



35
201

**UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTONOMA DE MEXICO**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
"CUAUTITLAN"**



**SELECCION E INSTALACION DE EQUIPO
DE AIRE ACONDICIONADO PARA LA ZONA
HOTELERA DE IXTAPA ZIHUATANEJO**

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A N :**

**HUGO ALFREDO SARMIENTO PALAFOX
NORBERTO AGUILAR CHAVEZ
LUIS CARLOS ROSERO PUERTO**

Asesor: M. en C. Juan de la Cruz Hernández Zamudio



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

INDICE	PAG
OBJETIVO GENERAL	1
OBJETIVO PARTICULAR	1
INTRODUCCION	2
1 CONCEPTOS BASICOS	6
1.1 AIRE	6
1.2 CALOR	6
1.3 CAPACIDAD CALORIFICA	6
1.4 ENTALPIA LATENTE	7
1.5 ENTALPIA SENSIBLE	7
1.6 PRESION ATMOSFERICA	7
1.7 PRESION MANOMETRICA	7
1.8 PRESION ABSOLUTA	7
1.9 TEMPERATURA	9
1.9.1 TEMPERATURA DE SATURACION	9
1.10 VOLUMEN ESPECIFICO	9
1.11 DENSIDAD	9
1.12 TERMODINAMICA	9
1.12.1 LEYES TERMODINAMICAS	9
1.12.1.1 SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA	10
1.13 FLUJO DE FLUIDOS	10
1.14 CICLO DE REFRIGERACION	12
2 AIRE Y CALCULOS DE HUMEDAD	15
2.1 TEMPERATURA DE ROCIO	15
2.2 TEMPERATURA DE BULBO SECO	15
2.3 TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO	15
2.4 HUMEDAD ABSOLUTA	15
2.5 HUMEDAD RELATIVA	15

2.6	CARTA PSICROMETRICA	16
2.7	PROCESOS PSICROMETRICOS	16
2.7.1	CAMBIOS DE CALOR SENSIBLE Y LATENTE	16
2.7.1.a	FLUJO DE AIRE SOBRE UNA SUPERFICIE SECA Y MAS FRIA QUE EL AIRE	16
2.7.1.b	PROCESO DE ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION	16
2.7.1.c	PROCESO DE ENFRIAMIENTO Y HUMIDIFICACION	18
3	CALCULO DE LA GANANCIA DE CALOR	21
3.1	MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR	21
3.1.1	CONDUCCION	21
3.1.2	CONVECCION	21
3.1.3	RADIACION	24
3.1.4	TRANSFERENCIA TOTAL DE CALOR	25
3.2	FUENTES DE CALOR PARA PRODUCIR LA CARGA DE CALENTAMIENTO	25
3.2.1	FUENTES EXTERNAS	26
3.2.1.a	CONDUCCION A TRAVES DE LA ESTRUCTURA EXTERIOR	26
3.2.1.b	APORTACION POR RADIACION SOLAR A TRAVES DEL VIDRIO	26
3.2.1.c	INFILTRACIONES Y VENTILACION	27
3.2.2	FUENTES INTERNAS	28
3.2.2.a	PERSONAS	28
3.2.2.b	EBULLIJO Y MISCELANEA	28
4	COMPONENTES DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO	42
4.1	COMPRESORES	42
4.1.1	COMPRESORES RECIPROCANTES	42
4.1.1.a	DESPLAZAMIENTO	42
4.1.1.b	COMPRESOR DE TIPO ABIERTO	43
4.1.1.c	MOTOCOMPRESOR SEMIHERMETICO	43
4.1.1.d	MOTOCOMPRESOR HERMETICO	43
4.2	COMPRESORES CENTRIFUGOS	45
4.3	COMPRESORES ROTATORIOS	48
4.4	BOMBAS	48

4.5	CONDENSADORES	48
4.5.1.a	CONDENSADORES ENFRIADOS POR AIRE	52
4.5.1.b	CONDENSADORES ENFRIADOS POR AGUA	52
4.5.1.c	CONDENSADORES EVAPORATIVOS	53
4.5.2	CAPACIDAD DEL CONDENSADOR	53
4.6	EVAPORADORES	55
4.6.1	CLASIFICACION DE LOS EVAPORADORES	56
4.7	DISPOSITIVOS DE CONTROL DEL REFRIGERANTE	56
4.7.1	VALVULA DE EXPANSION TERMOSTATICA	59
4.7.2	TUBOS CAPILARES	59
4.7.3	VALVULA DE EXPANSION AUTOMATICA	60
4.7.4	VALVULAS FLOTANTES	60
4.8	REFRIGERANTES	60
4.8.1	REFRIGERANTE 12	63
4.8.2	REFRIGERANTE 22	63
4.8.3	REFRIGERANTE 11	64
4.8.4	REFRIGERANTE 113	64
4.8.5	REFRIGERANTE 21	64
4.8.6	REFRIGERANTE 30	64
4.8.7	REFRIGERANTE 40	64
4.8.8	REFRIGERANTE AZEOTROPOS	65
4.8.9	ACEITES USADOS EN REFRIGERACION	65
4.9	TORRES DE ENFRIAMIENTO	66
4.10	ENFRIADORES DE LIQUIDO CON CONDENSADOR ENFRIADO POR AIRE	67
4.11	ENFRIADORES DE LIQUIDO CON CONDENSADOR ENFRIADO POR AGUA	67
4.12	UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE	73
4.13	VENTILO CONVECTORES	73
4.14	TERMOSTATOS DE CONTROL	78
4.15	VALVULAS DE TRES VIAS	79
4.16	VENTILADORES	79
5	TUBOS Y DUCTOS EN UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO	84
5.1	TUBERIA DE FLUIDO REFRIGERANTE	84
5.1.1	LINEA DE LIQUIDO	84
5.1.2	LINEA DE SUCCION	84
5.1.3	LINEA DE DESCARGA	84
5.2	FORMULA DE DARCY, ECUACION GENERAL DEL FLUJO DE FLUIDOS	86
5.3	PERDIDAS EN ACCESORIOS	88

5.4	TRANSPORTE DE AIRE	89
5.5	ASLANTES DE DUCTERIA	90
5.6	GANANCIA DE CALOR EN UN DUCTO	91
5.7	REGULACION DE AIRE	91
5.8	CODOS	91
5.9	REDUCCIONES Y TRANSFORMACIONES	94
5.10	NIVELES DE RUIDO	98
5.11	DIFUSORES DE AIRE	98
6	PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO	107
6.1	CONDICIONES DE PROYECTO	107
6.2	CALCULO DE LA GANANCIA DE CALOR	108
6.2.1	CALCULO DEL FACTOR PARA LA GANANCIA DE CALOR POR VIDRIOS	109
6.2.1.a	CALCULO DE LOS FACTORES DE CONVECCION INT. Y EXT.	109
6.2.2	CALCULO DE LOS COEFICIENTES GLOBALES DE TEMPERATURA	110
6.2.2.a	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION POR AZOTEAS	110
6.2.2.b	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION POR LOSA	111
6.2.2.c	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION POR PAREDES EXTERIORES	112
6.2.2.d	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION POR PAREDES INTERIORES	112
6.2.2.e	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION POR PISO PLANTA PRINCIPAL	113
6.2.2.f	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION A TRAVES DE FUERTAS INTERIORES	113
6.2.3	CALCULO DE LA GANANCIA DE CALOR POR ZONAS	115
6.3	SELECCION DE LAS UNIDADES GENERADORAS DE AGUA REFRIGERADA	180
6.4	CALCULO DE LAS TUBERIAS PARA AGUA DE CONDENSACION	183
6.5	SELECCION DE BOMBAS DE CONDENSACION	185
6.6	SELECCION DE TORRES DE ENFRIAMIENTO	190
6.7	CALCULO DE TUBERIAS Y SELECCION DE UNA No.1 PARA SALON DE USOS MULTIPLES SELECCION DE DIFUSORES Y REJILLAS CALCULO DE DUCTOS DE RETORNO E INYECCION	192
6.8	CALCULO DE TUBERIAS Y SELECCION DE UNA No.2 PARA OFICINAS GENERALES SELECCION DE DIFUSORES Y REJILLAS CALCULO DE DUCTOS DE RETORNO E INYECCION	201
6.9	CALCULO DE TUBERIAS Y SELECCION DE UNA No. 3 PARA	

RESTAURANTE BAR	
SELECCION DE DIFUSORES Y REJILLAS	
CALCULO DE DUCTOS DE RETORNO E INYECCION	206
6.10 SELECCION DE LOS MOTORES DE LAS UNAS	210
6.11 SELECCION DE LAS UNIDADES VENTILADOR SERPENTIN	216
6.12 CALCULO DE LAS TUBERIAS DE AGUA REFRIGERADA	236
6.13 SELECCION DE LAS BOMBAS DE AIRE ACONDICIONADO	240
7 ANALISIS ECONOMICO	264
7.1 COSTO DIRECTO	264
7.1.1 ESTUDIO DE SALARIOS	264
7.2 COSTO INDIRECTO	267
7.2.1 ORGANIZACION DE LA EMPRESA CONSTRUCTORA	267
7.2.2 ANALISIS DE PRECIOS DE CONCEPTOS DE OBRA	270
7.2.3 PRESUPUESTO DE OBRA	275
NOTAS A PIE DE PAGINA	280
8 CONCLUSIONES	281
9 BIBLIOGRAFIA	283

PLANDS

**SELECCION E INSTALACION DE
EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO
PARA LA ZONA HOTELERA DE
IXTAPA ZIHUATANEJO**

OBJETIVO GENERAL

Confiamos en que ésta tesis será de utilidad para aquellas personas que busquen información de proyectos referentes al aire acondicionado.

Que los estudiantes aprendan a seleccionar equipos de aire acondicionado en las diferentes alternativas que se les presentan.

OBJETIVO PARTICULAR

Tener conocimiento: de lo que es el aire acondicionado, distinguir sus conceptos, los fenómenos físicos que operan en los procesos de los conceptos de aire y sus aplicaciones para su mejor explotación en la industria hotelera como una forma apoyo al turismo.

INTRODUCCION

Las necesidades actuales de comodidad hacen que dediquemos nuestros esfuerzos a participar en las soluciones más acertadas. En México una de las industrias más pujantes es la turística, la cual se ha convertido en la segunda entrada de divisas más importantes después del petróleo.

La industria turística necesita de una infraestructura hotelera y es ahí en donde el aire acondicionado aporta la comodidad que ofrecen los hoteles en las diferentes zonas del país como lo son Ixtapa Zihuatanejo, Acapulco, Cancún, Huatulco, etc.

La función principal del acondicionamiento de aire es la creación y mantenimiento de una atmósfera (dentro de un espacio determinado) que cumpla las condiciones de temperatura, humedad, circulación de aire y pureza para alcanzar las condiciones de comodidad.

El desarrollo de los hoteles de las zonas turísticas en el mercado actual no habría alcanzado tan altos niveles sin el aire acondicionado central. Esto hace del aire acondicionado una necesidad absoluta y la mismo tiempo una excelente herramienta de ventas.

De lo anterior se desprende que el aire acondicionado es y seguirá siendo una forma de apoyo al turismo, lo cual representa una importante entrada de divisas para el desarrollo del país, prestigio de la zona y fuentes de empleo.

Esta tesis para su estudio se ha dividido en siete capítulos en los cuales se trata de dar una idea sobre lo más importante referente al aire acondicionado.

En el capítulo uno se hace referencia a los conceptos básicos, es evidente que el estudiante, profesional, y en general, quien tenga la necesidad de utilizar esta información debe tener conocimiento de los principios fundamentales de los cuales se desprende el desarrollo del aire acondicionado y del proyecto en particular.

El conocimiento referente al aire y sus propiedades es importante para acondicionar un local, lo cual implica saber con certeza la manera más sencilla para llegar a las condiciones de comodidad que hacen más agradable la permanencia dentro de un local para la mayoría de sus ocupantes, esto implica el saber cuando agregar o sustraer calor a través de aire aumentando o disminuyendo la temperatura y la humedad según se requiera teniendo como herramientas los procesos psicrométricos para los cálculos de humedad como se hace mención en el capítulo dos.

Con el propósito de obtener el máximo de comodidad ambiental sea cual fuere el local y la zona, se debe tener un minucioso cuidado de todas y cada una de las posibles fuentes que intervengan en la ganancia de calor tanto externas como internas, tal vez el ejemplo más significativo de una ganancia externa sea la actividad solar, y ejemplos más claros de ganancias internas son las debidas a equipos, aparatos eléctricos, alumbrado y ocupantes; el cálculo de la ganancia de calor en la práctica se realiza a través de tablas, las cuales arrojan números que se aplican a fórmulas sencillas y de fácil manejo y que generalmente los fabricantes de equipo aunados a las asociaciones de ingeniería (1) proporcionan dicha información, que recopilan haciendo mediciones directas, esto último se trata en el capítulo tres.

El tema que nos ocupa no ha sido nuevo ya que la preocupación por obtener cierta comodidad, con el hecho de habitar en una atmósfera limpia y que desplace a cada momento el calor que generan nuestros cuerpos es muy antiguo; ya no se utiliza un abanico ni una barra de hielo, el hombre ha desarrollado métodos más eficientes utilizando los conocimientos adquiridos a través del tiempo, desarrollando equipos más sofisticados lo cual implica estudiar elementos de tipo eléctrico que se ocupan de proteger a dicho equipo, como son: Compresores, condensadores, evaporadores, una gran variedad de válvulas, unidades ventilador serpentín (Fan and Coil), unidades manejadoras, enfriadores de líquido (Chillers), etc.

Los cuales son componentes importantes en todo equipo de aire acondicionado y del cual se habla con detalle en el capítulo cuatro, para en base a esto, hacer la selección adecuada del equipo previa memoria de cálculo. Su contenido muestra las ventajas del uso de los equipos mencionados anteriormente, así como el uso del aire, del agua, y de Freones como medio de enfriamiento.

Considerando todo lo anterior, el siguiente paso es el conducir el líquido refrigerante (para el caso de utilizar Freon), agua de enfriamiento, aire fresco y limpio, etc., por lo que se pensó en dedicar un capítulo que nos proporcione información referente a las tuberías más empleadas, tipos de conexiones, codos, derivaciones, transformaciones, tipos de rejillas y difusores para una mejor distribución del aire en la habitación.

La información presentada en el capítulo cinco, tiene la finalidad de familiarizarnos con las diferentes opciones con que se cuentan al momento de realizar una instalación de equipos y sistemas de distribución con tablas y dibujos de fácil manejo y comprensión.

Después de haber hecho todas estas observaciones, nos apoyamos en las fórmulas básicas que se ven involucradas para el cálculo de la carga térmica total, al igual que en las presentadas, se toma como base indispensable una memoria de cálculo para hacer una selección inteligente, de los siguientes equipos: Enfriadores de líquido (Chillers), unidades manejadoras de aire, unidades ventilador serpentín (Fan and Coil), enfriadoras, ventiladores, ductería, torres de enfriamiento, bombas, etc., todo esto, como base para estructurar lo que es el capítulo seis.

Por último tenemos el capítulo siete tratando todo lo referente al estudio económico, lo cual implica la diferencia en costos de los diferentes equipos para aire acondicionado, también se contempla la trascendencia en los costos de: la ubicación del equipo, relación entre las dimensiones de los conductos, tipos de aislamiento sin olvidar la relación de costos de instalación.

Como es de suponerse, la infraestructura turística de Ixtapa Zihuatanejo a crecido en los últimos años y actualmente ésta zona ofrece excelentes alternativas de hospedaje para los diversos gustos y presupuestos. Como ya se ha dicho al inicio de ésta introducción, esto hace del aire acondicionado un elemento vital, lo cual significa mucho porque se pretende una mejor atención tanto al turista nacional como al internacional.

Cabe señalar también, que en éste proyecto nos enfocamos más hacia el enfriamiento de locales, tratando de no involucrarnos con calefacción, ya que debido a la zona, la mayor parte del tiempo hace calor y se hace poco uso (o casi nada) de equipos de calefacción. Contamos con que éste proyecto proporcione toda la información y se tome como modelo para futuras selecciones e instalaciones de equipo de aire acondicionado.

CAPITULO UNO

CONCEPTOS BASICOS

1. CONCEPTOS BASICOS

1.1 AIRE

El aire es una mezcla de gases y vapor de agua. Los principales componentes para el aire seco son los siguientes:

Nitrógeno.....	78%
Oxígeno.....	21%
Hidrógeno, Helio, Argón, Neón, etc.....	1%

Estos gases están mezclados en la proporción adecuada para la existencia de la vida en nuestro planeta. Además de éstos, debemos considerar que hay vapor de agua en ésta mezcla.

1.2 CALOR

El calor es energía en transición de un cuerpo a otro, debido solamente a una diferencia de temperaturas entre los mismos, y es originado por el movimiento de las moléculas en la materia. La adición de calor a un cuerpo, ocasiona aumentos de la temperatura, siendo energía asociada con el movimiento de las partículas al azar.

Sus unidades en el sistema métrico son Kilocalorias (Kcal) en el sistema ingles son B.T.U. (2). Para cálculos posteriores emplearemos éstas unidades referidas al tiempo (Kcal/hr).

1.3 CAPACIDAD CALORIFICA

El calor específico de una sustancia es la cantidad de calor requerida para cambiar la temperatura de dicha sustancia (de un peso unitario) en un grado Celsius. Puede considerarse una cantidad constante mientras no exista un cambio de fase.

Existen dos clases de calor específico: C_v a volumen constante y el C_p a presión constante. Imaginemos que tenemos un Kg. de aire y le aplicamos calor en un recipiente cerrado con la finalidad de mantener constante su volumen; será necesario 0.17 Kcal para elevar su temperatura en un grado Celsius. Para la misma cantidad de aire, si ahora lo calentamos a la misma temperatura pero con libertad para expandirse contra la presión constante del medio ambiente, serán necesarios 0.24 Kcal.

Sus unidades en el sistema métrico serán Kcal/Kg-°C y en el sistema ingles BTU/Lb-°F.

1.4 ENTALPIA LATENTE

La entalpia latente es la que se necesita para cambiar de fase una sustancia, se denomina latente debido a que no se manifiesta exteriormente, esto es, no se puede medir con un termómetro. Dicho en otras palabras, hay un cambio de fase pero no una variación en la temperatura. Sus unidades en el sistema métrico son Kcal/Kg y en el sistema inglés BTU/lb. notese que están referidas a un Kg y a una lb de sustancia respectivamente, para nuestros fines se usará el calor por la masa total por la unidad de tiempo.

1.5 ENTALPIA SENSIBLE

La entalpia sensible es la que produce un cambio en la temperatura de un cuerpo, pero no un cambio de fase. Tiene sus unidades en el sistema métrico Kcal/Kg y en el sistema inglés BTU/lb.

1.6 PRESION ATMOSFERICA

El peso del aire que compone la atmósfera de la tierra ejercido sobre un área específica, crea la presión atmosférica, si la sección transversal es de un cm^2 , se medirá con un pequeño margen de 1.033 kg, al nivel del mar.

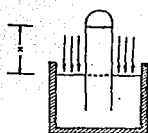
Con el objeto de tomar un patrón de referencia, ésta presión ha sido establecida en 1.033 Kg/cm^2 (14.7 Lb/pulg^2 en el sistema inglés). El instrumento de medición es mediante un barómetro que nos indica la presión de la columna de aire en determinado local.

1.7 PRESION MANOMETRICA

La presión manométrica es la presión señalada por un manómetro, los cuales son instrumentos diseñados para medir presiones superiores a la atmosférica, y están calibrados para que se puedan leer el valor de cero a la presión atmosférica normal. Las unidades en el sistema métrico son Kg/cm^2 , en el sistema inglés lb/pulg^2 , ver fig. 1.1.b.

1.8 PRESION ABSOLUTA

Es la presión total de un fluido, la cual es igual a la suma de las presiones atmosférica y manométrica. Con unidades de Kg/cm^2 en el sistema métrico y lb/pulg^2 en el sistema inglés (algunas veces se indica en milímetros columna de agua, milímetros columna de mercurio, etc.), ver fig.1.1

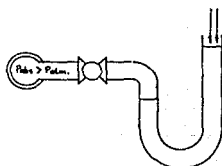


Presión de la atmósfera

Al nivel del mar $X = 102$ m.c.a. o 760 mm. Hg

(a)

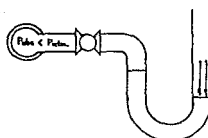
BAROMETRO DE CUBETA



Manómetro en "U" para
presiones relativas

(b)

Presión atmosférica



Vacuómetro

(b)

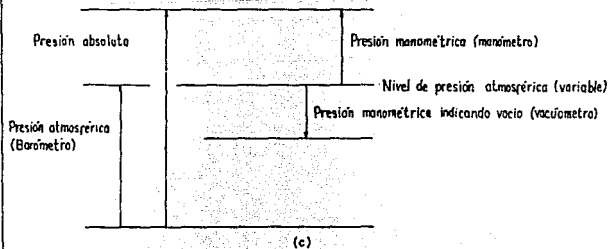


fig 1.1

1.9 TEMPERATURA

La temperatura es la medida de la actividad molecular de cualquier sustancia. El termómetro es el instrumento más comúnmente empleado para la medición del grado de actividad molecular (temperatura) de cualquier sustancia. Las mediciones se indican en grados Celsius ($^{\circ}\text{C}$), o grados Fahrenheit ($^{\circ}\text{F}$).

1.9.1 TEMPERATURA DE SATURACION

Saturación es la condición de temperatura y presión a la cual el líquido y el vapor pueden existir simultáneamente. Un líquido o vapor está saturado cuando está en su punto de ebullición (a nivel del mar, la temperatura de saturación del agua corresponde a 100°C). A presiones más altas la temperatura de saturación aumenta, y disminuye a presiones más bajas con respecto al mismo punto de referencia.

1.10 VOLUMEN ESPECIFICO

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

1.11 DENSIDAD

La densidad de una sustancia está definida como la masa por unidad de volumen. La densidad es el recíproco del volumen específico ya que las unidades son Kg/m^3 en el sistema métrico y lb/pie^3 en el sistema inglés.

1.12 TERMODINAMICA

La termodinámica es la rama de la ciencia que se encarga del estudio de la transformación y aplicación de la energía en sus diferentes formas. Por ejemplo, la energía mecánica transformada en energía hidráulica, la energía hidráulica transformada en energía eléctrica, etc.

1.12.1 LEYES TERMODINAMICAS

La energía se puede manifestar de diferentes maneras las más representativas en el flujo de fluidos son: La energía cinética y la energía potencial; La primera es la que posee un cuerpo como resultado del movimiento (desplazamiento), la segunda como resultado de su posición. Estas pueden cambiar debido a la influencia de agentes externos al sistema y derivarse en las formas de energía eléctrica, química, térmica, etc. y fácilmente convertirse de una forma a otra. Lo cual nos lleva al enunciado que constituye la primera ley de la termodinámica:

La cantidad de energía del universo es constante, no puede crearse ni destruirse, sólo se puede transformar en otra forma de energía.

1.12.1.a Segunda ley de la termodinámica

Esta ley analiza la posibilidad y la dirección por las cuales se podría realizar la transformación de la energía en trabajo mecánico, energía eléctrica, energía calorífica, etc. En la práctica todos los procesos termodinámicos son irreversibles, es decir, que la energía suministrada al sistema no se convierte toda en trabajo útil.

Al principio se hablaba de dirección, esto es, de la dirección del flujo de calor, ya que éste se transfiere de un lugar de mayor intensidad a uno de menor intensidad. Entonces se puede decir, que resulta imposible para una máquina enviar calor de un cuerpo a otro de temperatura más elevada si no recibe ayuda de un agente externo.

Esto tiene lugar a través de tres medios diferentes de transferencia de calor que se verán más adelante.

1.13 FLUJO DE FLUIDOS

Debemos comprender prescindiendo de análisis más detallados cómo se realiza y que leyes rigen el movimiento de los fluidos.

Una diferencial de masa de cualquier fluido en movimiento contiene intrínsecamente las siguientes tres formas de energía: Energía potencial, energía de presión y energía cinética. Pero existen fuerzas externas a éste diferencial que pueden actuar ya sea suministrando o absorbiendo energía del mismo, por ejemplo, bombas, turbinas, etc. La ecuación generalizada que gobierna el flujo de fluidos es la ecuación de **Bernoulli** expresada como sigue:

$$P_1/\rho_{esp} + A_1 + V_1^2/2g - dP_{e1-2} + G_b - dG_m = P_2/\rho_{esp} + A_2 + V_2^2/2g$$

P = presión en Kgf/m²

ρ_{esp} = peso específico en kgf/m³

A = altura en metros

V = velocidad en m/seg²

G_b = ganancia debida a bombas en metros columna de agua

dP_{e1-2} = pérdidas entre 1-2 en metros columna de agua

dG_m = pérdidas debidas a turbinas en metros columna de agua

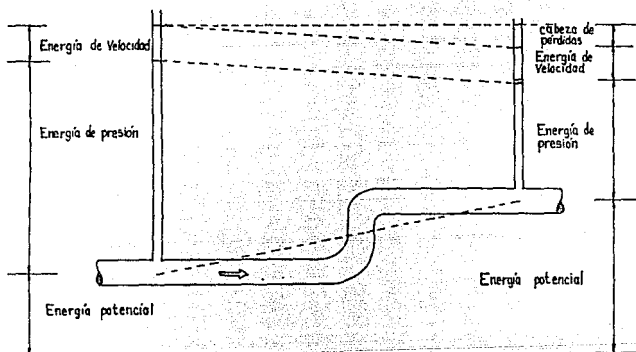


Fig. 1.2

Lo anterior es una forma de expresión de la ley de la conservación de la energía aplicada al flujo de fluidos que son conducidos por tubería, ver fig. 1.2

1.14 CICLO DE REFRIGERACION

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

La base del ciclo de refrigeración se formuló en 1824 por el Ing. Sadi Carnot en un artículo titulado *reflexiones sobre la fuerza motriz del calor* representado en la fig. 1.3

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

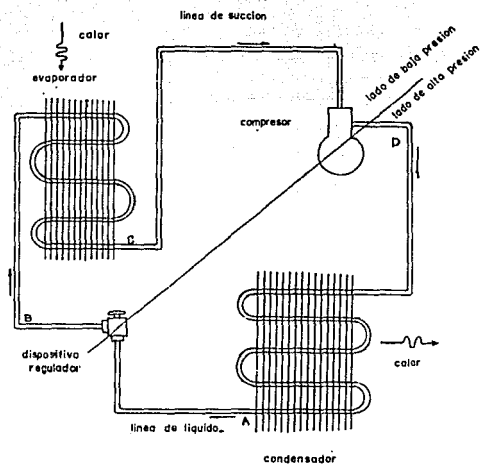
(1) Expansión isoentrópica del refrigerante entre A y B con caída de temperatura al ir disminuyendo la presión del refrigerante (válvula de expansión), ya que a menor presión menor es la temperatura de saturación, se extrae calor y se satura.

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

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

(4) El calor absorbido en el inciso (2) se devuelve fuera de la frontera del sistema haciendo que el fluido cambie nuevamente de fase (gas a líquido en el condensador) (D-A). ver fig. 1.3

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



CICLO DE REFRIGERACION

fig 13

CAPITULO DOS

AIRE Y CALCULOS DE HUMEDAD

2. AIRE Y CALCULOS DE HUMEDAD

2.1 TEMPERATURA DE ROCIO

Es la temperatura a la cual el vapor de agua contenido en el aire se condensa, debido a un decremento en la temperatura dando como resultado la formación de pequeñas gotas de agua. Unidades: Grados Celsius ó bien grados Fahrenheit.

2.2 TEMPERATURA DE BULBO SECO

Es la temperatura que se mide normalmente con un termómetro ordinario en grados Celsius ó bien en grados Fahrenheit. Por ejemplo, cuando medimos la temperatura del aire y el termómetro consta de un bulbo que está expuesto con el ambiente directamente, indicándonos un valor determinado, decimos que se trata de la temperatura seca o de bulbo seco.

2.3 TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO

Esta se mide con un termómetro de bulbo seco al que se le coloca un trapo o paño mojado en el bulbo, el cual se hace girar rápidamente con la finalidad de hacer disminuir su temperatura debido a la evaporación del agua contenida en el paño, para equilibrar la humedad contenida en el medio ambiente con la del paño. Unidades: grados Celsius ó bien grados Fahrenheit. La temperatura de bulbo húmedo es menor que la temperatura de bulbo seco, sólo en el caso en que se tenga una humedad relativa del 100% es cuando la temperatura de bulbo seco es igual a la de bulbo húmedo.

2.4 HUMEDAD ABSOLUTA

Es el peso del vapor de agua en gramos que está contenida en un Kg. de aire seco. Pero, algunas veces definida también como el peso del vapor de agua (indicada en gramos) contenida en un m³ de aire. En el sistema inglés se mide en granos (1 lb = 7000 granos).

2.5 HUMEDAD RELATIVA

Es la presión parcial del vapor de agua, que está contenido en el aire del ambiente en comparación con la presión del vapor saturado a la temperatura de bulbo seco indicada del aire.

Una definición equivalente es la siguiente: Es la relación del peso de vapor de agua por m³ de aire, entre el peso de vapor de agua contenido por m³ de aire saturado pero a la misma temperatura de bulbo seco.

En ambas definiciones la humedad relativa es expresada en porcentaje (%).

2.6 CARTA PSICROMETRICA

La carta psicrométrica es una herramienta básica en el acondicionamiento de aire y muestra una gran cantidad de información acerca de la mezcla del aire y vapor de agua, las variables que intervienen en la misma son los conceptos previos.

La carta psicrométrica es la representación gráfica de las propiedades termodinámicas del aire, en donde solamente son necesarios dos datos para conocer las demás propiedades ver fig. 2.1

2.7 PROCESOS PSICROMETRICOS

Debido a que éste estudio está encaminado al manejo de la mezcla de vapor de agua y aire seco, bajando la temperatura de la misma para obtener sensación de comodidad de un recinto, trataremos solamente los procesos de enfriamiento como se enuncian a continuación.

2.7.1 CAMBIOS DE CALOR SENSIBLE Y LATENTE

Si existe un cambio en la temperatura pero no hay ninguna modificación en la humedad, se realiza un cambio de calor sensible y en la carta psicrométrica aparece como una línea horizontal. Por otro lado si se presenta una modificación en el estado de humedad del aire pero ningún cambio en la temperatura, entonces se realiza un cambio de calor latente. En la carta psicrométrica aparece como una línea vertical. ver fig. 2.1

2.7.1.a Flujo de aire sobre una superficie seca y más fría que el aire

Este proceso corresponde al primer caso del párrafo anterior, en la cual la temperatura del aire se ve disminuida y se supone que la temperatura de bulbo seco de la superficie tiene un valor no menor que la temperatura de rocío. Por lo tanto la humedad específica permanece constante y no se llegará a la condensación.

2.7.1.b Proceso de enfriamiento y deshumidificación

En éste proceso se hace pasar aire a través de una superficie, o a través de un roceador cuya temperatura sea menor que el punto de rocío, entonces se condensará parte de la humedad contenida en el aire dando lugar a que la mezcla se enfrie simultáneamente (en este caso se presentan dos etapas que se pueden observar en el proceso y que se corresponden a los dos casos del párrafo anterior) ver fig. 2.2

TEMPERATURA NORMAL

ENTALPIA DE AGUA POR
LIBRA DE AIRE SECO

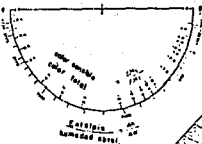
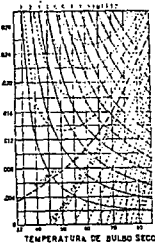
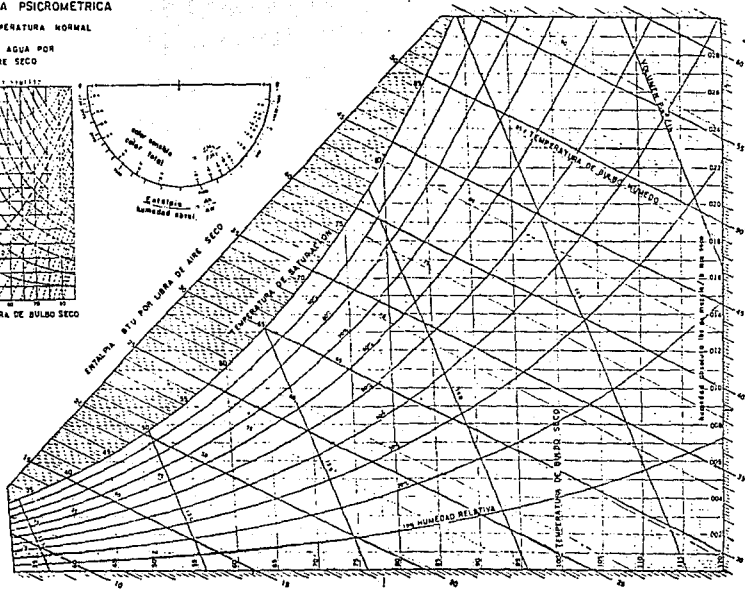
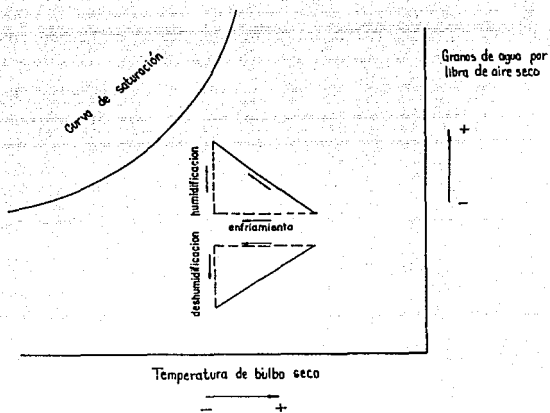


FIG. 2.1



2.7.1.c Proceso de enfriamiento y humidificación

Si aire no saturado se hace pasar por un aspesor de agua, entonces la humedad específica se ve aumentada y la temperatura de bulbo seco disminuye. Esto representa un proceso de saturación adiabática, o sea, un proceso de bulbo húmedo sin variación alguna ver fig. 2.2.



PROCESO DE ENFRIAMIENTO Y HUMIDIFICACION

O DESHUMIDIFICACION

fig. 2.2

CAPITULO TRES

CALCULO DE LA GANANCIA DE CALOR

3. CALCULO DE LA GANANCIA DE CALOR

3.1 MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El calor es una forma de energía la cual sabemos tiene diferentes expresiones físicas, susceptibles de cambiarse de una forma a otra. De esta manera cualquier otra presencia de energía puede convertirse en energía calorífica.

Existen tres formas por las cuales el calor puede transmitirse y generalmente no se presentan o actúan aisladas una de otra, nos referimos a: La conducción, convección y radiación, y su estudio nos servirá tanto para explicar y cuantificar el calor registrado en determinado lugar, como el mecanismo por el cual el cuerpo humano reacciona al ambiente físico que lo rodea.

3.1.1 CONDUCCION

Este tipo de transferencia de calor se realiza por contacto físico directo o bien por comunicación molecular directa sin desplazamiento aparente de las moléculas, pasando la energía calorífica de las más calientes a las más frías adyacentes. Lo anterior se cumple cuando existe una diferencia de temperaturas entre dos puntos diferentes y el flujo de calor cesa cuando se logra el equilibrio térmico. En 1822 se formuló la ley que gobierna el fenómeno de la transmisión de calor por conducción, la cual expresa que el calor conducido a través de un material, es proporcional a la diferencia de temperaturas medidas en los puntos de frontera, y al área de paso,

$$C \propto A * DT$$

3.1

El factor de proporcionalidad depende del material y es llamado conductividad térmica.

$$C = Co * A * DT$$

C = Calor [Kcal/hr]

Co= Coeficiente de conducción [Kcal-m/hr- C-m²]

A = Área [m²]

DT= Diferencia de temperaturas [C]

todos estos valores dependen de la dirección del flujo

En coordenadas cartesianas, si el flujo se lleva a cabo a través de el eje X la ecuación anterior es como sigue:

$$C_x = -Co * A(x) * dt/dx$$

3.2

Integrando la función de la ecuación 3.2 tenemos que el flujo de calor a través de un material de espesor (e) resulta la siguiente expresión matemática:

$$\begin{aligned} \int Cx \, dx &= - \int Co * A(x) * dt \\ \int Cx/A(x) \, dx &= - \int Co \, dt \end{aligned} \quad 3.3$$

Un ejemplo muy común es la transferencia de calor a través de placas planas ver fig. 3.1

donde $A(x) = A_m$ constante y $Co = C_m$ constante

$$\begin{aligned} \int c/A_m \, dx &= - \int C_m \, dT \\ c * e / A_m &= - C_m * (T_i - T_f) \\ c &= - C_m * A_m / e * (T_i - T_f) \end{aligned} \quad 3.4$$

al inverso del valor $C_m * A_m / e$ se le llama *resistencia térmica del material*

$$R_t = 1 / (C_m * A_m / e)$$

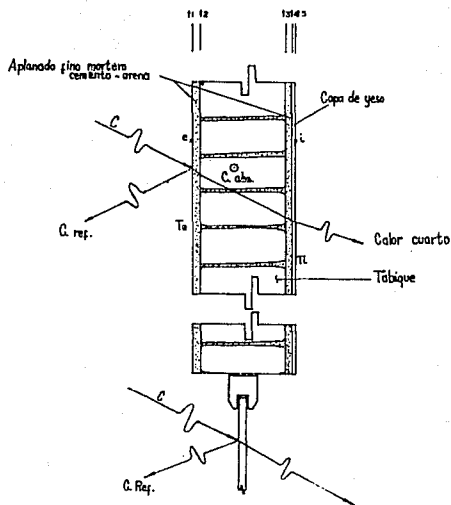
T = Temperatura [C]

e = espesor de la pared [mts]

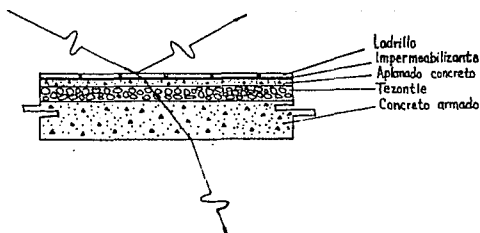
En la tabla 3.1 podemos encontrar las resistencias térmicas de materiales superficies y espacios

3.1.2 CONVECCION

Es la transferencia de calor mediante el movimiento de masa y se lleva cabo en las fronteras de un fluido y una superficie o dentro del mismo. Debido a que la densidad de un fluido cambia la temperatura, se origina un movimiento para mantener el equilibrio, este proceso es llamado *convección natural o libre*. Cuando el movimiento se obtiene por medios mecánicos como por ejemplo ventiladores, el fenómeno se llama *convección forzada*.



CONDUCCION POR MUROS EXTERIORES Y VIDRIOS



CONDUCCION POR TECHOS

fig. 3.1

Similarmente a la ecuación 3.4 la que gobierna el flujo de calor entre un fluido y un sólido, está dada por la siguiente expresión matemática:

$$Q = (T_i - T_f) \times A/R$$

$$R = 1/C_{cv}$$

C_{cv} = coef. de convección Kcal/hr-m²-°C

Fisicamente existe una capa de fluido que se adhiere a la superficie del sólido quedando relativamente fija y que actúa como una resistencia al flujo de calor.

El valor de C_{cv} depende de: La velocidad del fluido, la forma y tipo de superficie, tipo de convección y estado del fluido, por consiguiente es un tanto difícil de obtener ya que no todas estas variables son fácilmente medibles. Las condiciones climatológicas y también particulares de un sistema que contenga un fluido cambia constantemente; superficies de materiales de construcción sufren oxidación, corrosión o cambios físicos superficiales debido a su uso. ver tabla 3.2

3.1.3 RADIACION

Todo cuerpo que se encuentre a una temperatura superior al cero absoluto, emite calor en forma de paquetes o cuantos de energía, tal emisión depende la forma, tamaño y temperatura del cuerpo.

Un cuerpo distante puede absorber, reflejar o transmitir la radiación incidente sobre una superficie. El calor transmitido por radiación es proporcional a la diferencia de la cuarta potencia de la temperatura absoluta entre dos cuerpos tomados como radiadores ideales.

$$E = \sigma T^4$$

Esta ecuación es llamada ley de Stefan-Boltzmann, Donde E es la energía radiada por unidad de tiempo y por unidad de área de un radiador ideal, y σ es la constante de Stefan-Boltzmann, que tiene un valor de

$$\sigma = 5.669 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$$

3.1.4 TRANSFERENCIA TOTAL DE CALOR

hemos visto que las tres formas de transferencia de calor, en la mayoría de los casos, se presentan simultáneamente, lo cual simplifica el hecho de calcular efectos aislados y sumarlos. Para esto utilizamos un coeficiente global de temperaturas que toma en cuenta todos los efectos:

$$Cgt = c / (A * DT)$$

3.6

Cgt = coeficiente global de transmisión
DT = $T_i - T_f$

3.2 FUENTES DE CALOR PARA PRODUCIR LA CARGA DE CALENTAMIENTO

Estas se pueden dividir en dos grupos: Las fuentes externas que provienen fuera del espacio que se va a acondicionar y las generadas internamente en el local.

3.2.1 FUENTES EXTERNAS

3.2.1.a Conducción a través de la estructura exterior

La ganancia de calor conducido a través del techo y paredes se encuentra a partir de la ecuación 3.6

$$c = Cgt * A * DT$$

3.7

El coeficiente global de temperaturas de una pared que está compuesta de diferentes materiales se puede obtener con los valores conocidos en la tabla 3.1 y tabla 3.2, analizando la fig. 3.1 de la siguiente manera:

$$C = C1 = C2 = C3 = C4 = C5 = C6$$

$$T1-T7 = (T1-T2) + (T2-T3) + (T3-T4) + (T4-T5) + (T5-T6) + (T6-T7)$$

C7*R7

$$T1-T7 = C1*R1 + C2*R2 + C3*R3 + C4*R4 + C5*R5 + C6*R6 + C7*R7$$

$$T1-T7 = (R1 + R2 + R3 + R4 + R5 + R6 + R7)*C$$

$$C = (T1 - T7)/(R1 + R2 + R3 + R4 + R5 + R6 + R7) \quad 3.8$$

3.2.1.b *Aportación por radiación solar a través del vidrio.*

La energía radiante proveniente del sol, pasa a través de materiales transparentes tales como el vidrio, y constituye una ganancia de calor en la habitación. Su valor varía con el tiempo, orientación, sombreado, y efecto de almacenamiento.

La tabla 3.3 nos muestra tabuladas las ganancias por insolación a través de cristales ordinarios y comprende tanto la radiación difusa como directa. Esta tabla corresponde a la aportación solar para ciudades que se encuentren a una latitud cercana a los 20° grados de latitud norte, Zihuatanejo se encuentra ubicado a los 19°

La ganancia de calor viene dada directamente por la tabla, la cual está realizada en base a datos particulares: Atmósfera limpia, altitud de cero metros con respecto al nivel del mar, punto de rocío del nivel del mar 19.5°C, temperatura de bulbo seco 35°C, temperatura de bulbo húmedo 24 °C.

Si éstos no son los datos del proyecto se deben hacer las correcciones con las siguientes instrucciones:

marco de metal ó ningún marco multiplicar por 1.17
Defecto de limpieza 15% máximo
Altitud: +0.7% por cada 300 mts de altitud
punto de rocío: inferior a 19.5°C -14% por 10°C
punto de rocío: superior a 19.5°C +14% por 10°C

Ya hemos visto que la tabla 3.3 es válida sólo para vidrio sencillo, y sin ningún tipo de barrera, pero obviamente existen cristales especiales que disminuyen las ganancias por insolación, aunados a la utilización de persianas.

La tabla 3.4 tiene los factores que se deben aplicar a los valores de la tabla 3.3 para éste efecto.

3.2.1.c Infiltraciones y ventilación

Estas dependen sobretodo de la velocidad del viento incidiendo sobre las fachadas que lo irrumpen y transmiten su calor al local.

La tabla 3.5 muestra el caudal infiltrado a través de puertas y ventanas, en dirección perpendicular del viento de 12 km/hr.

en caso que se incida perpendicularmente el factor adicional será de 0.60

0.60 $\times V/12$, valor de tablas

La ventilación consiste en un desplazamiento intencional de aire interior y su reemplazo por aire exterior, con el fin de suprimir olores y partículas de polvo indeseables acumuladas en el local.

Existen a éste respecto normas ya sean locales ó extranjeras que se han formulado a partir de experiencias que nos arrojan la cantidad de caudal de aire nuevo necesario para obtener la comodidad deseada. ver tabla 3.6

$$Cs = \text{masa} * Cv * DT$$

$Cv = \text{Calor específico a volumen constante}$

$$m = \text{densidad} * \text{volumen}$$

$$\text{volumen} = d * v * Cv * DT$$

3.2.2 FUENTES INTERNAS

3.2.2.a Personas

La ganancia de calor debida a las personas sucede de dos formas, por calor sensible y calor latente como resultado de la transpiración. Algo de calor sensible puede ser absorbido por el efecto de almacenamiento de calor pero no el calor latente. Las ecuaciones para las ganancias de calor por persona son las siguientes:

$$Cp = Csp + Csl = \text{número de personas} * \text{valor tabla 3.7}$$

3.2.2.b Equipo y miscelanea

Dentro de ésta serie de factores que aportan invariablemente una cantidad de calor tenemos: los accesorios de iluminación, motores eléctricos, aparatos y utensilios.

Ganancias debidas a la iluminación.

Estas son las ganancias de calor por radiación que no provienen exclusivamente del calor contenido en los materiales luminiscentes, pero que emite calor por la excitación de sus electrones. Los fabricantes de lámparas utilizan éste principio para obtener diferentes niveles de iluminación en un recinto o espacio dado. Existen según la fuente de excitación lámparas incandescentes, fluorescente, de alta y baja presión, etc.

El calor producido por ésta gama, está relacionado con el rendimiento luminoso, ya que la energía utilizada no se transforma totalmente en luz. Tal rendimiento indica el flujo que emite la fuente de luz por cada unidad de potencia eléctrica consumida para su obtención.

Las ecuaciones que determinan la ganancia de calor sensible por iluminación son las siguientes:

$$Ci = P(\text{vatios}) * 0.86 \quad (\text{Kcal/hr}) \quad \text{incandescente}$$

$$Ci = P(\text{vatios}) * 3.4 \quad (\text{BTU/hr}) \quad \text{fluorescente}$$

$$Ci = P(\text{vatios}) * 1.25 * 0.86 \quad (\text{Kcal/hr}) \quad \text{fluorescente}$$

El 25% agregado corresponde a la potencia absorbida por la balastro.

El calor expresado en Vatios podemos obtenerlo de las tablas que publican los fabricantes de luminarias, las cuales indican también el rendimiento luminoso.

El factor de almacenamiento depende en gran medida del tiempo en que están operando las luces y el sistema de enfriamiento, igualmente del tipo de construcción y la velocidad del aire con que se éste ventilando el local.

Ganancia debida a los aparatos

Los aparatos y utensilios dentro de las instalaciones de un hotel se registran en su gran mayoría al servicio de cocina, restaurante y lavandería, aportando tanto calor sensible como latente; que es extraído la mayoría de las veces por campanas extractoras, la tabla 3.8 cuantifica la ganancia de calor de los aparatos más empleados.

Ganancia debida a los motores eléctricos

Los motores eléctricos aportan una gran cantidad de calor sensible, ya que no toda la potencia que absorben la transforman en movimiento. La relación entre la potencia de movimiento y la potencia absorbida es llamada rendimiento y se indica por las siguientes fórmulas:

$$P_{abs} = 1 - P_{mov} = P_{cal}$$

$$P_{abs} = 1 - P_{mov}/P_{abs} = P_{cal}$$

$$P_{abs} = 1 - R_d = P_{cal}$$

ESCUELA NACIONAL DE ARQUITECTURA
2o. CURSO DE INSTALACIONES (4º-
AÑO)
PROF. ING. MANUEL A. DE ANDA P.

COEFICIENTES DE CONDUCTIVIDAD TERMICA DE DIVERSOS MATERIALES.

	K Kcal/mh°C	U Kcal/m2h°C
1.- LADRILLO O TABIQUE RECOCIDO		
Muros de ladrillo al exterior	0.75	
Muros de ladrillo al exterior con recubrimiento impermeable por fuera.	0.66	
Muros de ladrillo interiores	0.60	
1a. LADRILLO COMPRIMIDO vidriado para acabado aparente	1.1	
1b. AZULEJOS Y MOSAICOS	0.90	
En muros exteriores.	0.90	
En muros interiores	0.80	
3.- PIEDRAS NATURALES.		
Piedras compactas, como grani- to, mármol, basalto, etc., -- con peso específico mayor de 2600 Kg/m3	2.5	
Piedras porosas, como la are- nosa y la caliza blanda o -- arenosa.	1.5	
4.- APLANADO CON MORTERO DE CAL.		
Al exterior	0.75	
Al interior	0.60	
4a. MORTERO DE CEMENTO	0.14	
Terrazzo y pisos de cemento	1.5	
4b. TEZONTLE.		
Como relleno o terrado seco	0.16	
5.- CONCRETO.		
Armado	1.3 a 1.5	
Pobre, de 2200 Kg/m3	1.1	
Ligero, de 1250 Kg/m3 al exte- rior.	0.60	
Colchoneta lana de vidrio	0.04	
Canceles de plástico	0.65	
Ligero de 1250 Kg/m3, al inte- rior.	0.50	
Ligero con agregado de piedra pómez	0.45	

		K Kcal/mh°C	U Kcal/m2h°C.
	Ligero de 800 Kg/m3, al exterior.	0.40	
	Ligero de 800 Kg/m3, al interior.	0.30	
	Concreto celular (como siporex), de 350 a 100 Kg/m3	0.09 a 0.40	
	Muros de concreto celular (siporex) aproximadamente	0.40	
6.-	BARRA		
	Adobes, al exterior	0.80	
	Adobes, al interior	0.50	
	Enbarro (con paja y carrizos)	0.40	
7.-	ARENA Y TIERRA.		
	Rellenos de tierra, arena o - grave, expuestos a la lluvia.	2.0	
	Rellenos de terrado, secos, - en azoteas.	0.50	
8.-	TEJADOS DE ASBESTO	0.19	
9.-	MADERA		
	Seca	0.12	
	Expuesta a la lluvia	0.18	
	Virutas como relleno	0.10	
	Aserrín como relleno	0.07	
10.-	LINOLEO	0.16	
11.-	CARTON		
	Ruberoide (con brea)	0.12	
	como aislante	0.06	
12.-	CORCHO		
	De menos de 250 Kg/m3	0.04	
	de 250 a 400 Kg/m3	0.05 a 0.06	
13.-	PUERTAS.		
	De acero exteriores		5.5.
	De acero interiores		3.0
	De madera maciza de 2 a 6.5cms.		2.5
	De espesor real (1" a 3" nominales)	3.4 a	1.6
14.-	VENTANAS Y TRAGALUCES		
	Sencillos	5.5 a	6.5
	Dobles	2.2 a	3.3
	Triples		1.4
15.-	BOCK DE CRISTAL 20x20x10cm.		
	Al exterior		2.4
	Al interior		2.0

	kg/m ³	kcal/m ² C.hr
agua	1,000	0.5
acero y fierro	7,800	45
cobre	8,900	320

Acabados

-Azulejos y mosaicos	0.90
aplanado con mortero de cal al exterior	0.75 —
aplanado con mortero de cal al interior	0.60
Terrazos y pisos de mortero de cemento	1.50 —

COEFICIENTES DE CONVECCION

Kcal/m²h°C

SUPERFICIE AL AIRE EXTERIOR.

Velocidad del viento m/seg. 12/Km/h ó menos
(3.33m/seg. ó menos).

20

Velocidad del viento 5m/seg. 18Km/h ó menos
(5m/s)

25

Velocidad del viento m /seg. 24km/h ó más
(6.67m/seg. ó mas).

30

SUPERFICIE VERTICAL INTERIOR

SUPERFICIE HORIZONTAL INTERIOR

Flujo hacia abajo

6

SUPERFICIE HORIZONTAL INTERIOR

Flujo hacia arriba

9

NOTA 1:

Los coeficientes de conductividad K están expresados en Kilocalorías por metro cuadrado, por hora y por grado centígrado de diferencia de temperatura, para un material de un metro de espesor. Dividiendo el coeficiente K entre 0.124 se obtienen BTUs por pie cuadrado, hora grado Fahrenheit, para una pulgada de espesor.

NOTA 2:

Los coeficientes de transmisión U y los de convección f están dados en kilocalorías por metro cuadrado por hora y por grado centígrado de diferencia de temperaturas. Para convertirlos a BTUs por pie cuadrado, hora, y grado Fahrenheit habrá que dividirlos entre 4.88

TABLA 3.3

TABLA DE 25 GRADOS LATITUD NORTE

E°U/(hr/1010ie cuadrado) x (18355 KJ/hr-m²)

	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
28	41	72	25	19	17	15	17	19	25	33	41	28	JUNIO 2 NORTE
81	156	144	122	83	38	15	14	14	14	12	9	3	N-E
81	148	160	143	76	41	14	14	14	14	14	12	9	ESTE
28	62	73	66	44	21	14	14	14	14	12	9	3	S-E
3	9	12	14	14	19	14	14	14	14	12	9	3	SUR
3	9	12	14	14	14	14	21	44	66	73	62	28	S-W
3	9	12	14	14	14	14	41	96	143	160	148	81	OESTE
3	9	12	14	14	14	15	38	83	122	144	156	81	N-W
11	60	121	176	216	272	250	232	216	176	121	60	11	HORIZON
SUBTOT.													
20	26	23	17	15	14	14	14	15	17	23	28	20	JULIO 2 NORTE
71	132	138	111	73	31	14	14	14	13	12	8	3	N-E
75	148	163	145	99	46	14	14	14	13	12	8	3	MAYO 21 ESTE
31	70	85	79	57	29	14	14	14	13	12	8	3	S-E
3	8	12	13	14	14	14	14	14	13	12	8	3	SUR
3	8	12	13	14	14	14	29	57	79	85	70	31	S-W
3	8	12	13	14	14	14	46	99	145	163	148	75	OESTE
3	9	12	13	14	14	14	31	73	111	138	132	71	N-W
8	55	118	175	216	240	251	240	216	175	118	55	8	HORIZON
SUBTOT.													
6	10	11	13	14	14	14	14	14	13	11	10	6	AGOSTO NORTE
45	111	119	89	50	18	14	14	14	13	11	7	2	N-E
53	142	165	149	106	51	14	14	14	13	11	7	2	ABRIL 2 ESTE
29	89	113	108	98	55	20	14	14	13	11	7	2	S-E
2	7	11	14	20	24	26	24	20	14	11	7	2	SUR
2	7	11	13	14	14	20	55	98	108	113	89	29	S-W
2	7	11	13	14	14	14	51	106	149	165	142	53	OESTE
2	7	11	13	14	14	14	18	50	89	119	111	45	N-W
5	48	107	167	210	235	247	235	210	167	107	48	5	HORIZON
SUBTOT.													
0	6	11	13	14	14	14	14	14	17	11	6	0	SEPT. 2 NORTE
0	63	87	58	22	14	14	14	14	13	11	6	0	N-E
0	130	163	145	104	45	14	14	14	13	11	6	0	MARZO 2 ESTE
0	99	136	140	120	84	41	15	14	13	11	6	0	S-E
0	8	22	38	52	63	65	63	52	38	22	6	0	SUR
0	6	11	13	14	15	41	64	120	140	136	99	0	S-W
0	6	11	13	14	14	14	45	104	145	163	130	0	OESTE
0	6	11	13	14	14	14	14	22	59	87	63	0	N-W
3	20	92	153	198	225	272	225	198	153	92	20	3	HORIZON

SUBTOT.

FACTOR DE GANANCIA DE CALOR EN VIDRIOS POR EFECTO SOLAR (Btu/hr-ft²)
20 grados de latitud norte (Manual Carrier pag 46)

VIDRIOS EXTERI

6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 FECHA ORIENTA

0	4	9	12	13	14	14	14	13	12	9	4	0	OCT. 23	NORTE
0	44	52	29	13	14	14	14	13	12	9	4	0	4	N-E
0	99	147	141	100	49	14	14	13	12	9	4	0	FEB. 20	ESTE
0	91	146	160	149	119	74	27	13	12	9	4	0		S-E
0	21	50	76	93	106	111	106	93	76	50	21	0		SUR
0	4	9	12	13	14	14	119	149	160	146	91	0		S-W
0	4	9	12	13	14	14	49	100	141	147	99	0		OESTE
0	4	9	12	13	14	14	14	13	29	52	44	0		N-W
0	19	68	127	171	196	209	196	171	127	68	19	0		HORIZON

SUBTOT.

0	3	8	11	13	13	13	13	13	11	8	3	0	NOV. 21	NORTE
0	24	26	14	13	13	13	13	13	11	8	3	0	4	N-E
0	71	128	127	91	43	13	13	13	11	8	3	0	ENERO 2	ESTE
0	73	144	164	159	135	91	46	16	11	8	3	0		S-E
0	28	69	100	123	136	141	136	123	100	69	28	0		SUR
0	3	8	11	16	46	91	135	158	164	144	73	0		S-W
0	3	8	11	12	13	13	43	91	127	128	71	0		OESTE
0	3	8	11	12	13	13	13	13	14	26	24	0		N-W
0	5	48	101	146	172	180	172	146	101	48	5	0		HORIZON

SUBTOT.

0	2	7	11	12	13	13	13	12	11	7	2	0	DIC. 22	NORTE
0	14	18	12	12	13	13	13	12	11	77	2	0		N-E
0	56	118	121	85	34	13	13	12	11	7	2	0		ESTE
0	59	139	157	159	134	97	60	29	11	7	2	0		S-E
0	25	74	111	132	146	149	146	132	111	74	25	0		SUR
0	2	7	11	20	60	97	134	159	167	139	59	0		S-W
0	2	7	11	12	13	13	34	85	121	118	56	0		OESTE
0	2	7	11	12	13	13	13	12	12	19	14	0		N-W
0	4	26	92	135	161	170	161	135	92	26	4	0		HORIZON

TABLA 3.5 INFILTRACIONES POR LAS PUERTAS Y VENTANAS - MÉTODO DE LAS RENDIJAS (Cont.)
VERANO - INVIERNO**

TIPO DE VENTANA E INTERSTICIO MEDIO	m³/h POR m LINEAL DE RENDIJA					
	Velocidad del viento km/h					
	8	16	24	32	40	48
Ventana tipo A - Rango 1.5 mm	1.1	10.0	10.1	22.6	39.0	26.9
Ventana tipo B - " 0.8 mm	1.4	3.2	5.7	9.0	16.4	12.0
Ventana tipo B - " 1.2 mm	1.6	4.6	8.3	10.8	17.7	16.7
Ventana tipo C - " 2.4 mm	0.5	1.7	3.0	3.5	5.6	6.0
Ventana tipo C - " 0.8 mm	1.1	3.0	4.9	7.5	9.3	12.7
Ventana tipo D - " 1.6 mm	0.3	0.9	1.7	2.4	3.3	4.3
Ventana tipo D - " 0.8 mm	0.7	2.3	3.3	5.0	6.7	8.5
Ventana tipo E	2.0	6.1	13.4	17.3	26.6	32.3

Para las puertas tipo de ventana, véase esquemas tabla 41 b.

* Las infiltraciones debidas al efecto de chimenea en invierno deben ser calculadas por separado.

PUERTAS EN FACHADA EXPUESTA**

TIPO DE LA PUERTA	m³/h POR m LINEAL DE RENDIJA					
	Velocidad del viento km/h					
	8	16	24	32	40	48
Puerta de vidrio						
Instalación correcta - Rango de 3 mm	17.0	35.0	54.5	72.0	91.1	105.6
Instalación media - " 5 mm	16.7	34.6	50.9	71.4	90.0	104.7
Instalación mediocre - " 6.5 mm	15.6	32.4	49.0	66.9	84.9	100.0
Puerta ordinaria, madera o metal						
Inst. correcta - Con bujeta de estanqueidad	5.9	3.3	5.0	7.7	9.5	11.7
Inst. media - Sin " "	5.0	6.7	10.0	14.5	18.0	22.4
Inst. mediocre - Sin " "	5.0	12.0	20.0	29.0	36.0	46.0
Puerta de fabrica - Rango de 3 mm	17.0	35.0	54.5	72.0	91.1	105.6

* Las infiltraciones debidas a la ubicación de las puertas no han sido consideradas. Véase tabla 2.

** Las infiltraciones debidas al efecto de chimenea en invierno deben ser calculadas por separado.

TABLA 3.6

Metros cubicos por hora recomendados para ventilacion

APLICACION	FUMADORES	m ³ /h por persona	
		MINIMO	RECOMENDADO
APARTAMENTO PROMEDIO	algunos	25	34
APARTAMENTO DE LUJO	algunos	42	51
BANCOS	ocasionales	13	17
PELUQUERIAS	considerable	17	25
BARES	pasado	42	51
TIENDAS	ninguno	2.5	18
OFICINAS DE DIRECTORES	extrema	51	65
FARMACIAS	considerable	13	17
FABRICAS	ninguno	13	17
HOSPITALES (cuartos privados)	ninguno	42	51
CUARTOS DE HOTEL	pasado	42	51
OFICINAS GENERALES	algunos	17	25
OFICINAS PRIVADAS	ninguno	25	37
OFICINAS PRIVADAS	considerable	42	51
ESCUELAS	ninguno		
TEATRO	algunos	17	25

TABLA 3.7 GANANCIAS DE CALOR DEBIDO A LOS OCUPANTES

GRADO DE ACTIVIDAD	APLICACION	METABOLISMO HOMBRE ADULTO Kcal/hr	METABOLISMO MEDIO Kcal/hr
EN REPOSO	TEATRO ESCUELA	98	88
TRABAJO LIGERO	ESCUELA SEC.	113	100
EMPLEADO DE OFICINA	HOTEL OFICINA	120	113
DE PIE, MARCHA LENTA	ALMACEN, TIENDA	139	113
SENTADO, DE PIE	FARMACIA	139	126
DE PIE, MARCHA LENTA	BANCO	139	126
SENTADO	RESTAURANTE	176	139
TRABAJO DE TALLER	FABRICA, LIGERO	202	189
BAILE O DANZA	SALA DE BAILE	227	214
MARCHA 5 KM/HR	FABRICA	252	252
TRABAJO PESADO	PISTA DE BOLOS	378	365

TABLA 3.8 GANANCIAS DE CALOR DEBIDO A LOS DIVERSOS APARATOS ELECTRICOS

APARATO	DATOS DIVERSOS	POTENCIA NOM. MAX. Kcal/hr	CAL. SENSIBLE Kcal/hr	CAL. LATENTE Kcal/hr	CAL. TOTAL Kcal/hr
SECAPELO CON VENTILADOR	VENTILADOR DE 165 W	1353	580	100	680
CASCO SECAPELO	VENTILADOR DE 80 W	600	470	85	555
ENCENDEDOR DE CIGARROS	FTD CONTINUO	630	230	25	255
CAFETERA DE 10 LITROS	Man. NEGRO	3000	650	425	1075
CAFETERA DE 20 LITROS	Auto. NIQUELADO	4280	850	575	1425
ESTERILIZADOR DE AGUA	AUTO. 40 LITROS		1030	4160	5190
TOSTADOR	AUTO.	1875	1275	325	1600
MOLDE DE TORTAS	AUTO.	1890	775	525	1300
COCCEDORA P/HUEVOS	MANUAL	935	300	200	500
FREIDORA 5 LTRS ACEITE	AUTO.	2220	400	600	1000
FREIDORA 10 LTRS ACEITE	AUTO.	5995	950	1425	2375
PARRILLA PARA CARNE	AUTO.	2550	975	525	1500
PARRILLA P/SANDWICH	AUTO.	1400	675	175	850
CALENTADOR DE PAN	AUTO.	375	275	25	300
TELEVISION			33	-	33
HORNO	MANUAL	2980	895	895	1790
MECHERO BUNSEN	MANUAL	450	240	60	300

CAPITULO CUATRO

COMPONENTES DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

4. COMPONENTES DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

4.1. COMPRESORES

El ingeniero de proyecto se apoya en los fundamentos de termodinámica para la selección de los compresores, en las necesidades que se tengan, haciendo un estudio de aire, contando con todas las condiciones del proceso para su examen y seleccionar el compresor más adecuado.

Las tres funciones principales que deben cumplir los compresores son las siguientes:

a) Crear la diferencia de presión requerida. Al succionar el vapor de refrigerante se reduce la presión en el evaporador creando la diferencia de presiones que se requiere.

b) Bombear el volumen requerido de refrigerante. El compresor eleva la presión del vapor refrigerante a un nivel lo suficientemente alto y en la cantidad requerida, de tal manera que la temperatura de saturación sea mayor a la temperatura del medio enfriado disponible para que el vapor refrigerante se condense buscando que el compresor no inunde con refrigerante a los demás componentes pero tampoco los deje con refrigerante insuficiente.

c) Los compresores deben de ser lo más adecuados al tipo de refrigerante a utilizar. La tercer función que debe desempeñar cualquier compresor, es la de ser el indicado para el tipo de refrigerante que se use; pues el refrigerante afecta al diseño del compresor en detalles, tales como: el tamaño de las válvulas, la tensión de los resortes de las válvulas y el diseño del sistema de enfriamiento.

Existen tres tipos básicos de compresores que son los que se utilizan con mayor frecuencia en los equipos de aire acondicionado y son: Compresores reciprocantes, rotativos y centrífugos.

4.1.1. COMPRESOR RECIPROCANTE

Este tipo de compresor tiene semejanza a un motor de automóvil, ya que consta de pistones accionados mediante un cigüeñal que realiza carreras alternas de succión y compresión en un cilindro equipado con válvulas de succión y descarga. Es una máquina de desplazamiento positivo, tiene la ventaja de ser versátil en el manejo de diferentes tipos de refrigerantes, pues ya que la facilidad con que permite el desplazamiento del líquido a través de las tuberías dada la elevada presión provocada por el compresor lo hacen muy práctico. La sencillez de su diseño, su durabilidad y su costo relativamente bajo lo hace más popular.

Independientemente de su arreglo, cada cilindro consta de las siguientes partes: cilindros fijos, pistones con anillos o ranuras aceitadas para dar un sello positivo, un cigueñal con bielas conectadas al pistón, válvulas de entrada y salida separadas por un pared, etc.

La sección de bombeo del pistón introduce el refrigerante al cilindro y un vez comprimido es descargado hacia el objeto deseado.

Actualmente este tipo de compresor, tiene aplicaciones sobre todo en refrigeración y aire acondicionado en uso doméstico, sistemas industriales, etc. (Ver figura 4.1)

4.1.1.a Desplazamiento

El desplazamiento de un compresor recíprocante está definido como el volumen desplazado por los pistones (cilindrada), dado en metros cúbicos por hora. Para fines comparativos el desplazamiento del compresor se calcula mediante el siguiente modelo matemático:

$$M.C.M. = (3.1416 * D * L * N) / 4 * 1'000,000.$$

M.C.M. = Gasto que maneja el compresor en m³/min

D = Diámetro del cilindro

L = Longitud de la carrera del cilindro

N = Revoluciones por minuto del eje del motor

4.1.1.b Compresores de tipo abierto

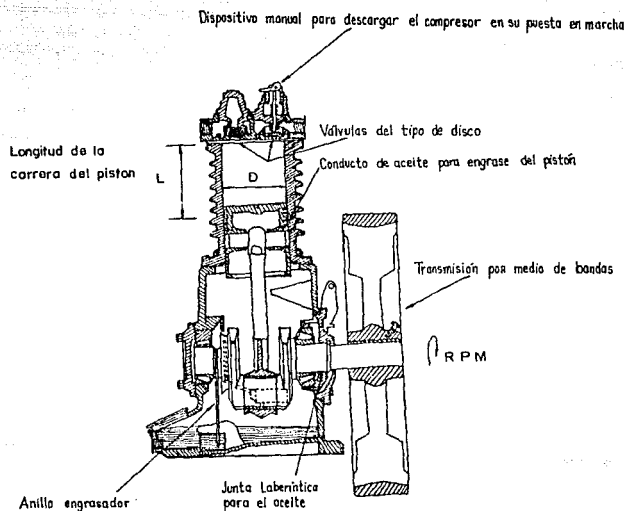
Los primeros modelos de compresores empleados en la refrigeración fueron los llamados de tipo abierto, pero con los pistones y cilindros sellados en el interior de carter y un cigueñal extendiéndose a través del cuerpo hacia afuera para ser accionado mediante alguna fuerza externa; este tipo de diseño tiene algunas desventajas que a continuación presentaremos:

mayor peso, un costo más elevado, ocupan mayor espacio, son vulnerables a fallas sobre todo en los sellos, son muy ruidosos y la vida de las bandas es muy cortas.

(Ver figura 4.2.a)

4.1.1.c. Moto-compresor Semi-hermético

En la mayoría de las aplicaciones, el compresor de tipo abierto ha sido reemplazado por el moto-compresor de tipo semi-hermético y de tipo hermético. El empleo de compresores de tipo abierto continúa disminuyendo en la actualidad, excepto para aquellas aplicaciones especiales tales como el acondicionamiento de aire en los automóviles.



COMPRESOR RECIPROCANTE MONOCILINDRICO DE SIMPLE EFECTO

Fig. 4.1

El principio de el funcionamiento de estos compresores es el siguiente: el compresor es accionado por un motor eléctrico ubicado directamente en el cigüeñal de dicho compresor, están herméticamente sellados en el interior con una cubierta común. Las placas de fondo, las cabezas cubiertas del estator y del carter son desmontables permitiendo el mantenimiento del equipo; generalizando su diseño resultante es compacto, eficiente, requiere de un mínimo de mantenimiento en el interior ya que la única manera de abrirlos es cortando la carcasa del compresor. (Ver figura 4.2.b)

4.1.1.d Moto-compresor hermético

Son ampliamente utilizados en equipo unitario y de escasa potencia, son accionados por un motor eléctrico el cual se encuentra ubicado directamente en el cigüeñal del compresor y el cuerpo es una carcasa metálica, herméticamente sellada con soldadura, lo cual implica que en este tipo de modelos se haga difícil su mantenimiento en el interior ya que la única manera de abrirlos es cortando la carcasa del compresor. (Ver figura 4.2.c)

4.2. COMPRESORES CENTRIFUGOS

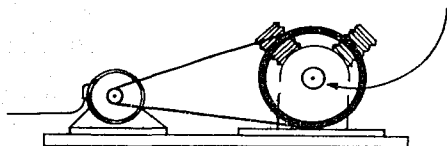
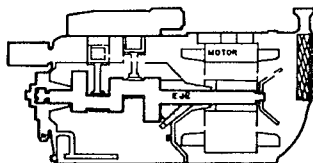
La característica de este tipo de máquinas es que aumentan la presión del gas, debido al movimiento acelerado producido mediante la acción de un impelente a alta velocidad. Este tipo de máquinas son prácticas para usarse con refrigerantes que operan a baja presión y grandes volúmenes.

El compresor centrífugo al igual que los otros modelos, también comprimen el vapor del refrigerante, como su nombre lo indica, por medio de una acción o fuerza centrífuga (acción que se realiza por el rotor o también llamado impulsor).

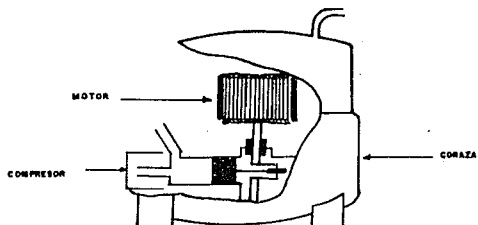
El vapor del refrigerante es succionado cerca del eje y la descarga es por las aperturas ubicadas al filo exterior del rotor. Mediante esta acción, el vapor succionado es conducido rápidamente a las cámaras del impulsor, en la cual es forzado al exterior con ayuda de la carcasa en conjunto con la fuerza centrífuga. Esta fuerza centrífuga se mantiene ya que el impulsor es operado a la alta velocidad mediante un motor acoplado. Estas máquinas no son unidades de desplazamiento positivo y no son capaces de incrementar la presión contra una válvula cerrada del sistema, dado que la presión diferencial entre el vapor a la entrada y a la salida es relativamente pequeña. (Ver figura 4.3).

fig. 4.2

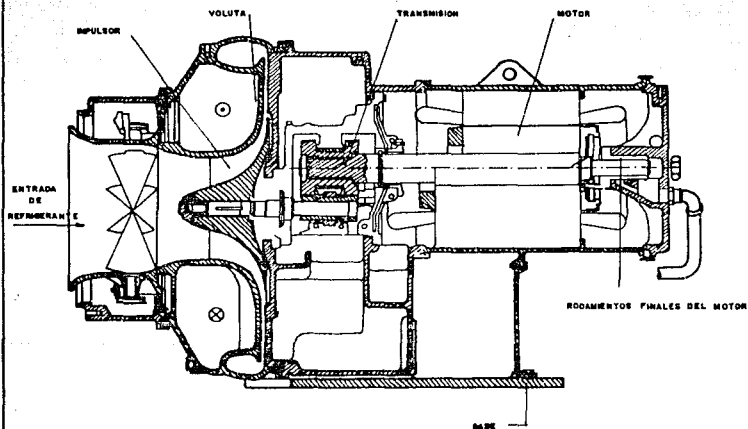
SE REQUIERE SELLAR LA PLEGMA

MOTOCOMPRESOR TIPO ABIERTO
(a)

SUCCION DE GAS

MOTOCOMPRESOR SEMIHERMETICO
(b)

MOTOCOMPRESOR HERMETICO (c)



MOTOCOMPRESOR CENTRIFUGO-UNIDADES CARRIER

fig. 4.5

4.3

COMPRESORES ROTATORIOS

Se caracterizan por el hecho de tener un rotor excéntrico el cual gira en el interior de una cámara de compresión, las aletas están apoyadas en el rotor, dichas aletas son deslizables y se sostienen contra el rotor por medio de un resorte.

Al poner en movimiento el rotor se crea una diferencia de presiones y se efectúa el entrampamiento del gas del rotor excéntrico y las paredes de la cámara de compresión.

Otro modelo muy empleado es el compresor de tornillos, el cual se caracteriza por usar dos tornillos metálicos entrelazados (tornillo hembra y macho), los cuales sirven para comprimir el gas. Se clasifican en compresores rotatorios debido a que los tornillos giran. Estos se construyen en forma de unidades cerradas, teniendo la ventaja de así evitar fugas de el gas refrigerante. (Ver figura 4.4)

4.4

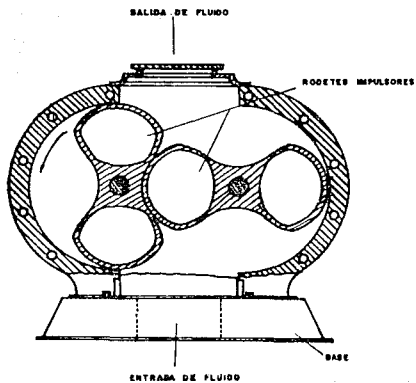
BOMBAS

La selección de las bombas se hace de manera similar que al de la selección de las bombas de los sistemas de tuberías de agua en aplicaciones de enfriamiento. Para equipos en donde es necesario el uso de una torre de enfriamiento, es importante el uso de bombas para elevar el fluido considerando el peso de la columna de agua debida a la diferencia de niveles de la torre con respecto al nivel de la bomba. En el mercado hay muchos tipos de bombas. Otro aspecto importante en la selección de la bomba es que adopte con los requisitos de longitud y diámetro (volumen) de las líneas que se van a evacuar, contar las pérdidas por la fricción y no guiarse únicamente por el caballaje (HP). Apoyarse en las curvas características de la misma (proporcionadas por los fabricantes) ya que éstas proporcionan información referente a: altura de la columna de agua (en metros), al caudal (litros por minuto), rendimiento, NPSH, diámetro de impulsor, eficiencia (Ver figura 4.5). La instalación típica de una bomba se muestra en la foto número 1 en la que se pueden apreciar bombas de agua refrigerada donde las tuberías de aspiración y descarga están aisladas.

4.5

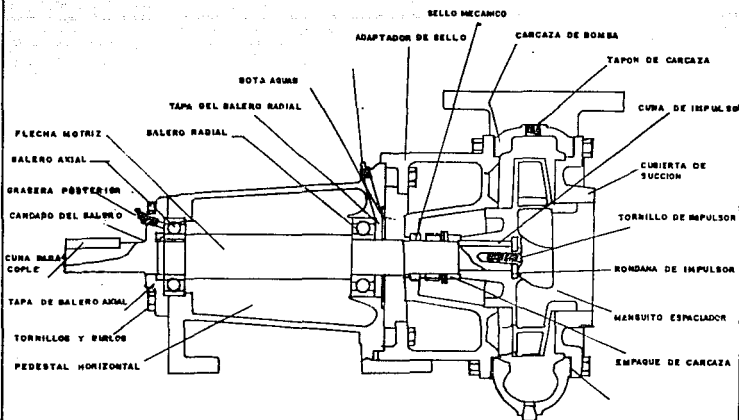
CONDENSADORES

Son básicamente intercambiadores de calor en donde el calor absorbido por el refrigerante durante el proceso de evaporación es cedido al medio de condensación. Esto es, que el gas refrigerante caliente y a elevada presión cede el calor hacia los alrededores. El calor que abandona al condensador, es siempre mayor al calor que es absorbido en el evaporador durante el proceso de evaporación. debido a que el compresor, al comprimir el gas refrigerante eleva considerablemente la temperatura con la finalidad de entregar su calor a la atmósfera más fría que lo rodea. Mientras



COMPRESOR ROTATORIO

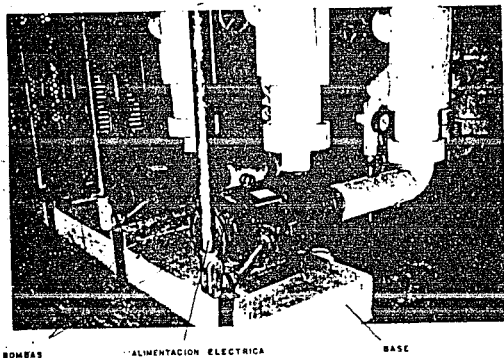
fig. 4.4



MOTOBOMBA CENTRIFUGA PARA
BOMBEO A TORRE DE ENFRIAMIENTO
UMA S Y VENTILADOR CONVECTORES

fig. 4.5

VIENE DE UNAS Y VENTILCONVECTORES
HACIA EVAPORADORES



BOMBAS

ALIMENTACION ELECTRICA

BASE

FOTOGRAFIA No 1

SISTEMA DE BOMBEO DE AGUA REFRIGERADA
(HOTEL OMNI EN XTAPA)

el calor es cedido por el vapor de elevada presión y temperatura, su temperatura desciende al punto de saturación y como consecuencia el vapor del refrigerante se condensa, es decir, pasa nuevamente al estado líquido.

4.5.1.a Condensadores enfriados por aire

El más usual es el de tubo con aletas en su exterior. Las aletas tienen la función de disipar el calor al aire ambiente, aumentando la superficie de contacto y logrando con esto una mayor rapidez en la transferencia de calor. Se logran mejores resultados forzando grandes cantidades de aire a través del condensador mediante ventiladores. (Ver figura 4.6 a). En la fig. 4.12 se aprecia también como se utiliza este procedimiento para enfriar los condensadores de unidades enfriadoras de agua.

Los condensadores se construyen normalmente en un área frontal relativamente pequeña y varias hileras de tubos superpuestos a lo ancho. El aire al ser forzado a través del condensador absorbe calor elevando como consecuencia su temperatura, pero disminuyendo su eficacia en cada hilera subsiguiente en el serpentín condensador. En la práctica, frecuentemente son empleados los serpentines hasta con 8 hileras de profundidad.

Dado que la temperatura del aire es muy variada, esto representa una desventaja para los condensadores, ya que para altas temperaturas del aire, el compresor se ve obligado a trabajar con sobrecarga para poder obtener la presión requerida para la condensación del fluido refrigerante y poder compensar la escasa capacidad de enfriamiento del aire.

Una escasa presión (que no es normal) a la descarga que reduce la diferencia de presión a través de la válvula de expansión (ó bien, si utiliza tubo capilar), puede provocar un flujo de refrigerante en el serpentín con destino al evaporador produciendo escarcha en el evaporador aún en equipos de aire acondicionado.

4.5.1.b Condensadores enfriados por agua.

Con respecto a su construcción, los hay de diversas formas, tales como el de tipo casco y serpentín, casco y tubo, el de tubo dentro de tubo (tubos concéntricos), etc. Generalmente el agua de enfriamiento se desplaza a través de tuberías o serpentines en el interior de una carcasa sellada a prueba de fugas (previa prueba de presión hidrostática), en la cual se descarga el gas caliente procedente del compresor.

Para no tener problemas de funcionamiento es importante tomar en cuenta las siguientes indicaciones:

a) Elevadas velocidades de fluido pueden provocar corrosión de choque y es una condición en la que puede producirse la erosión progresiva del tubo causada por la elevada velocidad del agua ya que

desgasta la superficie interior del tubo siendo más peligroso si se está oxidando y además tiene lugar en puntos de turbulencias.

b) Cuando se emplee una bomba de recirculación de agua, deberá instalarse de modo que el condensador se alimente del lado de descarga de la bomba; porque si la bomba se instalara en el lado de descarga del condensador, se cae en el error de provocar un ligero vacío en el condensador debido a la succión provocada por la bomba, lo cual implica que el agua se aproximaría mucho más a su punto de ebullición. Es más grave todavía la combinación de una zona de calor ubicada en el condensador junto con un aumento localizado de la velocidad, ya que puede reducir todavía más la presión y dar como resultado la indeseable cavitación (efecto de implosión que destruye las paredes interiores de la tubería).

c). Si se instala el condensador a una altura superior a los 1.5 metros de altura con respecto al punto de drenaje, es recomendable instalar un rompedor de vacío o conducto abierto de ventilación para evitar así que se forme vacío en el interior de la tubería (algunas veces llamados respiraderos).

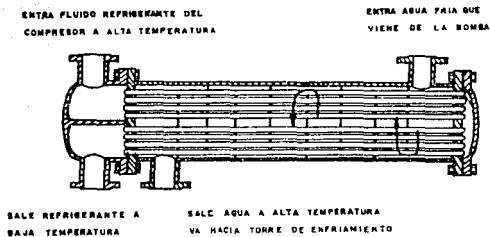
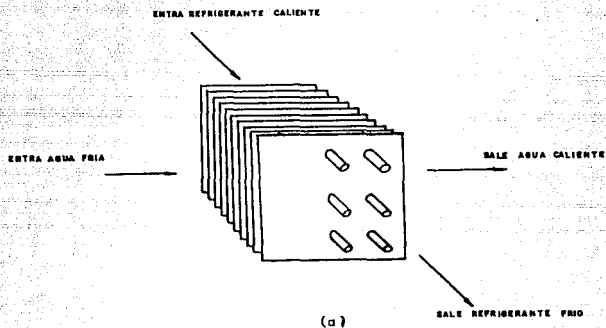
Los condensadores se pueden diseñar para manejar grandes cargas y hacerse más compactos, pues una ventaja en los condensadores enfriados por agua es que el agua tiene la capacidad de absorber mucho más BTU's que el aire. Si el condensador va a formar parte de un Chiller, los enfriadores de agua pueden conectarse directamente con tubería para agua destinada a la ciudad o con agua de pozo. Esto generalmente requiere del uso de una torre de enfriamiento.

Nota: las conexiones a la entrada y salida de condensadores y evaporadores deberán fabricarse con material flexible para evitar la transmisión de vibraciones (tener especial cuidado en unidades grandes de techo).

Otros modelos empleados, son los condensadores de tubo dentro de tubo (concéntricos) en el cual el freón refrigerante circula a través de un tubo interior y el agua fluye en dirección contraria en un tubo exterior (o viceversa) de diámetro más pequeño. Este arreglo permite un enfriamiento doble: primero por el agua y segundo por el aire que circula por fuera del tubo que contiene el freón refrigerante. (fig. 4.6.b).

4.5.1.c Condensadores evaporativos

Un detalle que los caracteriza es que economizan el consumo de agua, pues son una combinación de condensador y torre de enfriamiento. El refrigerante es recirculado a través del serpentín y el agua es constantemente bombeada desde la parte inferior de la torre a la parte superior para finalmente caer sobre los serpentines del refrigerante (freón). Como consecuencia parte del agua se evapora (el agua puede caer por medio de rociadores o toberas de aspersión).



CONDENSADOR ENFRIADO POR AGUA

Este tipo de condensadores son empleados frecuentemente cuando se desean temperaturass de condensación inferiores a las que pueden obtenerse con otros equipos tales como los enfriados por aire y en donde el abastecimiento de agua no es adecuado para una intensa utilización.

4.5.2 CAPACIDAD DEL CONDENSADOR

La capacidad de poder transferir calor de un condensador depende de los siguientes factores:

- a) Superficie total del condensador.
- b) Velocidad del gas refrigerante, puesto que a mayor velocidad, se tendrá una mayor transferencia de calor y obviamente una mayor capacidad. Pero es importante el no exagerar demasiado la velocidad porque el fluido refrigerante puede pasar tan rápido provocando que no haya una transferencia de calor adecuada.
- c) La diferencia de temperaturas entre el medio enfriado y el gas refrigerante también influyen en la capacidad de transferencia de calor del condensador. Los fabricantes diseñan y proporcionan los rangos de temperaturas en base al tipo de aplicación y carga térmica a manejar.
- d) Considerar el tipo de material con que se ha de construir el condensador, ya que la velocidad de transferencia de calor es diferente en materiales distintos.
- e) La cantidad de flujo del medio enfriante sobre o a través del condensador (tener el volumen requerido).
- f) Mantenimiento en las superficies de transferencia de calor (limpieza).

4.6 EVAPORADORES

Es el serpentín que está ubicado en el lado de baja presión del sistema de refrigeración y del aire acondicionado. Aquí tiene lugar la absorción de calor del local a enfriar y como consecuencia el freón refrigerante hierve (o se evapora).

En general todos los evaporadores deben cumplir con los tres requisitos básicos que son:

- a) Diseñarse apropiadamente y proporcionar suficiente superficie de contacto para permitir que el calor fluya al refrigerante en forma fácil y rápida.
- b) Contar con suficiente espacio interno para poder alojar al refrigerante líquido requerido.
- c) Permitir que fluya el refrigerante con la mínima caída de presión.

El tipo más comúnmente empleado es el de tipo ventilador y serpentín (también llamados de convección forzada) en el cual el refrigerante se evapora dentro de los tubos aletados extrayendo el calor del aire que circula a través del serpentín por medio de un ventilador. Los evaporadores de serpentín constan únicamente de un circuito de tubos, dichos tubos generalmente son aletados y pueden o no tener abanico.

El serpentín de tubo con aletas lleva una gran ventaja con respecto al tipo de evaporador de tubo desnudo; ya que las aletas proporcionan un área extra logrando un grado más alto de transferencia de calor del aire que rodea al serpentín, de donde se desprende que a mayor área en el evaporador, mayor y mejor será la transferencia de calor.

Otro tipo de evaporadores no menos empleado, son las llamadas placas de enfriamiento, que son serpentines montados en placas metálicas o gabinetes congeladores.

4.6.1 CLASIFICACION DE LOS EVAPORADORES

Existe una gran variedad, ya que se diseñan en base a las necesidades que se tengan. Aquí se mencionarán los más importantes:

Evaporadores de expansión seca directa Son aquellos en los cuales el refrigerante se evapora completamente, de tal forma que sólo sale gas del evaporador. (ver fig.4.7.a).

Por medio de una válvula de expansión o tubo capilar el refrigerante es conducido directamente al serpentín, absorbiendo el calor a través de las paredes del evaporador del medio que se debe enfriar.

Evaporadores tipo sumergido (inundado) Están diseñados de tal manera que en la salida del evaporador salga todavía una pequeña porción de líquido refrigerante, con la finalidad de aumentar la superficie de mojado y mejorar la transferencia de calor (Ver figuras 4.7.b,4.8).

4.7 DISPOSITIVOS DE CONTROL DE REFRIGERANTE

La función de estos dispositivos es la de llevar el control del ciclo parando y arrancando, regulando y protegiendo el ciclo de enfriamiento y sus componentes. Estos dispositivos pueden ser operados por presión y temperatura.

Este tipo de controles son necesarios en todo sistema de refrigeración, para restringir el flujo del refrigerante a través de la línea que va desde el condensador hasta el evaporador, manteniendo los diferentes niveles de presión generados por la acción del bombeo del compresor. Procurando una presión elevada de modo que los BTU puedan ser liberados a alta temperatura, y una baja presión en el evaporador para que los BTU puedan ser liberados a alta temperatura, y una baja presión en el evaporador para que los BTU puedan absorberse a baja temperatura.

ENTRA 100% LÍQUIDO

SALE 100% GAS

(a)

EVAPORADOR DE EXPANSIÓN SECA

ENTRA 100% LÍQUIDO

SALE LA MAYOR PARTE
COMO GAS Y UNA
PEQUEÑA PARTE COMO LÍQUIDO

(b)

EVAPORADOR INUNDADO

fig. 4.7

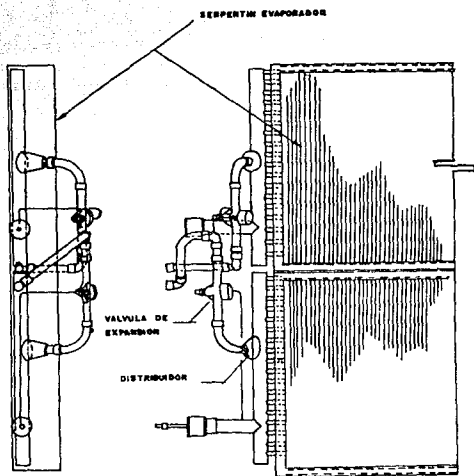


fig. 4.8

CONEXION DE EVAPORADOR EN U.M.A.S

4.7.1. VALVULA DE EXPANSION TERMOSTATICA

Son ampliamente utilizados para controlar el sobrecalentamiento en el evaporador y proporcionar la cantidad necesaria de refrigerante. La válvula termostática consta de las siguientes partes principales:

1.- Un pequeño orificio en la válvula que controla el flujo de refrigerante que entra al evaporador regulándose el flujo según se requiera.

2.- Un vástago y asiento de tipo de aguja que va variando la abertura del orificio.

3.- Un diafragma que controla la aguja. Este diafragma está sujeto a tres fuerzas. La primera es debido a la presión del evaporador ejerciendo por debajo del diafragma y tiende a cerrar la válvula. La segunda fuerza es debida a un resorte de sobrecalentamiento ejerciendo debajo del diafragma y en la dirección de cierre. Opuesta a estas dos fuerzas está la presión ejercida por la carga en el bulbo térmico que está unido al tubo de succión a la salida del evaporador. En el tiempo en que el bulbo térmico esté expuesto a una temperatura superior, éste ejercerá una presión más elevada que la del refrigerante en el evaporador, dando como resultado el efecto neto de estas dos presiones que producirán la apertura de la válvula. (Ver figura 4.9.a).

4.7.2 TUBOS CAPILARES

Funcionan como restricciones al paso del refrigerante, son tubos muy largos y delgados, ya que cuanto más pequeño sea el diámetro de un tubo y mayor su longitud, más grande será la resistencia que presentan al paso de cualquier fluido que pase por él. Tienen aplicación en pequeños equipos unitarios de acondicionamiento de aire tipo paquete, equipos de refrigeradores de uso doméstico y comercial, etc.

Ventajas de los tubos capilares: Para ciertos sistemas de refrigeración, el líquido refrigerante continúa fluyendo el serpentín evaporador aún después de haberse detenido el compresor, igualando con esto, las presiones en los lados de alta y baja presión del sistema, permitiendo con esto el empleo de motores de bajo par de arranque.

Desventajas de los tubos capilares: Resulta crítica la carga del refrigerante, porque normalmente no existe un recipiente para poder almacenar el exceso de refrigerante. Demasiado refrigerante producirá altas presiones de descarga, así como la sobrecarga del motor y la posible inundación del compresor cuando se interrumpa el ciclo. Una carga de refrigerante muy escasa permitirá que el vapor penetre en el tubo capilar, dando lugar a una pérdida en la capacidad del sistema. (Ver figura 4.9.b)

4.7.3 VALVULA DE EXPANSION AUTOMATICA

Consiste en un regulador de presión constante, tiene capacidad muy limitada para reaccionar a cambios de carga. Por este motivo prefiere emplearse en condiciones de operación relativamente constante.

Una desventaja de este tipo de válvulas es que tienden a agotar el evaporador en cargas fuertes y a inundarlo cuando las cargas son ligeras. (Ver figura 4.9.c).

4.7.4 VALVULAS FLOTANTES

En su construcción son mecanismos relativamente simples y se encargarán de mantener constante el nivel de líquido refrigerante. Como su nombre lo indica, son flotadores y se acostumbra en llamar flotador del lado de alta a aquél que se encuentra en el lado de alta presión de la válvula. Cuando el nivel de líquido sube en la cámara de flotación, el flotador subirá abriendo la válvula y vacía el refrigerante.

El que se encuentra en el lado de baja presión del evaporador es el flotador de lado de baja. En general, la función de las válvulas de flotador es mantener el control de la alimentación del refrigerante en los evaporadores sobre todo en los de tipo sumergido. (Ver figura 4.10).

4.8 REFRIGERANTES

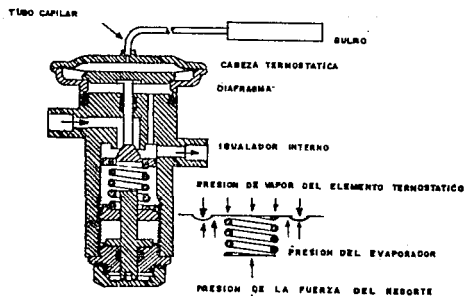
Si un líquido puede evaporarse y relicuarse, se puede emplear como medio de refrigeración. Pero ya en la práctica sólo un pequeño grupo de líquidos se utilizan a nivel comercial. Hay que tener en mente que no hay un refrigerante ideal 100% eficiente, aún el mejor refrigerante no cubre totalmente las necesidades exigidas por los humanos.

Los refrigerantes deben cumplir con las siguientes características: (3)

1.- No contener presiones de condensación excesivas con la finalidad de evitar tener instalaciones extrafuertes.

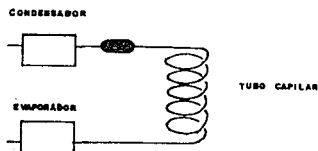
2.- Tener un bajo punto de ebullición a la presión atmosférica, de tal forma que el sistema no necesite operar a condiciones de vacío corriendo el riesgo de entrada de aire al sistema.

3.- Tener una alta temperatura crítica, pues resulta imposible licuar (condensar) un vapor que tenga una temperatura mayor que la temperatura crítica, no importa que tanto se eleve la presión.

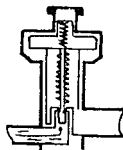


(a)

VALVULA DE EXPANSION TERMOSTATICA



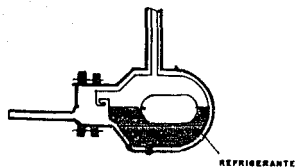
(b)



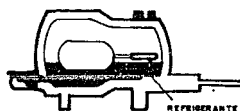
(c)

VALVULA DE EXPANSION AUTOMATICA

fig. 4.9



VALVULA DE FLOTADOR LOCALIZADA
EN EL LADO DE BAJA PRESION (EVAPORADOR)



VALVULA DE FLOTADOR LOCALIZADA
EN EL LADO DE ALTA PRESION (CONDENSADOR)

fig. 4.10

4.- Tener alto calor latente de vaporización, pues entre más alto sea se necesitará circular menor cantidad de refrigerante por minuto por unidad de capacidad y mayor será el calor absorbido.

5.- Tener un bajo calor específico, esto es deseable porque se estrangula el líquido en la válvula de expansión y el líquido refrigerante se debe enfriar a expensas de la vaporización parcial.

6.- Tener bajo volumen específico, esencial para equipo recíprocante, pero no importante en máquinas centrífugas.

7.- El refrigerante no debe ser corrosivo.

8.- Estabilidad química.

9.- No debe ser inflamable ni explosivo.

10.- No debe ser tóxico.

11.- Fácil de localizar en caso de fuga.

12.- Que sea de fácil manejo, disponible en el mercado y económico si es posible.

13.- Al actuar el refrigerante, éste no debe perjudicar a las válvulas lubricantes.

14.- Tener una transferencia de calor satisfactoria.

15.- El punto de congelación del líquido deberá ser apreciablemente menor que para cualquier temperatura a la cual tenga que trabajar el evaporador.

16.- Para las relaciones de compresión es conveniente tener temperaturas bajas en la descarga para evitar deterioro del refrigerante y lubricante.

4.8 TIPOS DE REFRIGERANTES

4.8.1 REFRIGERANTE 12

Es químicamente estable, su calor latente es bajo (28 a 47 calorías por gramo). Casi no tiene efecto corrosivo sobre los metales, no es combustible (sólo en superficies muy calientes o en presencia de flama se descompone y forma gases tóxicos). Se emplean empaques de neopreno, ya que los de hule común son inconvenientes para la mayoría de los refrigerantes.

4.8.2 REFRIGERANTE 22

Punto de ebullición normal de -40.6°C por lo que su presión de vapor permanece arriba de la atmosférica para todas las temperaturas superiores a -40.6°C . Es químicamente estable, casi sin olor, no es irritante, casi no es inflamable y no es explosivo. Se presta para manejarse en compresores de pistón y es práctico para emplearse en campos de baja temperatura (-40 hasta -73.3°C).

4.8.3 REFRIGERANTE 11

En comparación con el R-12 y el 22, tiene una presión de vapor muy baja y se puede almacenar en tambores en lugar de cilindros. Se requiere operar bajo vacío para poderle evaporar a las bajas temperaturas necesarias para enfriar. El volumen requerido hacen de este refrigerante impráctico para equipo recíproco, pero es adecuado para usarse en compresores centrífugos. No es explosivo, es casi inodoro y relativamente no tóxico, no corroe los metales pero sí ataca a los empaques de hule. Punto de ebullición de 24°C a 1Kg/cm^2 .

4.8.4 REFRIGERANTE 113

Tiene baja presión de vapor, se emplea en compresores centrífugos de baja capacidad, hierve a -81.6°C y es un refrigerante del tipo de vacío.

4.8.5 REFRIGERANTE 21

Es un refrigerante del tipo de vacío, es poco menos tóxico que el cloruro de metilo y prácticamente no es inflamable ni explosivo.

4.8.6 REFRIGERANTE 30

Llamado también cloruro de metileno (Carrene No.1), tiene olor suave, similar al cloroformo, no es explosivo, es relativamente no inflamable pero se descompone en productos tóxicos en la presencia de flamas y serpentines calientes. Es otro de los refrigerantes de vacío.

4.8.7 REFRIGERANTE 40

También es conocido como cloruro de metilo, su calor latente de evaporación es de 98 Cal/gm . Químicamente es estable y relativamente no corrosivo (corroe al aluminio), moderadamente inflamable, puede ser explosivo entre el 8 y 17% por volumen de aire. En la presencia de flama con productos tóxicos.

4.8.8

REFRIGERANTE AZEOTROPOS

Son una mezcla de dos o más sustancias químicas. Pero cuando se mezclan en proporciones correctas forman un compuesto con una temperatura de ebullición independientemente de las temperaturas de ebullición de los líquidos individuales. Ejemplos de refrigerantes azeotrópicos:

a) R-500. Hierve a -33°C , tiene una presión de vapor de saturación de 2.2 kg/cm² abs. a -15°C . Volumen específico de 95 cm³/gm. Capacidad ligeramente mayor que el R-12.

b) R-502. Hierve a -45.5°C , tiene aplicaciones industriales en baja temperatura.

c) R-503. Hierve a -88.8°C , se emplea para trabajar a temperaturas extremadamente bajas en el evaporador y en sistemas de alta capacidad.

Se vieron los tipos de refrigerantes más empleados en la industria de la refrigeración. Su manejo es de empleo delicado, ya que si por accidente llegara a caer líquido en la piel, puede causar una severa congelación, a causa de que el líquido se evapora rápidamente a la presión atmosférica, removiendo calor de la piel.

Quando se maneje refrigerantes es necesario el uso de gafas protectoras adecuadas. Nunca mezclarlo en el campo ya que pueden reaccionar. Los cilindros para su identificación se emplean colores tales como:

Refrigerante R-12 color blanco
 Refrigerante R-22 color verde
 Refrigerante R-502 color orquídea
 y otros...

Para mayores precauciones, en el rótulo del cilindro van unas palabras para su identificación. Tienen la mayoría de los cilindros válvulas de alivio (5) de presión con fin de que puedan rebajarse si se exponen a temperaturas extremadamente altas corriendo el riesgo de explotar (no deben calentarse los recipientes a temperaturas mayores de 51.6°C). Los fabricantes de estos productos nunca llenan el recipiente a más del 80%.

4.8.9

ACEITES USADOS EN REFRIGERACION

Las características que debe tener un aceite son las siguientes: no debe reaccionar químicamente con el refrigerante, debe ser seco, debe separarse rápidamente del refrigerante. El aceite debe estar libre de humedad ya que ésta perjudica al sistema, contribuye a cobrizar las piezas formando ácidos y barro.

Un aceite especial diferente de los lubricantes normales y muy adecuado para usarse en refrigeración son los aceites con base de Naftene, porque fluyen mejor a baja temperatura, depositan menos cera a baja temperatura, mantienen su consistencia a alta

temperatura. El objetivo de los aceites es lubricar los cojinetes o partes en constante roce del compresor.

Un buen aceite para refrigeración no debe contener azufre, ya que en presencia de humedad se forma ácido sulfuroso el cual ataca los asientos de las válvulas y superficies pulidas.

4.9 TORRES DE ENFRIAMIENTO

Son equipos destinados a enfriar líquido y operan en conjunto con unidades enfriadoras de agua (chiller) con condensador enfriado por agua. Las torres permiten que el agua de condensación sea recirculada y enfriada por evaporación.

El agua caliente al abandonar el condensador es descargada en la parte superior de la torre. Una vez en la torre, el agua se distribuye y se rompe en pequeñas gotas de agua (generalmente se emplean toberas de aspersión o boquillas, otras veces mamparas desviadoras para romper el agua, etc.). Una vez fragmentada el agua entra en contacto directo con aire del exterior, ya enfriada se deposita por gravedad en un recipiente ubicado en la parte inferior de la torre donde es succionada nuevamente para circularse en el condensador y absorber calor adicional.

Quando se trabaja con torres se debe tener en mente los siguientes términos básicos:

a) Rango de enfriamiento. Es el número de grados Celsius que se enfria el agua. Esto es, la diferencia de temperaturas del agua caliente con que llega a la torre y la temperatura del agua fría con que sale. En el proceso psicrométrico se indica. (Ver figura 4.11).

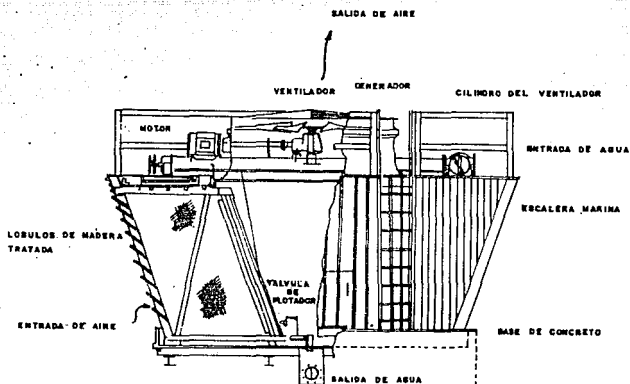
b) Aproximación. Es la diferencia (en °C) de la temperatura del agua fría que abandona a la torre y la temperatura de bulbo húmedo del aire exterior.

c) Arrastre. Se considera que es la porción de agua que se pierde en forma de finas gotas arrastradas por el aire que circula.

d) Purga. Es el agua que se pierde intencionalmente para evitar la acumulación y concentración de químicos, basuras, etc.

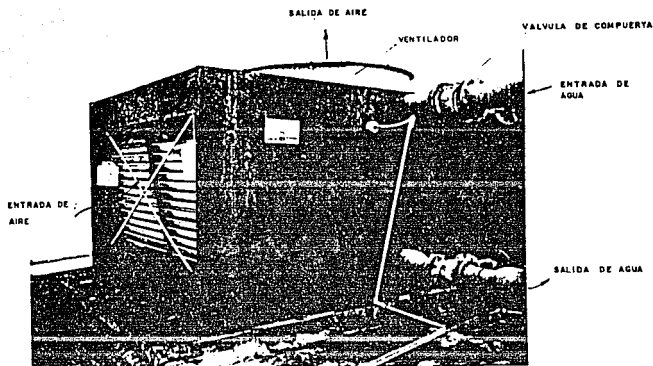
e) Carga de calor. Es la cantidad de calor retirado por la torre dado en Kcal/hr.

f) Cabeza de bombeo de la torre. Es la presión requerida para elevar el agua caliente desde el nivel de la base de la torre hasta la parte superior de la misma y forzarla por medio de los sistemas de distribución. El dato lo proporcionan los fabricantes de torres y casi siempre se indica en pies de cabeza (1 lb de presión 2.31 pies de cabeza).



TORRE DE ENFRIAMIENTO

fig. 4.11



FOTOGRAFIA No. 2

TORRE DE ENFRIAMIENTO, SISTEMA
DE AGUA REFRIGERADA, HOTEL OMNI
EN IXTAPA

Cuando el aire circula por una torre, se le clasifica como de movimiento natural o tiro natural (también llamada torre atmosférica). Pero cuando la circulación de aire se logra mediante un sistema mecánico (ventilador de tipo axial), la torre es llamada de tiro mecánico, tiro inducido o bien, tiro forzado, en la Foto No.2 se aprecia una Torre de enfriamiento de tiro forzado, de una sola celda, con las características enunciadas anteriormente y conexión a las tuberías de entrada y salida de agua.

4.10 ENFRIADORAS DE LIQUIDO CON CONDENSADOR ENFRIADO POR AIRE

Las unidades enfriadoras de líquido con evaporador de casco y tubo y condensador enfriado por aire, se usan normalmente para el enfriamiento del agua en sistemas de aire acondicionado. Sin embargo, también se le emplea en enfriamiento de líquido en procesos químicos, industriales, de refrigeración, etc. (ver fig. 4.12)

Los equipos (integrales) constan de las siguientes partes: Un compresor semihermético, un evaporador de casco y tubo, condensador enfriado por aire (algunos también enfriados por agua), abanicos con motor, controles y protecciones necesarias para operación automática, etc.

Las enfriadoras autocontenidas son las llamadas de tipo integral ya que en el mismo paquete, lleva el (los) serpentín(es), compresor(es), compartimentos para controles en general. Estos equipos tienen ventiladores axiales para enfriar.

4.11 ENFRIADORES DE AGUA CON CONDENSADOR ENFRIADO POR AGUA

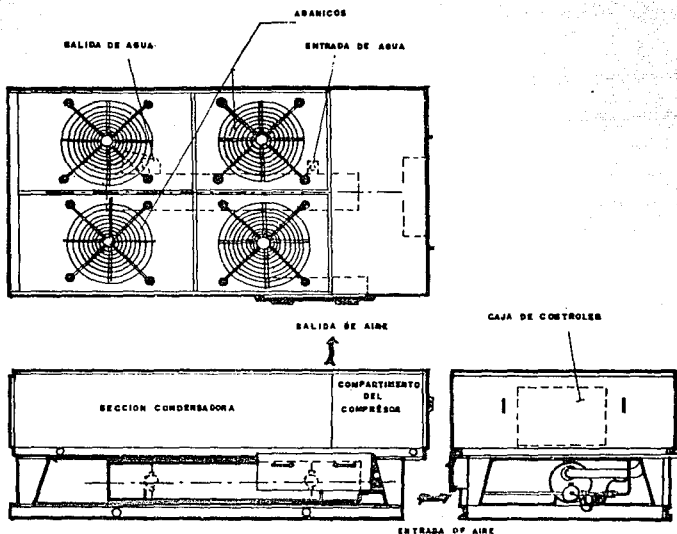
Estos enfriadores se caracterizan por el empleo de una torre de enfriamiento de agua. La tubería de agua fría que va al evaporador se diseña especialmente para cada tipo de instalación en particular. Es importante mencionar que estos equipos también pueden ser enfriados por aire (pero el uso de la torre es innecesario). Por seguridad, todas las conexiones de tubería de entrada y salida de condensadores y evaporadores se hacen con tubería flexible para evitar la transmisión de vibraciones.

Estas unidades también pueden contener: compresores (pueden ser semiherméticos), evaporadores de casco y tubo, condensador, panel de controles, protecciones, tubería, etc. En las fotos 3 y 4 se aprecian unidades enfriadas por agua, con compresor recíprocante y compresor centrífugo respectivamente.

Elementos de protección y control

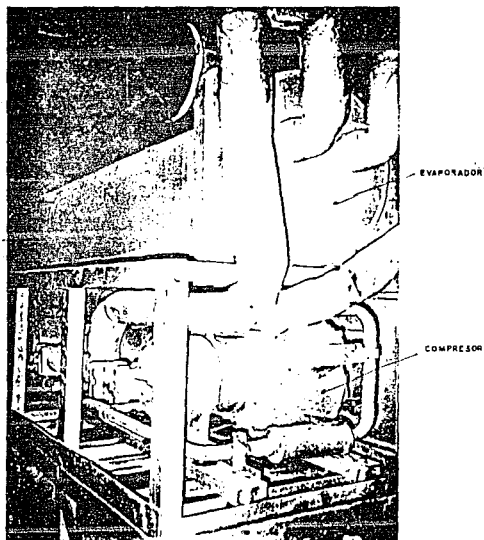
a) Carter. Evita la migración de refrigerante líquido al compresor.

b) Controles de alta presión. Sensores colocados en la descarga de compresor para detener el funcionamiento de la unidad si la presión sobrepasa el rango preestablecido.



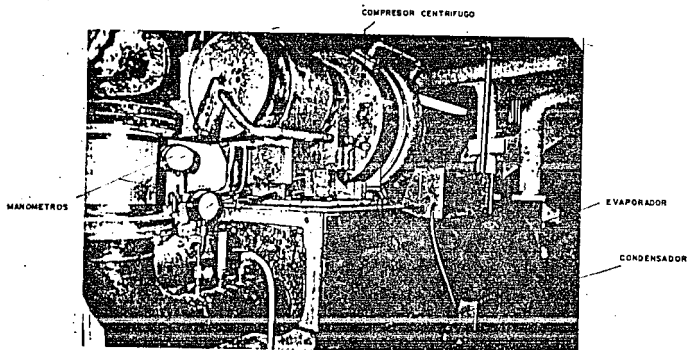
ENFRIADORA DE LIQUIDO CON CONDENSADOR
ENFRIADO POR AIRE

Fig. 4.12



FOTOGRAFIA No 3

UNIDAD GENERADORA DE AGUA REFRIGERADA DE
COMPRESOR RECIPROCANTE, MARCA' CARRIER
MOD. 30HR160, SIN CONECTAR.
ARRENDADORA BANCOMER, CUAJIMALPA D.F.



FOTOGRAFIA No 4

UNIDAD GENERADORA DE AGUA REFRIGERADA
MARCA CARRIER, HÔTEL OMNI EN IXTAPA

c) Interruptores de baja presión. Instalados en el evaporador, utilizados para efectuar a la operación de auto-evacuación en colaboración con válvulas solenoides. Van calibrados para cortar a la presión que se requiera.

d) Protecciones contra congelamiento. Actúan por temperatura y son sensores colocados en el pozo térmico del evaporador. También hay protecciones por presión las cuales accionan otros elementos, por ejemplo un circuito de calentamiento (resistencias) para el descongelamiento.

e) Válvulas solenoides de los evaporadores. Impiden el flujo de refrigerante cuando la unidad no opera.

f) Control de presión y fuga de aceite. Es una combinación de interruptor de presión y elemento bimetalico. Opera como sigue: Cuando baja la presión del aceite, el interruptor completa el circuito hacia una resistencia, ésta produce calor. El bimetalico abre el circuito hacia la bobina del contactor de arranque protegiendo al compresor.

g) Relevador de tiempo. También llamado de cierre, se utilizan en el circuito de control de cada uno de los compresores y evita el arranque simultáneo, ya que se ajustan para que existan diferencias de tiempo en el cierre de circuitos.

4.12 UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE

Tienen el mismo principio de funcionamiento que un ventilador, sólo que éstas son unidades grandes, instaladas en el exterior.

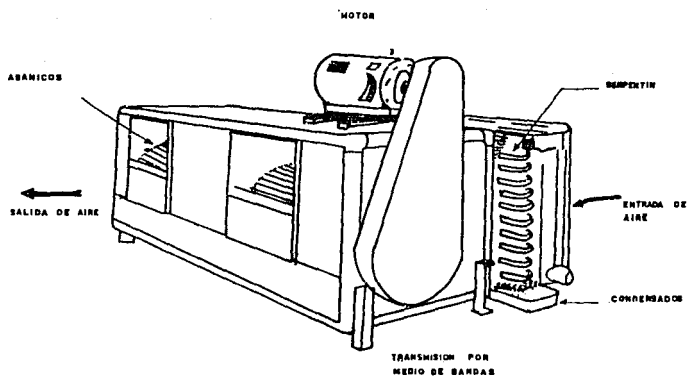
La unidad manejadora consta de tres secciones básicas que son: a) Sección de ventiladores, los cuales son de tipo de turbina para vencer las caídas de presión en la red de ductos y accesorios; b) La sección de serpentines de tubos aletados, se encargan de enfriar y deshumidificar el aire, y la tercera sección c) La charola de condensados pues recoge y facilita el drenado de condensados.

En la Foto No. 3 se pueden apreciar todos estos componentes con una unidad manejadora instalada al aire libre, en la Foto No. 4 se muestran básicamente las conexiones con los diferentes ductos.

Lo anterior se refiere a los componentes básicos, pero en estas unidades se deben integrar, cuando se requiera, los medios para filtrar, calentar, humidificar, y control de las mediciones del aire de inyección en el local. (fig. 4.13)

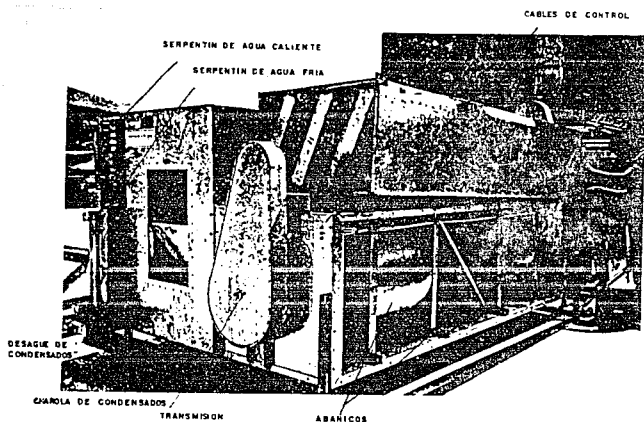
4.13 VENTILADOR CONVECTORES

Son unidades cuya función es la distribución de aire. El ventilador es centrífugo (generalmente) de acople directo al motor eléctrico y el serpentín es diseñado para agua fría o caliente. Su tamaño está en función de la capacidad. El caudal de aire se controla ajustando la velocidad del ventilador (puede ser



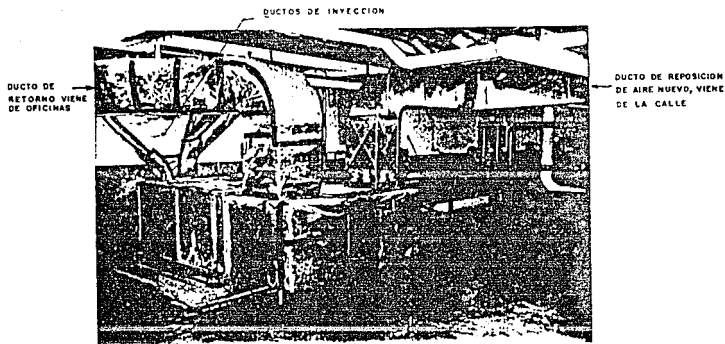
UNIDAD MANEJADORA DE AIRE TIPO UNIZONA

fig. 4.13



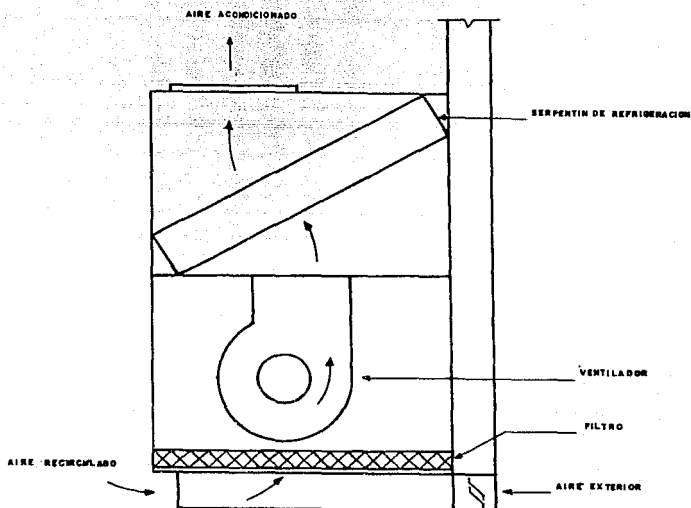
FOTOGRAFIA No 5

UNIDAD MANEJADORA DE AIRE TIPO MULTIZONA
 MOD. MH-400 MARCA YORK PARA EDIFICIO
 DE DIRECCION, ARRENDADORA BANCOMER,
 CUAJIMALPA D.F.



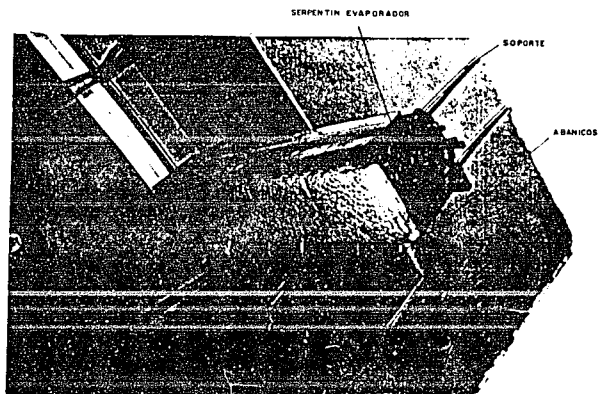
FOTOGRAFIA No 6

SE ALCANZAN A APRECIAR LOS DUCTOS DE INYECCION,
RETORNO DE AIRE Y REPOSICION DE AIRE NUEVO
UNIDAD MANEJADORA DE AIRE, EN EL
HOTEL OMNI EN IXTAPA



VENTILO CONVECTOR

fig. 4.14



FOTOGRAFIA No 7

UNIDAD VENTILADOR EVAPORADOR MCA. YORK
MOD. RMB 1200 PARA CUARTO DE MAQUINAS
DE ELEVADORES EN ARRENDADORA BANCOMER
CUAJIMALPA D.F.

manual o automático). Las unidades están diseñadas para instalarse en dos versiones: La de tipo vertical para instalarse a la vista, en paredes comunes, etc. Las de tipo horizontal para instalar en el techo (entre el techo falso y la losa de concreto), la Foto No 7 muestra un ventilo convector con dos abanicos acoplados a un sólo motor, se aprecia claramente el serpentín evaporador.

En las conexiones de tubería se requieren de tres tipos: Para suministro de agua helada, para retorno (fría) y tubería para drenado del condensado. La tubería se fabrica de estaño cubierta de cobre, las aletas son de aluminio.

La forma de operar de la unidad es circular el aire de la habitación y una cantidad controlada de aire exterior, éste aire se hace pasar a través de filtros, posteriormente pasa a los serpentines y de ahí por medio de rejillas de descarga hacia la habitación. (ver fig. 4.14).

4.14 TERMOSTATOS DE CONTROL

Forman parte del equipo de aire acondicionado ya que son elementos que se instalan en el interior de la habitación y responden directamente a cambios de temperatura. Participan de tal manera que, ponen en acción a otros circuitos en las cuales pueden intervenir válvulas solenoides, compuertas reguladoras, etc.

Los termostatos se encuentran en el mercado de varias formas y tamaños, pero el principio básico de funcionamiento es el siguiente:

Consisten de elementos bimetales sensores de la temperatura de la habitación, hechos de dos o más aleaciones de metal soldados, pero cada metal con un coeficiente de dilatación diferente cuando se exponen al calor. Como consecuencia, un metal se dilatará más rápido que el otro y esto obligará al bimetal a cambiar de curvatura cuando sienta un cambio en la temperatura, su forma puede ser de sección en "U", o recta apoyada en sus extremos, o en espiral, la cual consta de un contacto móvil que cierra contra uno fijo.

Entre el contacto fijo y el contacto móvil existe una distancia de separación que corresponde al rango diferencial entre las posiciones de apagado (circuito abierto) y prendido (circuito cerrado) algunos elementos están provistos con un imán permanente con el objeto de cerrar los contactos de golpe y así evitar el chisporroteo. Una vez cerrado el circuito se le permite el paso a la corriente eléctrica.

En los termostatos de control también es muy común encontrarlos de acción simple con bulbo de mercurio, los cuales responden a la temperatura ambiente y al calor radiante.

4.15 VALVULA DE TRES VIAS

Las más empleadas son las válvulas solenoides de tres vías las cuales van instaladas en la línea de refrigerante líquido (agua), abriendo un camino y simultáneamente cerrando otro, según se requiera.

El principio de operación de la válvula solenoide se basa en una bobina de alambre de cobre colocada alrededor de un tubo el cual contiene en su interior un vástago móvil. Cuando la energía eléctrica circula a través del conductor se crea un campo magnético dando por resultado un electroimán, provocando que se mueva el vástago dentro del tubo. Se aprovecha el movimiento del vástago para abrir o cerrar la válvula. Permitiendo con esto que fluya el refrigerante en una u otra dirección según se requiera. fig. 4.19.

Estas válvulas operan en conjunto con el termostato. Cuando el termostato detecta una temperatura elevada, por ejemplo 33°C de bulbo seco (el termostato tiene un rango para calibrarse), actúa el bimetal cerrando el circuito eléctrico y envía una señal a los ventiladores para arrancar y simultáneamente enviar una señal para que se abra la válvula y permitir el flujo de agua helada al ventilador convectivo a la UMA, y enfriar la habitación. El agua helada ya usada se va por la tubería de retorno.

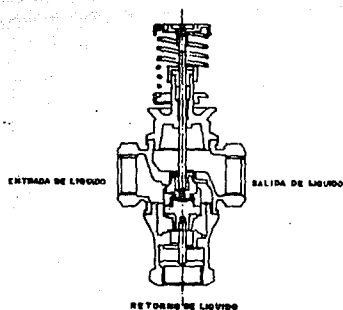
Cuando la temperatura de la habitación baja a lo deseado se abre el circuito del termostato, dejan de operar los ventiladores, la válvula cierra el camino de agua helada para conducirla ahora por otro camino que es por la tubería de retorno, ver fig.4.15.

4.16 VENTILADORES

Para la selección de los ventiladores es importante conocer algunos detalles como: El caudal de aire a manejar, la altitud sobre el nivel del mar, la temperatura a la cual se encuentra el aire y las caídas de presión. Conociendo estos datos, lo siguiente es consultar los catálogos de los fabricantes y seleccionar el más adecuado; pero antes es conveniente saber algunos conceptos tales como:

Volumen de aire standar Se considera aire standar (SCFM) (6) a aquel que se encuentra al nivel del mar (a cero mts. de altitud), a una presión atmosférica de 10 mts. columna de agua, con una densidad standar de 0.408 Kg/m³ de aire y a una temperatura standar de 21°C. si alguna condición varía deja de ser aire standar.

Volumen de aire actual Basándose en la definición anterior, si ese volumen de aire estandar, lo transportamos a un lugar diferente de cero mts. de altitud, una presión y temperatura diferentes, entonces ese aire deja de ser standar y pasará a ser aire actual (ACFM). (7)



CUERPO DE VALVULA MEZCLADORA MEZCLADORA DE
TRES VIAS

fig. 4.15

Volumen de aire normal Imaginemos de nuevo el mismo cubo de aire standar, con las mismas condiciones de densidad y la misma altitud, pero ahora a una temperatura de 0°C, entonces estaremos hablando de aire normal.

Pasando ahora a los ventiladores, estos son los que empujan el aire dentro de un sistema de ductos, las características de un ventilador se describen mediante curvas (o tablas) en donde la presión y la potencia se presentan como funciones del volumen de gas conducido por unidad de tiempo y a un determinado número de revoluciones. Estas curvas se denominan curvas características del ventilador y son proporcionadas por el fabricante, al igual que las tablas de selección, pues basta saber cuanto tenemos de caída de presión, volumen de aire a manejar, temperatura del aire, hacer las correcciones necesarias por presión y temperatura para llegar a las tablas (en estas tablas ya indican la potencia del motor, la eficiencia, RPM's, etc.) y así seleccionar nuestro equipo.

Existen diferentes tipos de ventiladores, los cuales son usados para diferentes tipos de trabajo según sean sus características, aquí mencionaremos algunos:

Ventilador de hélice. Se caracteriza por poder mover grandes cantidades de aire (relativamente), pero no produce aumentos de presión significativos, por lo que se usa principalmente para circular aire en espacios con diferencias de presión pequeña, en torres de enfriamiento, etc.

4

5

6

Ventilador axial Estos ventiladores son de diseño simple y económico y se aplican en ventilación y extracción industrial. Su alta velocidad y nivel de ruido impiden que se usen en sistemas de aire acondicionado para comodidad humana.

Ventilador centrífugo Son los de mayor uso en los sistemas de ductos para transportación de aire, debido a su alta eficiencia para mover aire contra una presión y a su bajo nivel de ruido. Dentro de los ventiladores centrífugos se encuentran:

- a) Los ventiladores de aletas radiales.
- b) Los ventiladores de aletas múltiples curvas hacia adelante.
- c) Los ventiladores de aletas inclinadas hacia atrás.
- d) Los ventiladores airfoil de perfil aerodinámico.

Rendimiento de los ventiladores Es la relación existente entre la potencia que desarrolla el ventilador y la potencia al freno, la cual es llamada rendimiento mecánico.

CAPITULO CINCO
TUBOS Y DUCTOS
EN UN SISTEMA DE
AIRE ACONDICIONADO

5 TUBOS Y DUCTOS EN UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

5.1 TUBERIA DE FLUIDO REFRIGERANTE

El componente que se encarga de absorber, transportar y eliminar calor, es el fluido refrigerante; el cual debe cumplir con ciertas características como ya se explicó anteriormente.

El sistema termodinámico del aire acondicionado en el ciclo de la figura 1.4 lo compone el refrigerante, y sus fronteras están conformadas por los cuerpos de los accesorios que los contienen: válvulas, volutas de compresores, etc., pero en gran parte por la tubería que permite la circulación del fluido y provee un paso para el retorno del aceite al compresor.

Normalmente el sistema de tuberías está formado por: línea de succión, línea de descarga y línea de líquido (Ver figura 5.1) y cada una se debe dimensionar para obtener el mayor rendimiento de todo sistema.

5.1.1 LINEA DE LIQUIDO

Esta línea lleva refrigerante líquido desde el receptáculo donde se indica la expansión hasta el evaporador. Debido a que no se necesita mucha velocidad para transportar el aceite en este tramo, no existe suficiente pérdida de presión que repercuta en el sistema, aunque se debe tomar precaución con elementos que impidan el flujo instantáneamente y generen golpes de líquido y efectos de vibración.

Generalmente se considera una buena práctica de diseño limitar la caída total de presión en las líneas de líquido a 2 psi para el refrigerante R-12 y de 3 psi para el R-22.

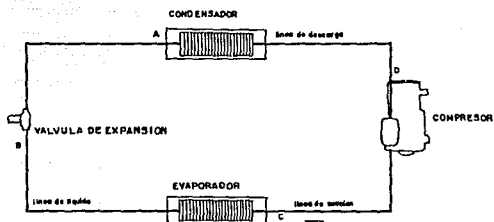
5.1.2 LINEA DE SUCCION

Para el diseño de las líneas de succión es necesario mantener velocidades adecuadas para el retorno apropiado del aceite al compresor, estas deben ser tan altas como sea posible, dimensionando las líneas con base a la caída de presión máxima que puede ser tolerada (se recomienda tener la misma caída de presión que para la línea de líquido).

5.1.3 LINEA DE DESCARGA

Al seleccionar el tamaño de la línea de descarga, se deberá pensar en una tubería con un diámetro suficientemente pequeño para desarrollar una alta velocidad del gas y asegurar el flujo de aceite que se arrastra. Por esta razón, las caídas de presión son mayores que en las líneas de succión y líquido.

La caída total de presión máxima que se acepta es de 4 psi. para el refrigerante R-12 y de 6 psi para el refrigerante R-22.



SISTEMA DE TUBERIAS EN UN CICLO TERMO-
DINAMICO DE AIRE ACONDICIONADO

fig. 5.1

5.2 FORMULA DE DARCY, ECUACION GENERAL DEL FLUJO DE FLUIDOS

La ecuación general de la pérdida de presión, conocida como la fórmula de Darcy expresada en metros de fluido es como sigue:

$$P_e = (Ff * L * v^3) / (2 * g * d) \quad 5.1$$

donde:

d = diámetro interior del tubo en mts.
g = aceleración de la gravedad en m/seg²
Ff = factor de fricción (adimensional)
L = longitud del tubo en mts.
v = velocidad del fluido en m/seg

La ecuación anterior es válida tanto para flujo laminar como para turbulento. El factor de fricción debe ser determinado experimentalmente. El mismo para condiciones de flujo laminar ($Re < 2000$) es función sólo del número de Reynolds, mientras que para un flujo turbulento ($Re < 4000$) es también función del tipo de pared de tubería.

Si el flujo es laminar, el factor de fricción puede determinarse a partir de la ecuación:

$$Ff = 64/Re = 64 * f * d * v * d$$

despejando

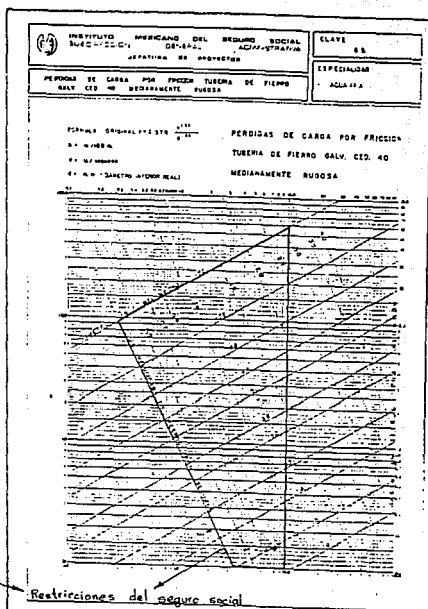
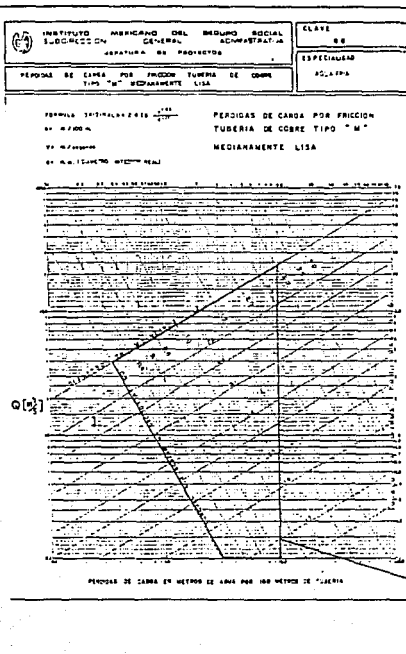
$$Re = (d * d) / f \quad 5.2$$

d = densidad (kg/m³)
f = viscosidad (centipoise)

Cuando el flujo es turbulento ($Re > 4000$) el valor de F depende también de la rugosidad relativa de las paredes de la tubería.

$$Ff = f(Re, e/d) \quad 5.3$$

fig. 5.2



Por medio de un cálculo sencillo podemos encontrar el diámetro del tubo ya que en algunas de las incógnitas ya se tienen graficadas y/o tabuladas. Basta con entrar con el (los) dato(s) necesarios para obtener la respuesta deseada.

$$d = (Ff * L * v^2) / (2 * g * Fe)$$

5.4

La fórmula anterior es la que se empleará para el dimensionamiento de tubos, también utilizaremos las figuras que edita el Seguro Social como parámetros de diseño para la construcción de hospitales y demás construcciones del Instituto, fig. 5.2, que se basan en la misma fórmula, cuando especifiquemos tuberías de cobre; cuando se especifique tubería de acero soldable utilizaremos la tabla y recomendaciones y Nomogramas del CRANE, tabla 5.1 que son la base de muchos estándares internacionales, las velocidades razonables en tuberías, deberán estar en un rango de 0.6 m/s y 3.0 m/s, ya que si estamos calculando tuberías abajo de éste rango no habrá suficiente arrastre para evitar la sedimentación, de impurezas en el fluido, y si estamos arriba de este podemos crear corrosión en la tubería por el arrastre de partículas en las paredes de los tubos. La tabla de la página 3.6 del CRANE, muestra las siguientes velocidades razonables en tuberías según el tipo de aplicación.

CONDICIONES DE SERVICIO

VELOCIDAD RAZONABLE

Retorno a calderas
 Succión de bombas y líneas de drenaje
 Servicios generales
 Alimentación a ciudades

2.4 a 4.6 m/seg
 1.2 a 2.1
 1.2 a 3.0
 2.1

TABLA 5.1

5.3

PERDIDAS EN ACCESORIOS

Las pérdidas en los accesorios como lo son las válvulas, los codos, tees, reducciones, etc. son debidas a la forma de las mismas y como en el caso anterior, son proporcionales al cuadrado de la velocidad, en casi todos los casos estas pérdidas se determinan experimentalmente y se pueden expresar en términos de una longitud equivalente de la tubería. La siguiente ecuación se inicia como sigue:

$$Pf = (Ff * Le * v) / (2 * g * d) = K * v / (2 * g)$$

5.5

donde la longitud equivalente es $Le = K \cdot d / F_f$

De ésta manera el valor de la longitud total en metros de tubería en un tramo debe ser la suma de longitudes normal y equivalente de accesorios.

$$L_t = L + L_e$$

5.6

El Instituto Mexicano del Seguro Social ha cuantificado también las pérdidas por fricción equivalentes en conexiones (tabla 5.2) y en válvulas (tabla 5.3), basadas también las mismas fórmulas anteriores.

5.4 TRANSPORTE DE AIRE

En la mayoría de los sistemas de aire acondicionado se requiere de conductos de impulsión y de retorno, los cuales son clasificados según la velocidad y la presión que tiene lugar dentro del conducto.

a) *velocidad*

Baja velocidad.

Aire acondicionado para locales comerciales hasta de 12 m/s, lo normal está entre 6 y 12 m/s.

Aire acondicionado para locales industriales hasta 12 m/s, lo normal está entre 11 y 12 m/s.

Retornos de ambos tipos de local:

local comercial entre 8 y 10 m/s

local industrial entre 10 y 21 m/s.

Alta velocidad

Aire acondicionado para locales comerciales o mayores, las velocidades más usuales llegan hasta 12 m/s.

Aire acondicionado para locales industriales entre 12 y 15 m/s.

Nota: en retornos no hay alta velocidad.

b) Presión

Baja presión- hasta 90 m.c.a.
 media presión- desde 90 hasta 180 m.c.a.
 alta presión- entre 180 y 360 m.c.a.

nota: las presiones indicadas son las totales incluyendo las pérdidas.

5.5 AISLANTES DE DUCTERIA

Toda la ducteria se debe aislar (forrar) para evitar pérdidas o ganancias de calor, permitiendo de ésta manera operar los sistemas de aire acondicionado a menor costo.

Los aislantes deben presentar las siguientes características:

- a) Ser incombustibles
- b) Que sus dimensiones permanezcan estables al paso del tiempo
- c) Inodoros
- d) No deben absorber humedad
- e) Que sean inorgánicos
- f) Ligeros
- g) Fáciles de instalar y de ser posible económicos.

Generalmente se emplea un aislamiento flexible para los conductos de aire hechos de fibra de vidrio. La forma de como se forra el ducto es la siguiente: Primero sobre la lámina del ducto se pone una película de resistol 5000, después una capa de aislamiento de fibra de vidrio; sobre ésta otra película de resistol y al final papel bond aluminio. Los ductos están hechos de lámina de acero galvanizado (generalmente se emplean calibres del 20 al 26), también se emplean a veces ductos de aluminio del calibre 16 al 24 B&S (8)

7

A continuación se hacen algunas recomendaciones para aislar ductos que operan a baja temperatura en la tabla siguiente:

DIFERENCIA DE TEMPERATURAS C	ESPESOR cms	GANANCIA DE CALOR Kcal/hr-m ²	HUMEDAD RELATIVA %
16.59	2.54	0.85	89
19.36	2.54	0.99	88
22.12	3.81	0.79	90
24.89	3.81	0.89	88
27.65	5.10	0.73	90

Los anteriores espesores están dados a una temperatura de 32°C

5.6 GANANCIA DE CALOR EN UN DUCTO

Las ganancias ó pérdidas de calor que se efectúan a través de los ductos transportadores de aire, pueden ser considerables, más aún si las distancias recorridas por estos ductos son grandes y/o atraviesan lugares no acondicionados.

Existen reglas de carácter general que ayudan al proyectista a un mejor trazo de ductos. Por ejemplo, la ganancia de calor en un ducto será menor cuando la relación entre el lado mayor y el lado menor de la sección del ducto es pequeña y será mayor (para un mismo caudal) cuando esta relación tiende a crecer. El segundo aspecto importante de ganancia de calor se debe a las pequeñas cantidades de aire a baja velocidad como se habló en el apartado 5.4 un aislamiento adecuado en los conductos disminuyen estas ganancias. ver fig. 5.3

5.7 REGULACION DE AIRE

En los sistemas de baja velocidad la corriente de aire hacia los ramales se regula por medio de una compuerta. Existen compuertas giratorias y compuertas divisorias. Los dos tipos son empleados en sistemas de baja velocidad mientras que las giratorias son más utilizadas en los sistemas de alta velocidad.

En los sistemas de alta velocidad las compuertas giratorias reguladoras de caudal (o equilibradores) son indispensables en unidades de tratamiento de aire para la regulación del caudal.

5.8 CODOS

Los hay de tipo rectangular:

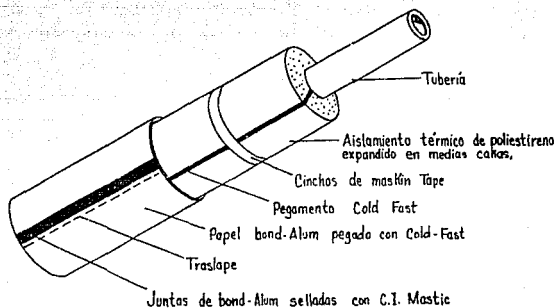
- codo ordinario
- codo reducido con aletas dirigibles
- codo recto con aletas

También los hay de tipo circular:

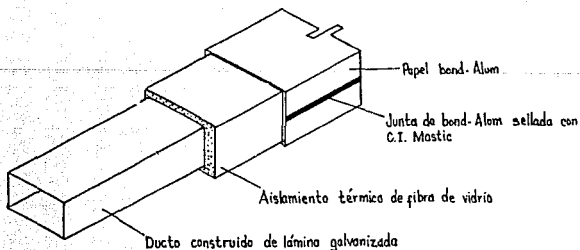
- codo suave
- codo de tres piezas
- codo de cinco piezas.

En la figura 5.4 se muestran los tipos de codos más empleados y de cuánto puede ser el radio de curvatura.

Los codos también funcionan como derivaciones, ya que en un ducto se pueden aplicar varios tipos de derivaciones y las más comunes se muestran en la figura 5.5



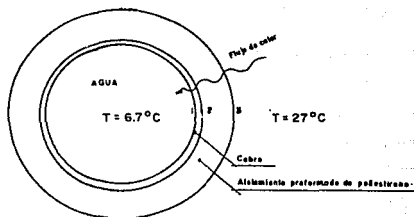
AISLAMIENTOS Y RECUBRIMIENTOS DE TUBERIAS DE AGUA HELADA



AISLAMIENTOS Y RECUBRIMIENTOS PARA DUCTOS

fig. 5.3

ANÁLISIS DE PERDIDA DE CALOR EN TUBERÍAS

COEFICIENTE DE CONDUCTIVIDAD DEL AISLAMIENTO $13.28 \text{ kcal/hr m } ^{\circ}\text{C}$ COEFICIENTE DE CONDUCTIVIDAD DE LA TUBERÍA DE COBRE $333.56 \text{ kcal/hr m } ^{\circ}\text{C}$

DONDE

$$C = C_o A \frac{dT}{dr} = C_o 2\pi r L \frac{dT}{dr}$$

$$C \int_{r_i}^{r_o} \frac{dr}{r} = \int_{T_i}^{T_o} 2\pi L C_o dT$$

$$C (\ln r_o - \ln r_i) = 2\pi L C_o (T_o - T_i)$$

$$C \ln(r_o/r_i) = 2\pi L C_o (T_o - T_i)$$

$$C = \frac{2\pi L C_o (T_o - T_i)}{\ln(r_o/n)}$$

$$\text{RESISTENCIA TÉRMICA} = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi L C_o}$$

PARA DOS CILINDROS SE SUMAN LAS RESISTENCIAS TÉRMICAS Y DE AQUÍ SE DESPRENDE

$$C = \frac{2\pi L (T_o - T_i)}{C_{\text{Cobre}} \ln(r_o/n) + C_{\text{aislamiento}} \ln(r_o/r_i) + 2/C_{\text{cov}} D_o}$$

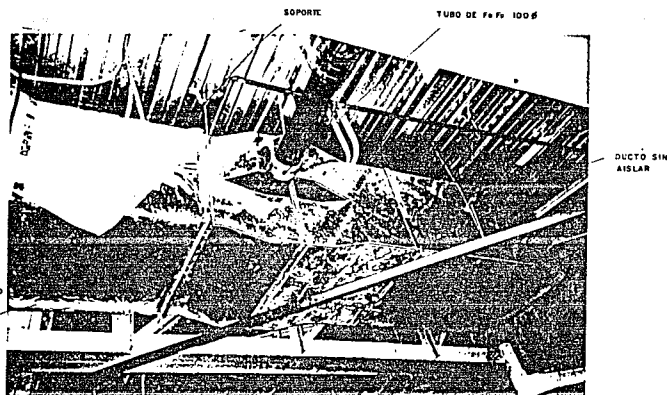
Una observación para los codos circulares es que la relación del radio de curvatura del ducto entre el diámetro es normal que sea igual a 1.5 aproximadamente.

5.9 REDUCCIONES Y TRANSFORMACIONES

Los conductos son generalmente reducidos después de una boca de impulsión y después de cada derivación, sin embargo, se la reducción es menor de 5 cms es conveniente dejar la misma sección. Esto nos reduce gasto en un 25% los gastos de la instalación, ya que nos evitaríamos de accesorios y/o conexiones. El tamaño mínimo para conductos prefabricados es de 20 por 25 cms. y algo importante, es que los conductos deben reducirse de 5 en 5 cms.

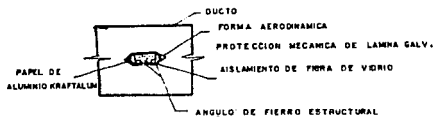
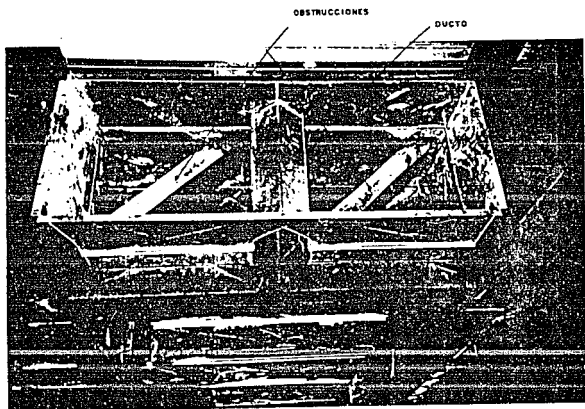
Las transformaciones son utilizadas para la unión de dos ductos con diferente sección (recta o transversal). Es usual que se tengan casos en donde sea necesario reducir el tamaño para evadir los obstáculos cuidando que en la reducción las pendientes estén cerca del 15% para alta velocidad y de un 25% para baja velocidad (las Fotografías 8,9 muestran un ejemplo de como resolver en campo algunas situaciones de obstrucción presentadas por la misma obra). En algunos sistemas son colocados elementos (como baterías de calefacción, etc.) y normalmente las dimensiones de estos son mayores, por lo que se debe aumentar la sección del ducto.

En muchas instalaciones de conductos a veces se presentan obstáculos. Estos se evitarán al máximo (tuberías, estructurales, soportería, etc.) en el interior de los conductos. En los casos en que sea imposible evadir estos obstáculos se cubrirán todas las tuberías y obstáculos cuyo diámetro o anchura sea mayor de 10 y 8 cms respectivamente con una cubierta aerodinámica. Todos los soportes o apoyos en el interior del ducto deben ser paralelos al flujo de aire. Si el obstáculo cubre el 20% de la sección del conducto, entonces este debe transformarse o dividirse en dos conductos (conservándose la sección del ducto donde pasa el aire).



FOTOGRAFIA No 8

EJEMPLO DE OBSTRUCCIONES Y LA MANERA DE
REALIZAR EL CAMBIO DEL DUCTO PARA QUE EL
AIRE FLUYA EVITANDO AL MAXIMO LA CAIDA DE
PRESION



EJEMPLO DE OBSTRUCCION EN DUCTOS

FOTOGRAFIA No 9

5.10 NIVELES DE RUIDO

El nivel de ruido en un sistema de conductos de aire está en función de la velocidad. La tabla siguiente nos muestra una tabulación de límites permisibles de velocidad en (m/seg) para tener bajos niveles de ruido.

APLICACION	DUCTO PRINCIPAL		RAMIFICACIONES	
	INYECCION	RETORNO	INYECCION	RETORNO
Apartamentos	305	244	183	183
Auditorios	396	395	305	305
Bancos	610	457	488	366
Hospitales	457	396	366	305
Hoteles	457	396	366	305
Industrias	914	548	670	457
Bibliotecas	610	457	488	366
Salas de reunión	610	457	488	366
Oficinas	610	457	488	366
Residencias	305	244	183	183
Restaurantes	610	457	488	366
Almacenes	610	457	488	366
Teatros	396	335	305	244

Cuando el nivel de ruido es crítico se deben utilizar los valores para ramificaciones. Aunque los diseños de ductos se hacen siguiendo las restricciones por pérdidas de fricción. Debe hacerse un chequeo para reducir al mínimo los ruidos indeseables. Otro factor importante en los niveles de ruido en los ductos son los ventiladores.

5.11 DIFUSORES DE AIRE

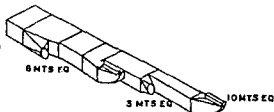
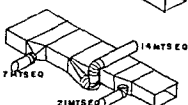
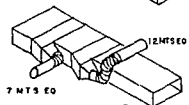
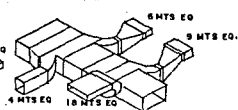
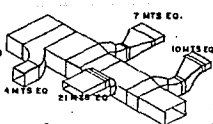
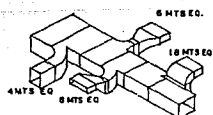
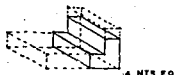
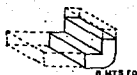
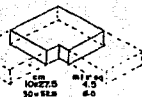
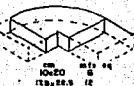
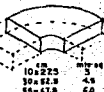
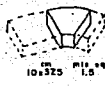
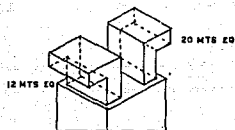
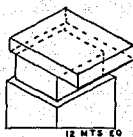
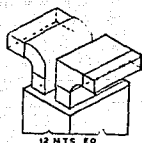
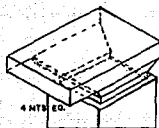
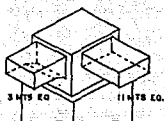
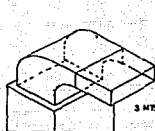
Aunque se haga de la mejor manera posible, el suministro de aire a un local, puede resultar molesto si el aire no se distribuye correctamente en una habitación, pues es necesario saber que la velocidad del aire es un factor importante y que tipo de difusor de aire es el más adecuado. Además es importante el conocer los siguientes conceptos.

Aire primario.— Es el aire que se tiene justo en la salida del ducto de suministro destinado a acondicionar el local.

Aire secundario.— Es el aire arrastrado (del local) por el aire primario debido a su velocidad.

Aire total.— Es la mezcla del aire primario con el secundario.

codos y transformaciones



Despliegue. - Es el esparcimiento del aire considerado en un plano horizontal o vertical, cuando el aire abandona el difusor.

Inducción. - Tiene lugar cuando el aire primariojala parte del aire del local, mezclándose con el aire antes de abandonar el difusor, finalmente ambos salen formando un sólo flujo.

Razón de inducción. - Es la razón de la cantidad de aire total entre la cantidad de aire primario.

Diferencia de temperaturas. - Es la que existe entre el aire primario y el aire secundario.

Tiro. - Es la diferencia horizontal o vertical que tiene que recorrer el flujo de aire desde la salida, hasta que la velocidad sea de 15 m/min. Generalmente ésta velocidad se mide a una altura de 2 mts. a partir del piso.

Elevación (subida). - Es la altura verical medida al final del tiro. Se eleva el aire cuando la temperatura del aire primario es mayor que la del local. (hay una diferencia de densidades).

Calda. - Altura medida al final del tiro cuando este es horizontal. Si el aire primario es más frío que el secundario, esto implica que el aire primario tiende a caer.

hay basicamente tres tipos de salidas

a) **rejillas y registros.** Se caracterizan por tener un tiro largo, tienen forma de barras o láminas para dirigir el flujo de aire, despliegan el aire con láminas rectas, de ángulo, con láminas divergentes y con láminas convergentes. Manejan volúmenes de aire de 0.028 m³/min. a 0.042 m³/min. por cada 0.092 m² de área de servicio.

b) **Difusores de techo.** Los hay del tipo al ras y escalonados. Los que están al ras tienen los canales en el mismo plano y los escalonados se proyectan cada uno un poco más abajo que el otro y se les considera de mayor rendimiento. Manejan volúmenes de aire de 0.085 m³/min. a 0.099 m³/min por cada 0.092 m² de área de servicio.

c) **Difusores ranurados.** Se ubican en la categoría intermedia con los mencionados en los incisos a y b. Manejan volúmenes de aire de 0.042 m³/min. a 0.07 m³/min. por cada 0.092 m² de área de servicio. El tipo de material de éstas salidas se construyen de aluminio extruido, de plástico, etc.

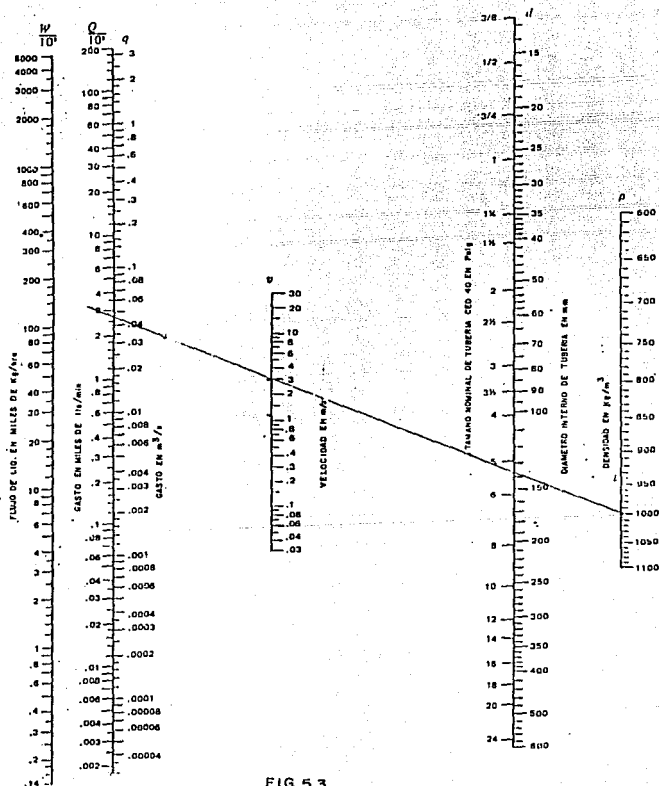


FIG 5.3

TABLA 5.2

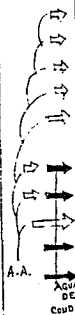
FLUJO DE AGUA A TRAVES DE TUBERIA DE ACERO CED. 40

Caudal de Presión por 100 m. y velocidad a 15° C													
Energía Libre por Pie de Caudal	Velocidad de Presión en pies por segundo	Caudal de Presión en pies por segundo	Velocidad de Presión en pies por segundo	Caudal de Presión en pies por segundo	Velocidad de Presión en pies por segundo	Caudal de Presión en pies por segundo	Velocidad de Presión en pies por segundo	Caudal de Presión en pies por segundo	Velocidad de Presión en pies por segundo	Caudal de Presión en pies por segundo	Velocidad de Presión en pies por segundo	Caudal de Presión en pies por segundo	Velocidad de Presión en pies por segundo
3	6	10	13	19	25	32	38	44	50	56	62	68	74
1	0.444	0.726	0.251	0.17	0.272	0.136	0.170	0.033	0.144	0.073	0.120	0.012	0.107
2	0.416	0.59	0.501	0.60	0.407	0.39	0.355	0.091	0.192	0.038	0.150	0.017	0.107
3	0.388	0.457	0.702	1.25	0.543	0.48	0.530	0.151	0.192	0.038	0.150	0.017	0.107
4	0.360	0.319	0.853	1.80	0.679	0.70	0.425	0.223	0.241	0.057	0.150	0.017	0.107
5	0.332	0.181	1.004	2.35	0.815	0.98	0.510	0.309	0.289	0.077	0.160	0.024	0.116
6	0.304	0.043	1.155	2.90	0.951	1.26	0.600	0.374	0.385	0.129	0.240	0.041	0.144
7	0.276	0.097	1.306	3.45	1.087	1.54	0.680	0.449	0.481	0.163	0.300	0.061	0.172
8	0.248	0.151	1.457	4.00	1.223	1.82	0.760	0.524	0.521	0.200	0.360	0.104	0.200
9	0.220	0.205	1.608	4.55	1.359	2.10	0.840	0.599	0.581	0.240	0.420	0.146	0.226
10	0.192	0.259	1.759	5.10	1.495	2.38	0.920	0.674	0.643	0.280	0.480	0.188	0.252
11	0.164	0.313	1.910	5.65	1.631	2.66	1.000	0.749	0.708	0.320	0.540	0.230	0.278
12	0.136	0.367	2.061	6.20	1.767	2.94	1.080	0.824	0.777	0.360	0.600	0.272	0.304
13	0.108	0.421	2.212	6.75	1.903	3.22	1.160	0.899	0.836	0.400	0.660	0.314	0.330
14	0.080	0.475	2.363	7.30	2.039	3.50	1.240	0.974	0.895	0.440	0.720	0.356	0.356
15	0.052	0.529	2.514	7.85	2.175	3.78	1.320	1.049	0.956	0.480	0.780	0.398	0.382
16	0.024	0.583	2.665	8.40	2.311	4.06	1.400	1.124	1.037	0.520	0.840	0.440	0.408
17	0.000	0.637	2.816	8.95	2.447	4.34	1.480	1.199	1.119	0.560	0.900	0.482	0.434
18	0.000	0.691	2.967	9.50	2.583	4.62	1.560	1.274	1.200	0.600	0.960	0.524	0.460
19	0.000	0.745	3.118	10.05	2.719	4.90	1.640	1.349	1.280	0.640	1.020	0.566	0.486
20	0.000	0.799	3.269	10.60	2.855	5.18	1.720	1.424	1.360	0.680	1.080	0.608	0.512
21	0.000	0.853	3.420	11.15	2.991	5.46	1.800	1.499	1.440	0.720	1.140	0.650	0.538
22	0.000	0.907	3.571	11.70	3.127	5.74	1.880	1.574	1.520	0.760	1.200	0.692	0.564
23	0.000	0.961	3.722	12.25	3.263	6.02	1.960	1.649	1.600	0.800	1.260	0.734	0.590
24	0.000	1.015	3.873	12.80	3.399	6.30	2.040	1.724	1.680	0.840	1.320	0.776	0.616
25	0.000	1.069	4.024	13.35	3.535	6.58	2.120	1.799	1.760	0.880	1.380	0.818	0.642
26	0.000	1.123	4.175	13.90	3.671	6.86	2.200	1.874	1.840	0.920	1.440	0.860	0.668
27	0.000	1.177	4.326	14.45	3.807	7.14	2.280	1.949	1.920	0.960	1.500	0.902	0.694
28	0.000	1.231	4.477	15.00	3.943	7.42	2.360	2.024	2.000	1.000	1.560	0.944	0.720
29	0.000	1.285	4.628	15.55	4.079	7.70	2.440	2.099	2.080	1.040	1.620	0.986	0.746
30	0.000	1.339	4.779	16.10	4.215	7.98	2.520	2.174	2.160	1.080	1.680	1.028	0.772
31	0.000	1.393	4.930	16.65	4.351	8.26	2.600	2.249	2.240	1.120	1.740	1.070	0.798
32	0.000	1.447	5.081	17.20	4.487	8.54	2.680	2.324	2.320	1.160	1.800	1.112	0.824
33	0.000	1.501	5.232	17.75	4.623	8.82	2.760	2.399	2.400	1.200	1.860	1.154	0.850
34	0.000	1.555	5.383	18.30	4.759	9.10	2.840	2.474	2.480	1.240	1.920	1.196	0.876
35	0.000	1.609	5.534	18.85	4.895	9.38	2.920	2.549	2.560	1.280	1.980	1.238	0.902
36	0.000	1.663	5.685	19.40	5.031	9.66	3.000	2.624	2.640	1.320	2.040	1.280	0.928
37	0.000	1.717	5.836	19.95	5.167	9.94	3.080	2.699	2.720	1.360	2.100	1.322	0.954
38	0.000	1.771	5.987	20.50	5.303	10.22	3.160	2.774	2.800	1.400	2.160	1.364	0.980
39	0.000	1.825	6.138	21.05	5.439	10.50	3.240	2.849	2.880	1.440	2.220	1.406	1.006
40	0.000	1.879	6.289	21.60	5.575	10.78	3.320	2.924	2.960	1.480	2.280	1.448	1.032
41	0.000	1.933	6.440	22.15	5.711	11.06	3.400	3.000	3.040	1.520	2.340	1.490	1.058
42	0.000	1.987	6.591	22.70	5.847	11.34	3.480	3.075	3.120	1.560	2.400	1.532	1.084
43	0.000	2.041	6.742	23.25	5.983	11.62	3.560	3.150	3.200	1.600	2.460	1.574	1.110
44	0.000	2.095	6.893	23.80	6.119	11.90	3.640	3.225	3.280	1.640	2.520	1.616	1.136
45	0.000	2.149	7.044	24.35	6.255	12.18	3.720	3.300	3.360	1.680	2.580	1.658	1.162
46	0.000	2.203	7.195	24.90	6.391	12.46	3.800	3.375	3.440	1.720	2.640	1.700	1.188
47	0.000	2.257	7.346	25.45	6.527	12.74	3.880	3.450	3.520	1.760	2.700	1.742	1.214
48	0.000	2.311	7.497	26.00	6.663	13.02	3.960	3.525	3.600	1.800	2.760	1.784	1.240
49	0.000	2.365	7.648	26.55	6.799	13.30	4.040	3.600	3.680	1.840	2.820	1.826	1.266
50	0.000	2.419	7.799	27.10	6.935	13.58	4.120	3.675	3.760	1.880	2.880	1.868	1.292
51	0.000	2.473	7.950	27.65	7.071	13.86	4.200	3.750	3.840	1.920	2.940	1.910	1.318
52	0.000	2.527	8.101	28.20	7.207	14.14	4.280	3.825	3.920	1.960	3.000	1.952	1.344
53	0.000	2.581	8.252	28.75	7.343	14.42	4.360	3.900	4.000	2.000	3.060	1.994	1.370
54	0.000	2.635	8.403	29.30	7.479	14.70	4.440	3.975	4.080	2.040	3.120	2.036	1.396
55	0.000	2.689	8.554	29.85	7.615	14.98	4.520	4.050	4.160	2.080	3.180	2.078	1.422
56	0.000	2.743	8.705	30.40	7.751	15.26	4.600	4.125	4.240	2.120	3.240	2.120	1.448
57	0.000	2.797	8.856	30.95	7.887	15.54	4.680	4.200	4.320	2.160	3.300	2.162	1.474
58	0.000	2.851	9.007	31.50	8.023	15.82	4.760	4.275	4.400	2.200	3.360	2.204	1.500
59	0.000	2.905	9.158	32.05	8.159	16.10	4.840	4.350	4.480	2.240	3.420	2.246	1.526
60	0.000	2.959	9.309	32.60	8.295	16.38	4.920	4.425	4.560	2.280	3.480	2.288	1.552
61	0.000	3.013	9.460	33.15	8.431	16.66	5.000	4.500	4.640	2.320	3.540	2.330	1.578
62	0.000	3.067	9.611	33.70	8.567	16.94	5.080	4.575	4.720	2.360	3.600	2.372	1.604
63	0.000	3.121	9.762	34.25	8.703	17.22	5.160	4.650	4.800	2.400	3.660	2.414	1.630
64	0.000	3.175	9.913	34.80	8.839	17.50	5.240	4.725	4.880	2.440	3.720	2.456	1.656
65	0.000	3.229	10.064	35.35	8.975	17.78	5.320	4.800	4.960	2.480	3.780	2.498	1.682
66	0.000	3.283	10.215	35.90	9.111	18.06	5.400	4.875	5.040	2.520	3.840	2.540	1.708
67	0.000	3.337	10.366	36.45	9.247	18.34	5.480	4.950	5.120	2.560	3.900	2.582	1.734
68	0.000	3.391	10.517	37.00	9.383	18.62	5.560	5.025	5.200	2.600	3.960	2.624	1.760
69	0.000	3.445	10.668	37.55	9.519	18.90	5.640	5.100	5.280	2.640	4.020	2.666	1.786
70	0.000	3.499	10.819	38.10	9.655	19.18	5.720	5.175	5.360	2.680	4.080	2.708	1.812
71	0.000	3.553	10.970	38.65	9.791	19.46	5.800	5.250	5.440	2.720	4.140	2.750	1.838
72	0.000	3.607	11.121	39.20	9.927	19.74	5.880	5.325	5.520	2.760	4.200	2.792	1.864
73	0.000	3.661	11.272	39.75	10.063	20.02	5.960	5.400	5.600	2.800	4.260	2.834	1.890
74	0.000	3.715	11.423	40.30	10.199	20.30	6.040	5.475	5.680	2.840	4.320	2.876	1.916
75	0.000	3.769	11.574	40.85	10.335	20.58	6.120	5.550	5.760	2.880	4.380	2.918	1.942
76	0.000	3.823	11.725	41.40	10.471	20.86	6.200	5.625	5.840	2.920	4.440	2.960	1.968
77	0.000	3.877	11.876	41.95	10.607	21.14	6.280	5.700	5.920	2.960	4.500	2.999	1.994
78	0.000	3.931	12.027	42.50	10.743	21.42	6.360	5.775	6.000	3.000	4.560	3.041	2.020
79	0.000	3.985	12.178	43.05	10.879	21.70	6.440	5.850	6.080	3.040	4.620	3.083	2.046
80	0.000	4.039	12.329	43.60	11.015	21.98	6.520	5.925	6.160	3.080	4.680	3.125	2.072
81	0.000	4.093	12.480	44.15	11.151	22.26	6.600	6.000	6.240	3.120	4.740	3.167	2.098
82	0.000	4.147	12.631	44.70									

LONGITUDES EQUIVALENTES DE CONEXIONES, EN METROS

TABLA 5.2.

DIAMETRO NOMINAL		CODO DE 45°	CODO DE 90° STANDARD	CODO DE 90° RADIO GRANDE	TEE	TEE	TUERCA DE UNION	COUPLE		
mm	Pulg.									
13	1/2	0.25	0.47	0.32	0.32	0.95	0.32	0.32	0.1	0.3
19	3/4	0.33	0.63	0.42	0.42	1.25	0.42	0.42	0.1	0.3
25	1	0.42	0.80	0.53	0.53	1.60	0.53	0.53	0.1	0.3
32	1 1/4	0.56	1.06	0.70	0.70	2.10	0.70	0.70	0.1	0.3
38	1 1/2	0.65	1.22	0.82	0.82	2.45	0.82	0.82	0.2	0.5
50	2	0.84	1.58	1.05	1.05	3.15	1.05	1.05	0.2	0.6
64	2 1/2	1.00	1.88	1.25	1.25	3.75	1.25	1.25	0.2	0.6
75	3	1.24	2.33	1.55	1.55	4.68	1.55	1.55	0.3	0.7
100	4	1.63	3.06	2.05	2.05	6.14	2.05	2.05	0.3	0.8
125	5	2.05	3.84	2.56	2.56	7.59	2.56	2.56	0.4	1.0
150	6	2.46	4.62	3.03	3.03	9.24	3.08	3.08	0.4	1.0
200	8	3.24	6.08	4.05	4.05	12.16	4.05	4.05	0.5	2.0
250	10	4.07	7.53	5.09	5.09	15.27	5.09	5.09	1.4	3.5
300	12	4.35	9.10	6.03	6.03	18.19	6.03	6.03		



LONGITUDES EQUIVALENTES DE VALVULAS, EN METROS

DIAMETRO NOMINAL		VALVULA COMPUERTA	VALVULA DE GLOBO		VALVULA DE "CHECK"			VALVULA DE MACHO
			ASIENTO SIN GUIA	ASIENTO CON GUIA	HORIZONTAL DE CHARNELA	TIPO GLOBO SIN GUIA	TIPO GLOBO CON GUIA	
m.m.	pulg.							
13	1/2	0.21	5.37	7.11	2.13	5.37	7.11	0.28
19	3/4	0.27	7.12	9.42	2.83	7.12	9.42	0.38
25	1	0.35	9.06	11.99	3.60	9.06	11.99	0.48
32	1 1/4	0.46	11.92	15.77	4.73	11.92	15.77	0.63
38	1 1/2	0.53	13.90	18.40	5.52	13.90	18.40	0.74
50	2	0.68	17.85	23.63	7.09	17.85	23.63	0.95
64	2 1/2	0.82	21.32	28.22	8.47	21.32	28.22	1.13
75	3	1.01	26.50	35.07	10.52	26.50	35.07	1.40
100	4	1.33	34.77	46.02	13.81	34.77	46.02	1.84
125	5	1.67	43.59	57.69	17.31	43.59	57.69	2.31
150	6	2.00	52.38	69.32	20.80	52.38	69.32	2.77
200	8	2.64	68.92	91.22	27.37	68.92	91.22	3.65
250	10	3.31	86.53	114.53	34.36	86.53	114.53	4.58
300	12	3.94	103.10	136.45	40.94	103.10	136.45	5.46

TABLA 5.3

TABLA 5.4. ROZAMIENTO EN CODOS RECTANGULARES

DIMENSIONES DEL CONDUCTO (")	CODO DE RADIO SIN GUÍAS	CODO DE RADIO CON GUÍAS ***		CODOS CUADRADOS ***	
		Relación de radio ** R/D = 1,25		Guías cambio de dirección Doble codo	
D		R = 150 mm (Recomendado)	R = 35 mm (Aceptable)		
LONGITUD ADICIONAL (EQUIVALENTE DE CONDUCTO RECTO (MÉTRICOS))					
70					
70	4.40	4.27	6.03	4.16	10.13
60	3.64	6.10	4.45	3.64	6.12
40	3.54	4.40	3.80	3.54	7.23
30	3.85	3.19	3.16	3.85	6.15
20	2.33		3.21	2.33	4.60
15	2.05		2.66	2.05	3.66
10	1.77		2.25	1.77	2.53
0					
200*	11.28	5.15		6.82	23.83
150*	8.47	5.13		6.76	21.46
120*	6.59	6.07	5.90	5.32	18.33
100*	5.76	4.75	4.17	5.53	16.25
80	3.76	3.84	3.54	3.95	11.32
60	3.16	3.25	2.92	2.64	5.65
40	3.91		2.89	2.34	4.67
30	2.33		2.33	2.00	3.66
20	2.05		2.05	1.73	2.59
15	1.75		1.77		
10	1.47				
50					
200*	8.47	4.88		5.62	16.11
150*	7.75	6.55		6.03	14.41
100*	6.50	4.70	4.13	4.43	12.57
80	3.25	3.57	2.95	2.95	7.25
60	2.68	2.61	2.70	2.37	6.15
40	2.05		2.60	2.05	4.12
30	1.80		2.37	1.60	3.66
20	1.47		2.08	1.47	2.59
15	1.17		1.77	1.17	2.35
40					
150*	7.72	2.70		4.18	14.26
120*	6.22	2.63	3.52	3.66	12.17
100*	4.43	3.70	2.67	3.75	11.24
80	2.60		2.60	2.07	5.53
60	2.05		2.34	1.78	4.60
40	1.76		1.57	1.68	3.66
30	1.47		1.01	1.47	2.59
15	1.17			1.17	2.35
30					
120*	6.64	2.34	2.31	2.65	8.94
100*	4.71	2.10	2.07	2.63	8.65
80	2.75		2.47	2.12	7.34
60	2.05		2.04	1.49	4.63
40	1.16		1.49	1.43	3.66
30	1.47		1.47	1.16	2.78
15	1.15			0.88	2.35
25					
100*	1.83	1.73	1.83	2.23	7.53
80*	1.81	1.19	2.25	2.07	7.19
60*	2.65	2.08	1.78	1.78	6.25
40*	1.47		1.49	1.19	3.66
30	1.19		1.49	1.10	2.59
15	1.19			0.89	2.35
20					
60*	3.63	1.53	1.32	1.39	6.16
40*	3.21	1.37	1.49	1.19	5.65
30	2.53	1.15	1.47	1.47	4.73
20	1.16		1.12	0.89	2.11
15	0.73			0.63	2.35
1					
60*	2.45	1.17	1.19	1.19	4.45
45*	2.17	0.88	1.19	1.17	3.83
35*	1.17		1.19	0.89	3.61
15*	0.71			0.63	2.35

*** Estos valores adicionales se refieren a los codos rectangulares.

APITULO SEIS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

6 PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

En éste capítulo se pretende hacer uso de los conocimientos adquiridos en los capítulos anteriores, herramienta con la cual vamos a realizar el proyecto de una instalación de aire acondicionado en una zona donde solamente se requiere enfriamiento (tal es el caso de la zona de IXTAPA ZIHUATANEJO) .

El presente capítulo será el proyecto de aire acondicionado de un hotel que se desea construir en la zona mencionada, ver planos IAA-01 a IAA-04 mostrando paso a paso las consideraciones y cálculos necesarios para su elaboración, con la siguiente secuencia:

1. Establecer condiciones de proyecto.
2. Cálculo de la carga de calor:
Ganancia de calor por fuentes externas
Ganancia de calor por fuentes internas
3. Cálculo del flujo de aire (tratado, de retorno, de ventilación).
4. Cálculo de los ductos de distribución de aire.
5. Selección de las propiedades del aire y el agua a la entrada y salida de la máquina.
6. Selección del sistema de acondicionamiento de aire (unizona, multizona, de expansión directa, etc).
7. Cálculo de las rejillas de retorno e inyección de aire.
8. Selección del equipo acondicionador
9. distribución de la tubería.
10. Cálculo de la tubería.
11. Selección de la unidad generadora de agua refrigerada.
12. Cálculo de las bombas de agua refrigerada.
13. Selección del sistema de enfriamiento de las unidades generadoras de agua refrigerada.
14. Distribución de la tubería de agua de condensación.
15. Cálculos de las bombas del agua de condensación.

6.1 CONDICIONES DE PROYECTO

Las condiciones de proyecto tomadas para la elaboración del mismo, fueron sacadas de las indicaciones para temperaturas de diseño en verano, editadas por la A.M.I.C.A. Tabla 6.1

Temperatura de bulbo seco exterior: 33°C
Temperatura de bulbo húmedo exterior: 27°C
humedad relativa exterior: 65%

Temperatura de bulbo seco interior: 25°C
Temperatura de bulbo húmedo interior: 18.3°C
humedad relativa interior: 50%

Posición geográfica de la zona: 18°50' latitud norte
99°56' longitud oeste
altitud sobre el nivel del mar: 0 mts

presión barométrica: 760 mm Hg

5.2 CALCULO DE LA CARGA DE CALOR.

El cálculo de la ganancia de calor se hará dividiendo el proyecto en zonas, lo cual obedece sobretudo a disposiciones arquitectónicas (posición geográfica de las fronteras con respecto a la rosa de los vientos), y la diferencia de actividades que se realiza en cada una de éstas.

Para tal efecto hemos diferenciado las siguientes zonas:

- a) Suite presidencial
- b) Habitación tipo Ng1
- c) Habitación tipo Ng2
- d) Habitación tipo Ng3
- e) Habitación tipo Ng4
- f) Salón de usos múltiples
- g) Oficinas generales
- h) Restaurante Bar
- i) conmutador, gerente de reservaciones
- j) estética
- k) agencia de viajes
- l) Boutique

NOTA: Ver planos. IAA-01 a IAA-04

Materiales empleados en la construcción

muros exteriores: Tabique común con 14 cms. de ancho, aplastado exterior de cemento y arena de 1.3 cms. con acabado áspero. El enyesado por el interior es con acabado liso a 1.3 cms. pintado con colgres claros sin aislamiento

muros interiores: Tabique común de 14 cms. de ancho, enyesado por ambos lados con 1.3 cms. de espesor

techo: Enladrillado en la parte superior (2 cms) una capa de tezontle de 4 cms, una capa de concreto de 12 cms., yeso en la parte inferior de 1.3 cms.

techo prefabricado: Tablaroca de 10 mm de espesor, figurando como techo falso.

piso: Concreto de 12 cms. terminado con aplastado fino de 1 cm. para colocar alfombra con bajo alfombra de hule espuma.

puertas interiores: Madera de roble, barnizada y sin aislamientos con 3.8 cms. de espesor.

vidrios:

Transparente, sencillo de 6 mm. de espesor forman parte de la puerta tipo ventana del lado exterior.

6.2.1 CALCULO DEL FACTOR PARA GANANCIA DE CALOR POR VIDRIOS.

Para una atmosfera sucia se considera un factor de 0.9 (despreciar este factor ya que en Ixtapa, la contaminación es mínima por ser zona turística y no industrial).

La corrección por altitud se hace agragando el 0.7% por cada 300 mts. de altura sobre el nivel del mar, como estamos trabajando en la costa, esto es a cero metros de altura, se desprecia este valor.

El factor de corrección por el marco metálico en las puertas tipo ventana exteriores se considera de (1/0.85) o bien de 1.17, para nuestro caso es necesario considerarlo ya que en el exterior se cuenta con puerta tipo ventana con marco metálico.

El factor total de ganancia solar a través del vidrio sencillo de 6 mm. de espesor (para todos los casos es el mismo tipo de vidrio), color claro y con cortinas de tela, es de 0.56.

El factor de corrección para Punto de rocío superior a 19.5°C se hace restando un 14% por cada 10°C, para un Punto de rocío inferior a 19.5°C se agrega un 14% por cada 10°C. Para este caso dado que tenemos una temperatura de bulbo seco de 33°C y una humedad relativa del 65%, por medio de la carta psicrométrica, encontramos que tenemos una temperatura de rocío de 25.5°C, para este valor encontrado, vemos que es superior a 19.5°C, por lo tanto restamos un 14% por cada 10°C de temperatura. (ver tabla 3.4).

$$25.5 - 19.5 = 6$$

$$1 - ((6/10) \times 0.14) = 0.916$$

El factor global a considerar será:

$$1.17 \times 0.56 \times 0.916 = 0.60$$

6.2.1.a CALCULO DE LOS FACTORES DE CONVECCION INTERIOR Y EXTERIOR.

Para la zona de Ixtapa, durante los meses de Junio, Julio y agosto (verano), los vientos entran por el oeste con velocidad máxima aproximada de 15.12 km/hr y 8.64 km/hr vientos suaves.

Los valores de los coeficientes de película se ven incrementados al aumentar el grado de rugosidad de la superficie, este incremento es casi lineal con el aire a la velocidad del viento sobre la superficie. Houghten y Mc. Dermott indican que las siguientes ecuaciones representan un rango de valores de Ccv para materiales de construcción en el sistema métrico.

$$C_{cvi} = 6.8 + 0.85v \quad [kcal/hr.m^2.^{\circ}C] \text{ superficie lisa } v[km/hr]$$

la velocidad recomendada para interiores es de 0.64 km/hr

$C_{cve} = 10.3 + 1.5 \cdot v$ superficies ásperas y rugosas.

promedio de velocidad de 12 km/hr

reemplazando:

$C_{cvi} = 6.8 + 1.85 \cdot 0.64 = 7.35$

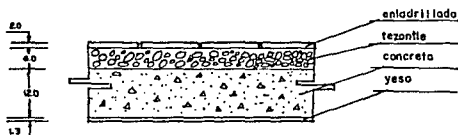
$C_{cve} = 10.3 + 1.5 \cdot 12 = 28.3 \text{ kcal/hr.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

6.2.2 CALCULO DE LOS COEFICIENTES GLOBALES DE TEMPERATURA.

En la Tabla 6.2 podemos ver todos los factores de conducción de los materiales empleados, y los de convección para el aire interior y exterior en la zona.

6.2.2.1 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION POR AZOTEAS.

El cálculo por azoteas se hará para los materiales y dimensiones que por disposición arquitectónica se dan en la fig. 6.1



LAS MEDIDAS ESTAN EN CMS.

fig.6.1

Según las fórmulas 3.7 y 3.8 tenemos:

$$Cgt = \frac{1}{\frac{1}{28.3} + \frac{.02}{0.62} + \frac{.06}{0.16} + \frac{.12}{1.5} + \frac{.013}{.41} + \frac{1}{7.35}}$$

los espesores están en mts., el factor de conducción en kcal/hr.m.²°C y el factor de convección en Kcal/hr. m².°C

$$Cgt = \frac{1}{.035 + .0322 + .375 + .08 + .0317 + .136}$$

$$Cgt = \frac{1}{.69}$$

$$Cgt = 1.44 \text{ Kcal/hr. m}^2 \text{°C}$$

6.2.2.2 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION POR LOSA.

La ganancia por losas interiores se regirá por los materiales y dimensiones que se muestran en la fig. 6.2



fig. 6.2

$$Cgt = \frac{1}{0.136 + 0.25 + 0.12 \times 0.64 + 2.43 \times 0.013 + 0.136}$$

$$Cgt = \frac{1}{0.63}$$

$$C_{gt} = 1.58 \text{ Kcal/hr.m}^3.^{\circ}\text{C}$$

6.2.2.3 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION POR PAREDES EXTERIORES.

Para el coeficiente de transmisión global por paredes exteriores nos basamos en la fig. 6.3

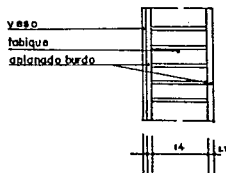


fig.6.3

$$C_{gt} = \frac{1}{.035 + 1.61 \cdot .013 + 1.25 \cdot .14 + .092 \cdot .013 + .136}$$

$$C_{gt} = \frac{1}{.37}$$

$$C_{gt} = 2.7 \text{ Kcal/hr. m}^3.^{\circ}\text{C}$$

6.2.2.4 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION POR PAREDES INTERIORES.

Este coeficiente lo tomamos basados en los materiales y dimensiones que por disposición arquitectónica se dan en la fig. 6.4

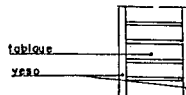


fig.6.4

$$Cgt = \frac{1}{.136 \times 2 + .092 \times .013 + 1.25 \times .14 + .092 \times .013}$$

$$Cgt = \frac{1}{0.45}$$

$$Cgt = 2.2 \text{ Kcal/hr. m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

6.2.2.5 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION POR PISO -PLANTA PRINCIPAL

En la planta principal a diferencia de las otras plantas que tienen piso alfombrado, tenemos marmol ya que son locales de uso rudo. fig. 6.5

$$Cgt = \frac{1}{.136 + .02 \times 0.39 + .015 \times .064 + .12 \times .64 + .136}$$

$$Cgt = \frac{1}{0.366}$$

$$Cgt = 2.7 \text{ Kcal/hr.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

6.2.2.6 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION A TRAVES DE PUERTA INTERIOR

Las puertas son de roble barnizado, con un espesor de 3.8 cms. con medidas de 1.00 m x 2.15 m.

$$Cgt = \frac{1}{.136 \times 2 + 7.35 \times .038}$$

$$Cgt = \frac{1}{0.55}$$

$$Cgt = 1.81 \text{ Kcal/hr. m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

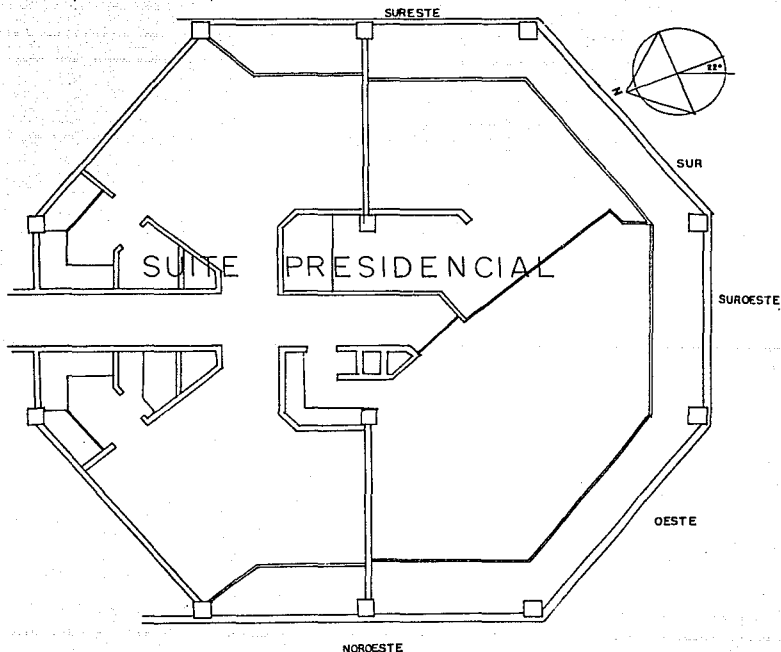


fig.6.5

5.2.3 CALCULO DE LA GANANCIA DE CALOR POR ZONAS.

SUITE PRESIDENCIAL.

La suite presidencial como se indica en el plano tiene una posición geográfica muy interesante en cuanto a cálculo de ganancia de calor se refiere ya que sus paredes y ventanas tienen 6 diferentes posiciones respecto a la rosa de los vientos.



SUITE PRESIDENCIAL

$$\text{formula 3.8 } C = Cgt \cdot A \cdot DT$$

GANANCIA DE CALOR POR PAREDES Y VENTANAS EXTERIORES

ÁREAS

ORIENTACION	PARED TOTAL M2	PUERTA VENT. CON MARCO	ÁREA VIDRIO M2	PARED META M2	Cgt (kcal/hr.°C)	DIF. TEMP. °C	GANANCIA CALOR
NORTE	2.9			2.9	2.7	8	62.64
SUR	22.33	6.45	5.6	10.28	2.7	8	222.05
ESTE					2.7	8	0.00
OESTE					2.7	8	0.00
NORESTE	2.9			2.9	2.7	8	62.64
SURESTE	22.91	8.17	7.2	7.54	2.7	8	162.86
NOROESTE	22.91	8.17	7.2	7.54	2.7	8	162.86
SUROESTE	39.73	12.7	11	16.03	2.7	8	346.25
TECHO	220.03			220.03	1.44	8	2534.75
PISO	220.03			220.03	1.59	4	1390.59

kcal/hr. 4944.64

GANANCIA POR PAREDES Y PUERTAS INTERIORES

TIPO	ÁREA (M2)	Cgt (Kcal/hr.°C)	DIF. TEMP. [°C]	GANANCIA CALOR Kcal/hr
PAREDES	39.4	2.2	4	346.72
PUERTAS	2.79	1.81	4	20.20
VIDRIOS	0	0	0	0
				366.92

GANANCIAS INTERNAS DE CALOR

GANANCIAS DEBIDO A LAS PERSONAS (TABLA 3.7)

No. de personas	sensible (kcal/hr)	latente (Kca./hr)	total (Kcal/hr)
10	590	540	1130

GANANCIAS DEBIDAS A LOS APARATOS ELECTRICOS Y ALUMBRADO (TABLA 3.9)

APARATO	No CANTIDAD	SENSIBLE	LATENTE	TOTAL
---------	-------------	----------	---------	-------

lamp. incan	6	516		516
lamp. fluor				
2x39 w	6	712.5		712.5
televisión	1	33		33
encendedor	1	230	25	255
esterilizador				
de agua	1	1030	4160	5190
cafet. 10 l	1	550	375	925
secador pelo	0	0	0	0
casco sec.	0	0	0	0
Cafetera	0	0	0	0
		3071.3	4560	7631.5

**SUBTOTAL 8 GANANCIAS INTERNAS Y POR MUROS
EXTERIORES**

14073.06 kcal/hr

		HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUBTOTAL 4			0	1595	2395	2695	3423	2262	2257	2778	3454	4242	4327	3305	0
		NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Oct		ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23		SURESTE	0.6	8.17	0	1206	1941	2123	1980	1578	980.4	357.8	171.6	156.9	117.6	49.02	0
		SUR	0.6	6.45	0	220.6	522.3	797.2	2419	1111	1165	1111	975.2	797.2	522.5	220.6	0
Feb		SOROESTE	0.6	12.7	0	76.2	182.9	243.8	266.7	556.3	1524	2454	3078	3299	3018	1875	0
23		OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NOROESTE	0.6	8.17	0	49.02	117.6	156.9	171.6	186.3	186.3	186.3	171.6	382.4	691.2	583.3	0
		HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUBTOTAL 5			0	1552	2764	3320	4838	3432	3856	4108	4397	4636	4349	2727	0
		NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Nov		ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21		SURESTE	0.6	8.17	0	970.6	1912	2176	2098	1794	1206	607.8	210.8	142.2	102.9	39.22	0
		SUR	0.6	6.45	0	290.3	723.7	1049	3197	1424	1476	1424	1289	1049	723.7	290.3	0
Ene		SOROESTE	0.6	12.7	0	60.96	160	221	327.7	944.9	1875	2709	3261	3383	2972	1509	0
21		OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NOROESTE	0.6	8.17	0	39.22	102.9	142.2	156.9	171.6	171.6	171.6	171.6	186.3	343.1	318.6	0
		HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUBTOTAL 6			0	1361	2888	3580	5779	4335	4730	4992	4932	4760	4142	2157	0
		NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SURESTE	0.6	8.17	0	784.3	1848	2216	2113	1779	1289	794.1	264.7	142.2	93.14	24.51	0
Dic		SUR	0.6	6.45	0	259.3	774	1165	3437	1533	1563	1533	1385	1165	774	259.3	0
22		SOROESTE	0.6	12.7	0	38.1	144.8	221	411.5	1234	2004	2766	3284	3444	2873	1219	0
		OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NOROESTE	0.6	8.17	0	24.51	93.14	142.2	156.9	171.6	171.6	171.6	156.9	156.9	235.3	186.3	0
		HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUBTOTAL 7			0	1106	2860	3744	6118	4718	5028	5264	5091	4908	3975	1689	0

CUARTO TIPO No.1

formula 3.8 $C = Cgt \cdot A \cdot DT$

GANANCIA DE CALOR POR PAREDES Y VENTANAS EXTERIORES

AREAS

ORIENTACION	PARED TOTAL (M2)	PUERTA VENT. CON MARCO	AREA VIDRIO (M2)	PARED META (M2)	Cgt (Kcal/hr.m ² .°C)	DIF. TEMP. °C	GANANCIA CALOR
NORTE					2.7	8	0.00
SUR	4.35			4.35	2.7	8	93.96
ESTE					2.7	8	0.00
OESTE					2.7	8	0.00
NORESTE	20.3			20.3	2.7	8	438.48
SURESTE	6.96	2.79		4.17	2.7	8	90.07
NOROESTE					2.7	8	0.00
SUROESTE					2.7	8	0.00
TECHO	29.42			29.42	1.44	8	338.92
PISO	29.42			29.42	1.58	4	185.93

(Kcal/hr) 1147.36

GANANCIA POR PAREDES Y PUERTAS INTERIORES

TIPO	AREA (M2)	Cgt(Kcal/hr.m ² .°C)	DIF. TEMP. °C	GANANCIA CALOR (Kcal/hr)
PAREDES	14.1	2.2	4	124.08
PUERTAS	2.79	1.81	4	20.20
				144.28

GANANCIAS INTERNAS DE CALOR

GANANCIAS DEBIDO A LAS PERSONAS

No. de personas	sensible (Kcal/hr)	latente (Kca./hr)	total (Kcal/hr)
	4x59	4x54	452

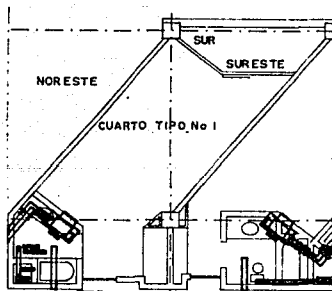
GANANCIAS DEBIDAS A LOS APARATOS ELECTRICOS Y ALUMBRADO

APARATO	No CANTIDAD	SENSIBLE	LATENTE	TOTAL
---------	-------------	----------	---------	-------

lamp. incan	5	430		430
lamp. fluor				
2x38 w	0	0		0
televisión	1	33		33
encendedor	1	230	25	255
esterilizador				
de agua	0	0	0	0
cafet. 10 l	0	0	0	0
Secador pelo	1	579.6	100.8	680.4
		1272.6	125.8	1398.4

SUBTOTAL 8 GANANCIAS INTERNAS Y POR MUROS
EXTERIORES

3142.04 [kcal/hr]



UNAM - F.E.S. CUANTITLAN APORTACIONES SOLARES A TRAVES DE VIDRIO [KCAL/HR]
 TESIS PROFESIONAL IONAI 11TAPA ZIHUATANEJO
 CUARTO: HABITACION TIPO No.1

EPOCA	ORIENTACION	FACTOR	AREA M2	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Jun 21	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	2.8	125.8	281.7	332	300.2	199.6	95.59	63.73	63.73	63.73	63.73	53.66	40.25	13.42
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURDESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	DESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 1			125.8	281.7	332	300.2	199.6	95.59	63.73	63.73	63.73	63.73	53.66	40.25	13.42
Jul 22	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	2.8	140.9	317	385.7	358.9	444.4	130.8	63.73	63.73	63.73	58.7	53.66	35.22	13.42
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURDESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	DESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 2			140.9	317	385.7	358.9	444.4	130.8	63.73	63.73	63.73	58.7	53.66	35.22	13.42
Ago 24	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	2.8	130.8	404.2	513.2	489.7	444.4	249.9	90.56	63.73	63.73	58.7	48.63	31.86	8.385
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURDESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	DESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 3			130.8	404.2	513.2	489.7	444.4	249.9	90.56	63.73	63.73	58.7	48.63	31.86	8.385
Abr 20	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	2.8	0	449.4	617.1	635.6	545	380.7	186.1	67.08	63.73	58.7	48.63	26.83	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURDESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	DESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 4			0	449.4	617.1	635.6	545	380.7	186.1	67.08	63.73	58.7	48.63	26.83	0
Sep 22	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	2.8	0	449.4	617.1	635.6	545	380.7	186.1	67.08	63.73	58.7	48.63	26.83	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURDESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	DESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 5			0	449.4	617.1	635.6	545	380.7	186.1	67.08	63.73	58.7	48.63	26.83	0
Mar 22	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	2.8	0	449.4	617.1	635.6	545	380.7	186.1	67.08	63.73	58.7	48.63	26.83	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURDESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	DESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 6			0	449.4	617.1	635.6	545	380.7	186.1	67.08	63.73	58.7	48.63	26.83	0

	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 4			0	449.4	617.1	635.6	545	380.7	186.1	67.08	63.73	59.7	48.63	26.83	0	0
	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Oct	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23	SURESTE	0.6	2.8	0	412.5	664.1	726.1	677.5	540	335.4	122.4	58.7	53.66	40.25	16.77	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Feb	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 5			0	412.5	664.1	726.1	677.5	540	335.4	122.4	58.7	53.66	40.25	16.77	0	0
	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Nov	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21	SURESTE	0.6	2.8	0	332	654	744.6	717.8	613.8	412.5	207.9	72.11	48.63	35.22	13.42	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ene	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 6			0	332	654	744.6	717.8	613.8	412.5	207.9	72.11	48.63	35.22	13.42	0	0
	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	2.8	0	268.3	632.2	758	722.8	608.8	441.1	271.7	90.56	48.63	31.86	8.385	0	0
Dic	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 7			0	268.3	632.2	758	722.8	608.8	441.1	271.7	90.56	48.63	31.86	8.385	0	0

3142	3474	3796	3887	3860	3756	3555	3350	3214	3191	3177	3155	3142
------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

MAXIMO MENSUAL (kcal/hr).=												3887
----------------------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------

Dic	7	0	269.3	632.2	758	722.8	608.8	441.1	271.7	90.56	48.63	31.86	8.385	0
	8		3142	3142	3142	3142	3142	3142	3142	3142	3142	3142	3142	3142

3142	3410	3774	3900	3865	3751	3583	3414	3233	3191	3174	3150	3142
------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

MAXIMO MENSUAL (kcal/hr)=												3900
---------------------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------

GANANCIA DE CALOR EN CUARTO FIFD No.1:	3900	[Kcal/hr]
	15475	[BTU/h]
	1.29	[T.R.]

CUARTO TIPO No. 2

$$\text{formula 3.8 } C = Cgt \cdot A \cdot DT$$

GANANCIA DE CALOR POR PAREDES Y VENTANAS EXTERIORES

AREAS

ORIENTACION	PARED TOTAL [M2]	PUERTA VENT. CON MARCO	AREA VIDRIO [M2]	PARED META [M2]	Cgt [kcal/hr.m ² .°C]	DIF. TEMP. °C	GANANCIA CALOR
NORTE				0	2.7	8	0.00
SUR	4.35			4.35	2.7	8	93.96
ESTE					2.7	8	0.00
OESTE					2.7	8	0.00
NORESTE	3.48			3.48	2.7	8	75.17
SURESTE	6.96	2.79		4.17	2.7	8	90.07
NOROESTE				0	2.7	8	0.00
SUROESTE				0	2.7	8	0.00
TECHO	29.84			29.84	1.44	8	343.76
PISO	29.84			29.84	1.58	4	188.59

(kcal/hr) 791.55

GANANCIA POR PAREDES Y PUERTAS INTERIORES

TIPO	AREA [M2]	Cgt[Kcal/hr.m ² .°C]	DIF. TEMP. [°C]	GANANCIA CALOR [kcal/hr]
PAREDES	56.55	2.2	4	497.64
PUERTAS	2.79	1.81	4	20.20

517.84

GANANCIAS INTERNAS DE CALOR

GANANCIAS DEBIDO A LAS PERSONAS

No. de personas	sensible [kcal/hr]	latente [Kca./hr]	total [Kcal/hr]
4	4.59	4.54	452

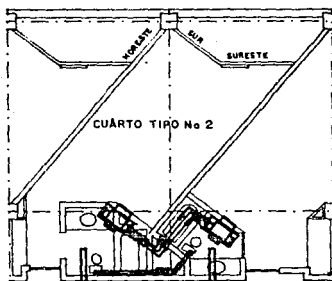
GANANCIAS DEBIDAS A LOS APARATOS ELECTRICOS Y ALUMBRADO

APARATO	No CANTIDAD	SENSIBLE	LATENTE	TOTAL
---------	-------------	----------	---------	-------

lamp. incan	5	430		430
lamp. flgor				
2x38 w	0	0		0
televisión	1	33		33
encendedor	1	230	25	255
esterilizador				
de agua	0	0	0	0
cafet. 10 l	0	0	0	0
secador pelo	1	579.6	100.8	680.4
		1272.6	125.8	1398.4

SUBTOTAL 8 GANANCIAS INTERNAS Y POR MUROS
EXTERIORES

3159.79 (kcal/hr.m² °C)



UNAH- F.E.S. CUAUTITLAN APORTACIONES SOLARES A TRAVES DE VIDRIO (KCAL/HR)
 TESIS PROFESIONAL ZONA: IXTAPA ZIHUATANEJO
 CUARTO:HABITACION TIPO No.2

EPOCA	ORIENTACION	FACTOR	AREA M2	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Jun 21	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	9	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	2.8	125.8	291.7	332	300.2	199.6	95.59	63.73	63.73	63.73	63.73	53.66	40.25	13.42
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 1			125.8	291.7	332	300.2	199.6	95.59	63.73	63.73	63.73	63.73	53.66	40.25	13.42
Jul 22	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	2.8	140.9	317	385.7	358.9	444.4	130.8	63.73	63.73	63.73	58.7	53.66	35.22	13.42
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 2			140.9	317	385.7	358.9	444.4	130.8	63.73	63.73	63.73	58.7	53.66	35.22	13.42
Ago 24	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	2.8	130.8	404.2	513.2	489.7	444.4	249.9	90.56	63.73	63.73	58.7	48.63	31.86	8.385
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 3			130.8	404.2	513.2	489.7	444.4	249.9	90.56	63.73	63.73	58.7	48.63	31.86	8.385
Sep 22	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	2.8	0	445.4	617.1	635.6	545	380.7	186.1	67.08	63.73	58.7	48.63	26.83	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 4			0	445.4	617.1	635.6	545	380.7	186.1	67.08	63.73	58.7	48.63	26.83	0

		HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUBTOTAL 4			0	449.4	617.1	635.6	545	380.7	186.1	67.08	63.73	58.7	48.63	26.83	0	
		NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
		NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
		ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
Oct	23	SURESTE	0.6	2.8	0	412.5	664.1	726.1	677.5	540	335.4	122.4	58.7	53.66	40.25	16.77	0	
		SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
Feb		SOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
23		OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
		NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
		HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
		SUBTOTAL 5			0	412.5	664.1	726.1	677.5	540	335.4	122.4	58.7	53.66	40.25	16.77	0	
		NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
		NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
		ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
Nov	21	SURESTE	0.6	2.8	0	332	654	744.6	717.8	613.8	412.5	207.9	72.11	48.63	35.22	13.42	0	
		SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
Ene		SOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
21		OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
		NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
		HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
		SUBTOTAL 6			0	332	654	744.6	717.8	613.8	412.5	207.9	72.11	48.63	35.22	13.42	0	
		NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
		NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
		ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
		SURESTE	0.6	2.8	0	268.3	632.2	758	722.8	608.8	441.1	271.7	90.56	48.63	31.86	8.385	0	
		SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
Dic		SOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
22		OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
		NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
		HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
		SUBTOTAL 7			0	268.3	632.2	758	722.8	608.8	441.1	271.7	90.56	48.63	31.86	8.385	0	

U.N.A.M. - F.E.S. CUAUTITLAN
TESIS PROFESIONAL

GANANCIA TOTAL DE CALOR
LOCAL: CUARTO TIPO No.2

EPOCA	SUBTO TALES	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Jun	1 8	125.8 3160	281.7 3160	332 3160	300.2 3160	199.6 3160	95.59 3160	63.73 3160	63.73 3160	63.73 3160	63.73 3160	53.66 3160	40.25 3160	13.42 3160
TOTAL	Jun	3286	3442	3492	3460	3360	3256	3224	3224	3224	3224	3214	3200	3173
MAXIMO MENSUAL [kcal/hr]=														3492
Julio y May	2 8	140.9 3160	317 3160	385.7 3160	358.9 3160	444.4 3160	130.8 3160	63.73 3160	63.73 3160	63.73 3160	58.7 3160	53.66 3160	35.22 3160	13.42 3160
		3301	3477	3546	3519	3604	3291	3224	3224	3224	3219	3214	3195	3173
MAXIMO MENSUAL [kcal/hr]=														3604
Ago Abr	3 8	130.8 3160	404.2 3160	515.2 3160	489.7 3160	444.4 3160	249.9 3160	90.56 3160	63.73 3160	63.73 3160	58.7 3160	48.63 3160	31.86 3160	8.385 3160
		3291	3564	3673	3650	3604	3410	3251	3224	3224	3219	3209	3192	3160
MAXIMO MENSUAL [kcal/hr]=														3673
Sep Mar	4 8	0 3160	449.4 3160	617.1 3160	635.6 3160	545 3160	389.7 3160	186.1 3160	67.08 3160	63.73 3160	58.7 3160	48.63 3160	26.83 3160	0 3160
		3160	3609	3777	3796	3705	3541	3346	3227	3224	3219	3209	3187	3160
MAXIMO MENSUAL [kcal/hr]=														3796
Oct Feb	5 8	0 3160	412.5 3160	664.1 3160	726.1 3160	677.5 3160	540 3160	335.4 3160	122.4 3160	58.7 3160	53.66 3160	40.25 3160	16.77 3160	0 3160
		3160	3573	3824	3896	3838	3700	3495	3282	3219	3214	3200	3177	3160
MAXIMO MENSUAL [kcal/hr]=														3886
Nov Ene	6 8	0 3160	332 3160	654 3160	744.6 3160	717.8 3160	613.8 3160	412.5 3160	207.9 3160	72.11 3160	48.63 3160	35.22 3160	13.42 3160	0 3160

		3160	3492	3814	3905	3878	3774	3573	3368	3232	3209	3195	3173	3160
		MAXIMO MENSUAL [kcal/hr] =												3905
Dic	7	0	268.3	632.2	758	722.8	608.8	441.1	271.7	90.56	48.63	31.86	8.385	0
	8	3160	3160	3160	3160	3160	3160	3160	3160	3160	3160	3160	3160	3160
		3160	3428	3752	3918	3883	3769	3601	3432	3251	3209	3192	3168	3160
		MAXIMO MENSUAL [kcal/hr] =												3918

GANANCIA DE CALOR EN CUARTO TIPO No. 2

3918 [Kcal/hr]
15547 [BTU/hr]
1.296 [T.R.]

CUARTO TIPO No. 3

$$\text{formula 3.8 } C = Cgt \cdot A \cdot DT$$

GANANCIA DE CALOR POR PAREDES Y VENTANAS EXTERIORES

AREAS

ORIENTACION	PARED TOTAL [m ²]	PUERTA VENT. CON MARCO	AREA VIDRIO [m ²]	PARED NETA [m ²]	Cgt [kcal/hr.m ² .°C]	DIF. TEMP. °C	GANANCIA CALOR
NORTE	4.35			4.35	2.7	8	93.96
SUR				0	2.7	8	0.00
ESTE					2.7	8	0.00
DESTE					2.7	8	0.00
NGRESTE				0	2.7	8	0.00
SURESTE				0	2.7	8	0.00
NORDESTE	6.96	2.79		4.17	2.7	8	90.07
SUROESTE	3.48			3.48	2.7	8	75.17
TECHO	29.84			29.84	1.44	8	343.76
PISO	29.84			29.84	1.58	4	188.59

(kcal/hr) = 791.55

GANANCIA POR PAREDES Y PUERTAS INTERIORES

TIPO	AREA [m ²]	Cgt [Kcal/hr.m ² .°C]	DIF. TEMP. [°C]	GANANCIA CALOR [Kcal/hr]
PAREDES	56.55	2.2	4	497.64
PUERTAS	2.79	1.81	4	20.20

517.84

GANANCIAS INTERNAS DE CALOR

GANANCIAS DEBIDO A LAS PERSONAS

No. de personas	sensible [kcal/hr]	latente [Kca./hr]	total [Kcal/hr]
4	4.59	4.54	452

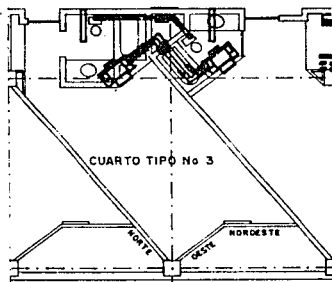
GANANCIAS DEBIDAS A LOS APARATOS ELECTRICOS Y ALUMBRADO

APARATO	No CANTIDAD	SENSIBLE	LATENTE	TOTAL
---------	-------------	----------	---------	-------

lamp. incan	5	430		430
lamp. fluor				
2x38 w	0	0		0
televisión	1	33		33
encendedor	1	230	25	255
esterilizador				
de agua	0	0	0	0
cafet. 10 l	0	0	0	0
secador pelo	1	579.6	100.8	680.4
		1272.6	125.8	1398.4

**SUBTOTAL 8 GANANCIAS INTERNAS Y POR MUROS
EXTERIORES**

3159.79 (kcal/h)



UNAM- F.E.S. CUAUTITLAN APORTACIONES SOLARES A TRAVES DE VIDRIO (KCAL/HR)
 TESTIS PROFESIONAL ZONA: IXTAPA ZIHUATANEJO
 CUARTO: HABITACION TIPO No.3

EPOCA	ORIENTACION	FACTOR	AREA M2	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Jun 21	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	2.79	13.39	40.18	53.57	63.61	63.61	63.61	66.96	172.4	376.7	552.4	652.9	698.1	368.3
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 1			13.39	40.18	53.57	63.61	63.61	63.61	66.96	172.4	376.7	552.4	652.9	698.1	368.3
Jul 22	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	2.79	13.39	35.15	53.57	58.59	63.61	63.61	63.61	140.6	331.5	503.9	626.1	599.3	321.4
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 2			13.39	35.15	53.57	58.59	63.61	63.61	63.61	140.6	331.5	503.9	626.1	599.3	321.4
Ago 24	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	2.79	8.37	31.81	48.55	58.59	63.61	63.61	63.61	80.35	226	403.4	535.7	503.9	204.2
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 3			8.37	31.81	48.55	58.59	63.61	63.61	63.61	80.35	226	403.4	535.7	503.9	204.2
Sep 22	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	2.79	0	26.76	48.55	58.59	63.61	63.61	63.61	63.61	83.7	267.8	393.4	376.7	0
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 4			0	26.76	48.55	58.59	63.61	63.61	63.61	63.61	83.7	267.8	393.4	376.7	0

		HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUBTOTAL 4			0	26.78	48.55	58.59	63.61	63.61	63.61	63.61	83.7	267.8	393.4	376.7	0	0
		NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NORDESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Oct		ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23		SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Feb		SORDESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23		OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NOROESTE	0.6	2.79	0	16.74	40.18	53.57	58.59	63.61	63.61	63.61	58.59	130.6	236	199.2	0	0
		HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUBTOTAL 5			0	16.74	40.18	53.57	58.59	63.61	63.61	63.61	58.59	130.6	236	199.2	0	0
		NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NORDESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Nov		ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21		SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ene		SORDESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21		OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NOROESTE	0.6	2.79	0	13.39	35.15	48.55	53.57	58.59	58.59	58.59	58.59	63.61	117.2	108.8	0	0
		HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUBTOTAL 6			0	13.39	35.15	48.55	53.57	58.59	58.59	58.59	58.59	63.61	117.2	108.8	0	0
		NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NORDESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SORDESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Dic		OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22		NOROESTE	0.6	2.79	0	8.37	31.81	48.55	53.57	58.59	58.59	58.59	53.57	53.57	80.35	63.61	0	0
		HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUBTOTAL 7			0	8.37	31.81	48.55	53.57	58.59	58.59	58.59	53.57	53.57	80.35	63.61	0	0

3160	3173	3195	3209	3214	3219	3219	3219	3219	3219	3224	3277	3269	3160
------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

MAXIMO MENSUAL [Kcal/hr] =													3277
----------------------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------

Dic	7	0	8.37	31.81	48.55	53.57	58.59	58.59	58.59	53.57	53.57	80.35	63.61	0
8	3160	3160	3160	3160	3160	3160	3160	3160	3160	3160	3160	3160	3160	3160

3160	3168	3192	3209	3214	3219	3219	3219	3219	3214	3214	3240	3224	3160
------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

MAXIMO MENSUAL [Kcal/hr] =													3240
----------------------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------

GANANCIA DE CALOR EN CUARTO TIPO No.3:	3858	[Kcal/hr]
	15309	[BTU/hr]
	1.276	CT.R.T

CUARTO TIPO No. 4

$$\text{formula 3.8 } C = Cgt \cdot A \cdot DT$$

GANANCIA DE CALOR POR PAREDES Y VENTANAS EXTERIORES

AREAS

ORIENTACION	PARED TOTAL [M2]	PUERTA VENT. CON MARCO	AREA VIDRIO [M2]	PARED NETA [M2]	Cgt [kcal/hr.m ² .°C]	DIF. TEMP. °C	GANANCIA CALOR
NORTE	20.3			20.3	2.7	8	438.48
SUR				0	2.7	8	0.00
ESTE					2.7	8	0.00
OESTE					2.7	8	0.00
NORESTE				0	2.7	8	0.00
SURESTE				0	2.7	8	0.00
MOROESTE	6.96	2.79		4.17	2.7	8	90.07
SUROESTE	4.35			4.35	2.7	8	93.96
TECHO	29.84			29.84	1.44	8	343.76
PISO	29.84			29.84	1.58	4	188.59

(kcal/hr) 1154.86

GANANCIA POR PAREDES Y PUERTAS INTERIORES

TIPO	AREA [M2]	Cgt [kcal/hr.m ² .°C]	DIF. TEMP. °C	GANANCIA CALOR [kcal/hr]
PAREDES	14.1	2.2	4	124.08
PUERTAS	2.79	1.81	4	20.20
				144.28

GANANCIAS INTERNAS DE CALOR

GANANCIAS DEBIDO A LAS PERSONAS

No. de personas	sensible [kcal/hr]	latente [kca./hr]	total [kcal/hr]
4	4.59	4.54	452

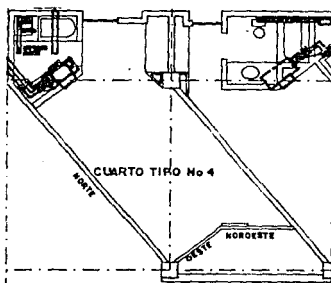
GANANCIAS DEBIDAS A LOS APARATOS ELECTRICOS Y ALUMBRADO

APARATO	No CANTIDAD	SENSIBLE	LATENTE	TOTAL
---------	-------------	----------	---------	-------

lamp. incan	5	430		430
lamp. fluor				
2x38 w	0	0		0
televisión	1	33		33
encendedor	1	230	25	255
esterilizador				
de agua	0	0	0	0
cafet. 10 l	0	0	0	0
secador pelo	1	579.6	100.8	680.4
		1272.6	125.8	1398.4

**SUBTOTAL 8 GANANCIAS INTERNAS Y POR MUROS
EXTERIORES**

3149.54 [kcal/hr]



UNAM- F.E.S. CUAUTITLAN
TESIS PROFESIONAL

APORTACIONES SOLARES A TRAVES DE VIDRIO iKCAL/HR
ZONA: IITAPA ZIHUATANEJO
CUARTO: HABITACION TIPO No.4

EPOCA	ORIENTACION	FACTOR	AREA M2	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Jun 21	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	2.79	13.39	40.18	53.57	63.61	63.61	63.61	66.96	172.4	376.7	552.4	652.9	698.1	368.3
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 1			13.39	40.18	53.57	63.61	63.61	63.61	66.96	172.4	376.7	552.4	652.9	698.1	368.3
Jul 22	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	2.79	13.39	35.15	53.57	58.59	63.61	63.61	63.61	140.6	331.5	503.9	626.1	599.3	321.4
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 2			13.39	35.15	53.57	58.59	63.61	63.61	63.61	140.6	331.5	503.9	626.1	599.3	321.4
Ago 24	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	2.79	8.37	31.81	48.55	58.59	63.61	63.61	63.61	80.35	226	403.4	535.7	503.9	204.2
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 3			8.37	31.81	48.55	58.59	63.61	63.61	63.61	80.35	226	403.4	535.7	503.9	204.2
Abr 20	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	2.79	8.37	31.81	48.55	58.59	63.61	63.61	63.61	80.35	226	403.4	535.7	503.9	204.2
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 3			8.37	31.81	48.55	58.59	63.61	63.61	63.61	80.35	226	403.4	535.7	503.9	204.2
Sep 22	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	2.79	0	26.78	48.55	58.59	63.61	63.61	63.61	83.7	267.8	393.4	376.7	0	0
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 3			0	26.78	48.55	58.59	63.61	63.61	63.61	83.7	267.8	393.4	376.7	0	0

	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 4			0	26.78	48.55	58.59	63.61	63.61	63.61	63.61	83.7	267.8	393.4	376.7	0	0
	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORDESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Oct	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Feb	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORDESTE	0.6	2.79	0	16.74	40.18	53.57	58.59	63.61	63.61	63.61	58.59	130.6	236	199.2	0	0
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 5			0	16.74	40.18	53.57	58.59	63.61	63.61	63.61	58.59	130.6	236	199.2	0	0
	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORDESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Nov	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ene	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORDESTE	0.6	2.79	0	13.39	35.15	48.55	53.57	58.59	58.59	58.59	58.59	63.61	117.2	108.8	0	0
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 6			0	13.39	35.15	48.55	53.57	58.59	58.59	58.59	58.59	63.61	117.2	108.8	0	0
	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORDESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Dic	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORDESTE	0.6	2.79	0	8.37	31.81	48.55	53.57	58.59	58.59	58.59	53.57	53.57	80.35	63.61	0	0
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 7			0	8.37	31.81	48.55	53.57	58.59	58.59	58.59	53.57	53.57	80.35	63.61	0	0

AGENCIA DE VIAJES

$$\text{formula 3.8 } C = Cgt \cdot A \cdot DT$$

GANANCIA DE CALOR POR PAREDES Y VENTANAS EXTERIORES

AREAS

ORIENTACION	PARED TOTAL [M2]	PUERTA VENT. CON MARCO	AREA VENTANA [M2]	PARED META [M2]	Cgt [kcal/hr.m ² .°C]	DIF. TEMP. °C	GANANCIA CALOR
NORTE				0	2.7	8	0.00
SUR				0	2.7	9	0.00
ESTE					2.7	8	0.00
OESTE					2.7	8	0.00
NORESTE				0	2.7	8	0.00
SURESTE				0	2.7	8	0.00
NOROESTE	15.2	2.25		12.95	2.7	8	279.72
SUROESTE				0	2.7	8	0.00
TECHO	21.72			21.72	1.58	8	274.54
PISO	21.72			21.72	2.7	4	234.58
							[kcal/hr] 788.84

GANANCIA POR PAREDES Y PUERTAS INTERIORES

TIPO	AREA [M2]	Cgt [Kcal/hr.m ² .°C]	DIF. TEMP. [°C]	GANANCIA CALOR [Kcal/hr]
PAREDES	52.37	2.2	4	460.856
PUERTAS	3.87	1.81	4	28.02

488.87

GANANCIAS INTERNAS DE CALOR

GANANCIAS DEBIDO A LAS PERSONAS

No. de personas	sensible [kcal/hr]	latente [kca./hr]	total [kcal/hr]
4	59	54	452

GANANCIAS DEBIDAS A LOS APARATOS ELECTRICOS Y ALUMBRADO

APARATO	No CANTIDAD	SENSIBLE	LATENTE	TOTAL
---------	-------------	----------	---------	-------

lamp. incan	0	0	0
lamp. fluor			
2x38 w	6	712.5	712.5
televisión	0	0	0
encendedor	0	0	0
esterilizador			
de agua	0	0	0
cafet. 10 l	0	0	0
secador pelo	0	0	0
		712.5	0 712.5

**SUBTOTAL 8 GANANCIAS INTERNAS Y POR MUROS
EXTERIORES**

2442.21 (kcal/hr)

UNAM- F.E.S. CUAUTITLAN
TESIS PROFESIONAL

APORTACIONES SOLARES A TRAVES DE VIDRIO [KCAL/HR]
ZONA: ITTAPA ZIHUATANEJO
CUARTO: AGENCIA DE VIAJES

EPOCA	ORIENTACION	FACTOR	AREA M2	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Jun 21	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	DESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	2.25	10.8	32.4	43.2	51.3	51.3	51.3	54	139.1	303.8	445.5	526.5	563	297
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 1			10.8	32.4	43.2	51.3	51.3	51.3	54	139.1	303.8	445.5	526.5	563	297
Jul 22	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	DESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	2.25	10.8	28.35	43.2	47.25	51.3	51.3	51.3	113.4	267.3	406.4	504.9	483.3	259.2
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 2			10.8	28.35	43.2	47.25	51.3	51.3	51.3	113.4	267.3	406.4	504.9	483.3	259.2
Ago 24	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	DESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	2.25	6.75	25.65	39.15	47.25	51.3	51.3	51.3	64.8	182.3	325.4	432	406.4	164.7
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 3			6.75	25.65	39.15	47.25	51.3	51.3	51.3	64.8	182.3	325.4	432	406.4	164.7
Sep 22	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	DESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	2.25	0	21.6	39.15	47.25	51.3	51.3	51.3	51.3	67.5	216	317.3	303.8	0
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 4			0	21.6	39.15	47.25	51.3	51.3	51.3	51.3	67.5	216	317.3	303.8	0

		HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUBTOTAL 4			0	21.6	39.15	47.25	51.3	51.3	51.3	51.3	67.5	216	317.3	303.8	0
		NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NORDESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Oct		ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23		SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Feb		SORDESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23		OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NORDESTE	0.6	2.25	0	13.5	32.4	43.2	47.25	51.3	51.3	51.3	47.25	105.3	190.4	160.7	0
		HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUBTOTAL 5			0	13.5	32.4	43.2	47.25	51.3	51.3	51.3	47.25	105.3	190.4	160.7	0
		NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NORDESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Nov		ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21		SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ene		SORDESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21		OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NORDESTE	0.6	2.25	0	10.8	28.35	39.15	43.2	47.25	47.25	47.25	47.25	51.3	94.5	87.75	0
		HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUBTOTAL 6			0	10.8	28.35	39.15	43.2	47.25	47.25	47.25	47.25	51.3	94.5	87.75	0
		NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NORDESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Dic		SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22		SORDESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NORDESTE	0.6	2.25	0	6.75	25.65	39.15	43.2	47.25	47.25	47.25	43.2	43.2	64.8	51.3	0
		HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUBTOTAL 7			0	6.75	25.65	39.15	43.2	47.25	47.25	47.25	43.2	43.2	64.8	51.3	0

U.N.A.M. - F.E.S. CUAUTITLAN
 TESTIS PROFESIONAL

GANANCIA TOTAL DE CALOR
 LOCAL: AGENCIA DE VIAJES

EPOCA	SUBTO TALES	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Jun	1 8	10.8 2442	32.4 2442	43.2 2442	51.3 2442	51.3 2442	51.3 2442	54 2442	139.1 2442	303.8 2442	445.5 2442	526.5 2442	583 2442	297 2442
TOTAL	Jun	2433	2474	2485	2493	2493	2493	2496	2581	2746	2868	2969	3005	2739
MAXIMO MENSUAL [kcal/hr] =														3005
Julio y May	2 8	10.8 2442	28.35 2442	43.2 2442	47.25 2442	51.3 2442	51.3 2442	51.3 2442	113.4 2442	267.3 2442	496.4 2442	504.9 2442	483.3 2442	259.2 2442
		2453	2470	2485	2489	2493	2493	2493	2555	2709	2848	2947	2925	2701
MAXIMO MENSUAL [kcal/hr] =														2947
Ago Abr	3 8	6.75 2442	25.65 2442	39.15 2442	47.25 2442	51.3 2442	51.3 2442	51.3 2442	64.8 2442	182.3 2442	325.4 2442	432 2442	406.4 2442	164.7 2442
		2449	2468	2481	2489	2493	2493	2493	2507	2624	2767	2874	2848	2607
MAXIMO MENSUAL [kcal/hr] =														2674
Sep Mar	4 8	0 2442	21.6 2442	39.15 2442	47.25 2442	51.3 2442	51.3 2442	51.3 2442	51.3 2442	67.5 2442	216 2442	317.3 2442	303.6 2442	0 2442
		2442	2464	2481	2489	2493	2493	2493	2493	2510	2658	2759	2746	2442
MAXIMO MENSUAL [kcal/hr] =														2759
Oct Feb	5 8	0 2442	17.5 2442	32.4 2442	43.2 2442	47.25 2442	51.3 2442	51.3 2442	51.3 2442	47.25 2442	105.3 2442	190.4 2442	160.7 2442	0 2442
		2442	2456	2474	2485	2489	2493	2493	2493	2489	2547	2632	2603	2442
MAXIMO MENSUAL [kcal/hr] =														2632
Nov Ene	6 8	0 2442	10.8 2442	28.35 2442	39.15 2442	43.2 2442	47.25 2442	47.25 2442	47.25 2442	47.25 2442	51.3 2442	94.5 2442	87.75 2442	0 2442

ESTETICA

$$\text{formula 3.8 } C = Cgt \cdot A \cdot DT$$

GANANCIA DE CALOR POR PAREDES Y VENTANAS EXTERIORES

AREAS

ORIENTACION	PARED TOTAL [m2]	PUERTA VENT. CON MARCO	AREA VIDRIO [m2]	PARED NETA [m2]	Cgt [kcal/hr.m ² .°C]	DIF. TEMP. °C	GANANCIA CALOR
NORTE				0	2.7	8	0.00
SUR				0	2.7	8	0.00
ESTE					2.7	8	0.00
OESTE					2.7	8	0.00
NORESTE				0	2.7	8	0.00
SURESTE				0	2.7	8	0.00
MOROESTE	18.24	2.25		15.99	2.7	8	345.38
SUROESTE				0	2.7	8	0.00
TECHO	30.49			30.49	1.38	8	385.39
FISO	30.49			30.49	2.7	4	329.29

[kcal/h] 1060.07

GANANCIA POR PAREDES Y PUERTAS INTERIORES

TIPO	AREA [m2]	Cgt [kcal/hr.m ² .°C]	DIF. TEMP. [°C]	GANANCIA CALOR [kcal/hr]
PAREDES	59.7	2.2	4	525.36
PUERTAS	1.93	1.81	4	13.97

539.33

GANANCIAS INTERNAS DE CALOR

GANANCIAS DEBIDO A LAS PERSONAS

No. de personas	sensible [kcal/hr]	latente [kcal/hr]	total [kcal/hr]
6	65.59	65.54	578

GANANCIAS DEBIDAS A LOS APARATOS ELECTRICOS Y ALUMBRADO

APARATO	No. CANTIDAD	SENSIBLE	LATENTE	TOTAL
---------	--------------	----------	---------	-------

lamp. incan	0	0	0	
lamp. fluor				
2x38 w	6	712.5		712.5
televisión	0	0		0
encendedor	0	0	0	0
esterilizad				
de agua	0	0	0	0
cafet. 10 l	0	0	0	0
secador pelo	4	2318.4	403.2	2721.6
casco sec.	3	1410	255	1665
		4440.9	658.2	5099.1

**SUBTOTAL 8 GANANCIAS INTERNAS Y POR MUROS
EXTERIORES**

7376.50 [kcal/hr]

UNAM- F.E.S. CUAUTITLAN
 TESIS PROFESIONAL
 APORTACIONES SOLARES A TRAVES DE VIDRIO (KCAL/H²)
 ZONA: IXTAPA ZIHUATANEJO
 CUARTO: ESTETICA

EPOCA	ORIENTACION	FACTOR	AREA M ²	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Jun 21	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	2.25	10.8	32.4	43.2	51.3	51.3	51.3	54	139.1	303.8	445.5	526.5	563	297
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 1			10.8	32.4	43.2	51.3	51.3	51.3	54	139.1	303.8	445.5	526.5	563	297
Jul 22	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	2.25	10.8	28.35	43.2	47.25	51.3	51.3	51.3	113.4	267.3	406.4	504.9	483.3	259.2
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 2			10.8	28.35	43.2	47.25	51.3	51.3	51.3	113.4	267.3	406.4	504.9	483.3	259.2
Ago 24	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	2.25	6.75	25.65	39.15	47.25	51.3	51.3	51.3	64.8	182.3	325.4	432	406.4	164.7
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 3			6.75	25.65	39.15	47.25	51.3	51.3	51.3	64.8	182.3	325.4	432	406.4	164.7
Sep 22	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	2.25	0	21.6	39.15	47.25	51.3	51.3	51.3	51.3	67.5	216	317.3	303.8	0
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 4			0	21.6	39.15	47.25	51.3	51.3	51.3	51.3	67.5	216	317.3	303.8	0

		HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUBTOTAL 4			0	21.6	39.15	47.25	51.3	51.3	51.3	51.3	67.5	216	317.3	303.8	0	0
		NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Oct		ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23		SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Feb		SOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23		OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NOROESTE	0.6	2.25	0	15.5	32.4	43.2	47.25	51.3	51.3	51.3	47.25	105.3	190.4	160.7	0	0
		HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUBTOTAL 5			0	13.5	32.4	43.2	47.25	51.3	51.3	51.3	47.25	105.3	190.4	160.7	0	0
		NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Nov		ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21		SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ene		SOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21		OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NOROESTE	0.6	2.25	0	10.8	28.35	39.15	43.2	47.25	47.25	47.25	47.25	51.3	94.5	87.75	0	0
		HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUBTOTAL 6			0	10.8	28.35	39.15	43.2	47.25	47.25	47.25	47.25	51.3	94.5	87.75	0	0
		NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Dic		SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22		SOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NOROESTE	0.6	2.25	0	6.75	25.65	39.15	43.2	47.25	47.25	47.25	43.2	43.2	64.8	51.3	0	0
		HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUBTOTAL 7			0	6.75	25.65	39.15	43.2	47.25	47.25	47.25	43.2	43.2	64.8	51.3	0	0

U.N.A.M. - F.E.S. CUAUTITLÁN
TESIS PROFESIONAL

GANANCIA TOTAL DE CALOR
LOCAL: ESTÉTICA

EPOCA	SURTO TALES	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Jun	1 8	10.8 7376	32.4 7376	43.2 7376	51.3 7376	51.3 7376	51.3 7376	54 7376	139.1 7376	303.8 7376	445.5 7376	526.5 7376	563 7376	297 7376
TOTAL	Jun	7387	7408	7419	7427	7427	7427	7430	7515	7680	7822	7903	7939	7673
MAXIMO MENSUAL [kcal/hr] =														7939
Julio y May	2 8	10.8 7376	28.35 7376	43.2 7376	47.25 7376	51.3 7376	51.3 7376	51.3 7376	113.4 7376	267.3 7376	406.4 7376	504.9 7376	483.3 7376	259.2 7376
		7387	7404	7419	7423	7427	7427	7427	7489	7643	7782	7881	7859	7635
MAXIMO MENSUAL [kcal/hr]														7881
Ago Abr	3 8	6.75 7376	25.65 7376	39.15 7376	47.25 7376	51.3 7376	51.3 7376	51.3 7376	64.8 7376	182.3 7376	325.4 7376	432 7376	486.4 7376	164.7 7376
		7383	7402	7415	7423	7427	7427	7427	7441	7558	7701	7806	7782	7541
MAXIMO MENSUAL [kcal/hr]														7808
Sep Mar	4 8	0 7376	21.6 7376	39.15 7376	47.25 7376	51.3 7376	51.3 7376	51.3 7376	51.3 7376	67.5 7376	216 7376	317.3 7376	303.8 7376	0 7376
		7376	7398	7415	7423	7427	7427	7427	7427	7444	7592	7693	7680	7376
MAXIMO MENSUAL [kcal/hr] =														7693
Oct Feb	5 8	0 7376	13.5 7376	32.4 7376	43.2 7376	47.25 7376	51.3 7376	51.3 7376	51.3 7376	47.25 7376	105.3 7376	190.4 7376	160.7 7376	0 7376
		7376	7390	7408	7419	7423	7427	7427	7427	7423	7481	7566	7537	7376
MAXIMO MENSUAL [kcal/hr] =														7566
Nov Ene	6 8	0 7376	16.8 7376	28.35 7376	39.15 7376	43.2 7376	47.25 7376	47.25 7376	47.25 7376	47.25 7376	51.3 7376	94.5 7376	87.75 7376	0 7376

BOUTIQUE

$$\text{formula 3.8 } C = Cgt \cdot A \cdot DT$$

GANANCIA DE CALOR POR PAREDES Y VENTANAS EXTERIORES

AREAS

ORIENTACION	PARED TOTAL [M2]	PUERTA VENT. CON MARCO	AREA VIDRIO [M2]	PARED META [M2]	Cgt [kcal/hr.m ² .°C]	DIF. TEMP. °C	GANANCIA CALOR
NORTE				0	2.7	8	0.00
SUR				0	2.7	8	0.00
ESTE					2.7	8	0.00
OESTE					2.7	8	0.00
NORESTE				0	2.7	8	0.00
SURESTE				0	2.7	8	0.00
NOROESTE	35.34	2.25		33.09	2.7	8	714.74
SUROESTE				0	2.7	8	0.00
TECHO	41.85			41.85	1.58	8	528.98
PISO	41.85			41.85	2.7	4	451.98

[kcal/hr] 1695.71

GANANCIA POR PAREDES Y PUERTAS INTERIORES

TIPO	AREA (M2)	Cgt [Kcal/hr.m ² .°C]	DIF. TEMP. [°C]	GANANCIA CALOR [Kcal/hr]
PAREDES	59.05	2.2	4	519.64
PUERTAS	2.15	1.81	4	15.57

535.21

GANANCIAS INTERNAS DE CALOR

GANANCIAS DEBIDO A LAS PERSONAS

No. de personas	sensible [kcal/hr]	latente [kca./hr]	total [Kcal/hr]
9	9.59	9.54	1017

GANANCIAS DEBIDAS A LOS APARATOS ELECTRICOS Y ALUMBRADO

APARATO	No CANTIDAD	SENSIBLE	LATENTE	TOTAL
---------	-------------	----------	---------	-------

lamp. incan	0	0	0
lamp. fluor			
2x39 w	4	475	475
televisión	0	0	0
encendedor	0	0	0
esterilizador			
de agua	0	0	0
cafet. 10 l	0	0	0
secador pelo	0	0	0
casco sec.	0	0	0
	475	0	475

**SUBTOTAL 8 GANANCIAS INTERNAS Y POR MURD
EXTERIORES**

3722.91 (kcal/hr)

UNAM- F.E.S. CUAUTITLÁN APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO (KCAL/HR)
 TESIS PROFESIONAL ZONA: IXTAPA ZIHUATANEJO
 CUARTO: BOUTIQUE

EPOCA	ORIENTACION	FACTOR	AREA M2	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Jun 21	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	2.25	10.8	32.4	43.2	51.3	51.3	51.3	54	139.1	303.8	445.5	526.5	563	297
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 1			10.8	32.4	43.2	51.3	51.3	51.3	54	139.1	303.8	445.5	526.5	563	297
Jul 22	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	2.25	10.8	28.35	43.2	47.25	51.3	51.3	51.3	113.4	267.3	406.4	504.9	483.3	259.2
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 2			10.8	28.35	43.2	47.25	51.3	51.3	51.3	113.4	267.3	406.4	504.9	483.3	259.2
Ago 24	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	2.25	6.75	25.65	39.15	47.25	51.3	51.3	51.3	64.8	182.3	325.4	432	406.4	164.7
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 3			6.75	25.65	39.15	47.25	51.3	51.3	51.3	64.8	182.3	325.4	432	406.4	164.7
Sep 22	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	2.25	0	21.6	39.15	47.25	51.3	51.3	51.3	51.3	67.5	216	317.3	303.8	0
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 4			0	21.6	39.15	47.25	51.3	51.3	51.3	51.3	67.5	216	317.3	303.8	0

		HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUBTOTAL 4			0	21.6	39.15	47.25	51.3	51.3	51.3	51.3	67.5	216	317.3	303.8	0	0
		NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NORDESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Oct		ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23		SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Feb		SORDESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23		OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NORDESTE	0.6	2.25	0	13.5	32.4	43.2	47.25	51.3	51.3	51.3	47.25	105.3	190.4	160.7	0	0
		HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUBTOTAL 5			0	13.5	32.4	43.2	47.25	51.3	51.3	51.3	47.25	105.3	190.4	160.7	0	0
		NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NORDESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Nov		ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21		SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ene		SORDESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21		OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NORDESTE	0.6	2.25	0	10.8	28.35	39.15	43.2	47.25	47.25	47.25	47.25	51.3	94.5	87.75	0	0
		HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUBTOTAL 6			0	10.8	28.35	39.15	43.2	47.25	47.25	47.25	47.25	51.3	94.5	87.75	0	0
		NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NORDESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SORDESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NORDESTE	0.6	2.25	0	6.75	25.65	39.15	43.2	47.25	47.25	47.25	43.2	43.2	64.8	51.3	0	0
		HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUBTOTAL 7			0	6.75	25.65	39.15	43.2	47.25	47.25	47.25	43.2	43.2	64.8	51.3	0	0

U.N.A.M. - F.E.S. CUAUTITLÁN
TESIS PROFESIONAL

GANANCIA TOTAL DE CALOR
LOCAL: BOUTIQUE

EPOCA	SUBTO TALES	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Jun	1 8	10.8 3723	32.4 3723	43.2 3723	51.3 3723	51.3 3723	51.3 3723	54 3723	139.1 3723	303.8 3723	445.5 3723	526.5 3723	563 3723	297 3723
TOTAL	Jun	3734	3755	3766	3774	3774	3774	3777	3862	4027	4169	4250	4286	4020
									MAXIMO MENSUAL [kcal/hr] =					4286
Julio y May	2 8	10.8 3723	28.35 3723	43.2 3723	47.25 3723	51.3 3723	51.3 3723	51.3 3723	113.4 3723	267.3 3723	406.4 3723	504.9 3723	483.3 3723	259.2 3723
		3734	3751	3766	3770	3774	3774	3774	3836	3990	4129	4226	4206	3982
									MAXIMO MENSUAL [kcal/hr] =					4228
Ago Abr	3 8	6.75 3723	25.65 3723	39.15 3723	47.25 3723	51.3 3723	51.3 3723	51.3 3723	64.8 3723	182.3 3723	325.4 3723	432 3723	406.4 3723	164.7 3723
		3730	3749	3762	3770	3774	3774	3774	3788	3905	4048	4155	4129	3888
									MAXIMO MENSUAL [kcal/hr] =					4155
Sep Mar	4 8	0 3723	21.6 3723	39.15 3723	47.25 3723	51.3 3723	51.3 3723	51.3 3723	51.3 3723	67.5 3723	216 3723	317.3 3723	303.8 3723	0 3723
		3723	3745	3762	3770	3774	3774	3774	3774	3791	3939	4040	4027	3723
									MAXIMO MENSUAL [kcal/hr] =					4040
Oct Feb	5 8	0 3723	13.5 3723	32.4 3723	43.2 3723	47.25 3723	51.3 3723	51.3 3723	51.3 3723	47.25 3723	105.3 3723	190.4 3723	160.7 3723	0 3723
		3723	3737	3755	3766	3770	3774	3774	3774	3770	3828	3913	3884	3723
									MAXIMO MENSUAL [kcal/hr] =					3913
Nov Ene	6 5	0 3723	10.8 3723	28.35 3723	43.2 3723	47.25 3723	47.25 3723	47.25 3723	47.25 3723	51.3 3723	94.5 3723	67.75 3723	0 3723	0 3723

3723	3734	3751	3762	3766	3770	3770	3770	3770	3774	3818	3811	3723
------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

MAXIMO MENSUAL [kcal/hr] =												3818
----------------------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------

Dic	7	0	6.75	25.65	39.15	43.2	47.25	47.25	47.25	43.2	43.2	64.8	51.3	0
	8	3723	3723	3723	3723	3723	3723	3723	3723	3723	3723	3723	3723	3723

3723	3730	3749	3762	3766	3770	3770	3770	3766	3766	3788	3774	3723
------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

MAXIMO MENSUAL [kcal/hr] =												3788
----------------------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	------

GANANCIA DE CALOR EN BOUTIQUE:

4286 [Kcal/hr]

17007 [BTU/hr]

1.417 [T.R.]

OFICINAS PLANTA PRINCIPAL-ZONA 3

$$\text{formula 3.8 } C = Cgt \cdot A \cdot DT$$

GANANCIA DE CALOR POR PAREDES Y VENTANAS EXTERIORES

AREAS

ORIENTACION	PARED TOTAL [M2]	PUERTA VENT. CON MARCO	AREA VIDRIO [M2]	PARED NETA [M2]	Cgt [kcal/hr.m ² .°C]	DIF. TEMP. °C	GANANCIA CALOR
NORTE				0	2.7	8	0.00
SUR				0	2.7	8	0.00
ESTE					2.7	8	0.00
OESTE					2.7	8	0.00
NORESTE				0	2.7	8	0.00
SURESTE	54.72			54.72	2.7	8	1181.95
NOROESTE				0	2.7	8	0.00
SUROESTE				0	2.7	8	0.00
TECHO	59.44			59.44	1.58	8	751.32
PISO	59.44			59.44	2.7	4	641.95

(kcal/hr) 2575.23

GANANCIA POR PAREDES Y PUERTAS INTERIORES

TIPO	AREA [M2]	Cgt [Kcal/hr.m ² .°C]	DIF. TEMP. [°C]	GANANCIA CALOR [Kcal/hr]
FAREDES	81.49	2.2	4	717.112
PUERTAS	6.67	1.81	4	48.29

765.40

GANANCIAS INTERNAS DE CALOR

GANANCIAS DEBIDO A LAS PERSONAS

No. de personas	sensible [kcal/hr]	latente [Kca./hr]	total [Kcal/hr]
5	5.59	5.54	5.55

GANANCIAS DEBIDAS A LOS APARATOS ELECTRICOS Y ALUMBRADO

APARATO	No CANTIDAD	SENSIBLE	LATENTE	TOTAL
---------	-------------	----------	---------	-------

lamp. incan	3	258		258
lamp. fluor				
2x38 w	6	712.5		712.5
televisión	0	0		0
encendedor	0	0	0	0
esterilizador				
de agua	0	0	0	0
cafet. 10 l	0	0	0	0
secador pelo	0	0	0	0
casco sec.	0	0	0	0
		970.5	0	970.5

SUBTOTAL 8 GANANCIAS INTERNAS Y POR MUROS
EXTERIORES

4876.13 [kcal/hr]

EN ESTOS LOCALES NO HAY GANANCIAS POR VIDRIO, YA QUE
NO EXISTEN VENTANAS, NI PUERTAS QUE DEN AL EXTERIOR.

SALON DE USOS MULTIPLES

$$\text{formula 3-8 } C = Cgt \cdot A \cdot DT$$

GANANCIA DE CALOR POR PAREDES Y VENTANAS EXTERIORES

AREAS

ORIENTACION	PARED TOTAL [m ²]	PUERTA VENT. CON MARCO	AREA VIDRIO [m ²]	PARED META [m ²]	Cgt (kcal/hr.m ² .°C)	DIF. TEMP. °C	GANANCIA CALOR
NORTE				0	2.7	8	0.00
SUR				0	2.7	8	0.00
ESTE					2.7	8	0.00
OESTE					2.7	8	0.00
NORESTE				0	2.7	8	0.00
SURESTE	57.48			57.48	2.7	8	1241.57
NOROESTE				0	2.7	8	0.00
SUROESTE				0	2.7	8	0.00
TECHO	214.82			214.82	1.58	8	2715.32
PISO	214.82			214.82	2.7	4	2320.06

[kcal/hr] 6276.95

GANANCIA POR PAREDES Y PUERTAS INTERIORES

TIPO	AREA [m ²]	Cgt(kcal/hr.m ² .°C)	DIF. TEMP. [°C]	GANANCIA CALOR [Kcal/hr]
PAREDES	153.6	2.2	4	1351.68
PUERTAS	8.6	1.81	4	62.26
				1413.94

GANANCIAS INTERNAS DE CALOR

GANANCIAS DEBIDO A LAS PERSONAS

No. de personas	sensible [kcal/hr]	latente [Kca./hr]	total [Kcal/hr]
80	5520	11600	17120

GANANCIAS DEBIDAS A LOS APARATOS ELECTRICOS Y ALUMERADO

APARATO	Nº CANTIDAD	SENSIBLE	LATENTE	TOTAL
---------	-------------	----------	---------	-------

lamp. incan	0	0	0	0
lamp. fluor				
2x38 w	16	1900		1900
televisión	0	0		0
encendedor	4	920	100	1020
esterilizador				
de agua	0	0	0	0
café. 10 l	0	0	0	0
secador pelo	0	0	0	0
casco sec.	0	0	0	0
Cafetera	1	550	375	925
		3370	475	3845

SUBTOTAL 8 GANANCIAS INTERNAS Y POR MUROS
EXTERIORES

28655.89 [kcal/hr]

EN ESTOS LOCALES NO HAY GANANCIAS POR VIDRIO, YA QUE
NO EXISTEN VENTANAS, NI PUERTAS QUE DEN AL EXTERIOR

OFICINAS ZONA 1

$$\text{formula 3.8 } C = Cgt \cdot A \cdot DT$$

GANANCIA DE CALOR POR PAREDES Y VENTANAS EXTERIORES

AREAS

ORIENTACION	PARED TOTAL [m2]	PUERTA VENT. CON MARCO	AREA VIDRIO [m2]	PARED NETA [m2]	Cgt [kcal/hr.m ² .°C]	DIF. TEMP. °C	GANANCIA CALOR
NORTE	8.74			8.74	2.7	8	188.78
SUR				0	2.7	8	0.00
ESTE					2.7	8	0.00
OESTE					2.7	8	0.00
NORESTE				0	2.7	8	0.00
SURESTE	12.16		12.16		2.7	8	262.66
NOROESTE	47.12	6.75	40.37		2.7	8	871.99
SUROESTE			0		2.7	8	0.00
TECHO	262.84		262.84		1.58	8	3322.30
PISO	262.84		262.84		2.7	4	2838.67

(kcal/hr) 7484.40

GANANCIA POR PAREDES Y PUERTAS INTERIORES

TIPO	AREA [m2]	Cgt [kcal/hr.m ² .°C]	DIF. TEMP. [°C]	GANANCIA CALOR [Kcal/hr]
PAREDES	185.87	2.2	4	1635.304
PUERTAS	10.42	1.81	4	75.44

1710.74

GANANCIAS INTERNAS DE CALOR

GANANCIAS DEBIDO A LAS PERSONAS

No. de personas	sensible [kcal/hr]	latente [kcal/hr]	total [Kcal/hr]
22	1295	1188	2486

GANANCIAS DEBIDAS A LOS APARATOS ELECTRICOS Y ALUMBRADO

APARATO	No CANTIDAD	SENSIBLE	LATENTE	TOTAL
---------	-------------	----------	---------	-------

lamp. incan	0	0	0
lamp. fluor			
2x38 w	12	1425	1425
televisión	0	0	0
encendedor	4	920	100
esterilizador			1020
de agua	0	0	0
cafet. 10 l	2	1100	750
secador pelo	0	0	0
casco sec.	0	0	0
Cafetera	0	0	0
		3445	850
			4295

SUBTOTAL 8 GANANCIAS INTERNAS Y POR MUROS
EXTERIORES

15976.15 [kcal/hr]

UNAM- F.E.S. CUAUTITLÁN APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO [KCAL/HR]
 TESIS PROFESIONAL ZONA: IXTAPA ZIHUATANEJO
 CUARTO: OFICINAS ZONA 1

EPOCA	ORIENTACION	FACTOR	AREA M2	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Jun 21	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	6.75	32.4	97.2	129.6	153.9	153.9	153.9	162	417.2	911.3	1337	1580	1689	891
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 1			32.4	97.2	129.6	153.9	153.9	153.9	162	417.2	911.3	1337	1580	1689	891
Jul 22	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	6.75	32.4	85.05	129.6	141.8	153.9	153.9	153.9	340.2	801.9	1219	1515	1450	777.6
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 2			32.4	85.05	129.6	141.8	153.9	153.9	153.9	340.2	801.9	1219	1515	1450	777.6
Ago 24	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	6.75	20.25	76.95	117.5	141.8	153.9	153.9	153.9	194.4	546.8	976.1	1296	1219	494.1
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 3			20.25	76.95	117.5	141.8	153.9	153.9	153.9	194.4	546.8	976.1	1296	1219	494.1
Sep 22	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	6.75	0	64.8	117.5	141.8	153.9	153.9	153.9	153.9	202.5	648	951.9	911.3	0
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 4			0	64.8	117.5	141.8	153.9	153.9	153.9	153.9	202.5	648	951.9	911.3	0

	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 4			0	64.8	117.5	141.8	153.9	153.9	153.9	153.9	202.5	648	951.8	911.3	0	0
	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Oct	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Feb	SOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	6.75	0	40.5	97.2	129.6	141.8	153.9	153.9	153.9	141.8	315.9	571.1	482	0	0
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 5			0	40.5	97.2	129.6	141.8	153.9	153.9	153.9	141.8	315.9	571.1	482	0	0
	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Nov	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ene	SOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	6.75	0	32.4	85.05	117.5	129.6	141.8	141.8	141.8	141.8	153.9	283.5	263.3	0	0
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 6			0	32.4	85.05	117.5	129.6	141.8	141.8	141.8	141.8	153.9	283.5	263.3	0	0
	NORTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Dic	SUR	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22	SOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	6.75	0	20.25	76.95	117.5	129.6	141.8	141.8	141.8	129.6	129.6	194.4	153.9	0	0
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 7			0	20.25	76.95	117.5	129.6	141.8	141.8	141.8	129.6	129.6	194.4	153.9	0	0

15976	16008	16081	16093	16106	16118	16118	16118	16118	16130	16260	16239	15976
-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

MAXIMO MENSUAL [kcal/hr] =												16260
----------------------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-------

Dic	7	0	20.25	76.95	117.5	129.6	141.8	141.8	141.8	129.6	129.6	194.4	153.9	0
	8	15976	15976	15976	15976	15976	15976	15976	15976	15976	15976	15976	15976	15976

15976	15996	16053	16093	16106	16118	16118	16118	16106	16106	16170	16130	15976
-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

MAXIMO MENSUAL [kcal/hr] =												16170
----------------------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-------

GANANCIA DE CALOR EN OFICINAS ZONA 1

17665 [Kcal/hr]

70094 [BTU/hr]

5.841 [T.R.]

RESTAURANTE BAR

$$\text{formula 3.8 } C = Cgt \cdot A \cdot DT$$

GANANCIA DE CALOR POR PAREDES Y VENTANAS EXTERIORES

AREAS

ORIENTACION	PARED TOTAL (M2)	PUERTA VENT. CON MARCO	AREA VIDRIO (M2)	PARED NETA (M2)	Cgt (kcal/hr. m ² . °C)	DIF. TEMP. °C	GANANCIA CALOR
NORTE	12.79	6.7		6.09	2.7	8	131.54
SUR	16.59	8.38		8.21	2.7	8	177.34
ESTE					2.7	8	0.00
DESTE					2.7	8	0.00
NORESTE				0	2.7	8	0.00
SURESTE	32.88			32.88	2.7	8	710.21
NOROESTE	66.36	21.18		45.18	2.7	8	975.89
SUROESTE	61.98	34.18		27.8	2.7	8	600.48
TECHO	225.4			225.4	1.38	8	2849.06
PISO				225.4	0	4	0.00

NOTA: El Cgt por piso es cero ya que está sobre terreno firme [kcal/hr] 5444.51

GANANCIA POR PAREDES Y PUERTAS INTERIORES

TIPO	AREA (M2)	Cgt (Kcal/hr. m ² . °C)	DIF. TEMP. [°C]	GANANCIA CALOR [Kcal/hr]
PAREDES	55.96	2.2	4	492.448
PUERTAS	4.3	1.81	4	31.13
VIDRIOS	12.55	3.59	4	180.218
				703.80

GANANCIAS INTERNAS DE CALOR

GANANCIAS DEBIDO A LAS PERSONAS

No. de personas	sensible (kcal/hr)	latente (Kca./hr)	total (Kcal/hr)
150	8850	8100	16950

GANANCIAS DEBIDAS A LOS APARATOS ELECTRICOS Y ALUMBRADO

APARATO	No CANTIDAD	SENSIBLE	LATENTE	TOTAL
---------	-------------	----------	---------	-------

lamp. incan	50	4300		4300
lamp. fluor				
2x38 w	0	0		0
televisión	4	132		132
encendedor	1	230	25	255
esterilizador				
de agua	0	0	0	0
cafet. 10 l	0	0	0	0
secador pelo	0	0	0	0
casco sec.	0	0	0	0
Cafetera	0	0	0	0
		4662	25	4687

**SUBTOTAL B GANANCIAS INTERNAS Y POR MUROS
EXTERIORES**

27785.31 (kcal/hr)

UNAM- F.E.S. CUAUTITLAN APORTACIONES SOLARES A TRAVES DE VIDRIO [KCAL/HQ]
 TESTIS PROFESIONAL ZONA: IXTAPA ZIHUATANEJO
 CUARTO: RESTAURANTE BAR

EPOCA	ORIENTACION	FACTOR	AREA	M2	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Jun 21	NORTE	0.6	6.7	305.5	446.2	361.8	273.4	205	184.9	160.8	184.9	205	269.3	361.8	446.2	301.5	
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	8.38	40.22	120.7	160.9	191.1	191.1	191.1	191.1	191.1	191.1	191.1	160.9	120.7	40.22	
	SUROESTE	0.6	34.2	164.1	492.2	656.3	779.3	779.3	779.3	779.3	1169	2440	3671	4061	3445	1538	
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	21.2	101.7	305	406.7	482.9	482.9	482.9	508.3	1309	2859	4194	4956	5299	2796	
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 1			611.5	1364	1586	1727	1658	1638	1639	2854	5696	8325	9539	9311	4676	
Jul 22	NORTE	0.6	6.7	305.5	301.5	249.2	184.9	160.8	152.8	152.8	152.8	160.8	184.9	249.2	301.5	217.1	
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	8.38	40.22	105.6	160.9	176	191.1	191.1	191.1	191.1	191.1	176	160.9	105.6	40.22	
	SUROESTE	0.6	34.2	164.1	430.7	656.3	717.8	779.3	779.3	779.3	1600	3158	4389	4717	3876	1723	
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	21.2	101.7	266.9	406.7	444.8	482.9	482.9	482.9	1067	2516	3825	4753	4549	2440	
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 2			611.5	1105	1473	1523	1614	1606	1606	3011	6026	8575	9880	8833	4420	
Ago 24	NORTE	0.6	6.7	305.5	108.5	116.6	140.7	152.8	152.8	152.8	152.8	152.8	140.7	116.6	108.5	64.32	
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	8.38	25.14	95.53	145.8	191.1	271.5	326.8	352	326.8	271.5	191.1	145.8	95.53	25.14	
	SUROESTE	0.6	34.2	102.5	389.7	594.7	717.8	779.3	779.3	1107	3056	5435	5988	6275	4942	1600	
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	21.2	63.54	241.5	368.5	444.8	482.9	482.9	482.9	610	1716	3063	4067	3825	1550	
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 3			496.7	835.2	1226	1454	1686	1742	2095	4145	7574	9383	10604	6972	3229	
Sep 22	NORTE	0.6	6.7	0	64.32	116.6	140.7	152.8	152.8	152.8	152.8	152.8	140.7	116.6	64.32	0	
	NORESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUR	0.6	8.38	0	105.6	296.7	517.9	708.9	854.8	884.9	864.8	708.9	517.9	296.7	105.6	0	
	SUROESTE	0.6	34.2	0	328.1	594.7	717.8	779.3	820.3	2276	4655	5665	7773	7547	5496	0	
	OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	NOROESTE	0.6	21.2	0	203.7	368.5	444.8	482.9	482.9	482.9	482.9	635.4	2033	2986	2859	0	
	HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	SUBTOTAL 4			496.7	835.2	1226	1454	1686	1742	2095	4145	7574	9383	10604	6972	3229	

		HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUBTOTAL 4			0	701.4	1376	1821	2124	2311	3797	6156	8162	10464	10947	8525	0	0
		NORTE	0.6	6.7	0	40.2	96.48	128.6	140.7	152.8	152.8	152.8	140.7	128.6	96.48	40.2	0	0
		NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Oct		ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23		SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUR	0.6	8.38	0	286.6	678.8	1036	1267	1443	1513	1443	1267	1036	678.8	286.6	0	0
Feb		SOROESTE	0.6	34.2	0	205.1	492.2	656.3	717.8	1497	4102	6604	8285	8880	8121	5045	0	0
23		OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NOROESTE	0.6	21.2	0	127.1	305	406.7	444.8	482.9	482.9	482.9	444.8	391.2	1792	1512	0	0
		HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUBTOTAL 5			0	659	1572	2227	2570	3576	6251	8682	10138	11036	10688	6684	0	0
		NORTE	0.6	6.7	0	32.16	84.42	116.6	140.7	140.7	140.7	140.7	140.7	116.6	84.42	32.16	0	0
		NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Nov		ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21		SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUR	0.6	8.38	0	377.1	940.2	1363	1674	1850	1921	1850	1674	1363	940.2	377.1	0	0
Ene		SOROESTE	0.6	34.2	0	164.1	430.7	594.7	881.8	2543	5045	7506	8777	9104	7598	4061	0	0
21		OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NOROESTE	0.6	21.2	0	101.7	266.9	368.5	406.7	444.8	444.8	444.8	444.8	482.9	889.6	826	0	0
		HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUBTOTAL 6			0	675	1722	2442	3104	4579	7551	9942	11037	11068	9912	5296	0	0
		NORTE	0.6	6.7	0	20.1	76.38	116.6	128.6	140.7	140.7	140.7	128.6	116.6	76.38	20.1	0	0
		NOROESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		ESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SURESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Dic		SUR	0.6	8.38	0	336.9	1006	1513	1800	1991	2031	1991	1800	1513	1006	336.9	0	0
22		SOROESTE	0.6	34.2	0	102.5	389.7	594.7	1107	3322	5394	7444	8839	9270	7732	3281	0	0
		OESTE	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		NOROESTE	0.6	21.2	0	63.54	241.5	368.5	406.7	444.8	444.8	444.8	406.7	406.7	610	482.9	0	0
		HORIZONTAL	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		SUBTOTAL 7			0	503	1637	2477	3314	5758	7870	9880	11046	11190	9347	4101	0	0

GANANCIA TOTAL DE CALOR
LOCAL: RESTAURANTE BAR

EPoca	SUBTO TALES	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Jun	1 8	611.5 27785	1364 27785	1586 27785	1727 27785	1658 27785	1638 27785	1639 27785	2854 27785	5696 27785	8325 27785	9539 27785	9311 27785	4676 27785
TOTAL	Jun	28396	29149	29371	29512	29443	29423	29424	30639	33461	36110	37324	37096	32461
									MAXIMO MENSUAL [kcal/hr] =					37324
julio y May	2 8	611.5 27785	1105 27785	1473 27785	1523 27785	1614 27785	1606 27785	1606 27785	3011 27785	6026 27785	8575 27785	9880 27785	8533 27785	4420 27785
		28396	28890	29258	29308	29399	29391	29391	30796	33811	36360	37665	36618	32205
									MAXIMO MENSUAL [kcal/hr] =					37665
Ago Abr	3 8	496.7 27785	835.2 27785	1226 27785	1494 27785	1686 27785	1742 27785	2095 27785	4145 27785	7574 27785	9383 27785	10604 27785	8572 27785	3239 27785
		28282	28620	29011	29275	29471	29527	29800	31929	35359	37168	38389	36757	31024
									MAXIMO MENSUAL [kcal/hr] =					38389
Sep Mar	4 8	0 27785	701.4 27785	1376 27785	1821 27785	2124 27785	2311 27785	3797 27785	6156 27785	8162 27785	10464 27785	10947 27785	8525 27785	0 27785
		27785	28486	29161	29606	29909	30096	31582	33941	35947	38249	38732	36316	27785
									MAXIMO MENSUAL [kcal/hr] =					38732
Oct Feb	5 8	0 27785	659 27785	1572 27785	2227 27785	2570 27785	3576 27785	6251 27785	8682 27785	10138 27785	11036 27785	10688 27785	6884 27785	0 27785
		27785	28444	29357	30012	30355	31361	34036	36467	37923	38821	38473	34669	27785
									MAXIMO MENSUAL [kcal/hr] =					39821
Nov Ene	6 8	0 27785	675 27785	1722 27785	2442 27785	3104 27785	4979 27785	7551 27785	9942 27785	11037 27785	11065 27785	9912 27785	5296 27785	0 27785

27785 28460 29507 30227 30889 32764 35336 37727 38822 39853 37697 33081 27785

MAXIMO MENSUAL [kcal/hr] =

39853

Dic 7 0 503 1637 2477 3314 5758 7870 9880 11046 11190 9347 4101 0
8 27785 27785 27785 27785 27785 27785 27785 27785 27785 27785 27785 27785 27785

27785 28288 29422 30262 31099 33543 35653 37665 38831 38975 37132 31884 27785

MAXIMO MENSUAL [kcal/hr] =

38975

GANANCIA DE CALOR EN RESTAURANTE BAR

38975 [Kcal/hr]

2E+05 [BTU/hr]

12.89 [T.R.]

6.3 CALCULO DE LAS UNIDADES GENERADORAS DE AGUA REFRIGERADA

Este cálculo se hace única y exclusivamente en base a la carga térmica global que se debe abatir, tenemos pues que sumar cada unade las cargas de cada área.

AREA	CANT.	GANANCIA C. SENSIBLE	GANANCIA C. LATENTE	GANANCIA C. TOTAL
RESTAURANTE BAR	1	30850	8125	38975
OFICINAS GENERALES	1	15627	2038	17665
SALON DE USOS MULTIPLES	1	16581	12075	28656
ESTETICA	1	7615	324	7939
AGENCIA DE VIAJES	1	2789	216	3005
ROUTIQUE	1	3800	486	4286
GERENTE DE RESERV.	1	4606	270	4876
TELEFONISTA, CONM.				
HABITACION TIPO No.1	5	17791	1709	19500
HABITACION TIPO No.2	48	171658	16406	188064
HABITACION TIPO No.3	43	151197	14697	165894
HABITACION TIPO No.4	5	17531	1709	19240
SUITE PRESIDENCIAL	1	15887	5100	20987
TOTALES [KCAL/HR]		455931	63156	519087
TOTALES [T.R.]		150.46	20.84	171.3

Se recomienda que la capacidad de cada una de las unidades generadoras de agua refrigerada sean del 50% de la carga total, por razones de mantenimiento, ya que si una falla puede entrar a trabajar la unidad que queda en reserva.

Igualmente se recomienda que se alterne el funcionamiento de estas unidades, para saber sobre su estado actual en caso de ser necesario.

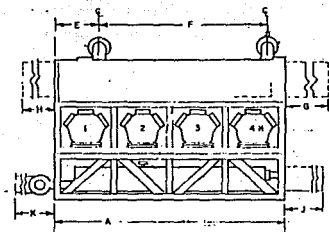
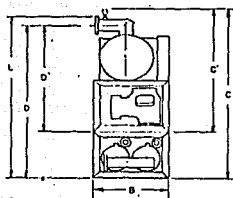
De acuerdo con las normas A.R.I. 570-76, los parámetros de selección para estas máquinas son los siguientes.

Temperatura del agua a la salida de la unidad	6.67°C
incremento de temperatura	5.55°C
Temperatura del agua a la salida del condensador	35°C
incremento de temperatura	5.55°C
Factor de incrustación del	.0005

Del catálogo de Carrier para una unidad con capacidad de 171.3/2 = 85.65 T.R., y con las condiciones anteriores, seleccionamos una unidad con las siguientes características:

Catálogo	30HR90
capacidad en toneladas	86.5
Temp. de saturación a la descarga	37.7°C/100°F
potencia	74 kw
Caudal de agua enfriamiento	207.2 g.p.m.
caída de presión del agua de enfriamiento	4.02 m.c.a./13.2 ft.c.a.
Caudal de agua de condensa- ción	364.2 g.p.m.
Temp. saliendo del condensa- dor	33.33°C/92°F
caída de presión del agua de condensación	5.95 m.c.a./19.5 ft.c.a.

ver figura 6.6



UNIDADES 300V HS	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
070, 090, 090	8 6	2 11 7/8	6 9 5/8	4 9 3/4	6 7	1 2 3/4	1 6 1/4	6 0 3/4	6 10 3/4	5 11 3/8	6 8 1/8	6 6 1/2
100, 110, 120	9 4	2 11 7/8	6 11 3/4	4 11 1/8	6 7 1/4	4 3 1/8	2 4	6 0 3/4	6 8	5 5	6 1	1 4 1/4
140, 160	10 11 1/2	2 11 7/8	6 10 1/4	4 10 3/4	6 2 1/2	4 2	0 7 7/8	8 0 5/16	9 2 1/2	9 2 1/2	6 1	1 4 1/4

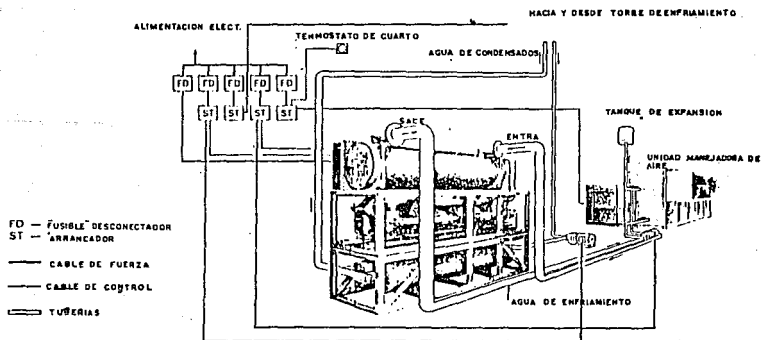


fig. 6.6

6.4 CALCULO DE LAS TUBERIAS PARA AGUA DE CONDENSACION

CONSIDERACIONES

A) El flujo de fluidos en tuberías es siempre acompañado por fricción de las partículas del fluido entre ellas mismas y contra las paredes.

B) La ecuación de Darcy es válida para flujo laminar y turbulento para cualquier líquido en un tubo, sin embargo, velocidades extremas en una tubería causan gran caída de presión en el fluido de tal manera que éste puede alcanzar su presión de vapor y a su vez causar cavitación, de tal manera que sobrepase las presiones de diseño de la tubería y se rompa inevitablemente.

A velocidades muy bajas puede haber incrustación y sedimentos en la tubería.

Por esta razón diseñaremos la tubería según recomendaciones dadas por el Instituto de Instalaciones de Cobre, la compañía CRANE de Estados Unidos y el Instituto Mexicano del Seguro Social, para velocidades y caídas de presión. Con caída máxima permisible de presión del 10% esto es, 10 m.c.a./100 mts. de tubería.

C) El cálculo de la tubería se realizará siguiendo el circuito hasta la unidad manejadora o ventilador serpentín más alejado y que tenga además la mayor caída de presión en el serpentín.

DATOS

Caudal de agua a la entrada del condensador 364.2 g.p.m.
material de la tubería Acero sold.

ELECCION DE DIAMETROS

Según la Tabla 52 del CRANE tenemos las siguientes opciones:

diámetro (cms)	caída de presión %	velocidad (m/s)
87.5	13.7	3.66
100	7.22	2.84
125	2.32	1.81

la elección aparece en negrita, las velocidades recomendadas las tomamos del CRANE pag.6 **Tabla 5.1

para $Q = 364.2 \times 2 = 728.4 \text{ g.p.m.} = 2757 \text{ l.p.m.}$

material de la tubería acero soldable

diámetro (mm)	caída de presión (%)	velocidad (m/s)
125	8.59	3.61
150	3.39	2.5

la tubería de 125 mm por caída de presión podría ser apta, pero rebasa los límites de velocidad recomendados.

Para $Q = 364.2 \times 3 = 1092.6 \text{ g.p.m.} = 4135 \text{ l.p.m.}$

material de la tubería acero soldable

diámetro (mm)	caída de presión (%)	velocidad (m/s)
150	6.73	3.57
200	1.72	2.07

Para $Q = 364.2/2 = 182.1 \text{ g.p.m.} = 689.25 \text{ l.p.m.}$
ocurriendo a la llegada a cada celda de las torres de enframamiento.

Diámetro de la tubería acero soldable

diámetro (mm)	caída de presión (%)	velocidad (m/s)
64	22.8	3.78
76	7.59	2.45
87	3.68	1.83

6.5 UNAM- F.E.S. CHAUTITLAN CALCULO DE BOMBAS DE CONDENSACION
TESIS PROFESIONAL

TRAMO	CAUDAL (l.p.s.)	DIAMETRO (mm)	VELOCIDAD (m/s)	LONGITUD (m)	LONG. EQUIV. (m)	PERDIDAS Friccion (m.c.a./100 m)	PERDIDAS TOTALES (m.c.a.)
1-2	23.52	100	2.84	12	43.95	7.22	4.04
2-3	47.04	150	2.5	5	4.09	3.39	0.308
3-4	70.56	200	2.07	13	16.18	1.72	0.502
4-5	47.04	150	2.5	8.2	4.48	3.39	0.43
5-6	23.52	100	2.84	7	11.32	7.22	1.323
6-7	11.76	76	2.45	12	12.63	7.59	1.889
7-8	23.52	100	2.84	7.5	12.64	7.22	1.454
8-9	47.04	150	2.5	6	3.43	7.59	0.888
9-10	70.56	200	2.07	7	12.53	7.22	1.41
10-11	47.04	150	2.5	1.5	4.03	3.39	0.187
11-12	23.52	100	2.84	9	45.16	7.22	3.91
12-13	70.56	200	2.07	12	14.16	1.72	0.45
13-14	47.04	150	2.5	4	4.03	3.39	0.272
14-15	23.52	100	2.84	6	41.89	7.22	3.602

TOTAL:

PERDIDAS POR FRICCION:

20.63 M.C.A.

ALTURA DE LA TORRE:

2 M.C.A.

CAIDA DE PRESION EN EL
CONDENSADOR:

5.94 M.C.A.

COLUMNA DINAMICA TOTAL

28.57 M.C.A.

93.72 FT.C.A.

DE FORMULA:

GASTO (L.P.S.) + C.D.T. (M.C.A.)

B H.P. =

76% EFICIENCIA

B H.P. =

23.52 + 28.57

H.P. =

672

7640.7

53.2

B H.P. = 12.5

DE GRAFICAS ELEGIMOS UNA MOTOBOMBA CON LAS SIGUIENTES CARACTERISTICAS (ver fig. 6.7 y 6.8)

NCA: AURORA PUMP

MODELO: 4x4x78

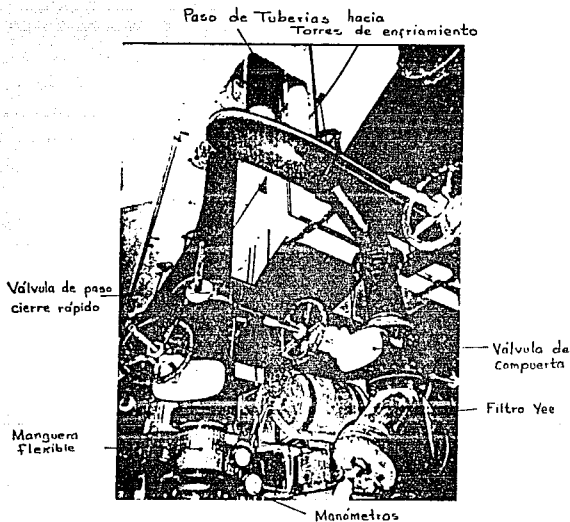
POTENCIA 10 H.P.

3 FASES

60 HZ

3500 R.P.M.

LA FOTOGRAFIA N-10 MUESTRA UN ARREGLO TÍPICO DE TUBERÍAS A LA ENTRADA Y SALIDA DE LAS BOMBAS DE CONDENSACIÓN QUE EN LA TABLA DE CÁLCULO ANTERIOR CORRESPONDERÍAN AL TRAMO 11-12 (ver planes) EN DONDE SE TIENE LA MAYOR CAÍDA DE PRESIÓN DE UN SISTEMA DE BOMBEO.



FOTOGRAFIA No 10

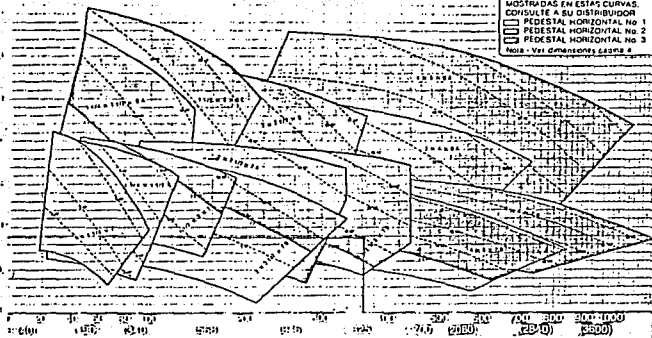
Sistema de tuberías para Agua
de condensados, Cortesía
Hotel OMNI Ixtapa

3500 RPM
Impulsor Cerrado

PARA LA SELECCION FINAL DEBEN UTILIZARSE LAS CURVAS INDIVIDUALES DE CADA BOMBA. PARA ESPECIFICACIONES NO MOSTRADAS EN ESTAS CURVAS, CONSULTE A SU DISTRIBUIDOR.

☐ PEDESTAL HORIZONTAL No. 1
☐ PEDESTAL HORIZONTAL No. 2
☐ PEDESTAL HORIZONTAL No. 3

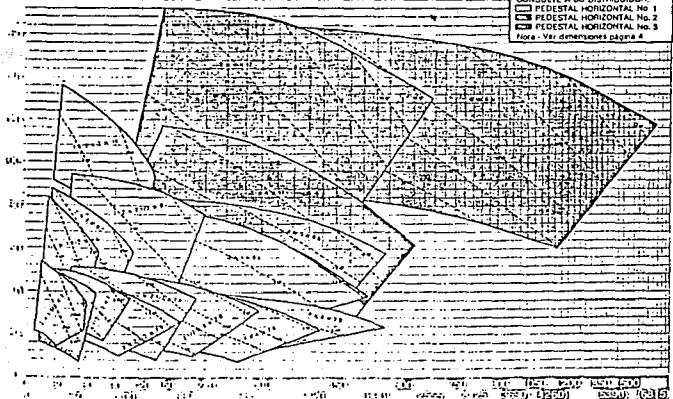
Nota: Ver dimensiones página 4

1750 RPM
Impulsor Cerrado

PARA LA SELECCION FINAL DEBEN UTILIZARSE LAS CURVAS INDIVIDUALES DE CADA BOMBA. PARA ESPECIFICACIONES NO MOSTRADAS EN ESTAS CURVAS, CONSULTE A SU DISTRIBUIDOR.

☐ PEDESTAL HORIZONTAL No. 1
☐ PEDESTAL HORIZONTAL No. 2
☐ PEDESTAL HORIZONTAL No. 3

Nota: Ver dimensiones página 4



4 x 4 x 7B SERIES 340

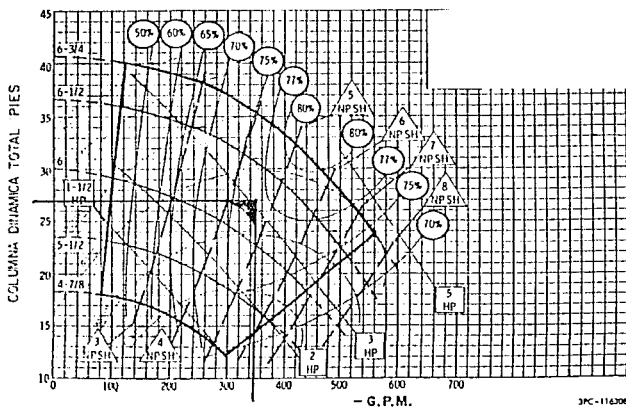
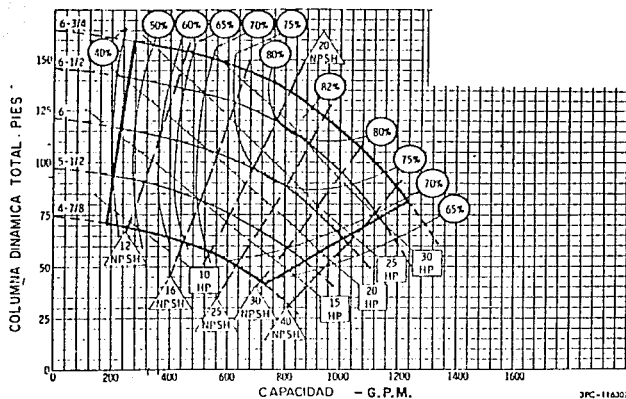


fig. 6.8

6.6 SELECCION DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO.

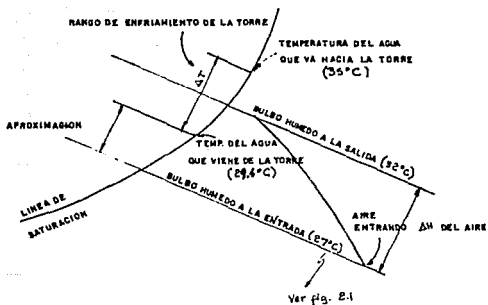
Las torres de enfriamiento serán capaces de manejar cada una 362.2 g.p.m. y si son de dos celdas, 182.1 g.p.m. por celda. con un rango de temperatura de 5.55°C, el mismo de los condensadores y una temperatura de entrada del agua de 35°C, y salida de 29°C, corresponden a las de salida y entrada del condensador respectivamente, deberán estar diseñadas para una temperatura de entrada del aire, mínimo de la del bulbo húmedo de la región donde se va a ubicar.

Parámetros de selección:

Gasto por celda: 182.1
número de celdas: 2
Temp. 35/29°C 95/85°F
Temp. bulbo húmedo: 27°C

Elección: TABLA 6.4

Torre de enfriamiento mca. Marley
mod. 365-101
ver fig. 4.11



PROCESO PSICROMETRICO PARA TORRE DE ENFRIAMIENTO

6.7 UNAM- F.E.S. CUAUTITLAN CALCULO DE DUCTERIAS Y SELECCION DE UNA NO.1
TESIS PROFESIONAL ZONA: IXTAPA ZIHUATANEJO
CUARTO: SALON DE USOS MULTIPLES

CONDICIONES DE PROYECTO:

INTERIOR T.B.S. = 25°C
 T.B.H. = 18.3°C
 H.R. = 50%

EXTERIOR T.B.S. = 33°C
 T.B.H. = 27°C
 H.R. = 65%

GANANCIAS DE CALOR:

SENSIBLE:	16581 (Kcal/hr)	69309 (Kj/hr)
LATENTE:	12075 (Kcal/hr)	50474 (Kj/hr)
TOTAL:	28656 (Kcal/hr)	119782 (Kj/hr)

FACTOR DE CALOR SENSIBLE

El factor de calor sensible está definido como la relación entre el calor sensible y el calor total.

$$F.C.S. = 16581/28656$$

$$F.C.S. = 0.5786$$

PROPIEDADES DEL AIRE DE INYECCION

De la carta psicrométrica tenemos que para un factor de calor sensible de 0.5786 y partiendo de las condiciones de diseño del cuarto, el aire de inyección debe estar a:

$$T.B.S. = 9^{\circ}\text{C}$$

$$H.R. = 90\%$$

CALCULO DEL CAUDAL DEL AIRE DE INYECCION

El caudal del aire que debe ser inyectado a un cuarto se deriva de la fórmula de la transferencia de calor que acarrea transferencia de masa

$C = m \cdot C_v \cdot (T_c - T_i)$

5.1

C es el calor sensible

$C = \text{densidad} \cdot \text{volumen} \cdot \text{calor esp.} \cdot \text{diferencia de temperaturas}$

despejando el volumen

$V = C / (\text{const.} \cdot \Delta T)$

si el volumen esta en M³/hr

$m^3/\text{hr} = C / (0.289 \Delta T)$

16581

M³/hr =

$\frac{16581}{0.289(25-9)}$

aire de iny

3586 (M³/hr)

2109 p.c.a.

AIRE DE VENTILACION

El aire de ventilación recomendado para salones de usos múltiples es
45 M³/hr/persona

aire vent. = $\frac{3440 \text{ M}^3/\text{hr}}{2023.5 \text{ p.c.a.}}$

AIRE DE RETORNO

aire de retorno = aire iny. - aire vent.

aire de retorno = $\frac{146 \text{ M}^3/\text{hr}}{85.8 \text{ p.c.a.}}$

El aire de reposición lo tomamos del exterior por lo cual está a condiciones
de 33°C, 65% H.R.

CALOR ADICIONADO A LA MAQUINA POR VENTILACION

$C_{vent} = \text{densidad} \times \text{volumen} \times \text{dif. de entalpías}$

$C_{vent} = 1.18(3440)(25-19.5)$

22325.6 Kcal/hr

CALCULO DEL CAUDAL DE AGUA DE LA U.M.A.

El cálculo del caudal necesario para enfriar el aire de retorno más el aire tomado del exterior para la ventilación se rige también por la fórmula 5.1 la diferencia de temperaturas también como en la unidades generadoras de agua refrigerada es de 5.5°C

$m = C / (c \Delta T)$

$m = (22325.6 + 28656) / (1.05 \times 5.5^\circ\text{C})$

$m = 9185.87 \text{ Kg/hr}$

$\text{caudal} = \begin{matrix} 9186 \text{ lts/hr} \\ 40.45 \text{ gal/min} \end{matrix}$

SELECCION DE LA UNIDAD MANEJADORA (por gasto U.M.A. mod AHBI)

De catálogos para una velocidad máxima de la cara de 600 ppm con $V = 2107 \text{ pca}$ Tabla 6.5

$vel = V / \text{area de la cara}$

$vel = 260.37 \text{ ppe}$

con serpentín de $29'' \times 40''$, 16 tubos Tabla 6.6

del catálogo de serpentines para 300 ope, escogemos el número de hileras que nos den la menor caída de presión. Tabla 6.7

Serpentín tipo MC con 4 hileras, caída de 0.12 in.c.a.

en 4 hileras tendremos 64 tubos

escogemos el número de circuitos que nos den menos pérdidas, entonces será

32 circ/sero

con 64/32 pasos

2 pasos/circ

caudal por circuito 1.2641 g.p.a./cir.

pérdida de presión por paso 0.01 ft.c.a./paso

pérdida de presión por
circuito 0.02 ft.c.a./circ.

pérdidas totales 0.64 ft.c.a.
2.0997 m.c.a.

SELECCION DE LOS DIFUSORES PARA INYECCION Y LAS REJILLAS DE RETORNO

Para la adecuada distribución del aire en el salón de usos múltiples necesitamos 16 rejillas de inyección que va a manejar cada una 1/16 del caudal de inyección, así:

aire difusor 132 p.c.a.

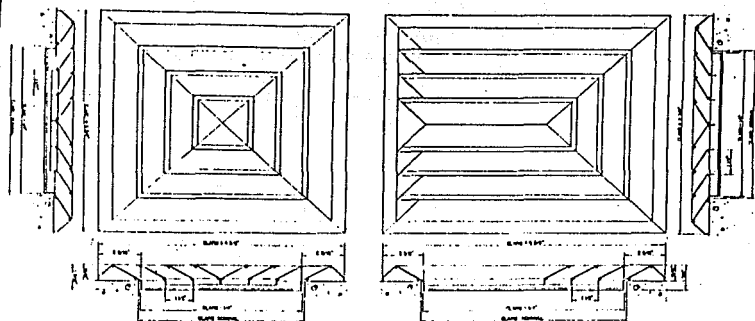
del catálogo de difusores escogemos un difusor con las sig. características

marca: Vermont fig. 6.10
 modelo DF3C
 nivel de ruido: imperceptible
 tiro de 5-10 pies
 medidas 9x9" 22.5x22.5 cms
 caída de presión estática .03 in.c.a. 0.76 mm.c.a.

del catálogo de rejillas para un manejo de 146 m³/hr 85.88 p.c.a.

para una vel del aire de 300 ppm
 escogemos una sola rejilla con las siguientes características

marca: Vermont fig. 6.11
 modelo: RRH
 nivel de ruido de 25
 medidas 10x6" 25x15 cms
 caída de presión estática de .014 in.c.a. 0.35 mm.c.a.



DF4

Formado por un juego de cuadros fijos a 30°, distribuyendo el aire en cuatro vías iguales.

DF3

Formado por un juego de cuadros fijos a 30°, distribuyendo en tres vías iguales.

A los modelos DF4 y DF3 se les puede integrar un control de volumen (mod. C), formando respectivamente los modelos DF4 C, DF3 C.

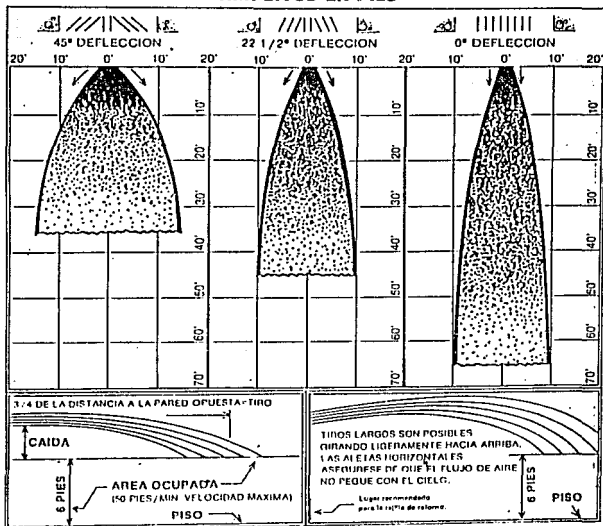
El difusor liso, núcleo desmontable, nos proporciona un máximo de Área libre, combinado con una gran apariencia. Este diseño tiene una gran eficiencia debido a su patrón de inyección y su ángulo de deflexión, además su instalación es sumamente rápida mediante tornillos ocultos.

Construidas en Aluminio Extruido Anodizado, en acabado Natural Mate, con opción a otros acabados, según especificación del cliente.

Almacén constante en las medidas mas comunes.

fig. 6.10

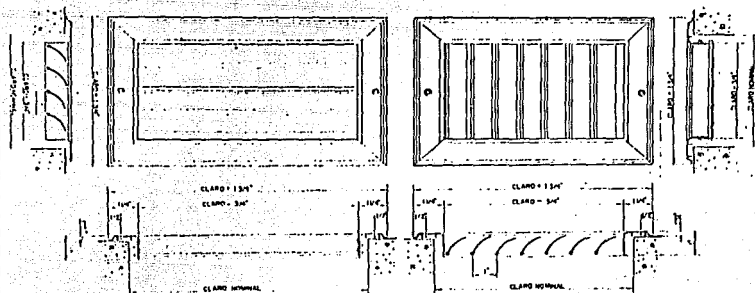
AMPLITUD EN PIES



VELOCIDADES MAXIMAS RECOMENDADAS (PIES/MIN.)

Estudios Grabación, TV, Radio	500
Residencias, Departamentos, Cuartos de Hotel e Iglesias	500-750
Auditorios y Oficinas Privadas	500-1000
Cines, Tiendas Departamentales, comedores y Oficinas Públicas	1000-1250
Instalaciones Industriales y Comerciales de regular nivel de ruido	1250-1500
Instalaciones Industriales ruidosas	1500-2000

fig. 6.10



RRH

Formado por un juego de aletas fijas a 45°, paralelas a la dimensión mas LARGA.

A los modelos RRH y RRV se les puede integrar un control de volumen (mod. C), formando respectivamente los modelos RRH C, RRV C. También se les puede integrar una compuerta tipo persiana (M), formando los modelos RRH M, RRV M.

Las rejillas de retorno nos proporcionan un máximo de área libre, para una menor caída de presión. La distancia máxima entre apoyos de las aletas, es de 20" para proporcionar mayor rigidez en medidas grandes.

Construidas en Aluminio Extruido Anodizado, en acabado Natural Mate, con opción a otros acabados, según especificación.

Alineación constante en las medidas mas comunes.

RRV

Formado por un juego de aletas fijas a 45°, paralelas a la dimensión mas CORTA.

fig.6.11

CALCULO DE LOS DUCTOS DE RETORNO Y DE INYECCION

El cálculo de los ductos de retorno y de inyección se hace por uno de los dos métodos más comúnmente usados para tal efecto, que son el método de reducción de velocidad que es el más usado para ductos de inyección y el de caída de presión constante que es el más usado para ductos de retorno.

INYECCION

reduccion de velocidad

número de difusores	gasto aportado pca	gasto acumulado pca	velocidad ppm	caída de presión in.c.a./100 ft	dimensiones ducto ca
1	132	132	300	0.09	20x15
2	132	264	400	0.055	28x18
4	264	528	500	0.04	38x23
6	264	792	600	0.036	45x25
8	264	1056	700	0.044	48x28
16	1056	2112	800	0.04	68x38

RETORNO

igual caída de presión

1	42.94	42.94	150	0.02	18x10
2	42.94	85.88	280	0.02	20x14

3 UNAM- F.E.S. CUAUTITLAN CALCULO DE DUCTERIAS Y SELECCION DE UMA NO.2
 TESIS PROFESIONAL ZONA: IXTAPA ZIHUATANEJO
 CUARTO: OFICINAS GENERALES

CONDICIONES DE PROYECTO:

INTERIOR T.B.S. = 25°C
 T.B.H. = 18.3°C
 H.R. = 50%

EXTERIOR T.B.S. = 33°C
 T.B.H. = 27°C
 H.R. = 65%

GANANCIAS DE CALOR:

SENSIBLE:	14008 (Kcal/hr)	58553 (Kj/hr)
LATENTE:	1968 (Kcal/hr)	8226.2 (Kj/hr)
TOTAL:	15976 (Kcal/hr)	66780 (Kj/hr)

FACTOR DE CALOR SENSIBLE

El factor de calor sensible está definido como la relación entre el calor sensible y el calor total.

$$F.C.S. = 14008 / 15976$$

$$F.C.S. = 0.87682$$

PROPIEDADES DEL AIRE DE INYECCION

De la carta psicrométrica tenemos que para un factor de calor sensible de 0.87 y partiendo de las condiciones de diseño del cuarto, el aire de inyección debe estar a:

T.B.S. 16°C
 H.R. = 90%

CALCULO DEL CAUDAL DEL AIRE DE INYECCION

El caudal del aire que debe ser inyectado a un cuarto se deriva de la fórmula de la transferencia de calor que acarrea transferencia de masa

C=α. Cv. (Tc - Ti)
C es el calor sensible

5.1

C=denstvolC calor esp. (Diferencia de temperaturas

despejando el volumen

$$V=C/(\text{const.} \Delta T)$$

si el volumen esta en M3/hr

$$m3/hr = C / (0.289 \Delta T)$$

14008

$$M3/hr = \frac{14008}{0.289(25-16)}$$

aire de iny 5386 (M3/hr)
 3168 p.c.a.

AIRE DE VENTILACION

El aire de ventilación recomendado para oficinas es de
17 M3/hr/persona

aire ve 374 M3/hr
 220 p.c.a

AIRE DE RETORNO

aire de retorno = aire iny. - aire vent.

aire de retorno = 5012 M3/hr
 2948 p.c.a

El aire de reposición lo tomamos del exterior por lo cual está a condiciones
de 33°C, 65% H.R.

CALOR ADICIONADO A LA MAQUINA POR VENTILACION

$C_{vent} = \text{densidad} \times \text{volumen} \times \text{dif. de entalpías}$

$C_{vent} = 1.1843744(25-19.5)$

2427 Kcal/hr

CALCULO DEL CAUDAL DE AGUA DE LA U.M.A.

El cálculo del caudal necesario para enfriar el aire de retorno más el aire tomado del exterior para la ventilación se rige también por la fórmula 5.1 la diferencia de temperaturas también como en la unidades generadoras de agua refrigerada es de 5.5°C

$m = C / (c \Delta T)$

$m = (22325.6 + 28656) / (145.55^\circ\text{C})$

$m_{asa} = 3316 \text{ Kg/hr}$

$\text{caudal} = 3316 \text{ lts/hr}$
14.6 gal/min

SELECCION DE LA UNIDAD MANEJADOR (por gasto U.M.a. mod MH70)

De catálogos para una velocidad máxima de la cara de 600 ppm
con $V = 3168 \text{ P.C.M.}$

$vel = V / \text{area de la cara} \quad A = V / Vel \quad A = 5.28 \text{ ft}^2$

$vel. \text{ real} = 452.6 \text{ ppm}$

con serpentín de $25-1/2 \times 140''$, tubos 14

del catálogo de serpentines para 450 ppm, escogemos el número de hileras que nos den la menor caída de presión.

Serpentín tipo MC con 5 hileras, caída de 0.31 in.c.a.

con un número de hileras de 5 70 tubos

escogemos el número de circuitos que nos den menos pérdidas, entonces será

10 circ/serp

con 7 pasos

2 pasos/circ

caudal por circuito	1.4601 g.p.m./cir
pérdida de presión por paso	0.1 ft.c.a./paso
pérdida de presión por circuito	0.2 ft.c.a./circ.
pérdidas totales	2 ft.c.a. 0.6096 m.c.a.

SELECCION DE LOS DIFUSORES PARA INYECCION Y LAS REJILLAS DE RETORNO

Para la adecuada distribución del aire en el salón de usos múltiples necesitamos 12 rejillas de inyección que va a manejar cada una 1/12 del caudal de inyección, así:

aire difusor 264 pcm

del catálogo de difusores escogemos un difusor con las sig. características

marca: Vermont
 modelo DF4C
 nivel de ruido: imperceptible
 tiro de 7-14 pies
 medidas 12x12" 30x30 cms.
 caída de presión estática: 0.05 in.c.a. 1.27 m.c.a.
 velocidad del cuello de 400 ppm

del catálogo de rejillas para un manejo de 2948 P.C.M.
 un número total de rejillas de 12
 para una vel del aire de 500 p.p.m.
 escogemos una sola rejilla con las siguientes características

caudal: 245.67
 marca: Vermont
 modelo: FRH
 nivel de ruido de 34-40
 medidas 12x2" 30x20 cms
 caída de presión estática de .026 in.c.a. 0.76 m.c.a.
 velocidad del cuello de 500 ppm

CALCULO DE LOS DUCTOS DE RETORNO E INYECCION

El cálculo de los ductos de retorno y de inyección se hace por uno de los dos métodos más comúnmente usados para tal efecto, que son el método de reducción de velocidad que es el más usado para ductos de inyección y el de caída de presión constante que es el más usado para ductos de retorno.

INYECCION

reduccion de velocidad

número de difusores	gasto aportado pca	gasto acumulado pca	velocidad ppa	caída de presión in.c.a./100 ft	dimensiones ducto ca
1	264	264	400	0.024	27.5 x 22.5
2	264	528	500	0.03	40 x 25
3	264	792	600	0.036	42.5 x 30
4	264	1056	700	0.043	50 x 30
5	264	1320	800	0.055	50 x 32.5
6	264	1584	900	0.064	60 x 30
7	264	1848	1000	0.07	62.5 x 30
8	264	2112	1100	0.087	65 x 30
12	1056	3168	1200	0.072	70 x 37.5

RETORNO

igual caída de presión

1	246	246	500	0.045	27.5 x 17.5
2	246	492	590	0.045	32.5 x 22.5
3	246	738	620	0.045	40 x 27.5
4	246	984	680	0.045	42.5 x 32.5
5	246	1230	740	0.045	50 x 32.5
6	246	1476	780	0.045	52.5 x 35
7	246	1722	820	0.045	55 x 37.5
8	246	1968	830	0.045	62.5 x 37.5
9	246	2214	880	0.045	65 x 37.5
10	246	2460	860	0.045	72.5 x 37.5
11	246	2706	800	0.045	72.5 x 45
12	246	2952	820	0.045	75 x 45

6.9 UNAM- F.E.S. CHAUTITLAN CALCULO DE DUCTERIAS Y SELECCION DE UNA HQ.2
TESIS PROFESIONAL ZONA: IXTAPA ZIHUATANEJO
CUARTO: RESTAURANTE BAR

CONDICIONES DE PROYECTO:

INTERIOR T.B.S. = 25°C
 T.B.H. = 18.3°C
 H.R. = 50%

EXTERIOR T.B.S. = 33°C
 T.B.H. = 27°C
 H.R. = 65%

GANANCIAS DE CALOR:

SENSIBLE:	19660 (Kcal/hr)	82179 (KJ/hr)
LATENTE:	8125 (Kcal/hr)	33963 (KJ/hr)
TOTAL:	27785 (Kcal/hr)	116141 (KJ/hr)

FACTOR DE CALOR SENSIBLE

El factor de calor sensible está definido como la relación entre el calor sensible y el calor total.

$$F.C.S. = 14008/15976$$

$$F.C.S. = 0.70758$$

PROPIEDADES DEL AIRE DE INYECCION

De la carta psicrométrica tenemos que para un factor de calor sensible de 0.87 y partiendo de las condiciones de diseño del cuarto, el aire de inyección debe estar a:

$$T.B.S. = 19^{\circ}\text{C}$$

$$H.R. = 90\%$$

CALCULO DEL CAUDAL DEL AIRE DE INYECCION

El caudal del aire que debe ser inyectado a un cuarto se deriva de la fórmula de la transferencia de calor que acarrea transferencia de masa

$C = m \cdot C_v \cdot (T_c - T_i)$
 C es el calor sensible

5.1

$C = \text{densidad} \cdot \text{Calor esp.} \cdot \text{Diferencia de temperaturas}$

despejando el volumen

$$V = C / (\text{const.} \cdot \Delta T)$$

si el volumen esta en M3/hr

$$m3/hr = C / (0.289 \cdot \Delta T)$$

$$m3/hr = \frac{19660}{0.289(25-19)}$$

aire de iny 7559 (M3/hr)
 4446 p.c.m.

AIRE DE VENTILACION

El aire de ventilación recomendado para restaurantes es de
 17 M3/hr/persona

No. de personas: 130
 aire ve 2550 M3/hr
 1500 pcm

AIRE DE RETORNO

aire de retorno = aire iny. - aire vent.

aire de retorno = 5009 M3/hr
 2946 pcm

El aire de reposición lo tomamos del exterior por lo cual está a condiciones
 de 33°C. 65% H.R.

CALOR ADICIONADO A LA MAQUINA POR VENTILACION

$Q_{vent} = \text{densidad} \times \text{volumen} \times \text{dif. de entalpias}$

$Q_{vent} = 1.18125504(25-19.5)$

16550 Kcal/hr

CALCULO DEL CAUDAL DE AGUA DE LA U.M.A.

El cálculo del caudal necesario para enfriar el aire de retorno más el aire tomado del exterior para la ventilación se rige también por la fórmula 5.1 la diferencia de temperaturas también como en la unidades generadoras de agua refrigerada es de 5.5°C

$m = Q / (c \Delta T)$

$m = (22325.6 + 28656) / (145.55^\circ\text{C})$

$m_{asa} = 7988 \text{ Kg/hr}$

$\text{caudal} = 7988 \text{ lts/hr}$
35.17 gal/min

SELECCION DE LA UNIDAD MANEJADOR(por

Se catálogos para una velocidad máxima de la cara de 600 ppm
con $V = 4446 \text{ P.C.M.}$

$\text{vel} = V / \text{area de la cara} \quad A = V / \text{Vel} \quad A = 7.41 \text{ ft}^2$

$\text{vel. real} = 548.9 \text{ ppm}$

con serpentín de 29"x40", TUBOS 16

del catálogo de serpentines para 548.9 ppm, escogemos el número de hileras que nos den la menor caída de presión.

Serpentín tipo MC con 4 hileras, caída de 0.36 in.c.a.

con un número de hileras de 5 80 tubos

escogemos el número de circuitos que nos den menos pérdidas, entonces será

20 circ/cero

cc = 4 litros

4 pasos/circ

caudal por circuito	1.7587 g.p.a./cir
pérdida de presión por paso	0.16 ft.c.a./paso
pérdida de presión por circuito	0.64 ft.c.a./circ.
pérdidas totales	12.8 ft.c.a. 3.9014 m.c.a.

SELECCION DE LOS DIFUSORES PARA INYECCION Y LAS REJILLAS DE RETORNO

Para la adecuada distribución del aire en el restaurante-Bar necesitamos 15 rejillas de inyección que va a aminorar cada una 1/15 del caudal de inyección, así:

aire difusor 296 ppm

del catálogo de difusores escogemos un difusor con las sig. características

marca: Vermont
modelo DF4C
nivel de ruidos imperceptible
tiro de 7-14 pies
medidas 12x12" 30x30 cas.
caída de presión estática 0.05 in.c.a. 1.27 m.c.a.
velocidad del cuello de 400 ppm

del catálogo de rejillas para un sanejo de 2346 P.C.M.

un número total de rejillas de 5
para una vel del aire de 500 p.p.m.
escogemos una sola rejilla con las siguientes características

caudal: 589.25
marca: Vermont
modelo: RRM
nivel de ruido de 34-49
medidas 36x36" 75x20 cas
caída de presión estática de .038 in.c.a. 0.96 m.c.a.
velocidad del cuello de 500 ppm

CALCULO DE LOS DUCTOS DE RETORNO Y DE INYECCION

El cálculo de los ductos de retorno y de inyección se hace por uno de los dos métodos más comúnmente usados para tal efecto, que son el método de reducción de velocidad que es el más usado para ductos de inyección y el de caída de presión constante que es el más usado para ductos de retorno.

INYECCION**reduccion de velocidad**

número de difusores	gasto aportado pca	gasto acumulado pca	velocidad ppm	caída de presión in.c.a./100 ft	dimensiones ducto ca
1	296	296	400	0.036	30 x 22.5
2	296	592	500	0.026	37.5 x 30
3	296	888	600	0.033	47.5 x 30
4	296	1184	700	0.042	52.5 x 30
5	296	1480	800	0.049	50 x 35
6	296	1776	900	0.06	60 x 32.5
7	296	2072	1000	0.07	62.5 x 32.5
8	296	2368	1100	0.07	65 x 35
9	296	2664	1200	0.09	65 x 35
10	1776	4440	1400	0.12	77.5 x 40

RETORNO

igual caída de presión

1	589	589	500	0.026	35 x 27.5
2	589	1178	590	0.026	50 x 37.5
3	589	1767	680	0.026	62.5 x 40
4	589	2356	720	0.026	80 x 40
5	589	2945	750	0.026	75 x 50

6.10 CALCULO DE LOS MOTORES DE LAS U.M.A.S.

U.N.A.M. F.E.S. CUAUTITLAN
TESIS PROFESIONAL

U.M.A. NUMERO 1 DE: SALON DE USOS MULTIPLES

Para el cálculo del motor de las unidades manejadoras de aire, debemos tener en cuenta las pérdidas por fricción de todo el trayecto, análogamente al cálculo que se hace para tuberías con todos los componentes que son:

- 1.- rejillas de retorno
- 2.- ducto y accesorios
- 3.- filtros
- 4.- serpentines
- 5.- difusores

Este cálculo se puede realizar fácil y ordenadamente con la siguiente tabla

TRAMO	GASTO (PCM)		VEL (PPH)	CAIDA DE PRESION	DIMENSION DUCTO	LONG. DUCTO (pies)	LONG. EQ. CONEX. (pies)	CAIDA DE PRESION (in.c.a.)
	APORT. ACUM.							
1-2	42.94	42.94	150	0.02	18x10	68.90	9.84	0.016
2-3	42.94	85.88	200	0.02	26x14	35.99	21.33	0.011
3-4	2026	2112	800	0.04	68x38	35.99	39.37	0.03
4-5	-1056	1056	700	0.044	48x26	32.81	21.33	0.024
5-6	-264	792	600	0.036	45x25	6.56	11.48	0.006
6-7	-264	528	500	0.04	38x23	6.56	11.48	0.007
7-8	-264	264	400	0.055	28x18	6.56	11.48	0.01
8-9	-132	132	300	0.09	20x15	6.56	9.84	0.015

CAIDA DE PRESION EN DUCTOS: 0.12

Caída de presión en: in.c.a.

rejillas de retorno	0.014
ductos y accesorios	0.12
filtros (catalogo)	0.16
serpentines	0.12
difusores	0.03

Caída de presión total	0.444
------------------------	-------

del catálogo de unidades manejadoras para una unidad
modelo AH-B1, PA6.27

con 2109 p.c.a. y 0.444 in.c.a.

escogemos un motor con las siguientes características

potencia: 3/4 h.p.

R.P.M.: 500

CALCULO DE LOS MOTORES DE LAS U.M.A.S.

U.M.A.M. F.E.S. CUAUTITLAN
TESIS PROFESIONAL

U.M.A. NUMERO 2 DE: OFICINAS GENERALES

Para el cálculo del motor de las unidades manejadoras de aire, debemos tener en cuenta las pérdidas por fricción de todo el trayecto, análogamente al cálculo que se hace para tuberías con todos los componentes que son:

- 1.- rejillas de retorno
- 2.- ducto y accesorios
- 3.- filtros
- 4.- serpentines
- 5.- difusores

Este cálculo se puede realizar fácil y ordenadamente con la siguiente tabla

TRAMO	GASTO (FCM)	VEL (PPH)	CAIDA DE PRESION	DIMENSION DUCTO	LONG. DUCTO (pies)	LONG. EQ. CONECT. (pies)	CAIDA PRESION (in.c.a.)
	APORT.	ACUM.					
1-2	246	246	500	0.045	27.5x17.5	19.69	21.33
2-3	492	738	820	0.045	40x17.5	19.69	21.33
3-4	738	1476	780	0.045	51.5x35	13.12	9.84
4-5	984	2460	860	0.045	72.5x37.5	9.84	39.27
5-6	612	1848	1000	0.07	62.5x30	36.69	50.85
6-7	-264	1584	900	0.064	60x30	6.56	11.48
7-8	-528	1056	700	0.043	50x30	16.43	9.84
8-9	-528	528	500	0.03	40x25	6.56	11.48
9-10	-264	264	400	0.024	27.5x22.5	6.56	31.17

CAIDA DE PRESION EN DUCTOS: 0.168

Caída de presión en: in.c.a.

rejillas de retorno	0.038
ductos y accesorios	0.168
filtros (catalogo)	0.14
serpentines	0.31
difusores	0.05

Caída de presión
total 0.706

del catálogo de unidades manejadoras para una unidad
modelo AH-81, PA6.27

con 3'58 p.c.w. y 0.706 in.c.a.

escogemos un motor con las siguientes características

potencia: 3/4 h.p.

R.P.M.: 600

CALCULO DE LOS MOTORES DE LAS U.M.A.S.

U.M.A.M. F.E.S. CUAUTITLAN

TESIS PROFESIONAL

U.M.A. NUMERO 3 DE: RESTAURANTE-BAR

Para el cálculo del motor de las unidades manejadoras de aire, debemos tener en cuenta las pérdidas por fricción de todo el trayecto, análogamente al cálculo que se hace para tuberías con todos los componentes que son:

- 1.- rejillas de retorno
- 2.- ducto y accesorios
- 3.- filtros
- 4.- serpentines
- 5.- difusores

Este cálculo se puede realizar fácil y ordenadamente con la siguiente tabla

TRAMO	GASTO (FCM)	VEL (PPH)	CAIDA DE PRESION	DIMENSION DUCTO	LONG. DUCTO (pies)	LONG. EQ. CONEJ. (pies)	CAIDA PRESTO (in.c.)
APORT. ACUM.							
1-2	589	589	500	0.026	35x27.5	16.40 21.33	0.01
2-3	589	1178	590	0.026	50x37.5	13.12 11.48	0.006
3-4	589	1767	660	0.026	62.5x40	26.25 36.09	0.016
4-5	1178	2945	760	0.026	75x50	16.40 19.69	0.009
5-6	1495	4440	1400	0.12	77.5x40	19.69 31.17	0.041
6-7	-1776	2664	1200	0.09	65x35	9.84 9.84	0.018
7-8	-592	2072	1000	0.07	61.5x32.5	3.28 11.48	0.01
8-9	-592	1480	890	0.049	50x35	13.12 16.40	0.014
9-10	-296	1194	700	0.042	52.5x30	13.12 11.48	0.01
10-11	-592	592	500	0.026	37.5x30	13.12 11.48	0.006
11-12	-296	296	400	0.036	30x22.5	6.56 19.69	0.009

CAIDA DE PRESION EN DUCTOS 0.172

Caída de presión en: in.c.a.

rejillas de retorno	0.038	
ductos y accesorios	0.172	
filtros (catalogo)	0.17	filtros angulares
serpentines	0.36	
difusores	0.05	

Caída de presión total 0.79

del catálogo de unidades manejadoras para una unidad
modelo RH-B1. PMS.27

con 4446 p.c.m. y 0.79 in.c.a.

escogemos un motor con las siguientes características:

potencia: 1.5 h.p.

R.P.M.: 700

6.11 SELECCION DE LAS UNIDADES VENTILADOR-SERPENTIN

LOCAL: HABITACION No. 1

En el cálculo de la carga térmica tenemos los siguientes datos:

Condiciones de diseño del cuarto: T.B.S. 25°C
T.B.H. 18.3°C

de la memoria de cálculo tenemos los siguiente valores

Calor sensible	15133 BTU/HR	15963 KJ/HR	3819 kcal/hr
Calor total	15475	16324 KJ/HR	3901 kcal/hr

F.C.S.= 0.98

El aire recomendado para ventilación es de:

17 M³/HR/PERSONA y hay 4 personas

aire de ventilación 68 m³/hr

Temperatura de bulbo seco del aire de inyección: 14°C

La temperatura de entrada del agua de enfriamiento debe ser igual a la temperatura de salida de la unidad generadora de agua refrigerada que es de 6.67°C, con un incremento de 5.55°C.

Del catálogo de serpentines escogemos un RMB 600 HS

del catálogo de unidades tenemos las siguientes cantidades nominales

Calor sensible:	13500 B.T.U./HR
Calor total:	17200 B.T.U./HR

calor de ventilación=aire vent. x 1.06 x Dif. entalpias (kJ/hr)

calor de ventilación=	702 kJ/hr
	168 kcal/hr

El caudal necesario de agua de refrigeración para lograr abatir la carga de calor del cuarto más la aportada por el aire de ventilación es:

caudal=(calor. iny. + calor. vent.)/(Cv aire x DT)

caudal 814.52 lph
215.20 gph
3.59 gpm

caída de
presión 7.3 ft.c.a.

LOCAL: HABITACION No. 2

En el cálculo de la carga térmica tenemos los siguientes datos:

Condiciones de diseño del cuarto: T.B.S. 25°C
T.B.H. 18.3°C

de la ecuación de cálculo tenemos los siguientes valores

Calor sensible	15205 BTU/HR	16039 KJ/HR	3637 kcal/hr
Calor total	15547	16400 KJ/HR	3920 kcal/hr

F.C.S.* 0.98

El aire recomendado para ventilación es de:

17 M³/HR/PERSONA y hay 4 personas

aire de ventilación 68 m³/hr

Temperatura de bulbo seco del aire de inyección: 14°C

La temperatura de entrada del agua de enfriamiento debe ser igual a la temperatura de salida de la unidad generadora de agua refrigerada que es de 6.67°C, con un incremento de 5.55°C.

Del catálogo de serpentines escojamos un RMB 600 HS

del catálogo de unidades tenemos las siguientes cantidades nominales

Calor sensible:	13500 B.T.U./HR
Calor total:	17200 B.T.U./HR

calor de ventilación = aire vent. $\times$ 1.186 Δ Dif. entalpías (kJ/hr)

calor de ventilación =	702 kJ/hr
	168 kcal/hr

El caudal necesario de agua de refrigeración para lograr abatir la carga de calor del cuarto más la aportada por el aire de ventilación es:

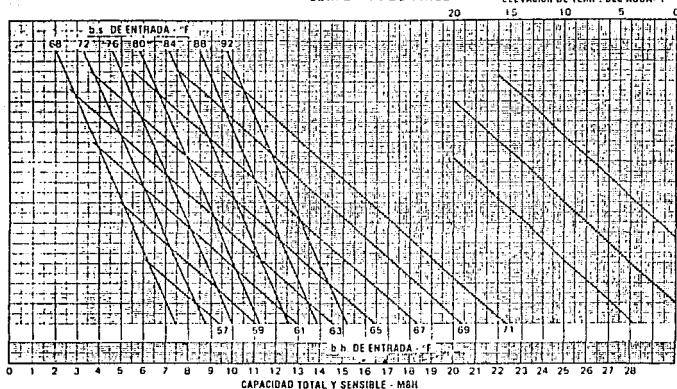
caudal = (calor. iny. + calor. vent.) / (Cw Δ T)

caudal	817.50 lph
	216.06 gph
	3.60 gpm

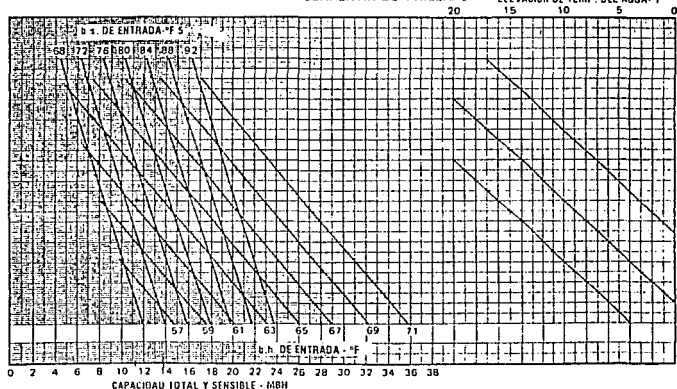
calda de presión 7 ft.c.a.

RMB 400600 PIES³/MIN. NOMINAL
SERPENTIN DE 3 HILERAS

ELEVACION DE TEMP. DEL AGUA - °F

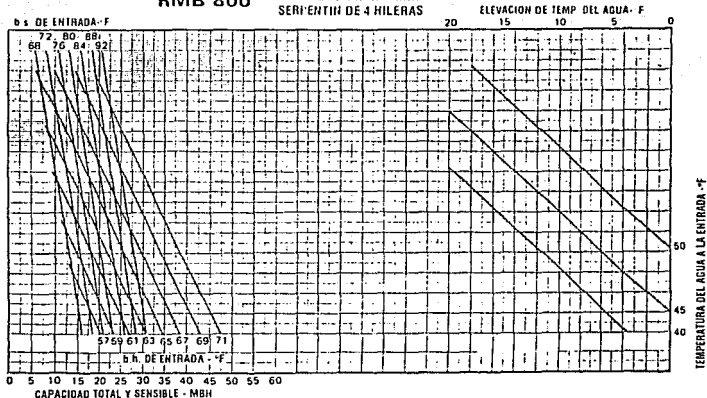
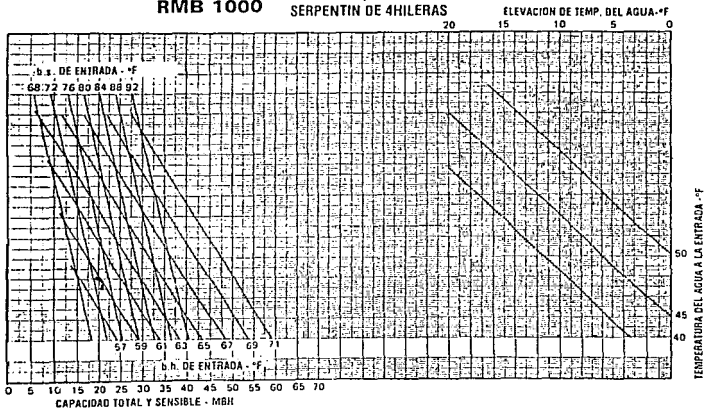
**RMB 600**600 PIES³/MIN. NOMINAL
SERPENTIN DE 4 HILERAS

ELEVACION DE TEMP. DEL AGUA - °F



RMB 800800 PIES³/MIN. NOMINAL
SERPENTIN DE 4 HILERAS

221

**RMB 1000**1000 PIES³/MIN. NOMINAL
SERPENTIN DE 4 HILERAS

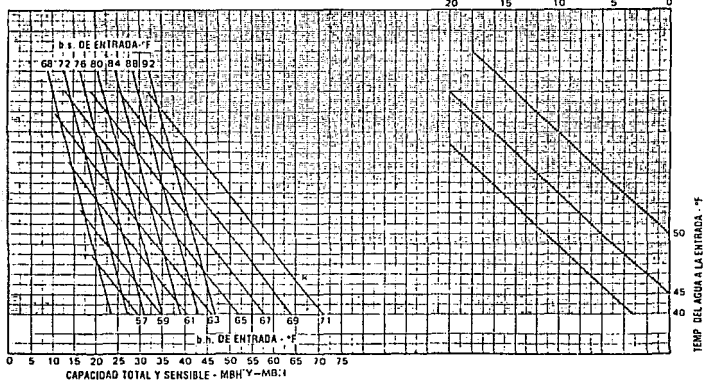
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO

RMB 1200

1200 PIES³/MIN. NOMINAL
SERPENTIN DE 4 HILERAS

ELEVACION DE TEMP. DE ALGUA - °F

222



LOCAL: HABITACION No. 3

En el cálculo de la carga térmica tenemos los siguientes datos:

Condiciones de diseño del cuarto: T.B.S. 25°C
T.B.H. 18.3°C

de la asesoría de cálculo tenemos los siguientes valores

Calor sensible	14967 BTU/HR	15788 kJ/HR	3777 kcal/hr
Calor total	15309	16149 kJ/HR	3860 kcal/hr

F.C.S.= 0.98

El aire recomendado para ventilación es de:

17 KJ/HR/PERSONA y hay 4 personas

aire de ventilación 68 m³/hr

Temperatura de bulbo seco del aire de inyección: 14°C

La temperatura de entrada del agua de enfriamiento debe ser igual a la temperatura de salida de la unidad generadora de agua refrigerada que es de 6.67°C, con un incremento de 5.55°C.

Del catálogo de serpentines escogemos un RMB 600 HS

del catálogo de unidades tenemos las siguientes cantidades nominales

Calor sensible:	13500 B.T.U./HR
Calor total:	17200 B.T.U./HR

calor de ventilación=aire vent.11.186401f. entalpias (kJ/hr)

calor de ventilación=	702 kJ/hr
	168 kcal/hr

El caudal necesario de agua de refrigeración para lograr abatir la carga de calor del cuarto más la aportada por el aire de ventilación es:

caudal=(calor. inv. + calor. vent.)/(Cv aire Δ T)

caudal 806.98 lph
213.20 gph
3.55 gpm

caída de
presión 7 ft.c.a.

LOCAL: HABITACION No. 3

En el cálculo de la carga térmica tenemos los siguientes datos:

Condiciones de diseño del cuarto: T.B.S. 25°C
T.B.H. 18.3°C

de la memoria de cálculo tenemos los siguientes valores

Calor sensible	14927 BTU/HR	15746 KJ/HR	3763 kcal/hr
Calor total	15269	16107 KJ/HR	3850 kcal/hr

F.C.S.= 0.98

El aire recomendado para ventilación es de:

17 M3/HR/PERSONA y hay 4 personas

aire de ventilación 68 m3/hr

Temperatura de bulbo seco del aire de inyección: 14°C

La temperatura de entrada del agua de enfriamiento debe ser igual a la temperatura de salida de la unidad generadora de agua refrigerada que es de 6.67°C, con un incremento de 5.55°C.

Del catálogo de serpentines escogemos un RMB 600 HS

del catálogo de unidades tenemos las siguientes cantidades nominales

Calor sensible:	13500 B.T.U./HR
Calor total:	17200 B.T.U./HR

calor de ventilación=aire vent.#1.18610 Dif. entalpías (kj/hr)

calor de ventilación=	792 kj/hr
	168 kcal/hr

El caudal necesario de agua de refrigeración para lograr abatir la carga de calor del cuarto más la aportada por el aire de ventilación es:

caudal=(calor. inv. + calor. vent.)/(Cv agua DT)

caudal 804.51 l/h
212.55. gph
3.54 gpm

caída de
presión 7 ft.c.a.

LOCAL: SUITE PRESIDENCIAL

En el cálculo de la carga térmica tenemos los siguientes datos:

Condiciones de diseño del cuarto: T.B.S. 25°C
T.B.H. 18.3°C

de la memoria de cálculo tenemos los siguiente valores

Calor sensible	78176 BTU/HR	82464 KJ/HR	19709 kcal/hr
Calor total	83276	87844 KJ/HR	20995 kcal/hr

F.C.S.= 0.94

El aire recomendado para ventilación es de:

17 M3/HR/PERSONA y hay 10 personas

aire de ventilación 170 m3/hr

Temperatura de bulbo seco del aire de inyección: 14°C

La temperatura de entrada del agua de enfriamiento debe ser igual a la temperatura de salida de la unidad generadora de agua refrigerada que es de 6.67°C. con un incremento de 5.55°C.

del catálogo de vent-serp. escogemos 3 RMB 1200 HS

del catálogo de unidades tenemos las siguientes cantidades nominales

Calor sensible:	13590 B.T.U./HR
Calor total:	17290 B.T.U./HR

calor de ventilación=aire vent. $\times$ 1.186 $\times$ Dif. entalpias (kj/hr)

calor de ventilación= 1754 kj/hr
419 kcal/hr

El caudal necesario de agua de refrigeración para lograr abatir la carga de calor del cuarto más la aportada por el aire de ventilación es:

caudal=(calor. inv. + calor. vent.)/(Cv aire $\times$ DT)

caudal 1269.10 lph
340.58 gph
5.68 gpm

caída de
presión 7.92 ft.c.a.

LOCAL: ESTETICA

En el cálculo de la carga térmica tenemos los siguientes datos:

Condiciones de diseño del cuarto: T.B.S. 25°C
T.B.H. 18.3°C

de la memoria de cálculo tenemos los siguiente valores

Calor sensible	30520 BTU/HR	32194 KJ/HR	7695 kcal/hr
Calor total	31502	33230 KJ/HR	7942 kcal/hr

F.C.S.= 0.97

El aire recomendado para ventilación es de:

17 M3/HR/PERSONA y hay 6 personas

aire de ventilación 102 m3/hr

Temperatura de bulbo seco del aire de inyección: 14°C

La temperatura de entrada del agua de enfriamiento debe ser igual a la temperatura de salida de la unidad generadora de agua refrigerada que es de 6.67°C, con un incremento de 5.55°C.

del catálogo de vent-serp. escogemos 1 RMB 1200 HS

del catálogo de unidades tenemos las siguientes cantidades nominales

Calor sensible:	13500 B.T.U./HR
Calor total:	17200 B.T.U./HR

calor de ventilación=aire vent. $\times$ 1.186 $\times$ Dif. entalpías (kj/hr)

calor de ventilación= 1052 kj/hr
252 kcal/hr

El caudal necesario de agua de refrigeración para lograr abatir la carga de calor del cuarto más la aportada por el aire de ventilación es:

caudal=(calor. iny. + calor. vent.)/(Cv aire $\times$ DT)

caudal 1576.03 lph
416.39 gph
6.94 gpm

caída de
presión 9.525 ft.c.a.

LOCAL: AGENCIA DE VIAJES

En el cálculo de la carga térmica tenemos los siguientes datos:

Condiciones de diseño del cuarto: T.B.S. 25°C
T.B.H. 18.3°C

de la memoria de cálculo tenemos los siguiente valores

Calor sensible	11708 BTU/HR	12350 KJ/HR	2952 kcal/hr
Calor total	11924	12578 KJ/HR	3006 kcal/hr

F.C.S.= 0.98

El aire recomendado para ventilación es de:

17 M3/HR/PERSONA y hay 4 personas

aire de ventilación 68 m3/hr

Temperatura de bulbo seco del aire de inyección: 14°C

La temperatura de entrada del agua de enfriamiento debe ser igual a la temperatura de salida de la unidad generadora de agua refrigerada que es de 6.67°C, con un incremento de 5.55°C.

del catálogo de vent-serp. escogemos 1 RMB 400 HS

del catálogo de unidades tenemos las siguientes cantidades nominales

Calor sensible:	8300 B.T.U./HR
Calor total:	11500 B.T.U./HR

calor de ventilación=aire vent.11.1868Dif. entalpías (kj/hr)

calor de ventilación=	702 kj/hr
	168 kcal/hr

El caudal necesario de agua de refrigeración para lograr abatir la carga de calor del cuarto más la aportada por el aire de ventilación es:

caudal=(calor. inv. + calor. vent.)/(Cv aire DT)

caudal 658.27 lph
173.92 gph
2.90 gpm

caída de
presión 13 ft. c. a.

LOCAL: BOUTIQUE

En el cálculo de la carga térmica tenemos los siguientes datos:

Condiciones de diseño del cuarto: T.B.S. 25°C
T.B.H. 18.3°C

de la memoria de cálculo tenemos los siguientes valores:

Calor sensible	16521 BTU/HR	17427 KJ/HR	4165 kcal/hr
Calor total	17007	17940 KJ/HR	4288 kcal/hr

F.C.S.= 0.97

El aire recomendado para ventilación es de:

17 M3/HR/PERSONA y hay 9 personas

aire de ventilación 153 m3/hr

Temperatura de bulbo seco del aire de inyección: 14°C

La temperatura de entrada del agua de enfriamiento debe ser igual a la temperatura de salida de la unidad generadora de agua refrigerada que es de 6.67°C, con un incremento de 5.55°C.

del catálogo de vent-serp. escogemos 1 RMB 600 HS

del catálogo de unidades tenemos las siguientes cantidades nominales

Calor sensible:	13500 B.T.U./HR
Calor total:	18000 B.T.U./HR

calor de ventilación=aire vent.41.1861 Dif. entalpias (kj/hr)

calor de ventilación=	1579 kj/hr
	377 kcal/hr

El caudal necesario de agua de refrigeración para lograr abatir la carga de calor del cuarto más la aportada por el aire de ventilación es:

caudal=(calor. inv. + calor. vent.)/(Cv aire(DT)

caudal 1034.93 lph
273.43 gph
4.56 gpm

caída de
presión 5.5 ft.c.a.

LOCAL: GERENTE RESERVACION, TELEFONISTA, CONMUTADOR

En el cálculo de la carga térmica tenemos los siguientes datos:

Condiciones de diseño del cuarto: T.B.S. 25°C
T.B.H. 10.3°C

de la memoria de cálculo tenemos los siguiente valores

Calor sensible	19039 BTU/HR	20083 KJ/HR	4800 kcal/hr
Calor total	19309	20368 KJ/HR	4868 kcal/hr

F.C.S.= 0.99

El aire recomendado para ventilación es de:

17 M3/HR/PERSONA y hay 5 personas

aire de ventilación 85 m3/hr

Temperatura de bulbo seco del aire de inyección: 14°C

La temperatura de entrada del agua de enfriamiento debe ser igual a la temperatura de salida de la unidad generadora de agua refrigerada que es de 6.67°C, con un incremento de 5.55°C.

del catálogo de vent-sero, escogemos 1 RMB 1000 HS

del catálogo de unidades tenemos las siguientes cantidades nominales

Calor sensible:	15090 B.T.U./HR
Calor total:	22000 B.T.U./HR

calor de ventilación=aire vent. x 1.1864 Dif. entalpías (kj/hr)

calor de ventilación= 877 kj/hr
210 kcal/hr

El caudal necesario de agua de refrigeración para lograr abatir la carga de calor del cuarto más la aportada por el aire de ventilación es:

$$\text{caudal} = (\text{calor. iny.} + \text{calor. vent.}) / (C_v \text{ aire} \Delta T)$$

caudal 1022.90 lph
270.25 gph
4.50 gpm

caída de
presión 3.6 ft.c.a.

CALCULO DE LAS TUBERIAS DE AGUA REFRIGERADA

LOCAL	CAUDAL G.P.M.	CANT.	CAUDAL TOTAL
SUITE PRESIDENCIAL	5.68	3	17.04
HABIT. TIPO No.1	3.59	5	17.95
HABIT. TIPO No.2	3.6	52	187.2
HABIT. TIPO No.3	3.55	47	166.9
HABIT. TIPO No.4	3.54	5	17.7
AGENCIA DE VIAJES	2.9	1	2.9
BOUTIQUE	4.56	1	4.56
ESTETICA	6.94	1	6.94
CONMUTADOR....	4.5	1	4.5
SALON USOS MULTIPLES	40.45	1	40.45
OFICINAS	14.6	1	14.6
RESTAURANTE BAR	35.17	1	35.17

CAUDAL TOTAL

515.9 G.P.M.

1953 L.P.M.

Para 1953 1.p.m.	diámetro (mm)	caída presión (%)	velocidad (m/s)
tuberia de acero soldable	100	12.8	3.85
	125	4.1	2.45

descargando las U.M.A.S. Nos. 1 y 2

gasto	460.81 g.p.m.	tuberia de acero soldable		
	1744.17 l.p.m.			
	diámetro (mm)	caída presión (%)	velocidad (m/s)	
	100	10.4	3.45	
	125	3.31	2.19	

Descargando todos los F&C de las habitaciones tipo No. 1 y 4

gasto	425.16 g.p.m.	tuberia de acero soldable
	1609.23 1.p.m.	

diámetro (mm)	caída presión (%)	velocidad (m/s)
86	17.8	4.18
100	9.24	3.24
125	2.97	2.07

descargando estética, conmutador y cinco niveles con dos habitaciones tipo 2 y 3

gasto 342.22 g.p.m. tubería de acero soldable
1295.30 l.p.m.

diámetro (mm)	caída presión (%)	velocidad (m/s)
86	11.9	3.4
100	6.27	2.64

descargando boutique, agencia de viajes y cinco niveles con habitación tipo 2 y 3

gasto 263.26 g.p.m. tubería de acero soldable
996.44 l.p.m.

diámetro (mm)	caída presión (%)	velocidad (m/s)
76	15	3.5
86	7.14	2.61
100	3.77	2.03

descargando diez habitaciones tipo 2 y cinco tipo 3

gasto 209.51 g.p.m. tubería de acero soldable
793.00 l.p.m.

diámetro (mm)	caída presión (%)	velocidad (m/s)
64	29.5	4.32
76	9.77	2.8
86	4.73	2.04

descargando diez habitaciones tipo 2 y diez tipo 3

gasto	138.01	g.p.m.	tubería de Acero soldable	
	522.37	l.p.m.		
		diámetro (mm)	caída presión (%)	velocidad (m/s)
		76	4.74	1.92

descargando trece habitaciones tipo 2 y trece tipo 3 y la suite presi

gasto	28.02	g.p.m.	tubería de cobre	
	1.77	l.p.m.		
		diámetro (mm)	caída presión (%)	velocidad (m/s)
		50	5.044	1.37

todas las subidas con tubería de cobre tienen con suficiente aproxima el mismo gasto, por ésta razón solamente mostraremos el cálculo de la más alejado y con mayores pérdidas.

El gasto en la columna para dar servicio a 13 habitaciones tipo 2 dos F&C de la suite presidencial.

es de:

	58.16	gpm	la descarga en cada piso es:	
	3.67	lps	0.681 lps	
gasto		diametro (mm)	caída presión (%)	velocidad (m/s)
3.67		50	7.196	1.663
2.989		50	5.044	1.37
2.307		38	12.2	1.862
1.626		38	6.81	1.354
0.945		32	5.79	1.113

En el último piso descargamos un F&C para cuarto tipo No. 2

0.718	25	9.45	1.31
-------	----	------	------

descargando uno de los F&C de la suite presidencial

0.359	19	9.45	1.08
-------	----	------	------

para un F&C con gasto de 3.6 g.p.m. 0.227 1.p.s.

0.227	19	3.52	0.63
-------	----	------	------

6.15

UNAH- F.E.S. CUAUTITLAN CALCULO DE BOMBAS DE AIRE ACONDICIONADO
TESTIS PROFESIONAL

Para el cálculo de las bombas de aire acondicionado debemos hacer notar que la altura de trabajo para un F&C es mayor que para una U.M.A., ya que en éste caso particular tienen una mayor caída de presión en el serpentín

Así que el circuito más alejado de las bombas que termine en un serpentín de un F&C, será el que escogeremos para calcular las bombas.

El serpentín más alejado es el de la suite presidencial que tiene 7.92 ft.c.a. comparado con los más cercanos que tienen 7.0 ft.c.a.

TRAMO	CAUDAL (l.p.s.)	DIÁMETRO (cm)	VELOCIDAD (m/s)	LONGITUD (m)	LONG. EQUIV. (m)	PERDIDAS fricción (m.c.a./100 m)(m.c.a.)	PERDIDAS TOTALES
1-2	10.85	76	2.19	9	52.27	4.1	2.512
2-3	21.7	100	2.27	3	3.56	6.6	0.433
3-4	22.55	125	2.45	8.5	10.15	6.27	1.169
4-5	30.00	125	2.5	11	2.56	5.05	0.685
5-6	29.08	125	2.19	21	17.85	3.31	1.286
6-7	26.82	100	3.24	10	5.73	9.24	1.453
7-8	21.59	100	2.64	9.5	3.68	6.27	0.826
8-9	16.61	100	2.03	9.5	2.05	3.77	0.435
9-10	13.22	76	2.8	9.5	1.56	4.73	0.523
10-11	8.71	76	1.92	9.5	4.68	4.79	0.679
11-12	3.67	50	1.663	3.5	1.05	7.19	0.327
12-13	2.989	50	1.37	3.5	1.05	5.04	0.229
13-14	2.307	38	1.662	3.5	0.82	12.2	0.527
14-15	1.626	38	1.354	3.5	0.82	6.81	0.294
15-16	0.945	32	1.113	3.5	2.1	5.79	0.324
16-17	0.718	25	1.31	2.5	2.5	9.45	0.473
17-18	0.359	19	1.08	15	4	9.45	1.796
18-19	0.718	25	1.31	2.5	2.5	9.45	0.473
19-20	0.945	32	1.113	3.5	2.1	5.79	0.324
20-21	1.626	38	1.354	3.5	0.82	6.81	0.294
21-22	2.307	38	1.662	3.5	0.82	12.2	0.527
22-23	2.989	50	1.37	3.5	1.05	5.04	0.229
23-24	3.67	50	1.663	3.5	1.05	7.19	0.327
24-25	8.71	76	1.92	9.5	4.68	4.79	0.679
25-26	13.22	76	2.8	9.5	1.56	4.73	0.523
26-27	16.61	100	2.05	9.5	2.05	3.77	0.435
27-28	21.59	100	2.64	9.5	3.68	6.27	0.826
28-29	26.82	100	3.24	10	5.73	9.24	1.453
29-30	29.08	125	2.19	21	17.85	3.31	1.286
30-31	30	125	2.5	11	2.56	5.05	0.685
31-32	32.55	125	2.45	8.5	11.15	6.27	1.232
32-33	21.7	100	2.27	1.5	2.05	6.6	0.234
33-34	10.85	76	2.19	6.5	59.68	4.1	2.713
34-35	32.55	125	2.45	11	3.05	6.27	0.681
35-36	21.7	100	2.27	1	13.52	6.6	0.956
36-37	10.85	76	2.19	9	39.43	4.1	1.986

TOTAL:

PERDIDAS POR FRICCION: 30.04 M.C.A.

CAIDA DE PRESION EN FAC 2.41 M.C.A.

CAIDA DE PRESION EN EL
EVAPORADOR: 4.02 M.C.A.COLUMNA DINAMICA TOTAL
36.47 M.C.A.
119.7 FT.C.A.

DE FORMULA:

GASTO (L.P.S.) C.D.T. (M.C.A.)

H.P. =

76 EFICIENCIA

21.07436.47

791.4

H.P. =

H.P. =

7640.7

53.2

H.P. = 14.9

DE GRAFICAS ELEGIMOS UNA MOTOBOMBA CON LAS SIGUIENTES CARACTERISTICAS

MCA: AURORA PUMP
MODELO: 4x4x78
POTENCIA 20 H.P.
3 FASES
60 HZ
3500 R.P.M.
IMPULSOR 6.25'

E S T A D O	DATOS SITUACION			DATOS VERANO					DATOS INVIERNO			
	Posición Geográfica	Altura	Presión	Temp.	Temp.de	Grados-día	Temp.	Temp.de	Grados-d:	Temp.	Temp.de	Grados-d:
	Latitud	Longitud S.N.M.										
	N	W	M	Mo	MM	Hp	°C	HS	EH		°C	°C
AGUASCALIENTES												
Aguascalientes	21° 53'	102° 18'	1879	816	612	36.8	34	19	248	- 4.7	0	330
BAJA CALIFORNIA												
Ensenada	31° 52'	116° 35'	13	1012	759	36.5	34	26	109	+ 1.1	+ 5	492
Mexicali	32° 29'	115° 30'	1	1013	760	47.8	43	28	1660	- 3.7	+ 1	372
La Paz	24° 30'	110° 07'	18	1011	753	38.0	36	27	1827	+ 9.0	+13	556
Tijuana	32° 29'	117° 02'	28	1010	753	38.2	35	26	754	- 3.3	+ 2	556
CAMPACHE												
Campêche	19° 51'	90° 32'	25	1010	758	38.9	36	26	2087	+12.7	+16	
Ciudad del Carmen	18° 38'	91° 49'	3	1013	760	41.0	37	26	2126	+10.8	+14	
COAHUILA												
Monclova	26° 55'	101° 26'	586	948	711	42.0	38	24	1169	- 7.8	- 3	326
Nueva Rosita	27° 55'	101° 17'	430	965	724	45.0	41	25	1539	- 8.5	- 3	1,81
Piedras Negras	28° 42'	100° 31'	220	983	741	43.9	40	26	1547	-11.9	- 6	479
Saltillo	25° 26'	101° 00'	1609	842	632	38.0	35	22	208	- 9.6	- 4	523
COLIMA												
Colima	19° 14'	103° 45'	494	958	719	39.5	36	24	1683	+ 8.5	+12	
Manzanillo	19° 04'	104° 20'	3	1013	760	38.6	35	27	2229	+12.1	+15	
CHIAPAS												
Tapachula	14° 54'	92° 16'	168	934	746	37.4	34	25	2081	+12.8	+16	
Tuxtla Gutiérrez	16° 45'	93° 05'	536	953	715	38.5	35	25	1601	+ 7.2	+11	
CHIHUAHUA												
Chihuahua	28° 38'	106° 04'	1423	860	645	38.5	35	23	651	-11.5	- 6	793
Ciudad Juárez	31° 44'	106° 29'	1137	889	667	41.2	37	24	695	-16.0	-10	1289

	N	N'	M'	M5	M4	M3	C	LS	EM		C	C	
VERACRUZ													
Jalapa	19° 34'	96° 55'	1399	863	647	34.6	32	21	245	+ 2.2	+ 6	208	
Pana de Azúcar	18° 51'	97° 05'	1246	878	659	37.0	34	21	184	+ 1.5	+ 6	134	
Veracruz	19° 12'	96° 03'	16	1011	753	35.6	33	27	1763	+ 9.6	+13		
YUCATAN													
Merida	20° 53'	89° 33'	22	1011	758	41.0	37	27	2145	+11.6	+15		
Progreso	21° 17'	89° 40'	14	1012	759	38.8	36	27	1908	+13.0	+16		
ZACATECAS													
Fresnillo	23° 10'	102° 53'	2250	781	586	39.0	36	19	235	- 4.5	0	754	
Zacatecas	22° 47'	102° 34'	2612	784	561	29.0	28	17		- 7.5	- 2	1383	
QUINTANA ROO													
Cruz del Sur	20° 31'	86° 57'	3	1013	760	35.8	33	27	1969	+10.3	+14		
Puerto Chispa	18° 30'	88° 20'	4	1013	760	37.2	34	27	2120	+ 9.5	+13		
TAMAULIPAS													
Matamoros	25° 32'	87° 20'	12	1012	759	39.3	36	26	1815	- 4.7	0	47	
Nuevo Laredo	27° 29'	99° 30'	140	967	748	45.0	41	32	2042	- 7.0	- 2	118	
Tampico	22° 12'	97° 81'	18	1011	733	39.3	36	26	1635	- 2.5	+ 2		
Ciudad Victoria	23° 44'	99° 08'	221	977	733	41.7	36	26	1397	- 2.3	+ 2	87	
TLAXCALA													
Tlaxcala	19° 32'	98° 15'	2252	781	686	29.4	38	17	34	- 1.4	+ 3	512	

TABLA 61

	N	N	N	ES	SE	SE	°C	ES	SE	°C	°C	
							1.52					
CHILE												
Antofagasta	18° 45'	75° 57'	1531	874	655	47.4	42	22	1655	+ 5.3	+ 2	
Antofagasta	18° 55'	77° 14'	1533	879	627	38.6	31	20	1650	+ 6.9	+ 11	
CHILE												
San Diego	21° 32'	105° 17'	7	1013	763	36.0	33	26	1602	+ 7.3	+ 11	
Temuco	21° 31'	104° 55'	918	912	624	38.9	36	26	1600	+ 1.9	+ 6	
CHILE												
Montealegre	25° 12'	99° 50'	432	965	724	42.8	39	25	1856	+ 0.5	+ 5	92
Montealegre	25° 40'	100° 18'	534	954	715	41.5	38	26	1161	- 5.4	0	173
CHILE												
Concepción	17° 04'	96° 42'	1563	846	635	38.0	35	22	230	+ 2.4	+ 7	
Concepción	16° 12'	95° 12'	56	1007	755	36.8	34	26	2403	+ 15.0	+ 12	
CHILE												
Temuco	19° 02'	96° 11'	2150	790	593	30.8	29	17	144	- 1.5	+ 3	418
Temuco	18° 28'	97° 23'	1676	835	627	37.0	34	20	156	- 5.0	0	80
CHILE												
Queretaro	20° 36'	100° 23'	1842	819	614	36.2	33	21	159	- 4.9	- 0	248
CHILE												
San Luis Potosí	22° 09'	100° 58'	1877	816	612	37.3	34	18	86	- 2.7	+ 2	345
CHILE												
Sinaloa												
Guadalupe	24° 48'	107° 24'	53	1007	755	40.9	37	27	1653	+ 31.1	+ 7	
Guadalupe	23° 11'	106° 25'	78	1004	753	33.4	31	26	1373	+ 11.2	+ 14	
Topolobampo	25° 36'	109° 03'	3	1013	760	41.1	37	27	1754	+ 8.0	+ 12	
CHILE												
Guaymas	27° 55'	110° 53'	4	1013	760	47.0	42	22	1609	+ 7.0	+ 11	
Hermosillo	29° 05'	110° 58'	211	589	742	45.0	41	28	1875	+ 2.0	+ 6	84
Nogales	30° 21'	110° 58'	1117	255	664	41.0	37	26	655	- 9.0	- 4	975
Ciudad Obregón	27° 29'	109° 55'	40	1009	757	48.0	43	28	2443	- 1.1	+ 4	
CHILE												
Tarazona												
Villahermosa	17° 59'	92° 55'	10	1012	759	41.0	37	26	7206	+ 12.2	+ 15	

	N	E	M	PS	PM	Hz	°C	AS	PH		C	C	
101													
ESTADO FEDERAL Mexico Chapultepec	19° 25'	99° 10'	2240	750	555	33.8	30	17	78	- 4.8	0		847
GUANAJUATO													
Guanajuato	24° 01'	104° 40'	1838	814	610	35.6	33	17	100	- 5.0	0		550
Ciudad Lerdo	25° 30'	103° 32'	1140	859	667	39.0	36	21	1082	- 4.2	+ 1		827
GUANAJUATO													
Salamanca	20° 32'	100° 45'	1754	828	610	41.5	38	20	657	- 4.5	0		136
Guanajuato	21° 01'	101° 15'	2037	801	601	33.8	32	18	49	+ 0.1	+ 5		245
Ledón	21° 07'	101° 41'	1809	822	617	36.5	34	20	192	- 2.5	+ 2		176
Salvatierra	20° 13'	100° 53'	1761	827	620	38.0	35	19	367	- 2.0	+ 3		40
GUERRERO													
Acapulco	16° 50'	99° 56'	3	1013	760	35.8	33	27	2613	+15.8	+19		
Ciudad Bravo (Chilpancingo)	17° 33'	99° 30'	1250	878	658	35.2	33	23	434	+ 5.0	- 9		
Paxco	18° 33'	99° 36'	1755	828	621	36.5	34	20	518	- 8.0	+12		
HIDALGO													
Petropán	20° 08'	95° 45'	2445	764	573	31.4	29	18		- 5.8	- 1		1007
Pulancingo	20° 05'	98° 22'	2181	787	590	34.7	32	19	12	- 5.8	- 1		849
JALISCO													
Guadalajara	20° 41'	103° 20'	1589	844	633	36.0	33	20	204	- 3.7	+ 1		164
Lagos	21° 22'	101° 56'	1680	816	612	43.2	39	20	574	- 3.2	+ 2		162
Puerto Vallarta	20° 37'	105° 15'	2	1013	760	39.0	36	26	2090	+11.0	+14		
MEXICO													
Texcoco	19° 31'	98° 52'	2216	784	588	34.0	32	19	175	- 6.0	- 1		503
Toluca	19° 17'	99° 39'	2675	743	557	26.8	26	17		- 3.0	+ 2		1570
MICHOCAN													
Apatzingán	19° 05'	102° 15'	682	937	703	43.0	39	25	3013	+11.5	+15		270
Morelia	19° 42'	101° 07'	1923	812	609	31.3	30	19	165	+ 1.6	+ 6		270
Zamora	19° 59'	102° 18'	1633	840	630	37.5	35	20	320	- 0.2	+ 4		25
Zacapu	19° 45'	101° 45'	2000	804	603	34.8	32	19	168	- 6.0	- 1		675

I. M. S. C. OF DE INSTALACIONES Y EQUIPOS.	C O N D I C I O N E S A T M O S F E R I C A S D E D I S C R O.	R E C O M E N D A C I O N E S A M I C A
--	--	--

ASOCIACION MEXICANA DE INGENIEROS EN CALEFACCION Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

NOTAS

- COLUMNA (5)** Presión Barométrica en milibars)
- La presión atmosférica normal (Standard barometric pressure) es de 1013.25 milibars, equivalentes a 760 milímetros de mercurio ó 29.921" Hg. Un milibario -- equivale a 1000 dinas por centímetro cuadrado, ó 0.75 mm. Hg.
- COLUMNA (7)** Temperatura máxima extrema registrada en un período no menor de 15 años.
- COLUMNA (8)** Temperatura de bulbo seco de cálculo para verano --- (summer dry bulb design temperature), fijada según -- Norma AMICA 2-1955.
- COLUMNA (9)** Temperatura de bulbo húmedo de cálculo (wet bulb --- design temperature).
- COLUMNA (10)** Grados-día de refrigeración, estimados sobre 20°C. Las poblaciones en que no aparecen grados-día, no tienen verano.
- COLUMNA (11)** Temperatura mínima extrema registrada en período no menor de 15 años.
- COLUMNA (12)** Temperatura seca de cálculo para invierno (winter dry bulb design temperature), fijada según Norma AMICA 1-1955.
- COLUMNA (13)** Grados-día de calefacción: estimados abajo de 17°C. poblaciones en que no aparecen grados-día, no tienen invierno.

TABLA 6.2

VALORES DE CONDUCTANCIA TERMICA "K" EN MATERIALES PARA CONSTRUCCION
CORRESPONDIENTES A ESTA OBRA EN PARTICULAR

MATERIAL	CONDUCTIVIDAD	ESPESOR	RESISTENCIA
	TERMICA Kcal/(hr-m ² - C)	(mts)	(hr-m ² - C)/Kcal
AIRE	0.021	0.7	47.5
ALFOMBRA HULE-ESPUMA		0.01	0.23
APLANADO	0.62	0.013	1.61
CONCRETO	1.5	0.12	0.64
LADRILLO COMUN	0.62	0.02	1.61
MADERA DE ROBLE	0.136	0.030	7.35
TABIQUE COMUN	0.8	0.14	1.25
TEJONTE	0.16	0.06	6.25
TECHO PREFABRICADO	0.372	0.01	2.68
VIDRIO COMUN	0.55	0.006	1.82
YESO	0.41	0.013	0.092
MARROL	2.55	0.02	0.392

1

UMPAO 30HRS	TEMP DE C (air) ENT. (F)	Kw	FLUJO DE AGUA DE ENFRIAMEN		AGUA DE CONDENSADOS												
			T (in) TO	PD	TEMPERATURA DEL AGUA A LA ENTRADA												
					75°				80°				90°				
			GPM	PD	GPM	TEA (F)	PD	GPM	TEA (F)	PD	GPM	TEA (F)	PD	GPM	TEA (F)	PD	
070	52.0	140.0	70.1	71.7	133.5	5.0											
	54.2	135.0	74.4	73.4	129.7	5.4											
	56.4	130.0	78.6	75.5	125.9	5.8											
	58.6	125.0	70.6	76.6	140.3	6.2											
	60.9	120.0	68.6	78.6	145.7	6.7											
	63.1	115.0	66.5	80.3	151.1	7.1											
	65.4	110.0	64.7	82.0	156.5	7.7											
	67.7	105.0	61.8	83.7	162.0	8.2											
	68.1	104.2	81.8	85.1	162.0	8.2											
	70.0	100.0	59.4	85.4	167.6	8.8	138.8	89.8	3.3	134.9	84.9	3.1	131.1	100.1	2.9	127.3	105.2
080	72.3	95.0	56.8	87.0	173.1	9.3	199.7	85.5	6.5	332.0	86.3	16.7	103.0	95.0	15.7	183.6	100.8
	58.3	140.0	70.1	71.7	133.5	5.0											
	60.7	135.0	74.4	73.4	129.7	5.4											
	63.1	130.0	78.6	75.5	125.9	5.8											
	65.5	125.0	70.6	76.6	140.3	6.2											
	67.9	120.0	68.6	78.6	145.7	6.7											
	70.4	115.0	74.7	81.7	151.0	7.2											
	72.9	110.0	72.1	83.5	156.4	7.7											
	75.4	105.0	69.8	85.2	161.8	8.2											
	78.1	103.4	68.6	93.9	182.2	10.3	1190	940	2.9	1575	94.4	5.0	226.7	86.0	8.7	406.2	95.8
090	77.9	100.0	60.7	95.1	186.4	10.4	146.0	90	3.0	181.0	93.0	5.0	332.8	91.9	20.0	191.0	100.0
	80.4	95.0	53.8	102.4	114.4	20.7	168.2	86.8	0.3	343.7	86.8	21.2					
	65.3	140.0	70.1	71.7	133.5	5.0											
	67.8	135.0	74.4	73.4	129.7	5.4											
	70.0	130.0	78.6	75.5	125.9	5.8											
	72.2	125.0	70.6	76.6	140.3	6.2											
	75.8	120.0	68.6	78.6	145.7	6.7											
	78.5	115.0	83.1	81.0	151.0	7.2											
	81.1	110.0	80.2	101.9	153.1	11.6											
	83.8	105.0	77.1	103.8	200.7	12.4											
100	84.7	103.3	76.1	104.4	212.2	13.0	132.2	94.0	3.0	156.7	90.0	4.1	152.7	90.5	3.9	149.8	108.2
	86.5	95.0	70.8	107.6	213.7	14.0	105.5	90.9	4.2	222.5	91.4	7.8	184.2	92.0	18.5	101.6	106.1
	89.3	90.0	70.8	107.6	213.7	14.0	228.0	86.4	6.2	375.8	86.4	20.7					
	75.2	140.0	70.1	71.7	133.5	5.0											
	78.2	135.0	74.4	73.4	129.7	5.4											
	81.7	130.0	78.6	75.5	125.9	5.8											
	84.0	125.0	70.6	76.6	140.3	6.2											
	87.0	120.0	68.6	78.6	145.7	6.7											
	90.0	115.0	91.4	81.0	151.0	7.2											
	92.8	110.0	91.1	116.4	222.2	8.1											
110	95.7	105.0	87.7	118.0	223.1	8.1	135.0	99.1	2.7	132.0	101.3	2.6	128.7	106.4	2.5	125.7	111.5
	98.6	103.0	85.1	116.0	223.6	8.1	143.6	94.2	3.3	197.6	94.5	5.5	286.9	95.0	11.0	160.5	106.5
	98.7	100.0	84.1	120.5	230.3	9.2	178.7	91.2	4.6	245.8	91.8	8.3	405.9	92.7	21.0	234.7	101.9
	101.6	95.0	80.4	122.4	243.2	9.7	251.6	86.7	8.8	417.9	87.1	23.1				93.2	97.3
	81.7	140.0	70.1	71.7	133.5	5.0											
	84.2	135.0	74.4	73.4	129.7	5.4											
	87.3	130.0	78.6	75.5	125.9	5.8											
	90.3	125.0	70.6	76.6	140.3	6.2											
	93.4	120.0	68.6	78.6	145.7	6.7											
	96.4	115.0	102.3	120.9	230.8	8.8											
120	99.5	110.0	98.7	125.0	238.3	9.3	143.4	94.4	2.6	185.6	96.6	4.2	255.5	97.0	7.6	177.3	106.7
	102.6	105.0	94.9	127.6	245.6	10.1	160.2	94.2	3.2	212.2	94.5	5.4	308.3	95.0	10.7	249.8	102.1
	103.7	102.9	93.3	127.9	248.3	10.1	160.2	94.2	3.2	212.2	94.5	5.4	308.3	95.0	10.7	249.8	102.1
	105.7	100.0	91.1	129.3	253.0	10.9	189.7	91.9	4.0	261.1	91.9	7.9	426.7	92.3	19.5	314.2	97.4
	107.6	95.0	87.7	131.0	260.4	11.0	266.0	89.9	8.2	439.3	87.2	20.6				177.3	106.7
	97.1	140.0	70.1	71.7	133.5	5.0											
	90.4	135.0	74.8	72.7	126.5	5.4											
	93.0	130.0	78.3	75.3	122.0	5.8											
	96.8	125.0	70.3	77.3	127.1	6.2											
	100.0	120.0	67.8	79.3	132.3	6.7											
130	103.2	115.0	100.3	131.7	247.0	10.6	157.0	96.6	2.5	192.8	96.7	4.0	192.5	101.8	3.8	188.3	106.9
	106.0	110.0	103.3	134.9	254.7	11.2	170.0	96.6	2.5	216.0	96.7	4.0	217.1	97.1	3.7	205.1	102.7
	109.7	105.0	102.3	138.2	262.6	11.9	192.0	91.6	4.2	276.7	92.0	7.6	448.1	92.4	18.5	437.4	97.5
	111.1	102.7	100.4	139.8	270.2	11.9	207.9	91.6	4.2	276.7	92.0	7.6	448.1	92.4	18.5		
	112.9	100.0	91.1	139.3	260.4	11.0	266.0	89.9	8.2	439.3	87.2	20.6					
	116.2	95.0	93.8	140.5	278.1	12.5	282.7	87.0	7.9	460.7	87.3	19.5					
	100.3	140.0	70.1	71.7	133.5	5.0											
	103.3	135.0	74.3	73.3	129.8	5.4											
	106.4	130.0	78.9	75.9	125.9	5.8											
	117.3	125.0	70.9	76.9	140.9	6.2											
140	116.4	120.0	68.9	78.9	146.0	6.7											
	120.4	115.0	130.1	155.0	288.2	7.4											
	124.5	110.0	131.5	156.5	299.1	7.9	151.4	100.2	2.5	188.3	100.3	3.7	183.0	105.4	3.5	179.1	110.6
	127.5	105.0	128.9	158.9	307.9	8.5	192.8	95.9	4.0	260.7	95.9	6.3	344.3	96.0	12.0	344.6	101.1
	129.1	104.0	126.6	161.0	308.9	8.6	203.0	94.2	4.2	266.4	94.6	7.0	389.4	95.0	14.2		
	132.7	100.0	121.9	162.2	317.7	9.0	256.2	90.4	6.5	364.5	90.9	17.8					
	135.8	95.0	116.8	161.1	327.0	9.6	374.5	85.8	11.2								
	111.9	140.0	70.1	71.7	133.5	5.0											
	116.1	135.0	74.8	72.8	126.5	5.4											
	120.5	130.0	78.3	75.3	122.0	5.8											
160	124.6	125.0	70.3	77.3	127.1	6.2											
	129.2	120.0	67.8	79.3	132.3	6.7											
	133.5	115.0	100.3	131.7	247.0	10.6											
	138.1	110.0	103.3	134.9	254.7	11.2	170.0	96.6	2.5	216.0	96.7	4.0	217.1	97.1	3.7	205.1	102.7
	142.4	105.0	102.3	138.2	262.6	11.9	192.0	91.6	4.2	276.7	92.0	7.6	448.1	92.4	18.5		
	142.4	104.8	149.1	181.0	340.9	10.4	270.0	94.1	3.9	300.3	94.5	6.5	435.6	95.0	12.9	210.9	109.7
	145.9	100.0	121.9	162.2	317.7	9.0	256.2	90.4	6.5	364.5	90.9	17.8				210.9	109.7
	148.3	95.0	116.8	161.1	327.0	9.6	374.5	85.8	11.2							247.5	104.9
	151.3	90.0	110.0	161.1	327.0	9.6	374.5	85.8	11.2							247.5	104.9
	154.4	85.0	105.0	161.1	327.0	9.6	374.5	85.8	11.2							247.5	104.9

DIMENSIONES DE LA TORRE						
Modelo	gpm por celda	W	H	A	B	C
361-101	135-1000	19'-2	10'-10-3/8	2	8'-0	72"
362-101	165-1235	21'-2	10'-10-3/8	2	8'-0	72"
363-101	135-1000	19'-2	12'-10-3/8	2	8'-0	72"
364-101	165-1235	21'-2	12'-10-3/8	2	8'-0	72"
365-101	190-1455	23'-2	12'-10-3/8	2	8'-0	72"
366-101	205-1500	21'-2	10'-10-3/8	3	12'-0	96"
367-101	245-1850	23'-2	10'-10-3/8	3	12'-0	96"
368-101	205-1500	21'-2	12'-10-3/8	3	12'-0	96"
369-101	245-1850	23'-2	12'-10-3/8	3	12'-0	96"
370-101	285-2185	25'-2	12'-10-3/8	3	12'-0	96"
371-101	270-2000	21'-2	12'-10-3/8	4	16'-0	96"
372-101	325-2465	23'-2	12'-10-3/8	4	16'-0	96"
373-101	380-2910	25'-2	12'-10-3/8	4	16'-0	96"
374-101	340-2500	23'-2	12'-10-3/8	5	20'-0	120"
375-101	410-3080	25'-2	12'-10-3/8	5	20'-0	120"
376-101	475-3640	27'-2	12'-10-3/8	5	20'-0	120"

TABLA DE TORRES DE ENFRIAMIENTO
DIMENSIONES Y SELECCION

TABLA 6.4

TABLA 6.5

UNIDADES MANEJADAS RAS DE AIRE	CAPACIDADES DE TRABAJO DE AIRE PCM A DIFERENTES VELOCIDADES FPM						SECCIONES DE EXHAUSTO Y EXHAUSTION			SECCIONES DE CALEFACCION MULTIZONA			ARANICO FC			ARANICO AF			FILTROS DE AIRE PLACAS		FILTROS DE AIRE ACULARES		No. HARET DE ZONA
							ALTO X LARGO			ALTO X LARGO			CONTEN. Y MANTEN EN PIES ³	FILTRO EN PIES ³	LONG. PULG.	CONTEN. Y MANTEN EN PIES ³	FILTRO EN PIES ³	LONG. PULG.	CONTEN. Y MANTEN EN PIES ³	FILTRO EN PIES ³	CONTEN. Y MANTEN EN PIES ³	AREA DE PIES ²	
	MODELO	120	420	430	520	530	600	- EN PIES -	AREA - PIES ²	No. DE TUBOS	- EN PIES -	AREA - PIES ²											
13	-55	320	385	430	520	530	8 x 14	1.3	4	-	-	-	(1) - 1	3/4	31	-	-	-	(1) 16 x 25	2.8	(2) 16 x 25	5.6	-
25	875	1050	1125	1250	1375	1500	15 x 24	2.5	8	-	-	-	(1) - 1	3/4	31	-	-	-	(1) 16 x 25	2.8	(2) 16 x 25	5.6	-
35	1125	1400	1575	1750	1925	2100	18-1/2 x 27	3.5	10	11-1/2 x 27	2.15	6	(1) - 10	1	24	-	-	-	(2) 16 x 20	4.4	(2) 20 x 25	7.0	5
50	1750	2000	2250	2500	2750	3000	22 x 33	5.0	12	11-1/2 x 33	2.85	6	(1) - 12	1	40	-	-	-	(2) 20 x 25	7.0	(4) 16 x 20	8.8	6
-	2450	2830	3150	3500	3850	4200	25-1/2 x 40	7.0	14	15 x 40	4.15	8	(1) - 15	1-3/16	49	-	-	-	(3) 16 x 25	8.4	(5) 20 x 25	14	8
81	2835	3240	3645	4050	4455	4860	29 x 40	8.1	16	-	-	-	(1) - 16	2-3/16	49	-	-	-	(2) 16 x 25	10.0	(4) 20 x 25	14	-
100	3500	4000	4500	5000	5500	6000	22 x 66	10.0	12	11-1/2 x 66	5.3	6	(2) - 12	1	62 1/2	-	-	-	(3) 16 x 25	11.9	(7) 16 x 20	18.4	13
117	4075	4680	5285	5890	6495	7100	25-1/2 x 66	11.7	14	-	-	-	(2) - 12	1	62 1/2	-	-	-	(3) 16 x 25	11.9	(7) 16 x 20	18.4	-
140	4900	5600	6300	7000	7700	8400	25-1/2 x 79	14.0	14	15 x 79	8.22	-	(2) - 12	1	62 1/2	-	-	-	(3) 16 x 25	11.9	(7) 16 x 20	18.4	-
159	5565	6360	7155	7950	8745	9540	29 x 79	15.9	16	-	-	-	(2) - 15	1-3/16	75 1/2	(2) - 12	2-3/16	80	(4) 16 x 25	16.8	(9) 16 x 25	25.2	16
200	7000	8000	9000	10000	11000	12000	29 x 100	20.0	16	18-1/2 x 100	12.85	13	(2) - 16	1-3/16	96 1/2	(2) - 15	2-7/16	95 1/2	(10) 16 x 20	22.0	(12) 20 x 25	42.0	20
250	8750	10000	11250	12500	13750	15000	36 x 100	25.0	20	18-1/2 x 100	12.85	10	(2) - 16	1-3/16	96 1/2	(2) - 15	2-7/16	95 1/2	(10) 16 x 20	22.0	(12) 20 x 25	42.0	20
253	8835	10170	11385	12610	13915	15180	32-1/2 x 112	23.3	18	-	-	-	(2) - 21	1-7/16	105 1/2	(2) - 18	2-11/16	106 1/2	(12) 20 x 20	33.6	(18) 20 x 20	50.4	-
280	9800	11200	12600	14000	15400	16800	36 x 112	28.0	20	22 x 112	17.1	17	(2) - 21	1-7/16	105 1/2	(2) - 18	2-11/16	106 1/2	(12) 20 x 20	33.6	(18) 20 x 20	50.4	22
334	11690	13380	15070	16760	18450	20140	43 x 112	33.4	24	-	-	-	(2) - 21	1-7/16	105 1/2	(2) - 18	2-11/16	106 1/2	(18) 16 x 20	39.6	(30) 16 x 20	64.0	-
350	12600	14400	16200	18000	19800	21600	46-1/2 x 112	36.0	26	22 x 112	17.1	12	(2) - 21	1-7/16	105 1/2	(2) - 18	2-11/16	106 1/2	(18) 16 x 20	39.6	(30) 16 x 20	64.0	22
430	16000	18000	20000	22000	24000	26000	43 x 134	40.0	24	25-1/2 x 134	23.7	14	(2) - 25	2-7/16	124	(2) - 22	2-15/16	125 1/2	(16) 16 x 20	44.2	(28) 20 x 20	78.4	27
45	16275	18520	20765	23010	25255	27500	50 x 134	48.5	28	-	-	-	(2) - 25	1-7/16	114	(2) - 22	2-15/16	125 1/2	(16) 16 x 20	44.2	(28) 20 x 20	78.4	27
500	17500	20000	22500	25000	27500	30000	53-1/2 x 134	50.0	30	25-1/2 x 134	23.7	14	(2) - 25	1-7/16	114	(2) - 22	2-15/16	125 1/2	(16) 16 x 20	44.2	(28) 20 x 20	78.4	27
535	18125	21000	23875	26750	29625	32500	53-1/2 x 144	52.5	30	-	-	-	(2) - 30	2-1/16	137	(2) - 24	2-3/16	140 1/2	(14) 16 x 20	54.6	(33) 20 x 20	98.0	22
530	20300	23200	26100	29000	31900	34800	58 x 144	58.0	32	32-1/2 x 144	32.5	18	(2) - 30	2-1/16	137	(2) - 24	2-3/16	140 1/2	(14) 16 x 20	54.6	(33) 20 x 20	98.0	22
650	22750	26000	29250	32500	35750	39000	65 x 144	65.0	36	-	-	-	(2) - 31	1-1/16	137	(2) - 24	2-3/16	140 1/2	(14) 16 x 20	54.6	(33) 20 x 20	98.0	22
750	25200	28800	32400	36000	39600	43200	72 x 144	72.0	40	-	-	-	(2) - 31	1-1/16	137	(2) - 24	2-3/16	140 1/2	(14) 16 x 20	54.6	(33) 20 x 20	98.0	22

TABLA 6.6

3

6%	8	1°	3°	5°
8	12	1	2	3
11%	18	1	2°	3°
15	24	1	2	3
18%	30	1	2°	3°
22	36	2	3	4°
25%	42	2	3	4°
29	48	2	3	4°
32%	54	3	4°	5°
36	60	3	4°	5°
39%	66	3	4°	5°
43	72	4	5°	6°
46%	78	4	5°	6°
50	84	4	5°	6°
53%	90	5	6°	7°
57	96	5	6°	7°
60%	102	5	6°	7°
64	108	6	7°	8°
67%	114	6	7°	8°

4

6%	12	1	2	3	4°	8	
8	16	1	2	4	6		
11%	24	1	2	3	4	8°	12
15	32	1	2	3	4	16	
18%	40	2	4	5	10	20	
22	48	2	3	6	9	12	16° 24
25%	56	2	4	7	16	28	
29	64	2	7	64			
32%	72	3	6	9	12	24°	36
36	80	4	5	8	10	20	40
39%	88	3	11	22	44		
43	96	3	9	16	6	12	16 24° 32° 48
46%	104	4	10	25	52		
50	112	4	7	8	16	28	36
53%	120	5	10	12	15	18	30 40° 60
57	128	4	8	16	24	36	
60%	136	5	17	34	68		
64	144	6	9	18	11	24	36 48° 72
67%	152	6	10	20	30	40	60

5

6%	15	1°	3°	5°
8	20	1	2	3
11%	30	1	2°	3°
15	40	1	2	3
18%	50	2	3	4°
22	60	2	3	4°
25%	70	2	3	4°
29	80	3	4°	5°
32%	90	3	4°	5°
36	100	4	5°	6°
39%	110	4	5°	6°
43	120	4	5°	6°
46%	130	5	6°	7°
50	140	5	6°	7°
53%	150	6	7°	8°
57	160	6	7°	8°
60%	170	6	7°	8°
64	180	7	8°	9°
67%	190	7	8°	9°

ancho Total
cable tubos

6 HILERAS

numero de circuitos por evaporador

6 1/4	18	1	2*	3	6*	9			
8	24	1	2	3	4	6	8*	12	
11 1/4	36	1	2	3	4*	6	9	12*	18
15	48	2	4	6	8	12	16*	24	
18 1/2	60	2	5	6	10	12*	15	20*	30
22	72	2	3	4	6	8*	9	12	18
25 1/4	84	7	14	21	28*	42			
28	96	4	8	12	16	24	32*	48	
31 1/4	108	3	6	9	12*	18	27	36*	54
36	120	4	5	10	12	15	20	24*	30
39 1/4	132	11	22	33	44*	66			
43	144	4	6	8	12	16*	18	24	36
46 1/4	156	13	26	39	52*	78			
50	168	7	14	21	28	42*	54		
53 1/4	180	5	8	10	15	18	20*	30	36*
57	192	8	16	24	32	48	64*	96	
60 1/4	204	17	34	51	68*	102			
64	216	6	9	12	18	24*	27	36	54
67 1/4	228	19	38	57	76*	114			

8 HILERAS

6 1/4	24	1	2	3	4				
8	32	1	2	4	6				
11 1/4	48	1	2	3	4	6	8	12	
15	64	2	4	6	8	12			
18 1/2	80	2	4	5	8	10	16	24	
22	96	2	3	4	6	8	12	18	24
25 1/4	112	7	14	16*	28				
28	128	4	8	16	32				
31 1/4	144	3	6	9	12	16*	18	24	36
36	160	4	5	8	10	16	20	40	
39 1/4	176	11	22	44					
43	192	4	6	8	12	16	24	32	48
46 1/4	208	13	26	32					
50	224	7	14	28	32*	56			
53 1/4	240	5	8	10	12	15	20	24	30
57	256	8	16	32	64				
60 1/4	272	17	34	68					
64	288	6	9	12	18	24	32*	36	48
67 1/4	304	19	38	76					

7 HILERAS

6 1/4	21	1*	3*						
8	28	1	2	4*	7				
11 1/4	42	1	2*	3	6*	7			
15	56	2	4	7	8*	14			
18 1/2	70	2*	5	7	10*	14*			
22	84	2	3	4*	6	12*	14	21	
25 1/4	98	2*	7	14*					
28	112	4	8	14	16*	28			
31 1/4	126	3	6*	9	14*	18*	21		
36	140	4*	5	10	14	20*	28*	35	
39 1/4	154	11	22*						
43	168	4	6	8*	12	21	24*	28	42
46 1/4	182	13	26*						
50	196	4*	7	14	28*	49			
53 1/4	210	5	6*	10*	15	21*	35	42*	
57	224	8	16	28	32*	56			
60 1/4	238	17	34*						
64	252	6	9	12*	18	24*	36*	42	63
67 1/4	266	19	38*						

10 HILERAS

6 1/4	30	1	2*	3	6*				
8	40	1	2	4	5	8*			
11 1/4	60	1	2	3	4*	5	6	12*	
15	80	2	4	6	8	10	16*		
18 1/2	100	2	4*	5	10	20*			
22	120	2	3	4	6	8*	10	12	15
25 1/4	140	7	14	28*					
28	160	4	8	16	20	32*			
31 1/4	180	3	6	9	12*	15	18	36*	
36	200	4	5	8*	10	20	25	40*	
39 1/4	220	11	22	44*					
43	240	4	6	8	12	16*	20	24	30
46 1/4	260	13	26	52*					
50	280	7	14	28	35	56*			
53 1/4	300	5	6	10	12*	15	20*	25	30
57	320	8	16	32	40	64*			
60 1/4	340	17	34	68*					
64	360	6	9	12	16	24*	30	36	45
67 1/4	380	19	38	76*					

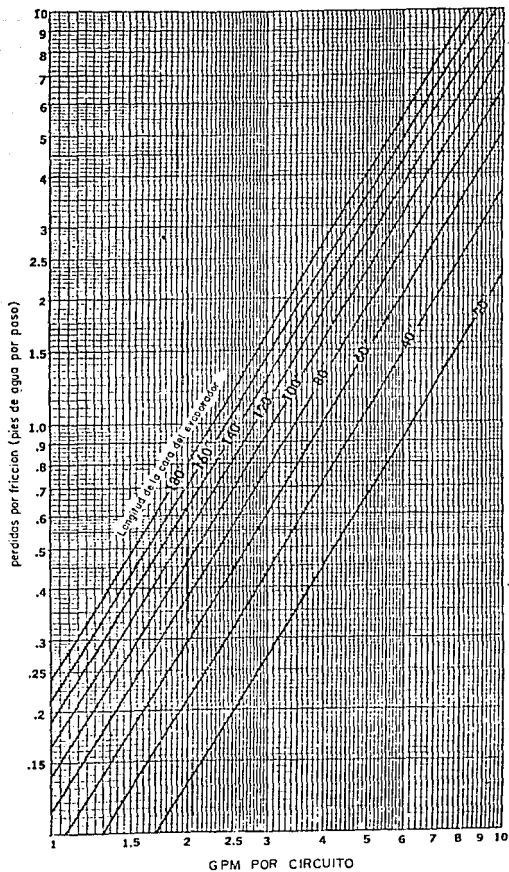
FRICCION DEL AIRE EN in.c.a.

SERIE MC

Velocidad de la cara	— 4	5	6	7	8	10
300	.12	.15	.18	.21	.23	.30
350	.16	.20	.24	.28	.32	.40
400	.20	.25	.30	.35	.41	.51
450	.25	.31	.37	.43	.50	.67
500	.28	.36	.44	.52	.60	.76
550	.36	.44	.52	.61	.70	.83
600	.41	.51	.61	.71	.81	1.02
700	.54	.67	.80	.93	1.08	1.32
800	.68	.84	.99	1.16	1.33	1.66
1000	.98	1.22	1.46	1.70	1.95	2.49

SERIE HC

Velocidad de la cara	— 3	4	5	6	7	8
300	.17	.23	.29	.34	.40	.46
350	.22	.29	.36	.44	.51	.59
400	.27	.36	.45	.54	.63	.73
450	.33	.43	.54	.65	.76	.87
500	.39	.51	.63	.76	.89	1.01
550	.44	.59	.74	.86	1.03	1.18
600	.50	.67	.84	1.01	1.18	1.35
700	.64	.86	1.08	1.27	1.49	1.70
800	.78	1.05	1.31	1.57	1.83	2.09
1000	1.11	1.47	1.85	2.22	2.58	2.96



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

		SERPENTIN SECO								SERPENTIN MO					
		NUESTRAS								NUESTRAS					
		4	5	6	7	8	10			3	4	5	6	7	8
VELOCIDAD DE CARGA (PIES/MIN.)	300	.11	.14	.16	.19	.22	.27	VELOCIDAD DE CARGA (PIES/MIN.)	300	.15	.20	.24	.29	.34	.39
	350	.14	.18	.21	.25	.28	.36		350	.19	.25	.31	.37	.43	.50
	400	.18	.22	.27	.31	.36	.45		400	.23	.31	.37	.46	.53	.61
	450	.22	.27	.33	.38	.44	.55		450	.28	.37	.46	.55	.64	.73
	500	.26	.33	.39	.46	.53	.66		500	.32	.43	.54	.64	.75	.86
	550	.31	.39	.47	.54	.62	.78		550	.37	.50	.62	.75	.87	.99
	600	.36	.45	.54	.63	.72	.90		600	.43	.57	.72	.86	1.00	1.15
	700	.47	.59	.70	.82	.94	1.17		700	.55	.72	.90	1.10	1.25	1.45
	800	.59	.74	.89	1.05	1.20	1.50		800	.67	.89	1.10	1.35	1.55	1.80
	1000	.87	1.10	1.30	1.50	1.75	2.20		1000	.94	1.25	1.55	1.90	2.20	2.50

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

		SERPENTIN SECO								SERPENTIN MO					
		NUESTRAS								NUESTRAS					
		4	5	6	7	8	10			3	4	5	6	7	8
VELOCIDAD DE CARGA (PIES/MIN.)	300	.14	.17	.21	.24	.27	.34	VELOCIDAD DE CARGA (PIES/MIN.)	300	.19	.24	.30	.37	.43	.49
	350	.18	.22	.27	.31	.36	.45		350	.24	.31	.38	.47	.54	.62
	400	.22	.28	.34	.39	.45	.56		400	.29	.38	.48	.58	.67	.76
	450	.27	.35	.41	.48	.55	.68		450	.35	.46	.57	.69	.80	.92
	500	.33	.41	.50	.58	.66	.82		500	.41	.54	.67	.81	.95	1.08
	550	.39	.49	.58	.68	.78	.97		550	.48	.62	.78	.94	1.10	1.24
	600	.45	.58	.68	.78	.90	1.12		600	.54	.71	.89	1.07	1.25	1.42

MC = MEDIA CAPACIDAD
AC = ALTA CAPACIDAD

TABLA 6.6

CAIDA DE PRESION (PULGADAS DE AGUA)
SERPENTIN DE CALEFACCION (AGUA)

VELOCIDAD DE CARGA (PIES/MINUTO)	SERIE MC				SERIE AC			SERIE BC	
	NÚMEROS				NÚMEROS			NÚMEROS	
	1	2	3	4	1	2	3	1	2
300	.03	.06	.09	.11	.06	.11	.15	.02	.04
350	.04	.08	.11	.14	.08	.14	.19	.03	.05
400	.05	.10	.14	.18	.09	.17	.24	.03	.06
450	.06	.12	.17	.22	.11	.20	.29	.04	.07
500	.08	.14	.20	.27	.13	.24	.33	.05	.09
600	.11	.20	.28	.36	.17	.31	.44	.07	.12
700	.14	.25	.37	.47	.22	.40	.56	.09	.16
800	.17	.32	.46	.59	.27	.50	.69	.11	.21
1000	.25	.47	.68	.87	.38	.69	.97	.16	.30
1200	.35	.64	.93	1.19	.51	.92	1.29	.23	.42

MC = MEDIA CAPACIDAD

AC = ALTA CAPACIDAD

BC = BAJA CAPACIDAD

CAIDA DE PRESION (PULGADAS DE AGUA)
SERPENTIN DE CALEFACCION (VAPOR)

VELOCIDAD DE CARGA (PIES/MIN)	SERIE MC			VELOCIDAD DE CARGA (PIES/MIN)	SERIE BC		
	NÚMEROS				NÚMEROS		
	1	2	4		1	2	4
400	.031	.064	.125	400	.019	.038	.075
500	.046	.094	.185	500	.028	.056	.111
600	.063	.128	.255	600	.038	.077	.153
700	.082	.167	.330	700	.049	.100	.198
800	.105	.210	.415	800	.063	.126	.249
900	.126	.258	.515	900	.076	.155	.309
1000	.153	.310	.615	1000	.092	.186	.369
1100	.180	.365	.715	1100	.108	.219	.429
1200	.210	.425	.823	1200	.126	.255	.494

MC = MEDIA CAPACIDAD

BC = BAJA CAPACIDAD

TABLA 6.7

RRH RRV

MEDIDA	AREA LIBRE EFFECTIVA (pulg. ²)	VOLUMEN DE AIRE							
		300 (PIES ³ /MIN.)	400 (PIES ³ /MIN.)	500 (PIES ³ /MIN.)	600 (PIES ³ /MIN.)	700 (PIES ³ /MIN.)	800 (PIES ³ /MIN.)	900 (PIES ³ /MIN.)	1000 (PIES ³ /MIN.)
10 X 6	42	87	118	148	175	204	233	262	291
12 X 6	51	107	142	178	214	249	285	320	356
10 X 8	57	119	158	199	239	279	318	358	398
12 X 8	70	148	194	243	291	340	388	437	485
14 X 8	83	172	230	287	344	402	459	517	574
12 X 12	108	225	300	375	450	525	600	675	750
20 X 10	150	312	416	520	624	728	832	936	1040
18 X 12	163	339	452	565	679	791	904	1017	1130
30 X 6	161	378	504	630	756	882	1008	1134	1260
24 X 12	323	465	620	775	930	1085	1250	1395	1550
18 X 18	349	519	692	865	1038	1211	1384	1557	1730
24 X 14	361	643	854	1065	1276	1487	1698	1909	2120
30 X 12	362	544	744	940	1136	1332	1528	1724	1920
24 X 18	348	720	960	1200	1440	1680	1920	2160	2400
30 X 18	423	903	1204	1505	1806	2107	2408	2709	3010
24 X 24	461	880	1280	1680	2080	2480	2880	3280	3680
36 X 18	570	1083	1444	1805	2166	2527	2888	3249	3610
30 X 24	583	1215	1620	2025	2430	2835	3240	3645	4050
36 X 24	695	1449	1932	2415	2898	3381	3864	4347	4830
30 X 30	734	1530	2040	2550	3060	3570	4080	4590	5100
36 X 30	877	1827	2436	3045	3654	4263	4872	5481	6090
48 X 24	936	1950	2600	3250	3900	4550	5200	5850	6500
48 X 30	1172	2442	3256	4070	4884	5698	6512	7326	8140
48 X 36	1417	2852	3938	4920	5994	6858	7872	8856	9840
Presión Estática Negativa (Pulg. H ₂ O)		.014	.023	.038	.060	.083	.115	.147	.188

VELOCIDADES RECOMENDADAS PARA REJILLAS DE RETORNO

APLICACION	MINIMO (PIES/MIN.)	PROMEDIO (PIES/MIN.)	MAXIMO (PIES/MIN.)	NIVEL DE RUIDO
Teatros, Estudios y Cuartos de Música.	200	250	300	Above del Nivel de Ruido 25
Salones de Conferencia, Bibliotecas y Museos.	250	300	375	Nivel de Ruido 25-30
Oficinas Privadas, Hospitales, Hoteles, Iglesias y Residencias.	300	380	450	Nivel de Ruido 30-35
Restaurantes, Oficinas Generales y Tiendas.	500	600	800	Nivel de Ruido 34-40
Edificios Públicos, Oficinas Postales, Cafeterías y Tiendas Departamentales.	600	750	1050	Nivel de Ruido 40-45
Industrias.	700	1000	1500	Above del Nivel de Ruido 45-50

SELECCION DE REJILLAS DE RETORNO

TABLA 6.8

MODELO 70 FC

FILTROS, EN POSICION PLANA

PCN	Serpentín VC	Filtros Vol.	3 - 16" x 25" x 2"		
			Presión Est. de los Filtros D	BV	AV
2800	400	408	.18	.08	.08
3500	500	508		.10	.12
4200	600	609			.16
4900	700	711			
5600	800	812			

FILTROS, POSICION ANGULAR

PCN	Serpentín VC	Filtros Vol.	4 - 20" x 25" x 2"		
			Presión Est. de los Filtros D	BV	AV
2800	400	437	.07	.03	.03
3500	500	537	.10	.05	.05
4200	600	636	.14	.06	.06
4900	700	736	.17	.08	.08
5600	800	835		.03	.11

MULTIZONA

PCN	Serpentín VC	Presión Estática Zona de Compresión
		VC
2800	400	.08
3500	500	.12
4200	600	.16
4900	700	.20

MODELO 81 FC

FILTROS, EN POSICION PLANA

PCN	Serpentín VC	Filtros Vol.	2 - 16" x 25" x 2"		
			Presión Est. de los Filtros D	BV	AV
3240	400	397	.16	.06	.08
4050	500	455		.10	.12
4860	600	557			.16
5660	700	651			
6470	800	789			

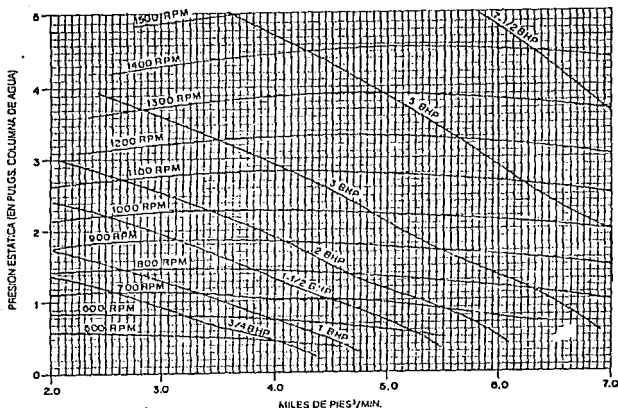
FILTROS, POSICION ANGULAR

PCN	Serpentín VC	Filtros Vol.	4 - 20" x 25" x 2"		
			Presión Est. de los Filtros D	BV	AV
3240	400	276	.09	.04	.04
4050	500	344	.13	.06	.06
4860	600	412	.17	.08	.08
5660	700	480		.10	.11
6470	800	548			.14

VC = Velocidad de cara
B = Resaca

BV = Baja velocidad
AV = Alta velocidad

MODELOS: 70 y 81 FC (CON ABANICOS DE L GALV.)



PERDIDAS DE PRESION EN FILTROS Y SELECCION DE MOTORES
DE U.M.A.S

TABLA 6.9

TABLAS DE SELECCION

3 Vías Modelo DF3C

MEDIDA	Velocidad de Cuello	300	400	500	600	700	800	900	1000
	Presión Estática	.03	.05	.08	.12	.18	.21	.26	.32
6 x 6	Volumen (CFM)	75	100	125	150	175	200	225	250
	NC (Nivel Ruido)	—	—	19	25	29	33	37	40
	Tiro	4.8	5-10	6-12	7-14	8-16	9-18	10-20	11-22
	NC (Nivel Ruido)	170	225	280	340	395	450	505	560
9 x 9	Volumen (CFM)	—	18	22	28	32	38	43	47
	NC (Nivel Ruido)	—	18	22	28	32	38	43	47
	Tiro	5-10	6-12	7-14	8-16	10-20	11-22	12-24	14-28
	NC (Nivel Ruido)	200	400	500	620	700	800	900	1000
12 x 12	Volumen (CFM)	—	19	25	31	35	39	43	46
	NC (Nivel Ruido)	—	19	25	31	35	39	43	46
	Tiro	5-12	6-16	8-18	11-22	13-26	14-28	16-32	18-36
	NC (Nivel Ruido)	470	675	700	935	1092	1250	1405	1560
15 x 15	Volumen (CFM)	—	21	27	33	37	41	45	48
	NC (Nivel Ruido)	—	21	27	33	37	41	45	48
	Tiro	7-14	9-16	11-22	13-26	15-30	17-34	19-36	22-44
	NC (Nivel Ruido)	675	900	1125	1350	1575	1800	2025	2250
18 x 18	Volumen (CFM)	15	23	29	35	41	47	53	59
	NC (Nivel Ruido)	15	23	29	35	41	47	53	59
	Tiro	10-20	12-24	14-28	16-32	18-36	21-42	23-46	26-52
	NC (Nivel Ruido)	920	1225	1530	1835	2140	2445	2750	3060
21 x 21	Volumen (CFM)	16	24	30	36	40	44	48	51
	NC (Nivel Ruido)	16	24	30	36	40	44	48	51
	Tiro	12-24	14-28	16-32	21-42	23-46	28-52	30-56	32-64
	NC (Nivel Ruido)	1200	1600	2000	2400	2800	3200	3600	4000
24 x 24	Volumen (CFM)	17	25	31	37	41	45	49	52
	NC (Nivel Ruido)	17	25	31	37	41	45	49	52
	Tiro	12-26	15-30	18-36	21-48	26-52	30-60	34-68	38-76
	NC (Nivel Ruido)	17	25	31	37	41	45	49	52

4 Vías Modelo DF4C

MEDIDA	Velocidad de Cuello	300	400	500	600	700	800	900	1000
	Presión Estática	.03	.05	.07	.10	.14	.18	.24	.28
6 x 6	Volumen (CFM)	75	100	125	150	175	200	225	250
	NC (Nivel Ruido)	—	—	18	23	27	31	35	38
	Tiro	3-6	4-8	5-10	6-12	7-13	8-16	9-18	10-20
	NC (Nivel Ruido)	170	225	280	340	395	450	505	560
9 x 9	Volumen (CFM)	—	—	21	26	30	34	38	41
	NC (Nivel Ruido)	—	—	21	26	30	34	38	41
	Tiro	4-8	5-10	6-12	7-14	8-16	9-18	10-24	—
	NC (Nivel Ruido)	370	400	500	620	700	800	900	1000
12 x 12	Volumen (CFM)	—	17	24	29	33	37	41	44
	NC (Nivel Ruido)	—	17	24	29	33	37	41	44
	Tiro	5-10	7-14	8-18	10-20	12-24	13-26	14-28	16-32
	NC (Nivel Ruido)	470	675	780	935	1092	1250	1405	1560
15 x 15	Volumen (CFM)	—	19	26	31	35	39	43	46
	NC (Nivel Ruido)	—	19	26	31	35	39	43	46
	Tiro	6-12	8-18	10-20	12-24	13-26	16-32	18-36	20-40
	NC (Nivel Ruido)	675	900	1125	1350	1575	1800	2025	2250
18 x 18	Volumen (CFM)	—	21	28	33	37	41	45	48
	NC (Nivel Ruido)	—	21	28	33	37	41	45	48
	Tiro	8-16	10-20	12-24	14-28	17-34	19-36	21-42	24-48
	NC (Nivel Ruido)	920	1225	1530	1835	2140	2445	2750	3060
21 x 21	Volumen (CFM)	—	22	29	34	38	42	46	49
	NC (Nivel Ruido)	—	22	29	34	38	42	46	49
	Tiro	10-20	12-24	14-28	16-32	18-36	23-46	25-50	28-56
	NC (Nivel Ruido)	1200	1600	2000	2400	2800	3200	3600	4000
24 x 24	Volumen (CFM)	16	23	30	35	39	43	47	50
	NC (Nivel Ruido)	16	23	30	35	39	43	47	50
	Tiro	12-24	14-28	16-32	21-42	23-46	28-52	29-56	32-64
	NC (Nivel Ruido)	17	25	31	37	41	45	49	52

EL TIRO ESTA BASADO EN UN DIFERENCIAL DE TEMPERATURA DE 0°. LOS TIROS MAXIMOS SON A UNA VELOCIDAD TERMINAL DE 150 PIES/MIN. Y LOS MINIMOS A 15 PIES/MIN. LA PRESION ESTATICA ESTAN EN PULGAS DE AGUA. TODOS LOS DATOS SON EN BASE A EL CONTROL DE VOLUMEN TOTALMENTE ABIERTO.

SELECCION DE DIFUSORES DE 3 y 4 VIAS

TABLA 6.10

RENDIMIENTOS

UNIDAD SERPENTIN – VENTILADOR MODELO RMB TIPO HS		TAMAÑO DE UNIDAD						
		SERPENTIN 3 HILERAS			SERPENTIN 4 HILERAS			
		200	300	400	600	800	1000	1200
MANEJO DE AIRE NOMINAL – PCM		200	300	400	600	800	1000	1200
MANEJO DE AGUA – GALS / MIN.		1.2	1.8	2.5	4.0	5.1	6.2	7.5
CAIDA DE PRESION – PIES DE H ₂ O		2.2	5.2	19.3	11.0	17.0	10.5	15.0
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO BTUH	SENSIBLE	4400	6600	6800	14300	18800	23000	27700
	TOTAL	6000	9000	12100	19600	25500	31000	37200
CAPACIDAD DE CALENTAMIENTO	AGUA CAL – BTUH	18000	26100	34100	55000	65100	86600	107500
POTENCIA DE ALIMENTACION MOTOR CAPACITOR PER- MANENTE	WATTS	50	80	165	220	245	300	425

NOTAS:

- 1.- El manejo de aire indicado es para ventilador a Alta Velocidad.
- 2.- Las capacidades de enfriamiento indicadas están basadas en una temperatura de 26.6°C (80°F) de bulbo seco y 19.4°C (67°F) de bulbo húmedo en la entrada de Aire, 7.2°C (45°F) en la Entrada de Agua, 5.6°C (42°F) de incremento.
- 3.- Las capacidades de calefacción indicadas están basadas en una temperatura de 21.1°C (70°F) de bulbo seco en la Entrada de Aire, 82.2°C (180°F) en la Entrada de Agua, y los Gals/Mín especificados.
- 4.- Los watts del motor son para el ventilador operando a Alta velocidad y con una fuente de alimentación de 115/1/60.
- 5.- Las caídas de Presión son para agua fría.

SELECCION DE VENTILADOR CONVECTORES

TABLA 6.11

PIES³/MIN - VS - PRESION ESTATICA EXTERNA

UNIDAD RMB		PRESION ESTATICA EXTERNA (PULGS. DE AGUA)					
TIPO	TAMAÑO	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25
SERPENTINES DE 3 HILERAS - (PCM)							
HS	200	220	200	180	120	-	-
	300	345	295	265	220	170	-
	400	535	480	445	405	370	290
SERPENTINES DE 4 HILERAS - (PCM)							
HS	600	760	700	645	590	575	530
	800	855	835	785	750	710	690
	1000	1050	980	940	880	780	710
	1200	1350	1300	1200	1100	1040	1000

NOTA:

- Los valores arriba indicados son para el ventilador operando a Alta velocidad considere un 84 y un 62^o/o de estos valores para velocidades Medias y Baja respectivamente.
- Los valores de manejo de aire (PCM) son para condiciones de serpentín seco. Considere un 92^o/o de este valor para el manejo de aire en serpentín húmedo. Las condiciones de serpentín húmedo ocurren cuando la relación Qv/Qi es de 0.91 o menor.

TAMAÑO UNIDAD	200		300		400		600		800		1000		1200	
PCM	Qi	Qs	Qi	Qs	Qi	Qs	Qi	Qs	Qi	Qs	Qi	Qs	Qi	Qs
100	.62	.67												
125	.72	.69	.54	.48	.44	.39								
160	.82	.80	.62	.57	.51	.45								
175	.92	.91	.69	.65	.57	.50								
200	1.00	1.00	.78	.73	.62	.57	.46	.41						
225	1.08	1.08	.82	.80	.67	.63	.51	.45						
260	1.16	1.16	.89	.87	.72	.69	.55	.49						
275			.95	.94	.77	.74	.58	.53	.47	.42				
300			1.00	1.00	.82	.80	.62	.57	.51	.45	.43	.38		
350			1.11	1.12	.92	.91	.69	.65	.57	.50	.48	.46		
400					1.00	1.00	.76	.73	.62	.57	.53	.47	.46	.41
450					1.08	1.08	.82	.80	.67	.63	.58	.52	.51	.45
500					1.16	1.16	.89	.87	.72	.69	.62	.57	.55	.47
550							.95	.94	.77	.74	.66	.62	.58	.53
600							1.00	1.00	.82	.80	.70	.67	.62	.57
700							1.11	1.12	.92	.91	.78	.76	.69	.65
800							1.16	1.22	1.00	1.00	.86	.85	.76	.73
900									1.08	1.08	.94	.93	.82	.80
1000									1.16	1.16	1.00	1.00	.89	.87
1200											1.13	1.14	1.00	1.00
1400													1.11	1.12

FACTORES DE
CORRECCION DE
CAPACIDAD

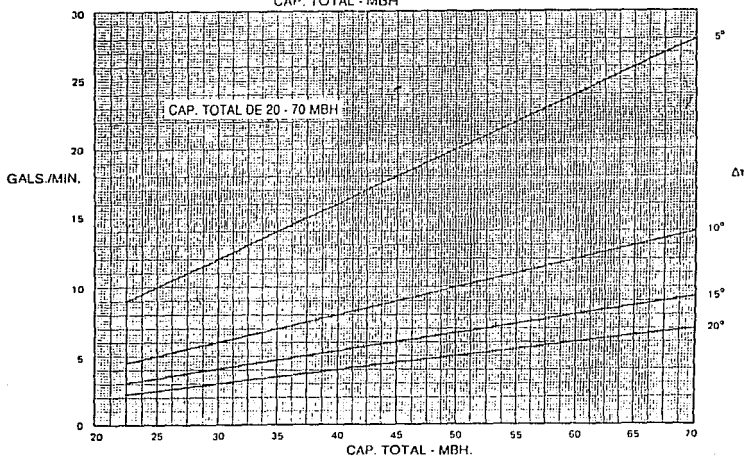
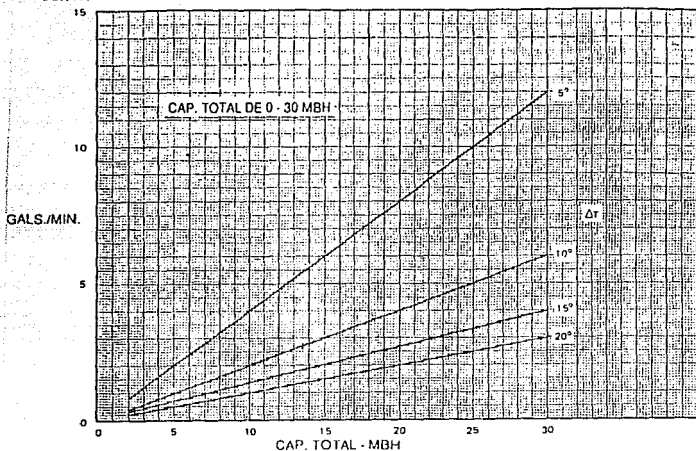
FACTOR DE
CORRECCION
DE ALTITUD

ELEVACION EN MTS.	CALOR	
	TOTAL	SENSIBLE
305	0.99	0.96
610	0.98	0.93
915	0.97	0.90
1220	0.96	0.88
1525	0.94	0.83
1830	0.93	0.80

NOTA:

- El incremento de Temperatura del Agua se mantiene constante.
- BTU/Hr de enfriamiento real = BTU/Hr. Básico (el volumen de aire nominal) X el factor de Corrección de Capacidad. Qi para Total y Qs para sensible.
- BTU/Hr. de calefacción real = BTU/Hr. Básico o Ajustado (el volumen de aire nominal) X el Factor de Corrección de Capacidad. Qs.

CURVAS DE GALS./MIN. - VS - MBH



CAIDAS DE PRESION DEL AGUA FRIA - EN PIES COLUMNA DE AGUA

262

HILERAS DEL SERPENTIN	TAMAÑO DE UNIDAD	FLUJO DE AGUA EN GALS. / MIN.												
		0.15	0.20	0.40	0.60	0.80	1.00	2.00	3.00	4.00	5.00	6.00	7.00	8.00
3	200	-	0.10	0.33	0.66	1.10	1.65	5.4	11.0	18.50	26.5	36.0	46.0	60.0
	300	-	0.11	0.38	0.77	1.25	1.90	6.3	12.5	21.5	32.0	43.0	-	-
	400	0.10	0.16	0.56	1.15	1.80	2.80	9.8	20.0	33.0	49.0	67.0	-	-
HILERAS DEL SERPENTIN	TAMAÑO DE UNIDAD	FLUJO DE AGUA EN GALS. / MIN.												
		0.28	0.40	0.60	0.80	1.00	2.00	4.00	5.00	6.00	8.00	9.00	10.00	17.00
4	600	-	0.14	0.30	0.50	0.75	2.50	8.50	12.50	17.00	29.0	35.0	42.0	-
	800	0.10	0.19	0.39	0.64	0.95	3.20	11.00	16.00	22.0	38.0	46.0	-	-
	1000	-	-	0.13	0.21	0.31	1.10	3.60	5.40	7.3	12.0	15.0	17.5	45.0
	1200	-	-	0.15	0.25	0.36	1.20	4.00	6.00	8.2	13.5	17.0	20.0	52.0

CAIDA DE PRESION DEL AGUA CALIENTE - EN PIES COLUMNA DE AGUA

HILERAS DEL SERPENTIN	TAMAÑO DE UNIDAD	FLUJO DE AGUA EN GALS. / MIN											
		0.5	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	7.0	8.0	10.0	12.0
3	200	0.4	1.3	2.6	4.4	8.9	14.8	-	-	-	-	-	-
	300	0.4	1.5	3.1	5.1	10.5	17.5	-	-	-	-	-	-
	400	0.6	2.1	4.2	7.0	14.8	23.0	-	-	-	-	-	-
4	600	0.2	0.6	1.2	2.1	4.3	7.2	10.8	14.8	19.5	25.0	-	-
	800	0.2	0.8	1.6	2.6	5.3	9.0	13.4	18.7	24.8	32.0	-	-
	1000	-	-	0.5	0.8	1.7	2.9	4.3	5.9	7.9	10.0	15.0	21.0
	1200	-	-	0.6	1.0	2.1	3.5	5.2	7.2	9.4	12.0	18.0	25.0

NOTA: La caída de presión se da en pies de agua y está basada en una temperatura de entrada de Agua de 180°F.

CAPITULO SIETE

ANALISIS ECONOMICO

7. ANALISIS ECONOMICO

En un proyecto de Aire Acondicionado es de vital importancia determinar el costo real de la obra que se pretende realizar, cualquier empresa o institución que pretende llevar a cabo un proyecto requiere al contratista un presupuesto detallado, para lo cual se deben calcular anticipadamente el costo de cada concepto, para poder programar el financiamiento requerido y también determinar el tiempo de duración de la obra.

El análisis de costo de cada concepto arroja un precio unitario, que es el importe que obtendrá el contratista por una unidad de obra instalada, el cual está integrado por los siguientes cargos.

Costo Directo
Costo Indirecto
Utilidad
Cargos adicionales

7.1 COSTO DIRECTO:

Es la suma de los costos de los materiales, mano de obra, herramienta, equipo y maquinaria que intervienen en la elaboración del mismo, y representa del 50 al 75% de éste, el costo directo está sujeto a cambios en razón a la variación de los conceptos que intervienen en su elaboración.

En el renglón de mano de obra es muy importante saber evaluar el tiempo de ejecución, cuántas personas intervienen y que actividad realizan dentro de la misma para la instalación de un concepto de obra.

7.1.1 ESTUDIO DE SALARIOS

Se debe realizar un estudio de salarios cuidadoso y correcto ya que un error cometido en ésta etapa se manifestará a través de todo el presupuesto. De ésta manera se exige un estudio de salarios reales para lo cual tomamos los salarios base que están vigentes a partir de Diciembre de 1989, así como los impuestos y prestaciones que marca la ley.

El salario base es el que asigna la comisión nacional de salarios mínimos a cada una de las especialidades que tiene consideradas. . .

Para obtener el salario real y con el fin de agilizar el cálculo, se multiplica el salario base por un factor, que está integrado por un lado por las prestaciones relativas a la ley Federal del trabajo y por otra a los impuestos que exige el Instituto Mexicano del Seguro Social y en su caso el Instituto de Fomento a la Vivienda que inciden de la siguiente manera.

Ley Federal del Trabajo:

Artículo 80: Los trabajadores tendrán derecho a una prima no menor del 25% de los salarios correspondientes durante el periodo de vacaciones.

Artículo 87: Los trabajadores tendrán derecho a un aguinaldo anual equivalente a quince días de salario cuando menos.

La aplicación práctica de estos artículos dará como resultado el total devengado anual.

El I.M.M.S. define los siguientes porcentajes sobre el total devengado anual.

sobre salario mínimo : 23.6621%
sobre salarios superiores: 19.16121%

El impuesto sobre el Total de Remuneraciones Pagadas grava el 1% sobre el total devengado.

Para la guardería del I.M.M.S. se paga el 1% sobre la Percepción anual, es decir no grava ni prima vacacional ni aguinaldo.

A partir del segundo Bimestre de 1982 se paga el 5% al INFONAVIT sobre el salario integrado. (total devengado).

El último paso para obtener el factor mencionado, es obtener el número de días laborados, que es la diferencia entre los días decalendario pagados y los días no laborables.

Días no laborables:

domingos.....	52
1 de enero.....	1
5 de febrero.....	1
21 de marzo.....	1
1 de mayo.....	1
16 de septiembre.....	1
20 de noviembre.....	1
1 de dic. de cada 6 años.	0.17
25 de diciembre.....	1
vacaciones mínimas.....	6
días de costumbre.....	3
días de enfermedad.....	3
mal tiempo.....	3

74.17

Días pagados= 365.25

Días laborados= 365.25 - 74.17 = 291.08

Entonces por cada peso devengado de los factores que inciden se obtienen los siguientes valores.

Percepción anual	$1.00 \times 385.25 = 385.25$
Prima vacacional	$1.00 \times 6 \times 0.25 = 1.50$
Gratificación anual	$1.00 \times 15 = 15.00$

Total devengado anual	381.75

I.S.R.P.	$381.75 \times .01 = 3.817$
guarderia I.M.M.S.	$385.25 \times .01 = 3.850$
cargo INFONAVIT	$381.75 \times .05 = 19.087$

I.M.M.S.:

salario mínimo	$381.75 \times .236621 = 90.330$
salarios superiores	$381.75 \times .191621 = 73.150$

TOTAL:

salario mínimo	498.63
salarios superiores	481.45

Días laborados: 291.08

Factor de Salario Real:

salario mínimo	$498.63 / 291.08 = 1.713$
salarios superiores	$481.45 / 291.08 = 1.654$

Para ejecutar un trabajo particular, se forman cuadrillas compuestas por aquellas personas que realizan la labor directamente y los mandos intermedios, que ejecutan ordenes y supervisión. En el costo de este renglón estará incluido el costo por el uso de herramienta menor, que considerando una depreciación del 100% (1), corresponde al 4% en promedio sobre la mano de obra

7.2 COSTO INDIRECTO:

El costo indirecto es la suma de todos los gastos que se originan en una empresa debido al trabajo mismo de la obra para la que fué contratada, y que no están contenidos en costo directo formando entre los dos el precio total de venta.

Para la industria de la construcción en particular, estos costos se agrupan en costos indirectos por administración central y por administración de obra; los primeros se refieren a todos los gastos que se originan en las oficinas centrales prorrateados durante un año, los segundos se refieren a todos los gastos técnicos y administrativos que se originan para cada obra en particular y van en función de la obra misma.

7.2.1 ORGANIZACION DE LA EMPRESA CONSTRUCTORA

Para poder determinar con mayor precisión los gastos que se originan en las oficinas centrales y en la obra, es necesario conocer la estructura de la organización en ambas áreas, para lo cual se realiza lo que comunmente se conoce como un ORGANIGRAMA DE LA EMPRESA, el cual se realizará en base a la realización de una serie de preguntas y cuestionones, las que serán satisfechas en lo particular por cada departamento y oficina de que conste dicho organigrama.

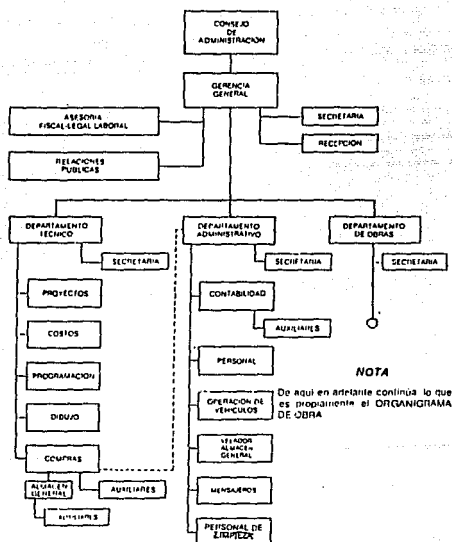
Con la información obtenida se determinarán las áreas de trabajo necesarias para el buen funcionamiento de cada departamento, el mobiliario, equipo de oficina y enseres que se requieran para el personal que desempeñe el puesto respectivo.

Con esto se podrá evaluar para cada departamento el costo que se derive con respecto a: muebles, equipos de oficina, instalaciones; también se podrán calcular las depreciaciones, el importe de la papelería, y los honorarios y sueldos que habrán de recibir la persona responsable y sus ayudantes con respecto a cada una de sus funciones.

a continuación se muestran organigramas de administración central y de obra para una empresa mediana, que es la que generalmente hará una obra de la magnitud que nos ocupa, y unas tablas para el calculo de los costos indirectos por las mismas.

¹ (1) Costos y Materiales, Ing. Raul Genesio Salazar, Ing. Juan Polanco, sexta edición, pag. 14, 2da p.p., 1984

ORGANIGRAMA DE ADMINISTRACION CENTRAL Y DE OBRA



U.N.A.M. - FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN

TESIS PROFESIONAL

SELECCION E INSTALACION DE EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO PARA LA ZONA
HOTELERA DE IXTAPA-ZIHUATANEJO

ANALISIS DE PRECIO UNITARIO

NOMBRE: TUBO DE CU. SOLD. T.M. 25 mm Ø

UNID: MTO.

CLAVE	CONCEPTO	UNID	CANT	P.U.	IMPORTE
	MATERIAL				
AA1008	TUBO CU. SOLD. T.M. MCA. NACOBRE	MTO	1.0500	10,839	11,381
A					11,381
	MANO DE OBRA				
SC-007	CUADRILLA No.7	JOR	0.0540	69,402	3,748
B					3,748
	HERRAMIENTA Y EQUIPO				
C					0
FECHA: NOVIEMBRE DE 1990		PRECIO TOTAL (A+B+C)			15,129
Vo. Bo.		IND. Y UTIL. (36%)			5,448
		PRECIO UNITARIO			20,575

U.N.A.M. - FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN

TESIS PROFESIONAL

SELECCION E INSTALACION DE EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO PARA LA ZONA
HOTELERA DE IXTAPA-ZIHUATANEJO

ANALISIS DE PRECIO UNITARIO

NOMBRE: CONECTOR CU. R/E 25 mm

UNID: PZA.

CLAVE	CONCEPTO	UNID	CANT	P.U.	IMPORTE
	MATERIAL				
AA5008	CONECTOR CU. R/E MCA. NACOBRE 25 mm0	PZA	1.0000	4,631	4,631
MA-001	SOLD. 95-5	CARR.	0.0024	9,000	22
MA-002	SOLD. 50-50	CARR.	0.0060	8,400	57
MA-003	PASTA FUNDENTE	BOTE	0.0020	3,790	8
MA-004	LIJA EN ROLLO 38 mm	MTD	0.0010	980	2
MA-005	GASOLINA BLANCA	LTO	0.0470	500	24
MA-006	SEGUETA DIENTE FINO	PZA	0.0222	1,470	33
MA-007	CINTA TEFLON	ROLLO	0.1258	1,776	223
A					4,999
SC-007	CUADRILLA No.7	JOR	0.0700	69,402	4,858
B					4,858
	HERRAMIENTA Y EQUIPO				
C					0
FECHA:	NOVIEMBRE DE 1990	PRECIO TOTAL (A+B+C)			9,057
Vo. Bo.		IND. Y UTIL. (36%)			3,548
		PRECIO UNITARIO			13,405

U.N.A.M. - FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN

TESIS PROFESIONAL

SELECCION E INSTALACION DE EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO PARA LA ZONA
HOTELERA DE IXTAPA-ZIHUATANEJO

ANALISIS DE PRECIO UNITARIO

NOMBRE: DIFUSOR ACRILICO TIPO ENVOLVENTE 30x122 cms

UNID: PZA.

CLAVE	CONCEPTO	UNID	CANT	P.U.	IMPORTE
	MATERIAL				
AD1236	DIFUSOR ACRILICO T. ENV. 30x122	PZA	11.0000	19,734	19,734
A					19,734
SC-007	CUADRILLA No.7	JOR	10.0210	69,402	1,457
B					1,457
	HERRAMIENTA Y EQUIPO				
C					0
FECHA: NOVIEMBRE DE 1990		PRECIO TOTAL (A+B+C)			21,191
Vo. Bo.		IND. Y UTIL. (36%)			7,629
		PRECIO UNITARIO			20,020

U.N.A.M. - FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN

TESIS PROFESIONAL

SELECCION E INSTALACION DE EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO PARA LA ZONA
HOTELERA DE IXTAPA-ZIHUATANEJO

ANALISIS DE PRECIO UNITARIO

NOMBRE: TUBO ACERO SOLD. CED. 40 100 mm Ø

UNID: MTO.

CLAVE	CONCEPTO	UNID	CANT	P.U.	IMPORTE
	MATERIAL				
AA1332	TUBO AC. SOLD. CED. 40 100 mm	MTO	1.0500	65,911	69,207
MA-008	SOLD. 6010	KG	0.0160	6,000	96
MA-009	SOLD. 6013	KG	0.0220	8,000	176
MA-010	OXIGENO	M3	0.0148	20,000	296
MA-011	ACETILENO	KG	0.0023	48,000	110
MA-100	PIEDRA DE ESMERIL	PZA	0.0048	35,000	168
A					70,053
SC-010	CUADRILLA No.10	JOR	0.1280	72,720	9,308
SC-015	CUADRILLA No. 15	JOR	0.021	69,788	1,466
B					10,774
	HERRAMIENTA Y EQUIPO				
EQ-001	PLANTA DE SOLDAR 250 A	HORA	0.108	4,400	739
EQ-002	EQUIPO DE CORTE	HORA	0.108	3,000	504
EQ-003	PULIDORA	HORA	0.256	450	115
C					1,358
FECHA:	NOVIEMBRE DE 1990	PRECIO TOTAL (A+B+C)			82,185
Vo. Bo.		IND. Y UTIL. (36%)			29,587
		PRECIO UNITARIO			111,772

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN
CÉDULA PROFESIONAL
PRECIOS UNITARIOS

CONCEPTO	CANTIDAD	UNIDAD	PRECIO UNITARIO	IMPORTE
VALVULA DE MARIPOSA CON CUERPO DE HIERRO, DISCO BRONCE, BASTIDO DE ACERO AL CARBON Y ASIENTOS DE GUNA-H PARA INSTALACION CON BRIDAS Mca. KEVSTONE DE 100 mm DIAMETRO.	6	PZAS	462,169.00	2,773,014.00
VALVULA DE RETENSION CHECK HOR. Mca. AURORA PICA DE 76 mm DIAMETRO	6	PZAS	448,525.00	2,691,150.00
VALVULA DE RETENSION CHECK HOR. Mca. AURORA PICA DE 100 mm DIAM.	6	PZAS	596,180.00	3,577,120.00
VALVULA HUSKY Mca. URREA DE 19 mm	218	PZAS	38,758.00	8,449,244.00
VALVULA HUSKY Mca. URREA DE 25 mm	218	PZAS	62,166.00	13,552,100.00
VALVULA HUSKY Mca. URREA DE 32 mm	218	PZAS	93,074.00	20,290,132.00
VALVULA HUSKY Mca. URREA DE 51 mm	6	PZAS	176,117.00	1,056,702.00
VALVULA DE MARIPOSA HIERRO DISCO DE BRONCE, OPERADOR PALANCA DE 76 mm	6	PZAS	358,793.00	2,152,758.00
CHECK AMORTIGUADO PICA 100 mm CON BRIDAS REDUCIDAS ROSC. 76 mm	6	PZAS	749,926.00	4,499,556.00
DIFUSOR DE 3 VIAS (DF3) Mca. VERMONT	42	PZAS	23,856.00	960,352.00
DIFUSOR ACRILICO DE 30X122 CM	109	PZAS	28,820.00	3,141,380.00
REJILLA DE RETORNO CAT. RRH Mca. VERMONT DE 6"X18"	16	PZAS	15,851.00	253,616.00
COLADOR PARA TUBERIA BRIDADA Mca. NISCO, MOD. A/1/FL3/100 DE 76 mm DIAM.	6	PZAS	868,344.00	5,210,064.00
COLADOR PARA TUBERIA BRIDADA Mca. NISCO, MOD. A/1/FL3/100 DE 100 mm	6	PZAS	1,298,162.00	7,788,972.00
BRIDA CON CARA REALZADA Mca. TUBE TUANS DE 76 mm DE DIAM.	6	PZAS	52,739.00	316,434.00
BRIDA CON CARA REALZADA Mca. TUBE TUANS DE 100 mm DIAM.	6	PZAS	70,144.00	420,864.00
BRIDA CON CARA REALZADA Mca. TUBE TUANS DE 150 mm DIAM.	6	PZAS	122,194.00	733,164.00
BRIDAS DE ACERO NEGRO FORJADO 150 CARA REALZADA ROSCADA DE 64 mm.	12	PZAS	54,432.00	653,184.00
BRIDAS DE ACERO NEGRO FORJADO 150 CARA REALZADA ROSCADAS DE 76 mm	12	PZAS	61,366.00	736,392.00
BRIDA CON FILTRO TIPO YEE DE 32 mm	3	PZAS	78,798.00	236,394.00
BRIDA CON FILTRO TIPO YEE DE 76 mm	3	PZAS	714,713.00	2,144,139.00
TEE ACERO SOLDABLE DE 76 mm DIAM.	2	PZAS	89,196.00	178,392.00
TEE ACERO SOLDABLE DE 100 mm DIAM.	22	PZAS	120,434.00	2,649,548.00
TEE ACERO SOLDABLE DE 125 mm DIAM.	3	PZAS	207,044.00	621,132.00
TEE ACERO SOLDABLE DE 150 mm DIAM.	3	PZAS	211,182.00	633,546.00
CODO ACERO SOLDABLE DE 80X76 mm	10	PZAS	48,216.00	482,160.00
CODO ACERO SOLDABLE DE 80X100 mm	12	PZAS	75,431.00	905,172.00
CODO ACERO SOLDABLE DE 80X125 mm	12	PZAS	147,278.00	1,767,336.00
CODO ACERO SOLDABLE DE 80X150 mm	12	PZAS	147,278.00	1,767,336.00
CODO ACERO SOLDABLE DE 80X200 mm	12	PZAS	250,405.00	3,004,860.00

CODO ACERO SOLDABLE DE 45X125 mm	2	PZAS	126,443.00	252,886.00
CODO ACERO SOLDABLE DE 45X200 mm	2	PZAS	201,050.00	402,100.00
REDUCCIONES ACERO SOLDABLE 76-51 mm	4	PZAS	22,456.00	89,824.00
REDUCCIONES ACERO SOLDABLE 100-76 mm	6	PZAS	26,982.00	161,936.00
REDUCCIONES ACERO SOLDABLE 125-100 mm	6	PZAS	54,712.00	328,272.00
TUBO ACERO SOLDABLE YANSA 76 mm	9.33	PZAS (JUNTOS)	54,857.00	511,815.81
TUBO ACERO SOLDABLE YANSA 100 mm	31.33	PZAS (JUNTOS)	54,327.00	1,711,887.62
TUBO ACERO SOLDABLE YANSA 125 mm	31.86	PZAS (JUNTOS)	123,674.00	3,938,638.64
TUBO ACERO SOLDABLE YANSA 150 mm	6	PZAS (JUNTOS)	123,674.00	764,044.00
TUBO ACERO SOLDABLE YANSA 200 mm	8.33	PZAS (JUNTOS)	188,984.00	1,588,208.00
ACE DE COBRE DE 32X19	545	PZAS	8,785.00	4,744,225.00
ACE DE COBRE DE 32X25	1	PZAS	13,285.00	1,111,248.00
ACE DE COBRE DE 32X32	34	PZAS	38,910.00	1,336,140.00
CODO DE COBRE 90X19 mm	274	PZAS	5,541.00	1,388,148.00
CODO DE COBRE 90X25 mm	1	PZAS	1,780.00	131,040.00
CODO DE COBRE 90X32 mm	1	PZAS	1,780.00	307,862.00
CODO DE COBRE 90X38 mm	1	PZAS	1,780.00	307,862.00
CODO DE COBRE 90X51 mm	44	PZAS	22,596.00	768,264.00

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE ESTUDIOS PROFESIONALES CUAUTITLAN

TESIS PROFESIONAL

PRECIOS UNITARIOS

CONCEPTO	CANTIDAD	UNIDAD	PRECIO UNITARIO	IMPORTE
MOTOBOMBA CENTRIFUGA Mca. AURORA P.L.C.S.A. MOD. 4X4X78-344, 15 HP C.D.I., 3500 RPM, 3 FASES, 60 Hz.	3	PZAS	3,898,347.00	11,695,041.00
MOTOBOMBA CENTRIFUGA Mca. AURORA P.L.C.S.A. MOD. 4X4X78-344, 20 HP C.D.I., 3500 RPM, 3 FASES, 60 Hz.	3	PZAS	5,030,700.00	15,092,100.00
UNIDAD GENERADORA DE AGUA REFRIGERADA Mca. CARRIER MOD. 30 JR 90 CON CONDENSADOR ENFRIADO POR AGUA	3	PZAS	97,478,817.00	292,436,451.00
TORRE DE ENFRIAMIENTO Mca. MARLEY RANGO 95/85	3	PZAS	46,000,000.00	138,000,000.00
UNIDAD MANEJADORA DE AIRE Mca. YORK, MOD. AH-81	1	PZA	15,030,727.00	15,030,727.00
UNIDAD MANEJADORA DE AIRE Mca. YORK, MOD. AH-117	1	PZA	20,550,672.00	20,550,672.00
UNIDAD MANEJADORA DE AIRE Mca. YORK, MOD. AH	1	PZA	26,280,829.00	26,280,829.00
UNIDAD VENTILADOR SERPENTIN EVAPORADOR Mca. YORK, MOD. RNB-1200	4	PZAS	1,265,774.00	5,063,096.00
UNIDAD VENTILADOR SERPENTIN EVAPORADOR Mca. YORK, MOD. RNB-000	5	PZAS	1,075,992.00	5,379,960.00
UNIDA VENTILADOR SERPENTIN EVAPORADOR Mca. YORK, MOD. RNB-600	99	PZAS	1,005,323.00	99,526,977.00
TANQUE DE EXP. CILINDRO VERTICAL DE 0.70X1.20 m. 385 LB	1	PZA	1,971,528.00	1,971,528.00
UNIDAD VENT. SEFF. EVAP. MOD. RNB-1000	1	PZA	1,139,350.00	1,139,350.00
UNIDAD VENT. SEFF. EVAP. MOD. RNB-400	1	PZA	979,350.00	979,350.00
TERMOMETRO EN ANGULO CON TERMOPUZO CON BASTIDO DE 89 mm Mca. EYSMAITIC. RANGO DE 0-100 GRADOS CELCIUS	3	PZAS	256,149.00	768,447.00
MANOMETRO DE CARATULA DE 4.5" CON RANGO DE 0-7 KG/CM2	110	PZAS	44,907.00	4,940,570.00
INTERCONECTOR DE FLUJO Mca. HONEY WELL MOD. FS4-3	3	PZAS	312,662.00	937,986.00
TERMOSTATO DE CUARTO TIPO MODULANTE PARA VALVULA DE 3 VIAS Mca. JOHNSON CONTROLS CON RANGO DE 14/28 GRADUS. MOD. T-80-ABA-1	3	PZAS	403,091.00	1,211,673.00
TERMOSTATO DE DUCTO. BULBO REMOTO, TIPO MODULANTE P/VALVULA DE 3 VIAS Mca. JOHNSON CONTROLS. RANGO DE -18/30X6 MOD. ABB-ABA	3	PZAS	434,444.00	1,303,332.00
TERMOSTATO DE CUARTO TIPO MODULANTE PARA MODUTROL DE COMPUTA. Mca. JOHNSON CONTROLS CON RANGO DE 14/28, MOD T-80ABA-4	3	PZAS	267,659.00	802,977.00
ACOPLANIENTO P/MODUTROL Y COMPUTA Mca. JOHNSON CONTROLS, MOD. Y20-DAA-2	3	PZAS	71,976.00	215,928.00

TERMOSTATO Mcs. HONEY WELL, MOD. T921 A-E	3	PZAS	256,149.00	768,447.00
MANOMETRO P/AGUA RANGO DE 0-40 KG/CM2. CARBUCLA DE 64 mm, CONEXION INF. DE 6 mm DE DIAMETRO.	3	PZAS	102,650.00	307,950.00
MODUTROL PARA COMPUERTA DE UNIDAD MULTIZONA Mcs. JOHNSON CONTROLS CON TRANSF. INTEGRAL, MOD. Y120-JAA-1	6	PZAS	610,062.00	3,660,372.00
VALVULA DE 3 VIAS Mcs. JOHNSON CONTROLS EXTERIORE BRIDADOS, MOD. V28-22-3 64 mm DE DIAMETRO, CUERPO DE FIERRO.	3	PZAS	1,142,091.00	3,426,273.00
VALVULA DE 3 VIAS V ACOPLAMIENTO PARA MODUTROL V VALVULA DE 64 mm DIAMETRO MOD V28-EBU-1	3	PZAS	209,424.00	628,272.00
VALVULA MOTORIZADA DE 3 VIAS PARA F.M.C. Mcs. JOHNSON CONTROLS, MOD. V-788-1 CUERPO DE BRONCE, EXTERIOR SOLDABLE, 127U, 13 mm DIAMETRO	110	PZAS	140,590.00	16,344,980.00
VALVULA MOTORIZADA DE 3 VIAS PARA F.M.C. Mcs. JOHNSON CONTROLS, MOD. V-788-1, CUERPO DE BRONCE EXTERIOR SOLDABLE 127U, 13 mm DIAMETRO	110	PZAS	160,480.00	18,532,880.00
VALVULA DE MARIPOSA CON CUERPO DE FIERRO, DISCO BRONCE, BASTAGO DE ACERO AL CARBON, Y ASIENTOS DE BUNA-N PARA INSTALAR CON BRIDAS Mcs. KEYSTONE, 76 mm DIAMETRO.	3	PZAS	320,220.00	984,660.00

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
TESIS PROFESIONAL
PRECIOS UNITARIOS

47

CONCEPTO	CANTIDAD	UNIDAD	PRECIO UNITARIO	IMPORTE
CONECTOR COBRE A FIERRO EXTERIOR 1/2" EEE	958	PZAS	3,953.00	3,786,974.00
CONECTOR COBRE A FIERRO EXTERIOR 3/4" EEE	36	PZAS	7,454.00	268,344.00
DE LAS UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE	6	PZAS	15,000.00	90,000.00
TUERCA UNION DE COBRE DE 1/2" EEE	542	PZAS	12,509.00	6,842,423.00
TUERCA UNION DE COBRE DE 3/4" EEE	22	PZAS	16,662.00	366,564.00
TUERCA UNION DE COBRE DE 1" EEE	18	PZAS	21,425.00	385,650.00
CHECK AMORTIGUADO P/CSA 100 T C/BRIDAS REDUCIDAS ROSC. 76 mm	6	PZAS	749,962.00	4,499,772.00
TUBERIA DE COBRE TIPO M de 4" 1/2" EEE	626	MTO	12,593.00	7,883,218.00
TUBERIA DE COBRE TIPO M de 6" EEE	63	MTO	14,422.00	909,720.00
TUBERIA DE COBRE TIPO M de 8" EEE	63	MTO	16,244.00	1,030,372.00
TUBERIA DE COBRE TIPO M de 10" EEE	98	MTO	18,882.00	1,850,436.00
TUBERIA DE COBRE TIPO M de 12" EEE	147	MTO	21,452.00	3,152,444.00
COPEL RANURADO DE COBRE DE 1/2" EEE	104	PZAS	5,616.00	584,064.00
COPEL RANURADO DE COBRE DE 3/4" EEE	13	PZAS	6,815.00	88,595.00
COPEL RANURADO DE COBRE DE 1" EEE	10	PZAS	9,211.00	92,110.00
COPEL RANURADO DE COBRE DE 1 1/4" EEE	16	PZAS	11,622.00	186,168.00
COPEL RANURADO DE COBRE DE 1 1/2" EEE	16	PZAS	16,266.00	260,256.00
REDUCCION BUSHING DE COBRE DE 25X19 EEE	28	PZAS	5,008.00	140,224.00
REDUCCION BUSHING DE COBRE DE 38X32 EEE	18	PZAS	8,343.00	150,174.00
REDUCCION BUSHING DE COBRE DE 51X42 EEE	18	PZAS	8,684.00	156,312.00
aislamiento de fibra de vidrio de 25 mm cat. RW-4100, de 61cm de ancho (en placa)	320	M2	97,813.00	31,300,160.00
TUBO PREFORMADO FIBRA DE VIDRIO C/MANT A 25 mm de espesor P/TUBO DE 19 mm	626	TNO(1NTO)	20,058.00	12,556,308.00
TUBO PREFORMADO FIBRA DE VIDRIO C/MANT A 25 mm de espesor P/TUBO DE 25 mm	77	TNO(1NTO)	20,750.00	1,597,750.00
TUBO PREFORMADO FIBRA DE VIDRIO C/MANT A 25 mm de espesor P/TUBO DE 32 mm	63	TNO(1NTO)	21,463.00	1,352,169.00
TUBO PREFORMADO FIBRA DE VIDRIO C/MANT A 25 mm de espesor P/TUBO DE 38 mm	98	TNO(1NTO)	23,503.00	2,303,294.00
TUBO PREFORMADO FIBRA DE VIDRIO C/MANT A 25 mm de espesor P/TUBO DE 51 mm	147	TNO(1NTO)	24,120.00	3,545,640.00
TUBO PREFORMADO FIBRA DE VIDRIO C/MANT A 25 mm de espesor P/TUBO DE 76 mm	28	TNO(1NTO)	25,300.00	708,400.00
TUBO PREFORMADO FIBRA DE VIDRIO C/MANT A 25 mm de espesor P/TUBO DE 100 mm	70	TNO(1NTO)	26,175.00	1,832,250.00
TUBO PREFORMADO FIBRA DE VIDRIO C/MANT A 25 mm de espesor P/TUBO DE 125 mm	95	TNO(1NTO)	26,500.00	2,517,500.00
TUBO PREFORMADO FIBRA DE VIDRIO C/MANT A 25 mm de espesor P/TUBO DE 150 mm	18	TNO(1NTO)	27,000.00	486,000.00
TUBO PREFORMADO FIBRA DE VIDRIO C/MANT A 25 mm de espesor P/TUBO DE 200 mm	25	TNO(1NTO)	28,150.00	703,750.00
PAPEL BONDALUM PARA DUCTERIA DE LAMINA	320	M2	2,700.00	864,000.00
PAPEL BONDALUM PARA DUCTERIA CIRCULAR	175	M2	2,700.00	472,500.00
LAMINA GALVANIZADA CALIBRE 26	3800	KGS	550.00	2,090,000.00
MANGUERA FLEXIBLE ANTIVIBRATORIA DE 76 mm de diametro	6	TNOS(50CMS)	79,000.00	474,000.00
MANGUERA FLEXIBLE ANTIVIBRATORIA DE 100 mm de diametro	6	TNOS(50CMS)	96,000.00	576,000.00

TOTAL

8 901,047,935.60

ASHRAE en Estados Unidos, AMERIC en Mexico

2 B.T.U. British Thermal Unit

3 Tomado del manual de aire acondicionado Carrier Ind.

4 Información obtenida del libro de Aire acondicionado y refrigeración por: Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis.

5 La válvula de alivio es un dispositivo diseñado para abrirse antes de que se alcance una presión peligrosa.

6 SCFM = Standar Cubic feet per minute

7 ACFM = Actual Cubic Feet per minute

8 B&S calibre de láminas de Brown and Sharp

8

CONCLUSIONES

A través de todo el desarrollo del proyecto comprobamos que el acondicionamiento de aire es una herramienta que ofrece grandes ventajas en la industria hotelera, ofreciendo el mejor ambiente a sus huéspedes, y también hace lo propio para ofrecer un ambiente de trabajo apropiado a los empleados.

Podemos concluir también que dentro de la gama de máquinas y tipos de arreglos, unos son más efectivos que otros para obtener la comodidad necesaria según la actividad que se realice; así lo más apropiado para un cuarto de hotel y que requiera grandes distancias desde la unidad de manejo de aire ó desde un cuarto de máquinas es una unidad de Ventilador convertidor, y para hoteles de uso general las unidades Manejadoras de Aire.

Uno de los aspectos más importantes para escoger un sistema es el económico, pero conjugado con el aspecto funcional, algunos ejemplos que en la mayoría de los casos son de tipo arquitectónico, nos dan la pauta para poder proyectar un sistema de aire acondicionado.

Podemos asegurar que los sistemas que escogimos, para desarrollar el presente proyecto es el mejor por las siguientes razones: Para los cuartos de hotel, proyectamos ventiladores convertidores con serpentina de agua refrigerada en lugar de serpentina de expansión directa, la mejor razón para esto es lo económico de llevar agua en vez de freón, el espacio reducido que había en los ductos verticales y horizontales y el falso plafón no permitía llevar ductos a cada uno de los cuartos, además de necesitar un costo inicial bastante elevado. Esta misma razón nos hizo pensar en proyectar tres U.H.A.'s en vez de una para la planta principal.

El sistema para obtener la ganancia de calor por paredes y techos se realiza a través del sistema de la diferencia de densidad de los gases que se crea en el edificio, es decir, que fue desarrollado por "HALLICK INC." aquí vemos que existen tantos sistemas como compañías comerciales fabricantes de equipos, pero todos igualmente efectivos.

Nosotros hicimos un cálculo más rápido y con un pequeño margen de error, que sólo tiene en cuenta la diferencia de temperatura de dentro y la resistencia térmica total de la pared y techo exteriores.

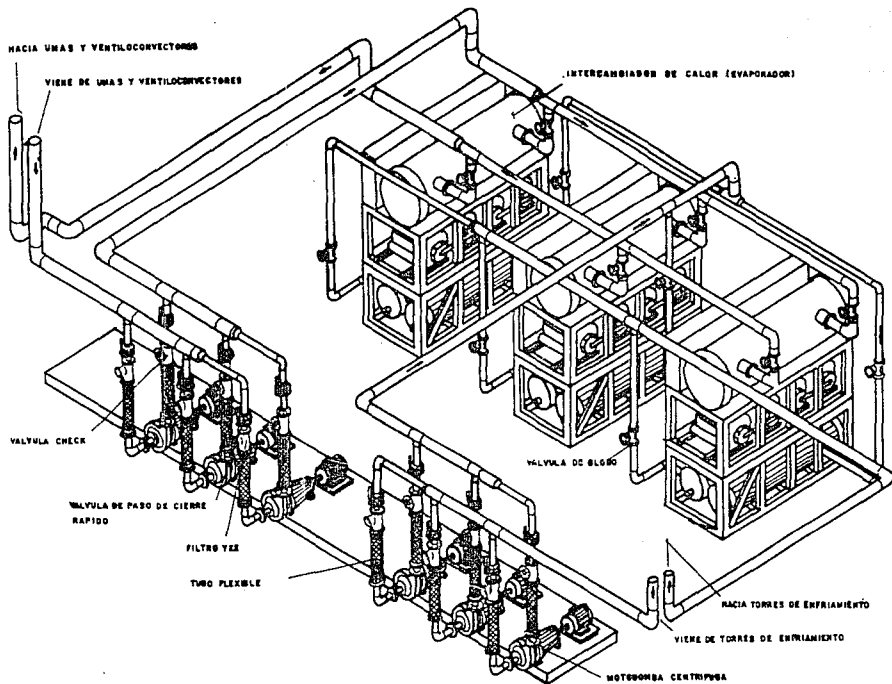
Podemos ver que existen básicamente tres procesos termodinámicos para lograr los resultados de comodidad que deseamos. el primero y más directo es el del agua de refrigeración, que es el que logra en primera instancia el enfriamiento del cuarto al estar las paredes de sus tuberías en contacto con el aire que entra a la habitación; el segundo es el del refrigerante (Freones) que enfría el agua de refrigeración y el tercero el del agua de condensados que enfría al refrigerante que entra al condensador.

Esperamos que nuestra propuesta de aire acondicionado sea de utilidad para futuros proyectistas.

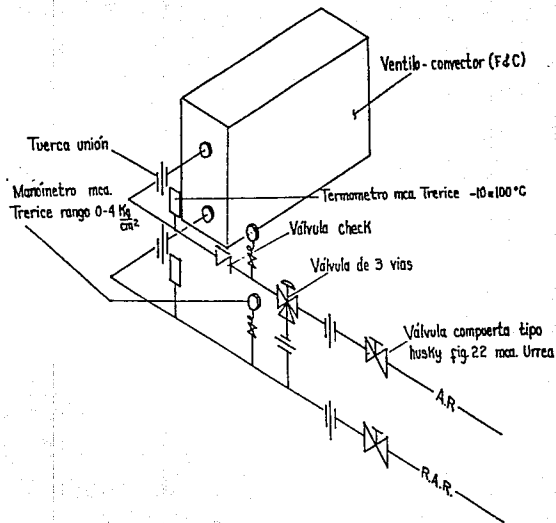
BIBLIOGRAFIA

- **MECANICA DE FLUIDOS**
VICTOR L. STREETER, BENJAMIN WYLIE
ED. Mc. GRAW HILL, 6^a EDICION, MEXICO D.F., 775 p.p.
- **TRANSFERENCIA DE CALOR**
JOSE A. MANRIQUE
ED. HARLA, 1^a EDICION, MEXICO, 1981, 199 p.p.
- **ENERGIA MEDIANTE VAPOR AIRE O GAS**
W.H. SEVERNS, H.E. DEGLER, J.C. MILES
ED. REVERTE S.A., 5^a EDICION, MEXICO, 1984, 503 p.p.
- **AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACION**
BURGESS H. JENNINGS, SAMUEL R. LEWIS
ED. C.E.C.S.A., MEXICO
- **MANUAL DE AIRE ACONDICIONADO**
CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY
ED. MARCOMBO, MEXICO, 2 TOMOS
- **PRINCIPLES OF REFRIGERATION**
ROSSAT R. J.
J. WILLEY AND SONS INC., NEW YORK, 1961
- **NORMAS DE INSTALACIONES**
VOLUMEN 4, AIRE ACONDICIONADO
VOLUMEN 5, INST. HIDRAULICAS
10 VOLUMENES
INSTITUTO MEXICANO DEL SEGURO SOCIAL
- **COSTOS Y MATERIALES**
ING. RAUL GONZALES MELENDEZ, ING. JUAN B. PEIMBERT
COSTOS Y MATERIALES S.A., 6^a EDICION, MEXICO, 1984, 576 p.p.

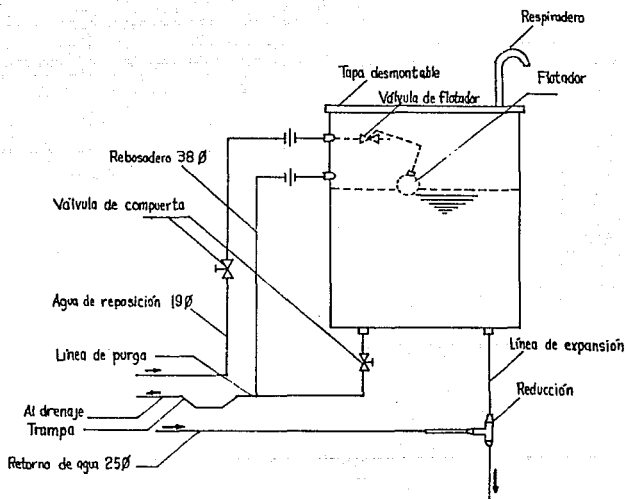
A P P E N D I C E



DETALLE DE CONEXION DE UNIDADES GENERADORAS DE AGUA REFRIGERADA

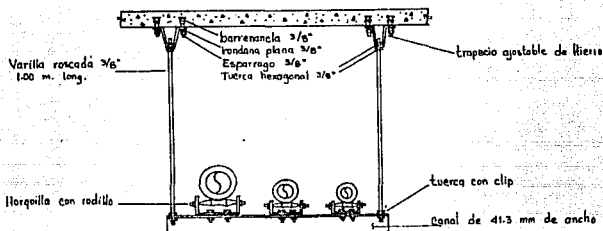


DETALLE DE CONEXION DE VENTILOCONVECTOR

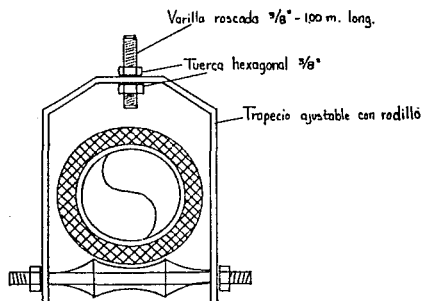


DETALLE DE CONEXION DE TANQUE DE EXPANSION

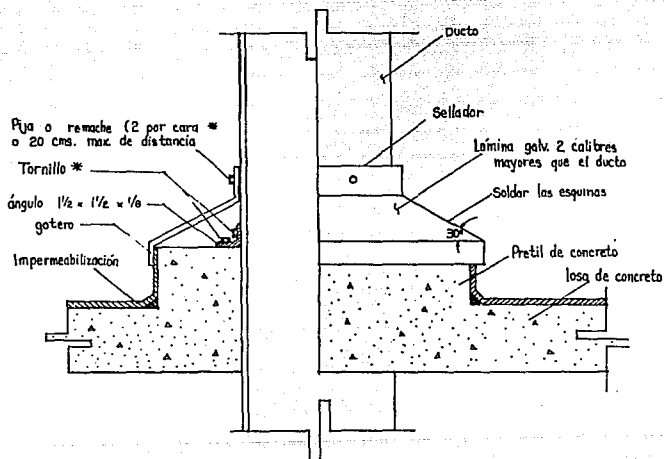
VER REFERENCIA EN PLANOS



DETALLE DE SOPORTE MULTIPLE
MOVIL TIPO RODILLO

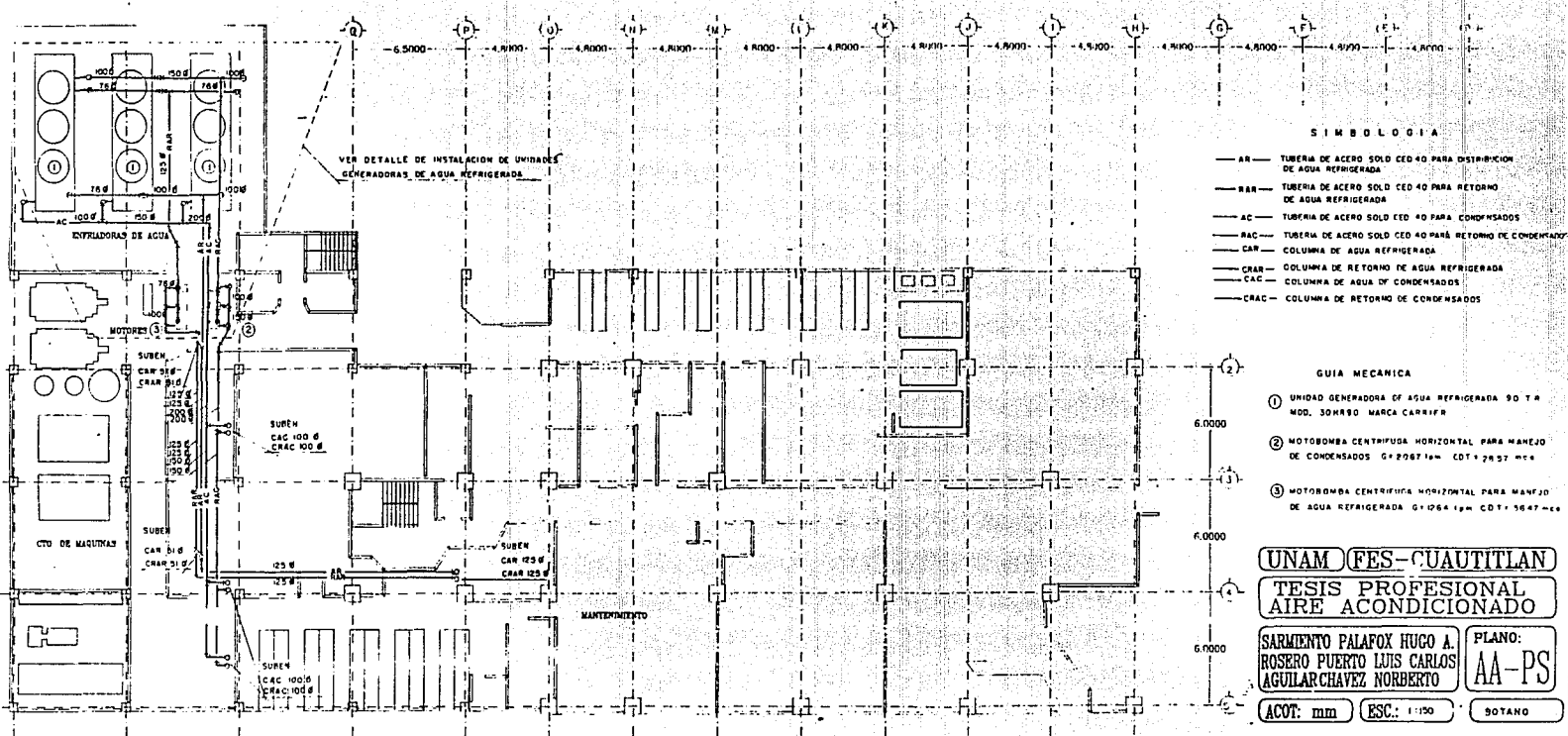


DETALLE DE SOPORTE INDIVIDUAL
MOVIL TIPO RODILLO



DETALLE DE PASO DE DUCTO EN LOSA EXTERIOR

VER REFERENCIA EN PLANOS



SIMBOLOGIA

- AR — TUBERIA DE ACERO SOLD CED 40 PARA DISTRIBUCION DE AGUA REFRIGERADA
- RAR — TUBERIA DE ACERO SOLD CED 40 PARA RETORNO DE AGUA REFRIGERADA
- AC — TUBERIA DE ACERO SOLD CED 40 PARA CONDENSADOS
- RAC — TUBERIA DE ACERO SOLD CED 40 PARA RETORNO DE CONDENSADOS
- CAR — COLUMNA DE AGUA REFRIGERADA
- CRAR — COLUMNA DE RETORNO DE AGUA REFRIGERADA
- CAC — COLUMNA DE AGUA DE CONDENSADOS
- CRAC — COLUMNA DE RETORNO DE CONDENSADOS

GUIA MECANICA

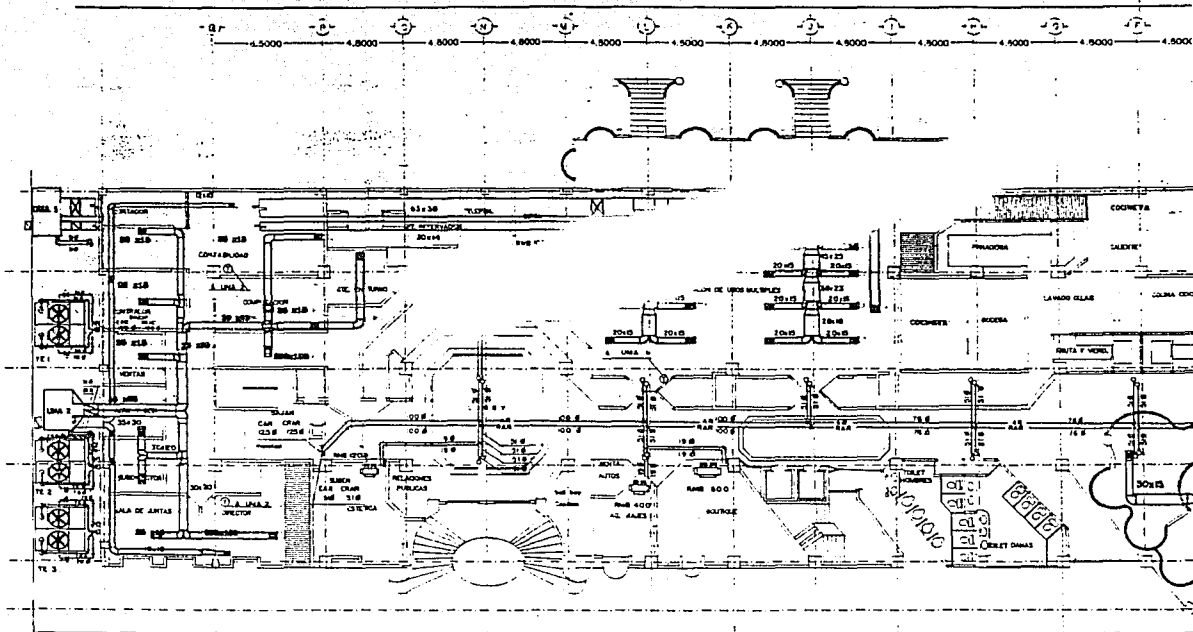
- ① UNIDAD GENERADORA DE AGUA REFRIGERADA 90 T R MOD. 30HRSO MARCA CARRIER
- ② MOTOROMBA CENTRIFUGA HORIZONTAL PARA MANEJO DE CONDENSADOS G=2967 lpm CDT=2857 mca
- ③ MOTOROMBA CENTRIFUGA HORIZONTAL PARA MANEJO DE AGUA REFRIGERADA G=1264 lpm CDT=5647 mca

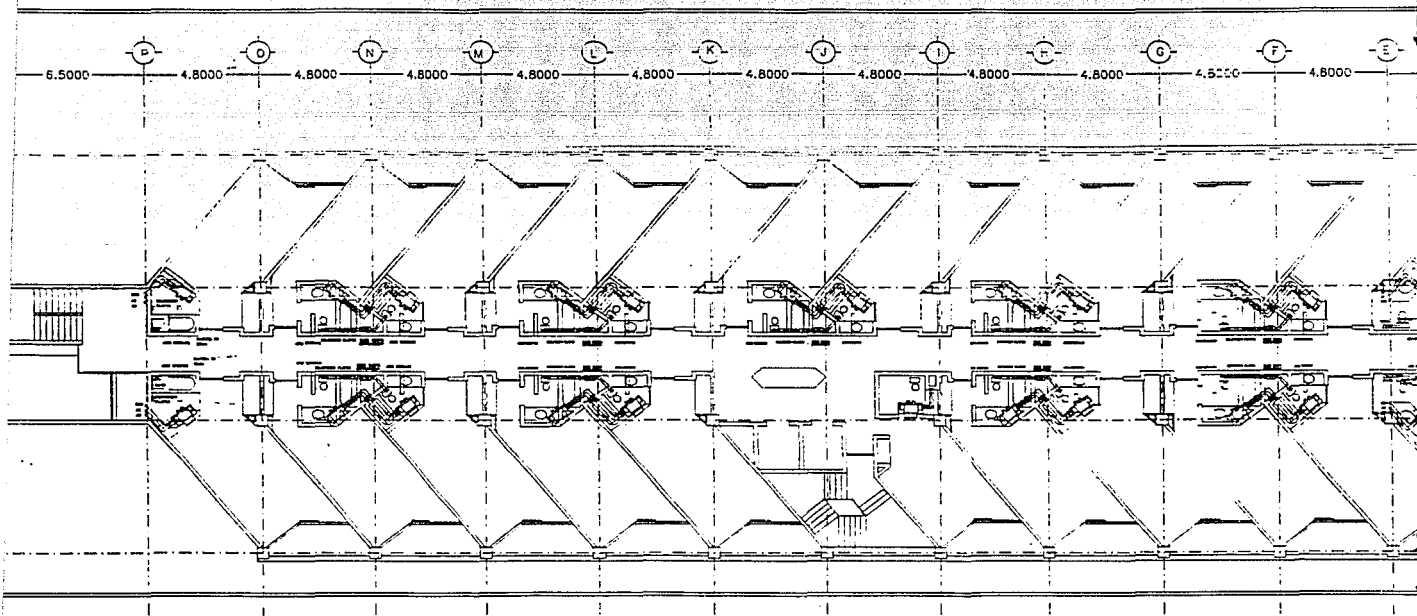
UNAM FES-CUAUTITLAN
TESIS PROFESIONAL
AIRE ACONDICIONADO

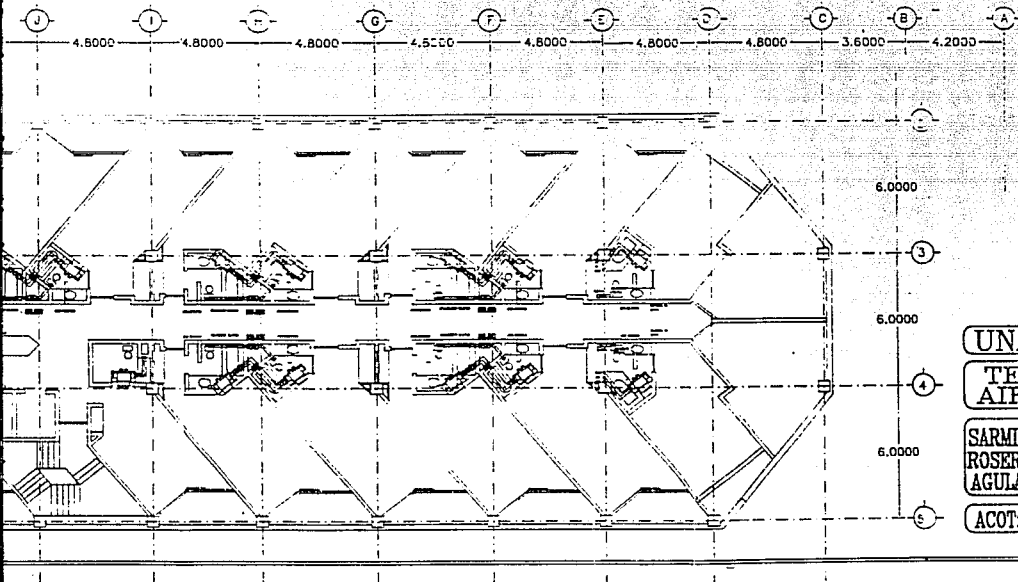
SARMIENTO PALAFOX HUGO A.
ROSERO PUERTO LUIS CARLOS
AGUILAR CHAVEZ NORBERTO

PLANO:
AA-PS

ACOT: mm **ESC.: 1:150** **NOTAS**







VENTILADOR SERPENTE
(FAN-COIL)

VALV. COMPUERTA
TCA. UNION
REDUCCION
VALV. DE TRES VIAS
AGUA HELADA
RETORNO AGUA HELADA
AGUA CONDENSADA

UNAM FES-CUAUTITLAN

TESIS PROFESIONAL
AIRE ACONDICIONADO

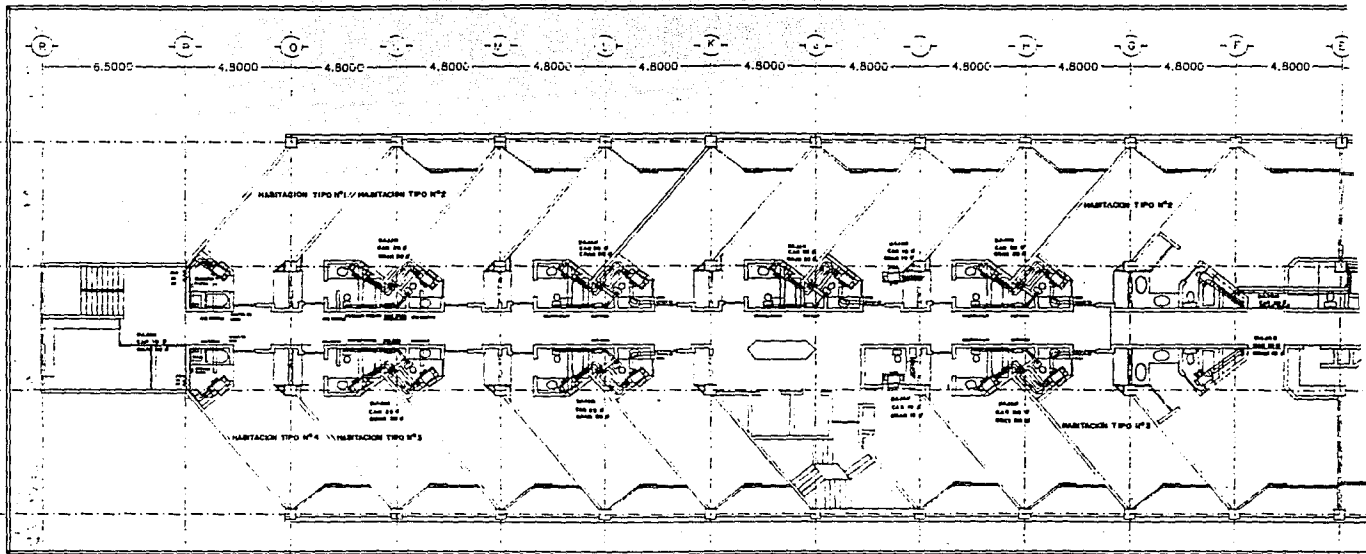
SARMIENTO PALAFOX HUGO A.
ROSERO PUERTO LUIS CARLOS
AGULAR CHAVEZ NORBERTO

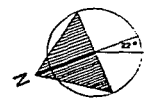
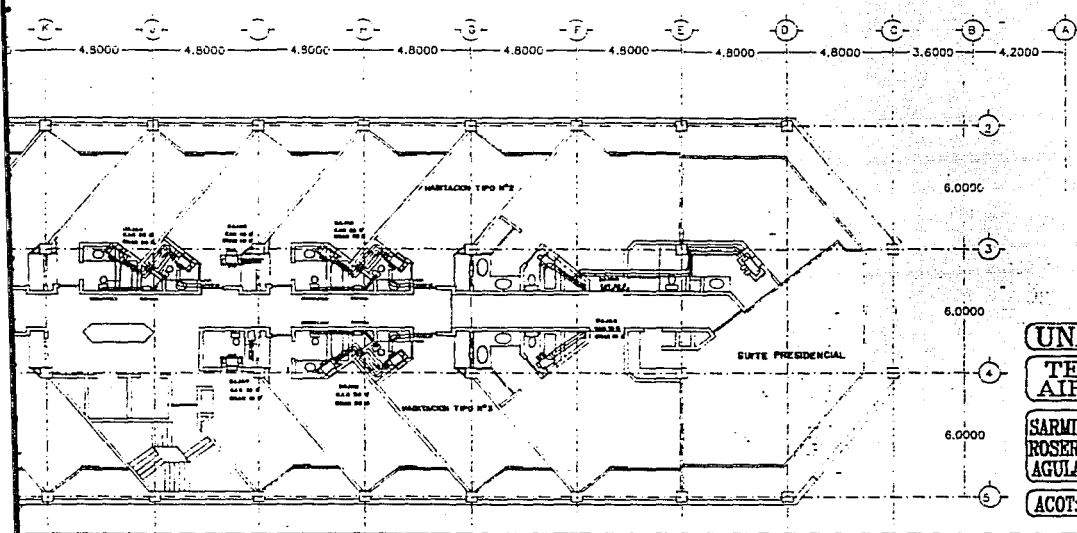
PLANO:
AA-PT

ACOT: mm

ESC.: 1/4"

PLANTA TIPO





UNAM FES-CUAUTITLAN

TESIS PROFESIONAL
AIRE ACONDICIONADO

SARMIENTO PALAFOX HUGO A
ROSETO PUERTO LUIS CARLOS
AGUILAR CHAVEZ NORBERTO

PLANO:
AA-PA

ACOT: mm

ESC.: 1:100

PLANTA ALTA

