de las superficies calientes.

III.3.3. Psicrometría

La Psicrometría estudia la relación entre la humedad, el calor y la presión en el aire. Comprender dicha relación es básico para el acondicionamiento de aire, en primer lugar, porque esos tres factores son los que inciden directamente en la comodidad; y en segundo lugar, porque el objetivo de los sistemas de aire acondicionado es controlar dichos factores mediante procesos psicrométricos.

El estudio de esas tres condiciones principales del aire resultó en la construcción de la "Carta Psicrométrica" en donde para una presión atmosférica dada, se grafica la relación entre la humedad, la temperatura y el calor del aire. A continuación se explica como se mide cada una de estas condiciones y cómo se representa en la carta.

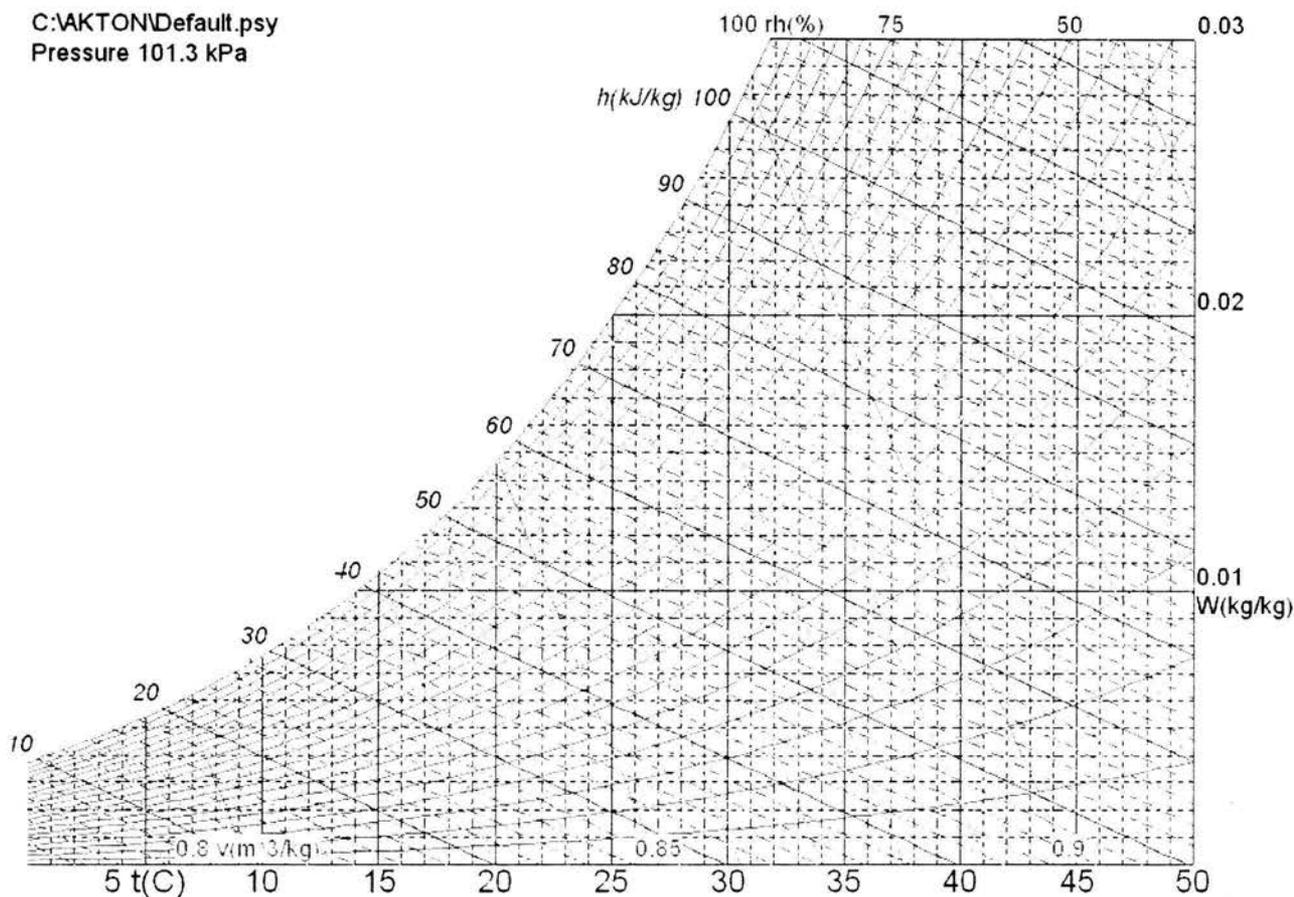


Fig. III.2 Carta Psicrométrica

III.3.3.1. Humedad

La cantidad máxima de vapor de agua que puede contener el aire, o condición de "saturación", depende de la temperatura del aire, la presión de vapor a dicha temperatura, la presión atmosférica y las cantidades de masa de aire seco y agua; y está dada por la siguiente ecuación:

$$H = \frac{P_v}{P_{atm} - P_v} \left[\frac{18 \text{Kg Agua}}{29 \text{kg Aire Seco}} \right] \quad (\text{III-4})$$

Donde:

- P_v = Presión Atmosférica a la Temperatura Considerada
- P_{atm} = Presión atmosférica del lugar
- 18/29 = Relación de Pesos Moleculares entre Agua y Aire

Al graficar esta ecuación a una presión atmosférica determinada, se obtendrá una curva formada por los puntos en los que la combinación de valores de humedad y temperatura será la condición de saturación. A esta curva se le llama por lo tanto "Curva de Saturación"

En la Carta Psicrométrica, donde la temperatura se encuentra en el eje X , y la humedad en el eje Y , la curva de saturación es ascendente con el incremento de la temperatura.

En la realidad, el aire casi siempre se encuentra en condiciones de humedad menores a la de saturación, por lo que se obtuvieron fracciones decimales de los valores de saturación para construir nuevas curvas que sean útiles para determinar las condiciones del aire.

III.3.3.2. Temperaturas de Bulbo Seco y Bulbo Húmedo (Temperatura de Rocío)

La temperatura de la mezcla de aire seco y vapor de agua, medida con un termómetro convencional, recibe el nombre de *temperatura de bulbo seco*. Si se cubre el bulbo de dicho termómetro convencional con una tela húmeda, se hace circular aire ambiental y se vuelve a medir la temperatura, se apreciará que el termómetro registra una disminución en la temperatura. Esta disminución se debe a que el agua contenida en la tela tiende a evaporarse al contacto con el aire, para lo que requiere energía que es tomada del agua que queda en la tela, y que a su vez toma energía del termómetro, de modo que la temperatura registrada es menor. Esta temperatura es llamada *de bulbo húmedo* y es equivalente a la temperatura de saturación de la mezcla, la cual es muy útil para calcular las condiciones del aire por medio de Carta Psicrométrica.

La temperatura de bulbo húmedo también se conoce como *de rocío*, ya que es esta temperatura a la que el aire se satura y ya no podrá enfriarse sin disminuir su humedad, como se aprecia en la Carta Psicrométrica.

II.3.3.3. Entalpía

La entalpía es la cantidad de calor contenido por unidad de masa de aire en condiciones de volumen y presión constantes. Este calor se puede encontrar sumando la entalpía del aire seco a partir de un punto de referencia más la entalpía de vapor de agua de dicho punto.

Si tomamos como punto de referencia una temperatura de 0°C , la ecuación que define la entalpía del aire es la siguiente:

$$h = C_p T_i + H(C_{pw} T_w + h_{fgw} + C_{pv} T_i) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (\text{III-5})$$

Donde el primer sumando es la entalpía del aire seco, y el segundo es la entalpía del agua en el aire húmedo; y donde las variables son:

- H = Humedad absoluta o específica
- C_p = Calor específico a presión constante del aire
- C_{pw} = Calor específico del agua
- C_{pv} = Calor específico del vapor de agua
- h_{fgw} = Calor de vaporización del agua a T_w
- T_i = Temperatura de bulbo seco del punto considerado

T_w = Temperatura de bulbo húmedo o de saturación o de rocío

En esta ecuación hay únicamente dos variables independientes: la temperatura de bulbo seco T_i y la humedad absoluta H ; ya que la temperatura de rocío es función de la humedad H . Al tenerse una ecuación de primer grado con dos variables independientes, y definir una de ellas para un cierto valor asignado de h , se tendrán una serie de puntos que formarán una línea recta cuyo valor de entalpía será constante. En la Carta Psicrométrica se ven disminuir estas líneas conforme aumenta la temperatura de bulbo seco.

III.3.4. Procesos Psicrométricos

Los procesos psicrométricos son aquellos en los que se modifican las condiciones del aire al llevarlo de un punto a otro de la Carta Psicrométrica. Existen siete procesos psicrométricos diferentes que se aplican en el acondicionamiento de aire:

- Mezcla de dos flujos de aire
- Flujo de aire sobre una superficie seca y más caliente
- Flujo de aire sobre una superficie seca y más fría
- Enfriamiento y deshumidificación
- Enfriamiento y humidificación
- Calentamiento y humidificación
- Calentamiento y deshumidificación

La explicación que sigue se centra en los procesos psicrométricos que pueden existir en el sistema de aire acondicionado de la Torre Ejecutiva de PEMEX, el cual cuenta con serpentines de agua helada (o caliente) y secos en su exterior, por los que se hace pasar el aire a acondicionar.

III.3.4.1. Mezcla de dos Flujos de Aire

Los equipos de aire acondicionado frecuentemente mezclan aire de condiciones diferentes por eficiencia y pureza del aire entre otras razones. Es común que se recupere parte del aire frío que ya se hizo circular por el espacio acondicionado, y se mezcle con aire nuevo del exterior. Al mezclarse dos masas de aire M_1 y M_2 con condiciones (h_1, H_1) y (h_2, H_2) respectivamente, tendremos que se cumplen las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned} M_1 + M_2 &= M_3 \\ M_1 h_1 + M_2 h_2 &= M_3 h_3 \\ M_1 H_1 + M_2 H_2 &= M_3 H_3 \end{aligned} \quad \text{(III-6,7,8)}$$

Como se puede observar, los valores (h_3, H_3) de M_3 están en la línea recta que se forma con los puntos (h_1, H_1) y (h_2, H_2) en la Carta Psicrométrica.

III.3.4.2. Flujo de Aire Sobre Una Superficie Seca Más Fría o Más Caliente

Una de las técnicas más comunes para enfriar o calentar el aire, es hacerlo pasar a través de serpentines por los que circulan fluidos fríos o calientes. Así por medio de la convección, se transferirá el calor de la superficie del serpentín al aire o viceversa. La eficiencia de esa

transferencia de calor es llamada *Factor de by pass*, y dependerá del diseño del serpentín (mientras mayor superficie de contacto es mayor la transmisión de calor) y de la velocidad del aire (mientras menor es la velocidad, mayor es la transmisión). La ecuación que define esta eficiencia para el calentamiento es:

$$FB = \frac{t_p - t_1}{t_p - t_0} \quad (\text{III-9})$$

mientras que para el enfriamiento será:

$$FB = \frac{t_1 - t_p}{t_0 - t_p} \quad (\text{III-10})$$

donde:

t_0 .- Temperatura de entrada del aire [°C]

t_1 .- Temperatura de salida del aire [°C]

t_p .- Temperatura del serpentín o superficie [°C]

Al no existir intercambio de humedad, el proceso psicrométrico se puede visualizar en la Carta Psicrométrica como un cambio en dirección horizontal ya sea en sentido creciente o decreciente de la temperatura, por lo que es fácil deducir que también existirá variación en la entalpía del aire. La figura siguiente muestra este proceso en la Carta Psicrométrica:

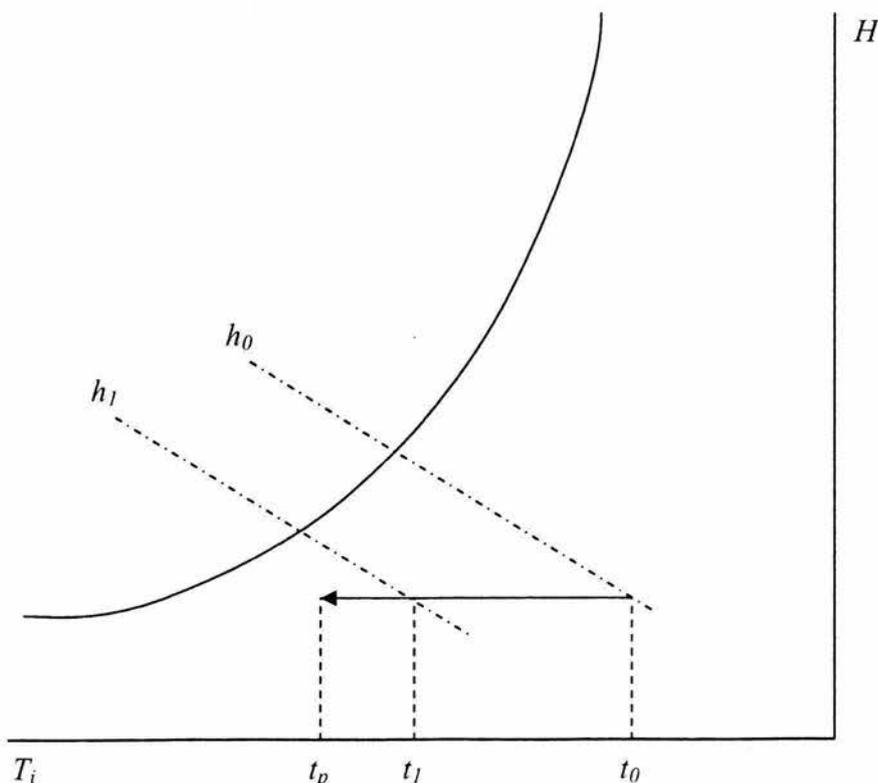


Figura III-3 Flujo de aire sobre una superficie seca

III.3.4.3. Enfriamiento y Deshumidificación

Si en el proceso de enfriamiento del punto anterior, la superficie del serpentín esté a una temperatura menor que la de rocío del aire, parte del vapor de agua del aire se condensará y por lo tanto su humedad disminuirá. La figura siguiente muestra este proceso.

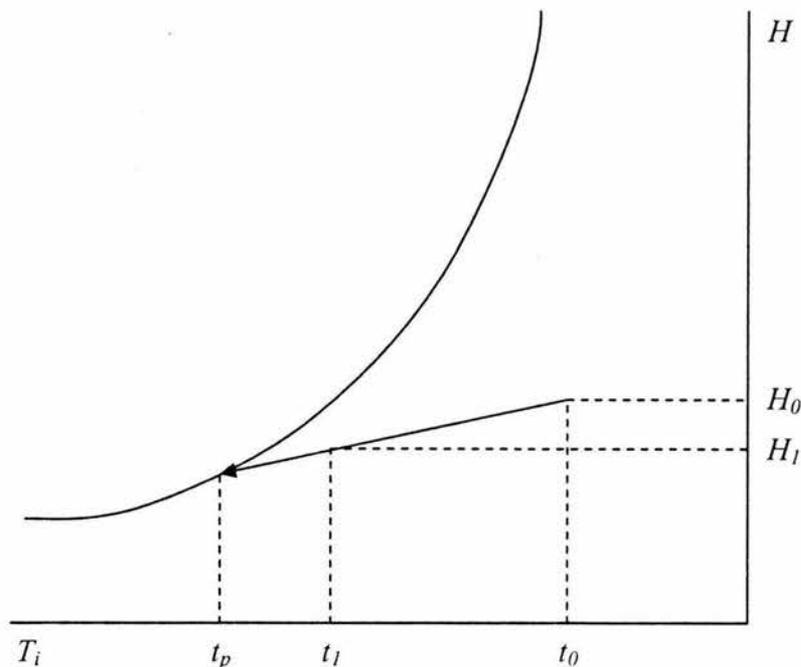


Figura III-4 Enfriamiento y Deshumidificación

El realizar un proceso psicrométrico como este, puede ser un gran beneficio o un problema mayor. Por ejemplo, en el caso de que se tenga demasiada humedad en el aire, se puede provocar la condensación en el equipo de aire acondicionado y lograr una humedad confortable para los habitantes; sin embargo, tenemos que la situación opuesta en la que en el exterior del edificio se tenga una temperatura menor a la de rocío del aire en el espacio acondicionado, lo que provocará que se empañen los cristales.

El control de la humedad del aire se puede hacer mediante varias técnicas según el criterio del diseñador del sistema; por ejemplo, hacer pasar el aire a través de una cortina de agua para humidificar, o hacerlo pasar por un medio absorbente de humedad como gel de sílice u otros químicos.

III.3.5. Cantidad de Aire Necesario

El aire que se introduce por medio de un sistema de aire acondicionado, tiene la función principal de retirar o suministrar calor al espacio acondicionado. Si se requiere disminuir la temperatura del local acondicionado, el aire que se inyecte deberá retirar calor; y si se requiere aumentar la temperatura, entonces el aire que se introduzca deberá suministrar calor.

La cantidad del aire que se necesita suministrar al espacio acondicionado, así como sus características de temperatura y humedad, dependerán del calor que se deba remover del espacio acondicionado. A continuación se describen los diferentes componentes de este calor.

III.3.5.1. Calor Sensible

El *calor sensible* se define como la energía calorífica almacenada en una sustancia como resultado de un incremento en su temperatura. Ya que depende de la temperatura, se puede entender que este calor es el que somos capaces de percibir en una sustancia como frío o caliente.

La cantidad de calor sensible que el aire es capaz de ceder o tomar del ambiente, se define por la ecuación:

$$q_s = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (\text{III-11})$$

La transmisión de este calor será siempre a humedad constante, por lo que en el Carta Psicrométrica se aprecia que se da un cambio en la entalpía y que la ecuación puede quedar de la forma:

$$q_s = m(h_1 - h_0) \quad (\text{III-12})$$

donde h_0 y h_1 son las entalpías inicial y final del aire.

III.3.5.2. Calor Latente

El *calor latente* se define como el calor que fluye desde o hacia un material a temperatura constante. Este calor solo cambiará la estructura o fase del material (evaporación, fusión, etc). Aplicado al acondicionamiento de aire, esto significa que la evaporación o condensación de la humedad en el ambiente (por el metabolismo de los habitantes, las cafeteras, etc), requerirá o generará un calor adicional que deberá remover o suministrar el aire que se inyecte al local.

El calor latente a remover será

$$q_l = m \cdot \Delta h_{fg} \quad (\text{III-13})$$

II.3.5.3. Factor de Calor Sensible

En la realidad, el mismo aire que se suministre recogerá tanto el calor sensible como el calor latente. Por lo tanto, para determinar la relación entre ambos calores se define el *Factor de Calor Sensible* como:

$$FCS = \frac{q_s}{q_s + q_l} \quad (\text{III-14})$$

En la Carta Psicrométrica, el Factor de Calor Sensible indica la pendiente de la línea de operación del aire desde su ingreso al área por acondicionar, hasta alcanzar las condiciones de diseño. Gráficamente, el Factor de Calor Sensible se puede ubicar porque dicha línea será paralela a una línea desde el punto de referencia de la tabla hasta la escala de FCS ubicada en el eje vertical de la tabla.

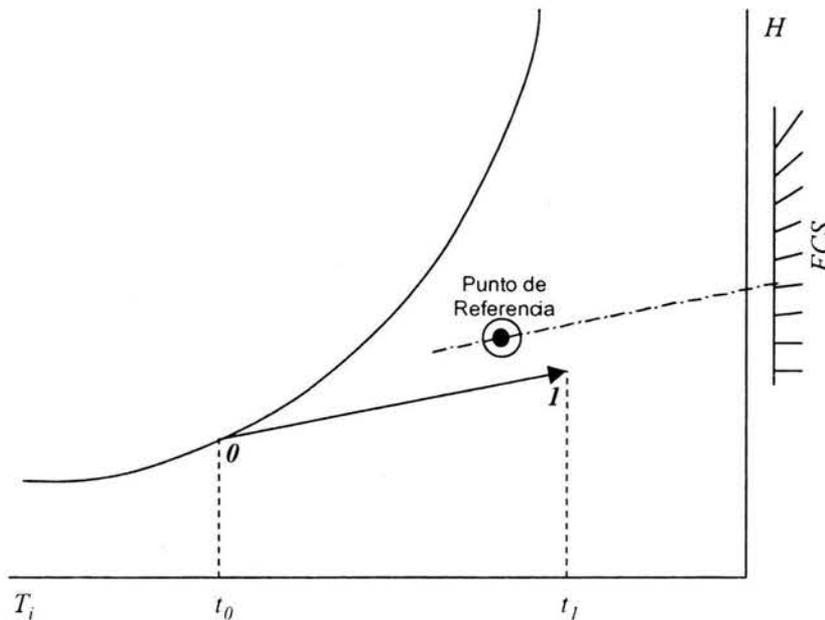


Figura III-5 Factor de Calor Sensible

III.3.5.4. Ciclo Completo del Aire

Como se comentó anteriormente, por cuestiones de eficiencia se acostumbra reutilizar cierta cantidad del aire que se extrae del espacio acondicionado para hacerlo pasar nuevamente por el acondicionador. Si este aire tiene condiciones "1", y el aire del exterior tiene condiciones "0", la mezcla de ambos tendrá nuevas condiciones "2"; y en la Carta Psicrométrica se representarán de la siguiente forma:

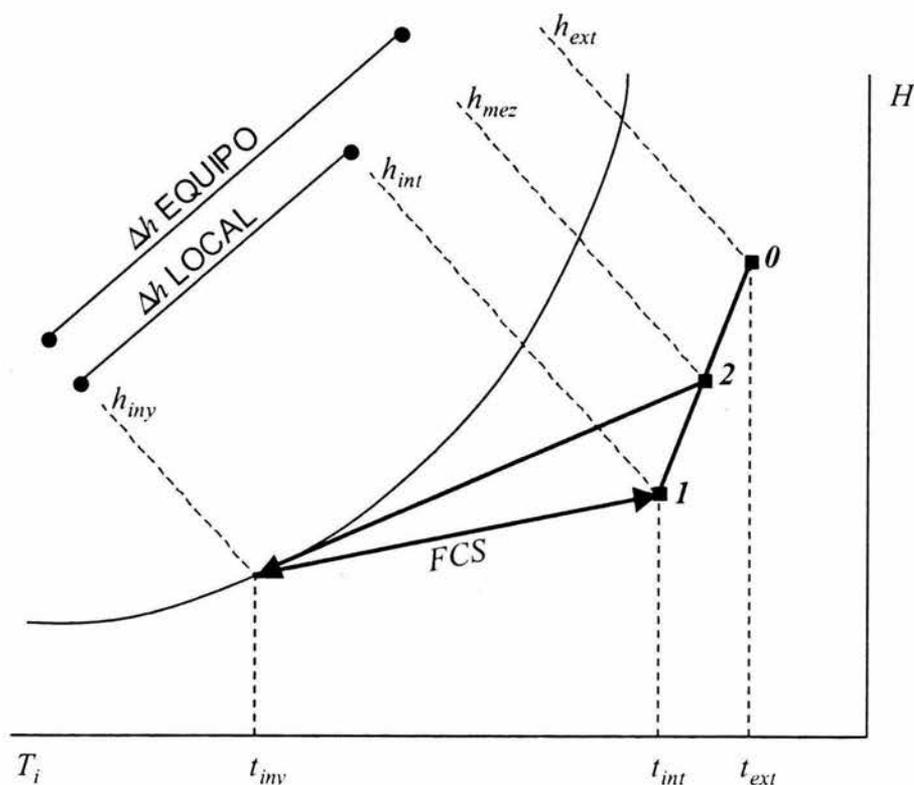


Figura III-6 Ciclo Completo del Aire

III.3.5.5. Volumen de Inyección

EL volumen de aire que se deberá introducir en el espacio a acondicionar dependerá del calor a remover, pero también se debe considerar que con un volumen deficiente de aire la distribución de temperatura en el local no será homogénea. Por otro lado, si el volumen de aire es excesivo, se perderá confort por corrientes de aire o ruido. Comúnmente el volumen de aire que se suministra se especifica en *cambios por hora* o número de veces que se inyecta el total del volumen de aire contenido en el espacio acondicionado. En la siguiente tabla se especifican los cambios por hora recomendados dependiendo del uso a que esté destinado el local.

Espacio Acondicionado	Cambios por Hora	Minutos por Cambio
Almacenes	4 - 6	15 - 12
Auditorios	6	10
Casetas de Proyección	60	1
Clubes	12	5
Cocinas	30	2
Cocheras	12	5
Laboratorios	10 - 20	6 - 3
Lavanderías	20 - 30	3 - 2
Oficinas	10	6
Panaderías y Reposterías	20	3

Espacio Acondicionado	Cambios por Hora	Minutos por Cambio
Restaurantes	12	5
Salas de Máquinas	7.5	8
Salas de Recreación	10	6
Sanitarios Interiores	15 - 20	4 - 3
Talleres	10	6
Vestidores	10	6

Tabla III-2 Volumen de Inyección de aire para distintos espacios

III.4. Análisis de Cargas Térmicas

Anteriormente se comentó que los sistemas de aire acondicionado tienen el objetivo primordial de controlar la temperatura y humedad de un espacio determinado, mediante la adición o remoción de calor. Al calor contenido en ese espacio se le conoce como *Carga Térmica*, y su cálculo es indispensable para determinar la capacidad del sistema de aire acondicionado a instalar.

Las aportaciones a la carga térmica se pueden dividir en dos grupos para su estudio: Las *Cargas Fijas o Internas*, que se componen de las ganancias por elementos contenidos en el espacio acondicionado, y cuya variación tenderá a ser mínima; y las *Cargas Variables o Externas*, que se deben al efecto que tienen las condiciones atmosféricas en el espacio acondicionado.

En la figura siguiente se muestran de forma esquemática las aportaciones de carga térmica, que en general son:

Cargas fijas	Cargas variables por radiación solar
a) Calor generado por la iluminación	1 Vidrios
b) Calor latente generado por los habitantes	2 Muros
c) Calor sensible generado por los habitantes	3 Techos
d) Calor generado por los equipos y aparatos	
e) Infiltración de aire	
f) Conducción	

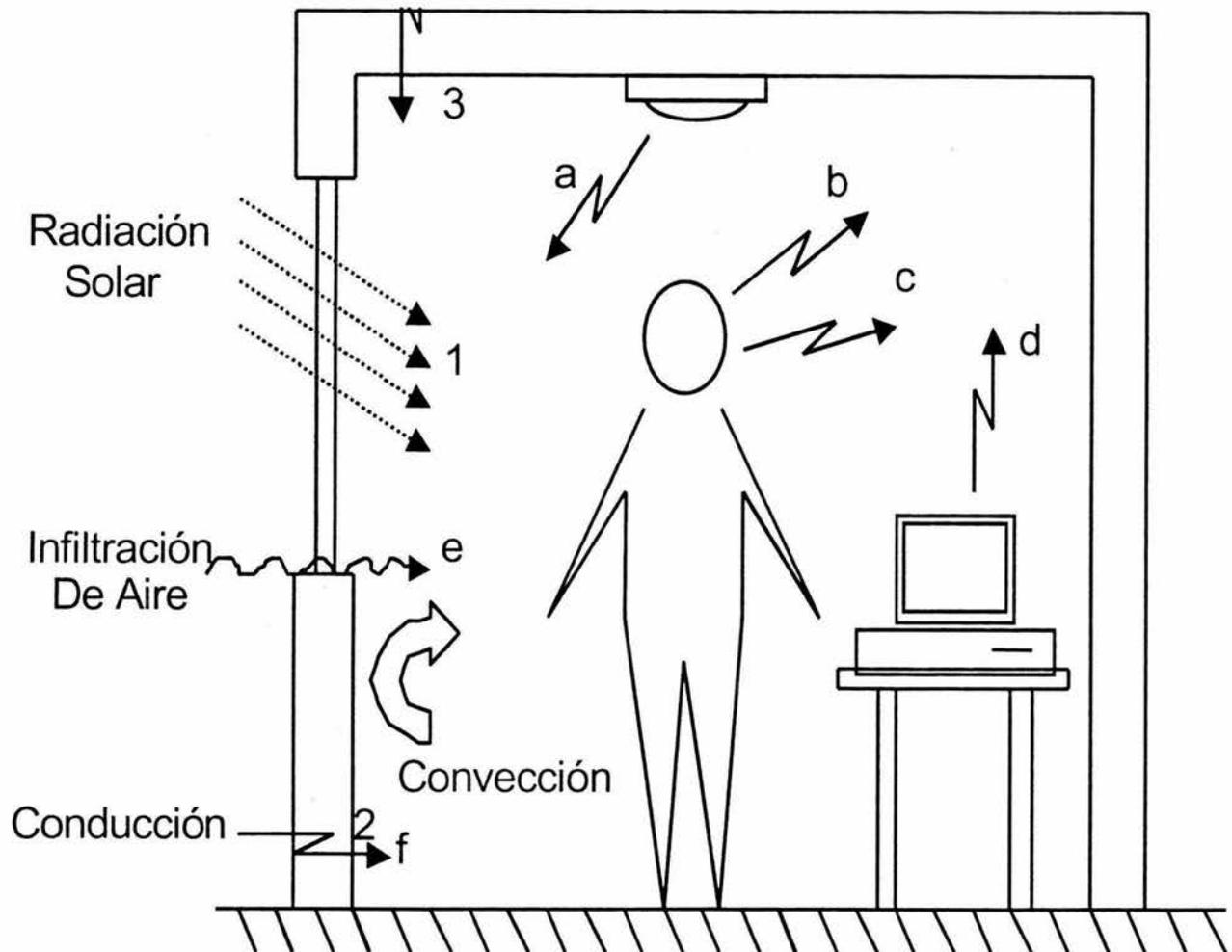


Figura III-7 Cargas fijas y variables

Aunque estrictamente la convección no aporta cargas térmicas al espacio acondicionado, es muy importante como transmisor al interior del calor almacenado en los muros y ventanas; por lo que se incluirá en el cálculo de las cargas térmicas. A continuación se expondrá uno de los métodos que es posible utilizar para el cálculo de las cargas térmicas en un espacio determinado.

III.4.1. Habitantes

La carga térmica producida por los habitantes se debe a la pérdida de calor corporal por el metabolismo de éstos (calor sensible), y por la energía que se requiere para evaporar la humedad de la sudoración (calor latente). Estos calores sensible y latente dependerán del género, edad, raza, actividad y concentración de las personas; así como de la temperatura y la humedad del ambiente.

Esta carga térmica típicamente se calcula con ayuda de tablas como la siguiente, que contienen los valores de calor latente y sensible para diferentes condiciones.

TABLA Calor producido por las personas

Grado de actividad	Aplicación Típica	Metabólica			Medicinal			Tempo naturas del cuarto			70 °F	°F			
		5 de hombre adulto	% de composición del grupo		Promed. de relación	BTU /hr	BTU /hr	Sens. Lat.	BTU /hr	Sens. Lat.			BTU /hr	Sens. Lat.	
			Hombre	Mujer											Niño
Sentado	Teatro	390	45	10	350	175	175	195	155	210	140	230	120	260	90
Sentado, trabajo ligero	Escuela	450	50	0	400	180	220	195	205	215	185	240	160	275	125
Trabajo de oficina, actividad moderada	Oficinas, hoteles, departamentos	475	50	0	450	200	270	200	250	215	235	245	205	285	165
Parados, caminando despacio	Tienda de ropa, almacenes	550	10	70	450	200	270	200	250	215	280	245	205	285	165
Caminando, sentado, de pie; caminando despacio	Cafeterías	550	21	71	10										
Trabajo sedentario	Bancos	550	40	60	0	500	180	320	200	300	280	255	245	280	210
	Restaurantes	500	50	50	0	550	190	360	220	330	310	280	270	320	230
Trabajo Ligero	Fábrica, trabajo ligero	800	60	40	0	750	190	560	220	530	505	295	455	365	285
Baile Moderado	Salas de baile	900	50	50	0	850	220	630	245	605	575	325	525	400	450
Caminando, 3 mph	Fábricas, trabajo algo pesado	1000	100	0	0	1000	270	730	300	700	670	380	620	460	540
Jugando	Boliche	1500	75	25		1450	450	1,000	465	985	965	525	925	605	845

De Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating, 3era edición, por Willis H. Carrier, Reato E. Cheme, Walter A. Grant y William H. Roberts. Pitman Publishing Corporation

III.4.2. Iluminación

La mayor parte de la energía consumida por la iluminación eléctrica se transforma en calor, mientras que solo una pequeña parte se transforma en luz. Se toma como una aproximación aceptable que para las luminarias incandescentes, el 86% de la energía consumida será transformada en calor. Para el caso de las luminarias fluorescentes, la disipación de calor se incrementa en la balasta y se reduce en el foco en sí. De acuerdo a lo anterior, el calor generado por la iluminación está dado por las siguientes ecuaciones:

$$\text{Iluminación Incandescente} \quad q = W \cdot 0.86 \left[\frac{\text{kcal}}{h} \right] \quad (\text{III-15})$$

$$\text{Iluminación Fluorescente} \quad q = W \cdot 0.86 \cdot 1.25 \left[\frac{\text{kcal}}{h} \right] \quad (\text{III-16})$$

donde W es la potencia nominal de la luminaria [W]

III.4.3. Equipo y Misceláneos

Todos los aparatos eléctricos y electrónicos transforman en calor sensible gran parte de la energía que consumen, lo que se ha convertido en una ganancia importante de carga térmica por la proliferación de computadoras, copiadoras y demás equipo moderno de oficina. Dependiendo del autor y del método de cálculo de las cargas térmicas, el calor que generan dichos equipos se toma un factor de uso entre el 50 y 100% de la potencia nominal de cada aparato.

III.4.4. Radiación Solar

La ganancia térmica en el espacio acondicionado debida a la radiación solar dependerá básicamente de cinco factores:

- La ubicación geográfica del inmueble
- La orientación de dicho inmueble
- La fecha y hora de la medición
- La barrera formada por los cristales, cortinas y demás elementos reflectores de radiación
- Área de las ventanas a través de las cuáles se recibe la radiación solar y se calcula mediante la ecuación:

$$Q = A \cdot FGS \cdot F \quad (\text{III-17})$$

Donde:

$$Q = \text{Energía que entra al local} \left[\frac{\text{kcal}}{h} \right]$$

$$A = \text{Área de la ventana por la que se recibe la radiación solar} [m^2]$$

$$FGS = \text{Factor de Ganancia Solar} \left[\frac{\text{kcal}}{hm^2} \right]$$

$$F = \text{Factor de Forma del vidrio}$$

En la tabla "Aportaciones Solares a Través de Vidrio Sencillo" se muestra el Factor de Ganancia Solar o la aportación solar a la carga térmica para un inmueble ubicado en la Ciudad de México (20° Latitud Norte aproximadamente), para varias fechas y orientaciones de la fachada que recibe la radiación. En la tabla que le sigue Factores de Ganancia Solar a Través del Vidrio, se especifica el Factor de Forma para diversos tipos de combinaciones de vidrio y barreras contra la radiación solar.

CAPÍTULO 4. GANANCIAS POR INSOLACIÓN DE LAS SUPERFICIES DE VIDRIO

1-39

TABLA 15. APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO SENCILLO (Cont.)
kcal/h x (m² de abertura)

20°		20°															
0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR														0° LATITUD SUR	
Epoca	Orientación	4	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18 ¹	Orientación	Epoca	
21 Junio	N	76	111	90	68	51	46	40	46	51	67	90	111	75	20 Diciembre	S	
	NE	219	417	390	330	225	102	40	38	38	38	32	24	8		SE	
	E	219	401	434	387	262	111	38	38	38	38	32	24	8		E	
	SE	75	158	199	179	119	57	38	38	38	38	32	24	8		NE	
	S	8	24	32	38	38	38	38	38	38	38	32	24	8		N	
22 Julio y Mayo	SO	8	24	32	38	38	38	38	38	38	38	32	24	8	NO		
	O	8	24	32	38	38	38	38	111	240	387	434	401	220	O		
	NO	8	24	32	38	38	38	38	40	225	330	390	417	220	SO		
	Horizontal	30	162	328	477	585	629	678	629	585	477	328	162	30	Horizontal		
	22 Septiembre y 22 Marzo	N	54	75	62	46	40	38	38	38	40	46	62	75	54	21 Enero y 21 Noviembre	S
NE		192	358	374	301	198	84	38	38	38	35	32	21	8	SE		
E		203	401	442	393	268	124	38	38	38	35	32	21	8	E		
SE		84	189	230	214	154	78	38	38	38	35	32	21	8	NE		
S		8	21	32	35	38	38	38	38	38	35	32	21	8	N		
24 Agosto y 20 Abril	SO	8	21	32	35	38	38	38	38	38	35	32	21	8	NO		
	O	8	21	32	35	38	38	38	124	268	393	442	401	203	O		
	NO	8	21	32	35	38	38	38	84	198	301	374	358	192	SO		
	Horizontal	8	149	320	474	585	650	680	650	585	474	320	149	8	Horizontal		
	22 Diciembre	N	16	27	29	35	38	38	38	38	35	29	27	16	20 Febrero y 23 Octubre	S	
NE		122	301	320	241	135	48	38	38	35	29	19	5	SE			
E		143	385	447	404	287	138	38	38	35	29	19	5	E			
SE		78	241	306	292	245	149	54	38	38	35	29	19	5		NE	
S		5	19	29	35	38	38	38	50	65	54	38	29	19		5	N
22 Septiembre y 22 Marzo	SO	5	19	29	35	38	38	38	54	149	245	292	306	241	78	NO	
	O	5	19	29	35	38	38	38	138	287	404	447	385	143	O		
	NO	5	19	29	35	38	38	38	135	241	320	301	241	122	SO		
	Horizontal	13	130	270	452	569	637	669	637	569	452	270	130	13	Horizontal		
	23 Octubre y 20 Febrero	N	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0	20 Abril y 24 Agosto	S
NE		0	225	235	160	59	38	38	38	38	35	29	16	0	SE		
E		0	352	442	404	282	127	38	38	38	35	29	16	0	E		
SE		0	268	368	379	325	227	111	40	38	35	29	16	0	NE		
S		0	21	59	103	141	170	176	172	141	103	59	21	0	N		
21 Noviembre y 21 Enero	SO	0	16	29	35	38	40	111	227	325	379	368	268	0	NO		
	O	0	16	29	35	38	38	38	122	282	404	442	352	0	O		
	NO	0	16	29	35	38	38	38	38	59	160	235	225	0	SO		
	Horizontal	0	81	252	414	537	610	631	610	537	414	252	81	0	Horizontal		
	22 Diciembre	N	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	21 Mayo y 23 Julio	S
NE		0	119	141	78	35	38	38	38	35	32	24	10	0	SE		
E		0	268	378	382	271	132	38	38	35	32	24	10	0	E		
SE		0	246	396	437	404	322	200	75	35	32	24	10	0	NE		
S		0	57	135	206	252	287	301	287	252	206	135	57	0	N		
22 Septiembre y 22 Marzo	SO	0	10	24	32	35	38	38	38	322	404	437	396	246	NO		
	O	0	10	24	32	35	38	38	132	271	382	437	268	0	O		
	NO	0	10	24	32	35	38	38	38	25	78	141	119	0	SO		
	Horizontal	0	48	184	344	463	531	564	531	463	344	184	48	0	Horizontal		
	22 Diciembre	N	0	8	21	29	35	35	35	35	35	29	21	8	0	21 Junio	S
NE		0	85	70	38	35	35	35	35	35	29	21	8	0	SE		
E		0	192	327	344	246	116	35	35	35	29	21	8	0	E		
SE		0	198	290	444	428	366	246	124	43	29	21	8	0	NE		
S		0	75	187	271	333	368	382	368	333	271	187	75	0	N		
22 Septiembre y 22 Marzo	SO	0	8	21	29	32	35	35	35	35	29	21	8	0	NO		
	O	0	8	21	29	32	35	35	35	116	246	344	327	192	O		
	NO	0	8	21	29	32	35	35	35	38	70	65	0	0	SO		
	Horizontal	0	13	130	273	396	466	488	466	396	273	130	13	0	Horizontal		
	22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	5	19	29	32	35	35	35	32	29	19	5	0	21 Junio	S
NE		0	38	48	32	32	35	35	35	32	29	19	5	0	SE		
E		0	151	320	328	230	97	35	35	32	29	19	5	0	E		
SE		0	160	377	452	431	363	263	162	54	29	19	5	0	NE		
S		0	67	200	301	358	396	404	396	358	301	200	67	0	N		
22 Septiembre y 22 Marzo	SO	0	5	19	29	34	35	35	35	431	452	377	160	0	NO		
	O	0	5	19	29	32	35	35	35	230	328	377	160	0	O		
	NO	0	5	19	29	32	35	35	35	32	29	19	5	0	SO		
	Horizontal	0	10	97	249	366	436	461	436	366	249	97	10	0	Horizontal		
	Correcciones	Marco metálico o ningún marco = 1.085 ó 1.17	Defecto de limpieza 15 % máx.				Altitud + 0.7 % por 300 m				Punto de rocío superior a 19.5° C - 14 % por 10° C				Punto de rocío inferior a 19.5° C - 14 % por 10° C		Latitud sur Dic. o enero - 7 %

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

Tabla III-4 Aportaciones Solares a Través de Vidrio Sencillo

TABLA 16. FACTORES TOTALES DE GANANCIA SOLAR A TRAVÉS DEL VIDRIO
(coeficientes globales de insolación con o sin dispositivo de sombra o pantalla)*

Aplicar estos coeficientes a los valores de las tablas 6 y 15
Velocidad del viento 8 km/h. Angulo de incidencia 30°. Con máxima sombra de persona

TIPO DE VIDRIO	SIN PERSIANA O PANTALLA	PERSIANAS VENECIANAS INTERIORES *			PERSIANAS VENECIANAS EXTERIORES		PERSIANA EXTERIOR		CORTINA EXTERIOR DE TELA	
		Color claro	Color medio	Color oscuro	Color claro	Exterior claro Interior oscuro	Color medio ****	Color oscuro ***	Color claro	Color medio u oscuro
VIDRIO SENCILLO ORDINARIO	1,00	0,56	0,65	0,75	0,15	0,13	0,22	0,15	0,20	0,25
VIDRIO SENCILLO 6 mm	0,94	0,56	0,65	0,74	0,14	0,12	0,21	0,14	0,19	0,24
VIDRIO ABSORBENTE*****										
Coefficiente de absorción 0,40 a 0,48	0,80	0,56	0,62	0,72	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Coefficiente de absorción 0,48 a 0,56	0,73	0,53	0,59	0,62	0,11	0,10	0,16	0,11	0,15	0,18
Coefficiente de absorción 0,56 a 0,70	0,62	0,51	0,54	0,56	0,10	0,10	0,14	0,10	0,12	0,16
VIDRIO DOBLE										
Vidrios ordinarios	0,90	0,54	0,61	0,67	0,14	0,12	0,20	0,14	0,18	0,22
Vidrios de 6 mm	0,80	0,52	0,59	0,65	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Vidrio interior ordinario										
Vidrio ext. absorbente de 0,48 a 0,56	0,52	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10	0,10	0,13
Vidrio interior de 6 mm										
Vidrio ext. absorbente de 0,48 a 0,56	0,50	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10	0,10	0,12
VIDRIO TRIPLE										
Vidrio ordinario	0,83	0,48	0,56	0,64	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Vidrio de 6 mm	0,69	0,47	0,52	0,57	0,10	0,10	0,15	0,10	0,14	0,17
VIDRIO PINTADO										
Color claro	0,28									
Color medio	0,39									
Color oscuro	0,50									
VIDRIO DE COLOR*****										
Ambar	0,70									
Rojo oscuro	0,56									
Azul	0,60									
Gris	0,32									
Gris-verde	0,46									
Opalescente claro	0,43									
Opalescente oscuro	0,37									

TIPOS DE VIDRIO O DISPOSITIVOS DE SOMBRA*	COEFICIENTES			Factor solar**
	Absorción (a)	Reflexión (r)	Transmisión (t)	
Vidrio ordinario	0,06	0,08	0,86	1,00
Placa regular 0,65 mm	0,15	0,08	0,77	0,94
Vidrio absorbente térmico	según fabricante	0,05	(1-0,5-a)	- -
Persiana veneciana, color claro	0,37	0,51	0,12	0,56***
color medio	0,58	0,39	0,03	0,65***
color obscuro	0,72	0,27	0,01	0,75***
Tela de fibra de vidrio blanquecina (5,72-61'58)	0,05	0,60	0,35	0,48***
Tela de algodón, beige (6,18-91'36)	0,28	0,51	0,23	0,56***
Tela de fibra de vidrio, gris claro	0,30	0,47	0,23	0,59***
Tela de fibra de vidrio, color canela (7,55-57,29)	0,44	0,42	0,14	0,64***
Tela de vidrio blanca con franjas doradas	0,05	0,41	0,54	0,65***
Tela de fibra de vidrio, gris obscura	0,60	0,29	0,11	0,75***
Tela «Dacron» blanca (1,8-86'81)	0,02	0,28	0,70	0,76***
Tela de algodón, gris obscura con revestimiento de vinilo (análoga al estor)	0,85	0,15	0,00	0,88***
Tela de algodón, gris obscura (6,06-91'36)	0,02	0,28	0,70	0,76***

* Los factores correspondientes a las diversas cortinas serán sólo a título de guía, ya que el material realmente empleado en las cortinas puede ser de diferentes colores y texturas. las cifras entre parentesis son onzas por yarda cuadrada, y números de hebras de la urdimbre.
** Comparado con el vidrio ordinario.
*** Para dispositivo de sombra combinado con vidrio ordinario.

Tabla III-5 Factores Totales de Ganancia Solar

III.4.5. Conducción

La ganancia térmica a través de los muros y techos desde o hacia el exterior está dada por la ecuación de transferencia de calor por conducción que se presentó en la sección III.3.2.1, y que puede ser expresada también como:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \tag{III-18}$$

donde:

$$Q = \text{Energía que entra al local} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$$

$$U = \text{Coeficiente de transmisión total del muro o techo} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}} \right]$$

$$A = \text{Área del muro o techo en contacto con el exterior} [\text{m}^2]$$

$$\Delta T = \text{Diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior del inmueble} [^\circ\text{C}]$$

Frecuentemente se utiliza un método llamado "Diferencia de Temperaturas Equivalentes" para realizar este cálculo de forma más sencilla, sustituyendo la ΔT por una diferencia de temperaturas experimental para diferentes tipos de muros y techos, expresada como ΔT_e . Como ejemplo, a continuación se muestran dos tablas en las que se especifican los valores de ΔT_e para muros y techos.

TABLA DE TEMPERATURA EQUIVALENTE PARA MUROS EN G. CENTIGRADOS

lat. Norte	TIEMPO SOLAR																lat. S		
	A.M.								P.M.										
	8	10	12	2	4	6	8	10	12	2	4	6	8	10	12				
Pared hacia el:	COLOR EXTERIOR DE LA PARED (O = OSCURA, C = CLARA)																Pared hacia el:		
	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C			
Tabique de 12 plg.																			
NE	4	3	4	3	4	2	4	2	6	2	7	3	7	3	6	3	6	4	SE
E	7	4	7	4	7	4	6	3	7	4	8	6	8	6	8	4	8	4	E
SE	6	3	6	3	6	3	6	3	6	3	7	4	8	6	8	6	7	4	NE
S	4	3	4	3	3	2	3	2	3	2	4	2	6	3	7	4	7	4	N
SO	6	3	6	3	6	3	6	3	6	3	6	4	6	4	7	4	8	6	NO
O	7	4	7	4	7	4	6	3	6	3	6	3	6	3	7	4	9	6	O
NO	4	3	4	3	4	2	4	2	4	2	4	2	4	3	6	3	6	3	SO
N	2	2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	3	3	S

Concreto o piedra de 8 plg. o bien, bloque de concreto de 8 u 8 plg.

NE	2	1	2	0	9	4	8	4	6	3	7	4	7	6	6	4	4	3	SE
E	3	2	8	4	13	7	13	7	10	6	8	6	8	6	7	6	6	4	E
SE	3	1	3	2	9	6	10	7	10	7	8	7	7	6	7	6	6	4	NE
S	1	1	1	1	2	1	7	3	9	7	10	7	8	7	6	4	4	3	N
SO	3	1	2	1	3	1	4	2	8	6	12	9	13	9	12	9	6	4	NO
O	3	2	3	2	3	2	4	3	7	4	11	8	16	10	14	10	8	6	O
NO	2	1	2	0	2	1	2	2	3	3	7	6	11	8	12	9	4	3	SO
N	0	0	0	0	0	0	1	1	2	2	3	3	4	4	3	3	2	2	S

Concreto o piedra de 12 plg.

NE	3	2	3	1	3	1	8	4	8	4	6	4	7	6	6	4	4	SE	
E	6	3	4	3	6	3	10	6	10	7	9	6	7	6	8	6	8	6	E
SE	4	2	4	2	3	2	8	4	9	6	9	6	8	6	7	6	7	6	NE
S	3	2	2	1	2	1	2	1	6	3	8	6	9	7	8	6	6	4	N
SO	4	2	4	2	3	2	3	2	4	3	6	4	10	8	11	8	10	7	NO
O	6	3	4	3	4	3	6	3	6	3	7	4	9	6	13	8	12	8	O
NO	3	2	3	1	3	1	3	2	3	2	4	3	6	4	10	7	11	8	SO
N	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	2	2	3	3	4	4	3	3	S

Tabla III-6 Diferencia de Temperaturas Equivalentes

TABLA DE TEMPERATURA EQUIVALENTE PARA TECHOS

Tiempo solar.

DESCRIPCION DE LOS MATERIALES DEL TECHO

A.M.					P.M.				
	8	10	12	2	4	6	8	10	12
Techos expuestos al sol. Construcción ligera.									
Madera de 1 plg	7	21	30	34	28	14	6	2	0
Madera de 1 plg y aislante									
Techos expuestos al sol. Construcción media.									
Concreto de 2 plg.									
Concreto de 2 plg. y aislante	3	17	27	32	28	18	8	3	1
Madera de 2 plg.									
Techos expuestos al sol. Construcción pesada.									
Concreto 4 plg.									
Concreto de 4 plg. y aislante	0	11	21	28	29	22	12	7	3
Techos en la sombra.									
Construcción ligera	-2	0	3	7	8	7	4	1	0
Construcción media	-2	-1	1	4	7	7	6	3	1
Construcción pesada.	-1	-1	0	2	4	6	6	4	2

NOTAS: 1 TECHO CLARO = TECHO A LA SOMBRA + 55% DE LA DIFERENCIA DE TECHO A LA SOMBRA Y TECHO AL SOL
 2 COLOR MEDIO = TECHO A LA SOMBRA + 80% DE LA DIFERENCIA DE TECHO A LA SOMBRA Y TECHO AL SOL

Tabla III-7 Temperaturas Equivalentes para Techos

III.4.6. Convección

Cuando los muros y ventanas de un inmueble absorben más calor del que transmiten al interior del espacio acondicionado por conducción, es conveniente calcular el calor que dichos muros y ventanas transmiten por convección mediante la ecuación de la Ley del Enfriamiento de Newton, pero usando el *coeficiente de convección de película interior para aire quieto* h_i , quedando de la forma:

$$Q = h_i A (T_s - T_\infty) \tag{III-2}$$

Donde:

$$h_i = \text{Coeficiente de convección de película interior para aire quieto} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}} \right]$$

$$A = \text{Área interior del muro o ventana exterior} [m^2]$$

$$T_s = \text{Temperatura de la superficie interior del muro o ventana exterior} [°C]$$

$$T_\infty = \text{Temperatura de diseño del espacio acondicionado} [°C]$$

III.4.7. Infiltración de Aire

El aire que entra a través de rendijas o aberturas al exterior, también contribuye a la carga térmica de los espacios acondicionados. La cantidad de aire que entra se mide en Cambios por Hora, y depende de la calidad de la construcción como se muestra continuación:

<i>Construcción de buena calidad</i>	<i>0.5 Cambios por Hora</i>
<i>Construcción de regular calidad</i>	<i>1.0 Cambios por Hora</i>
<i>Construcción de mala calidad</i>	<i>2.0 Cambios por Hora</i>

Una vez que se ha determinado el número de cambios por hora en el espacio acondicionado, se debe hacer el cálculo de las condiciones de la mezcla de aire interior y exterior mediante la Carta Psicrométrica.

III.5. Componentes de Un Sistema de Aire Acondicionado

Los sistemas de aire acondicionado variarán en su configuración, tecnología y capacidad dependiendo de las necesidades del espacio a acondicionar, su uso, del presupuesto disponible y de la fuente de energía más accesible. En general, se puede decir que los sistemas de Aire Acondicionado constan de los siguientes elementos básicos:

- Equipo de extracción de calor, del que se obtendrá el fluido refrigerante
- Intercambiadores de calor entre el aire y el fluido refrigerante
- Ventiladores o impulsores de aire
- Filtros para purificación de aire
- Ductos para transportar el aire, ya sean de acondicionamiento o de retorno

En las siguientes secciones se explican de forma general los diferentes elementos y equipos de aire acondicionado.

III.5.1. Equipo Terminal

Dependiendo de la configuración del sistema, un solo equipo puede contener desde el equipo de extracción de calor hasta los filtros para purificación de aire, pero normalmente se le llama "Equipo Terminal" a aquel que genera el aire para el acondicionamiento del local. A continuación se exponen los más comunes.

III.5.1.1 Unidad Paquete

Este es un sistema de refrigeración completo integrado en una sola unidad. Básicamente contiene el condensador y el compresor (equipo de extracción de calor), los sistemas de control y una cámara que contiene el serpentín evaporador (intercambiador de calor) y los ventiladores centrífugos (impulsores de aire), además del filtro para purificación del aire. Este tipo de equipo es el más cómodo para instalaciones pequeñas, ya que requiere una inversión moderada y su costo de instalación es relativamente bajo.

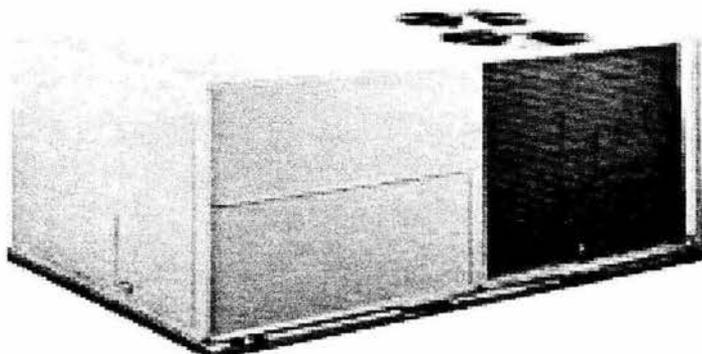


Figura III-8 Unidad Paquete

III.5.1.2 Manejadoras de Aire

Las manejadoras de aire o UMAs son equipos que contienen uno o más ventiladores, así como serpentines por los que se hace pasar agua helada o caliente con el objetivo de añadir o retirar calor del aire. Estos equipos se utilizan comúnmente para acondicionar espacios relativamente grandes, los que puede ser necesario dividir en zonas con niveles de enfriamiento diferentes entre sí, para lo que es muy útil que las UMAs frecuentemente tengan compuertas para la regulación del suministro de aire acondicionado según las necesidades de cada zona. Estos son normalmente los equipos terminales más robustos que se encuentran en el mercado, y de hecho son los que están instalados en la Torre Ejecutiva de PEMEX.

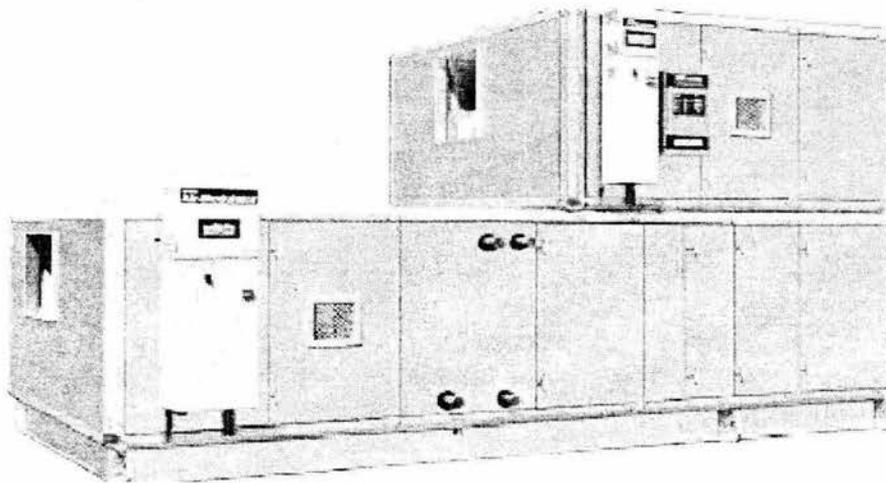


Figura III-9 Unidad Manejadora de Aire (UMA)

III.5.1.3 Unidades Fan & Coil

Estas unidades son pequeñas UMA's que también pueden funcionar con agua helada o caliente. Se emplea normalmente en espacios pequeños, pero en conjunto con otras unidades similares puede cubrir grandes extensiones. Normalmente se instalan en la cámara plena de los edificios, lo que significa un ahorro importante de espacio. Por sus características, también es ideal para que el usuario sea el que controle el acondicionamiento de aire de forma independiente.

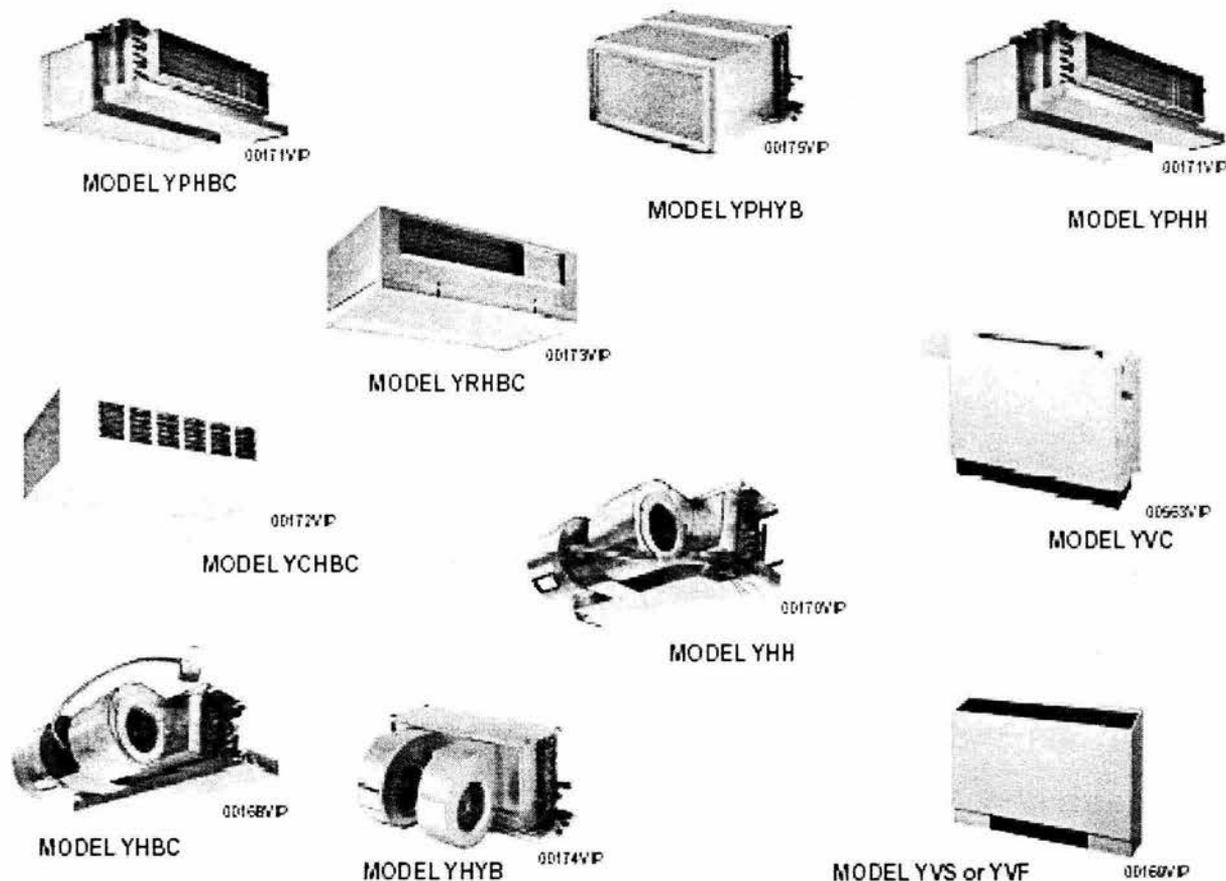


Figura III-10 Unidades Fan & Coil

III.5.2 Unidades Enfriadoras (Ciclo de Refrigeración por Absorción)

Las Unidades Enfriadoras de Agua (UEA) son las que generarán agua helada.

El ciclo de absorción de efecto simple utiliza agua como refrigerante y bromuro de litio como absorbente. Es gracias a la fuerte afinidad entre estas dos sustancias que el ciclo funciona. El proceso en su totalidad ocurre en condiciones de vacío casi absoluto.

1. *Bomba de Solución.* Una solución diluida de bromuro de litio se recolecta en el fondo de la cámara del absorbedor. Desde aquí, una bomba hermética mueve la solución a través de una cámara y un serpentín para precalentarla.

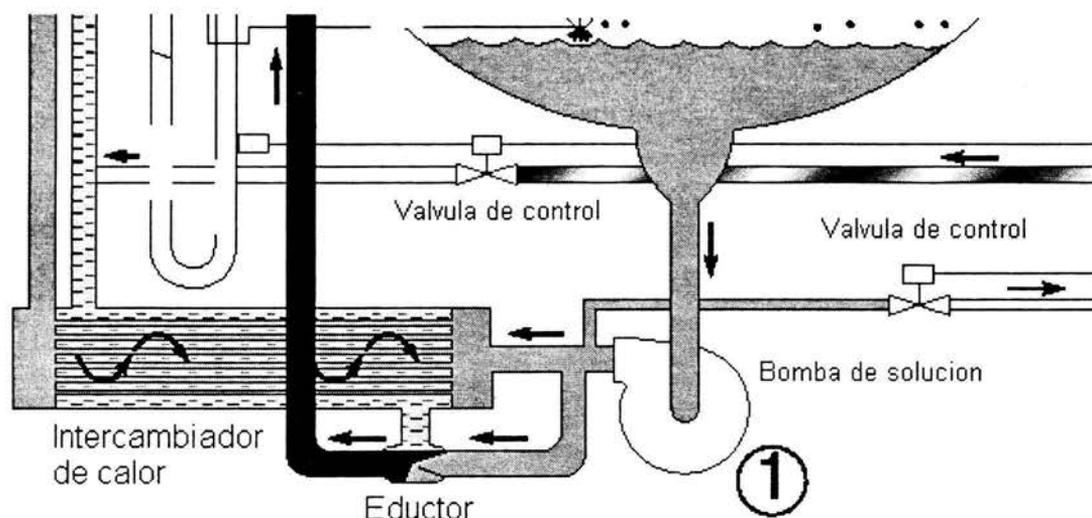


Figura III-11 Bomba de Solución

2. *Generador.* Después de salir del intercambiador de calor, la solución diluida se mueve al casco superior. La solución envuelve un grupo de tubos que transportan vapor. Este vapor transfiere calor a la tina de la solución diluida de bromuro de litio. La solución hierve, enviando vapor refrigerante hacia la parte superior del casco condensador y dejando atrás bromuro de litio concentrado. La solución concentrada de bromuro de litio se mueve hacia el casco inferior, intercambiador de calor, donde cede calor a la solución débil que se está bombeando al generador.

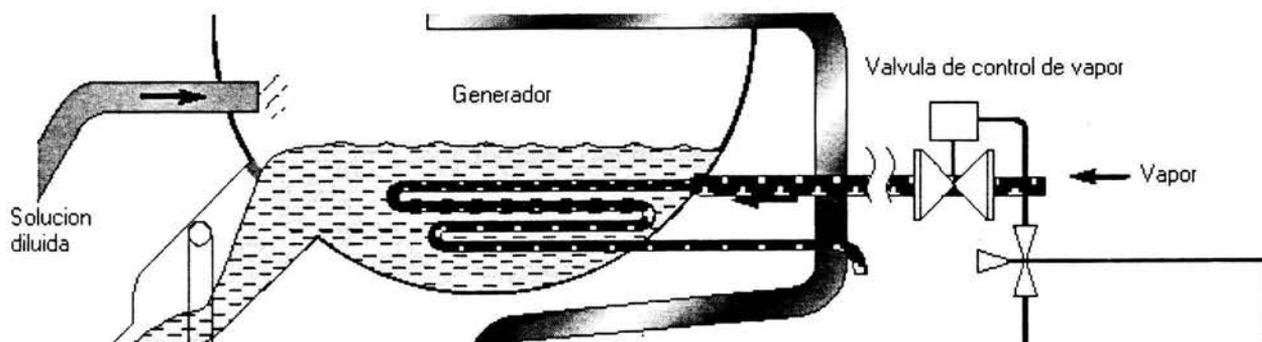


Figura III-12 Generador

3. *Condensador*. El vapor refrigerante migra a través de eliminadores de rocío hacia el conjunto de tubos del condensador. El vapor refrigerante se condensa entonces en los tubos del condensador. El calor es removido por el agua de enfriamiento que se mueve a través del interior de los tubos. Al condensarse el refrigerante, éste es recogido en el fondo del condensador.

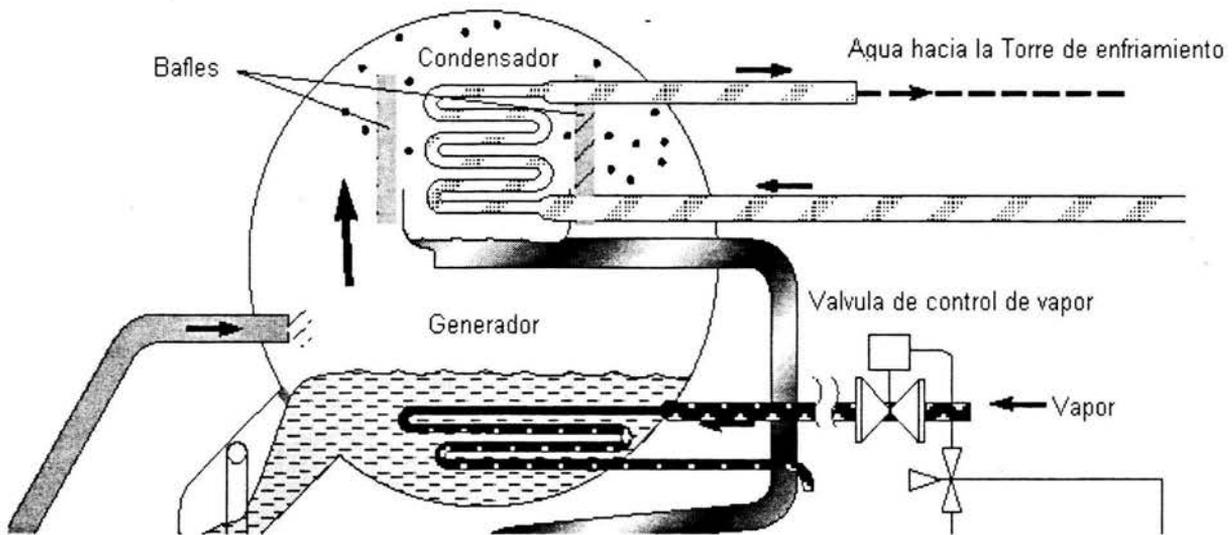


Figura III-13 Condensador

4. *Evaporador*. El líquido refrigerante circula del condensador en el casco superior hacia abajo al evaporador en el casco inferior y es dispersado sobre la tubería del evaporador. Debido al vacío extremo en el casco inferior, (6mmHg de presión absoluta), el refrigerante líquido hierve a 39 °C, creando el efecto refrigerante. El vacío en los cascos de la UEA se mantiene gracias a un sistema formado básicamente por la bomba de vacío y la purga de gases inertes.

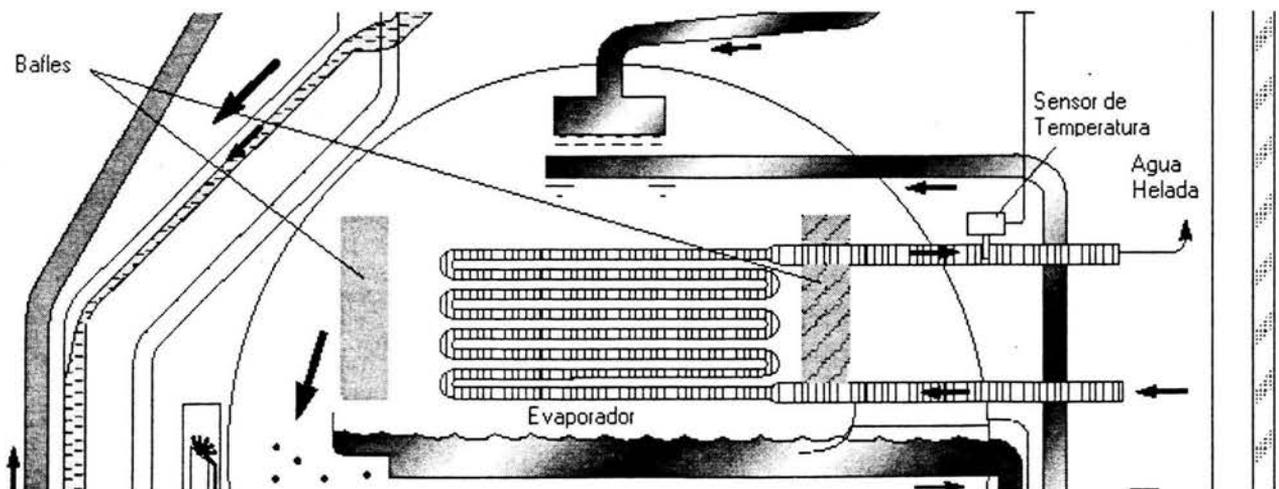


Figura III-14 Evaporador

5. *Absorbedor*. El vapor refrigerante emigra del absorbedor al evaporador, la solución fuerte de bromuro de litio proveniente del generador, es dispersada sobre la superficie del conjunto de tubos del absorbedor, evaporándose al contacto de este con el vapor refrigerante, el bromuro absorbe al refrigerante formando la solución diluida. La ahora diluida solución de bromuro de litio se concentra en el fondo del casco del absorbedor, de donde fluye hacia la bomba de solución. Ahora el ciclo de enfriamiento se ha completado y el proceso comienza de nuevo.

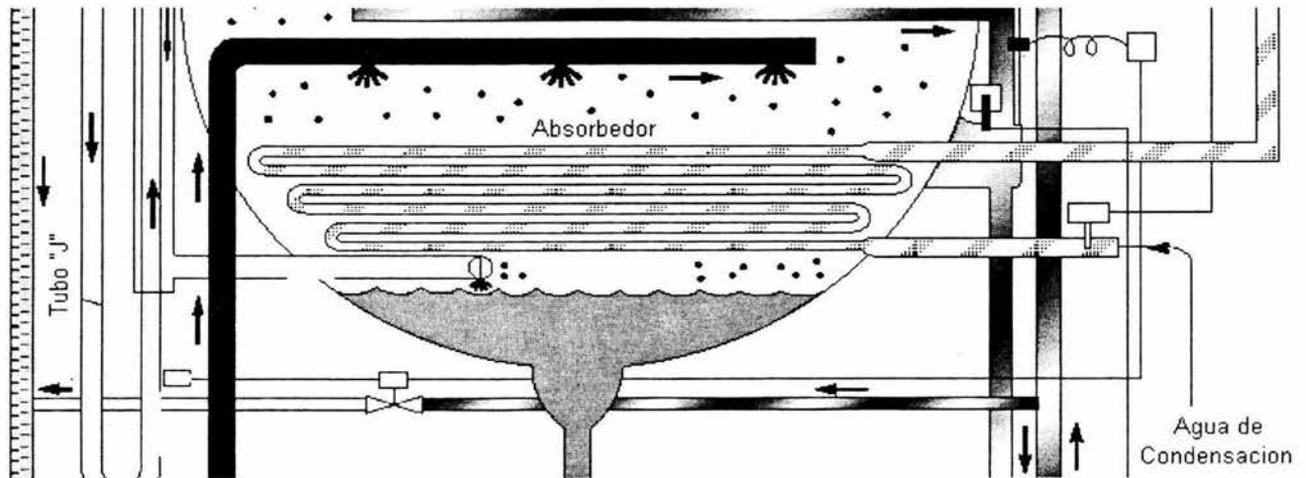


Figura III-15 Absorbedor

En la siguiente página se presenta una figura del ciclo completo de refrigeración por absorción.

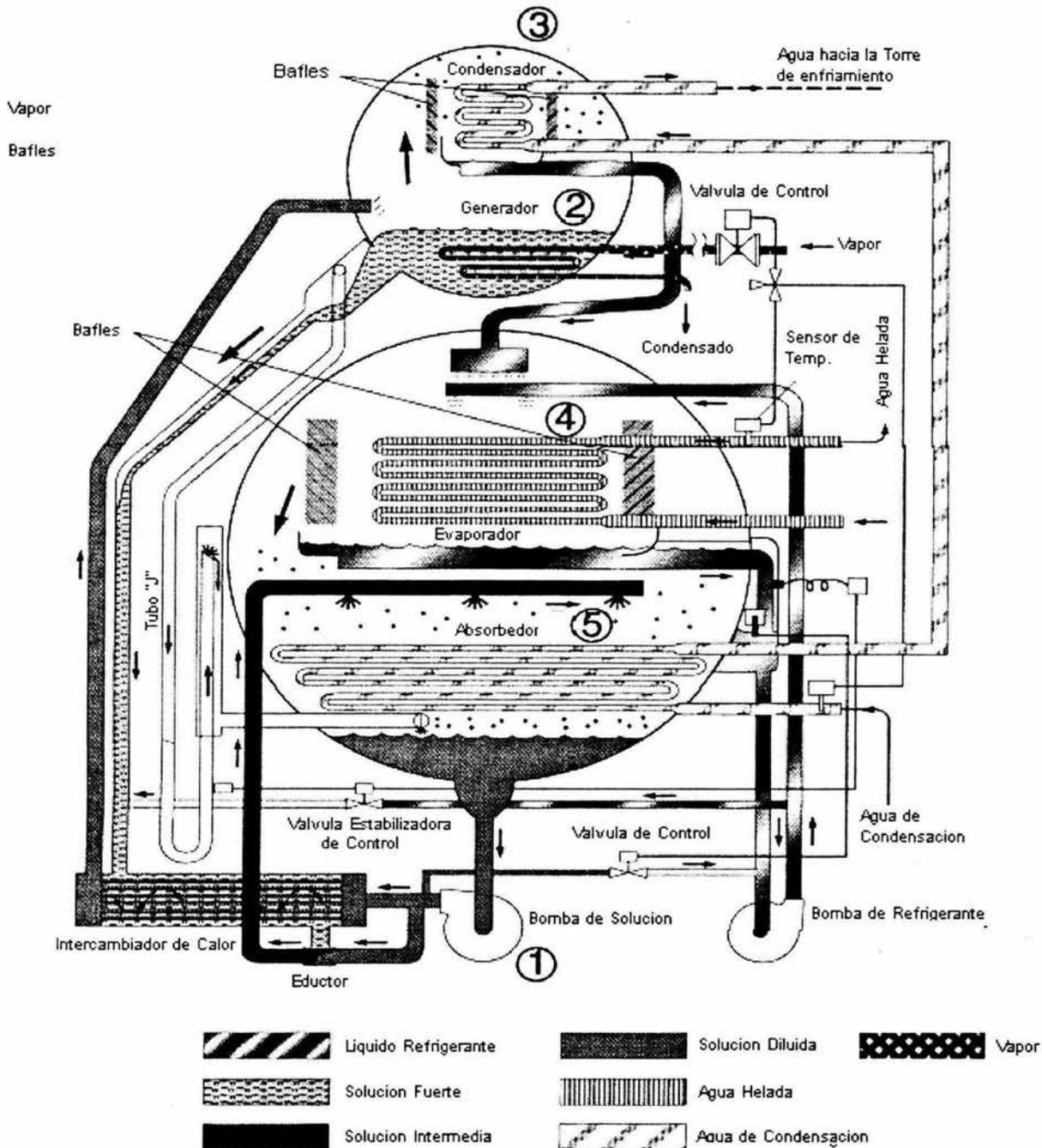


Figura III-16 Ciclo completo de refrigeración por absorción.

III.5.3 Ductos

Para establecer el criterio de cálculo de un sistema de ductos, es necesario tener presente la combinación de los factores económicos y prácticos. Es evidente que un sistema de ductos puede diseñarse con velocidades del aire desde muy bajas obteniéndose así bajas pérdidas por fricción, hasta muy altas, con lo que las pérdidas por fricción también serían altas. Cuando la velocidad del aire es baja se tiene un ahorro en la energía del ventilador pero los ductos al ser más voluminosos son más caros. Por el contrario, a velocidades altas se necesitará mayor energía en el ventilador, pero hay un ahorro en el costo de los ductos.

Tomando en cuenta lo anterior, un estudio económico decidiría el criterio del cálculo. Sin embargo existen otros factores prácticos que limitan la velocidad del aire, tales como vibraciones y ruido en los ductos, por lo que la experiencia recomienda ciertas velocidades razonables en los ductos.

En la actualidad existe una tendencia a aumentar las velocidades del aire, sobre todo en lugares donde el ruido no es un factor importante como por ejemplo en industrias, estacionamientos, centro de espectáculos, etc. En general se debe proceder con el siguiente criterio:

- a) En lo posible, los ductos deben seguir la ruta más directa
- b) Deben evitarse los cambios de dirección pronunciados
- c) Si los ductos son rectangulares no deben ser muy aplanados, una buena práctica es una relación de 4:1 (ancho: largo) y nunca debe ser mayor de 8:1.

En general, los pasos a seguir en el diseño deben ser los siguientes:

1. De la carga de calefacción, de refrigeración o ventilación, calcular las cantidades de aire necesarias para cada salida, ramal o zona
2. Proyectar una ruta conveniente para obtener una distribución adecuada y tener facilidades en el montaje de los mismos ductos
3. Calcular el tamaño de cada ducto por uno de los siguientes métodos:

Método que Supone la Velocidad del Aire. En este método se supone una velocidad razonable en cada tramo, y se calculan separadamente las pérdidas de dichos tramos. La pérdida de presión total es la suma de las pérdidas parciales. Una modificación de este sistema es el método llamado "método de velocidad reducida", en el que la velocidad supuesta se reduce progresivamente. La velocidad máxima se supone a la salida del ventilador y se va reduciendo. Este método sólo se usa en sistemas relativamente sencillos. El control de flujo en este caso debe hacerse por medio de compuertas.

Método con Caída de Presión Constante. En este método los ductos se dimensionan de tal manera que la pérdida de fricción sea constante. Cuando se usa este método, se supone la velocidad del aire a la salida del ventilador; con esta velocidad se calcula la pérdida de presión, que se conserva constante en todo el resto del sistema. El control de flujo en los ramales se lleva a cabo con la ayuda de compuertas.

Método de Balance de la Pérdida de Presión. El método consiste en diseñar cada ramal para obtener la misma pérdida de presión desde el ventilador hasta la salida. En otras palabras, se determina la presión disponible en el ventilador y se diseñan los ductos, de manera que esa presión disponible se consuma en pérdidas. Con este sistema se podrían eliminar las compuertas, sin embargo, en la práctica casi siempre es necesaria su instalación para mejor control.

Para calcular el ventilador, se determina el circuito que ofrece la mayor resistencia (no necesariamente el circuito de mayor longitud es el que ofrece mayor resistencia). En el circuito de mayor resistencia se calcula la presión que debe proporcionar el ventilador. La capacidad de un ventilador debe ser por lo general 10% mayor que la calculada debido a las

fugas en el propio sistema, o cambios de trayectoria imprevistos en el diseño y que se requieren durante el montaje.

III.5.3.1 Ductos de Retorno

Tratándose de ductos de aire de retorno, los cálculos son similares a los de alimentación. La caída total de presión en el sistema de retorno no debe exceder a la presión de succión disponible del ventilador. Comúnmente se suministran compuertas en los ramales de retorno para facilitar un control adecuado en el flujo.

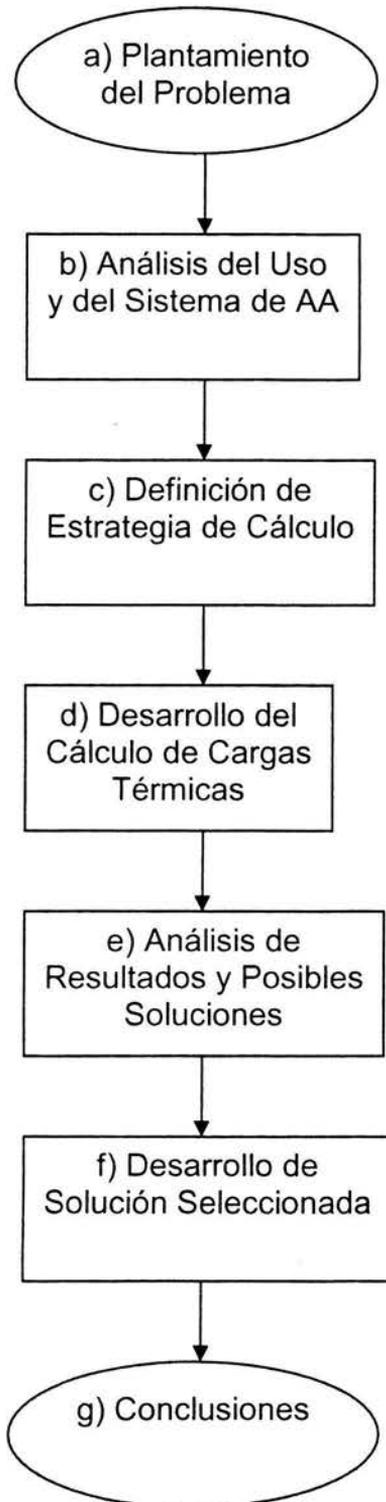
III.5.3.2 Ganancia o Pérdida de Calor en Ductos

Cuando un ducto que lleva aire frío o caliente pasa a través de un espacio no acondicionado, su temperatura aumenta o disminuye, debido al calor que se transmite al ducto o del ducto. La cantidad de calor absorbida depende de muchos factores y su determinación es muy compleja. Los principales factores de los que depende la transmisión de calor son:

- a) Relación del área al perímetro del ducto
- b) Longitud del ducto
- c) Diferencia de temperatura
- d) Velocidad del aire
- e) Tipo de rugosidad en las paredes del ducto
- f) Tipo de aislamiento

IV. PROCEDIMIENTO DE SOLUCIÓN

En este capítulo se exponen los pasos que se siguieron para la solución del problema planteado.



- a) **Planteamiento del problema.** Se investigó el nivel de deterioro de las condiciones de confort de los habitantes de la torre. (Capítulo I)
- b) **Análisis del uso de la torre y del sistema actual de Aire Acondicionado.** Se llevó a cabo un estudio de la composición de usuarios, equipos y materiales de la torre, así como de la capacidad y estado de los equipos de aire acondicionado. (Capítulo II)
- c) **Definición de la estrategia de cálculo de cargas térmicas.** Se definieron los criterios para el cálculo de las cargas térmicas, incluyendo las Condiciones de Diseño, los métodos a utilizar y las consideraciones iniciales y datos necesarios para llevar a cabo el cálculo. (Capítulo V, Sección V.1)
- d) **Desarrollo del cálculo de cargas térmicas.** Se llevaron a cabo los cálculos de acuerdo a las estrategia definida y los métodos seleccionados. (Capítulo V, Secciones V.2 a V.8)
- e) **Análisis de los resultados y posibles soluciones.** Con base en los resultados del cálculo de cargas térmicas, se determinó cuáles de ellos son los más adecuados para plantear las posibles soluciones. Se analizaron las posibles soluciones para determinar cuál de ellas es la más conveniente para resolver el problema. (Capítulo VI)
- f) **Desarrollo de la solución seleccionada.** Se llevaron a cabo los análisis y cálculos para las UMAs, la ductería y los sistemas de control, de acuerdo a la solución seleccionada. (Capítulos VII y VIII)
- g) **Conclusiones.** Se verificó que la solución propuesta resuelve el problema, y se analizaron los costos y beneficios de ésta. (Capítulo IX)

V. CÁLCULO DE CARGAS TÉRMICAS

En el presente capítulo se desarrolla el cálculo de cargas térmicas, para lo cual primeramente se definieron los criterios para ello, tomando en cuenta las características propias de la TEP, las condiciones ambientales, y las condiciones de diseño según para el tipo de uso que se le da al inmueble.

V.1. Estrategia de Cálculo

a) Selección de un Piso Tipo

Para simplificar el cálculo de las cargas en la Torre, se seleccionó un piso que tuviera las características típicas de los otros cuarenta y seis pisos. Por lo tanto, se seleccionó el piso 19 por ser el que cuenta con una distribución, número de habitantes e insolación más comunes entre los pisos de la TEP, como se muestra en el plano de la figura II-3.

b) Zonificación

Para obtener resultados que proporcionaran un entendimiento más claro del comportamiento de las cargas térmicas en el piso tipo, y que fueran útiles para el planteamiento de una solución efectiva para abatir la carga térmica del edificio, se llevaron a cabo los cálculos dividiendo primeramente el piso tipo en zona Norte y zona Sur, divididas por los elevadores, escaleras y zona de servicios. Posteriormente se hicieron los cálculos considerando todo el piso como un solo espacio acondicionado, sin tomar en cuenta el área central dedicada a los elevadores, escaleras y zona de servicios. Finalmente, se hicieron los cálculos para cada uno de los espacios acondicionados del piso tipo, separados éstos por los muros interiores.

c) Condiciones de Diseño

Las condiciones de diseño para el cálculo se tomaron del Capítulo Monterrey No. 166 del ASHRAE "Fundamentos para la Estimación de Cargas Térmicas", página C3-1, donde se encuentran las condiciones climatológicas de las ciudades más importantes de México así como los valores para las condiciones de diseño como son temperaturas, presiones, altura y posición geográfica (Tabla III-1), y del Manual de Aire Acondicionado de Carrier que contiene las tablas de materiales, iluminación, equipo eléctrico, misceláneos, ganancias debidas a las personas y radiación solar (Cap. III). De aquí destacan los siguientes valores:

<i>Temperatura de Bulbo Seco Interior</i>	20°C
<i>Humedad Relativa Interior</i>	50%

Es notable que por las favorables condiciones climatológicas de la Ciudad de México, la humedad del aire está alrededor del 50% de forma natural durante todo el año; y que debido a que la temperatura mínima es de aproximadamente 7°C, muy rara vez es necesario utilizar el sistema de calefacción.

d) Ganancia Térmica por Conducción

Debido a la muy pequeña diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior de la Torre, se puede despreciar la ganancia de calor por conducción a través de muros y ventanas exteriores.

e) Ganancia Térmica por Convección

En lugar de la radiación, se tomará la convección como uno de los factores principales de ganancia térmica, pues por el mismo diseño de las fachadas de la TEP, éstas almacenan gran cantidad de calor que luego es transmitido al espacio acondicionado. Para esto, es importante resaltar los siguientes datos obtenidos durante la época de mayor temperatura del año, alrededor del 10 de Mayo.

- Al interior de la Torre Ejecutiva se considera un "Coeficiente de película interior para aire quieto" (III.3.22) y para el exterior aire en movimiento de 24 km/h.
- Se midieron 36°C de temperatura en las superficies interiores de las ventanas Sureste y Suroeste.
- Se midieron 35°C de temperatura en las superficies interiores de las ventanas Sureste y Suroeste.
- Se midieron 30°C de temperatura en los muros interiores.
- Las dimensiones de los muros y ventanas exteriores del piso tipo son las siguientes:

Muros exteriores			
NE	(66.42 [m])	*(0.80 [m])	= 53.14 [m ²]
SE	(10.59 [m])	*(0.80 [m])	= 8.47 [m ²]
NO	(6.30 [m])	*(0.80 [m])	= 5.04 [m ²]
Área total			= 66.98 [m ²]

Ventanas exteriores			
NE	(66.42 [m])	*(2.05 [m])	= 136.16 [m ²]
SE	(10.59 [m])	*(2.05 [m])	= 21.71 [m ²]
NO	(6.30 [m])	*(2.05 [m])	= 12.91 [m ²]
Área total			= 170.78 [m ²]

f) Ganancia Térmica por Infiltración de Aire

Se considera nula esta ganancia térmica pues en un edificio de oficinas como la TEP, los sistemas de Aire Acondicionado tienden a producir una presión mayor a la atmosférica, con lo que se presentará una pequeña fuga de aire en lugar de una infiltración.

g) Ganancia Térmica por Equipo de Oficina, Habitantes e Iluminación

En el cálculo de cargas térmicas debidas a las personas, (Tabla III-3) en especial para actividades en una sala de juntas, se incrementa al número de personas sentadas un 20% mas, obteniendo así un valor real tanto en el calor sensible como latente.

Para el cálculo de los calores latente y sensible generado por los habitantes de la Torre, así como para el calor generado por los sistemas de iluminación y los equipos de oficina, se hizo un levantamiento por cada oficina, obteniendo los resultados mostrados en la tabla siguiente:

NORTE		SUR	
EQUIPO	UNIDADES	EQUIPO	UNIDADES
Monitor	37	Monitor	26
C.P.U	37	C.P.U	26
LCD	17	LCD	12
Impresora tipo 1	1	Impresora	7
Impresora tipo 2	6	Regulador	1
Regulador	1	Escáner	3
Escáner	2	Microondas	1
Microondas	2	Máq. de escribir	3
Máq. de escribir	4	Fotocopiadora	3
Fotocopiadora	5	Búfer	4
Búfer	9	Cafetera 1 1/2	2
Cafetera ½	1	Cafetera 5	1
Cafetera 1	1	Enfriador	3
Cafetera 4	1	Fax	3
Enfriador	3	Checador	2
Fax	2	Estéreo	1
Checador	2	Radio	2
Frigobar	3	Parrillas	4
T. V.	1	Frigobar	2
Trituradora	2	T. V.	3
Humidificador	1	Vídeo	2
Personas	103	Campana extractor	2
		Trituradora	2
		Proyector de acetatos	1
		Pizarrón eléctrico	1
		Calentadores	2
		Personas	126

Tabla V-1 Censo de Equipo y Personas

h) Ganancia Térmica por Radiación Solar

Con referencia al plano arquitectónico (Figura V-2), los frentes de la torre están orientados al Noreste y Suroeste, y sus anchos al Sureste y Noroeste, con una inclinación aproximada de 20° respecto al Norte geográfico. Sin embargo, se supuso inexistente dicha inclinación pues ésta en la realidad tendría un efecto despreciable en la carga térmica por radiación solar.

La determinación de las aportaciones debidas a la radiación, se logra por datos experimentales, tal y como se muestran en las tablas de "aportaciones solares a través de vidrios sencillo" del manual de aire acondicionado Carrier (Tabla III-4), de donde se desprenden una serie de consideraciones como son:

- La torre ejecutiva se ubica a 2240 [msnm].
- El aire de la ciudad de México esta afectado por niveles de contaminación del orden de los 240 IMECAS.
- La fachada de la torre esta compuesta de vidrio sencillo de 6 mm de espesor, muros con placa exterior de aluminio anodizado con marcos de aluminio.

- La torre es un edificio semihermético esto implica que no tiene ventanas abatibles y cuenta con dos puertas de emergencia con ventilación externa por piso.

V.2. Cálculo de Carga Térmica en la Zona Norte

V.2.1. Ganancia Térmica por Convección

El calor transferido de los muros exteriores de la Torre Ejecutiva al área acondicionada que nos ocupa se determinara por convección. El mecanismo básico para el cálculo de la convección es una combinación de conducción y movimiento de fluidos.

$$Q = h_i A (T_s - T_\infty) \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] \quad (\text{III-2})$$

Donde:

Q= Calor transferido de la superficie al fluido circulante $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$

h_i = Coeficiente convector de película interior para aire quieto $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}} \right]$

A= Área del interior de la superficie del muro exterior $[\text{m}^2]$

T_s = Temperatura de la superficie interior del muro exterior $[\text{°C}]$

T_∞ = Temperatura interior de diseño $[\text{°C}]$

a) Convección por Muros

$h_i \left[\frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}} \right]$	A $[\text{m}^2]$	T_s $[\text{°C}]$	T_∞ $[\text{°C}]$	Q $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$
8.03	66.98	30	23	3,764.95

Tabla V-2 Calor Transferido por Convección en Muros en la Zona Norte

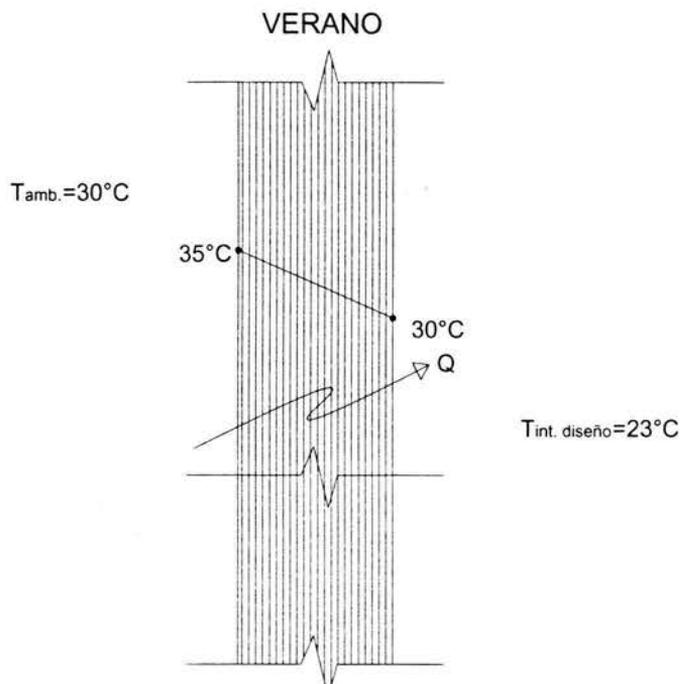


Figura V-1 Transferencia de calor en muro exterior

b) Convección por Ventanas

	$h_i \left[\frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}} \right]$	$A \text{ [m}^2\text{]}$	$T_s \text{ [}^{\circ}\text{C}\text{]}$	$T_{\infty} \text{ [}^{\circ}\text{C}\text{]}$	$Q \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$
NE	8.03	136.161	35	23	13120.47
NO	8.03	12.915	35	23	1244.48
SE	8.03	21.709	36	23	2266.2
ZONA NORTE				Total	16,631.15

Tabla V-4 Calor Transferido por Convección en ventanas en la Zona Norte

V.2.2 Ganancia Térmica por Habitantes

- Grado de actividad: trabajo de oficina
- Temperatura de bulbo seco (de diseño para interiores): 23°C
- Personas en la Zona Norte: 103

Valores tomados de la tabla III-3 Calor Producido por las Personas

$$\text{Calor sensible} = 71.8187 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h} \cdot \text{persona}} \right]$$

$$\text{Calor latente} = 41.5793 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h} \cdot \text{persona}} \right]$$

$$Q_S = (\text{No. De personas}) (\text{Calor sensible}) \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] \quad (\text{V-1})$$

$$Q_L = (\text{No. De personas}) (\text{Calor latente}) \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] \quad (\text{V-2})$$

Sustituyendo

$$Q_S = (103) (71.81) = 7397.46 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$$

$$Q_L = (103) (41.59) = 4282.74 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$$

V.2.3 Ganancia Térmica por Iluminación

En el caso de iluminación fluorescente, la disipación de calor se reduce en la lámpara (III.4.2)
El calor producido por la iluminación fluorescente es el siguiente:

$$Q = W \times 0.86 \times 1.25 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] \quad (\text{III-16})$$

De la Tabla V-1, para la zona Norte:

426 lámparas fluorescentes de 17 [Watts] cada una (Tabla V-1)

$$426 \times 17 = 7242 \text{ [Watts]}.$$

Sustituyendo valores:

$$Q = 7242 \times 0.86 \times 1.25 = 7785.15 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$$

En la tabla siguiente se muestra la ganancia térmica por los equipos contenidos en la zona Norte, simplemente transformando la potencia total del equipo a *kcal/hr*.

EQUIPO	UNIDADES	[WATT] Unitario	$\left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$	[WATT] TOTAL	$\left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$ TOTAL
Monitor	37	190	163.4	7030	6045.8
C.P.U	37	380	326.8	14060	12091.6
LCD	17	253	217.58	4301	3698.86
Impresora tipo 1	1	1200	1032	1200	1032
Impresora tipo 2	6	500	430	3000	2580

				[WATT]	$\left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$
Regulador	1	1440	1238.4	1440	1238.4
Escáner	2	285	245.1	570	490.2
Microondas	2	1300	1118	2600	2236
Máq. de escribir	4	80	68.8	320	275.2
Fotocopiadora	5	1200	1032	6000	5160
Búfer	9	100	86	900	774
Cafetera ½	1	1150	989	1150	989
Cafetera 1	1	1150	989	1150	989
Cafetera 4	1	1500	1290	1500	1290
Enfriador	3	200	172	600	516
Fax	2	32	27.52	64	55.04
Checador	2	4	3.44	8	6.88
Frigobar	3	200	172	600	516
T. V.	1	103	88.58	103	88.58
Trituradora	2	250	215	500	430
Humidificador	1	170	146.2	170	146.2
TOTAL	138	11,687	10,050.82	47,266	40,648.76

Tabla V-5 Equipo de computo, eléctrico y misceláneo de la Zona Norte

V.2.4 Ganancia Térmica por Radiación Solar

En época de verano, la carga térmica se debe fundamentalmente a la energía que entra del exterior del local. Cuando en un local existen varias ventanas y/o muros al exterior, con diversas orientaciones, es necesario hacer un análisis detallado para encontrar el mes y la hora críticos para con ellos poder seleccionar el equipo adecuado que cubra las necesidades del local en cualquier época del año.

Ganancia térmica a través de ventanas

La tabla de "Aportaciones solares a través de vidrio sencillo" (Tabla III-4), permite calcular numéricamente la cantidad de energía que por radiación entra a un local a través de sus ventanas. La cantidad de energía solar mencionada, depende de la altitud del lugar, del mes, la hora y la orientación de la ventana. El cálculo de esta ganancia de energía se logra mediante la aplicación de la siguiente fórmula.

$$Q = A \cdot FGS \cdot F \quad (III-17)$$

De la tabla (III-4) "Aportaciones solares a través de vidrio sencillo", se obtiene el mayor factor de ganancia solar (FGS) para la Zona Norte, según la orientación de sus ventanas.

De la tabla (III-5) "Factores totales de ganancia solar a través del vidrio", obtenemos el factor de forma (F), considerando una ventana con vidrio sencillo 6mm sin persianas o pantalla.
 $F = 0.94$

	A [m ²]	FGS $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2} \right]$	F	Q $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$
VENTANA NO	12.915	24	0.94	291.4
VENTANA NE	136.161	417	0.94	53,372.40
VENTANA SE	21.7095	168	0.94	3428.4
			TOTAL	57,092.20

Tabla V-7 Ganancia térmica a través de ventanas de la Zona Norte

LATITUD 20°		Hora Solar												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
21-Jun	NO	97.1	291.4	388.5	461.3	461.3	461.3	485.6	1250.4	2731.5	4006.2	4734.6	5062.4	2670.8
	SE	1530.5	3428.4	4040.6	3652.8	2428.4	1163.2	775.5	775.5	775.5	775.5	653	489.8	163.3
	NE	28030.1	53372.4	49916.6	42237.1	28798.1	13183.1	5119.7	4863.7	4863.7	4863.7	4095.7	3071.8	1023.9
	T	29657.7	57092.1	54345.7	46351.3	31687.8	14807.6	6380.7	6889.6	8370.7	9645.4	9483.4	8624	3858
22-Jul Y 21-May	NO	97.1	254.9	388.5	424.9	461.3	461.3	461.3	1019.8	2403.7	3654.2	4540.4	4346.2	2330.9
	SE	1714.2	3856.9	4693.6	4367.1	3142.7	1591.7	775.5	775.5	775.5	714.2	653	428.5	163.3
	NE	24574.3	45820.9	47868.8	38525.4	25342.3	10751.3	4863.7	4863.7	4863.7	4479.7	4095.7	2687.8	1023.9
	T	26385.6	49932.8	52950.8	43317.4	28946.3	12804.3	6100.5	6658.9	8042.9	8848.1	9289.1	7462.5	3518.1
24-Ago Y 20-Abr	NO	60.7	230.7	352.1	424.9	461.3	461.3	461.3	582.7	1638.9	2925.8	3884.8	3654.2	1481.1
	SE	1591.7	4918.1	6244.5	5958.8	5407.8	3040.6	1102	775.5	775.5	714.2	591.8	387.7	102
	NE	15614.9	38525.4	40957.2	30845.9	17278.8	6143.6	4863.7	4863.7	4863.7	4479.7	3711.7	2431.8	640
	T	17267.4	43674.1	47553.8	37229.6	23148	9645.5	6427	6221.9	7278	8119.7	8188.4	6473.7	2223.1
22-Sep Y 22-Mar	NO	0	194.2	352.1	424.9	461.3	461.3	461.3	461.3	716.3	1942.4	2852.9	2731.5	0
	SE	0	5469.1	7509.8	7734.2	6632.3	4632.4	2265.2	816.3	775.5	714.2	591.8	326.5	0
	NE	0	28798.1	30078	20478.6	7551.5	4863.7	4863.7	4863.7	4863.7	4479.7	3711.7	2047.9	0
	T	0	34461.4	37939.8	28637.7	14645.1	9957.4	7590.2	6141.3	6355.4	7136.4	7156.5	5105.9	0
23-Oct Y 20-Feb	NO	0	121.4	291.4	388.5	424.9	461.3	461.3	461.3	424.9	946.9	1711.8	1444.7	0
	SE	0	5020.1	8081.1	8836.2	8244.4	6571	4081.4	1489.7	714.2	653	489.8	204.1	0
	NE	0	15231	18046.8	9983.3	4479.7	4863.7	4863.7	4863.7	4479.7	4095.7	3071.8	1279.9	0
	T	0	20372.5	26419.3	19208	13149	11896	9406.4	6814.7	5618.8	5695.7	5273.3	2928.7	0
21-Nov Y 21-Ene	NO	0	97.1	254.9	352.1	388.5	424.9	424.9	424.9	424.9	461.3	849.8	789.1	0
	SE	0	4040.6	7958.7	9060.7	8734.2	7468.9	5020.1	2530.5	877.5	591.8	428.5	163.3	0
	NE	0	8319.4	8959.4	4863.7	4479.7	4479.7	4479.7	4479.7	4479.7	3711.7	2687.8	1023.9	0
	T	0	12457.1	17173	14276.4	13602.3	12373.5	9924.7	7435.1	5782.1	4764.9	3966.2	1976.3	0
22-Dic	NO	0	60.7	230.7	352.1	388.5	424.9	424.9	424.9	388.5	388.5	582.7	461.3	0
	SE	0	3265.1	7693.4	9223.9	8795.4	7407.7	5367	3305.9	1102	591.8	387.7	102	0
	NE	0	4863.7	6143.6	4095.7	4095.7	4479.7	4479.7	4479.7	4095.7	3711.7	2431.8	640	0
	T	0	8189.5	14067.7	13671.7	13279.6	12312.3	10271.6	8210.5	5586.2	4692	3402.3	1203.3	0

Tabla V-6 Aportaciones Solares a Través de Vidrio Sencillo Zona Norte $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right]$

La siguiente tabla es un resumen del cálculo de cargas para la zona Norte.

		$\left[\frac{kcal}{h} \right]$
CONVECCION EN MUROS		3,764.94
CONVECCION EN VENTANAS		16,631.15
RADIACIÓN		57,092.10
EQUIPO DE OFICINA (138 Equipos)		40,648.76
ILUMINACIÓN (426 Lámparas)		7,785.15
PERSONAS (103 Personas)	CALOR LATENTE	4,282.74
	CALOR SENSIBLE	7,397.46
TOTAL		137,603

Tabla V-8 Consolidado del Cálculo de Cargas Térmicas de la Zona Norte

V.3. Cálculo de Carga Térmica en la Zona Sur

V.3.1. Ganancia Térmica por Convección

a) Convección por Muros

$h_i \left[\frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}} \right]$	A [m ²]	T _s [°C]	T _∞ [°C]	Q $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$
8.03	66.98	30	23	3,764.95

Tabla V-2 Calor Transferido por Convección en Muros en la Zona Sur

b) Convección por Ventanas

	$h_i \left[\frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}} \right]$	A [m ²]	T _s [°C]	T _∞ [°C]	Q $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$
NE	8.03	136.161	36	23	14,213.85
NO	8.03	12.915	36	23	2,467.36
SE	8.03	21.709	35	23	1,058.80
ZONA NORTE				Total	17,740.01

Tabla V-11 Calor Transferido por Convección en ventanas en la Zona Sur

V.3.2 Ganancia Térmica por Habitantes

Personas en la Zona Sur: 126

Sustituyendo

$$Q_S = (126)(71.81) = 904932 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$$

$$Q_L = (126) 1.57 = 5239.08 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$$

V.3.3 Ganancia Térmica por Iluminación

545 lámparas fluorescentes de 17 [Watts] cada una

$$545 \times 17 = 9265 \text{ [Watts]}$$

$$Q = 9265 \times 0.86 \times 1.25 = 9959.875 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$$

En la tabla siguiente se muestra la ganancia térmica por los equipos contenidos en la zona Sur, simplemente transformando la potencia total del equipo a kcal/hr.

EQUIPO	UNIDADES	[WATT] Unitario	$\left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}}\right]$	[WATT] TOTAL	$\left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}}\right]$ TOTAL
Monitor	26	190	163.4	4940	4248.4
C.P.U	26	380	326.8	9880	8496.8
LCD	12	253	217.58	3036	2610.96
Impresora	7	500	430	3500	3010
Regulador	1	1440	1238.4	1440	1238.4
Escáner	3	285	245.1	855	735.3
Microondas	1	1300	1118	1300	1118
Máq. de escribir	3	80	68.8	240	206.4
Fotocopiadora	3	1200	1032	3600	3096
Búfer	4	100	86	400	344
Cafetera 1 1/2	2	1150	989	2300	1978
Cafetera 5	1	1500	1290	1500	1290
Enfriador	3	200	172	600	516
Fax	3	32	27.52	96	82.56
Checador	2	4	3.44	8	6.88
Estéreo	1	200	172	200	172
Radio	2	10	8.6	20	17.2
Parrillas	4	1500	1290	6000	5160
Frigobar	2	200	172	400	344
T. V.	3	103	88.58	309	265.74
Vídeo	2	125	107.5	250	215
Campana extractor	2	150	129.00	300	258.00
Trituradora	2	250	215	500	430
Proyector de acetatos	1	400	344	400	344
Pizarrón eléctrico	1	230	197.8	230	197.8
Calentadores	2	5000	4300	10000	8600
TOTAL	119	16,782	14,432.52	52,304	44,981.44

Tabla V-12 Equipo de computo, eléctrico y misceláneo de la Zona Sur

V.3.4 Ganancia Térmica por Radiación Solar

	A [m ²]	FGS $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2}\right]$	F	Q $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}}\right]$
VENTANA NO	10.988	32	0.94	330.5
VENTANA SO	136.161	452	0.94	57,852.10
VENTANA SE	23.636	29	0.94	644.3
TOTAL				58,826.90

Tabla V-14 Ganancia Térmica a través de Ventanas de la Zona Sur

LATITUD 20°	Hora Solar													
	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
21-Jun	SO	1023.9	3071.8	4095.7	4863.7	4863.7	4863.7	4863.7	7295.5	15231	22910.4	25342.3	21502.5	9599.4
	NO	82.6	247.9	330.5	392.5	392.5	392.5	413.1	1063.9	2324	3408.5	4028.2	4307.1	2272.3
	SE	1666.3	3732.6	4399.1	3977	2643.9	1266.4	844.3	844.3	844.3	844.3	711	533.2	177.7
	T	2772.9	7052.3	8825.4	9233.2	7900.1	6522.6	6121.1	9203.6	18399.2	27163.2	30081.5	26342.8	12049.4
22-Jul Y 21-May	SO	1023.9	2687.8	4095.7	4479.7	4863.7	4863.7	4863.7	9983.3	19710.7	27390.1	29438	24190.4	10751.3
	NO	82.6	216.9	330.5	361.5	392.5	392.5	392.5	867.6	2045.1	3108.9	3862.9	3697.7	1983.1
	SE	1866.3	4199.2	5110.1	4754.6	3421.5	1733	844.3	844.3	844.3	777.6	711	466.6	177.7
	T	2972.9	7103.9	9536.3	9595.8	8677.7	6989.2	6100.4	11695.2	22600	31276.7	34011.9	28354.6	12912.1
24-Ago Y 20-Abr	SO	640	2431.8	3711.7	4479.7	4863.7	4863.7	6911.5	19070.7	33917.7	37373.5	39165.4	30845.9	9983.3
	NO	51.6	196.2	299.5	361.5	392.5	392.5	392.5	495.8	1394.4	2489.2	3305.2	3108.9	1260.1
	SE	1733	5354.5	6798.7	6487.6	5887.7	3310.5	1199.8	844.3	844.3	777.6	644.3	422.1	111.1
	T	2424.6	7982.6	10809.9	11328.8	11143.9	8566.6	8503.8	20410.8	36156.4	40640.3	43114.9	34377	11354.5
22-Sep Y 22-Mar	SO	0	2047.9	3711.7	4479.7	4863.7	5119.7	14207	29054	41597.2	48508.7	47100.8	34301.7	0
	NO	0	165.3	299.5	361.5	392.5	392.5	392.5	392.5	609.4	1652.6	2427.2	2324	0
	SE	0	5954.4	8176.2	8420.6	7220.8	5043.4	2466.2	888.7	844.3	777.6	644.3	355.5	0
	T	0	8167.5	12187.4	13261.8	12477	10555.6	17065.7	30335.2	43050.9	50938.9	50172.4	36981.1	0
23-Oct Y 20-Feb	SO	0	1279.9	3071.8	4095.7	4479.7	9343.4	25598.3	41213.2	51708.5	55420.3	50684.6	31485.9	0
	NO	0	103.3	247.9	330.5	361.5	392.5	392.5	392.5	361.5	805.6	1456.3	1229.1	0
	SE	0	5465.6	8798.3	9620.3	8976	7154.1	4443.6	1621.9	777.6	711	533.2	222.2	0
	T	0	6848.8	12117.9	14046.6	13817.2	16890	30434.3	43227.6	52847.6	56936.9	52674.1	32937.2	0
21-Nov Y 21-Ene	NO	0	1023.9	2687.8	3711.7	5503.6	15870.9	31485.9	46844.8	54780.3	56828.2	49916.6	25342.3	0
	SE	0	82.6	216.9	299.5	330.5	361.5	361.5	361.5	361.5	392.5	723	671.4	0
	NE	0	4399.1	8665	9864.7	9509.2	8131.7	5465.6	2755	955.4	644.3	466.6	177.7	0
	T	0	5505.7	11569.7	13876	15343.4	24364.2	37313	49961.3	56097.2	57865	51106.2	26191.4	0
22-Dic	NO	0	640	2431.8	3711.7	6911.5	20734.6	33661.7	46460.9	55164.3	57852.1	48252.7	20478.6	0
	SE	0	51.6	196.2	299.5	330.5	361.5	361.5	361.5	330.5	330.5	495.8	392.5	0
	NE	0	3554.9	8376.1	10042.5	9575.9	8065.1	5843.3	3599.3	1199.8	644.3	422.1	111.1	0
	T	0	4246.5	11004.2	14053.7	16817.9	29161.2	39866.5	50421.7	56694.5	58826.9	49170.7	20982.2	0

Tabla V-13 Aportaciones Solares a través de Vidrio Sencillo Zona Sur $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}} \right]$

La siguiente tabla es un resumen del cálculo de cargas para la zona Sur.

		$\left[\frac{kcal}{h} \right]$
CONVECCION EN MUROS		3,764.94
CONVECCION EN VENTANAS		17,740.01
RADIACIÓN		58,826.90
EQUIPO DE OFICINA (119 Equipos)		44,981.44
ILUMINACIÓN (545 Lámparas)		9,959.87
PERSONAS (126 Personas)	CALOR LATENTE	5,239.08
	CALOR SENSIBLE	9,049.32
TOTAL		149,562

Tabla V-15 Consolidado del Cálculo de Cargas Térmicas de la Zona Sur

V.4. Cálculo de Carga Térmica por Envolvente

V.4.1. Ganancia Térmica por Convección

a) Convección por Muros

$h_i \left[\frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}} \right]$	$A \text{ [m}^2\text{]}$	$T_s \text{ [°C]}$	$T_\infty \text{ [°C]}$	$Q \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$
8.03	133.96	30	23	7,529.89

Tabla V-17 Calor Transferido por Convección en Muros en la Envolvente

b) Convección por Ventanas

	$h_i \left[\frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}} \right]$	$A \text{ [m}^2\text{]}$	$T_s \text{ [°C]}$	$T_\infty \text{ [°C]}$	$Q \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$
SO Y SE	8.03	181.507	36	23	18,947.52
NO Y NE	8.03	160.064	36	23	15,423.77
ZONA NORTE				Total	34,371.28

Tabla V-18 Calor Transferido por Convección en ventanas en la Envolvente

V.4.2 Ganancia Térmica por Habitantes

Personas en el piso 19: 229

Sustituyendo

$$Q_s = (229)(71.81) = 16446.78 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$$

$$Q_L = (229)(41.57) = 9521.82 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$$

V.4.3 Ganancia Térmica por Iluminación

971 lámparas fluorescentes de 17 [Watts] cada una

$$971 \times 17 = 16507 \text{ [Watts]}$$

$$Q = 16507 \times 0.86 \times 1.25 = 17745.025 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right]$$

En la tabla siguiente se muestra la ganancia térmica por los equipos contenidos en el piso tipo, simplemente transformando la potencia total del equipo a kcal/hr.

EQUIPO	UNIDADES	[WATT] Unitario	$\left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$	[WATT] TOTAL	$\left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$ TOTAL
Monitor	63	190	163.4	11970	10294.2
C.P.U	63	380	326.8	23940	20588.4
LCD	29	253	217.58	7337	6309.82
Impresora	1	1200	1032	1200	1032
Impresora	13	500	430	6500	5590
Regulador	2	1440	1238.4	2880	2476.8
Escáner	5	285	245.1	1425	1225.5
Microondas	3	1300	1118	3900	3354
Máq. de escribir	7	80	68.8	560	481.6
Fotocopiadora	8	1200	1032	9600	8256
Búfer	13	100	86	1300	1118
Cafetera 1/2	1	1150	989	1150	989
Cafetera 1	1	1150	989	1150	989
Cafetera 1 1/2	2	1150	989	2300	1978
Cafetera 4	1	1500	1290	1500	1290
Cafetera 5	1	1500	1290	1500	1290
Enfriador	6	200	172	1200	1032
Fax	5	32	27.52	160	137.6
Chegador	4	4	3.44	16	13.76
Estéreo	1	200	172	200	172
Radio	2	10	8.6	20	17.2
Parrillas	4	1,500	1,290.00	6,000	5,160.00
Frigobar	5	200	172	1000	860
T. V.	4	103	88.58	412	354.32
Vídeo	2	125	107.5	250	215
Campana extractor	2	150	129	300	258
Trituradora	4	250	215.00	1,000	860.00
Proyector de acetatos	1	400	344	400	344
Humidificador	1	170	146.2	170	146.2
Pizarrón eléctrico	1	230	197.8	230	197.8
Calentadores	2	5000	4300	10000	8600
TOTAL	257	21,952	18,878.72	99,570	85,630.20

Tabla V-19 Equipo de computo, eléctrico y misceláneo de la Envolvente

V.4.4 Ganancia Térmica por Radiación Solar

	A [m ²]	FGS $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2} \right]$	F	Q $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$
VENTANA NO	23.903	24	0.94	539.3
VENTANA NE	136.161	417	0.94	53,372.40
VENTANA SO	136.161	24	0.94	3,071.80
VENTANA SE	45.346	168	0.94	7,161.00
			TOTAL	64,144.50

Tabla V-21 Ganancia Térmica a través de Ventanas de la Envolvente

		Hora Solar												
LATITUD 20°		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
21-Jun	SO	1023.9	3071.8	4095.7	4863.7	4863.7	4863.7	4863.7	7295.5	15231	22910.4	25342.3	21502.5	9599.4
	NO	179.8	539.3	719	853.8	853.8	853.8	898.8	2314.3	5055.5	7414.7	8762.8	9369.5	4943.1
	SE	3196.9	7161	8439.8	7629.9	5072.4	2429.6	1619.8	1619.8	1619.8	1619.8	1364	1023	341
	NE	28030.1	53372.4	49916.6	42237.1	28798.1	13183.1	5119.7	4863.7	4863.7	4863.7	4095.7	3071.8	1023.9
	T	32430.7	64144.5	63171.1	55584.5	39587.9	21330.2	12501.8	16093.2	26769.9	36808.6	39564.9	34966.8	15907.4
22-Jul Y 21-May	SO	1023.9	2687.8	4095.7	4479.7	4863.7	4863.7	4863.7	9983.3	19710.7	27390.1	29438	24190.4	10751.3
	NO	179.8	471.8	719	786.4	853.8	853.8	853.8	1887.4	4448.8	6763.1	8403.3	8043.8	4314
	SE	3580.5	8056.2	9803.8	9121.8	6564.3	3324.8	1619.8	1619.8	1619.8	1491.9	1364	895.1	341
	NE	24574.3	45820.9	47868.8	38525.4	25342.3	10751.3	4863.7	4863.7	4863.7	4479.7	4095.7	2687.8	1023.9
	T	29358.5	57036.7	62487.3	52913.3	37624.1	19793.5	12200.9	18354.1	30642.9	40124.8	43301.1	35817.1	16430.2
24-Ago Y 20-Abr	SO	640	2431.8	3711.7	4479.7	4863.7	4863.7	6911.5	19070.7	33917.7	37373.5	39165.4	30845.9	9983.3
	NO	112.3	426.9	651.6	786.4	853.8	853.8	853.8	1078.5	3033.3	5415	7190	6763.1	2741.2
	SE	3324.8	10272.7	13043.3	12446.6	11295.7	6351.2	2301.8	1619.8	1619.8	1491.9	1236.1	809.9	213.1
	NE	15614.9	38525.4	40957.2	30845.9	17278.8	6143.6	4863.7	4863.7	4863.7	4479.7	3711.7	2431.8	640
	T	19692	51656.8	58363.9	48558.6	34292	18212.2	14930.8	26632.6	43434.4	48760	51303.3	40850.7	13577.6
22-Sep Y 22-Mar	SO	0	2047.9	3711.7	4479.7	4863.7	5119.7	14207	29054	41597.2	48508.7	47100.8	34301.7	0
	NO	0	359.5	651.6	786.4	853.8	853.8	853.8	853.8	1325.7	3595	5280.2	5055.5	0
	SE	0	11423.6	15686.1	16155	13853.2	9675.9	4731.4	1705	1619.8	1491.9	1236.1	682	0
	NE	0	28798.1	30078	20478.6	7551.5	4863.7	4863.7	4863.7	4863.7	4479.7	3711.7	2047.9	0
	T	0	42629	50127.4	41899.7	27122.2	20513.1	24655.9	36476.5	49406.3	58075.3	57328.9	42087	0
23-Oct Y 20-Feb	SO	0	1279.9	3071.8	4095.7	4479.7	9343.4	25598.3	41213.2	51708.5	55420.3	50684.6	31485.9	0
	NO	0	224.7	539.3	719	786.4	853.8	853.8	853.8	786.4	1752.6	3168.1	2673.8	0
	SE	0	10485.8	16879.6	18456.7	17220.6	13725.3	8525	3111.6	1491.9	1364	1023	426.3	0
	NE	0	15231	18046.8	9983.3	4479.7	4863.7	4863.7	4863.7	4479.7	4095.7	3071.8	1279.9	0
	T	0	27221.4	38537.4	33254.8	26966.4	28786.2	39840.8	50042.3	58466.5	62632.5	57947.5	35865.8	0
21-Nov Y 21-Ene	SO	0	1023.9	2687.8	3711.7	5503.6	15870.9	31485.9	46844.8	54780.3	56828.2	49916.6	25342.3	0
	NO	0	179.8	471.8	651.6	719	786.4	786.4	786.4	786.4	853.8	1572.8	1460.5	0
	SE	0	8439.8	16623.8	18925.6	18243.6	15600.8	10485.8	5285.5	1832.9	1236.1	895.1	341	0
	NE	0	8319.4	8959.4	4863.7	4479.7	4479.7	4479.7	4479.7	4479.7	3711.7	2687.8	1023.9	0
	T	0	17962.9	28742.9	28152.6	28945.9	36737.9	47237.8	57396.5	61879.3	62629.9	55072.4	28167.7	0
22-Dic	SO	0	640	2431.8	3711.7	6911.5	20734.6	33661.7	46460.9	55164.3	57852.1	48252.7	20478.6	0
	NO	0	112.3	426.9	651.6	719	786.4	786.4	786.4	719	719	1078.5	853.8	0
	SE	0	6820	16069.7	19266.6	18371.5	15473	11210.4	6905.3	2301.8	1236.1	809.9	213.1	0
	NE	0	4863.7	6143.6	4095.7	4095.7	4479.7	4479.7	4479.7	4095.7	3711.7	2431.8	640	0
	T	0	12436	25072	27725.7	30097.7	41473.7	50138.3	58632.3	62280.8	63519	52573	22185.5	0

Tabla V-20 Aportaciones Solares a través de Vidrio Sencillo en la Envolvente

$$\left[\frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2\text{°C}} \right]$$

La siguiente tabla es un resumen del cálculo de cargas para la Envolvente

		$\left[\frac{kcal}{h} \right]$
CONVECCION EN MUROS		7,529.89
CONVECCION EN VENTANAS		34,371.28
RADIACIÓN		64,144.50
EQUIPO DE OFICINA (257 Equipos)		85,630.20
ILUMINACIÓN (971 Lámparas)		17,745.02
PERSONAS (229 Personas)	CALOR LATENTE	9,521.64
	CALOR SENSIBLE	16,446.56
TOTAL		235,390

Tabla V-22 Consolidado del Cálculo de Cargas Térmicas de la Envolvente

V.5. Cálculo de Carga Térmica por Oficinas

	PERSONAS		ILUMINACION	RADIACIÓN	CONVECCION POR MUROS	CONVECCION POR VENTANAS	EQUIPO ELÉCTRICO	TOTAL
OFICINA 1	790.02	457.38	402.05	615.37	554.005	2636.46	892.68	12,348.06
OFICINA 2	1651.8	956.3	2193	10468.8	714.934	3381.18	12684.14	32,050.27
OFICINA 3	430.9	249.4	913.75	4921.173	255.657	1209.09	5850.58	13,830.59
OFICINA 4	71.82	41.58	54.83	1724.588	89.593	749.65	0	2,732.07
OFICINA 5	71.82	41.58	146.2	0	0	0	5160	5,419.60
OFICINA 6	502.74	291.06	219.3	0	0	0	499.66	1,512.76
OFICINA 7	1723.68	997.92	822.38	6767.701	351.582	1662.77	724.98	13,051.07
OFICINA 8	71.82	41.58	219.3	3048.514	158.371	748.99	368.08	4,656.68
OFICINA 9	71.82	41.58	73.1	2525.912	131.222	620.59	0	3,464.25
OFICINA 10	71.82	41.58	36.55	0	0	0	8600	8,749.95
OFICINA 12	1149.12	665.28	657.9	4886.12	253.844	1200.48	922.78	9,735.57
OFICINA 13	790.02	457.38	932.03	1707.167	88.688	419.43	3120.94	7,515.66
OFICINA 14	933.67	540.54	347.23	6802.32	353.392	1671.28	980.4	11,628.88
OFICINA 15	71.82	41.58	182.75	3274.975	170.091	804.63	490.2	5,036.07
OFICINA 16	71.82	41.58	109.65	0	0	0	4343	4,566.05
OFICINA 23	71.82	41.58	91.38	0	0	0	0	204.775
OFICINA 24	1651.86	956.34	219.3	9202.8	787.783	2763.685	475.58	16,057.48
OFICINA 25	71.82	41.58	54.83	0	0	0	0	168.225
OFICINA 26	71.82	41.58	54.83	147.222	86.422	377.298	172	951.181
OFICINA 27	71.82	41.58	164.48	295.987	173.745	758.54	576.2	2,082.38
OFICINA 28	359.1	207.9	164.48	295.987	173.756	758.545	490.2	2,449.99
OFICINA 29	71.82	41.58	182.75	294.44	172.851	754.595	490.2	2,008.26
OFICINA 30-1	2082.7	1205.8	2558.5	1377.41	808.6	3530.004	21372.72	32,935.87
OFICINA 30-2	1651.8	956.3	2375.75	299.07	175.566	766.447	13165.74	19,390.70
OFICINA 31	71.82	41.58	219.3	293.67	172.396	752.62	303.58	1,854.99
OFICINA 32	71.82	41.58	219.3	299.07	175.566	766.447	303.58	1,877.39
OFICINA 33	71.82	41.58	438.6	0	0	0	0	552
OFICINA 34	71.82	41.58	164.48	297.528	174.644	762.496	217.58	1,730.15
OFICINA 35	71.82	41.58	164.48	292.904	171.946	750.644	490.2	1,983.60
OFICINA 37	933.66	540.54	712.73	5840.9	582.223	2564.04	2591.18	13,765.36
OFICINA 41	574.56	332.64	493.43	6264.6	470.134	2139.11	344	10,618.55
PASILLO	0	0	2156.45	0	0	0	0	2,156.45
TOTAL	16,446.50	9,521.60	17,745.00	77,944.20	7,247.00	32,549.00	85,630.20	247,084.80

Tabla V-23 Cargas por Oficina $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$

V.6. Resumen de Resultados de Cálculo de Cargas Térmicas

		Envolvente	Zona Norte	Zona Sur	Por Oficinas
CONVECCION EN MUROS		7,529.89	3,764.94	3,764.94	7,247.01
CONVECCION EN VENTANAS		34,371.28	16,631.15	17,740.01	32,549.02
RADIACIÓN		64,144.50	57,092.10	58,826.90	77,944.22
EQUIPO DE OFICINA		85,630.20	40,648.76	44,981.44	85,630.20
ILUMINACIÓN		17,745.02	7,785.15	9,959.87	17,745.03
PERSONAS	CALOR LATENTE	9,521.64	4,282.74	5,239.08	9,521.64
	CALOR SENSIBLE	16,446.56	7,397.46	9,049.32	16,446.57
TOTAL		235,390	137,603	149,562	247,085

Tabla V-24 Resumen de Cargas Térmicas $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$

VI. ANÁLISIS DE RESULTADOS Y POSIBLES SOLUCIONES

En este capítulo se hace el análisis de resultados del cálculo de cargas térmicas con el objetivo de determinar los factores más relevantes para proponer una solución al problema de la pérdida de confort en la TEP. A partir de dichos factores, se exploraron los requerimientos, los costos y los beneficios de seis posibles soluciones para abatir la carga térmica de la Torre que no es posible abatir con el sistema actual, de entre las cuáles se escogió la que se consideró más adecuada.

VI.1. Diferencias en Resultados de los Cálculos de Carga por Oficina, por Envolvente y por Zonas Norte y Sur

De la Tabla V-24 Resumen de Cargas Térmicas se obtiene que los resultados totales del cálculo por cada uno de los tres criterios de segmentación del piso tipo son notablemente diferentes, pero todos útiles:

<i>Envolvente</i>	235,390 [kcal/hr]
<i>Zonas Norte y Sur</i>	287,165 [kcal/hr]
<i>Por Cada Oficina</i>	247,085 [kcal/hr]

En el primer caso, se calculó la ganancia máxima para todas las partes del piso tipo en un mismo día, obteniendo el valor más real en cuanto a la cantidad máxima de calor a remover por los sistemas de Aire Acondicionado. Por lo mismo, este valor podría ser utilizado como referencia en caso de que se estuviera diseñando dichos sistemas sobre el supuesto que no existieran, o para determinar el consumo máximo de energía que se requeriría para abatir dicha carga en todo el piso. Sin embargo, partiendo del hecho de que ya se cuenta con un sistema de Aire Acondicionado, podría resultar poco práctico utilizar este valor como referencia para su diseño.

En el caso del cálculo por zonas Norte y Sur, la ganancia máxima no está tan apegada a la realidad, pero los valores de cada zona por separado proporcionan una clara idea de la diferencia de cargas entre las zonas, y pueden ser la base para el diseño de un sistema de Aire Acondicionado que se base precisamente sobre la zonificación en Norte y Sur, lo que se aprecia muy probable dado que el sistema actual de Aire Acondicionado consiste en UMAs y ductería independientes para cada una de las zonas Norte y Sur.

Finalmente, el cálculo por cada oficina proporciona valiosa información sobre la distribución de la carga a un nivel más detallado. Estos valores pueden ser muy útiles para determinar la cantidad de aire que habrá que entregarse a cada una de las oficinas, y por lo tanto los diámetros de la ductería y/o de los equipos terminales en caso de que éstos sean independientes para cada oficina. Por otro lado, el valor total de la carga calculada con este criterio es no recomendable como referencia para determinar la capacidad del equipo terminal si éste es centralizado.

VI.2. Factores de Ganancia e Incremento de Carga Térmica

De los resultados del cálculo de cargas térmicas por Envolvente (Tabla VI-1), se aprecia que la mayor ganancia de calor en la situación actual de la Torre es por el uso del equipo de

oficina, seguido por la ganancia debida a la radiación solar, la cual se divide en la radiación por sí misma y la convección que se genera por el calentamiento de muros y ventanas exteriores. La ganancia térmica por radiación solar y convección desde los muros exteriores se puede considerar constante desde la construcción de la TEP, pues no se han presentado cambios estructurales en la torre que pudieran modificar dichas ganancias de calor. Por otro lado, se puede atribuir parte de la carga adicional al notable incremento en el número de habitantes, pero sobre todo a la introducción de equipos electrónicos modernos, que abruptamente se convirtieron en los principales generadores de calor en la torre. En la tabla siguiente se comparan las cargas máximas por envolvente calculadas en el presente trabajo, contra las cargas máximas por envolvente que se estima que existían hace 20 años.

	Carga Estimada en 1983 [kcal/hr]	Carga Calculada en 2003 [kcal/hr]
Convección en Muros y Ventanas	41,901	41,901
Radiación Solar	64,144	64,144
Equipo de Oficina	Despreciable	85,630
Iluminación	23,068	17,745
Personas (Calores Latente y Sensible)	12,984	25,968
Total	142,097	235,389

Tabla VI-1 Diferencia en Cargas Térmicas entre 1983 y 2003 para el Piso Tipo

Es notable que la ganancia de calor debida al equipo de oficina ha contribuido al aumento en 60% de la carga total que existía en 1983, mientras que el aumento en el número de ocupantes ha contribuido a que aumente en casi 10%. Aunque el uso de equipos de iluminación más eficientes ha reducido la ganancia de calor por este factor en aproximadamente 4% respecto a 1983, la combinación de todos los factores de ganancia de calor ha generado un incremento de casi 66% para 2003.

VI.3. Distribución de Carga Térmica en el Piso Tipo

De los resultados del cálculo de cargas térmicas por oficina, es evidente que la distribución de la carga térmica irregular y diferente de un espacio acondicionado a otro, lo que pone de manifiesto que se requiere una forma más eficiente de controlar el volumen de aire inyectado a cada uno de estos espacios independientemente, de forma que cada oficina reciba la cantidad de aire que requiere. Por los valores de la carga por personas y equipo por cada oficina, se aprecia que las diferencias tan marcadas en la carga térmica de cada espacio acondicionado se deben principalmente a estos dos factores. En la figura VI-1 se muestran gráficamente las diferencias entre las cargas térmicas máximas para los espacios acondicionados del piso tipo.

-  De 10,000 a 33,000 [kcal/hr]
-  De 2,100 a 9,999 [kcal/hr]
-  De 0 a 2,099 [kcal/hr]

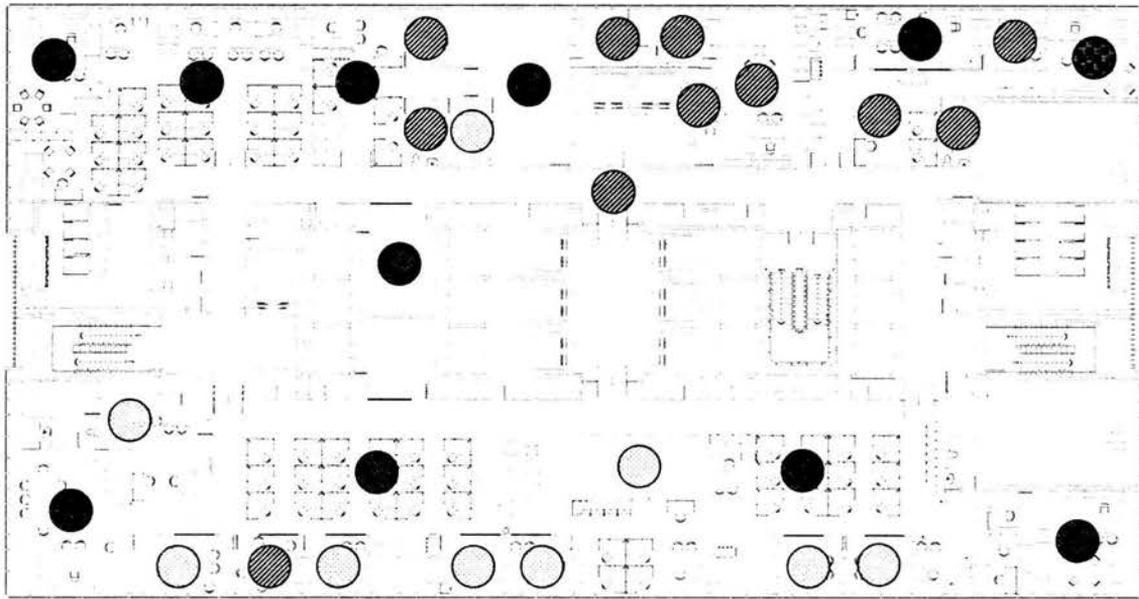


Figura VI-1 Distribución de Cargas Térmicas Máximas por Espacio Acondicionado en Piso Tipo

Al analizar la distribución de cargas térmicas, pero ahora dividiendo el piso tipo en zona Norte y zona Sur, se encuentra que la carga térmica máxima en la zona Sur es considerablemente mayor que el zona Norte. Esto se debe principalmente a que la zona Sur recibe mayor radiación solar por la orientación y la ubicación geográfica de la TEP. En la misma figura VI-1 se aprecia la diferencia entre las cargas térmicas de las zonas Sur y Norte.

VI.4. Capacidad del Equipo Actual

Haciendo un cálculo preliminar de la capacidad de unas UMAs hipotéticas para reemplazar las UMAs Recold actuales, se encuentra que éstas estarían aproximadamente 30% por debajo de la capacidad requerida para abatir la carga térmica máxima en la zona Norte, y 35% abajo para abatir la carga térmica máxima en la zona Sur.

VI.5. Planteamiento de Posibles Soluciones

a) Cambio de Equipo de Oficina

Partiendo de que el mayor incremento en la carga se debe a la introducción de equipo de oficina más moderno, como computadoras personales, impresoras láser, fotocopiadoras, etcétera; la primera solución que se exploró es la de cambiar dichos equipos por equipos de menor consumo de energía y por lo tanto que transmitan menos calor al ambiente.

b) Colocación de Reflectores Exteriores

Como se comentó en el punto V.2, el factor que aporta mayor carga térmica en segundo lugar, es la radiación solar; por lo que una posible solución sería la colocación de reflectores exteriores que reduzcan el impacto de la radiación solar en la fachada del edificio. Este tipo de soluciones se pueden ver implantadas en los edificios más modernos.

c) Colocación de Persianas Interiores

De forma análoga a la posible solución anterior, es la colocación de persianas interiores para evitar el impacto directo de la radiación solar en el interior del edificio, tratando con esto de disminuir la carga térmica.

d) Instalación de Equipos de Ventana

Como se ha visto en pequeños edificios de oficinas y en algunas casas-habitación, se propondría instalar equipos de aire acondicionado de ventana en cada una de las oficinas de la Torre, de forma que con éstos se ayudara a abatir la carga térmica que ya existe.

e) Instalación de Equipos Tipo Mini Split ó Fan & Coil

Esta posible solución consistiría en la instalación de pequeños equipos de los tipos Mini Split o Fan & Coil para abatir la carga en el piso de acuerdo a la zonificación de éste que se considere más apropiada.

f) Renovación y Modernización del Sistema Actual

Esta solución consiste en mantener en la medida de lo posible el esquema general de Aire Acondicionado de la Torre, tratando de reutilizar aquello que todavía sea útil y reemplazando los equipos obsoletos por equipos de mayor capacidad y más eficiencia.

En la tabla VI-2 se hace un comparativo de las seis soluciones posibles, tratando de resaltar de manera general cuáles serían los aspectos clave para seleccionar y desarrollar la que sea más conveniente.

Tabla VI-2 Comparativo de Posibles Soluciones

Solución	Requerimientos	Costos	Beneficios	Conclusión
Cambio de Equipo de Oficina	Equipos de menor consumo de energía y menos disipación de calor	El reemplazo periódico de los equipos de oficina está dentro de los planes de PEMEX, por lo que no representa un costo adicional representativo.	Dado que los equipos con los que se cuenta actualmente en la TEP son los más modernos disponibles en el mercado, y a que no se vislumbra un cambio tecnológico en ellos que representara un ahorro representativo en el consumo de energía, el	Aunque el costo de la solución no es representativo, el beneficio tampoco es importante para la reducción de la carga térmica del edificio.

Solución	Requerimientos	Costos	Beneficios	Conclusión
			beneficio sería marginal.	
Colocación de Reflectores Exteriores	<ul style="list-style-type: none"> - Modificación estructural de la fachada de la TEP - Logística complicada para la modificación estructural y para la colocación de los reflectores por la altura de la torre y por la reubicación temporal de sus habitantes durante el transcurso de la obra - Modificación al sistema de limpieza exterior de la torre 	<ul style="list-style-type: none"> - Costo alto de materiales de construcción para la modificación estructural de la fachada - Costo alto de materiales de construcción para los reflectores - Costo alto de mano de obra por la complejidad y duración de la obra - Costo alto por la reubicación temporal del personal durante la obra - Alto costo del cambio del sistema de limpieza exterior de la torre 	Se abatiría la carga térmica por la radiación en no más de 10%, pues los Reflectores solo serían efectivos durante aproximadamente la cuarta parte del día, y solamente reduciría el 30% de la radiación.	El costo de la obra sería muy alto, mientras que los beneficios serían marginales
Colocación de Persianas Interiores	Materiales y mano de obra	El costo sería muy bajo	La reducción en la carga térmica de la torre sería muy pequeña, pues las persianas absorberían la mayor parte de la carga y ésta se transmitiría por convección al interior	Aunque el costo es bajo, el beneficio es marginal
Instalación de Equipos de Ventana	<ul style="list-style-type: none"> - Instalación eléctrica - Complicada logística para la instalación de 	<ul style="list-style-type: none"> - Costo considerable del equipo por su gran número - Se 	- Se tendría un control más exacto de la temperatura por cada espacio	La solución tiene un alto costo y complejidad, proporcionando

Solución	Requerimientos	Costos	Beneficios	Conclusión
	los equipos por la gran altura de la torre - Gran cantidad de equipos - Modificación al sistema de limpieza exterior de la torre	incrementaría el consumo de energía por la baja eficiencia de este tipo de equipos - La instalación sería cara por lo complejo - Habría un costo considerable por la instalación eléctrica necesaria - Alto costo del cambio del sistema de limpieza exterior de la torre	acondicionado de la torre que tuviera vista al exterior - Se abatiría la carga de las oficinas que tienen vista la exterior	un beneficio parcial
Instalación de Equipos Tipo Mini Split ó Fan & Coil	- Instalación eléctrica - Complicada instalación por la necesidad de que los equipos estén cerca de un área de descarga de calor, la cual debe ser externa - Gran cantidad de equipos	- Costo considerable del equipo por su gran número - Se incrementaría el consumo de energía por la baja eficiencia de este tipo de equipos - La instalación sería cara por lo complejo - Habría un costo considerable por la instalación eléctrica necesaria	- Se tendría un control más exacto de la temperatura por cada espacio acondicionado de la torre que tuviera vista al exterior - Se abatiría la carga de las oficinas que tienen vista la exterior	Tiene requerimientos técnicos no alcanzables, un alto costo y un beneficio parcial
Renovación y Modernización del Sistema Actual	- Reemplazo de las UMAs - Mano de obra y materiales - Posible modificación de la ductería	- Costo considerable del equipo - Costo considerable de la mano de obra	- Se abatiría eficientemente la carga en toda la torre - Se contaría con un control más exacto de la	A un costo razonable, se contaría con una solución eficaz

Solución	Requerimientos	Costos	Beneficios	Conclusión
	- Inclusión de sistemas modernos de control		temperatura en cada espacio acondicionado de la torre	

Como resultado de este análisis, podemos concluir que la mejor solución es la renovación y modernización del sistema actual de Aire Acondicionado, pues si bien no es el más barato, es el más factible técnicamente y el que lograría recuperar las condiciones de confort más eficientemente, lo que tiene la ventaja adicional del ahorro de energía comparado con otras soluciones que involucran la instalación de otro tipo de equipos.

VII. SELECCIÓN DE UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE

VII.1 Unidades Manejadoras de Aire (UMA)

La Unidad Manejadora de Aire (UMA) designa la combinación de serpentines, ventilador, filtros, compuertas y caja de mezcla, a veces también se les llama aparato central de acondicionamiento de aire. Existen básicamente dos disposiciones: unidades unizona y unidades multizona.

En capacidades pequeñas y medianas, las unidades manejadoras de aire se arman en la fábrica por secciones: sección del ventilador, sección de serpentines, caja de mezcla y sección de filtros en numerosos tamaños, como se muestra en la figura (VII-1). Para los sistemas grandes, el ingeniero selecciona por separado los serpentines, filtros y ventiladores. Las cajas mezcladoras las fabrica el contratista de acuerdo con el equipo.

Las cajas se hacen en general de lámina galvanizada, deben estar aisladas para evitar pérdidas de energía. Cuando el equipo es de enfriamiento y deshumidificación, se deben incluir charolas bajo los serpentines para la condensación y puertas de acceso para permitir el mantenimiento.

UNIDAD MANEJADORA DE AIRE

TIPO HORIZONTAL

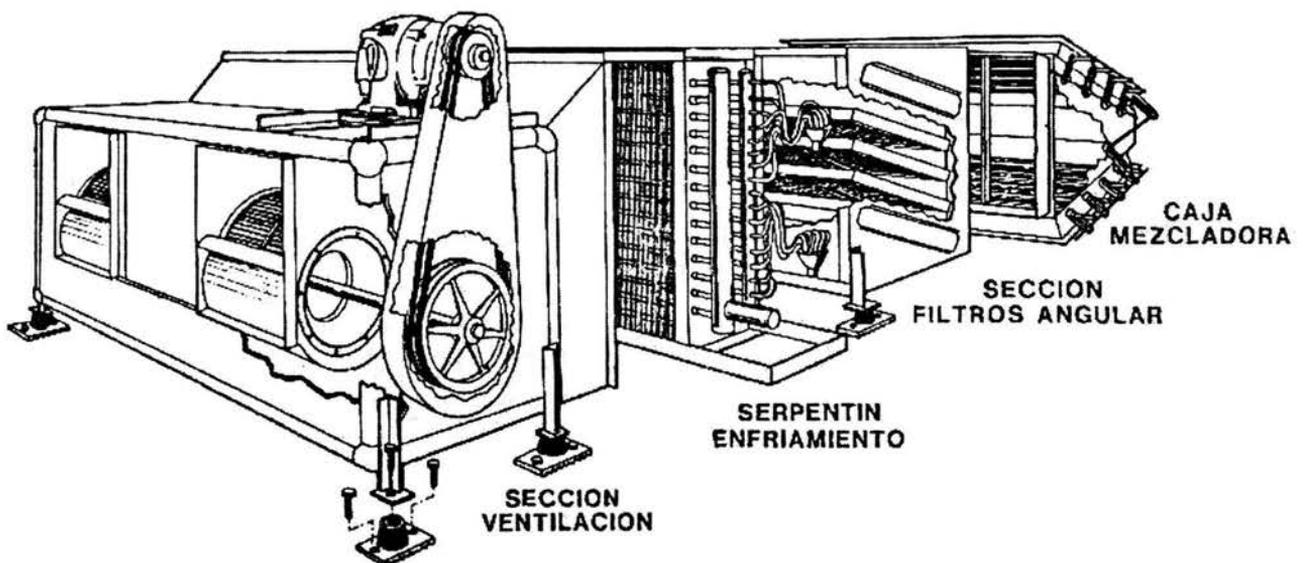


Fig. VII-1 Unidad Manejadora de Aire (UMA)

VII.1.1. Filtros

Los sistemas de acondicionamiento que hacen circular aire en general tienen la posibilidad de eliminar algunos de los contaminantes. La mayor parte de los sistemas cuentan con dispositivos que eliminan las partículas de polvo o tierra que se originan principalmente por la contaminación industrial. A veces, también se eliminan gases cuyo olor es desagradable.

La limpieza del aire es necesaria por las siguientes razones:

- Por protección de la salud y el confort humano. Las partículas de polvo se relacionan con serios padecimientos respiratorios como son el enfisema y el asma.
- Mantenimiento de la limpieza de las superficies y muebles de recinto.
- Protección del equipo de acondicionamiento de aire.
- Protección de la maquinaria de acondicionamiento de aire ya que el polvo que se acumula en los serpentines aumenta su resistencia a la transferencia de calor.

VII.1.2. Limpiadores de aire

Los limpiadores se pueden clasificar de diferentes maneras:

Tipo de medio filtrante: el filtro de impacto viscoso tiene un medio de fibras gruesas recubiertas con un adhesivo viscoso.

Permanentes o desechables: los filtros de aire se pueden diseñar para que se desechen cuando se llenan de polvo, o para limpiarse y volverse a usar, los tipos permanentes tienen medios metálicos que resisten lavados repetidos, pero su costo es elevado.

Estacionarios o renovables: los filtros estacionarios de aire se fabrican en forma de tableros rectangulares que se colocan o apilan a lo largo, según el tamaño necesario.

Limpiadores electrónicos: en este tipo no hay material fibroso que atrape el polvo, ya que funcionan mediante campos magnéticos que atrapan el polvo.

VII.1.3 Serpentes de calefacción y enfriamiento

Los serpentes son hileras de tubos que permiten la transferencia de calor del aire inyectado al fluido de enfriamiento o viceversa. Se fabrican en general de tubos de cobre con aletas de aluminio, pero a veces se usan aletas de cobre. Los serpentes están dispuestos en forma de zigzag, en varias capas dependiendo de las necesidades.

Las aletas aumentan la superficie efectiva de los tubos, aumentando con ello la transferencia de calor para una longitud dada del tubo. Se fabrican con los tubos ya sea en serie o en paralelo, para reducir la caída de presión del agua. Por lo general la disposición es a contra flujo, así el agua más fría, enfría el aire más frío, de este modo se requieren menos capas para llegar a la temperatura deseada.

Los serpentes pueden seleccionarse para agua caliente, agua fría, vapor y expansión directa.

Con las cargas determinadas y la selección aproximada, las hileras, el número de aletas por pulgada y circulante del serpentín pueden seleccionarse de catálogos de serpentes de los fabricantes.

La selección del serpentín se hace con ayuda de tablas o gráficas de los fabricantes, basadas en el funcionamiento deseado.

El funcionamiento de un serpentín de enfriamiento depende de los siguientes factores:

- 1 La cantidad de calor sensible o latente que debe transmitir el aire.
- 2 El estado del aire que entra y sale, sus temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo.
- 3 La constricción del serpentín: el número y tamaño de las aletas, el tamaño y el espaciamiento del tubo, y el número de capas.
- 4 La velocidad del agua o refrigerante.
- 5 La velocidad superficial del aire. Esta velocidad superficial es el flujo volumétrico del aire, en CFM, dividido entre el área superficial proyectada del serpentín.

VII.1.4. Humidificador

Este componente suministra humedad en el sistema para los diferentes procesos de aplicación. Básicamente el humidificador se compone de un tubo con orificios dimensionados y espaciados a lo largo de su longitud, los orificios son roscados y en ellos se colocan las espreas rociadoras de bronce del tipo limpiable.

VII.1.5. Caja mezcladora

La caja mezcladora combina el aire fresco y el aire recirculado por medio de compuertas interconectadas. Se construye de lámina galvanizada de grueso calibre.

La figura VII-2 muestra un esquema de una Unidad Manejadora de Aire (UMA)

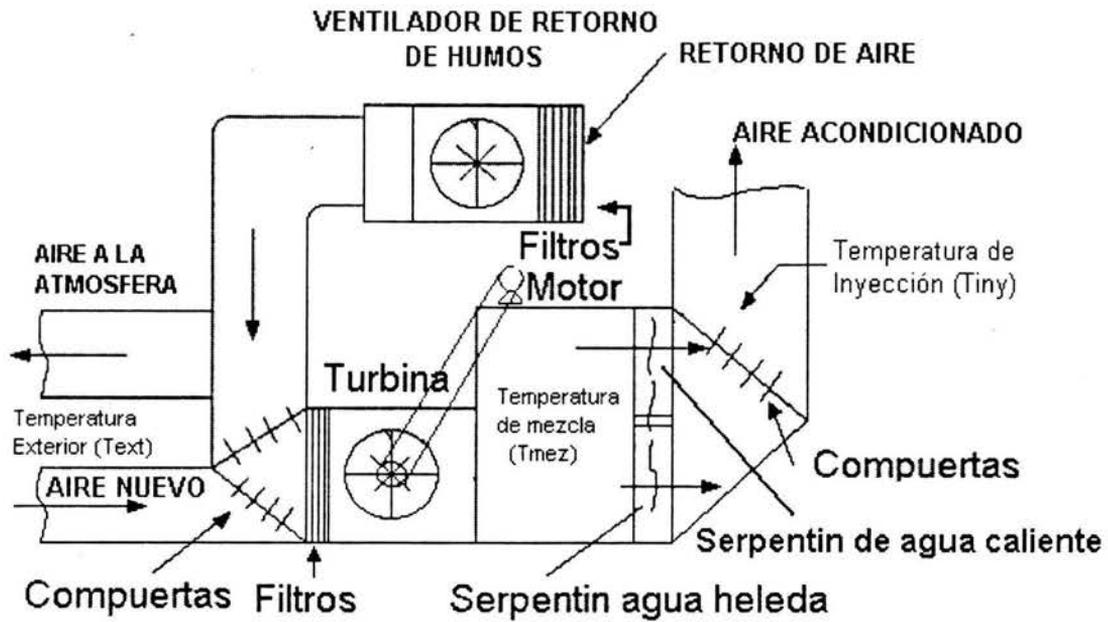


Figura VII-2 Esquema de la Unidad Manejadora de Aire (UMA)

VII.2. Cálculo para la Selección de la UMA

La cantidad total de suministro de aire estará determinada por la que sea mayor de las siguientes opciones:

- a) Requerimientos de ventilación, de reemplazo del aire o presurización del mismo.
- b) La carga de enfriamiento (más frecuente para acondicionamiento del aire).
- c) La carga de calefacción (solamente para usos de calefacción).
- d) La remisión de humedad, contaminantes u olores.

Los requerimientos de ventilación pueden estar determinados por los códigos o reglamentos locales; o considerar las recomendaciones de la guía ASHRAE. El aire de reemplazo deberá ser al menos igual que el contenido en el espacio del local, añadiendo una cantidad por la presurización para minimizar la infiltración.

En nuestro caso, la mayor carga es la de enfriamiento.

El control de la humedad, la remoción de contaminantes u olores, afectará ocasionalmente la cantidad total de aire.

VII.2.1 Cálculo de aire necesario

VII.2.1.1 Cálculo de las condiciones del aire

De la "Condiciones de diseño exterior para la Ciudad de México (Tabla III-1), y utilizando la tabla psicrométrica (Fig. III-2) se obtuvieron las entalpías interior y exterior:

Exteriores	Interiores
Tbs = 30 [°C]	Tbs = 23 [°C]
Tbh = 17 [°C]	$\phi = 50 \%$
hext= 15.55 $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]$	hint = 15.11 $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]$

Considerando que en la Ciudad de México las condiciones de humedad relativa son ideales, ($\phi=50\%$) no se tomó en cuenta la humidificación o deshumidificación del aire para la selección de la manejadora.

De los cálculos realizados en el capítulo V:
El calor sensible:

$$q_s = 133,320.26 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$$

El calor latente:

$$q_l = 4,282.74 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$$

El calor total:

$$q_t = 133,320.26 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] + 4,282.74 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] = 137,603 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$$

El Factor de Calor Sensible (FCS), ecuación (III-14) y Figura (III-5).

$$FCS = \frac{133,320.26 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]}{137,603 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]} = 0.9688 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$$

Con las condiciones de diseño y el FCS, se obtuvieron las condiciones de inyección de la tabla psicrométrica (Fig. III-2):

$$h_{iny} = 12.11 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]$$

$$T_{iny} = 11 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

VII.2.1.2 Cálculo de la cantidad de aire para la Zona Norte

De la tabla "Volumen de inyección de aire para diferentes espacios", tabla (III-2) se tomó el valor de oficinas generales libres de humo de cigarrillos, ya que en esta zona se encuentran las oficinas modulares:

$$25.48 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] \text{ por persona}$$

en la Zona Norte tenemos 103 personas

$$25.48 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] \text{ por persona} * 103 \text{ personas} = 2,624.97 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$$

La masa exterior requerida:

$$m_{ext} = \rho V \tag{VII-1}$$

Si la densidad del aire para la Ciudad de México es $\rho = 0.92 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$

$$m_{ext} = 0.92 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 2,624.97 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] = 2,414.97 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$$

La masa total de aire de inyección se calculó con la siguiente expresión;

$$q_T = m_T (h_{int} - h_{iny}) \quad (VII-2)$$

despejando la masa:

$$m_T = \frac{q_T}{(h_{int} - h_{iny})}$$

Sustituyendo valores:

$$m_T = \frac{137,603 \left[\frac{kcal}{h} \right]}{\left(15.11 \left[\frac{kcal}{kg} \right] - 12.11 \left[\frac{kcal}{kg} \right] \right)} = 45,867.66 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

expresado en porcentaje:

$$\%_{aire.ext} = \frac{2,414.97 \left[\frac{kg}{h} \right]}{45,867.66 \left[\frac{kg}{h} \right]} = 5.265\%$$

Con el balance de energía:

$$h_{mez} m_{Tot} = m_{ext} h_{ext} + m_{int} h_{int} \quad (VII-3)$$

se obtiene la entalpia de la mezcla

$$h_{mez} = \frac{m_{ext} h_{ext} + m_{int} h_{int}}{m_{Tot}}$$

$$h_{mez} = \frac{2,414.97 \left[\frac{kg}{h} \right] * 15.55 \left[\frac{kcal}{kg} \right] + 43,452.69 \left[\frac{kg}{h} \right] * 15.11 \left[\frac{kcal}{kg} \right]}{45,867.60 \left[\frac{kg}{h} \right]} = 15.13 \left[\frac{kcal}{kg} \right]$$

con la entalpia de la mezcla, se obtuvo la temperatura de la mezcla:

$$T_{mez} = 24.16 [^{\circ}C]$$

La capacidad del equipo para la Zona Norte:

$$q_{eq} = m_{Tot} (h_{mez} - h_{iny}) \quad (VII-4)$$

$$q_{eq} = 45867.6 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] (15.13 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right] - 12.11 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]) = 138,666.3 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] = 45.75 \text{ [Ton. de refrigeración]}$$

El volumen de inyección se calculó con la siguiente expresión:

$$V = \frac{Q}{Cp(t_d - t_i)} \quad (VII-6)$$

Con unidades en sistema inglés, la ecuación será:

$$PCM = \frac{Cs \text{ de espacio} \left[\frac{Btu}{h} \right]}{1.08(T_{EBS} [^{\circ}F] - T_{SBS} [^{\circ}F])}$$

donde:

PCM = Pies cúbicos por minuto de aire.

Cs = Carga sensible de enfriamiento. o calefacción. $\left[\frac{Btu}{h} \right]$

T_{EBS} = Temperatura de Entrada Bulbo Seco. [°F]

T_{SBS} = Temperatura de Salida Bulbo Seco. [°F]

Sustituyendo valores:

$$V = \frac{549,118.52 \left[\frac{BTU}{h} \right]}{1.08(75.5 [^{\circ}F] - 53 [^{\circ}F])} = 22,597.46 [PCM] = 38,393.32 \left[\frac{m^3}{h} \right]$$

Para condiciones de inyección se recomiendan de 10 a 20 cambios del volumen del espacio acondicionado en una hora.

$$\text{Volumen del local} = 574.5[m^2] * 2.40[m] = 1,378.8[m^3]$$

Dividiendo el aire necesario entre el volumen a acondicionar, se obtuvo la cantidad de cambios en una hora.

$$\frac{\text{Cambios}}{\text{hora}} = \frac{38,393.32[m^3]}{1,378.8[m^3]} = 27.84 \frac{\text{Cambios}}{\text{hora}}$$

Lo que asegura tener una presión positiva y no tener infiltración.

VII.2.1.3 Cálculo de la cantidad de aire para la Zona Sur

De la tabla "Volumen de inyección de aire para diferentes espacios", tabla (III-2), se tomó el valor de oficinas privadas con de humo de cigarrillos considerable.

$$50.97 \left[\frac{m^3}{h} \right] \text{ por persona}$$

en la Zona Norte tenemos 126 personas

$$50.97 \left[\frac{m^3}{h} \right] \text{ por persona} * 126 \text{ personas} = 6,422.25 \left[\frac{m^3}{h} \right]$$

La masa exterior requerida:

$$m_{\text{ext}} = \rho V$$

$$\text{Si la densidad del aire para la Ciudad de México es } \rho = 0.92 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$m_{\text{ext}} = 0.92 \left[\frac{kg}{m^3} \right] * 6,422.25 \left[\frac{m^3}{h} \right] = 5,908.47 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

La masa total se calculó con la expresión (VII-2)

$$m_T = \frac{q_T}{(h_{\text{int}} - h_{\text{iny}})}$$

Sustituyendo valores:

$$m_T = \frac{149,562 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]}{\left(15.11 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right] - 12.11 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right] \right)} = 49,854 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$$

expresado en porcentaje:

$$\% \text{aire.ext} = \frac{5,908.47 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]}{49,854 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]} = 11.85\%$$

con el balance de energía (ecuación VII-3), se obtuvo la entalpia de la mezcla:

$$h_{mez} = \frac{m_{ext} h_{ext} + m_{int} h_{int}}{m_{Tot}}$$

$$h_{mez} = \frac{5,908.47 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] * 15.55 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right] + 43,945.53 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] * 15.11 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]}{49,854 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]} = 15.16 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]$$

con la entalpia de la mezcla, se obtuvo la temperatura de la mezcla:

$$T_{mez} = 24.16 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

La capacidad del equipo para la Zona Norte:

$$q_{eq} = m_{Tot} (h_{mez} - h_{iny})$$

$$q_{eq} = 49,854 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] \left(15.16 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right] - 12.11 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right] \right) = 152,161.72 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] = 50.21 \text{ [Ton. de refrigeración]}$$

El volumen de inyección (ecuación VII-6):

$$V = \frac{Q}{Cp(t_d - t_i)}$$

Sustituyendo valores:

$$V = \frac{602,260.43 \left[\frac{BTU}{h} \right]}{1.08(75.5[^\circ F] - 53[^\circ F])} = 23,796.72[PCM] = 42,129.89 \left[\frac{m^3}{h} \right]$$

Dividiendo el volumen de aire necesario entre el volumen a acondicionar, se obtuvo la cantidad de cambios en una hora.

$$\frac{Cambios}{hora} = \frac{42,129.89[m^3]}{1,378.8[m^3]} = 30.55 \frac{Cambios}{hora}$$

Lo que asegura tener una presión positiva y no tener infiltración.

VII.3 Selección de la Unidad Manejadora de Aire.

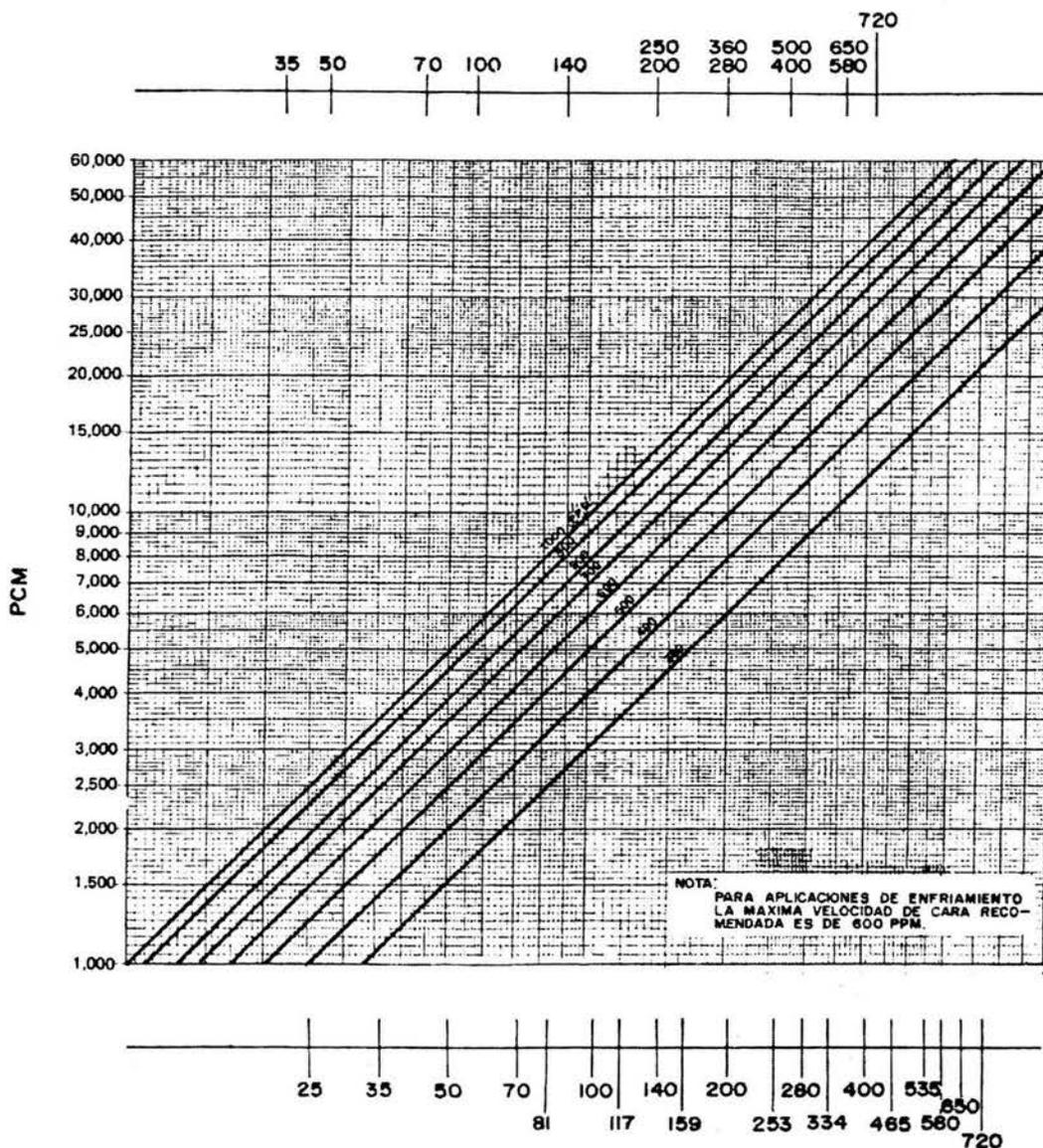
Para seleccionar el equipo terminal se tomaron los manuales de la marca YORK

VII.3.1 Selección del tamaño de la UMA

El tamaño de la UMA se hizo con base el la gráfica (VII-1):

GRAFICA PARA LA SELECCION DE LA UNIDAD

MULTIZONAS - SERPENTIN DE CALEFACCION



UNIZONAS - SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO Y CALEFACCION

Gráfica VII-1 Selección de la UMA

Con los resultados de cantidad de aire necesario y la velocidad de cara deseada en unidades inglesas:

Zona Norte: 22,597.46 [PCM]

Zona Sur: 23,796.72 [PCM]

La velocidad de cara debe tomarse abajo del punto de arrastre de humedad que es de 600 [PPM], la recomendable es de 400 [PPM], con estas condiciones entramos a la tabla y obtenemos el tamaño de la UMA para serpentín de enfriamiento y calefacción:

Zona Norte: 535

Zona Sur : 650

VII.3.2 Características de la UMA seleccionada

De la tabla VII-1 se obtuvieron las características de la UMA:

UNIDAD MANEJADORA DE AIRE MODELO	CAPACIDADES DE MANEJO DE AIRE PCM A DIFERENTES VELOCIDADES						SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO Y CALEFACCION			SERPENTIN DE CALEFACCION MULTIZONA		
	PPM						ALTO X LARGO	AREA - PIES ²	No. DE TUBOS	ALTO X LARGO	AREA - PIES ²	No. DE TUBOS
	350'	400	450	500	550	600	- EN PULGS -			- EN PULGS -		
25	875	1000	1125	1250	1375	1500	15 x 24	2.5	8	-	-	-
35	1125	1400	1575	1750	1925	2100	18-1/2 x 27	3.5	10	11-1/2 x 27	2.15	6
50	1750	2000	2250	2500	2750	3000	22 x 33	5.0	12	11-1/2 x 33	2.65	6
70	2450	2800	3150	3500	3850	4200	25-1/2 x 40	7.0	14	15 x 40	4.15	8
81	2835	3240	3645	4050	4455	4860	29 x 40	8.1	16	-	-	-
100	3500	4000	4500	5000	5500	6000	22 x 66	10.0	12	11-1/2 x 66	5.3	6
117	4095	4680	5265	5850	6435	7020	25-1/2 x 66	11.7	14	-	-	-
140	4900	5600	6300	7000	7700	8400	25-1/2 x 79	14.0	14	15 x 79	8.22	8
159	5565	6360	7155	7950	8745	9540	29 x 79	15.9	16	-	-	-
200	7000	8000	9000	10000	11000	12000	29 x 100	20.0	16	18-1/2 x 100	12.85	10
250	8750	10000	11250	12500	13750	15000	36 x 100	25.0	20	18-1/2 x 100	12.85	10
253	8855	10120	11385	12650	13915	15180	32-1/2 x 112	25.3	18	-	-	-
280	9800	11200	12600	14000	15400	16800	36 x 112	28.0	20	22 x 112	17.1	12
334	11690	13360	15030	16700	18370	20040	43 x 112	33.4	24	-	-	-
360	12600	14400	16200	18000	19800	21600	46-1/2 x 112	36.0	26	22 x 112	17.1	12
400	14000	16000	18000	20000	22000	24000	43 x 134	40.0	24	25-1/2 x 134	23.7	14
465	16275	18600	20925	23250	25575	27900	50 x 134	46.5	28	-	-	-
500	17500	20000	22500	25000	27500	30000	53-1/2 x 134	50.0	30	25-1/2 x 134	23.7	14
535	18725	21400	24075	26750	29425	32100	53-1/2 x 144	53.5	30	-	-	-
580	20300	23200	26100	29000	31900	34800	58 x 144	58.0	32	32-1/2 x 144	32.5	18
650	22750	26000	29250	32500	35750	39000	65 x 144	65.0	36	-	-	-
720	25200	28800	32400	36000	39600	43200	72 x 144	72.0	40	-	-	-

Tabla VII-1 (a) Datos de Ingeniería

ABANICO FC			ABANICO AF			FILTROS DE AIRE EN POSICION PLANA		FILTROS DE AIRE EN POSICION ANGULAR		No. MAXIMO DE ZONAS
CANTIDAD Y DIAMETRO EN PULGS.	FLECHA		CANTIDAD Y DIAMETRO EN PULGS.	FLECHA		CANTIDAD Y DIMENSIONES EN PULGS.	AREA EN PIES ²	CANTIDAD Y DIMENSIONES EN PULGS.	AREA EN PIES ²	
	DIAMETRO PULGS.	LONG. PULGS.		DIAMETRO PULGS.	LONG. PULGS.					
(1) - 9	3/4	31	-	-	-	(1) 16 x 25	2.8	(2) 16 x 25	5.6	-
(1) - 10	1	34	-	-	-	(2) 16 x 20	4.4	(2) 20 x 25	7.0	5
(1) - 12	1	40- $\frac{3}{8}$	-	-	-	(2) 20 x 25	7.0	(4) 16 x 20	8.8	6
(1) - 15	1-3/16	49	-	-	-	(3) 16 x 25	8.4	(4) 20 x 25	14	8
(1) - 15	1-3/16	49	-	-	-	(2) 16 x 25 (2) 16 x 20	10.0	(4) 20 x 25	14	-
(2) - 12	1	62- $\frac{5}{16}$	-	-	-	(3) 16 x 25 (1) 20 x 25	11.9	(2) 16 x 20 (4) 20 x 25	18.4	13
(2) - 12	1	62- $\frac{5}{16}$	-	-	-	(3) 20 x 25 (1) 16 x 25	13.3	(2) 16 x 20 (4) 20 x 25	18.4	-
(2) - 15	1-3/16	75- $\frac{3}{4}$	(2) - 12	1-3/16	80	(6) 16 x 25	16.8	(9) 16 x 25	25.2	16
(2) - 15	1-3/16	75- $\frac{3}{4}$	(2) - 12	1-3/16	80	(9) 16 x 20	21.6	(12) 20 x 20	35.6	-
(2) - 18	1-3/16	96- $\frac{1}{2}$	(2) - 15	1-7/16	95- $\frac{1}{8}$	(10) 16 x 20	22.0	(12) 20 x 25	42.0	20
(2) - 18	1-3/16	96- $\frac{1}{2}$	(2) - 15	1-7/16	95- $\frac{1}{8}$	(10) 16 x 20	22.0	(12) 20 x 25	42.0	20
(2) - 21	1-7/16	105- $\frac{1}{4}$	(2) - 18	1-11/16	106- $\frac{1}{2}$	(12) 20 x 20	33.6	(18) 20 x 20	50.4	-
(2) - 21	1-7/16	105- $\frac{1}{4}$	(2) - 18	1-11/16	106- $\frac{1}{2}$	(12) 20 x 20	33.6	(18) 20 x 20	50.4	22
(2) - 21	1-7/16	105- $\frac{1}{4}$	(2) - 18	1-11/16	106- $\frac{1}{2}$	(18) 16 x 20	39.6	(30) 16 x 20	66.0	-
(2) - 21	1-7/16	105- $\frac{1}{4}$	(2) - 18	1-11/16	106- $\frac{1}{2}$	(18) 16 x 20	39.6	(30) 16 x 20	66.0	22
(2) - 25	1-7/16	124	(2) - 22	1-15/16	125- $\frac{1}{2}$	(21) 16 x 20	46.2	(28) 20 x 20	78.4	27
(2) - 25	1-7/16	124	(2) - 22	1-15/16	125- $\frac{1}{2}$	(7) 16 x 20 (14) 20 x 20	54.6	(35) 20 x 20	98.0	-
(2) - 25	1-7/16	124	(2) - 22	1-15/16	125- $\frac{1}{2}$	(7) 16 x 20 (14) 20 x 20	54.6	(35) 20 x 20	98.0	22
(2) - 30	1-11/16	137	(2) - 24	2-3/16	140- $\frac{1}{2}$	(24) 16 x 25	67.2	(30) 20 x 25	105	-
(2) - 30	1-11/16	137	(2) - 24	2-3/16	140- $\frac{1}{2}$	(24) 16 x 25	67.2	(30) 20 x 25	105	29
(2) - 30	1-11/16	137	(2) - 24	2-3/16	140- $\frac{1}{2}$	(24) 20 x 25	84	(42) 20 x 25	147	-
(2) - 30	1-11/16	137	(2) - 24	2-3/16	140- $\frac{1}{2}$	(24) 20 x 25	84	(42) 20 x 25	147	-

Tabla VII-1 (b) Datos de Ingeniería

UMA 535.

Capacidad: 18,725 a 32,100 [PCM] = 31,813.97 a 54,538.24 $\left[\frac{m^3}{h} \right]$

Velocidad de cara: 350 a 600 [PPM] = 1.778 a 3.048 $\left[\frac{m}{s} \right]$

Serpentín de calefacción y enfriamiento:

Alto por Largo: 53 ½ x 144 [plg] = 1.35 x 3.65 [m]
 Área: 53.5 [pie²] = 4.97 [m²]
 Número de tubos: 30

Abanico AF:

Cantidad y diámetro: 2 abanicos de 24 [plg] = 60.96 [cm]
 Flecha: 2 3/16 [plg] = 5.55 [cm]
 Longitud: 140 1/2 [plg] = 356.87 [cm]

Filtros de aire en posición angular:

30 filtros de 20 x 25 [plg] = 50.8 x 63.5 [cm]
 Área: 105 [pie²] = 9.75 [m²]

UMA 650.

Capacidad: 22,750 a 39,000 [PCM] = 38,652.49 a 66261.42 $\left[\frac{m^3}{h} \right]$

Velocidad de cara: 350 a 600 [PPM] = 1.778 a 3.048 $\left[\frac{m}{s} \right]$

Serpentín de calefacción y enfriamiento:

Alto por Largo: 65 x 144 [plg] = 165.1 x 365.76 [cm]
 Área: 65 [pie²] = 6.03 [m²]
 Número de tubos: 36

Abanico AF:

Cantidad y diámetro: 2 abanicos de 24 [plg] = 60.96 [cm]
 Flecha: 2 3/16 [plg] = 5.55 [cm]
 Longitud: 140 1/2 [plg] = 356.87 [cm]

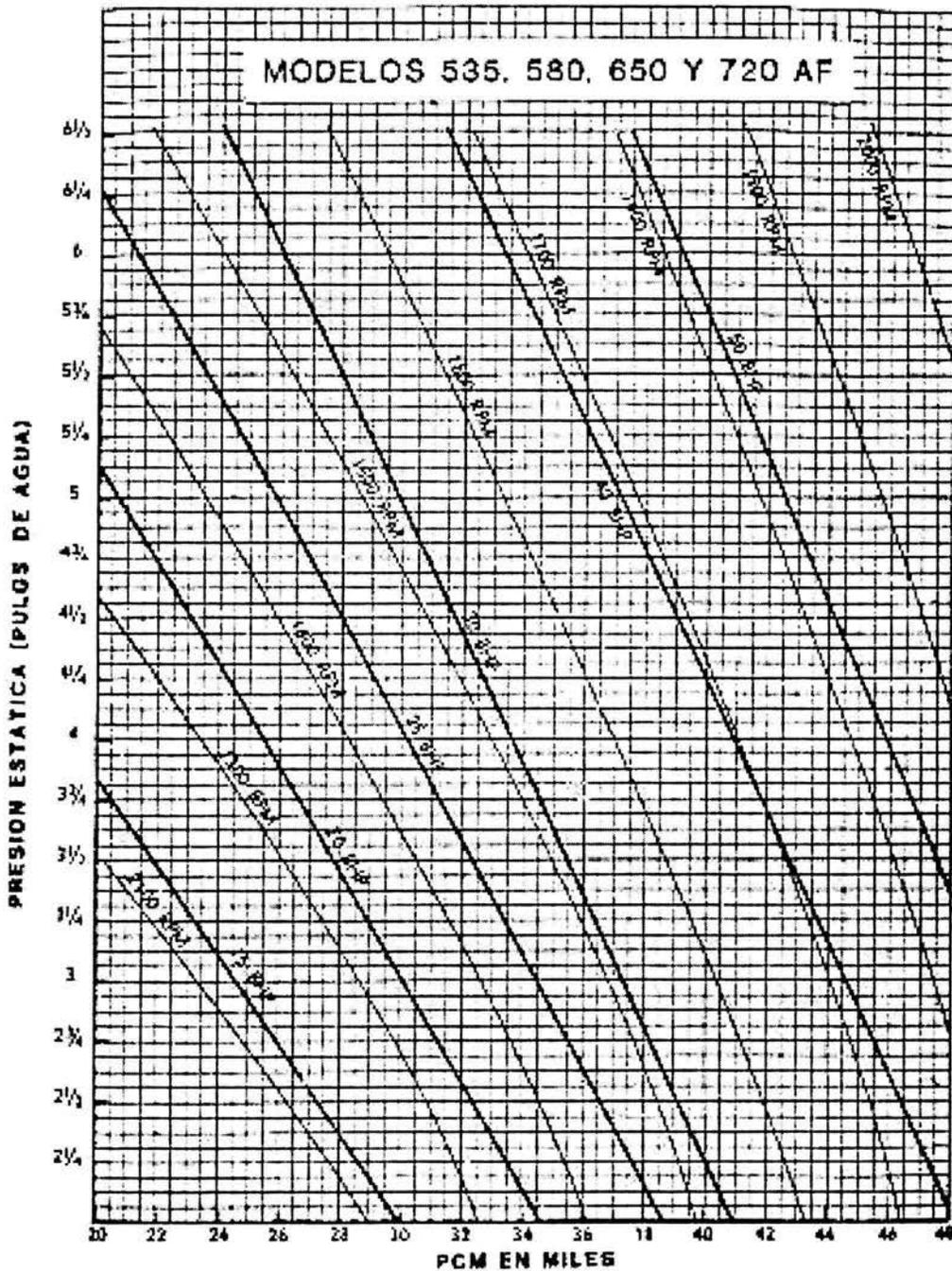
Filtros de aire en posición angular:

42 filtros de 20 x 25 [plg] = 50.8 x 63.5 [cm]
 Área: 147 [pie²] = 13.65 [m²]

Caída de presión en serpentines secos de enfriamiento: de 0.4572 centímetros de columna de agua con 4 hileras a 1.14 centímetros de columna de agua con 10 hileras.

VII.3.2. Selección de motores

Los motores se seleccionaron con base en la gráfica VII-2.



Gráfica VII-2 Características del abanico AF.

Con la cantidad de aire obtenida y la presión estática de 3 a 9 [plg] de columna agua:

Motor Zona Norte: 20 [Hp] a 1,350 [RPM]

Motor Zona Sur: 25 [Hp] a 1,450 [RPM]

VIII. ANÁLISIS DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN Y SISTEMAS DE CONTROL

Inicialmente se procedió a hacer una revisión a todo el sistema de ductos para verificar las condiciones del mismo, buscando fisuras, agujeros, abolladuras, corrosión, etc. Comprobando un muy aceptable estado y su correcto aislamiento protector, por lo que se determinó que por su buen estado físico no existía ningún problema.

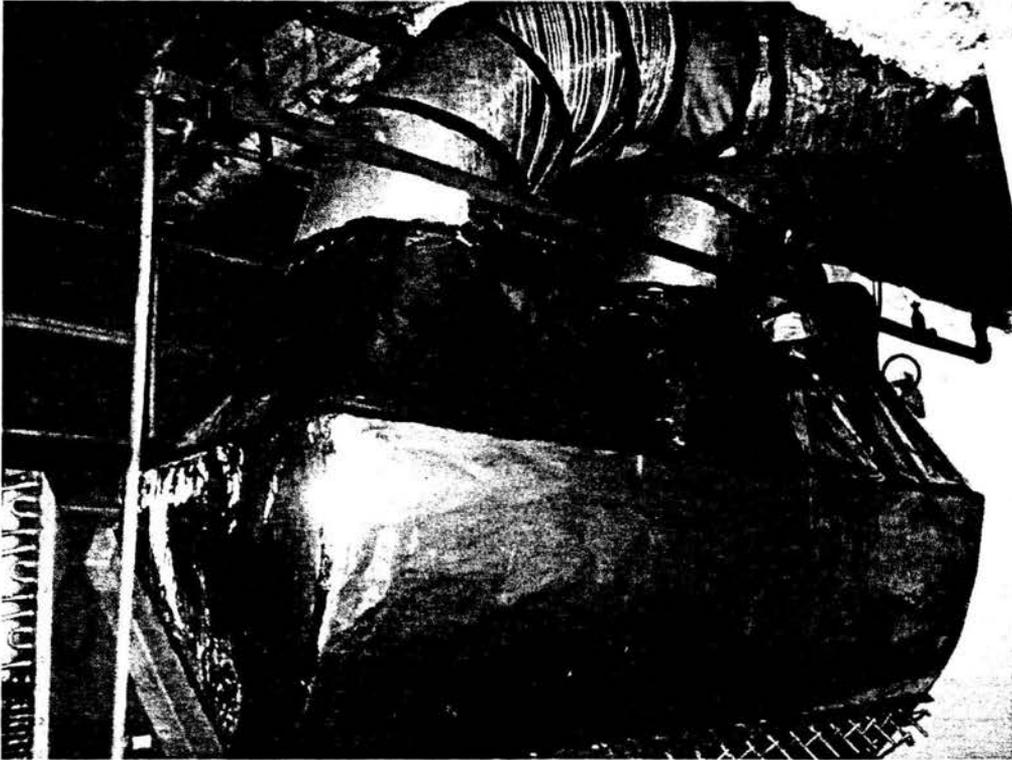


Figura VIII-1 Foto Ilustrativa de Ductería Actual en TEP.

Es por esto que se procedió a hacer una evaluación de la distribución del sistema para cada una de las cuatro zonas en que se divide la sección de ductos, encontrándola simétrica y adecuada para el piso de oficinas. Esto se puede observar en el dibujo adjunto con su distribución en el área de la cámara plena.

Enseguida procedimos a verificar los gastos ó volúmenes de aire para determinar las velocidades del flujo del mismo, a través de los ductos para determinar las condiciones de pérdidas por fricción, así como determinar cómo se comportarían con el nuevo equipo propuesto y si se mantienen dentro del rango permisible.

A continuación ilustramos los cálculos realizados para obtener los valores con el equipo actual y los que obtendríamos con el cambio de equipos.

VIII.1. Análisis de Gasto de Aire en el Equipo Actual

$$QT = N \times G \quad (VIII-1)$$

QT = Gasto Total

N = No. Difusores (Cuadrados y Lineales)

G = Gasto

LADO NORTE.

Zona Azul = 13 Difusores Cuadrados + 8 Difusores Lineales = 21 Difusores
 Zona Verde = 8 Difusores Cuadrados + 1 Difusores Lineales = 9 Difusores
 Zona Rosa = 48 Difusores Cuadrados + 6 Difusores Lineales = 54 Difusores
 Zona Naranja = 80 Difusores Cuadrados + 6 Difusores Lineales = 86 Difusores

Total = 170 Difusores

LADO SUR

Zona Azul = 13 Difusores Cuadrados + 7 Difusores Lineales = 20 Difusores
 Zona Verde = 7 Difusores Cuadrados + 1 Difusores Lineales = 8 Difusores
 Zona Rosa = 40 Difusores Cuadrados + 5 Difusores Lineales = 45 Difusores
 Zona Naranja = 75 Difusores Cuadrados + 7 Difusores Lineales = 82 Difusores

Total = 155 Difusores

LADO NORTE

QT = N x G (Gasto Actual)

$$G = QT / N = 551.96 \left[\frac{m^3}{min} \right] / 170 \text{ Difusores} = 3.246 \left[\frac{m^3}{min} \right]$$

QT = N x G (Gasto Propuesto)

$$G = QT / N = 640.85 \left[\frac{m^3}{min} \right] / 170 \text{ Difusores} = 3.769 \left[\frac{m^3}{min} \right]$$

LADO SUR

QT = N x G (Gasto Actual)

$$G = QT / N = 551.96 \left[\frac{m^3}{\text{min}} \right] / 155 \text{ Difusores} = 3.561 \left[\frac{m^3}{\text{min}} \right]$$

QT = N x G (Gasto Propuesto)

$$G = QT / N = 703.22 \left[\frac{m^3}{\text{min}} \right] / 155 \text{ Difusores} = 4.536 \left[\frac{m^3}{\text{min}} \right]$$

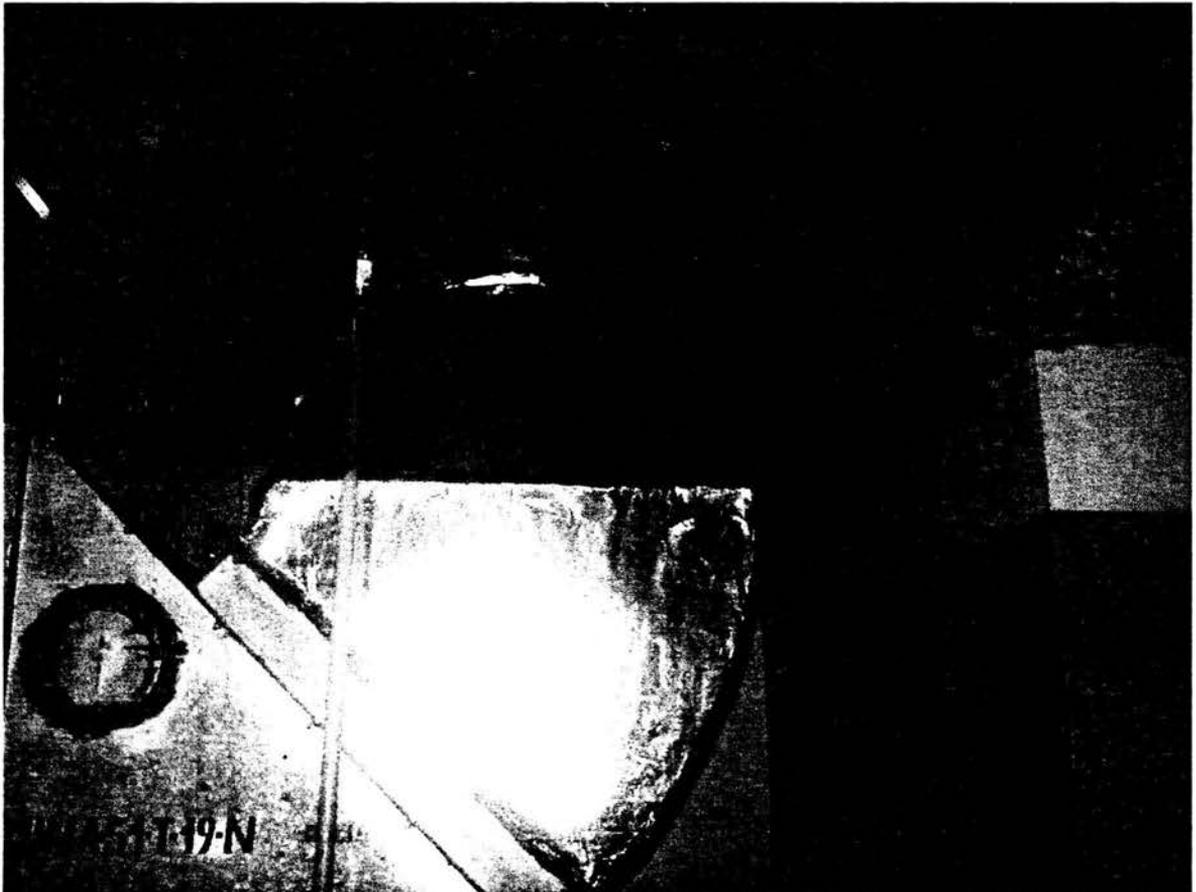


Figura VIII-2 Sección Aislada de Ductería Actual en TEP.

Distribución	Cantidad	Longitud Metros	Gasto/m MCM	Gasto Total MCM	Gasto Unitario MCM
Zona 1 (Azul)	8	19.81	0.566	36.79	4.60
Zona 2 (Verde)	1	7.01	0.849	19.52	19.52
Zona 3 (Rosa)	6	7.01	0.650	14.97	2.50
Zona 4 (Naranja)	6	11.88	0.679	26.48	4.41
Totales	21	45.71	2.744	97.76	

Tabla VIII-1 Cálculo de Gastos de Difusores Lineales para Zona Norte
MCM. Metros Cúbicos por Minuto
Lámparas Difusoras

Tamaño Metros	Cantidad	Gasto Total MCM	Gasto Unit. MCM
0.55 x 0.55	149	454.18	3.048

Tabla VIII-2 Cálculo de Gastos Totales y Unitarios para Lámparas Difusoras

Cálculo de Gasto por Difusores Zona Sur
Difusores Lineales

Distribución	Cantidad	Longitud Metros	Gasto/m MCM	Gasto Total MCM	Gasto Unitario MCM
Zona 1 (Azul)	7	13.71	0.566	25.47	3.64
Zona 2 (Verde)	1	7.01	0.594	13.66	13.66
Zona 3 (Rosa)	5	7.01	0.764	17.57	3.51
Zona 4 (Naranja)	7	11.88	0.679	26.48	3.78
Totales	20	39.61	2.603	83.18	

Tabla VIII-3 Cálculo de Gastos de Difusores Lineales para Zona Sur
MCM. Metros Cúbicos por Minuto

Cálculo de Gasto de Ductos Redondos de Alta Velocidad Zona Sur

Estado Actual	Diámetro Metros	Longitud Metros	Área (Metros) ²	Gasto Total MCM	Velocidad MPM	Velocidad MPS
Zona 1 (Azul)	0.355	64	0.396	551.96	1393.84	23.23
Zona 2 (Verde)	0.254	7.01	0.202	551.96	2732.48	45.54
Zona 3 (Rosa)	0.3048	7.01	0.291	551.96	1896.77	31.61
	0.381	7.01	0.455	551.96	1213.10	20.22
	0.457	7.01	0.656	551.96	841.40	14.02
	0.810	32.30	0.810	551.96	681.43	11.36
Zona 4 (Naranja)	0.177	6.096	0.099	551.96	5575.35	92.92
	0.254	6.096	0.202	551.96	2732.48	45.54
	0.355	6.096	0.396	551.96	1393.84	23.23
	0.406	6.096	0.518	551.96	1065.56	17.76
	0.457	19.20	0.656	551.96	841.40	14.02

Propuesta Nueva	Diámetro Metros	Longitud Metros	Área (Metros) ²	Gasto Total MCM	Velocidad MPM	Velocidad MPS
Zona 1 (Azul)	0.355	64	0.396	703.22	1775.81	29.60
Zona 2 (Verde)	0.254	7.01	0.202	703.22	3481.29	58.02
Zona 3 (Rosa)	0.3048	7.01	0.291	703.22	2416.56	40.28
	0.381	7.01	0.455	703.22	1545.54	25.76
	0.457	7.01	0.656	703.22	1071.98	17.87
	0.810	32.30	0.810	703.22	868.17	14.47
Zona 4 (Naranja)	0.177	6.096	0.099	703.22	7103.23	118.39
	0.254	6.096	0.202	703.22	3481.29	58.02
	0.355	6.096	0.396	703.22	1775.81	29.60
	0.406	6.096	0.518	703.22	1357.57	22.63
	0.457	19.20	0.656	703.22	1071.98	17.87

Tabla VIII-4 Cálculos Situación Actual y Propuesta en Zona Norte

MCM. Metros Cúbicos por Minuto

MPM. Metros por Minuto

MPS. Metros por Segundo

Cálculo de Gasto de Ductos Redondos de Alta Velocidad Zona Sur

Estado Actual	Diámetro Metros	Longitud Metros	Área (Metros) ²	Gasto Total MCM	Velocidad MPM	Velocidad MPS
Zona 1 (Azul)	0.355	64	0.396	551.96	1393.84	23.23
Zona 2 (Verde)	0.254	7.01	0.202	551.96	2732.48	45.54
Zona 3 (Rosa)	0.3048	7.01	0.291	551.96	1896.77	31.61
	0.381	7.01	0.455	551.96	1213.10	20.22
	0.457	7.01	0.656	551.96	841.40	14.02
	0.508	32.30	0.810	551.96	681.43	11.36
Zona 4 (Naranja)	0.177	6.096	0.099	551.96	5575.35	92.92
	0.254	6.096	0.202	551.96	2732.48	45.54
	0.355	6.096	0.396	551.96	1393.84	23.23
	0.406	6.096	0.518	551.96	1065.56	17.76
	0.457	19.20	0.656	551.96	841.40	14.02

Propuesta Nueva	Diámetro Metros	Longitud Metros	Área (Metros) ²	Gasto Total MCM	Velocidad MPM	Velocidad MPS
Zona 1 (Azul)	14	64	0.396	703.22	1775.81	29.60
Zona 2 (Verde)	10	7.01	0.202	703.22	3481.29	58.02
Zona 3 (Rosa)	12	7.01	0.291	703.22	2416.56	40.28
	15	7.01	0.455	703.22	1545.54	25.76
	18	7.01	0.656	703.22	1071.98	17.87
	20	32.30	0.810	703.22	868.17	14.47
Zona 4 (Naranja)	7	6.096	0.099	703.22	7103.23	118.39
	10	6.096	0.202	703.22	3481.29	58.02
	14	6.096	0.396	703.22	1775.81	29.60
	16	6.096	0.518	703.22	1357.57	22.63
	18	19.20	0.656	703.22	1071.98	17.87

Tabla VIII-5 Cálculos Situación Actual y Propuesta en Zona Sur
 PCM. Pies Cúbicos por Minuto
 PPM. Pies por Minuto

VIII.2. Sistemas de Control

El sistema actual de control consta de un solo termostato por cada una de las cuatro secciones de la ductería, que sirve para controlar el actuador de la compuerta respectiva en la UMAs, lo que no permite un control preciso de las condiciones en las diferentes áreas del piso.

Ante esta situación se propone un nuevo sistema de control con las siguientes características:

- Se reemplazarían las cajas reductoras de velocidad actuales por cajas controladoras de volumen de aire, que mediante una compuerta modifican el flujo de éste
- Se instalará un termostato por cada una de las nuevas cajas controladoras
- Se contará con una unidad central de control para la administración de todo el sistema de distribución en el piso
- Se instalará un presóstato para cada UMA, con el fin de detectar variaciones de presión que resultan del control del flujo de aire por parte de las cajas controladoras
- Cada una de las nuevas UMAs, cuenta con un Variador de Frecuencia para el motor de la turbina, que operará de acuerdo a la temperatura y presión monitoreada por los elementos anteriores

El costo estimado de estos componentes del sistema de control es de \$484,000 Pesos por ambas UMA's más gastos de instalación.

Los beneficios de instalar este sistema de control son por un lado el abatimiento más eficiente de la carga, pues permitirá controlar la temperatura de forma más precisa por cada una de las oficinas del piso, lo que a su vez proporcionará mayor confort a los usuarios comparado con el enfriamiento por grupos de oficinas, que actualmente genera diferencias importantes en la temperatura de una oficina a otra.

Por otro lado, los sistemas de control propuestos reducirán el consumo de energía por parte de las UMAs, lo que hará más eficiente la operación del Aire Acondicionado en toda la Torre.

PROPUESTA DE COSTOS APROXIMADOS POR IMPLEMENTACIÓN DE EQUIPO CONTROLADOR DE ZONA Y DUCTERÍA NUEVA.

Se requieren 42 Cajas controladoras de Zona, incluyendo sus termostatos, junto con 2 controladores de presión por cada manejadora y una Unidad Central para controlar el Sistema y Monitorearlo.

Equipo Requerido	Cantidad Necesaria	Costo Unitario	Total Pesos
Varitrac's	42	4,320.00	181,440.00
Control Presión	2	43,200.00	86,400.00
Tracer Summit	1	216,000.00	216,000.00
			483,840.00
			Más IVA

Se requieren cambiar los ductos de diámetro de 20" por 43", a lo largo de 32.3 metros por lado del piso, incluyendo un codo de 90° por lado, siendo costos aproximados los siguientes :

Equipo Requerido	Cantidad Necesaria	Costo Unitario	Total Pesos
Ducto Diam.43"	72	740.00	53,280.00

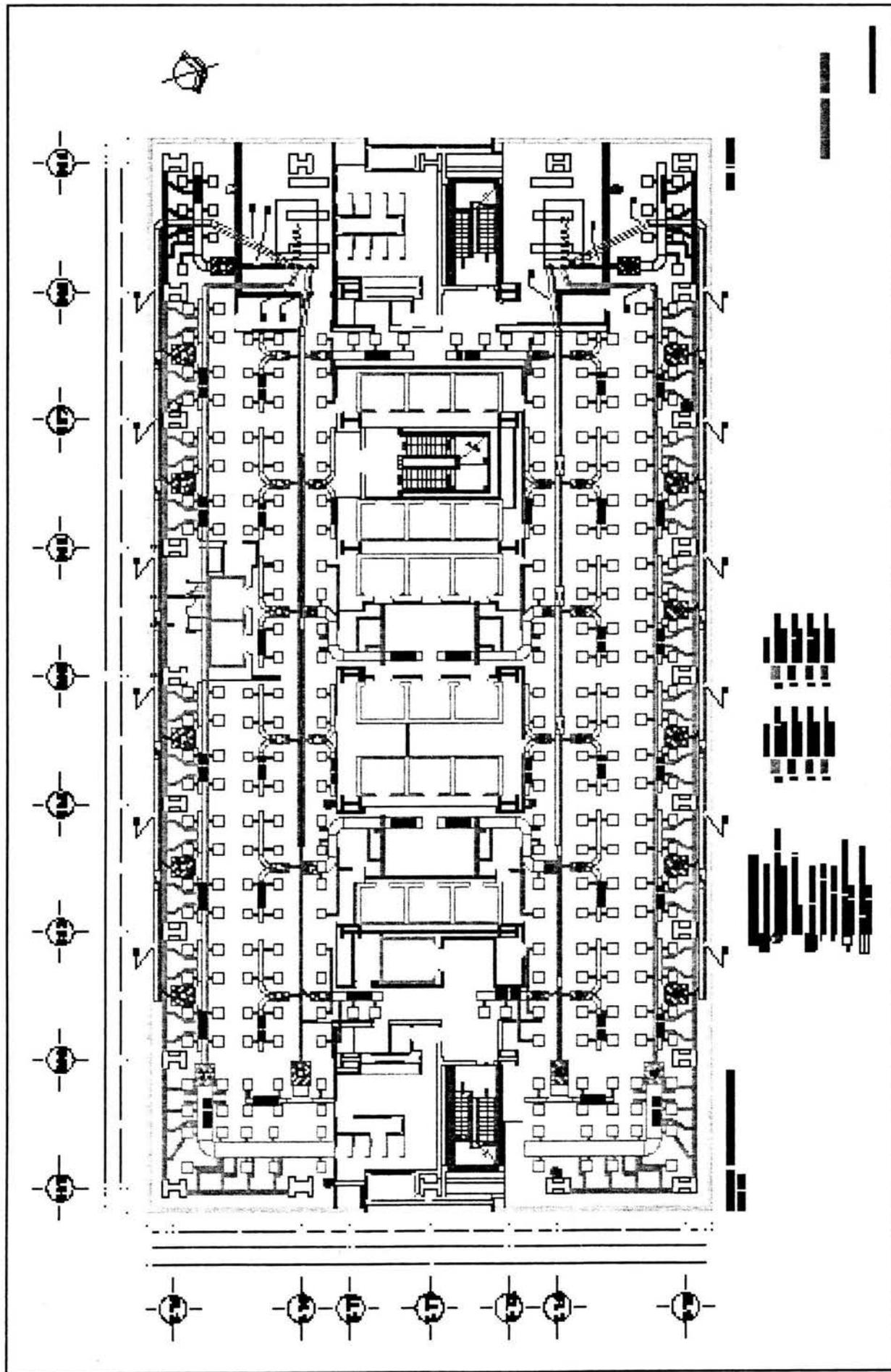


Figura VIII-3 Plano de Ductería Actual

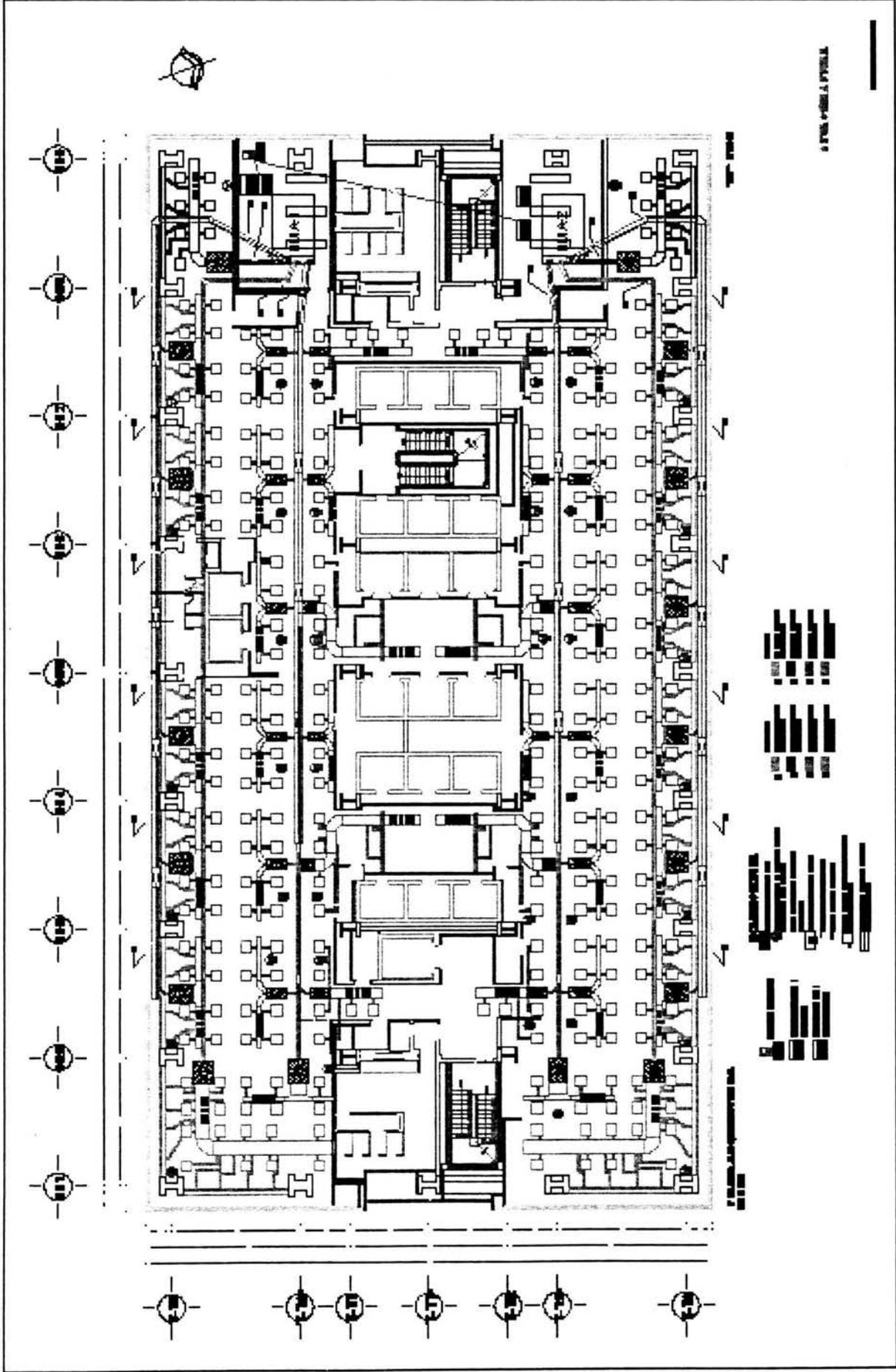


Figura VIII-4 Plano de Ductería Propuesta

IX. CONCLUSIONES

IX.1. Resumen de la Propuesta de Solución

La tabla IX-1 contiene la lista de las modificaciones y equipo por cada piso que se proponen como solución a la pérdida de confort en la Torre Ejecutiva de PEMEX.

Rubro	Descripción	Costo Aproximado
Unidad Manejadora de Aire Zona Norte	York Air-Pack 535, con capacidad de 38,393 $[m^3/hr]$	\$30,000 USD
Unidad Manejadora de Aire Zona Sur	York Air-Pack 650, con capacidad de 42,129 $[m^3/hr]$	\$33,000 USD
Ductería	Modificación de 65 m de la sección 3, de 20 a 43 in de diámetro	\$55,000 MXP
Sistemas de Control	42 Cajas Controladoras de Volumen de Aire (CCVA) 42 Termostatos por cada CCVA 1 Unidad Central de Control 2 Presóstatos para las UMAs 2 Variadores de Frecuencia	\$480,000 MXP

Tabla IX-1 Resumen de Propuesta de Solución

IX.2. Ahorro de Energía

Las UMAs actuales cuentan con un motor de 20 HP cada una, y funcionan a su máxima capacidad de las 6:00 hrs. a las 18:00 todos los días, lo que se traduce en 130,500 Kw. /hr al año por cada piso.

Por otro lado, se tiene que las UMAs propuestas requieren de un motor de 20 HP para la Zona Norte y 25 HP para la Zona Sur. Si se tomara la misma consideración de que trabajaran a su máxima capacidad durante doce horas todos los días, el consumo de energía se elevaría 147,000 Kw. /hr al año; lo que indica la necesidad de contar con sistemas de control y así reducir el consumo de energía.

Al realizar el cálculo de cargas térmicas del piso tipo considerando las variaciones en el uso y radiación por cada una de las doce horas de operación en un día en que las condiciones sean el promedio del año (Tabla IX-2), se obtiene que la demanda de energía tendrá un comportamiento ascendente hasta las 14:00 hrs., y descendente en el resto del día. En la figura IX-1, se muestra el comportamiento de las cargas térmicas que generarán dicha demanda.

Variación de Uso de la Torre en un Día Típico

Hora	06:00	07:00	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00
Habitantes	2%	6%	16%	79%	100%	100%	100%	100%	100%	63%	40%	40%	16%
Iluminación	5%	24%	73%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	90%	88%	73%	73%
Equipos	2%	6%	16%	79%	100%	100%	100%	100%	100%	63%	40%	40%	16%

Variación de Radiación Solar (Promedio Anual)

Hora	06:00	07:00	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00
Zona Sur	3%	14%	23%	26%	27%	32%	45%	67%	88%	100%	96%	64%	11%
Zona Norte	29%	90%	100%	81%	55%	33%	22%	19%	19%	20%	19%	13%	4%

Tabla IX-2 Variación de Uso en Un Día Típico y de Radiación Solar Promedio



Figura IX-1 Cargas Térmicas por Hora en un Día Promedio

Al contar con los sistemas de control propuestos, y si se establece que el consumo máximo de energía será a la hora de mayor carga térmica del año para cada Zona, ya que en ese período será cuando el motor de las nuevas UMAs estará trabajando a su máxima capacidad; el ahorro de energía será respecto al máximo de 15 kW/hr para la zona Norte y 19 kW/hr para la zona Sur, que se están consumiendo e inversamente proporcional a la carga térmica. De esta forma, se tiene que el ahorro en Kilowatts se comportará a lo largo de las doce horas de operación como se muestra en la figura IX-2 para la Zona Norte y en la figura IX-3 para la Zona Sur.

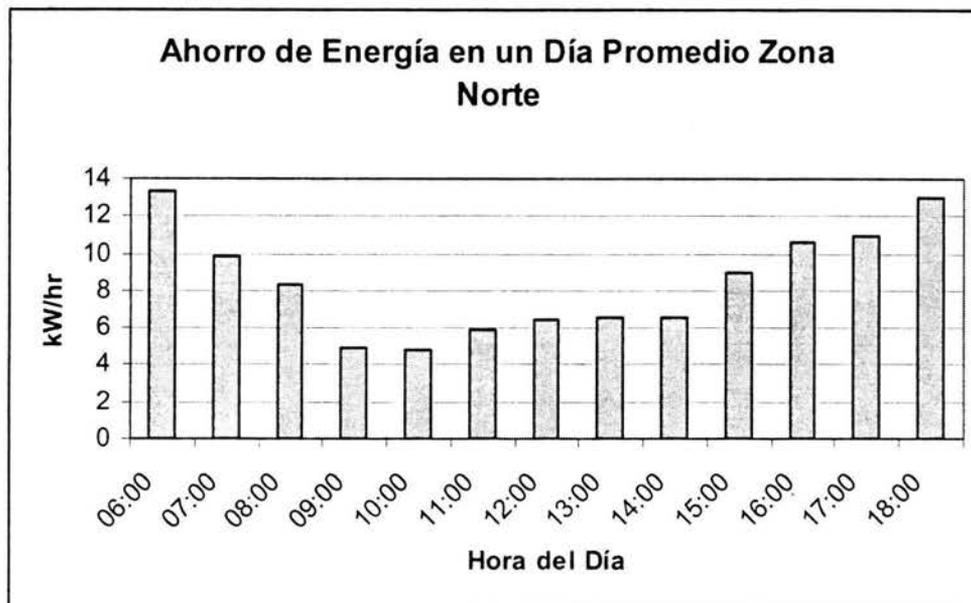


Figura IX-2 Ahorro de Energía en un Día Promedio Zona Norte

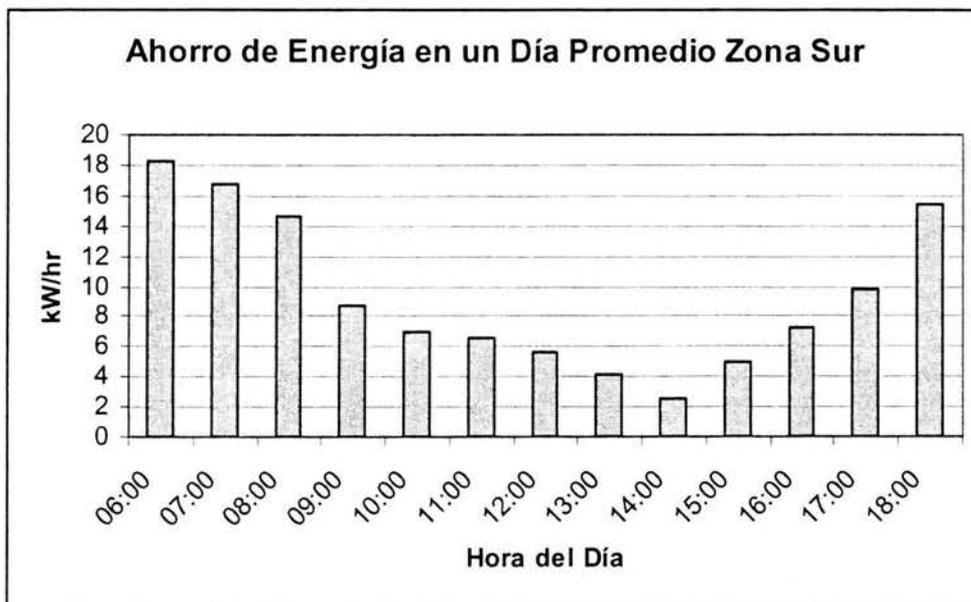


Figura IX-3 Ahorro de Energía en un Día Promedio Zona Sur

Al multiplicar la suma de estos ahorros por los 365 días del año y tomando un precio promedio de \$0.55 Pesos por Kw., se obtendría un ahorro total de aproximadamente \$46,600 Pesos al año por cada piso de la torre.

IX.3. Conclusión General

El presente trabajo llevó a comprobar que la pérdida de confort en la Torre Ejecutiva de PEMEX se debió al incremento en la generación de calor, generado por el aumento en el número de ocupantes de la torre y por la introducción de equipo moderno de oficina (Cap. II, V y VI); en combinación con la insuficiencia del equipo terminal actual de la TEP (Caps. V, VI y VII).

El análisis hecho del sistema actual y en general de TEP, llevó a concluir que la solución más adecuada para resolver el problema consiste en el cambio del equipo terminal (Caps. VI y VII), algunas pequeñas modificaciones a la ductería y en la implantación de sistemas de control más modernos (Cap. VIII).

Sobre la base del cálculo de cargas térmicas y la propuesta de solución realizados, se puede concluir que se cumplió con el objetivo de determinar las acciones para la recuperación del confort en la TEP, de forma que este estudio servirá de referencia para el proyecto de instalación de los nuevos equipos de Aire Acondicionado del inmueble.

BIBLIOGRAFÍA

Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración

Eduardo Hernández Goribar
Editorial Limusa, 1990

Acondicionamiento de Aire Principios y Sistemas

Edward G. Pita
Editorial CECSA

Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Third Edition

Frank P. Incropera
David P. De Witt
Ed. Wiley & Sons, 1990

Termodinámica, Quinta Edición

Kenneth Wark
Ed. McGraw-Hill, 1991

Curso de Aire Acondicionado

Rodrigo de Bengoechea Olguín
División de Educación Continua, FI, UNAM

Balance Térmico de Verano, Curso de Aire Acondicionado III

Jorge Czajkowsky
Universidad de Buenos Aires, 2002

www.york.com

www.carrier.com

Curso de cálculo de cargas térmicas

ASHRAE, 2000

Curso de cálculo de cargas térmicas

Carrier, 2000

Manual de Refrigeración y Aire Acondicionado

Camilo Botero G.
Rodrigo Montaña M.
Prentice Hall Hispanoamericana, Primera Edición

Explicación y Uso de la Forma York de Cálculo de Cargas Térmicas # D2GV2-83, Para Locales Residenciales, Comerciales e Industriales

York Latin America, 2002

Curso de Fundamentos para la Estimación de Cargas Térmicas

Jerónimo J. Quintanilla

Ingeniería Termodinámica, Fundamentos y Aplicaciones

Francis F. Huang

Compañía Editorial Continental, S.A. de C.V., Segunda Edición

Norma de Diseño de Ingeniería en Acondicionamiento de Aire ND 01-IMSS-AA-97

Coordinación de Construcción y Equipamiento, División de Proyectos, Investigación y Cuadros Básicos

NORMA Oficial Mexicana NOM-008-ENER-2001

Eficiencia energética en edificaciones, envolvente de edificios no residenciales.

Norma Oficial Mexicana NOM-011-ENER-2002

Eficiencia Energética de Acondicionados de Aire Tipo Central Paquete o Dividido. Límites, Métodos de Prueba y Etiquetado

Norma Oficial Mexicana NOM-018-ENER-1997

Aislantes Térmicos para Edificaciones. Características, Límites y Métodos de Prueba

Aire Acondicionado y Refrigeración

Burges H. Jennings, Samuel R. Lewis

Compañía Editorial Continental, SA

México, 1970

Calefacción, Refrigeración y Acondicionamiento de Aire

Juan de Causa

Ediciones CEAC

Barcelona, 1969, Octava Edición

Refrigeración y Acondicionamiento de Aire

W.F. Stoecker

Mc Graw Hill

Universidad de Illinois, 1958