



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

Facultad de Estudios Superiores Cuautitlán

**“AIRE ACONDICIONADO EN SALA DE COMPUTO
Y PROCESAMIENTO DE DATOS”**

T E S I S

QUE PRESENTA

MANUEL IGNACIO ZAMBRANO CEDEÑO

PARA RECIBIR EL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

Director de Tesis:

I. Q. JUAN DE LA CRUZ HERNANDEZ ZAMUDIO

CUAUTITLAN, IZCALLI

NOVIEMBRE 1985.



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis 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.

I N D I C E

TEMA I	INTRODUCCION -----	1
TEMA II	GENERALIDADES -----	3
	- BREVE HISTORIA DEL AIRE ACONDICIONADO-----	3
	- PRIMEROS DESARROLLOS TECNICOS-----	4
	- CICLO IDEAL DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR.-----	6
	- FUNCIONAMIENTO TEORICO DE UN COMPRESOR-----	10
	- COMPRESORES-----	12
	- CAPACIDAD DEL COMPRESOR -----	18
	- CONDENSADOR -----	21
	- FUNCIONAMIENTO DEL CONDENSADOR -----	22
	- VALVULAS DE EXPANSION-----	30
	- EVAPORADOR -----	35
	- FUNCIONAMIENTO DEL EVAPORADOR -----	37
TEMA III	PARAMETROS BASICOS DE DISEÑO -----	39
	- CONCEPTO DE AIRE ACONDICIONADO -----	39
	- COMPOSICION DEL AIRE -----	39
	- CONCEPTOS BASICOS DE DISEÑO -----	44
	- RENOVACION DEL AIRE EXTERIOR -----	46

	- FILTRADO DEL AIRE -----	48
	- CONTROL DE HUMEDAD -----	49
	- METODOS DE DISTRIBUCION DE AIRE -----	52
	- ILUMINACION -----	54
TEMA IV	PROCESOS DE AIRE ACONDICIONADO -----	55
	- CLASIFICACION DE LOS PROCESOS -----	55
TEMA V	CALCULO DE CARGAS -----	71
	- DISEÑO PRACTICO DEL EQUIPO DE AIRE ACONDICIONA- DO PARA LA SALA DE COMPUTO -----	74
	- CONDICIONES DE DISEÑO -----	74
	- DESCRIPCION DEL LOCAL -----	75
TEMA VI	EQUIPOS Y ACCESORIOS -----	104
	- SELECCION DEL EQUIPO -----	104
	- ACCESORIOS-----	106
	- PROCEDIMIENTO DE SELECCION DEL EQUIPO DE AIRE - ACONDICIONADO PARA LA SALA DE COMPUTO DE LA - - F.E.S.- CUAUTITLAN -----	107
TEMA VII	ESTATICA Y SISTEMAS DE CONTROL -----	109
	- ESTATICA -----	109

	- SISTEMAS DE CONTROL -----	111
TEMA VIII	DISEÑO DE LA SALA -----	113
	- RECOMENDACIONES GENERALES-----	113
	- ELECCION DEL LOCAL -----	113
TEMA IV	ESTUDIO ECONOMICO -----	116
TEMA X	CONCLUSIONES -----	118
TEMA XI	BIBLIOGRAFIA -----	121

INTRODUCCION

Con el invento de la computadora, como una herramienta de trabajo para el hombre y sus posteriores simplificaciones electrónicas surgió la necesidad de buscar condiciones para mejorar la eficiencia de estas máquinas; ya que el costo de estas máquinas es elevado; se anexó a la instalación física de éstas un equipo de aire acondicionado que tiene como propósito mantener la temperatura, humedad y pureza del aire requerida por el equipo electrónico.

Las computadoras, suelen emitir cantidades de calor, -- sus instalaciones auxiliares y también el material como cartas perforadas, cintas magnéticas, etc., el sistema de iluminación, el personal que opera en la sala de computo y las -- cargas por transmisión.

Las salas de computadoras electrónicas, deben estar muy controladas en temperatura y humedad; puesto que las cintas y tarjetas requieren condiciones uniformes de operación, los diseños comunes de computadoras requieren el retiro de grandes cantidades de calor, así como las partes de impresión deben tener atmósfera controlada para mantener tolerancias en-

los encogimientos del papel, registro preciso de la impresión y la alimentación del papel.

Para cumplir con el propósito que se requiere del equipo de Aire Acondicionado en salas de cómputo se utilizan los que se clasifican dentro del género de "paquete", debido a que estos pueden controlar, humedad, temperatura y pureza del aire.

Además de las condiciones exigidas al equipo de aire -- acondicionado, existen otros parámetros para maximizar la eficiencia de los computadores electrónicos como son: el área -- donde se van a instalar las máquinas, el abastecimiento de la energía eléctrica, la electricidad estática, la iluminación, el piso real y el piso falso, la seguridad y normalización y la acústica.

En este trabajo, se estudió los temas principales para -- realizar un correcto diseño del equipo de aire acondicionado-- requerido y haciendo uso de la información técnica que facilitan todos los productores de computadoras electrónicas.

Debido a que el estudio del aire acondicionado es muy extenso, se tomará en cuenta solamente el equipo relativo a las salas de cómputo y procesamiento de datos.

GENERALIDADES

Breve historia del Aire Acondicionado.- El aire acondicionado, es tan antiguo como el hombre. Los primeros hombres utilizaron las pieles de los animales para obtener una comodidad, con su propio calor corporal. Buscando protección del sol o hallando refugio en cuevas contra el frío o el calor, básicamente cambiaban su medio ambiente. El descubrimiento y uso del fuego, fue quizás el avance más importante de esos tiempos.

La historia nos muestra que los nobles egipcios, usaron esclavos con ramas de palmas para que los ventilen. Así el enfriamiento evaporativo, suministró algún alivio para el calor del desierto. La historia también recuerda que los romanos diseñaron calefacción y ventilación en sus baños. Los romanos traían hielo de las montañas del norte, para enfriar vino y posiblemente también para enfriar agua para baño.

En la edad media, el notable Leonardo Da Vinci, construyó un ventilador accionado por agua. Otras innovaciones antiguas, incluyeron sillas con acción de fuelle para producir ventilación intermitente para el ocupante y mecanismos de re-

loj que activaban unos ventiladores encima de las camas.

PRIMEROS DESARROLLOS TECNICOS.- En el siglo XIX, se inventaron los ventiladores, calderas y radiadores. Los primeros hogares para calentar aire, fueron de hierro fundido, -- quemando carbón y distribución de aire por gravedad, luego - se cambio gradualmente a gas y aceite, y de encendido manual automático.

En 1844, el Dr. John Gorrie, inventó una máquina de refrigeración, se mejoro este trabajo con el desarrollo de los compresores alternativos y se fundo la A.S.R.E. (American - Society de Refrigeration Engineers). Pero el padre del aire acondicionado, fue Willis Carrier (1876-1950). En 1911 presentó su estudio sobre las propiedades del aire, a partir de esto se realizó la primera carta psicrométrica, Carrier - continuó su trabajo e inventó la primera máquina centrífuga-de refrigeración en 1922.

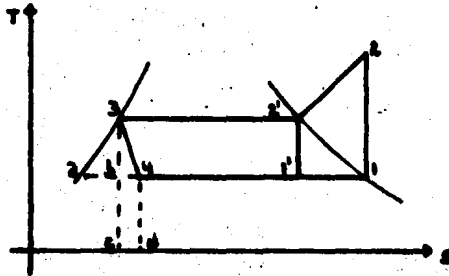
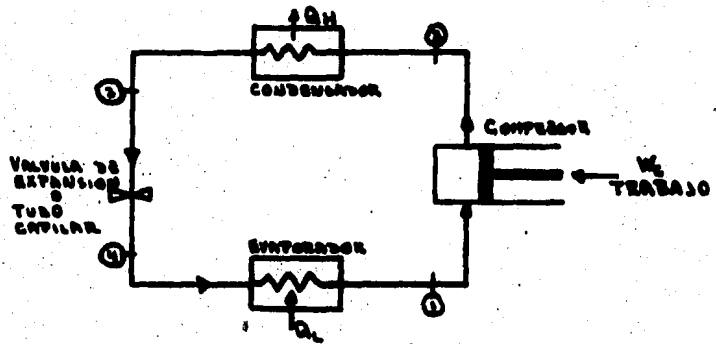
El aire acondicionado, tuvo su primer gran uso en la década de 1920 en los teatros; en el final de esta década, se hizo el primer equipo autocontenido, en 1930 Tomas Middley - de la Compañía Dupont, desarrolló el famoso refrigerante - - Freon (Fluoro Carbón). En 1931, se introdujo el Freón 12,

ésto abrió las posibilidades en el diseño de compresores y componentes del sistema.

En 1958 con la inclusión de los sistemas enfriados por aire, el aire acondicionado tuvo un gran crecimiento en el uso residencial, a partir de ésto, se le encontró múltiples servicios al aire acondicionado, como lo podemos observar. Hasta ahora el sistema de refrigeración más utilizado en aire acondicionado, es el de refrigeración por compresión de vapor, a continuación explicaremos este sistema.

CICLO IDEAL DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR

El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor (refrigerante) se denota en la figura # 1.



En el ciclo 1-2,3-4-1 entra vapor saturado a baja presión al compresor y se realiza una compresión reversible y -adiabática entre los puntos 1 y 2, el calor es cedido a presión constante en el proceso 2-3 y la substancia de trabajo-

sale del condensador como líquido saturado. Sigue un proceso adiabático de estrangulamiento durante el proceso 3-4 luego, la substancia de trabajo se evapora a presión constante durante 4 y 1, lo cual completa el ciclo.

La similitud entre este ciclo y el ciclo Rankine, es -- evidente, ya que se trata del mismo ciclo, pero invertido, -- excepto que una válvula de expansión reemplaza a la bomba. Este proceso de estrangulamiento, es irreversible, mientras que el proceso de bombeo del ciclo Rankine es reversible. La divergencia de este ciclo ideal, con el ciclo de Carnot - 1-2-3-4-1 es notoria en el diagrama T-s. La razón de la divergencia es que es mucho más conveniente tener un compresor que opere solo vapor y no una mezcla de líquido y de vapor, -- como sería necesario durante el proceso 1-2 del ciclo de Carnot. Es virtualmente imposible comprimir (en una relación razonable) una mezcla tal, como la representada por el estado 1', y mantener el equilibrio entre el líquido y el vapor, porque ahí debe haber un calor y una masa transferida a través de los límites de fase. Es mucho más sencillo que el -- proceso de expansión tenga lugar irreversiblemente en una -- válvula de expansión que lo haga en un dispositivo de expansión que reciba líquido saturado, y descarga una mezcla de --

líquido y de vapor, como se necesitaría en el proceso 3-4. Por estas razones, el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, es el indicado como el ciclo 1-2-3-4-1.

Como vimos, la realización de un ciclo de refrigeración está dada en términos del coeficiente de realización, B, que se define, para un ciclo de refrigeración como:

$$B = \frac{q_l}{W_c}$$

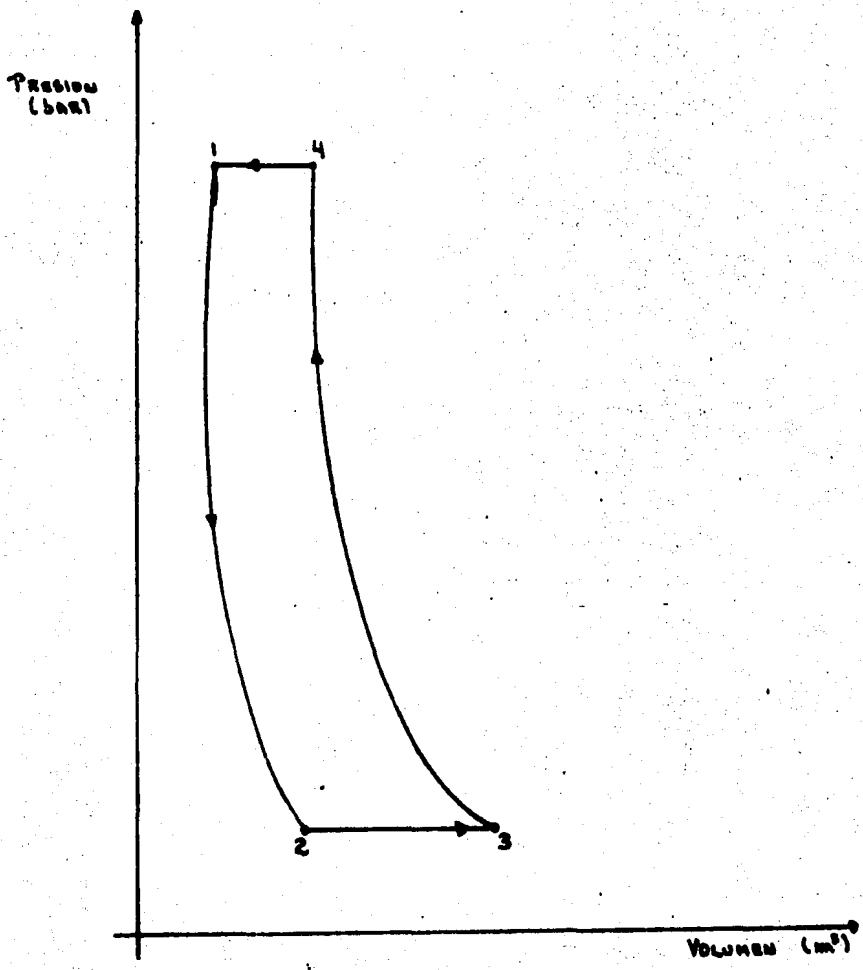
La capacidad de una planta de refrigeración, se da generalmente en toneladas de refrigeración. Este término tuvo origen en la industria del hielo, donde la capacidad de enfriamiento fue dada en términos de las toneladas de hielo producidas por día. La unidad se define como:

$$\begin{aligned} 1 \text{ ton. de refrigeración} &= 72,576 \text{ Kcal de refri. por día} \\ &= 3,024 \text{ Kcal de refri. por hora} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &= 288,000 \text{ Btu de refrigeración por día} \\ &= 12,000 \text{ Btu de refrigeración por hora} \end{aligned}$$

De la figura 1- a del ciclo ideal de refrigeración por

FIGURA # 2



compresión de vapor, notamos la existencia de cuatro partes importantes en este ciclo que son a saber:

Compresor

Condensador

Válvula de expansión o tubo capilar

Evaporador

Por ser el compresor el corazón de este sistema, se procederá a describir el tipo de compresor que se utiliza en el equipo de aire acondicionado para salas de cómputo que es el conocido como compresor de émbolo o reciprocante.

FUNCIONAMIENTO TEORICO DE UN COMPRESOR

El ciclo de compresión, se indica sobre un diagrama indicador teórico en la figura 2, en donde, el pistón inicia su carrera en el punto 1, teniendo el volumen inactivo, una cantidad de gas a la presión de la descarga del compresor. La presión del gas inactivo, actúa sobre las válvulas de admisión y descarga, manteniéndolas cerradas por la fuerza de un resorte. El gas inactivo se expande, disminuyendo su presión y aumenta su volumen, a través de su desplazamiento 1-2.

Cuando el pistón llega al punto 2, la válvula de succión se abre debido a la presión del gas de la línea de succión, -- siendo la entrada del gas a presión constante en la trayectoria 2-3. El punto 3 es el final de su carrera y ahora regresa comprimiendo el gas en su movimiento 3-4. Cuando empieza la compresión del gas, inmediatamente se cierra la válvula de succión y actúa como válvula de retención del cilindro, -- aumentando la presión hasta el punto 4. Cuando el pistón -- llega al punto cuatro se abre la válvula de descarga, para -- que el gas de alta presión, pase a la línea de descarga, a -- presión constante a través de su marcha 4-1.

Cuando el pistón regresa al punto 1, el ciclo se completa.

El ciclo considerado, es esencialmente como un proceso adiabático reversible, es decir, un proceso isoentrópico.

COMPRESORES

Como ya se dijo anteriormente, el Compresor es el corazón del sistema de refrigeración por compresión de vapor, -- aunque es en el evaporador donde se obtiene el cambio térmico más significativo de un equipo de Aire acondicionado.

Después de que ha perdido calor y se evapora en el serpentín de enfriamiento (evaporador), el refrigerante pasa a través de la línea de succión al siguiente componente mayor en el circuito de refrigeración, que es el compresor.

Esta unidad tiene dos funciones principales dentro de este ciclo que son:

a) Recibir o remover el vapor refrigerante desde el evaporador, de tal manera que la presión y temperatura deseada se puedan mantener.

b) Incrementar la presión del vapor refrigerante a través del proceso de compresión y simultáneamente incrementar la temperatura del vapor, de tal manera que pueda ceder su calor al medio refrigerante del condensador.

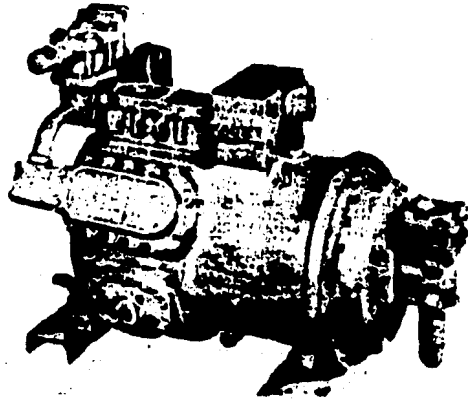
Los compresores, tienen varias clasificaciones de acuerdo al uso y la capacidad del equipo, pero para el caso exclusivo de nuestro equipo, hablaremos solamente de los compresores de desplazamiento positivo.

Del tipo anteriormente enumerado, existen dos clases -- que son: el de tipo abierto y el hermético.

Los del tipo abierto, son generalmente accionados por un motor externo, bien sea mediante la propulsión de una banda o conectado directamente, en este tipo los que constan de banda, son bastante flexibles puesto que su velocidad puede variarse de tal manera que se use para diferentes potencias intercambiando únicamente el tamaño de la polea del motor; (ver Fig. 3,5 y 8)

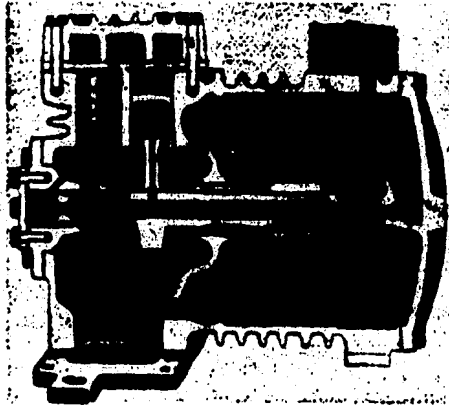
El tipo de compresor hermético, tiene una gran ventaja sobre el anterior que es la eliminación del sello, frecuentemente son más pequeños, más compactos, más libres de vibración y tienen su motor continuamente enfriado por el gas refrigerante que circula por él, y positivamente lubricado; -- existen dos clasificaciones de los herméticos que son: compresor hermético soldado y compresor hermético atornillado -- ilustrados en las figuras 6 y 7.

FIGURA # 3



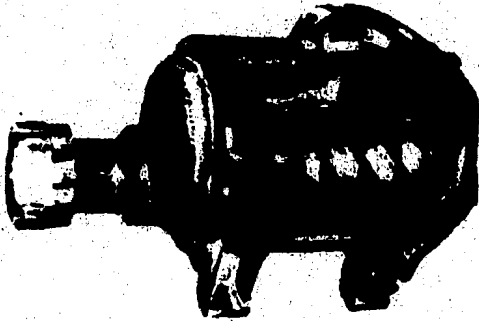
COMPRESOR ALTERNATIVO DE
TIPO ABIERTO

FIGURA # 5



COMPRESOR ALTERNATIVO TIPO
ABIERTO MOVIDO DIRECTAMENTE

FIGURA # 8



COMPRESOR ABIERTO DE
TORNILLO

FIGURA # 6



**COMPRESOR (CENTRIFUGO)
HERMETICAMENTE SELLADO**

FIGURA # 7



COMPRESOR ROTATORIO HERMETICA
MENTE SELLADO.

Capacidad del compresor.- La capacidad teórica del compresor, es igual al volumen desalojado por el compresor por hora, medido en ft^3 , multiplicado por la " capacidad de refrigeración " por ft^3 de vapor refrigerante en cuestión. La " capacidad de refrigeración " teórica por ft^3 de vapor es igual al número de BTU hora necesarias para producir un ft^3 de vapor en el evaporador.

La temperatura del refrigerante durante la evaporación, se llama la temperatura de evaporación y si la presión en el evaporador aumenta, también subirá la temperatura de evaporación y al mismo tiempo aumentará la "capacidad de refrigeración ". Así pues, cuando se trata de establecer la capacidad del compresor, es necesario conocer la temperatura de evaporación o la presión del evaporador. Además es necesario conocer la temperatura del líquido refrigerante, justo antes de que éste pase a través de la válvula de regulación, ya que la " capacidad de refrigeración " está influenciada por la temperatura del líquido.

La capacidad efectiva del compresor, es algo menor que su capacidad teórica, debido a varias pérdidas, parte en el compresor, parte en la tubería.

La relación entre la capacidad efectiva y la capacidad-teórica, se llama algunas veces el rendimiento del compresor.

Para los pequeños compresores que se tratan aquí, el --rendimiento suele estar entre 65% y 80%

Para obtener un alto rendimiento del compresor, el espacio muerto del cilindro, debe ser tan pequeño como sea posible y las válvulas de succión y salida deben cerrar firmemente y estar proyectadas para una rápida apertura y cierre.

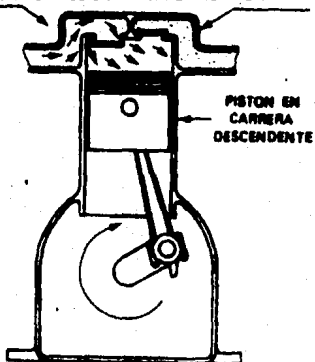
Las pérdidas internas en el compresor, deben ser tan pequeñas como sea posible.

Para ilustrar en funcionamiento de las válvulas, se observará la figura 9.

FIGURA # 9

LA CARRERA
DESCENDENTE DEL
PISTON CREA VACIO
EN EL CILINDRO. LA
PRESION EN LA LINEA
DE SUCCION HACE ABRIR
LA VALVULA DE SUCCION

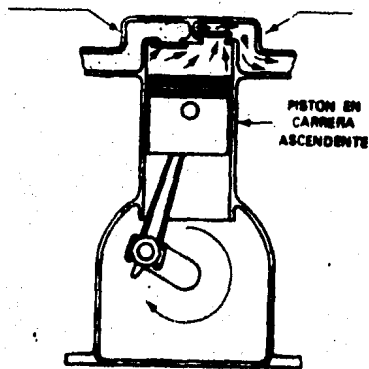
LA PRESION EN LA LINEA
DE DESCARGA MANTIENE
LA VALVULA DE DESCAR-
GA CERRADA



ETAPA 1

LA PRESION EN EL CI-
LINDRO MANTIENE
LA VALVULA DE SUCCION
CERRADA

LA PRESION EN EL CILINDRO LE-
VANTA LA VALVULA DE DESCAR-
GA Y EL GAS FLUYE A LA LINEA
DE DESCARGA



ETAPA 2

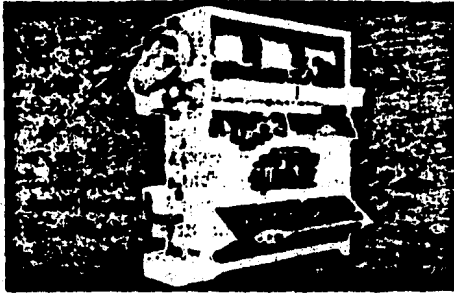
TRABAJO DEL DIFERENCIAL DE PRESION SOBRE LAS VALVULAS DEL COMPRESOR ALTERNATIVO.

C O N D E N S A D O R

El componente mayor en el sistema de refrigeración que sigue a la etapa de compresión, es el condensador básicamente el condensador es otra unidad de intercambio de calor en el cual el calor extraído por el refrigerante en el evaporador y también el añadido al vapor en la fase de compresión se disipa a un medio condensante. El vapor a alta presión y alta temperatura que sale del compresor, está super calentado y este super calentamiento generalmente se retira en la línea de descarga de gas caliente y en la primera porción del condensador. Como la temperatura del refrigerante es bajada a su punto de saturación, el vapor se condensa en líquido para reusarse en el ciclo.

Los condensadores, pueden ser enfriados por aire, por agua o enfriados por evaporación. (Ver fig. # 4) Los refrigeradores domésticos, generalmente tienen un condensador enfriado por aire, el cual depende del flujo de gravedad del aire que circula a través de él. Otras unidades enfriadas por aire, usan ventiladores para sacar o extraer grandes volúmenes de aire a través de los serpentines del condensador.

FIGURA # 4

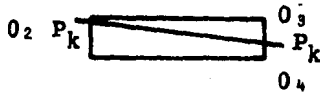


CONDENSADOR EVAPORATIVO

Funcionamiento del Condensador

La finalidad global del condensador, ha quedado definida, pero a fin de precisar las funciones particulares que entran en su trabajo general, examinaremos a que estado físico el fluido refrigerante entra, recorre y luego abandona el condensador. A la entrada de este elemento (ver en la Fig) tenemos los vapores comprimidos a la presión. P_k . y a la temperatura θ_2 . Estos vapores están sobrecalentados, ya que su temperatura θ_2 es superior a la temperatura θ_s para la cual, su tensión de vapor saturante es P_k . A la salida del conden

sador, tenemos líquido a la presión P_k y a la temperatura 0_3



y algunas veces esta misma temperatura, puede alcanzar el valor 0_4 , inferior a 0_3 .

Estas consideraciones, nos permiten precisar las funciones internas del condensador, que son en números de tres, a saber.

- enfriar (o mejor dicho; de sobrecalentar) Los vapores comprimidos de la temperatura 0_2 a la temperatura 0_3 de condensación;
- condensar los vapores enfriados a la temperatura 0_3 ;
- subenfriar eventualmente el líquido condensado desde la temperatura 0_3 a la temperatura 0_4 .

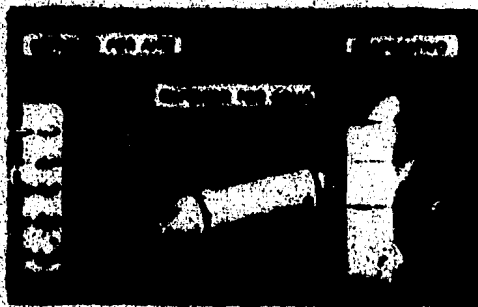
El objeto del condensador, es expulsar el calor suminis

trado al refrigerante en el evaporador y por la compresión - en el compresor.

En el condensador, el vapor echa afuera una cantidad de calor que corresponde a la capacidad útil de refrigeración - del evaporador más la cantidad de calor que corresponde al - trabajo de compresión.

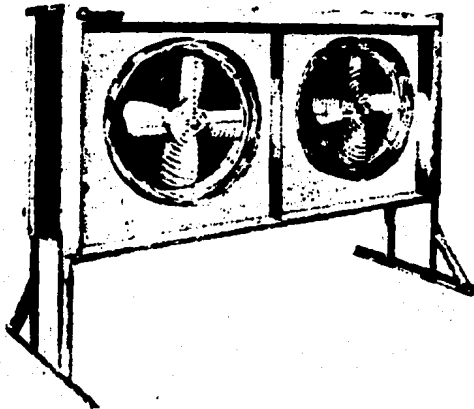
Este calor, puede ser extraído, bien por el aire circun - dante o bien por el agua. Los condensadores se clasifican - entonces en enfriados, por agua y evaporativos. (ver Fig. - 10 y 11)

FIGURA # 10



TIPOS DE CONDENSADORES

FIGURA # 11



CONDENSADOR ENFRIADO POR AIRE

El condensador enfriado por aire, consiste generalmente en un serpentín de cobre o acero, con la entrada de refrigerante por arriba y la salida por abajo, pasando el circuito de un lado a otro y hacia abajo en el condensador.

Como la transferencia de calor del vapor se condensa al aire que rodea al condensador es más bien pobre, debe proveerse el condensador con una gran superficie y como no debe ocuparse demasiado espacio en la máquina, ello se logra mediante aletas bastante juntas que pueden ser planas u onduladas. Estas aletas, se sujetan fuertemente a los tubos del -

condensador, mediante estañado o galvanizado. El condensador enfriado por aire, generalmente se dispone con circulación artificial de aire producida por un ventilador situado en el extremo del eje del motor eléctrico o producida por los radios del volante; de no ser así, las dimensiones del condensador serían demasiado grandes.

La dirección de la corriente de aire a través del condensador, debe efectuarse en el sentido desde el condensador al motor eléctrico. De no ser así, el motor calentaría el aire, lo cual daría lugar a una presión de condensador mayor. La posición del condensador refrigerado por aire, queda determinada por la situación del ventilador.

Desde el condensador, el refrigerante condensado fluye hacia el receptor, cuyo objeto es proveer una reserva de refrigerante para que de esta forma siempre haya líquido en la válvula de regulación, aún con flujos de refrigerante variables. El receptor puede ser un depósito independiente, situado horizontal o verticalmente sobre la plataforma o puede formar la misma plataforma.

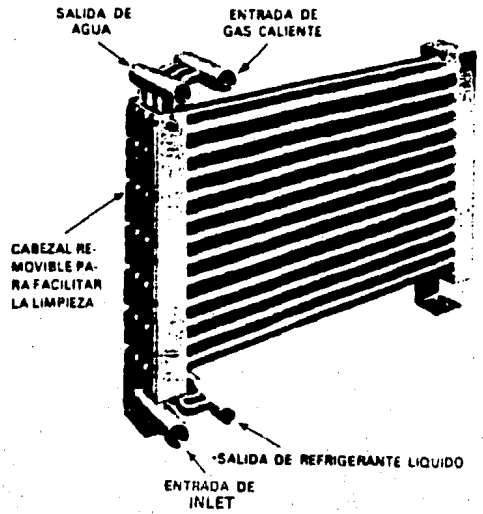
Para saber fácilmente si la planta tiene la carga co---

recta el receptor está provisto a menudo con una mirilla, - en la cual puede verse el nivel del líquido.

Los condensadores enfriados por aire, son muy corrientes, ya que no requieren suministro de agua ni conexiones de drenaje ni accesorios automáticos para la regulación de - - agua, con lo cual se evitan los fallos posibles debidos a es tos accesorios automáticos.

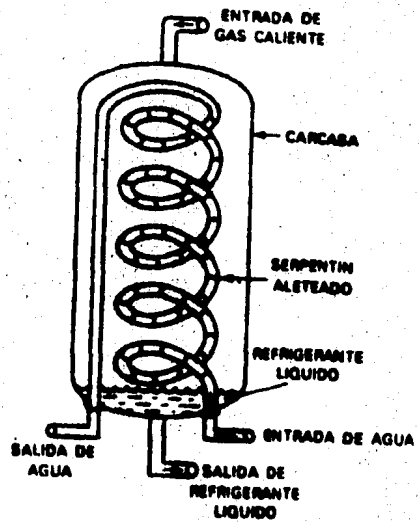
Los condensadores enfriados por aire, deben instalarse en tal forma que el aire admitido al condensador sea fresco y frío. Si es posible, debe situarse la unidad frente a una ventana, en la cual en vez de cristal, se ha puesto una tela metálica fina y debe disponerse también una salida para el - aire caliente. Nunca debe instalarse una unidad de condensación enfriada por aire en una habitación pequeña o recinto cerrado sin tener una buena entrada y salida para el aire. Los condensadores enfriados por aire, tienen, sin embargo, - la desventaja de que la presión de condensación es algo mayor que la que corresponde a un condensador enfriado por - - agua, (ver Fig. 12 y 13)

FIGURA # 12



CONDENSADOR ENFRIADO POR AGUA DE TUBO EN TUBO

FIGURA # 13



CONDENSADOR ENFRIADO POR AGUA DE CARCASA Y SERPENTIN

y en consecuencia es mayor el consumo de potencia del compresor. Además calienta el aire de la habitación en que está situado, lo cual en el caso de grandes condensadores puede ser inconveniente.

VALVULAS DE EXPANSION

Como ya se ha indicado en ocasiones anteriores, el dispositivo que se usa para regular la entrada en el evaporador del agente refrigerante en su estado líquido procedente del condensador a través de la correspondiente tubería llamada línea de líquido. De esta forma, el evaporador se alimenta con el refrigerante necesario de una manera continua y uniforme, que permite mantenerlo en su completa actividad durante todo el ciclo de funcionamiento, a la presión de ebullición del refrigerante correspondiente a la temperatura deseada, al propio tiempo que se mantiene en el condensador la presión impuesta por el ambiente (aire o agua de condensación).

De acuerdo con su funcionamiento, se dividen en válvulas de expansión automáticas, termostáticas, o de flotador, accionadas respectivamente por las diferentes presiones, temperaturas o nivel de refrigeración en el evaporador.

En determinadas instalaciones, se utilizan también válvulas de expansión tituladas fijas, las cuales mantienen un paso determinado de líquido sin posibilidad de regulación.

La elección y el dimensionado correctos de las válvulas destinadas a regular el caudal de refrigerante, exige el conocimiento tanto de las características de las válvulas, como del tipo de instalación que se va a utilizar.

El tamaño de un intercambiador de calor o evaporador y la velocidad a que el fluido pasa a través del mismo, deben usarse en la carga máxima del proyecto. Pero en la práctica los equipos pueden trabajar a una carga parcial, de modo que la válvula ha de regular satisfactoriamente toda la gama de condiciones de carga.

La velocidad del flujo a través de una válvula, es función de la caída de presión o pérdida de carga a través de la misma, de acuerdo con la forma de la hidráulica - - -
 $V = K \sqrt{2gh}$ en la que V es igual a la velocidad del fluido en la válvula.

K es igual a la constante cuyo valor depende del diseño de la válvula.

g es igual a la aceleración de la gravedad.

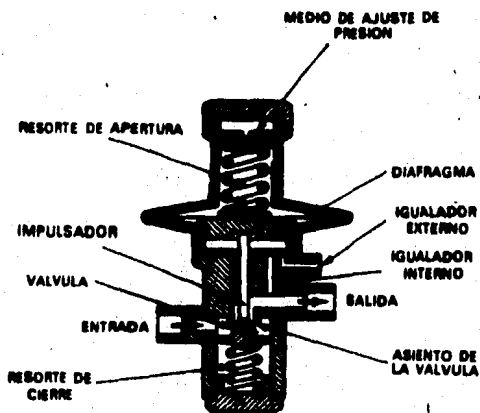
h es igual a la caída de presión a través de la válvula

O sea, los propósitos más importantes de controlar el flujo de refrigerante son.

- a) Permitir el flujo de refrigerante al evaporador en la cantidad necesaria para remover el calor de la carga.
- b) Mantener el diferencial de presión apropiado entre los lados de alta presión y baja presión en el sistema de refrigeración.

Se pueden clasificar en cinco tipos principales que son:

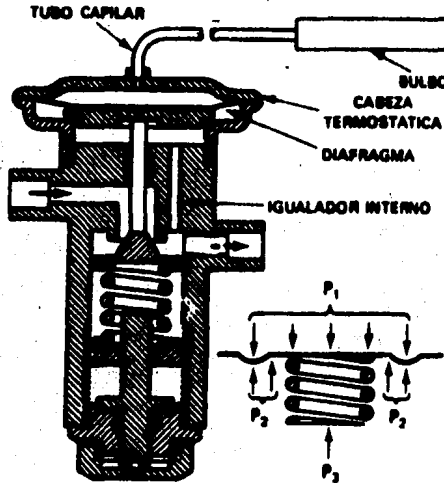
- a) Válvula de expansión automática (Figura # 14)



*LA VALVULA SE USA CON EL IGUALADOR INTERNO O EXTERNO, PERO NO CON AMBOS

VALVULA DE EXPANSION AUTOMATICA

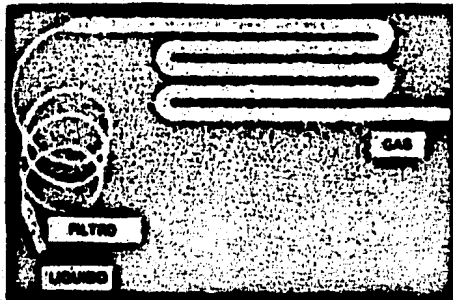
b) Válvula de expansión termostática. (Fig. # 15)



P_1 - PRESION DE VAPOR DEL ELEMENTO TERMOSTATICO
 P_2 - PRESION DEL EVAPORADOR
 P_3 - PRESION EQUIVALENTE DE LA FUERZA DEL RESORTE DE SUPERCALENTAMIENTO

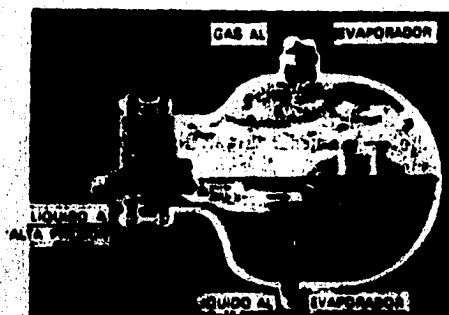
VALVULA DE EXPANSION TERMOSTATICA

c) Tubo capilar (Figura # 16)



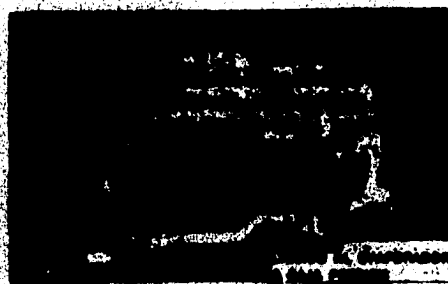
TUBO CAPILAR

d) Flotador en el lado de baja (Fig. # 17)



FLOTADOR EN EL LADO DE BAJA

e) Flotador en el lado de alta. (Fig. # 18)



FLOTADOR EN EL LADO DE ALTA

E V A P O R A D O R

El evaporador, es el elemento de la refrigeración por - compresión de vapor en donde el refrigerante se convierte de líquido a vapor mediante el proceso de evaporación, esto sucede debido a que el calor de la carga es absorbido por el - refrigerante en el evaporador. Para su estudio, se clasifican en tres grupos que son:

- a) De tubo desnudo
- b) De tubo aleteado
- c) De placa

Los más utilizados en Aire Acondicionado son los de tubo aleteado, debido a que al adicionar aletas, aumenta el -- área de transferencia de calor, haciendo posible un mejor -- funcionamiento del evaporador; este tipo de evaporador necesariamente tiene que proveerse de una circulación forzada de aire, mediante la adición de un ventilador de flujo axial -- (del tipo hélice).

Con circulación forzada, es necesario que el ventilador sea capaz de:

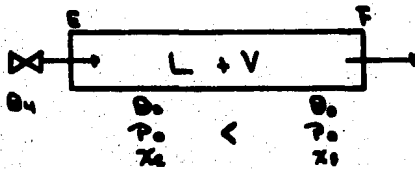
- a) Circular suficiente aire para retirar el calor de la carga.
- b) Distribuir el aire a una velocidad satisfactoria alrededor del cuarto o espacio acondicionado.
- c) Asegurar que no existan " espacios muertos "

Aunque situados en el cuarto lugar de nuestra clasificación, los evaporadores son la fuente productora de enfriamiento, objetivo final y principal del equipo de aire acondicionado. Lógicamente debe aportarse a su estudio y concepción el máximo cuidado a fin de que cumplan perfectamente su trabajo. Es frecuente cometer un error de cálculo en el evaporador y provocar un funcionamiento erróneo del equipo, y atribuírselo al compresor.

Los evaporadores son intercambiadores térmicos al igual que los condensadores. Aseguran la transmisión del flujo calorífico del medio que se enfría hacia el fluido refrigerante; este flujo calorífico, tiene por finalidad evaporar el fluido refrigerante líquido que circula por el interior del evaporador.

Debido a ésto, es muy importante que el evaporador posea un buen coeficiente global de transmisión térmica, a fin de que el paso del flujo calorífico al fluido refrigerante, se realice adecuadamente en determinada superficie del evaporador, con una diferencia de temperatura lo más reducida posible entre la temperatura del medio exterior a enfriar y la temperatura de evaporación del fluido refrigerante.

Funcionamiento del Evaporador. El evaporador debe obtener la transmisión del flujo calorífico que procede del medio que se enfría al fluido refrigerante, absorbiendo éste, dicho flujo a temperatura constante por liberación de su calor latente de evaporación. La absorción de este flujo calorífico, contrariamente a lo que hemos comprobado en los condensadores, no tiene que cumplir los tres requerimientos que se exigen del condensador, puesto que se trata únicamente -- del fluido, ya expandido a la temperatura de evaporación que va a inyectarse por medio del elemento de expansión, el funcionamiento del evaporador lo podemos ver en la figura siguiente.



Vemos que el evaporador se encuentra lleno de una mezcla heterogénea de líquido y de vapor; mezcla que es más rica en vapor cuanto más se aleja del punto por el que es inyectado. La dosis de vapor cuyo valor es X_e , en el punto de inyección depende de la naturaleza del fluido refrigerante, de la temperatura a que llega el líquido al elemento de expansión y de la temperatura de evaporación, aumentando -- constantemente durante la progresión de la mezcla líquido-vapor en el interior del evaporador para llegar a ser igual a 1, en la salida del evaporador : $X_s = 1$.

La eficacia de enfriamiento de la mezcla líquido-vapor depende del contenido del líquido en la mezcla, por lo que se debe tener cuidado en reducir el valor en la relación de la mezcla admitida en el evaporador, a un límite lo más bajo posible.

PARAMETROS BASICOS DE DISEÑO

Concepto de Aire Acondicionado.- " El Aire Acondicionado, es el tratamiento de cierta cantidad de aire que existe en un local, para mantenerlo en las condiciones óptimas para el cual fue diseñado, controlando su temperatura, humedad, pureza y distribución "; de ésto, podemos desprender que todos los parámetros básicos de diseño tienen origen en la composición y las propiedades que contenga el aire de el local que se va a climatizar.

Composición del Aire.- La composición del aire en volumen porcentual, es de la siguiente manera:

COMPONENTE	% EN VOLUMEN
Nitrógeno	78.03
Oxígeno	20.99
Argón	0.9323
Anhidrido Carbónico	0.03
Hidrógeno	0.01
Kriptón	0.0001
Helio	0.0005
Ozono	0.00006
Xenón	0.000009

Además de los componentes, anteriormente enumerados, el aire contiene: vapor de agua, polvo, minerales, vegetales, microorganismos, CO_2 , etc., es conveniente explicar que estos componentes, dependen de las condiciones ambientales y geográficas de una determinada ubicación.

Vapor de Agua.- La cantidad de vapor de agua contenida en el aire es muy variable, ya que esta cantidad depende directamente de la presión y la temperatura que tenga el aire en estudio.

Para la medición de esta cantidad de vapor de agua contenido en el aire, existen tres parámetros que son: humedad específica, humedad relativa y humedad absoluta o densidad.

Humedad Específica.- Es el peso real de vapor de agua en el aire, se expresa en granos o libras de agua por libra de aire seco, esto depende de los datos que se utilicen.

Humedad Relativa.- Es la relación del vapor de agua real en el aire, comparado a la máxima cantidad que podría obtener a la misma temperatura, este parámetro se expresa de manera porcentual (%).

Humedad Absoluta o Densidad.- Es la relación de masa de vapor de agua a volumen.

El conocimiento de estos parámetros, dependen directamente de datos específicos de temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo húmedo, temperatura de punto de rocío; mediante estas lecturas se puede hallar el calor sensible, el calor latente, el calor total y el volumen específico del aire. A continuación procederemos a conceptuar los terminos anteriores.

Temperatura de Bulbo Seco.- Es la temperatura tomada por un termómetro ordinario agitado en el aire, a la sombra o al abrigo de cualquier radiación térmica. Se la nombra también como temperatura seca.

Temperatura de Bulbo Humedo.- Es la temperatura indicada por un termómetro ordinario cuyo bulbo se ha recubierto de una gasa saturada de agua, a la temperatura ambiente hallándose emplazado en una corriente de aire lo suficientemente rápida para dirigir sin cesar el aire fresco contra dicha gasa mojada.

Temperatura a punto de rocío.- También llamada temperatura de rocío, dato importante para el estudio de las propiedades del aire; es la temperatura en que el aire húmedo, enfriado lentamente, llega a su saturación " Humedad relativa del 100%, a dicha temperatura, el enfriamiento del aire por débil que sea, provoca la aparición de humedad que se deposita en forma de rocío sobre los objetos cercanos.

Calor Sensible .- Es la cantidad de calor seco expresado en unidades BTU por libra de aire, se refleja por el dato de temperatura de bulbo seco.

Calor latente.- Es el calor requerido para evaporar la humedad que contiene una cantidad específica de aire. Esta evaporación ocurre a la temperatura de bulbo húmedo. Es también expresada en BTU por libra de aire.

Calor Total.- También conocido como entalpía es la suma del calor sensible más el calor latente o sea el contenido de calor total de la mezcla de aire y vapor de agua.

Todos estos parámetros, se encuentran graficados en lo que se conoce con el nombre de carta psicrométrica, esta carta

psicrométrica ha sido elaborada en base a cálculos realizados por varias instituciones y de acuerdo al tipo de unidades físicas que se utilicen en esa entidad.

CONCEPTOS BASICOS DE DISEÑO

Se recomienda que el equipo de aire acondicionado que - atienda las necesidades del área de cómputo, sea exclusivo - para el mismo, ya que dadas las características de la carga, el ciclo de enfriamiento deberá trabajar aún en invierno y - las condiciones de filtrado son más estrictas que para otras áreas.

Las alimentaciones eléctricas para el sistema y para el aire acondicionado, deben ser independientes completamente.

" No deben usarse equipos acondicionados de ventana que no regulen ni humedad ni filtren el aire ".

Debe cuidarse el cierre hermético de todas las abertu-- ras del salón, puertas ventanas y orificios de ventilación - para evitar pérdidas de aire.

El cálculo de la capacidad del equipo, se realizará en- base a los datos de todos los tipos de cargas que se tengan- en la instalación física.

Las cargas más significativas y que se deben tomar muy en cuenta para el diseño son:

Para calor sensible: Ganancias por vidrios, paredes, - particiones, techo, falso plafón, piso, personas, iluminación, ventilación, puertas abiertas, BTU's disipadas por las máquinas, etc.

La cantidad de calor que disipa cada máquina, así como los CFM , están dados por el productor de la computadora.

Para calor latente: Número de personas, ventilación.

En base a los BTU's totales, se deben calcular los CFM- (Cubic Feet Minute), necesarios para su disipación. La inyección de aire acondicionado debe pasar íntegramente a través de las máquinas y una vez que haya pasado, será necesario que se obtenga en el ambiente del salón una temperatura de $21^{\circ} \text{C} \pm 2^{\circ} \text{C}$ y una humedad relativa de $45\% \pm 5$, así como también en cintoteca, discoteca y cuarto de ingeniería. Es necesario que el equipo tenga controles automáticos que respondan rápidamente a variaciones de $\pm 1^{\circ}$ y 5% de humedad Relativa.

Considerar otros valores para el diseño del equipo de -
aire acondicionado expondrá al sistema a un funcionamiento -
defectuoso, por amplias y rápidas variaciones de temperatura
y humedad.

El aire que toma cada unidad del sistema, debe estar de
acuerdo a las condiciones de operación antes que las mismas-
entren funcionamiento.

La temperatura máxima de bulbo húmedo no debe exceder -
los 26°C.

Se recomienda mantener las condiciones de temperatura y
humedad durante las 24 horas del día, los 365 días del año,-
puesto que las cintas, discos, papel, etc., deben estar en -
las condiciones ambientales indicadas antes de ser procesa--
das.

Renovación del Aire Exterior.

La toma del aire exterior, debe estar ubicada de manera
tal, que no este fácilmente al alcance de personas que pue--
dan tirar objetos o líquidos en su interior.

Debe estar lejos de chimeneas que produzcan hollín, el cual puede pasar a través del equipo de aire acondicionado - al interior del local del computador.

Para lograr una presión positiva de 10% en el salón de máquinas, se debe inyectar de 10 a 15% del volumen de retorno con aire fresco previamente filtrado.

Debe tenerse en cuenta que una instalación con una renovación menor a la indicada, resulta más económica y que esta diferencia puede ser bastante significativa, pero como en el local acondicionado trabaja un cierto número de personas en forma permanente y ellas consumen oxígeno y expelen anhídrido carbónico, al cabo de un tiempo de operación comienzan a manifestarse malestares como dolores de cabeza, cansancio, -

embotamiento, sensaciones que, aunque se experimentan - en grado mínimo, disminuyen el rendimiento del personal.

Otro factor a tener en cuenta es que, en todo momento - debe existir dentro del salón del computador una presión positiva de aire, de manera tal que al producirse la apertura de puertas necesarias al normal funcionamiento de la sala, -

no ingrese aire del exterior sin acondicionar que modifique las condiciones ambientales requeridas especialmente en lo que se refiere al polvo.

Filtrado de aire.

Es necesario tener un ambiente lo suficientemente limpio para que no se depositen sobre los elementos componentes de las máquinas sustancias que puedan ser conductoras de la electricidad o abrasivas.

Filtros de alta eficiencia se deben instalar en el aire de refresco y en el de retorno, debiendo ser de una eficiencia de 99.95% a 3 micrones.

Si en el ambiente de instalaciones tales como fundiciones procesadoras de papel, etc., existieran gases corrosivos o contaminantes químicos, en adición a los filtros de alta eficiencia de 99.95% a 3 micrones, se deberán instalar filtros de carbón activado de modo de formar un doble paso de filtro de aire, con objeto de evitar causarle daño a las máquinas del sistema. Todos los filtros que se usen no deberán contener materiales combustibles.

Control de Humedad.

Para lograr el control de la humedad relativa, será necesario que al equipo de aire acondicionado se le adicione un humidostato en el ducto de inyección principal. Un Higrómetro de pared en el ambiente de la sala deberá controlar al humidostato que controlará el arranque y parada del compresor únicamente. Las unidades manejadoras de aire, deberán trabajar en forma continua. El termostato y el higrómetro, deberán responder a variaciones de 1°C y 5% de humedad relativa.

Bajo ninguna circunstancia, se deberá permitir que se produzca condensaciones en las unidades del sistema.

La temperatura de inyección al plénum, no debe ser menor que el punto de rocío de las condiciones del cuarto. La máxima humedad relativa en la inyección es 80%.

El salirse de los rangos recomendados para la humedad, nos puede provocar lo siguiente:

Los niveles de humedad relativa, pueden causar alimenta

ción de papel impropias, accionamiento indebido de los detectores de incendio, falta de confort para el operador y condensación sobre ventanas y paredes cuando las temperaturas exteriores sean inferiores a la del salón. Esto se produce especialmente cuando el aire acondicionado no funciona por un tiempo (Frecuentemente sábados y domingos).

El bajo nivel de humedad propiciará la creación de electricidad estática, ya que en combinación con ciertos tipos de construcción o recubrimientos de pisos o mobiliarios, la electricidad estática que es generada por el movimiento de las personas, mesa rodante, papel, mobiliarios, etc., será almacenada más fácilmente sobre uno o más objetos.

Estas cargas eléctricas pueden ser causa de descargas por contacto con otra persona u objeto y ser molestas para el personal actuante, pudiendo causar interferencias intermitentes en la operación de los Sistemas Electrónicos.

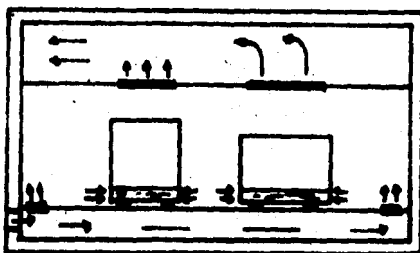
Instrumentos de Registro de Temperatura y Humedad.

Se recomienda que el equipo de Aire Acondicionado sea controlado automáticamente y provisto de alarmas de alta y -

baja temperatura y humedad que actúen antes de los límites indicados. Estos instrumentos son necesarios para obtener un registro continuo de las condiciones de temperatura y humedad en el área del computador. También, si las condiciones del aire acondicionado no se cumplen, se dispondrá de un registro para indicar la extensión y duración de la condición indeseable. Esto puede en algunos casos, ahorrar tiempo de fallas del computador.

Para referencia de las condiciones del ambiente, el registrador debe colocarse en un lugar visible, accesible y -- que detecte la temperatura promedio del local.

MÉTODOS DE DISTRIBUCION DE AIRE
OPTIMO

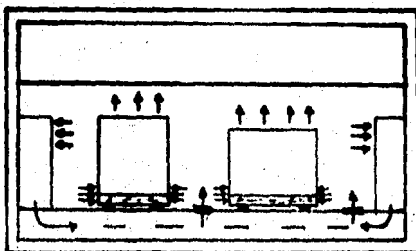


Mediante este método, se logra mantener las condiciones especificadas las 24 horas del día, los 365 días del año resultando muy reducido el costo de funcionamiento durante los días festivos por ausencia de carga.

Piso falso para inyección y falso plafón para aspiración.

Debe preverse una renovación de aire mayor al 15%

ACEPTABLE



Unidades autónomas de descarga directa al piso falso
Quitan superficie útil al salón. El mantenimiento -
debe efectuarse dentro del salón del Sistema.

Deben prevenirse las pérdidas de agua en el piso fal
so.

Algunas unidades de agua en el piso falso.

Algunas unidades pueden ser mecánicamente ruidosas.

I L U M I N A C I O N

Debe mantenerse en la superficie del cuarto de máquinas un mínimo de 430 lux, medidos a 76 cms. del piso.

Deben evitarse los rayos directos del sol, para observar las distintas luces y señales de la Consola y unidades de entrada y salida en general.

La iluminación debe ser por zonas, para que en caso necesario pueda apagarse una sección y aprovechar la iluminación natural.

Los circuitos de iluminación no se deben tomar del mismo tablero que la computadora.

En forma práctica, este nivel de iluminación corresponde a 40 watts por metro cuadrado de superficie del salón, usando lámparas fluorescentes.

PROCESOS DE AIRE ACONDICIONADO

El aire acondicionado, es un invento del hombre que tiene una gama muy amplia de utilización, así podemos ver que es utilizada para obtener un confort humano en lo que se respecta al ambiente donde el hombre se desempeña en sus múltiples ocupaciones; en la rama industrial el aire acondicionado es utilizado para obtener condiciones específicas de funcionamiento exigidas por el equipo y por el personal humano; también es utilizado en laboratorios, escuelas, museos, bibliotecas, etc.

La necesidad tan amplia del aire acondicionado y bajo diferentes requerimientos de diseño, hizo posible la clasificación de los procesos de aire acondicionado en seis grandes grupos.

CLASIFICACION DE LOS PROCESOS DE AIRE ACONDICIONADO

La clasificación del aire acondicionado, se divide en seis grandes grupos con características psicrométricas diferentes entre ellas, lo cual da la pauta de una buena selección de acuerdo a la utilización que se vaya a hacer del sistema.

tema de aire acondicionado.

Los procesos son:

- 1.- Flujo de aire sobre una superficie seca y más caliente que el aire.
- 2.- Flujo de aire sobre una superficie seca y más fría que el aire.
- 3.- Proceso de enfriamiento y deshumidificación.
- 4.- Proceso de enfriamiento y humidificación.
- 5.- Proceso de calentamiento y deshumidificación
- 6.- Proceso de calentamiento y humidificación.

Flujo de aire sobre una superficie seca y más caliente que el aire.- En este proceso, es incrementado la temperatura de bulbo seco del aire que se está haciendo circular sobre dicha superficie caliente y seca, o sea el aire a la sa-

lida de la superficie, tiene como característica principal - una aproximación de su temperatura de bulbo seco al valor de la temperatura de bulbo húmedo de la superficie con la que - entra en contacto.

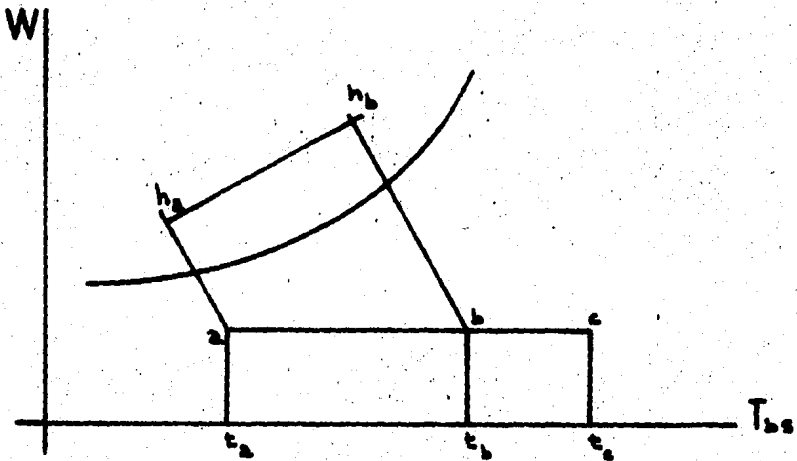
Debido a que la temperatura de rocío no es alcanzada, - no existe variación de humedad específica, o sea W es constante. Al acercamiento que existe entre la superficie ca- - liente y el aire se le denota como el factor de " by pass "- (FB). Es importante agregar que en este proceso, la superfi- cie caliente se considera de temperatura constante.

El factor de " by pass " equivalente, se denota como la relación entre el valor de la temperatura de la superficie - caliente menos la temperatura del aire a la salida dividido- esto entre el valor de la temperatura de la superficie menos la temperatura de entrada del aire.

Por los conceptos anteriores se deduce que este proceso trata exclusivamente de un calentador de aire convencional - que consta de un serpentín como superficie caliente por el - cual es circulado agua caliente o vapor.

La eficiencia de este calentador depende directamente - del valor del factor de " by pass ", ésto a su vez, está intrínsecamente relacionado con el diseño apropiado del serpentín y la velocidad con que el aire sea transportado por el serpentín.

En la siguiente figura, se ilustra en la carta psicrométrica el fenómeno.



Donde: t_a = a la temperatura de entrada del aire

t_b = a la temperatura de salida del aire.

t_c = es la temperatura de la superficie caliente.

h_a = es la entalpía del aire de entrada.

h_b = a la entalpía de salida del aire.

Observando la gráfica, se deduce que el calor absorbido por el aire $q_1 = h_b - h_a$, o también $q_1 = (t_b - t_a) (0.24 + 0.45 W)$.

Si se desea obtener el calor total absorbido, se necesita multiplicar por el gasto total de aire $M Q_s = q_1 \times M$ (BTU/h), si se toma en cuenta aire a condiciones standar, o sea al nivel del mar y temperatura de bulbo seco de 70° F con una densidad de 0.075 libras sobre pie cúbico, se obtiene el calor sensible añadido mediante la siguiente fórmula.

$$Q_s = 0.24 \times 0.075 \times 60 \times V (t_b - t_a)$$

$$Q_s = 1.08 V (t_b - t_a) \text{ (BTU/h)}$$

Donde: V = al gasto en pies³/min.

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

En este proceso muy similar al anterior, aunque con un -

propósito diferente debido a la variación de intercambio en el calor sensible del aire, esto quiere decir que en este -- proceso se busca enfriar el aire y hacer que la humedad específica como en el caso anterior, permanezca constante, debido esto a que la temperatura de bulbo seco tiene un valor mayor que la temperatura de rocío, con esto se evita la condensación al tocar el aire la superficie fría.

El factor de " by pass " equivalente como en el caso anterior pero invirtiendo el orden de las temperaturas, será igual a:

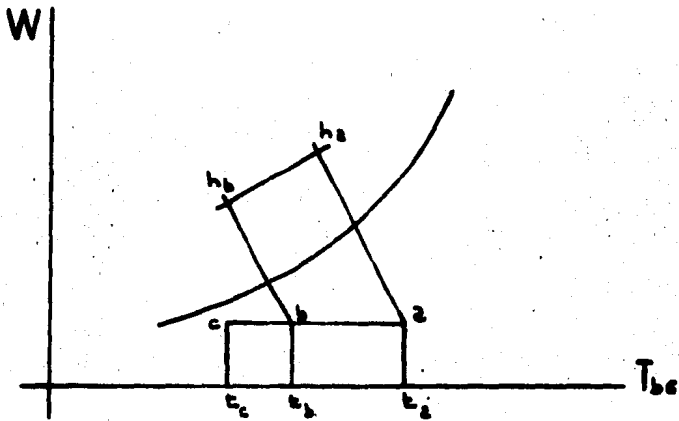
$$FB = \frac{t_b - t_c}{t_a - t_c}$$

y también el calor removido es:

$$\begin{aligned} Q_s &= (t_a - t_b) (0.24 + 0.45 W) M \text{ (BTU/h)} \\ &= 1.08 V (t_a - t_b) \\ &= M (h_a - h_b) \end{aligned}$$

Para objetivisar lo anterior a continuación se graficará el fenómeno en la carta psicrométrica.

Nota: Es importante hacer notar que en los dos procesos anteriores aunque no exista una variación de humedad específica W se presenta una variación notable en la humedad relativa.



Proceso de enfriamiento y Deshumidificación.- En este proceso, ocurre una variación notable en la temperatura de bulbo seco y en la humedad específica del aire (notable también en la humedad relativa).

Este fenómeno se presenta al hacer circular por una superficie fría que tenga una temperatura menor que la temperatura de rocío del aire manejado, ésto provocará un enfriamiento sensible del aire y una condensación.

Puesto que no todo el aire que circula entra en contacto con la superficie, el aire adquiere la temperatura media de la superficie el aire adquiere la temperatura media de la superficie según el trazo "acd", aquí se observa que en la condensación ocurre de c a d; el aire que no entró en contacto con la superficie fría se mezclará con el que si lo estuvo, obteniéndose una situación final parecida a la que existe entre a y d, pasando por la línea punteada, debido al caso práctico de "by pass".

Para efecto de estudio, se llama también a la temperatura t_d " punto de rocío del aparato " (PRA).

Ya que existe condensación en este proceso, se incluyen los dos tipos de calor que se manejan en aire acondicionado que son:

Calor latente y calor sensible,

Donde el calor latente es igual a:

$$Q_L = M \frac{W' \times 1060}{7000} \quad (\text{BTU/h})$$

W' = a la humedad retirada en granos/lba.

1060 = calor latente de vaporización en BTU/lb.

$$Q_L = 0.68 W \quad (\text{BTU/h})$$

Calor sensible.- Se obtiene mediante la fórmula

$$\begin{aligned} Q_S &= M \times 0.24 (t_a - t_d) \quad (\text{Btu/h}) \\ &= 1.08 V (t_a - t_d) \end{aligned}$$

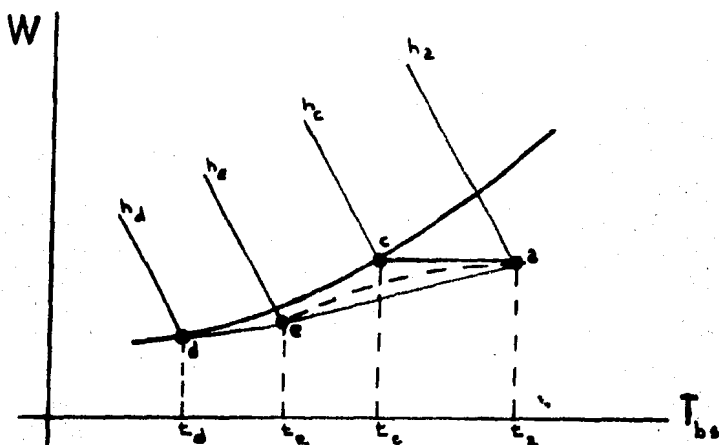
La suma de los dos anteriores nos da el calor total que es:

$$\begin{aligned} Q_t &= 0.075 \times 60 \times V (h_a - h_d) \\ &= 4.5 V (h_a - h_d) \\ &= M (h_a - h_d) \end{aligned}$$

Con los datos anteriores, podemos obtener lo que conoce con el nombre de " factor de calor sensible ".

$$FCS = \frac{Q_s}{Q_t}$$

A continuación se gráfica el proceso en la carta psicrométrica.



Proceso de enfriamiento y Humidificación. - En este proceso se hace circular aire no saturado (humedad relativa menor que el 100%) a través de un aspersor de agua, el cual - hace aumentar el valor de la humedad específica lo cual provoca una disminución en el valor de la temperatura de bulbo-seco, o sea este proceso es del tipo de saturación adiabática, esto quiere decir a temperatura de bulbo húmedo constante de lo que se desprende que la entalpía es también constante.

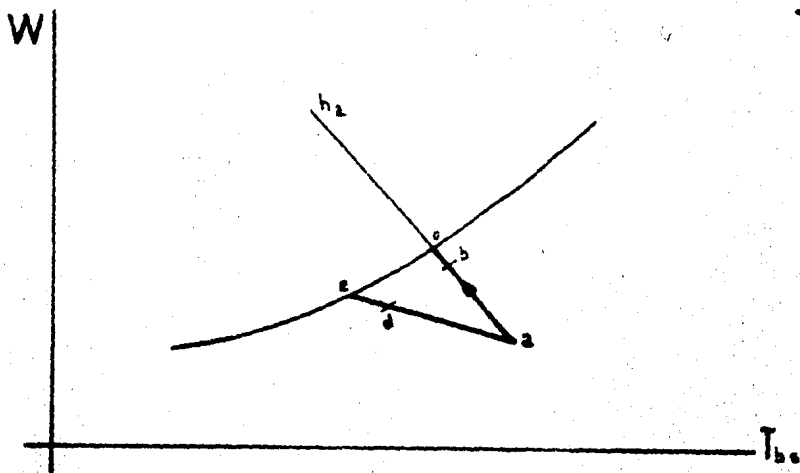
Para que ocurra muy eficientemente, el proceso de humi-

dificación, debe existir un buen " contacto " entre el aire y el agua.

El factor de " by pass " también es aplicado en este -- proceso y además existe otro término conocido como eficien-- cía de humidificación y que se define con la fórmula:

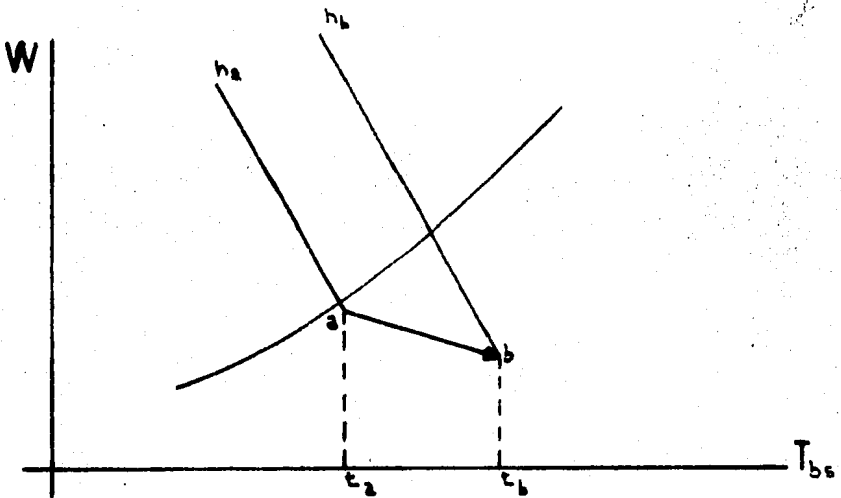
$$E = \frac{t_a - t_b}{t_a - t_c} \times 100 (\%)$$

Este término también es igual a uno menos el efecto - - " by pass. Podría suceder que el agua contenga una tempera-- tura menor que la de bulbo húmedo, pero mayor que la tempera-- tura de punto de rocío y el fenómeno se comporta como lo de muestra el trazo ad, o sea que se enfría y humidifica a la -- vez. Para establecer condiciones de equilibrio, es necesaa-- rio que el aspersor de agua sea de recirculación continua.



Proceso de calentamiento y Deshumidificación.- El calentamiento y la deshumidificación simultáneos se pueden realizar haciendo pasar el aire por un absorbente sólido o a través de un líquido absorbente. En ambos casos, el absorbente tendrá una presión de vapor de agua menor que la del aire. La humedad se condensa fuera del aire; en consecuencia, el calor latente se libera y aumenta el calor sensible del aire. Si éstas son las únicas energías que intervienen, el proceso es inverso al adiabático de saturación; pero existe un calor absorbido o generado por el material activo que se llama calor de absorción.

Para absorbentes sólidos se usa sílice, alúmina, etc.,- y para los absorbentes líquidos, sales inorgánicas o compuestos orgánicos. En ambos casos el calor desprendido interviene en el proceso, incrementando el calor sensible.



Proceso de calentamiento y Humidificación.- Cuando el aire pasa a través de un humidificador, el aire se humidifica y puede calentarse enfriarse o permanecer a la misma temperatura. Durante este proceso, el aire incrementa su humedad específica y entalpía, y la temperatura de bulbo seco aumenta o disminuye según la temperatura inicial del aire y --

SELECCION DE PROCESO PSICROMETRICO
PARA SALA DE COMPUTO

Como se anunció en el tema de los parámetros básicos de diseño, el equipo de aire acondicionado para sala de cómputo y procesamiento de datos, debe de ser controlado eficientemente en lo que se respecta a temperatura y humedad, con -- unos rangos muy pequeños de variación de los dos términos anteriores.

También se concluyó que el equipo de aire acondicionado debe trabajar en su ciclo de enfriamiento inclusive en invierno dado que el calor que desprenden las máquinas, la iluminación y las diferentes cargas, no son totalmente desalojadas por el frío sensible exterior, lo que obliga a que el -- equipo esté constantemente trabajando, en el ciclo anteriormente enunciado.

De la breve explicación que se tiene de los procesos -- psicrométricos y dado que las situaciones climatológicas del país no son extremas, tomamos como el proceso psicrométrico más importante en el presente trabajo el de enfriamiento y -- deshumidificación; con la posible variación al proceso de enfriamiento y humidificación si las condiciones así lo requie

ran.

De esta manera el estudio del aire acondicionado en las salas de cómputo se reduce a los dos procesos anteriormente-enunciados.

CALCULO DE CARGAS

Para la realización del cálculo de carga de cualquier proyecto de aire acondicionado es necesario estudiar muy bien las características físicas del local donde va a ser acondicionado el ambiente del local; las principales características son las siguientes:

1.- Orientación del edificio.- Ubicación del local a acondicionar debido a:

- a) Los puntos cardinales: efectos de sol y viento.
- b) Estructura permanente próximas: efectos de sombra.
- c) Superficies refletantes: agua, arena, lugares de estacionamiento, etc.

2.- Destino del local.- El cálculo se realiza de acuerdo al tipo de utilización que va a tener el local acondicionado en este caso será para una sala de cómputo.

3.- Dimensiones del local.- Se necesitan los datos de largo, ancho y alto del local.

4.- Altura del techo.- De suelo a suelo, de suelo a techo, espacio entre el cielo raso y las vigas.

5.- Columnas y vigas: Tamaño, profundidad y riostras angulares.

6.- Materiales de construcción: tipo de material y espesor de paredes, techos, suelos y tabiques y su posición relativa a la estructura.

7.- Condiciones de circunambiente: color exterior de las paredes y techumbre, sombra proyectada por otros locales y luz solar. Aticos: ventilados o sin ventilar, por gravedad o ventilación forzada. Espacios circundantes acondicionados o no; temperatura de los no acondicionados. Suelo sobre tierra, levantado o sótano.

8.- Ventanas: Dimensiones y orientación, tipo de marco, tipo de cristal, tipo de persiana, dimensiones de las salientes de las ventanas y distancia del marco de la ventana a la cara exterior de la pared.

9.- Puertas: situación tipo, dimensión y frecuencia de-

uso.

10.- Escaleras, ascensores y escaleras mecánicas: Situación, temperatura del espacio adyacente si no esta acondicionado. Potencia de los motores, ventilados o no.

11.- Ocupantes: Número, tiempo de ocupación, tipo de actividad, concentraciones especiales.

12.- Alumbrado: Potencia en la hora punta. Tipo: Incandescente, fluorescente, directo o indirecto. Si se careciera de información exacta, se recurre a hacer un cálculo de vattios por metro cuadrado.

13.- Motores: Situación, potencia nominal y empleo.

14.- Utensilios, maquinaria comercial y equipo electrónico; situación, potencia indicada, consumo de vapor o gas, cantidad de aire extraído o necesario para su ventilación y su empleo.

15.- Ventilación: Metros cúbicos por persona o por metro cuadrado, seleccionados con las normas de ventilación.

16.- Almacenamiento térmico del local: Depende del funcionamiento del sistema (12, 16 o 24 horas al día).

17.- Funcionamiento continuo o intermitente: Si el sistema debe funcionar cada día laborable durante la temporada que se requiere enfriamiento o solamente en ocasiones.

DISEÑO PRACTICO DEL EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO PARA LA SALA DE COMPUTO DE LA F.E.S.- CUAUTITLAN.

Después de haber enumerado y explicado las características que se deben conocer del local a acondicionar se procederá a realizar prácticamente el cálculo de Sala de Cómputo de la Facultad de Estudios Superiores Cuautitlán; con el propósito de que este estudio sea más objetivo de los pasos que se deben realizar para determinar la capacidad y características del equipo a instalar.

CONDICIONES DE DISEÑO

Cuautitlán de Romero Rubio, Estado de México

Latitud 19° 25 Norte

Longitud 99° 10 Oeste

Altitud 2260 M.S.N.M.

Condiciones exteriores de diseño: temperatura de bulbo-seco 30° C (86° F).

Temperatura de bulbo húmedo 17°C (62.6°F).

Presión Barométrica: 585 mm Hg.

Condiciones interiores de diseño:

Temperatura de bulbo seco 21°C \pm 2°C

Humedad relativa 50 \pm el 5%.

DESCRIPCION DEL LOCAL

Pared suroeste de 9.6 mts. por 3.4 m. de altura con paredes de Hormigón vertido de 30 cms. de espesor.

Pared sureste de 7.2 m. por 3.4 m. de alto.

Suelo de Hormigón de 14 cms. de espesor.

Techo de Hormigón de 10 cms. de espesor sin pintar.

Ventanas ubicadas al suroeste con marco metálico de - -
1.2 m. por 4.5 m. en número de dos.

Paredes interiores de tabla roca de 10 cms. de espesor-
de 6 por 2.4; 4.4 por 2.40 y 0.9 por 2.50

Vidrio interior de 3.35 m. por 1.50 m.

**CALCULO REAL DE REFRIGERACION PARA CALOR SENSIBLE
DEBIDO AL ALUMBRADO, OCUPANTES Y GANANCIA SOLAR A
TRAVES DE LOS VIDRIOS.**

Debido al almacenamiento de calor en la estructura del edificio, no simultaneidad de los valores máximos de los componentes de la carga térmica (diversidad), estratificación del calor, en algunos casos; existe un cálculo como el que se sigue para que el equipo no sea sobredimensionado; esto quiere decir que el calor no es eliminado con la misma velocidad que se produce.

El primer paso es calcular el peso por metro cuadrado de suelo de los materiales con que está hecha la obra civil:

Paredes exteriores (de la Tabla 21)
para la pared suroeste.

$$\text{PESO X m}^2 \text{ DE SUPERFICIE DE SUELO} = \frac{\text{PESO DE MUROS EXTERIORES, TABIQUES, PISOS, EXSTRUCTURAS, SOPORTES (Kg.)}}{\text{SUPERFICIE DE SUELO CON ACONDICIONAMIENTO DE AIRE (m}^2 \text{)}}$$

$$\left(\frac{(9.60 \times 3.40) - 2 (1.20 \times 4.60)}{9.60 \times 7.20} \right) \times 683 \text{ Kg/m}^2 =$$

$$\left(\frac{32.64 - 10.8}{69.12} \right) \times 683 \text{ Kg/m}^2 =$$

$$0.31597222 \times 683 \text{ Kg/m}^2 = 215.8 \text{ Kg/m}^2$$

Pared Sureste (de la tabla 21)

$$\left(\frac{7.20 \times 3.40}{9.60 \times 7.20} \right) \times 454 \text{ Kg/m}^2 =$$

$$\frac{24.48}{69.12} \times 454 \text{ Kg/m}^2 =$$

$$0.3541666 \times 454 \text{ Kg/m}^2 = \underline{\underline{160.8}} \text{ Kg/m}^2$$

PAREDES INTERIORES (de la Tabla 23)

$$\left(\frac{(6 \times 2.40) + 2 (4.40 \times 2.40) - (3.35 \times 1.50)}{9.60 \times 7.20} \right) \times 10$$

$$\left(\frac{14.4 + 21.12 - 5.025}{69.12} \right) \times (10 \text{ Kg m}^2) =$$

$$\frac{30.495}{69.12} \times 10 \text{ Kg/m}^2 = (0.44118 \times 10) = \underline{\underline{4.4118}} \text{ Kg}$$

TAMBIEN EXISTE EL HORMIGON DE LAS TRAVES (DE LA TABLA 21)

$$\left(\frac{6 \times 1.00}{69.12} + 2 \frac{4.40 \times 1.00}{69.12} \right) \times 683 \text{ Kg/m}^2 =$$

$$\frac{14.8}{69.12} \times 683 \text{ Kg/m}^2 = \underline{\underline{146.24}} \text{ Kg/m}^2$$

SUELO (TABLA 27)

$$= 341 \text{ Kg/m}^2$$

TECHO (TABLA 27)

$$= 229 \text{ Kg/m}^2$$

PESO TOTAL POR M² DE SUPERFICIE DE SUELO

$$[215.8 + 160.8 + 4.4118 + 146.24 + 314 + 229] \text{ Kg/m}^2$$

$$= 1097.25 \text{ Kg/m}^2$$

CARGA REAL DEBIDO A LA INSOLACION A TRAVES DE LOS VIDRIOS.

Por análisis, el mes caluroso es julio y la mayor ganancia solar es a las 15:00 Hrs. De la tabla 2 y 3 observamos-

que la temperatura no tiene ninguna corrección que sea necesario aplicar. Las dos ventanas de marco metálico orientadas al Suroeste, se encuentran retirados 15 cms. de la fachada como se ilustra en el plano de corte de la obra civil.

Determinando la sombra proyectada el 23 de Julio a las-
15:00 Hrs. latitud 20° Norte:

De la tabla 18.

Altura del Sol 48°

Azimut 278°

De la gráfica No. 1 desprendemos que:

Sombra lateral = $1.4 \text{ m/m} \times 0.15 \text{ m} = \underline{0.21 \text{ m}}$.

Sombra Vertical = $1.9 \text{ m/m} \times 0.15 \text{ m} = 0.285 \text{ m}$.

El área sombreada es igual a $0.21 \text{ m} \times 0.285 \text{ m} = 0,05985$
 m^2 .

De la tabla (16) obtenemos el factor total de ganancia-solar a través del vidrio debido a sus características físicas que para este caso es igual 0.94; de la tabla (7) el coeficiente que se tiene que aplicar por almacenamiento de carga térmica es igual 0.84, la corrección por el marco metáli-

lico es igual $1/0.85$, de la tabla (6) obtenemos la máxima --
 aportación solar para julio y 20° latitud Norte = 51 Kcal/h
 m^2 , a este valor se le tienen que aplicar los respectivos va-
 lores de corrección que son:

$$\text{Altitud } \frac{2260}{300} = 7.533 \times 0.7\% = 5.27333\% + 100\% = 1.052733$$

$$\text{Limpieza de la atmósfera } 1 - 0.15 = 0.85$$

Punto de Rocío

$$|17^\circ \text{ C} - 19.5^\circ \text{ C}| = |2.5|$$

$$1 + (2.5/10 \times 0.14) = 1.035$$

La máxima aportación solar para la parte sombreada se-
 rá:

$$51 \text{ Kcal/hm}^2 \times 1.052733 \times 0.85 \times 1.035 = 47.2332 \text{ Kcal/h}$$

m^2

La carga real en esta zona es igual a:

$$(0,05982 \text{ m}^2 \times 47,2332 \text{ Kcal/h m}^2 \times 0,94 \times 1/0,85) \times 0,84 =$$

$$= \underline{\underline{2,6245}} \text{ K cal/h}$$

PARTE SOLEADA

De la tabla (16) el factor total de ganancia solar que se va a aplicar, es igual 0.94, de la tabla (7) el factor de almacenamiento es igual a 0.66 y la corrección por marco metálico es 1/0.85.

La máxima aportación solar para el mes de julio y 20° - Latitud Norte de la tabla (6), es 230 K cal/hm², a este valor le aplicamos las respectivas correcciones y da un valor de:

$$230 \text{ Kcal/h m}^2 \times 1.052733 \times 0.85 \times 1.035 = 213.0126 \text{ Kcal/h m}^2$$

La carga real en esta zona es:

$$[213.0126 \text{ Kcal/hm}^2 \times ((4.4 \times 1.20) - 0.05985) \text{ m}^2 \times 0.94 \times 1/0.85]$$

$$\times 0.66 = 811.55 \text{ Kcal/h.}$$

∴ La carga real es igual a:

$$811.55 \text{ Kcal/h} + 2.6245 \text{ K cal/h} = \underline{\underline{\underline{814.1742}}} \text{ K cal/h}$$

CALCULO DE LA CARGA REAL DEBIDO AL CALOR SENSIBLE DEL ALUMBRADO Y OCUPANTES.

Se asume que en el local debe haber una iluminación de 40 Watts/m² de superficie de suelo y que dentro de el local de la sala de cómputo trabajarán 5 personas. El encendido de las luces, será desde las 9 de la mañana.

A las 19:00 h. las luces llevan 10 h. de operación; de la tabla (12) obrenemos el factor de almacenamiento de carga debido al alumbrado, para el dato al cual ocurre la máxima carga al equipo que es a las 15 h. por lo tanto las luces -- tienen funcionando hasta ese momento 6 h. y el valor del factor de almacenamiento es .81; el calor sensible por los ocupantes, es igual a 71 K cal/h valor encontrado de la tabla (48).

Habiendo hallado estos valores, procedemos a calcular la carga real, debido al alumbrado y a los ocupantes

$$\begin{aligned}
 & [(40 \times 0.86 \times 1.25 \times 9.30 \times 6.80) + (5 \times 71)] \times 0.81 = \\
 & = (2719.32 \text{ Kcal/h} + 355 \text{ Kcal/h}) \times 0.81 \\
 & = (3074.32) \times 0.81 \\
 & = \underline{\underline{2.490.1992}} \text{ Kcal/h}
 \end{aligned}$$

Debido a la variación que permite Hewlett Packard sobre el equipo electrónico en cuestión de $21^{\circ} \text{C} \pm 2^{\circ} \text{C}$; podemos realizar una reducción en el equipo, debido a la variación de la temperatura en el local acondicionado con la siguiente fórmula.

Reducción en la carga térmica máxima, K cal/h = (superficie del suelo, m^2) X (Variación de temperatura deseada) X (Factor de almacenamiento).

De la tabla (13) obtenemos el coeficiente de amortiguamiento con variación de temperatura en el local que es - - igual a 6.75

$$= (9.60 \times 7.20) (2^{\circ}\text{C}) (6.75)$$

$$= 933.12 \text{ Kcal/h}$$

∴ La carga real de refrigeración, debido al alumbrado, ocupantes y ganancia solar a través de vidrio será igual a:

$$= 2490.1992 \text{ Kcal/h} + 814,1742 \text{ Kcal/h} - 933.12 \text{ Kcal/h}$$

$$= \underline{\underline{2371.2534}}$$

TRANSMISION DE CALOR Y DE VAPOR DE AGUA A TRAVES DE LAS ESTRUCTURAS DEL EDIFICIO.

Techo:

Datos.

Temperatura exterior 30°C

Temperatura interior 21°C

Variación de temperatura en 24 h igual a 14°C

Peso por m² es igual a 229 Kg/m² (tabla 27)

Calculamos la temperatura equivalente del techo aplicando la fórmula.

$$\Delta t_e = a + \Delta t_{es} + b \frac{R_s}{R_m} (\Delta t_{em} - \Delta t_{es})$$

Donde:

Δt_e = Diferencia equivalente corregida

a = Corrección proporcionada por la tabla (20) A, teniendo en cuenta: un incremento distinto de 8°C entre las temperaturas interior y exterior (esta última tomada a las 15 horas del mes considerado.).

Una variación de la temperatura seca exterior distinta de 11°C.

Δt_{es} = Diferencia equivalente de temperatura a la hora consi
derada para la pared a la sombra.

Δt_{em} = Diferencia equivalente de temperatura a la hora consi
derada para la pared soleada (tabla 19 ó 20)

b = Coeficiente que considera el color de la cara exte -
rior de la pared para paredes de color oscuro b=1 - -
(azul oscuro, rojo oscuro, marrón oscuro, etc.)

Para paredes de color medio b= 0.78 (verde, azul o -
gris claro)

Para paredes de color claro b = 0.55 (blanco, crema,
etc.)

R_s = Máxima insolación K cal/h m²), correspondiente al mes,
y latitud supuestos, a través de una superficie acris
talada vertical para la orientación considerada (en
el caso de pared); u horizontal (techo), tabla 15-
ó tabla 6)

R_m = Máxima insolación (Kcal/h m²) en el mes de julio, a -
40° de latitud Norte, a través de una superficie acris
talada, vertical, para la orientación considerada (pa
red), u horizontal (techo), tabla 15 ó tabla 6.

De la tabla (20A) obtenemos el valor de "a" interpolan

DO

8 - 1.6

10 0.3

$$m = \frac{Y_2 - Y_1}{X_2 - X_1} = \frac{0.3 - (-1.6)}{10 - 8} = 0.95$$

$$Y - Y_1 = m (X - X_1) = Y - (-1.6) = 0.95 (9-8)$$

$$Y = 0.95 - 1.6 = -0.65$$

$$Y = -0.65$$

$$a = -0.65$$

Δtes

Tabla 20

Δtem

Interpolando para hallar tem para 229 Kg/m²

$$m = \frac{17.2 - 18.3}{300 - 200} = -0.011$$

$$Y - Y_1 = m (X - X_1) = Y - 17.2 = -0.011 (229 - 300)$$

$$Y = 0.781 + 17.2 = 17.981$$

$$\Delta T_{em} = 17.981$$

$$m = \frac{3.3 - 5.5}{300 - 200} = -0.022$$

$$y = -0.022 (229 - 300) + 3.3$$

$$Y = 4.862$$

$$\therefore \Delta t_{es} = 4.862$$

Rs y Rm

$$R_s = 680 \text{ Kcal/h m}^2$$

Tabla 15

$$R_m = 631 \text{ Kcal/h m}^2$$

$$\Delta t_e = -0.65 + 4.862 + 0.78 \times \frac{680}{631} (17.981 - 4.862)$$

$$\Delta t_e = -0.65 + 4.862 + 11.02744 = 15.23944$$

\therefore \alpha para el techo es igual a :

$$K \text{ de la Tabla 27} = 2.49 \text{ K cal/h m}^2 \cdot \text{C}$$

$$\alpha = K A \Delta t_e$$

$$q = 2.49 \text{ K cal/h m}^2\text{°C} \times 69.12 \text{ m}^2 \times 15.23944$$

$$q = \underline{\underline{2622.8417}} \text{ K cal / hora}$$

Pared Suroeste

$$\text{Peso X m}^2 = 215.8 \text{ Kg/m}^2$$

$$a = - 0.65$$

Δ tes

Tabla 19

Δ tem

$$m = \frac{13.3 - 18.9}{300-100} = -0.028$$

$$y - y_1 = m (X-X_1)$$

$$y - 13.3 = -0.028 (215.8-300)$$

$$y = 2.3576 + 13.3$$

$$Y = 15.6576$$

$$\Delta\text{tem} = 15.6576$$

$$m = \frac{4.4 - 6.7}{200 - 100} = - 0.0115$$

$$Y = m (X - X_1) + y_1$$

$$y = -0.0115 (215.8 - 300) + 4.4$$

$$Y = 5.3683$$

$$\Delta t_{es} = \underline{5.3683} \text{ } ^\circ \text{C}$$

Rs

Tabla 15

Rm

$$R_s = 230 \text{ K cal/h m}^2$$

$$R_m = 339 \text{ K cal/h m}^2$$

$$\Delta t_e = -0.65 + 5.3683 + \left[0.78 \times \frac{230}{339} (15.6576 - 5.3683) \right]$$

$$\Delta t_e = 4.7183 + (0.78 \times 0.6784 (10.2893))$$

$$\Delta t_e = 4.7183 + 5.445 = \underline{10.1634}$$

$$q \text{ pared suroeste} = K A \Delta t_e$$

$$K \text{ de la Tabla 21} = 2.68 \text{ K cal/h m}^2 \text{ C}$$

$$q = 2.68 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \times 21.84 \text{ m}^2 \times 10.1634 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$q = \frac{594.8759 \text{ K cal}}{\text{hora}}$$

PARED SURESTE

$$a = -0.65$$

$$\text{Peso} \times \text{m}^2 = 160.8 \text{ Kg/m}^2$$

Δt_{es}

Tabla 19

Δt_{em}

T_{em}

$$m = \frac{11.7 - 10.6}{300 - 100} = 5.5 \times 10^{-3} \quad \Delta T_{es} = 5.3683$$

$$x = 5.5 \times 10^{-3} (160.8 - 300) + 11.7$$

$$Y = 5.5 \times 10^{-3} (160.8 - 300) + 11.7$$

$$Y = 10.9344$$

$$\Delta t_{em} = \underline{\underline{10.9344}}$$

Rs

Tabla 15

Rm

$$Rs = 230$$

$$Rm = 339$$

$$\Delta t_e = -0.65 + 5.3683 + \left(0.78 \frac{230}{339} \right) (10.9344 - 5.3683)$$

$$\Delta t_e = 4.7183 + [0.78 \times 0.6784 (5.5658)]$$

$$\Delta t_e = 7.6634$$

$$K \text{ tabla 21} = 3.27 \text{ K cal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$q = \underline{3.27 \text{ Kcal}} \times 24.48 \times 7.6634$$

$$q = \frac{613.452 \text{ K cal}}{\text{hora}}$$

PAREDES INTERIORES

$$q = KA \Delta te$$

$$K \text{ de la tabla 23} = 2.83 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$q = 2.83 \times 30.495 \text{ m}^2 (30 \rightarrow 21)$$

$$q = \frac{776.7 \text{ K cal}}{\text{K m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

NOTA: Consideremos 30° porque este espacio no está acondicionado.

TRANSMISION EN EL VIDRIO EXTERNO

de la tabla 33

$$K = 2.1 \text{ K cal/h m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$q = (4.4 \times 1.20) 2 \times 2.1 \text{ K cal/h m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \times 9^\circ\text{C}$$

$$q = \underline{199.584} \text{ K cal/h}$$

Transmisión en el vidrio interno

$$\bar{q} = (3.35 \times 1.50) \times 2.1 \times 9$$

$$q = \underline{94.7925} \text{ K cal/h}$$

La ganancia total por transmisión de calor será igual a:

$$2622.8417 + 594.8759 + 613.452 + 776.7 + 199.584 + 94.7925 \\ = \underline{4902.2461} \text{ Kcal/h.}$$

GANANCIAS LATENTES POR DIFUSION DE VAPOR

humedad específica para
temperatura de bulbo seco
30° C y Temperatura 17°C

libra

humedad

74 gramos 6 10.54944 gramos
lbs. Kg

Temperatura bulbo seco.

21° C y 50% humedad relativa 71 $\frac{\text{gramos}}{\text{lbs.}}$ ó 10.12176 $\frac{\text{gramos}}{\text{Kg}}$

Diferencia de gramos 0.42768
sobre kilogramos

GANANCIA DE CALOR LATENTE POR GRAMOS/Kg DE DIFERENCIA

Para la pared exterior suroeste de la tabla 40

$$21.84 \text{ m}^2 \times 6.3 \times 10^{-3} = 0.137592$$

Pared exterior Sureste de la tabla 40

$$24.48 \text{ m}^2 \times 9.3 \times 10^{-3} = 0.227664$$

Suelo y techo

$$(9.60 \times 7.20) \times 2 \times 18.5 \times 10^{-3} = 2.55744$$

Pared interior

$$30.495 \times 61 \times 10^{-3} = 1.86$$

$$\text{TOTAL} = 4.782891$$

La ganancia de calor latente total es igual

$$4.982891 \times 0.42768 = 2.0455 \text{ K cal/h}$$

LAS INFILTRACIONES POR PUERTAS Y VENTANAS DE LA TABLA VIII-2 DEL HERNANDEZ GORIBAR PARA ESTRUCTURA TUBULAR Y 10 MPH PARA EL VIENTO SON $1.46 \text{ ft}^3/\text{min} \times \text{ft}$ de ranura

$$1.46 \frac{\text{ft}^3}{\text{min} \times \text{ft}} \times \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hora}} = 87.6 \frac{\text{ft}^3}{\text{min} \times \text{ft}}$$

er la ventana son 37.4 ft de ranura, volumen de infiltración en la ventana = $87.6 \frac{\text{ft}^3}{\text{h} \times \text{ft}} \times 37.4 \text{ ft}$
 $= 3276.53 \frac{\text{ft}^3}{\text{h}}$

por la puerta por su interior, se consiera 5 MPH del viento

$$0.9 \frac{\text{ft}^3}{\text{min} \times \text{ft}} \times \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hora}} = 54 \frac{\text{ft}^3}{\text{h} \times \text{ft}}$$

para la puerta son 12.5 ft de ranura

$$\begin{aligned} \text{volumen de infiltración de la puerta} &= 54 \frac{\text{ft}^3}{\text{h} - \text{ft}} \times 12.5 \text{ ft} \\ &= 673.26 \frac{\text{ft}^3}{\text{hora}} \end{aligned}$$

$$\text{infiltración total} = 3276.53 + 673.26$$

$$= 3950 \frac{\text{ft}^3}{\text{hora}}$$

De la carta psicrométrica

BS

a 30° C y 17° C BH

a 21° C ó 69.8° F

ó 86° F 62.6° F

y 50% de humedad relativa.

$$h = 32.5 \text{ BTU/lb}$$

$$T_w = 49.7^\circ \text{F}$$

$$T_w = 51^\circ \text{F}$$

$$V = 17.55 \frac{\text{ft}}{\text{lba}}$$

$$V = 18.1 \frac{\text{ft}^3}{\text{lba}}$$

$$W_i = 0.0099 \frac{\text{lbv}}{\text{ba}}$$

$$W_c = 0.0105 \frac{\text{lbv}}{\text{lba}}$$

$$h = 28 \text{ BTU/lb}$$

$$M = \frac{3450 \frac{\text{ft}^3}{\text{hora}}}{18.1 \frac{\text{ft}^3}{\text{lba}}} = 218.23 \frac{\text{lba}}{\text{hora}}$$

$$Q_t = M (W_c - W_i) \times 1050 \text{ [BTU/hora]}$$

$$= 218.23 (0.0105-000099) \times 1050$$

$$= 137.4849 = \underline{\underline{137.5}} \text{ BTU/hora}$$

$$Q_s = 0.018 (V') (t_e - t_i) [\text{BTU/hora}]$$

$$Q_s = 0.018 (3950) (86-69.8)$$

$$Q_s = 1151.82 \text{ BTU/hora}$$

GANANCIA DE CALOR LATENTE DEBIDO A LOS OCUPANTES; DE LA TABLA (48) TENEMOS 42 K cal/h POR CADA OCUPANTE.

$$42 \text{ K cal/h} \times 5 = \underline{\underline{210}} \text{ K cal/h}$$

LOS DATOS DE LA DISIPACION DE CALOR DEBIDO AL EQUIPO ELECTRONICO FUE PROPORCIONADO POR EL DEPARTAMENTO DE MATEMATICAS DE LA F.E.S.- CUAUTITLAN Y EL DATO ES: 17894 BTU/hora 4509.28-K cal/h

CALCULO DEL AIRE REQUERIDO PARA VENTILACION:

	CALOR SENSIBLE	CALOR LATENTE
ALUMBRADO, GANANCIA SOLAR Y OCUPANTES	2371.2534 $\frac{\text{K cal}}{\text{hora}}$	210 K cal/h
ESTRUCTURAS DEL EDIFICIO	4902.2461 $\frac{\text{K cal}}{\text{hora}}$	2.0455 K cal/h
INFILTRACION	290.25864 "	34.65 K cal/h
EQUIPO ELECTRONICO	<u>4509.28</u> "	<u> </u>
T O T A L	12073.038 K cal/h	246.6955 K cal/H
	o 47911.85 BTU/hora	o 979.011 BTU/hora

LA SALA TIENE [960 x 720 x 3.40] m
CAPACIDAD DE AIRE EXTERIOR m³/hoa =

$$\text{m}^3/\text{hoa} = 9.60 \times 7.20 \times 3.40 = 235 \text{ m}^3$$

RSH = GANANCIAS SENSIBLES DEL LOCAL

RLH = GANANCIAS LATENTES DEL LOCAL

$$RSH = 12073 \text{ K cal/hora}$$

$$RLH = 247 \text{ K cal/hora}$$

OASH = GANANCIAS SENSIBLES POR EL AIRE EXTERIOR

$$= 0.29 \times m^3/\text{hoa} (toa - trm)$$

DONDE toa = TEMPERATURA DE BULBO SECO DEL EXTERIOR (30°C)

trm = TEMPERATURA DE BULBO SECO DEL LOCAL (21°C)

0.29 = Calor específico del aire humedo a 21°C t_{dh} y

50^h HR. (0.245) dividido entre:

Volúmen específico del aire a 21°C T_{dh} y 50^h HR

(0.945)

$$OASH = 0.29 \times 235 (30 - 21)$$

$$OASH = \underline{\underline{613.35}} \text{ K cal/hora}$$

OALH = GANANCIAS LATENTES POR EL AIRE EXTERIOR

$$OALH = 0.71 \times m^3/\text{hoa} (Woa - Wem)$$

DONDE

Woa = HUMEDAD ESPECIFICA DEL AIRE EXTERIOR $\frac{\text{GRAMOS}}{\text{Kg}}$

Wrm = HUMEDAD ESPECIFICA DEL AIRE DEL LOCAL $\frac{\text{GRAMOS}}{\text{Kg}}$

Woa = 10.54944 $\frac{\text{GRAMOS}}{\text{Kg}}$

Wrm = 10.12176 $\frac{\text{GRAMOS}}{\text{Kg}}$

OALH = 0.71 x 235 (10.54944 - 10.12176)

OALH = 71.36 $\frac{\text{K cal}}{\text{hora}}$

OATH = GANANCIAS TOTALES POR EL AIRE EXTERIOR

OATH = OASH + OALH

OATH = 613.35 + 71.36 = 684.71 K cal/hora

TSH = GANANCIAS SENSIBLES TOTALES

TSH = 12073 + 613.35 = 12686.35 K cal /hora

TLH = GANANCIAS LATENTES TOTALES

TLH = 247 + 71.36 = 318.36 K cal/hora

GTH = GANANCIAS TOTALES DE CALOR

GTH = TSH + TLH = 12686.35 K cal/hora + 318.36 K cal/hora

GTH = 13004.71 K cal/hora o 51609.19 BTU/hora

EQUIPOS Y ACCESORIOS

Selección del equipo.- Para seleccionar correctamente el equipo de aire acondicionado de una sala de cómputo, se debe tomar como la mayor limitante la que el equipo controle la humedad, o sea de esta manera, quedan fuera del campo de selección los equipos de ventanilla; el equipo más recomendado es el que se conoce como tipo paquete; pero se podría presentar el caso de que se seleccionara algún otro tipo debido a: presupuesto, tipo de instalación, mantenimiento, capacidad del equipo, etc.

Generalmente las capacidades del equipo de aire acondicionado para sala de cómputo varía desde tres toneladas hasta quince toneladas, dependiendo de la capacidad del equipo electrónico y las ganancias de calor, existen condiciones más o menos generales de diseño, pero las que se tomarán serán finalmente las que el constructor del equipo electrónico exija; después de realizar el cálculo de cargas, tomando en cuenta las cargas sensibles debidas a: ganancia por vidrios-- paredes, particiones, techos, techos falsos, piso, plafón -- personas, iluminación, ventilación, puertas abiertas, los -- BTU disipados por la computadora, etc.; y las cargas laten--

tes debido a: personas y ventilación. De este cálculo se -- desprende que las salas de cómputo, tienen su mayor ganancia debido a las cargas sensibles y también que el número de operarios es pequeño; además el equipo se diseña exclusivamente para los requerimientos del equipo electrónico; esto quiere decir que el aire de ventilación será el que las personas -- que esten dentro de la sala requieran para su normal respiración. Esto reduce considerablemente el costo del equipo y -- el costo de operación; ya que la cantidad de aire insuflado -- será la que se necesite para que los BTU calculados sean disipados a través de la sala.

Como se dijo anteriormente, los CFM (pies cúbicos por minuto) de aire que se manejan, serán los necesarios para -- disipar los BTU, ARI (Instituto de Refrigeración y Aire -- Acondicionado) apunta que para cada tonelada de refrigeración se necesitan 450 CFM para una disipación buena de los -- BTU.

Entonces con este valor de los CFM y los BTU podemos se -- leccionar el equipo de aire acondicionado que mejor convenga; también existen otros factores que se deben tomar en cuenta -- para una correcta selección que son: el tipo de alimenta- -

ción eléctrica, las características físicas del equipo, el presupuesto, etc.

Accesorios.- El equipo seleccionado, necesitará tener varios aditamentos (Accesorios) estos podrían ser: termómetros, termostatos, humidostatos, control de motores, del compresor y ventilador, etc.; si el caso fuera que el equipo no contiene todos los accesorios, de la selección y ubicación correcta de estos accesorios dependerá también el buen funcionamiento del equipo de aire acondicionado. Además de los accesorios anteriormente enumerados, se requieren los que se utilizan para la distribución del aire como: ductos, ventiladores (si fueran necesarios), difusores, etc.; estos accesorios se seleccionan tomando en cuenta el volumen de aire que se maneja, las características con que el equipo está proporcionando el aire tratado, etc.

Debido a las condiciones particulares de la sala de cómputo, es necesario que tanto el equipo como los accesorios se seleccionen para cumplir con un trabajo en condiciones específicas, esto hace que las particularidades del equipo y los accesorios sean de tipo sensible, lo que en un momento dado podría aumentar los costos en la selección.

PROCEDIMIENTO DE SELECCION DEL EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO
PARA LA SALA DE COMPUTO DE LA F.E.S.- CUAUTITLAN.

1.- Cálculo de los CFM

$$\frac{51609.19}{12000} \times 450 = 1936 \text{ CFM}$$

- 2.- Con el valor de los CFM y los BTU en los catálogos de --
equipo tipo paquete de unidad de enfriamiento, observa--
mos que para una temperatura de bulbo húmedo de entrada--
al evaporador, el equipo idóneo es el 50MH054 .

Para el equipo seleccionado, su capacidad sensible será--
de 52,000 BTU/hora, lo cual es recomendable para la sala
de cómputo de la F.E.S.-Cuautitlán; esta unidad viene --
con variantes en la alimentación eléctrica, pero escoge--
mos la de 230 volts y 3 fases.

- 3.- El cálculo de ductos, no se realiza debido a que las di--
mensiones no son lo suficientemente considerables para --
provocar una caída de presión considerable en los duc--
tos; la distribución del aire se hará mediante cuatro --
ductos partiendo del plenum del equipo hacia los difuso--

res; el diámetro de estos ductos, será de siete pulgadas, considerando el volumen que se va a manejar.

- 4.- Este equipo trae como accesorio, un centro del que finalmente nos controlará la humedad y el enfriamiento.
- 5.- Además de los ductos de abastecimiento, tendremos dos -- ductos de retorno del mismo diámetro (7 in.).

ESTATICA Y SISTEMAS DE CONTROL

Estática.- Una de las fallas más difíciles de detectar en las salas de cómputo, es ocasionada por la electricidad - estática, producida por la fricción entre dos materiales diferentes y la consiguiente descarga de este potencial. Los materiales que son más propensos a producir estática son aquellos que están hechos de resinas, plásticos y fibras sintéticas. El simple hecho de arrastrar una silla sobre el piso, nos ocasionará que tanto la silla como la porción del piso sobre el que se arrastró queden cargados de electricidad-estática. Si aquella silla es aproximada a una masa metálica conectada a tierra (como las computadoras), ocasionará que se produzca una descarga que puede ser visible o no visible y además sensible o no sensible a una persona, pero si - afectará el funcionamiento correcto de la computadora, lo -- cual dará como consecuencia la operación no idónea de todo - el equipo en general.

Las medidas que a continuación se enumerarán, son las más efectivas para reducir el problema de la electricidad estática:

- 1.- Una buena conexión a tierra por medio de una placa de cobre o aluminio enterrada a una profundidad de dos a tres metros en terreno húmedo o la estructura de un edificio o a una conexión soldada a una o varias varillas conectadas entre sí, en un lugar que no tenga un valor resistivo mayor a 1 ohms, registrable, y separada por lo menos 15 metros de otras tomas, deberá ser proporcionada para conectar a ella las cubiertas y bastidores de las computadoras.
- 2.- El cable para la tierra física, deberá ser recubierto y del mismo calibre que el de las fases y el neutro.
- 3.- La humedad relativa, deberá estar entre $50\% \pm 5\%$ para -- ayudar a que las cargas estáticas sean menos frecuentes -- o casi no se produzcan.
- 4.- El uso de cera anti-estática en el piso es altamente recomendable.
- 5.- Si existieran sillas con púedas se evitará que estas -- sean de pasta y preferiblemente metálicas.

Sistemas de control.- El objetivo de un sistema de mando automático, consiste en facilitar la regulación de la temperatura y/o la humedad de la sala de cómputo. Los dispositivos de seguridad impiden el funcionamiento del equipo en condiciones peligrosas. Además pueden disparar alarmas ópticas o acústicas que avisen la incorrecta operación; la alimentación energética para los sistemas de control pueden ser: eléctricos, electrónicos, neumáticos, flúidicos, hidráulicos, autónomos o combinaciones entre ellos, la selección del tipo de alimentación energética se da de acuerdo a los requerimientos del equipo.

Debido al tipo de trabajo que va a realizar el equipo de aire acondicionado de las salas de cómputo, su sistema de control debe ser muy sensible y preciso.

Las salas de cómputo manejan un alto volúmen de aire, debido a las grandes ganancias de calor del equipo electrónico. La limpieza es importante y además se requiere control de la humedad. La regulación de la temperatura debe ser lo más exacta posible, puesto que algunos dispositivos electrónicos de componentes de estado sólido son sensibles a los cambios de temperatura de carácter rápido. La ubicación del

termostato ambiental y las formas de distribución del aire, son de la mayor importancia por cuanto ciertos equipos periféricos emiten calor en muy grandes proporciones. Algunos equipos electrónicos, necesitan suministro de aire procedente directamente de un pleno subterráneo a una temperatura controlada.

DISEÑO DE LA SALA

Recomendaciones generales.- El área necesaria de la sala será determinada por la configuración del sistema, debiendo respetarse el área mínima de servicio. Para determinar el área exacta para un sistema específico debe hacerse una distribución en planta de las máquinas, observando columnas, aberturas, circulación y previsión para futuras ampliaciones.

Elección del local.- Se debe considerar como primera medida si se trata de un local nuevo a construir o uno ya existente a adaptar, en cualquiera de los dos casos deben tenerse en cuenta los siguientes puntos:

- a) Disponibilidad y facilidades de obtención de energía eléctrica.
- b) Espacio para el equipo de aire acondicionado (ubicación del equipo), facilidad de toma de aire limpio del exterior, emplazamiento de la torre de enfriamiento o condensador por aire.
- c) Cuando el acceso al local debe efectuarse a través -

de otros departamentos, será necesario proveer el paso de las máquinas a través de diferentes puertas, - ventanas, pasillos, etc.

- d) Altura del techo, área de paredes exteriores y lámpara de cristal, pues incide en el diseño del equipo - de aire acondicionado.
- e) Conexión con otras áreas.
- f) Capacidad de carga del suelo o losa.
- g) Normas de seguridad y protección contra incendio. Salidas de emergencia.
- h) Posibles interferencias electromagnéticas externas - hacia el local.

Además debe tenerse en cuenta espacio para un archivo - mínimo, cintas, discos, una mesa de trabajo, muebles para la papelería, etc. Este espacio adicional al área que figura - en el plano del equipo, puede estimarse entre un 30% a 50%.

En la distribución de un sistema, ha de tenerse en cuenta que las unidades de entrada-salida que requieran interven

ción de la operación del operador, deben tener acceso visual desde la consola de operación.

Puertas de acceso: Las puertas del local, se recomienda que sean de doble hoja con un ancho de 1.20 metros y -- abrir hacia afuera.

Paredes y Techo: Cubrir las paredes con pintura lavable, con el objeto de que no se desprenda polvo y sea fácil su limpieza.

Si el techo falso se utiliza como pleno para el retorno del aire acondicionado, deberá pintarse el techo real con -- pintura de aceite o sintética de color claro.

ESTUDIO ECONOMICO

Habiendo seleccionado para la sala de cómputo de la - - F.E.S.- Cuautitlán, el equipo 50MHO54 de la marca Carrier, - se solicitó su precio, el cual es de 850, 602 pesos menos - el 10% de descuento, más el I.V.A. y más 2.5% de seguro por-transporte, procederemos a hallar el valor total de la uni--dad 50MHO54.

	\$	850 602
-10%	-	85,060.2
+15%	+	<u>127 590.3</u>
		893,132.1
+ 2.5%	+	<u>22,328.3</u>
T O T A L:		915,460.4

Ahora, procedemos a sacar el monto total de toda la instalación en la que se utilizará termostato y humidostato de la marca Honey Well; como difusores marca FyCSA ; se podría instalar algún otro tipo, pero éste es el más idóneo y económico; entonces el costo total del proyecto queda como a continuación se describe.

EQUIPO	CANTIDAD	PRECIO
UNIDAD 50MH054 MARCA CARRIER	1	\$ 915,410.4
TERMOSTATO MARCA HONEY WELL T 4211094	1	67,086.4
HUMIDOSTATO MARCA HONEY WELL H600 A1014	1	22,448.0
HUMIDIFICADOR DE BANDEJA DE VAPOR	1	12,520.7
DUCTULACION DE ABASTECIMIENTO Y RETORNO	1	120,487.00
DIFUSORES MARCA FYCSA FDCA	4	8,000.00
TOTAL DEL EQUIPO		<hr/> 1'146,002.5

CONCLUSIONES

Con el estudio de esta tesis, se ha buscado como objetivo principal, el diseño ingenieril del equipo de aire acondicionado para salas de cómputo, se explicó como es el principio de funcionamiento de la refrigeración por compresión, debido a que la capacidad del equipo hace indispensable este método; se describieron las partes de este sistema, con sus variaciones de acuerdo a su función.

Queda demostrado el beneficio que otorga el aire acondicionado, además de la comodidad ambiental del hombre y que en el buen funcionamiento del equipo de aire acondicionado, se baja la correcta operación del equipo electrónico.

Después de haber enumerado y desglosado, todos los datos necesarios y los parametros de diseño, se procedió a realizar el cálculo de las cargas del equipo, haciendo uso del Manual Carrier que es uno de los mejores estudios sobre el aire acondicionado; obteniendo la carga total, aún realizando los calculos que se podrían considerar despreciables, por cuanto este diseño lo exige, debido a la exactitud de su operación.

Es importante tomar en cuenta que las condiciones de la sala son variables de un producto a otro del equipo electrónico, debido a sus diferentes tipos de fabricación, pero los rangos generales, tienen poca variación, pero significativo por el tipo de funcionamiento.

El equipo de Aire Acondicionado, trabajará las 24 horas del día en su ciclo de enfriamiento, inclusive en invierno, controlando la humedad. Con el valor de las cargas, se seleccionó el equipo mas idóneo para la sala de cómputo de la F.E.S.- Cuautitlán, el sistema de ductos, no requirió el cálculo debido a que las longitudes equivalentes de ductos no son lo suficientemente significativas.

Después de esto, se habló de la electricidad estática, lo que la produce y los correctivos que se puedan aplicar; también se enumeraron recomendaciones generales para el diseño de la obra civil de la sala de cómputo.

El estudio económico, se realizó considerando el diseño ingenieril y no el presupuesto, resultando un proyecto económico aunque no barato, queda como tema de discusión el diseño realizado para la sala de cómputo y ya instalado en el --

que fueron calculados dos equipos de 2 toneladas de refrigeración cada uno; con este estudio se ha demostrado que no es posible instalar equipos de ventana, por no poder controlar la humedad, que es un parametro importante de diseño en la sala de cómputo, otro inconveniente, es la distribución del aire; el filtrado del aire, será de mayor volumen debido a que todo el aire es tomado del exterior y también el aumento en la capacidad del equipo por no contar con recirculación de aire.

En esta tesis, se ha descrito todo el estudio para calcular el equipo de aire acondicionado para cualquier sala de cómputo.

B I B L I O G R A F I A

- 1) MANUAL DE AIRE ACONDICIONADO
CARRIER
EDITORIAL MARCOMBO BOIXAREU
- 2) ABC DEL AIRE ACONDICIONADO
ERNEST TRICOMI
EDITORIAL MARCOMBO BOIXAREU
- 3) TRATADO PRACTICO DE REFRIGERACION AUTOMATICA
ALARCON CREUS
MARCOMBO
- 4) FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACION
HERNANDEZ GORIBAR
EDITORIAL LIMUSA
- 5) MANUAL DE CALEFACCION Y CLIMATIZACION
RECKNAGEL SPRENGER
EDITORIAL BLUME
- 6) REFRIGERACION Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
STOECKER
EDITORIAL MC GRAW HILL

- 7) PRINCIPIOS DE REFRIGERACION
JENNINGS LEWIS
EDITORIAL CECSA
- 8) REFRIGERACION Y AIRE ACONDICIONADO
A.R.I. (AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION INSTITUTE)
EDITORIAL PRENTICE HALL
- 9) INSTALACIONES FRIGORIFICAS (TOMO I Y II)
PIERRE RAPIN
EDITORIAL MARCOMBO BOIXAREU
- 10) FRONTUARIO DE CALEFACCION, VENTILACION Y AIRE ACONDICIONADO.
FRED PORGES
EDITORIAL MARCOMBO BOIXAREU
- 11) SISTEMAS DE CONTROL PARA CALEFACCION, VENTILACION Y AIRE ACONDICIONADO
ROGER HAINES
EDITORIAL MARCOMBO BOIXAREU
- 12) MANUAL DEL INGENIERO MECANICO
BAUMEISTER
EDITORIAL MC GRAN HILL

13) FUNDAMENTOS DE TERMODINAMICA

GORDON VAN WYLEN

EDITORIAL LIMUSA

14) PRINCIPIOS DE REFRIGERACION

WARREN MARSH

EDITORIAL DIANA

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

40°

40°

° LATITUD NORTE		HORA SOLAR													° LATITUD SUR																		
León	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Epoca																	
21 Junio	N	07	34	57	79	99	116	130	140	146	148	146	134	112	89	66	22 Diciembre	S	10	27	42	57	71	82	90	96	100	102	101	98	94	89	84
	NE	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27		SE	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27
	E	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27		E	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27
	SE	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27		SE	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27
	Horizontal	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27		Horizontal	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27
21 Julio v 21 Mayo	N	08	36	62	91	119	144	164	178	186	190	190	186	168	140	104	21 Enero v 21 Noviembre	S	10	27	42	57	71	82	90	96	100	102	101	98	94	89	84
	NE	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27		SE	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27
	E	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27		E	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27
	SE	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27		SE	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27
	Horizontal	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27		Horizontal	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27
24 Agosto v 20 Abril	N	09	39	70	105	139	168	190	203	208	210	208	198	178	150	114	20 Febrero v 23 Octubre	S	10	27	42	57	71	82	90	96	100	102	101	98	94	89	84
	NE	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27		SE	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27
	E	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27		E	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27
	SE	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27		SE	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27
	Horizontal	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27		Horizontal	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27
22 Septiembre v 22 Marzo	N	09	42	78	118	158	192	216	230	236	238	236	224	200	170	134	22 Junio v 22 Septiembre	S	10	27	42	57	71	82	90	96	100	102	101	98	94	89	84
	NE	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27		SE	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27
	E	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27		E	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27
	SE	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27		SE	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27
	Horizontal	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27		Horizontal	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27
23 Octubre v 26 Febrero	N	10	45	86	130	168	200	222	234	238	240	238	224	200	170	134	26 Abril v 26 Agosto	S	10	27	42	57	71	82	90	96	100	102	101	98	94	89	84
	NE	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27		SE	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27
	E	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27		E	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27
	SE	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27		SE	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27
	Horizontal	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27		Horizontal	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27
21 Noviembre v 21 Enero	N	10	48	93	138	174	204	224	234	238	240	238	224	200	170	134	21 Mayo v 23 Julio	S	10	27	42	57	71	82	90	96	100	102	101	98	94	89	84
	NE	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27		SE	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27
	E	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27		E	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27
	SE	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27		SE	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27
	Horizontal	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27		Horizontal	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27
22 Diciembre	N	10	51	99	144	178	206	224	234	238	240	238	224	200	170	134	21 Junio	S	10	27	42	57	71	82	90	96	100	102	101	98	94	89	84
	NE	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27		SE	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27
	E	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27		E	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27
	SE	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27		SE	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27
	Horizontal	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27		Horizontal	16	27	32	37	41	44	46	47	47	46	44	41	37	32	27

Correcciones	Marzo invierno o verano marzo = 10,26 ó 1,17	Defecto de Impreso 10 % más	Añadido = 0,7 % por 200 m	Punto de roto superior a 10,0° C = 14 % por 10° C	Punto de roto inferior a 10,0° C = 14 % por 10° C	Letrado en Esp. o Enero = 7 %
--------------	--	-----------------------------------	------------------------------	---	---	-------------------------------------

Valores subrayados indican ganancias

Valores subrayados indican ganancias

TABLA 16. APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO SENCILLO (Cont.)
kcal/h x (m² de abertura)

20°

20°

Epoce	☉ LATITUD NORTE		HORA SOLAR												☉ LATITUD SUR		Epoce
	Orientacion	0	7	0	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientacion		
21 Junio	N	74	111	80	60	51	45	40	36	31	27	23	19	15	11	7	0
	NE	219	112	309	330	325	305	280	250	215	175	130	85	40	0	0	0
	E	219	401	624	567	365	245	111	20	30	30	20	10	2	0	0	0
	SE	74	160	150	170	170	170	170	170	170	170	170	170	170	170	170	170
	S	0	24	33	30	26	20	15	10	6	3	0	0	0	0	0	0
21 Julio	N	0	34	32	25	20	15	10	6	3	0	0	0	0	0	0	0
	NE	0	34	32	25	20	15	10	6	3	0	0	0	0	0	0	0
	E	0	34	32	25	20	15	10	6	3	0	0	0	0	0	0	0
	SE	0	34	32	25	20	15	10	6	3	0	0	0	0	0	0	0
	S	0	34	32	25	20	15	10	6	3	0	0	0	0	0	0	0
21 Agosto	N	0	31	32	35	30	25	20	15	10	6	3	0	0	0	0	0
	NE	0	31	32	35	30	25	20	15	10	6	3	0	0	0	0	0
	E	0	31	32	35	30	25	20	15	10	6	3	0	0	0	0	0
	SE	0	31	32	35	30	25	20	15	10	6	3	0	0	0	0	0
	S	0	31	32	35	30	25	20	15	10	6	3	0	0	0	0	0
21 Septiembre	N	0	14	29	35	30	25	20	15	10	6	3	0	0	0	0	0
	NE	0	14	29	35	30	25	20	15	10	6	3	0	0	0	0	0
	E	0	14	29	35	30	25	20	15	10	6	3	0	0	0	0	0
	SE	0	14	29	35	30	25	20	15	10	6	3	0	0	0	0	0
	S	0	14	29	35	30	25	20	15	10	6	3	0	0	0	0	0
21 Octubre	N	0	10	24	37	37	35	30	25	20	15	10	6	3	0	0	0
	NE	0	10	24	37	37	35	30	25	20	15	10	6	3	0	0	0
	E	0	10	24	37	37	35	30	25	20	15	10	6	3	0	0	0
	SE	0	10	24	37	37	35	30	25	20	15	10	6	3	0	0	0
	S	0	10	24	37	37	35	30	25	20	15	10	6	3	0	0	0
21 Noviembre	N	0	0	21	39	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35
	NE	0	0	21	39	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35
	E	0	0	21	39	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35
	SE	0	0	21	39	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35
	S	0	0	21	39	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35
21 Diciembre	N	0	0	19	39	37	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35
	NE	0	0	19	39	37	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35
	E	0	0	19	39	37	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35
	SE	0	0	19	39	37	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35
	S	0	0	19	39	37	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35
Correcciones	Módulo real a ningún punto = 1,0,05 a 1,17		Defecto de empuje 10 % mín.		Altura = 0,7 % por 300 m		Punto de rocío superior a 19,5 °C = 14 % por 10° C		Punto de rocío superior a 10,5° C = 14 % por 10° C		Latitud sur Noc. o sur = 7 %						

Valores subrayados máximos mensuales

Valores encuadrados máximos anuales

TABLA 2. CORRECCIONES EN LAS TEMPERATURAS DE PROYECTO EN FUNCIONES DE LA HORA CONSIDERADA

(Para el cálculo de la carga de refrigeración)

INTERVALO DE VARIACIÓN DIARIA DE TEMPERATURA (EN LAS 24 HORAS)* (°C)	TEMPERATURA SECA O HUMEDA	HORA SOLAR											
		8	10	12	14	15	16	18	20	22	24		
5	Seca	-4,7	-3,9	-2,8	-0,5	0	-0,3	-1,1	-2,7	-4,2	-5,6		
	Húmeda	-1,0	-1,1	-0,5	0	0	0	-0,3	-0,5	-1,0	-1,0		
7,5	Seca	-6,2	-4,7	-2,8	-0,5	0	-0,3	-1,1	-2,7	-5,2	-7,2		
	Húmeda	-1,3	-1,1	-0,5	0	0	0	-0,3	-0,5	-1,0	-1,0		
10	Seca	-7,4	-5,7	-3,8	-0,5	0	-0,3	-1,5	-3,0	-6,0	-8,5		
	Húmeda	-2,0	-1,4	-0,5	0	0	0	-0,3	-0,5	-1,7	-2,7		
12,5	Seca	-8,4	-6,8	-4,8	-0,5	0	-0,3	-1,7	-4,1	-8,3	-11,5		
	Húmeda	-2,2	-1,4	-0,5	0	0	0	-0,5	-1,1	-1,7	-2,5		
15	Seca	-9,4	-7,8	-5,8	-0,5	0	-0,3	-1,9	-4,8	-9,7	-13,5		
	Húmeda	-2,4	-1,6	-0,5	0	0	0	-0,5	-1,3	-1,8	-2,6		
17,5	Seca	-10,5	-8,9	-6,8	-0,5	0	-0,3	-2,0	-5,9	-11,8	-17,2		
	Húmeda	-2,9	-1,8	-0,7	0	0	0	-0,5	-1,9	-2,6	-3,5		
20	Seca	-12,0	-10,4	-8,1	-0,5	0	-0,3	-2,4	-7,3	-14,3	-21,0		
	Húmeda	-3,3	-2,3	-1,1	0	0	0	-0,7	-1,7	-2,0	-3,0		
22,5	Seca	-13,5	-11,9	-9,5	-0,5	0	-0,3	-2,9	-8,0	-17,7	-26,5		
	Húmeda	-3,9	-2,7	-1,3	0	0	0	-1,1	-2,3	-3,4	-4,7		
25	Seca	-14,5	-13,0	-10,5	-1,1	0	-1,1	-3,0	-9,9	-20,2	-30,2		
	Húmeda	-3,9	-2,8	-1,1	0	0	0	-0,9	-2,7	-4,3	-5,8		

* La amplitud diaria de la temperatura seca es la diferencia entre la temperatura más alta y la más baja durante un periodo de 24 horas de un día de proyecto. (Ver Tabla 1 para el valor de amplitud diaria para una ciudad particular).
 Escala: Temperatura de ambiente exterior de proyecto a la hora que se considera = Temperatura de proyecto de la Tabla 1 + factor de corrección de la Tabla 2.

TABLA 3. CORRECCIONES EN LAS CONDICIONES DE PROYECTO EN FUNCIÓN DEL MES CONSIDERADO
(Para el efecto de la carga de refrigeración)

INTERVALO DE VARIACIÓN ANUAL DE TEMPERATURA (°C)*	TEMPERATURA SECA O HÚMEDA (°C)	MES									
		Enero	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	
0	Seco	-10,0	-10,0	-6,1	-2,3	0	0	-4,9	-12,7	-22,0	
	Húmedo	-11,1	-8,5	-2,8	-1,1	0	0	-2,6	-6,0	-13,0	
5	Seco	-14,5	-11,0	-6,1	-2,1	0	0	-2,6	-6,0	-14,5	
	Húmedo	-8,3	-8,5	-2,8	-1,1	0	0	-1,7	-4,4	-6,9	
10	Seco	-14,0	-10,5	-6,0	-1,8	0	0	-2,6	-6,0	-14,0	
	Húmedo	-7,8	-8,5	-2,8	-1,1	0	0	-1,7	-4,4	-7,8	
15	Seco	-14,0	-10,5	-6,0	-1,8	0	0	-2,6	-6,0	-14,5	
	Húmedo	-7,8	-8,5	-2,8	-1,1	0	0	-1,7	-4,4	-7,8	
20	Seco	-14,0	-9,2	-6,3	-1,8	0	0	-2,6	-6,0	-11,5	
	Húmedo	-7,3	-8,1	-2,8	-1,1	0	0	-1,1	-2,4	-6,4	
25	Seco	-7,8	-6,5	-2,8	-0,8	0	0	-2,6	-2,1	-8,2	
	Húmedo	-2,0	-2,7	-2,3	0	0	0	-0,5	-2,3	-2,9	
30	Seco	-2,5	-4,6	-1,7	-0,3	0	0	-1,1	-2,0	-6,1	
	Húmedo	-2,4	-1,8	-1,1	0	0	0	-0,8	-1,9	-2,0	
35	Seco	-2,7	-2,8	-1,7	-0,3	0	0	-1,1	-2,3	-6,2	
	Húmedo	-1,9	-1,2	-0,8	0	0	0	-0,5	-1,4	-2,4	
40	Seco	-1,3	-1,1	-1,8	-0,3	0	0	-1,1	-1,9	-2,7	
	Húmedo	-1,2	-1,8	-0,4	0	0	0	-0,5	-1,8	-1,3	

* La oscilación anual de temperatura es la diferencia entre temperaturas secas de proyecto normales en invierno y verano (Tabla 1)
Escalón = Temperatura de ambiente exterior de proyecto - Temperatura del ambiente exterior de la Tabla 1 - correcciones de la Tabla 3

TABLA 8. MÁXIMAS APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE CRISTAL SENCILLO*
kcal/ (hora) (m²)

LATITUD NORTE	MES	ORIENTACION (LATITUD NORTE)									MES	LATITUD SUR
		N**	NE	E	SE	S	SO	O	MO	Norte.		
0°	Junio	100	493	390	113	30	113	390	493	619	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	0°
	Julio y Mayo	120	416	412	161	30	161	412	416	601		
	Agosto y Abril	67	383	469	314	30	314	462	383	664		
	Sept. y Marzo	37	330	457	330	30	330	453	330	670		
	Oct. y Febrero	37	314	442	302	30	302	442	314	664		
	Nov. y Enero	37	341	412	414	161	414	412	341	631		
	Diciembre	37	113	390	423	222	423	390	113	612		
10°	Junio	100	416	420	169	30	169	420	414	609	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	10°
	Julio y Mayo	91	401	420	179	30	179	420	401	609		
	Agosto y Abril	35	332	442	264	30	264	442	332	670		
	Sept. y Marzo	37	279	464	344	30	344	464	279	669		
	Oct. y Febrero	37	179	420	404	169	404	420	179	623		
	Nov. y Enero	34	100	307	436	267	373	307	100	509		
	Diciembre	34	73	371	442	324	442	371	73	547		
20°	Junio	70	417	433	190	30	190	432	417	670	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	20°
	Julio y Mayo	61	374	442	230	30	230	442	374	666		
	Agosto y Abril	39	330	447	204	30	204	447	330	669		
	Sept. y Marzo	37	233	441	379	176	379	442	233	631		
	Oct. y Febrero	34	141	390	493	261	423	390	141	564		
	Nov. y Enero	31	70	347	444	302	444	347	70	586		
	Diciembre	31	66	320	432	264	432	320	66	547		
30°	Junio	54	377	436	264	37	264	436	377	670	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	30°
	Julio y Mayo	43	365	444	271	37	271	444	365	678		
	Agosto y Abril	39	292	447	349	170	349	447	292	637		
	Sept. y Marzo	34	244	420	412	264	412	420	244	624		
	Oct. y Febrero	31	163	364	442	303	442	364	163	585		
	Nov. y Enero	19	63	314	439	431	439	314	63	523		
	Diciembre	16	32	284	409	442	409	284	32	545		
40°	Junio	46	360	439	291	44	291	439	360	648	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	40°
	Julio y Mayo	40	344	444	329	407	329	444	344	631		
	Agosto y Abril	39	274	439	393	274	396	439	274	600		
	Sept. y Marzo	34	157	404	439	379	439	404	157	576		
	Oct. y Febrero	19	64	330	442	439	442	330	64	549		
	Nov. y Enero	13	33	271	433	380	423	271	33	579		
	Diciembre	13	27	223	401	447	401	223	27	520		
50°	Junio	42	341	444	364	353	344	444	341	674	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	50°
	Julio y Mayo	30	317	443	397	307	397	443	317	672		
	Agosto y Abril	29	234	420	420	374	425	420	234	601		
	Sept. y Marzo	21	137	374	442	430	442	374	137	561		
	Oct. y Febrero	13	70	264	435	432	426	264	70	564		
	Nov. y Enero	10	34	173	344	414	344	172	34	543		
	Diciembre	6	19	127	314	302	314	127	19	500		
		S	SE	E	NE	N	NO	O	SO	Norte.		
ORIENTACION (LATITUD SUR)												
Coefficiente de conversión	Marco marítimo o ningún marco = 1,0, 0,5 & 1,17	Umbral - 10 % más	Altitud - 0,7 % por 200 m	Punto de nieve superior a 10,5° C - 0,5 % por 0° C	Punto de hielo inferior a 10,5° C - 0,5 % por 10° C	Latitud Sur Dic. o Enero - 7 %						

* Valores extraídos de la Tabla 16.

** Las aportaciones para las orizontales orientadas al norte (Latitud Norte) o al sur (Latitud Sur) se construyeron principalmente de radiación difusa, la cual es prácticamente constante durante todo el día. Los valores indicados son promedios tomados sobre 12 horas (de 6 a 18 horas). Los factores de almacenamiento en las Tablas 7 hasta 11 suponen que las aportaciones solares sobre orientaciones Norte (o Sur) son constantes, y se emplean en consecuencia las mismas facturas que para el valor luminoso.

TABLA 12. FACTORES DE ALMACENAMIENTO DE LA CARGA. GANANCIAS DE CALOR DEBIDAS AL ALUMBRADO*
 Luces en funcionamiento durante 10 horas**, con equipo de acondicionamiento funcionando 12, 16 y 24 horas.
 Temperatura del local constante

Duración de funcionamiento del acondicionamiento	Paso (Paso) (Nº de horas de apertura de luces)	NÚMERO DE HORAS TRANSCURRIDAS DESDE QUE SE ENCIENDEN LAS LUCES																									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	
24 horas	700 y más	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87
		0.81	0.81	0.81	0.81	0.81	0.81	0.81	0.81	0.81	0.81	0.81	0.81	0.81	0.81	0.81	0.81	0.81	0.81	0.81	0.81	0.81	0.81	0.81	0.81	0.81	0.81
		0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75
	500	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
		0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74
		0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68
	100	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
		0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74
		0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68
16 horas	700 y más	0.82	0.82	0.82	0.82	0.82	0.82	0.82	0.82	0.82	0.82	0.82	0.82	0.82	0.82	0.82	0.82	0.82	0.82	0.82	0.82	0.82	0.82	0.82	0.82	0.82	
		0.77	0.77	0.77	0.77	0.77	0.77	0.77	0.77	0.77	0.77	0.77	0.77	0.77	0.77	0.77	0.77	0.77	0.77	0.77	0.77	0.77	0.77	0.77	0.77	0.77	
		0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	
	500	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75
		0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70
		0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65
	100	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75
		0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70
		0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65
12 horas	700 y más	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	
		0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	
		0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	0.70	
	500	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73
		0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68
		0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63
	100	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73	0.73
		0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68
		0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63

* Estos factores se aplican cuando se mantiene TEMPERATURA CONSTANTE durante el periodo de funcionamiento del equipo. Cuando se permite variación de la temperatura resulta un almacenamiento adicional durante periodos de máxima carga Véase la Tabla 13 para los factores de almacenamiento aplicables.
 Cuando las luces funcionan el mismo número de horas que el equipo de acondicionamiento, se utiliza un factor de almacenamiento de 1.00

** Luces funcionando durante periodos más largos o más cortos de 10 horas.

Dispositivos pueden ser necesario efectuar ajustes para tener en cuenta horas que funcionan más o menos de 10 horas sobre la cual se basa la tabla. A continuación se expone el procedimiento para ajustar los factores de carga térmica:

A.-CON LUCES FUNCIONANDO UN PERIODO INFERIOR A 10 HORAS y el equipo funcionando durante 12, 16 o 24 horas la extrapolación de los factores de carga térmica en la hora en que dese es máxima, se efectúa del siguiente modo:

- Seules de acondicionamiento funcionando 24 horas seguidas:
 - Se emplea los factores de almacenamiento tal como los indican hasta la hora en que se apaga la luz.
 - Se cambia la posición de los factores de carga a partir de la última hora (a la derecha de la hora grande) hacia la izquierda hasta el punto que representa la hora cuando las luces se apagan. Se usa las últimas horas de funcionamiento del equipo en factor de almacenamiento indicado.
 - Se efectúa extrapolación para obtener los valores de las últimas horas, utilizando el mismo grado de decremento que en las últimas horas de la tabla.
- Seules de acondicionamiento funcionando 16 horas seguidas:
 - Se sigue el procedimiento del Paso 1, empleando el factor de almacenamiento de la tabla indicado para el equipo funcionando 24 horas.
 - Se toma un nuevo grupo de factores de almacenamiento, cambiando los nuevos valores de la hora 16 al punto designado B, el valor de la hora 17 al punto designado I, hora, etc.
 - Los factores de almacenamiento para las horas durante las

- cuales están apagadas las luces por como en los pasos 1 b y 1 c.
- Equipo funcionando 12 horas:
 - Se sigue el mismo procedimiento que en el Paso 2, excepto que se añaden los valores de la hora designada al punto designado G, hora designada, al punto designado H, hora primera o última.


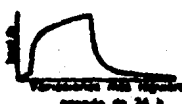
B.-CON LUCES ENCENDIDAS UN PERIODO DE MAS DE 10 HORAS y el equipo funcionando 12, 16 o 24 horas o la hora de máxima carga total, se efectúa la extrapolación para los factores de almacenamiento del siguiente modo:

- Equipo funcionando durante 24 horas seguidas:
 - Se utilizan los factores de almacenamiento tal como hasta la última hora, y se extrapolan más allá de la última hora con par la menos cuatro horas.
 - Se sigue el mismo procedimiento que en el Paso 1 b de A, excepto que se desplazan los factores más allá de la última hora hacia la derecha, procediendo de las últimas horas.
- Equipo funcionando durante 16 o 12 horas seguidas:
 - Se emplean los factores de almacenamiento indicados en la tabla para 24 horas de funcionamiento como hasta la última hora, y se extrapolan más allá de la última hora para no la menos cuatro horas.
 - Se sigue el mismo procedimiento que en el Paso 1 b de A, excepto que se desplazan ahora los factores más allá de la última hora a la derecha.
 - Para funcionamiento de 16 horas, se sigue el procedimiento indicado para Paso 2 b y c de A.
 - Para funcionamiento de 12 horas se sigue el procedimiento indicado para el Paso 3 de A.

TABLA 13. FACTORES DE ALMACENAMIENTO O COEFICIENTES DE AMORTIGUAMIENTO. CON VARIACIÓN DE TEMPERATURA EN EL LOCAL

kgst/h (°C de variación) (m² de superficie de suelo)

NOTA: Esta reducción puede obtenerse únicamente a la hora punta o de máxima carga térmica

APLICACIÓN		* Peso por kg por m² de superficie de suelo	... Superficie porcentual (%)	DURACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO										
				24			36			48				
				Variación de la temperatura °C										
Variación de la carga en función del tiempo	Tipo de edificio			1	2	3	1	2	3	1	2	3		
 <p>Variación térmica periodo de 24 h</p>	Zona periférica para oficinas salvo construcción nueva	700 y más	75	9.15	8.65	7.95	8.65	8.15	7.65	7.20	7.20	6.75	6.75	
			25	8.15	7.70	7.00	7.70	7.20	6.70	6.25	6.25	5.75	5.75	5.75
			20	7.20	6.75	-	6.75	6.25	-	6.25	5.75	-	5.75	-
		500	75	8.15	7.70	7.00	7.70	7.20	6.70	6.25	6.25	5.75	5.75	5.75
			25	7.20	6.75	6.25	6.25	5.75	5.75	5.25	5.25	4.75	4.75	4.75
			20	6.25	6.00	5.75	6.00	5.75	5.50	5.25	5.00	4.75	4.50	4.50
100	75	6.75	6.00	6.00	5.75	5.25	4.55	4.00	4.00	3.50	3.50	3.50		
	25	5.75	4.50	4.50	4.25	4.00	3.50	3.00	3.00	2.50	2.50	2.50		
	20	4.20	3.00	3.25	4.10	3.00	2.00	3.00	2.00	1.50	1.50	1.50		
 <p>Variación térmica periodo de 36 h</p>	Zona interior ** Grupos simétricos Pórticos	700 y más	-	7.70	7.65	7.20	7.20	7.00	-	6.50	-	-	-	
			500	-	6.75	6.60	6.20	6.20	6.15	6.00	6.00	5.75	-	-
			100	-	4.50	4.00	4.20	4.20	4.15	4.10	4.10	3.85	-	-
		700 y más	75	8.00	8.00	6.75	-	-	-	-	-	-	-	-
			25	7.00	7.20	-	-	-	-	-	-	-	-	-
			20	7.00	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
500	75	7.50	7.00	6.75	-	-	-	-	-	-	-	-		
	25	6.75	6.50	-	-	-	-	-	-	-	-	-		
	20	6.25	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-		
100	75	5.75	5.25	4.50	-	-	-	-	-	-	-	-		
	25	5.25	4.20	3.85	-	-	-	-	-	-	-	-		
	20	4.10	3.25	-	-	-	-	-	-	-	-	-		

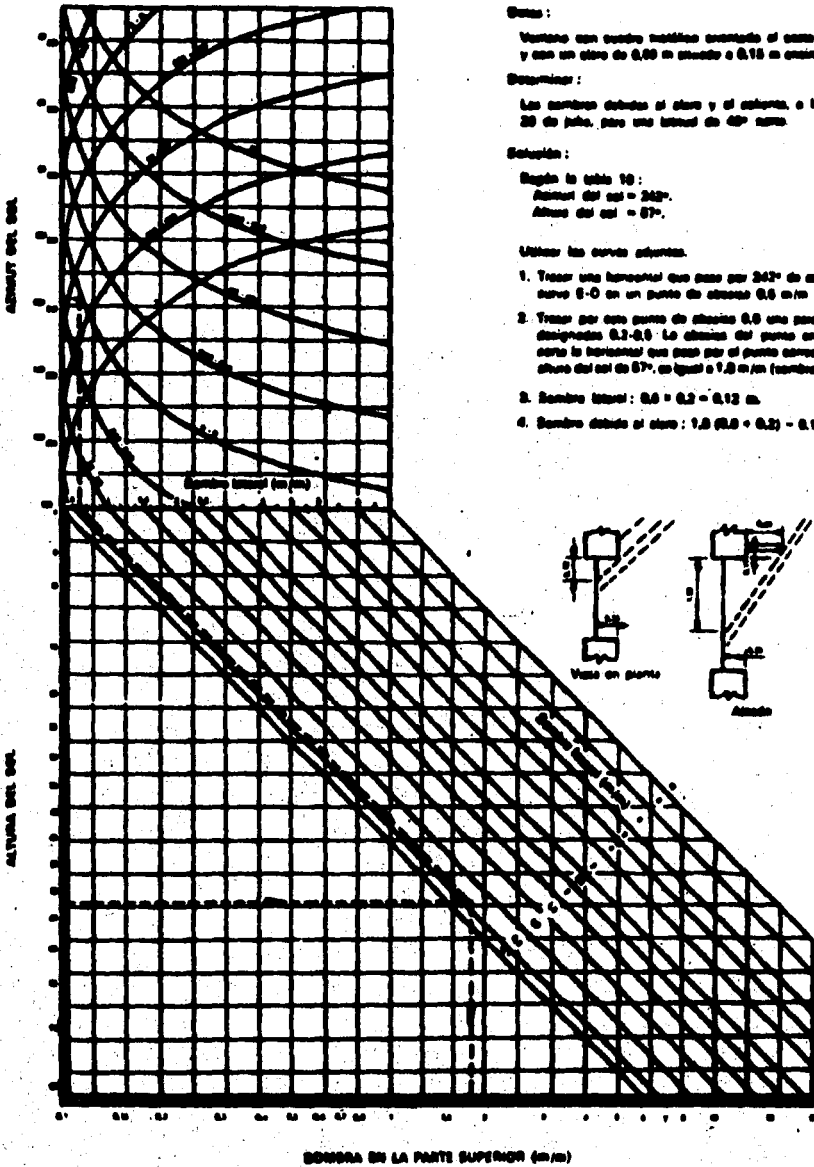
Ecuación: Reducción en la carga térmica máxima, kgst/h = (Superficie del suelo, m²) x (Variación de temperatura deseada, Tacto 4) x (Factor de almacenamiento)

* El peso por m² de suelo puede obtenerse a través de ecuación contenida en Tabla 7.

** Para una instalación funcionando únicamente 12 horas seguidas, se admite una variación máxima de 1°C.

*** La columna denominada « superficie porcentual (%) » corresponde al porcentaje de superficie construida en relación a la superficie total del muro.

GRÁFICO 1. SOMBRA DEBIDA A LOS ALEROS, SALIENTES Y EDIFICIOS ADYACENTES



Datos:

Ventana con cuadro metálico encastrado de canto exterior 0,20 m y con un alero de 0,60 m situado a 0,10 m encima del aluminado.

Determinar:

Los cambios debidos al alero y al aluminado, a las 14 horas del 20 de julio, para una latitud de 40° norte.

Solución:

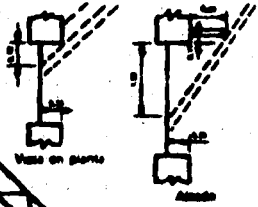
Según la tabla 10:

Altura del sol = 32°.

Altura del sol = 67°.

Utilizar las curvas adyacentes.

1. Trazar una horizontal que pase por 32° de altitud. Corta a la curva 0-0 en un punto de abscisa 0,6 m/m (sombra lateral).
2. Trazar por este punto de abscisa 0,6 una paralela a las curvas designadas 0,2-0,6. La abscisa del punto en que esta recta corta la horizontal que pasa por el punto correspondiente a una altura del sol de 67°, es igual a 1,2 m/m (sombra debida al alero).
3. Sombra lateral: $0,6 - 0,2 = 0,4$ m.
4. Sombra debida al alero: $1,2 (0,6 - 0,2) = 0,16 = 1,20$ m.



SOMBRA EN LA PARTE SUPERIOR (m/m)

**TABLA 20. DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA (°C)
TECHO SOLEADO O EN SOMBRA***





Valedero para techos de color oscuro, 26 °C de temperatura exterior, 27 °C de temperatura interior, 11 °C de variación de la temperatura exterior en 24 h., mes de Julio y 60° de latitud Norte**

CONDICIONES	PESO DEL TECHO (kg/m²)	HORA SOLAR																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																													
		MAÑANA												TARDE												MAÑANA																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																					
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																			
Soleado	20	-2.2	-2.0	-1.9	-1.8	-1.7	-1.6	-1.5	-1.4	-1.3	-1.2	-1.1	-1.0	-0.9	-0.8	-0.7	-0.6	-0.5	-0.4	-0.3	-0.2	-0.1	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2.0	2.1	2.2	2.3	2.4																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																
	30	-2.0	-1.8	-1.7	-1.6	-1.5	-1.4	-1.3	-1.2	-1.1	-1.0	-0.9	-0.8	-0.7	-0.6	-0.5	-0.4	-0.3	-0.2	-0.1	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2.0	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7	2.8	2.9	3.0	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7	3.8	3.9	4.0	4.1	4.2	4.3	4.4	4.5	4.6	4.7	4.8	4.9	5.0	5.1	5.2	5.3	5.4	5.5	5.6	5.7	5.8	5.9	6.0	6.1	6.2	6.3	6.4	6.5	6.6	6.7	6.8	6.9	7.0	7.1	7.2	7.3	7.4	7.5	7.6	7.7	7.8	7.9	8.0	8.1	8.2	8.3	8.4	8.5	8.6	8.7	8.8	8.9	9.0	9.1	9.2	9.3	9.4	9.5	9.6	9.7	9.8	9.9	10.0	10.1	10.2	10.3	10.4	10.5	10.6	10.7	10.8	10.9	11.0	11.1	11.2	11.3	11.4	11.5	11.6	11.7	11.8	11.9	12.0	12.1	12.2	12.3	12.4	12.5	12.6	12.7	12.8	12.9	13.0	13.1	13.2	13.3	13.4	13.5	13.6	13.7	13.8	13.9	14.0	14.1	14.2	14.3	14.4	14.5	14.6	14.7	14.8	14.9	15.0	15.1	15.2	15.3	15.4	15.5	15.6	15.7	15.8	15.9	16.0	16.1	16.2	16.3	16.4	16.5	16.6	16.7	16.8	16.9	17.0	17.1	17.2	17.3	17.4	17.5	17.6	17.7	17.8	17.9	18.0	18.1	18.2	18.3	18.4	18.5	18.6	18.7	18.8	18.9	19.0	19.1	19.2	19.3	19.4	19.5	19.6	19.7	19.8	19.9	20.0	20.1	20.2	20.3	20.4	20.5	20.6	20.7	20.8	20.9	21.0	21.1	21.2	21.3	21.4	21.5	21.6	21.7	21.8	21.9	22.0	22.1	22.2	22.3	22.4	22.5	22.6	22.7	22.8	22.9	23.0	23.1	23.2	23.3	23.4	23.5	23.6	23.7	23.8	23.9	24.0	24.1	24.2	24.3	24.4	24.5	24.6	24.7	24.8	24.9	25.0	25.1	25.2	25.3	25.4	25.5	25.6	25.7	25.8	25.9	26.0	26.1	26.2	26.3	26.4	26.5	26.6	26.7	26.8	26.9	27.0	27.1	27.2	27.3	27.4	27.5	27.6	27.7	27.8	27.9	28.0	28.1	28.2	28.3	28.4	28.5	28.6	28.7	28.8	28.9	29.0	29.1	29.2	29.3	29.4	29.5	29.6	29.7	29.8	29.9	30.0	30.1	30.2	30.3	30.4	30.5	30.6	30.7	30.8	30.9	31.0	31.1	31.2	31.3	31.4	31.5	31.6	31.7	31.8	31.9	32.0	32.1	32.2	32.3	32.4	32.5	32.6	32.7	32.8	32.9	33.0	33.1	33.2	33.3	33.4	33.5	33.6	33.7	33.8	33.9	34.0	34.1	34.2	34.3	34.4	34.5	34.6	34.7	34.8	34.9	35.0	35.1	35.2	35.3	35.4	35.5	35.6	35.7	35.8	35.9	36.0	36.1	36.2	36.3	36.4	36.5	36.6	36.7	36.8	36.9	37.0	37.1	37.2	37.3	37.4	37.5	37.6	37.7	37.8	37.9	38.0	38.1	38.2	38.3	38.4	38.5	38.6	38.7	38.8	38.9	39.0	39.1	39.2	39.3	39.4	39.5	39.6	39.7	39.8	39.9	40.0	40.1	40.2	40.3	40.4	40.5	40.6	40.7	40.8	40.9	41.0	41.1	41.2	41.3	41.4	41.5	41.6	41.7	41.8	41.9	42.0	42.1	42.2	42.3	42.4	42.5	42.6	42.7	42.8	42.9	43.0	43.1	43.2	43.3	43.4	43.5	43.6	43.7	43.8	43.9	44.0	44.1	44.2	44.3	44.4	44.5	44.6	44.7	44.8	44.9	45.0	45.1	45.2	45.3	45.4	45.5	45.6	45.7	45.8	45.9	46.0	46.1	46.2	46.3	46.4	46.5	46.6	46.7	46.8	46.9	47.0	47.1	47.2	47.3	47.4	47.5	47.6	47.7	47.8	47.9	48.0	48.1	48.2	48.3	48.4	48.5	48.6	48.7	48.8	48.9	49.0	49.1	49.2	49.3	49.4	49.5	49.6	49.7	49.8	49.9	50.0	50.1	50.2	50.3	50.4	50.5	50.6	50.7	50.8	50.9	51.0	51.1	51.2	51.3	51.4	51.5	51.6	51.7	51.8	51.9	52.0	52.1	52.2	52.3	52.4	52.5	52.6	52.7	52.8	52.9	53.0	53.1	53.2	53.3	53.4	53.5	53.6	53.7	53.8	53.9	54.0	54.1	54.2	54.3	54.4	54.5	54.6	54.7	54.8	54.9	55.0	55.1	55.2	55.3	55.4	55.5	55.6	55.7	55.8	55.9	56.0	56.1	56.2	56.3	56.4	56.5	56.6	56.7	56.8	56.9	57.0	57.1	57.2	57.3	57.4	57.5	57.6	57.7	57.8	57.9	58.0	58.1	58.2	58.3	58.4	58.5	58.6	58.7	58.8	58.9	59.0	59.1	59.2	59.3	59.4	59.5	59.6	59.7	59.8	59.9	60.0	60.1	60.2	60.3	60.4	60.5	60.6	60.7	60.8	60.9	61.0	61.1	61.2	61.3	61.4	61.5	61.6	61.7	61.8	61.9	62.0	62.1	62.2	62.3	62.4	62.5	62.6	62.7	62.8	62.9	63.0	63.1	63.2	63.3	63.4	63.5	63.6	63.7	63.8	63.9	64.0	64.1	64.2	64.3	64.4	64.5	64.6	64.7	64.8	64.9	65.0	65.1	65.2	65.3	65.4	65.5	65.6	65.7	65.8	65.9	66.0	66.1	66.2	66.3	66.4	66.5	66.6	66.7	66.8	66.9	67.0	67.1	67.2	67.3	67.4	67.5	67.6	67.7	67.8	67.9	68.0	68.1	68.2	68.3	68.4	68.5	68.6	68.7	68.8	68.9	69.0	69.1	69.2	69.3	69.4	69.5	69.6	69.7	69.8	69.9	70.0	70.1	70.2	70.3	70.4	70.5	70.6	70.7	70.8	70.9	71.0	71.1	71.2	71.3	71.4	71.5	71.6	71.7	71.8	71.9	72.0	72.1	72.2	72.3	72.4	72.5	72.6	72.7	72.8	72.9	73.0	73.1	73.2	73.3	73.4	73.5	73.6	73.7	73.8	73.9	74.0	74.1	74.2	74.3	74.4	74.5	74.6	74.7	74.8	74.9	75.0	75.1	75.2	75.3	75.4	75.5	75.6	75.7	75.8	75.9	76.0	76.1	76.2	76.3	76.4	76.5	76.6	76.7	76.8	76.9	77.0	77.1	77.2	77.3	77.4	77.5	77.6	77.7	77.8	77.9	78.0	78.1	78.2	78.3	78.4	78.5	78.6	78.7	78.8	78.9	79.0	79.1	79.2	79.3	79.4	79.5	79.6	79.7	79.8	79.9	80.0	80.1	80.2	80.3	80.4	80.5	80.6	80.7	80.8	80.9	81.0	81.1	81.2	81.3	81.4	81.5	81.6	81.7	81.8	81.9	82.0	82.1	82.2	82.3	82.4	82.5	82.6	82.7	82.8	82.9	83.0	83.1	83.2	83.3	83.4	83.5	83.6	83.7	83.8	83.9	84.0	84.1	84.2	84.3	84.4	84.5	84.6	84.7	84.8	84.9	85.0	85.1	85.2	85.3	85.4	85.5	85.6	85.7	85.8	85.9	86.0	86.1	86.2	86.3	86.4	86.5	86.6	86.7	86.8	86.9	87.0	87.1	87.2	87.3	87.4	87.5	87.6	87.7	87.8	87.9	88.0	88.1	88.2	88.3	88.4	88.5	88.6	88.7	88.8	88.9	89.0	89.1	89.2	89.3	89.4	89.5	89.6	89.7	89.8	89.9	90.0	90.1	90.2	90.3	90.4	90.5	90.6	90.7	90.8	90.9	91.0	91.1	91.2	91.3	91.4	91.5	91.6	91.7	91.8	91.9	92.0	92.1	92.2	92.3	92.4	92.5	92.6	92.7	92.8	92.9	93.0	93.1	93.2	93.3	93.4	93.5	93.6	93.7	93.8	93.9	94.0	94.1	94.2	94.3	94.4	94.5	94.6	94.7	94.8	94.9	95.0	95.1	95.2	95.3	95.4	95.5	95.6	95.7	95.8	95.9	96.0	96.1	96.2	96.3	96.4	96.5	96.6	96.7	96.8	96.9	97.0	97.1	97.2	97.3	97.4	97.5	97.6	97.7	97.8	97.9	98.0	98.1	98.2	98.3	98.4	98.5	98.6	98.7	98.8	98.9	99.0	99.1	99.2	99.3	99.4	99.5	99.6	99.7	99.8	99.9	100.0	100.1	100.2	100.3	100.4	100.5	100.6	100.7	100.8	100.9	101.0	101.1	101.2	101.3	101.4	101.5	101.6	101.7	101.8	101.9	102.0	102.1	102.2	102.3	102.4	102.5	102.6	102.7	102.8	102.9	103.0	103.1	103.2	103.3	103.4	103.5	103.6	103.7	103.8	103.9	104.0	104.1	104.2	104.3	104.4	104.5	104.6	104.7	104.8	104.9	105.0	105.1	105.2	105.3	105.4	105.5	105.6	105.7	105.8	105.9	106.0	106.1	106.2	106.3	106.4	106.5	106.6	106.7	106.8	106.9	107.0	107.1	107.2	107.3	107.4	107.5	107.6	107.7	107.8	107.9	108.0	108.1	108.2	108.3	108.4	108.5	108.6	108.7	108.8	108.9	109.0	109.1	109.2	109.3	109.4	109.5	109.6	109.7	109.8	109.9	110.0	110.1	110.2	110.3	110.4	110.5	110.6	110.7	110.8	110.9	111.0	111.1	111.2	111.3	111.4	111.5	111.6	111.7	111.8	111.9	112.0	112.1	112.2	112.3	112.4	112.5	112.6	112.7	112.8	112.9	113.0	113.1	113.2	113.3	113.4	113.5	113.6	113.7	113.8	113.9	114.0	114.1	114.2	114.3	114.4	114.5	114.6	114.7	114.8	114.9	115.0	115.1	115.2	115.3	115.4	115.5	115.6	115.7	115.8	115.9	116.0	116.1	116.2	116.3	116.4	116.5	116.6	116.7	116.8	116.9	117.0	117.1	117.2	117.3	117.4	117.5	117.6	117.7	117.8	117.9	118.0	118.1	118.2	118.3	118.4	118.5	118.6	118.7	118.8	118.9	119.0	119.1	119.2	119.3	119.4	119.5	119.6	119.7	119.8	119.9	120.0	120.1	120.2	120.3	120.4	120.5	120.6	120.7	120.8	120.9	121.0	121.1	121.2	121.3	121.4	121.5	121.6	121.7	121.8	121.9	122.0	122.1	122.2	122.3	122.4	122.5	122.6	122.7	122.8	122.9	123.0	123.1	123.2	123.3	123.4	123.5	123.6	123.7	123.8	123.9	124.0	124.1	124.

TABLA 21. COEFICIENTES DE TRANSMISIÓN GLOBAL K. MUROS DE MAPOSTERÍA*
VERANO - INVIERNO

hadjh·m²·°C

Los números entre paréntesis corresponden a pases por m². El paso total por m² es igual a la suma de los valores correspondientes al muro y al revestimiento

TIPO DE CONSTRUCCIÓN	ESPESES (cm) y peso (kg/m ²)	REVESTIMIENTO INTERIOR										
		Alisado	Revest. de yeso 10 mm (10)	Estucado 10 mm		Revestimiento estucado sobre yeso		Yeso 10 mm + revestimiento estucado sobre yeso		Papel estucado o con estucado sobre yeso		
				De arena (20)	Ligero (10)	Estucado de arena 20 mm (20)	Estucado ligero 10 mm (10)	Estucado de arena 10 mm (20)	Estucado ligero 10 mm (10)	Papel de 12 mm (10)	Papel de 20 mm (20)	
LADRILLO MACIZO 	Piedra y mortero	20 (200)	2.24	2.20	2.20	2.20	1.61	1.59	1.40	1.39	1.07	0.70
		20 (200)	1.71	1.61	1.61	1.61	1.20	1.19	1.10	1.09	0.80	0.60
	Estucado exterior	20 (200)	2.20	1.70	1.60	1.71	1.59	1.57	1.39	1.38	1.00	0.73
		20 (200)	1.51	1.37	1.36	1.37	1.10	1.07	1.07	1.06	0.80	0.60
		20 (200)	1.20	1.10	1.10	1.10	0.90	0.88	0.80	0.80	0.70	0.50
		20 (200)	1.20	1.10	1.10	1.10	0.90	0.88	0.80	0.80	0.70	0.50
BOQUINA 	20 (200)	20 (200)	2.27	2.20	2.27	2.20	1.70	1.68	1.71	1.68	1.27	0.80
		20 (200)	1.50	1.37	1.36	1.37	1.10	1.07	1.07	1.06	0.80	0.60
	20 (200)	20 (200)	2.20	2.20	2.20	2.20	1.70	1.68	1.71	1.68	1.27	0.80
		20 (200)	1.50	1.36	1.36	1.36	1.10	1.07	1.07	1.06	0.80	0.60
		20 (200)	1.70	1.50	1.50	1.50	1.20	1.17	1.17	1.16	0.90	0.73
		20 (200)	1.70	1.50	1.50	1.50	1.20	1.17	1.17	1.16	0.90	0.73
ADOBE O LADRILLO	20 (200)	1.20	1.20	1.20	1.20	1.20	1.10	1.10	1.10	0.80	0.60	
	20 (200)	1.20	1.20	1.20	1.20	0.90	0.80	0.80	0.80	0.70	0.50	
NORMÓN VERTIDO 	200 kg/m ²	20 (200)	2.20	2.20	2.27	2.20	2.20	1.70	1.61	1.61	1.27	0.80
		20 (200)	2.20	2.20	2.20	2.20	1.70	1.68	1.61	1.61	1.27	0.80
	200 kg/m ²	20 (200)	2.20	2.20	2.20	2.20	1.70	1.68	1.61	1.61	1.27	0.80
		20 (200)	1.20	1.20	1.20	1.20	0.90	0.80	0.80	0.80	0.70	0.50
		20 (200)	1.20	1.20	1.20	1.20	0.90	0.80	0.80	0.80	0.70	0.50
		20 (200)	1.20	1.20	1.20	1.20	0.90	0.80	0.80	0.80	0.70	0.50
AGLOMERADO MUECO 	Arena y grava	20 (200)	2.20	2.20	2.20	2.20	1.61	1.59	1.40	1.39	1.10	0.70
		20 (200)	1.50	1.40	1.40	1.40	1.10	1.09	1.00	1.00	0.80	0.60
	Estuco	20 (200)	1.70	1.71	1.61	1.61	1.20	1.19	1.10	1.09	0.80	0.73
		20 (200)	1.70	1.61	1.61	1.61	1.20	1.19	1.10	1.09	0.80	0.73
	Ligero	20 (200)	1.71	1.61	1.61	1.61	1.20	1.19	1.10	1.09	0.80	0.73
		20 (200)	1.20	1.20	1.21	1.20	1.10	1.09	1.00	1.00	0.80	0.60
ESCAVOLA SOBRE LADRILLO MUECO	20 (200)	1.70	1.50	1.50	1.50	1.20	1.10	1.10	1.10	0.80	0.73	
	20 (200)	1.20	1.20	1.21	1.20	1.10	1.09	1.00	1.00	0.80	0.60	
	20 (200)	1.20	1.20	1.20	1.20	1.10	1.09	1.00	1.00	0.80	0.60	

Resistencia: $K_{resistencia} = (K_{muro} \cdot m^2) + K_{revestimiento}$ (Cálculo en condiciones de temperatura del 10°)

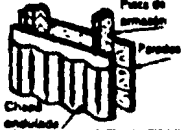
Pérdida: $h_{adjh} = (K_{muro} \cdot m^2) + K_{revestimiento}$ (Temperatura interior-Temperatura exterior)

* En el caso de que este tipo de construcción sea compuesta por un aislamiento o una capa o fibras de lana, véase tabla 20.

TABLA 23. COEFICIENTES DE TRANSMISIÓN GLOBAL K—MUROS DE CONSTRUCCIÓN LIGERA TIPO INDUSTRIAL***
VERANO—INVIERNO

kcal/h·m²·°C

Los números entre paréntesis corresponden a pesos por m². El peso total por m² es igual a la suma de los valores correspondientes al muro y al revestimiento



REVESTIMIENTO EXTERIOR	PAREDES	PESOS (kg/m ²)	REVESTIMIENTO INTERIOR				
			Ninguno	Chapa (6)	Panel aislante		Madera
					12 mm (10)	20 mm (18)	20 mm (18)
Fibrascelosa ondulada	Ninguna Panel aislante 12 mm Panel aislante 20 mm	(0) (10) (18)	5.66 1.66 1.32	2.48 1.27 1.02	1.56 0.92 0.82	1.27 0.63 0.73	1.76 1.02 0.88
Chapa ondulada 8/10	Ninguna Panel aislante 12 mm Panel aislante 20 mm Madera 20 mm	(0) (10) (18) (18)	6.82 1.76 1.37 2.25	2.93 1.32 1.07 1.61	1.62 0.96 0.82 1.07	1.32 0.63 0.73 0.93	1.83 1.02 0.88 1.17
Panchar 20 mm	Ninguna	(10)	2.83	1.81	1.22	1.02	1.32


Escuadras: Generadas kcal/h = (Área. m²) × Coeficiente K × (Diferencia equivalente de temperatura, tabla 19).
 Pérdidas kcal/h = (Área. m²) × Coeficiente K × (Temperatura interior - Temperatura exterior)

- * En el caso de que estos tipos de construcción estén complementados por un aislante o una capa de aire, véase la tabla 21.
- ** Estos valores se aplican al caso en que los intersticios entre los paneles o en la unión con el suelo y el techo estén aislados. En caso contrario, aumentar K en el 10 %.
- Estos valores se pueden utilizar para los techos en invierno (flujo de calor de abajo arriba); para el verano (flujo de calor de arriba abajo), multiplicarlos por 0.8.

TABLA 24. COEFICIENTES DE TRANSMISIÓN GLOBAL K MUROS DE CONSTRUCCIÓN LIGERA TIPO CORTINA*
VERANO—INVIERNO

kcal/h·m²·°C

Los números entre paréntesis corresponden a pesos por m². — El peso total por m² es igual a la suma de los valores correspondientes al muro y al revestimiento



MATERIAL AISLANTE DE RELLENO	PESO ESPECÍFICO ** (kg/m ³)	REVESTIMIENTO METALICO (18)				REVESTIMIENTO METALICO CON LANA DE VIDRIO DE 6 cm (18)			
		Espesor del relleno (mm)				Espesor del relleno (mm)			
		25	50	75	100	25	50	75	100
Fibra de vidrio, madera, algodón	40	1.02	0.39	0.39	0.39	0.92	0.54	0.39	0.39
Papel aisl. de fibra	50	1.90	1.12	0.82	0.62	1.56	0.96	0.73	0.57
Papel aisl. de fibra con relleno de perlita, lana de vidrio	144	1.62	0.82	0.39	0.46	1.22	0.73	0.54	0.46
Panel de fibra	176	1.76	1.02	0.73	0.39	1.62	0.96	0.63	0.54
Hersulite	200	1.51	0.88	0.62	0.49	1.22	0.73	0.39	0.39
Verrocelita aislante	110	1.66	0.96	0.62	0.54	1.27	0.73	0.63	0.46
Concreto de vermiculita	200	2.15	1.22	0.92	0.73	1.71	1.12	0.88	0.63
vermiculita	200	2.49	1.36	1.17	0.92	1.98	1.22	1.00	0.82
o perlita	200	2.82	1.66	1.42	1.12	2.30	1.51	1.22	0.88
	200	2.97	2.39	1.82	1.51	2.39	1.82	1.51	1.17

Escuadras: Generadas kcal/h = (Área. m²) × Coeficiente K × (Diferencia equivalente de temperatura, tabla 19).
 Pérdidas kcal/h = (Área. m²) × Coeficiente K × (Temperatura interior - Temperatura exterior)

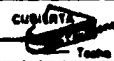




* En el caso en que estos tipos de construcción estén complementados por un aislamiento o una capa de aire, véase la tabla 21

** Peso total por m² = Peso específico × Espesor de relleno × 18 kg/m³.

TABLA 27. COEFICIENTES DE TRANSMISIÓN GLOBAL K - TERRAZAS*

VERANO: Flujo ascendente - INVIERNO: Flujo descendente
kcal/h·m²·°C

Los números entre paréntesis dan el peso en kg/m². El peso total es igual a la suma de los pesos de los diversos componentes

NATURALEZA DEL PISO O PAVIMENTO	ESPESOR DEL TECHO (mm) y peso (kg/m²)	TECHO **	AISLANTE ENCIMA DEL PAVIMENTO (mm)						
			Ninguno	10 (20)	20 (30)	30 (40)	50 (60)	60 (70)	70 (80)
Chapa CUBIERTA Asfalto 	2.0 (20)	Con o sin aislamiento (20)	0.37	1.71	1.12	0.60	0.73	0.59	0.49
		Suspendido (ordinario) (20)	1.50	1.07	0.60	0.60	0.59	0.49	0.44
		Suspend. (tejas acústicas) (10)	1.12	0.60	0.60	0.59	0.54	0.44	0.39
Placas prefabricadas clase horadada Cemento Lana Asfalto 	0 (10)	Con o sin aislamiento (20)	0.70	0.70	0.67	0.54	0.49	0.44	0.39
		Suspendido (ordinario) (20)	0.73	0.59	0.54	0.44	0.39	0.39	0.34
		Suspend. (tejas acústicas) (10)	0.60	0.49	0.44	0.39	0.39	0.34	0.29
	7.0 (20)	Con o sin aislamiento (20)	0.40	0.30	0.49	0.40	0.39	0.39	0.34
		Suspendido (ordinario) (20)	0.50	0.40	0.44	0.34	0.34	0.29	0.24
		Suspend. (tejas acústicas) (10)	0.49	0.44	0.39	0.34	0.34	0.29	0.24
Hormigón (arena y grava)	10 (200)	Con o sin aislamiento (20)	1.40	1.40	1.00	0.70	0.60	0.59	0.49
	10 (341)	Suspendido (ordinario) (20)	1.37	0.90	0.70	0.60	0.59	0.49	0.44
	20 (404)	Suspend. (tejas acústicas) (10)	1.00	0.70	0.60	0.54	0.49	0.44	0.39
(ligero sobre revoco de yeso) Cemento Asfalto Hormigón 	5 (40)	Con o sin aislamiento (20)	1.30	0.90	0.73	0.63	0.54	0.49	0.39
		Suspendido (ordinario) (20)	0.90	0.60	0.59	0.49	0.44	0.44	0.39
		Suspend. (tejas acústicas) (10)	0.73	0.59	0.54	0.44	0.39	0.39	0.34
	7.0 (40)	Con o sin aislamiento (20)	1.07	0.70	0.63	0.54	0.49	0.44	0.39
		Suspendido (ordinario) (20)	0.73	0.59	0.54	0.44	0.39	0.39	0.34
		Suspend. (tejas acústicas) (10)	0.60	0.54	0.49	0.39	0.39	0.34	0.29
10 (70)	Con o sin aislamiento (20)	0.60	0.60	0.54	0.49	0.44	0.39	0.34	
	Suspendido (ordinario) (20)	0.60	0.54	0.49	0.39	0.39	0.34	0.29	
	Suspend. (tejas acústicas) (10)	0.59	0.49	0.44	0.34	0.34	0.29	0.24	
Losa de yeso sobre panel de yeso Cemento Asfalto Lana Hormigón 	2 (20)	Con o sin aislamiento (20)	1.50	1.07	0.60	0.60	0.59	0.49	0.44
		Suspendido (ordinario) (20)	1.00	0.60	0.60	0.54	0.49	0.44	0.39
		Suspend. (tejas acústicas) (10)	0.60	0.60	0.59	0.54	0.44	0.39	0.34
	7.0 (70)	Con o sin aislamiento (20)	1.30	0.90	0.70	0.60	0.54	0.49	0.39
		Suspendido (ordinario) (20)	0.90	0.70	0.60	0.54	0.49	0.44	0.39
		Suspend. (tejas acústicas) (10)	0.73	0.59	0.54	0.44	0.39	0.39	0.34
10 (100)	Con o sin aislamiento (20)	1.10	0.60	0.60	0.59	0.49	0.44	0.39	
	Suspendido (ordinario) (20)	0.60	0.60	0.59	0.49	0.44	0.39	0.34	
	Suspend. (tejas acústicas) (10)	0.60	0.59	0.54	0.44	0.39	0.39	0.34	
Madera Cemento Asfalto 	2.0 (10)	Con o sin aislamiento (20)	1.90	1.37	0.90	0.70	0.60	0.54	0.44
		Suspendido (ordinario) (20)	1.17	0.60	0.60	0.59	0.54	0.44	0.39
		Suspend. (tejas acústicas) (10)	0.90	0.70	0.62	0.54	0.49	0.39	0.34
	3 (20)	Con o sin aislamiento (20)	1.37	0.90	0.70	0.60	0.54	0.49	0.39
		Suspendido (ordinario) (20)	0.70	0.70	0.60	0.54	0.49	0.44	0.39
		Suspend. (tejas acústicas) (10)	0.70	0.62	0.54	0.49	0.44	0.39	0.34
7.0 (20)	Con o sin aislamiento (20)	1.00	0.70	0.60	0.54	0.49	0.44	0.39	
	Suspendido (ordinario) (20)	0.70	0.60	0.54	0.44	0.44	0.39	0.34	
	Suspend. (tejas acústicas) (10)	0.60	0.60	0.49	0.44	0.39	0.34	0.29	

Escuelas: Verano - Flujo descendente - Ganancia kcal/h = (Área, m²) × K × (Diferencia equivalente de temperatura).

Inverna - Flujo ascendente - Pérdida kcal/h = (Área, m²) × 1.1 K × (Temperatura interior - Temperatura exterior).

* Si el caso en que existe una capa de aire o un aislamiento suplementario véase tabla 31.

** Para panel aislante de 12 mm suspendido, ángulo (2) o con aislamiento de arena de 12 mm (20), tomar los valores de las tejas acústicas.

**TABLA 32. COEFICIENTES DE TRANSMISIÓN GLOBAL K DE LAS TERRAZAS CON ABLAMIENTO
VERANO - INVIERNO**
kcal/h·m²·°C

VALOR DE K ANTES DEL ABLAMIENTO	DESPUES DEL ABLAMIENTO Espesor (mm)						
	10	20	30	40	50	60	70
3	1,79	1,30	1,00	0,81	0,68	0,57	0,53
2,5	1,68	1,18	0,92	0,77	0,66	0,55	0,51
2	1,58	1,13	0,85	0,72	0,61	0,54	0,49
1,75	1,36	0,98	0,80	0,68	0,60	0,52	0,47
1,50	1,12	0,91	0,75	0,64	0,56	0,49	0,45
1,25	0,97	0,80	0,66	0,59	0,50	0,47	0,42
1	0,82	0,69	0,60	0,53	0,47	0,42	0,39
0,75	0,64	0,56	0,50	0,45	0,41	0,37	0,34
0,50	0,45	0,41	0,38	0,35	0,32	0,30	0,28

**TABLA 33. COEFICIENTES DE TRANSMISIÓN GLOBAL K - VENTANAS, CLARABOYAS
PUERTAS Y PAREDES EN BALDOSAS O ADOQUINES DE VIDRIO**
kcal/h·m²·°C

Espesor de la lámina de aire (mm)	VIDRIO										
	Vertical						Horizontal				
	Sencillo	Doble			Triple			Sencillo		Doble	
	6	12	20 - 100	6	12	20 - 100	Verano	Invierno	Verano	Invierno	
Chasis simple	2,5	2,6	2,7	2,4	2,5	1,7	1,6	4,3	4,0	2,4	2,4
Chasis doble	2,4						2,1	2,1			

PUERTA		
Espesor de la puerta (cm)	Valor de K puerta sencilla	Valor de K puerta doble chasis o armadura
2,5	2,4	1,7
2,9	2,9	1,6
3,6	2,6	1,5
4,4	2,5	1,5
5,1	2,3	1,4
6,3	1,9	1,3
7,6	1,6	1,1
Vidrio (trazado de 10 mm)	2,1	1,1

PAREDES FORMADAS POR BLOQUES O BALDOSAS DE VIDRIO

Especificaciones *	Valor de K
146 × 146 × 88 mm espesor Dimensiones nominales 150 × 150 × 100 (70)	2,9
187 × 187 × 88 mm espesor Dimensiones nominales 200 × 200 × 100 (70)	2,7
227 × 227 × 88 mm espesor Dimensiones nominales 300 × 300 × 100 (80)	2,5
187 × 187 × 88 mm espesor con pantalla fibra de vidrio (70)	2,2
227 × 227 × 88 mm espesor con pantalla fibra de vidrio (80)	2,1

Notación: (Secciónes o patrones) kcal/h = (Área m²) × K × (Temperatura exterior - Temperatura interior).

* Las dimensiones entre paréntesis corresponden al peso (kg) por unidad de superficie (m²).

TABLA 48. GANANCIAS LATENTES POR DIFUSIÓN DE VAPOR A TRAVÉS DE DIFERENTES MATERIALES

MATERIAL O TIPO DE CONSTRUCCIÓN	GANANCIAS LATENTES litros (lit) (kg de agua) - a 10°		
	En revestimiento impermeable si no se especifica	En caso de grutas impermeables sobre superficies laterales lisas *	Deja de disminuir sobre papel pintado al agua **
MUROS			
Ladrillo - 10 cm	32,0	75,0	4,40
- 20 cm	11,0	8,0	2,70
- 30 cm	7,0	6,1	2,10
- por cm de espesor	20,0	-	-
Hormigón - 10 cm	12,4	9,20	3,00
- 20 cm	4,2	3,20	2,50
- por cm de espesor	10,2	-	-
Doble pared - con estuque interior	140,0	27,0	3,20
- como arriba - panel exterior estuqueado	70,0	25,0	2,10
Ladrillo hueco - (como ordinaria) 10 cm	3,4	2,2	1,40
- (ordinaria) 10 cm	44,5	22,4	4,40
- 10 cm ordinaria, 10 cm ordinaria	2,2	2,00	1,20
TECHOS Y PAVIMENTOS			
Hormigón - 10 cm	16,5	124,0	4,20
- 20 cm	9,40	7,4	2,80
Estuque sobre armadura de madera o metal sobre vigas (sin pavimento)	270,0	22,2	2,50
Estuque sobre armadura de madera o metal sobre vigas (con pavimento)	92,5	20,0	2,10
Estuque sobre armadura de madera o metal sobre vigas (doble pavimento)	74,0	20,1	2,10
TABLADES			
Papel pintado 25 cm o uno y otro parte de la armadura	700,0	20,2	2,50
	100,0	21,4	2,20
TECHUMBRES			
Hormigón - 5 cm + 2 capas de felpa	2,7	3,20	2,20
- 10 cm + 2 capas de felpa	2,7	3,20	2,20
Cubierta, chapa, estuque - estuque sobre armadura de madera o metal	27,0	20,20	22,0
Madera - 2,5 cm + 2 capas felpa	2,7	3,20	2,2
- 5 cm + 2 capas felpa	2,7	3,20	2,2
DIVERSOS			
Lamina de cau. sin gresca 50 mm	474,0		
25 mm	242,0		
Materiales de construcción			
Masilla - 1 espesor (2 mm)	27,5	21,4	2,0
- 0 espesor	27,2		
Estuque sobre armadura madera	274,5		
Masilla + 2 capas gresca alumina		20,0	
Estuque sobre yeso	200,0		
Estuque + gresca gresca + 2 capas pintura de plomo		24,1	
Contrapesos - 0 mm (0 chapas)			
- 0 mm + 2 capas asfalto	112,0	14,1	
- 0 mm + 2 capas gresca alumina		24,1	
- 12 mm (6 chapas)	20,0		
- 12 mm + 2 capas asfalto		7,4	
- 12 mm + 2 capas gresca alumina		20,0	
Mallas - Piso 10 mm			
- Piso + 2 capas pintura alumina	61,0	6,5	
- Area 72 mm	27,0		
Materiales antiguos			
Papel de aceite 20 mm	112,0		
Papel pintado para esparcimiento marino (12 mm)	940,0 - 1200,0		
• 10 + 2 capas gresca al agua	20,0 - 74,0		
• 10 + 2 capas limbo	10,0 - 100,0		
• 10 + 2 capas gresca de plomo	31,4		
• 10 + limbo	5,0 - 11,1		

TABLA 48. GANANCIAS DEBIDAS A LOS OCUPANTES

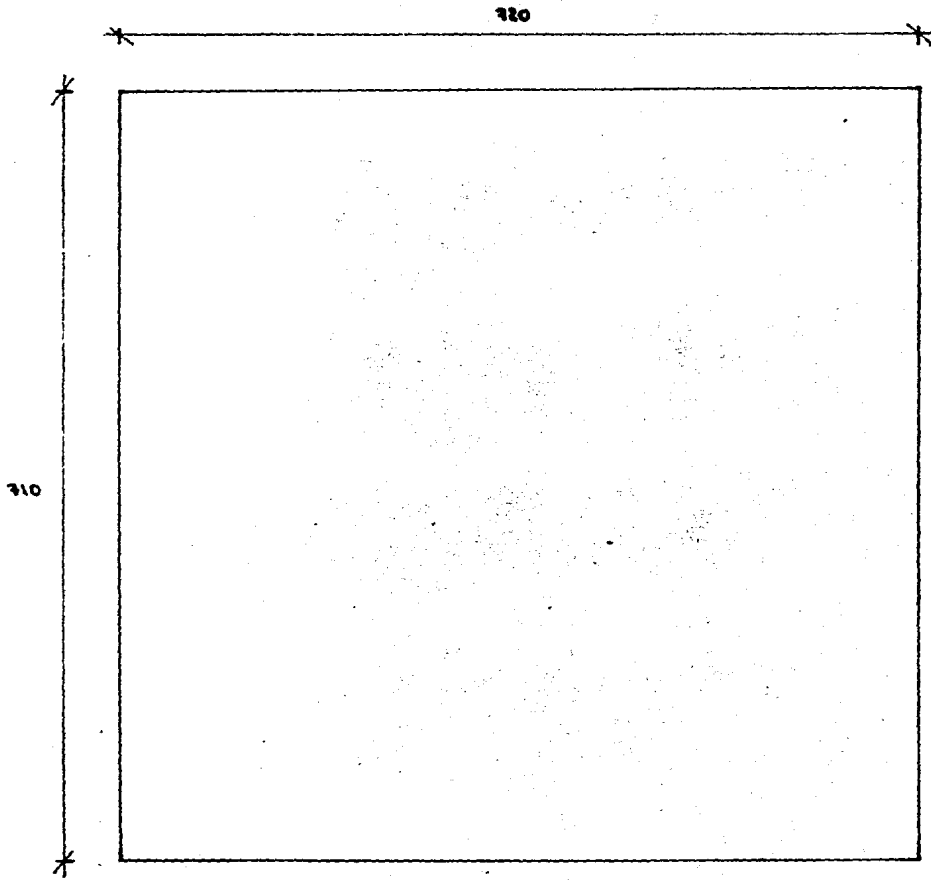
GRADO DE ACTIVIDAD	TIPO DE APLICACION	Metabolismo hombre adulto (kcal/h)	Metabolismo medio* (kcal/h)	TEMPERATURA SECA DEL LOCAL (°C)									
				20		25		30					
				Sensibles, personas	Sensibles, Latentes	Sensibles, personas	Sensibles, Latentes	Sensibles, personas					
Sentada, en reposo	Tareas, escuela primaria	70	80	44	44	47	51	55	58	64	72		
Sentada, trabajo muy ligero	Escuela secundaria	112	100	45	50	48	52	54	48	49	50	55	
Empleado de oficina	Oficina, hotel, apartamento, escuela superior	120	112	45	48	50	52	54	56	58	61	65	
De pie, marcha lenta	Almacenes, tienda	120	120	48	51	53	56	58	61	62	71	65	
Sentada, de pie	Farmacia	120	120	48	51	53	56	58	61	62	71	65	
De pie, marcha lenta	Banco	120	120	48	51	53	56	58	61	62	71	65	
Sentada	Restaurante**	120	120	48	51	53	56	58	61	62	71	65	
Trabajo ligero en el terreno de taller	Fábrica, trabajo ligero	202	200	48	121	50	120	42	122	74	115	92	117
Quita e instala	Sala de baño	220	220	50	120	52	122	64	120	72	122	101	112
Marcha, 6 km/h	Fábrica, trabajo pesado	322	322	60	104	76	116	82	108	74	126	126	126
Trabajo pesado	Pista de bowling*** Fábrica	270	260	115	220	117	240	122	225	120	222	122	212

* El metabolismo medio corresponde a un grupo compuesto de adultos y de niños de ambos sexos, en las proporciones normales. Estos valores se han obtenido a base de las hipótesis siguientes:

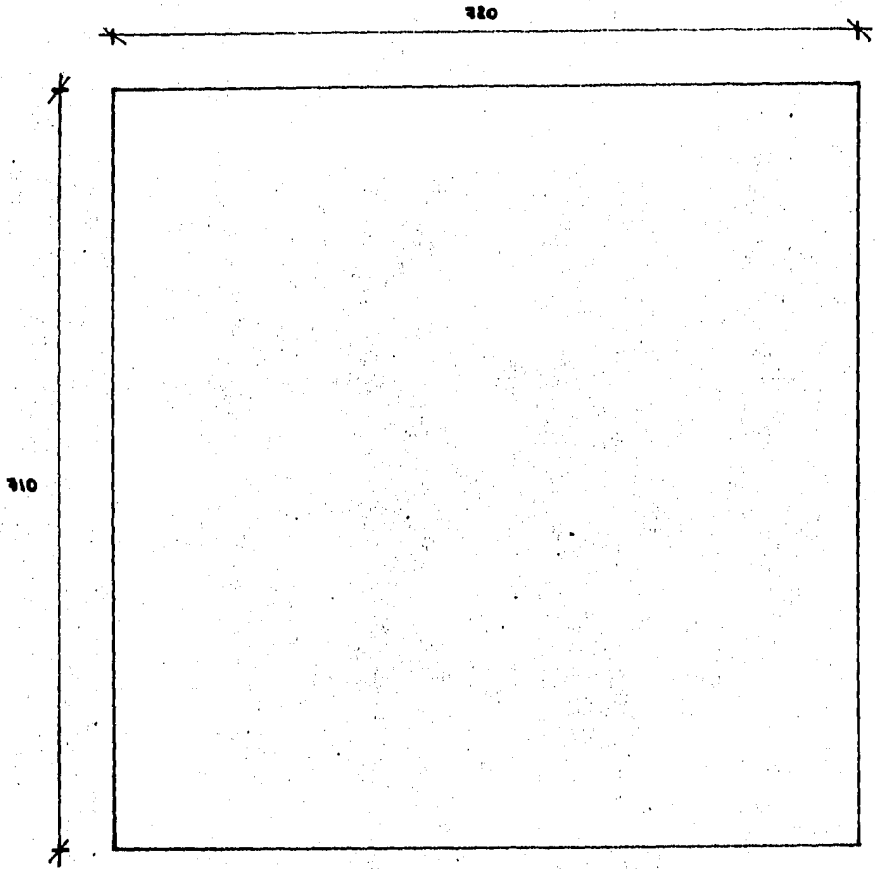
Metabolismo mujer adulta = Metabolismo hombre adulto = 0,86
Metabolismo niño = Metabolismo hombre adulto = 0,75

** Estos valores comprenden una mezcla de 13 kcal/h (50 % calor sensible y 50 % calor latente) por ocupante, para tener en cuenta el calor desprendido por las personas.

*** Bowling - Admitir una persona por cada jugador, y todas las otras sentadas (100 kcal/h) e de pie (120 kcal/h).



TESIS PROFESIONAL
MANUEL ZAMBRANO
I. M. E.

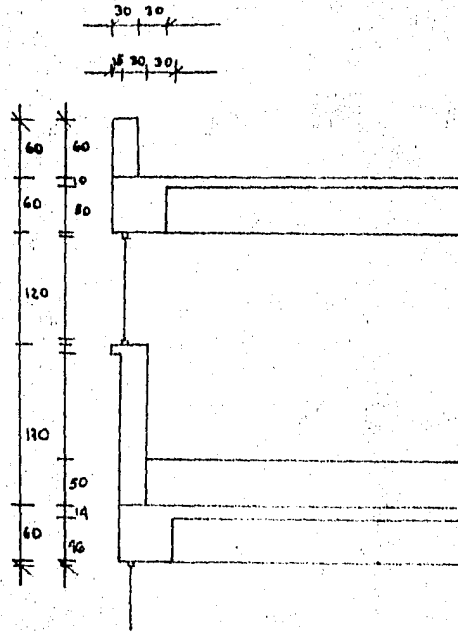


TESIS PROFESIONAL
MANUEL ZAMBRANO
I. M. E.

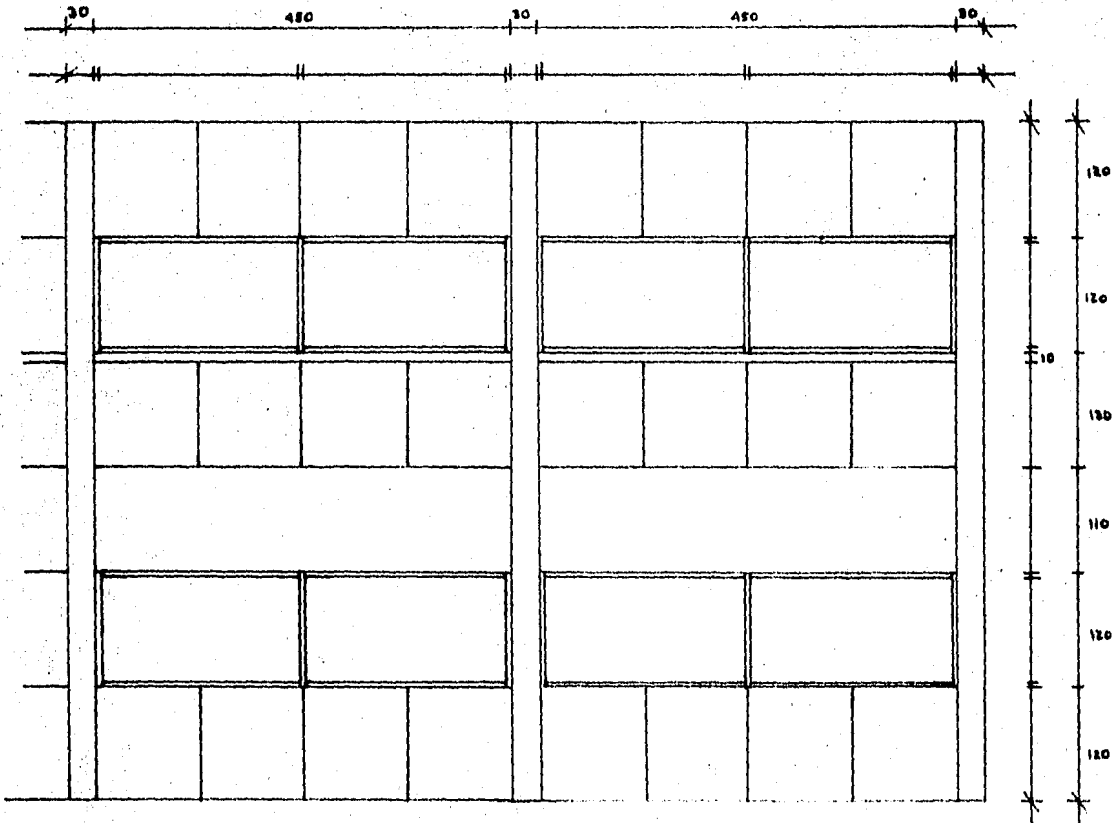
PRIMERA PARTE. ESTIMACIÓN DE LA CARGA TÉRMICA

TABLA 18. ALTURA Y AZIMUT DEL SOL

LATITUD NORTE	HORA SOLAR	21 Enero		20 Feb		22 Marzo		20 Abril		21 Mayo		21 Junio		23 Julio		24 Agosto		22 Sept		20 Oct		21 Noviembre		22 Dic		HORA SOLAR
		Alt.	Azm.	Alt.	Azm.	Alt.	Azm.	Alt.	Azm.	Alt.	Azm.	Alt.	Azm.	Alt.	Azm.	Alt.	Azm.	Alt.	Azm.	Alt.	Azm.	Alt.	Azm.	Alt.	Azm.	
0°	6.00																									6.00
	7.00	14	111	15	102	19	90	19	79	14	69	14	64	14	60	14	57	14	54	14	51	14	48	14	46	7.00
	8.00	30	110	30	103	36	90	36	77	30	67	27	61	26	57	26	53	26	50	26	47	26	44	26	42	8.00
	9.00	42	111	42	106	48	90	48	74	42	63	41	57	40	53	40	49	40	46	40	43	40	40	40	38	9.00
	10.00	54	106	54	110	60	90	60	54	54	50	49	50	47	46	46	45	45	44	44	43	43	43	42	41	10.00
	11.00	65	100	65	127	70	90	71	63	63	53	53	53	53	53	52	52	51	51	51	50	50	50	49	48	11.00
	12.00	75	100	75	150	80	90	80	70	60	60	57	57	57	57	56	56	55	55	55	54	54	54	53	52	12.00
	13.00	83	97	83	221	79	97	71	59	63	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	13.00
	14.00	90	92	90	246	68	97	62	50	62	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	14.00
	15.00	92	84	92	274	60	97	54	50	62	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	15.00
	16.00	93	74	93	307	51	97	50	50	62	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	16.00
	17.00	94	64	94	340	41	97	50	50	62	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	17.00
18.00	94	54	94	369	31	97	50	50	62	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	18.00	
10°	6.00																									6.00
	7.00	10	110	12	100	16	90	16	81	11	73	14	67	14	63	14	60	14	57	14	54	14	51	14	49	7.00
	8.00	20	110	27	100	30	90	31	69	27	72	32	65	32	61	32	58	32	55	32	52	32	49	32	47	8.00
	9.00	30	106	41	100	44	90	44	64	40	69	46	61	46	57	46	54	46	51	46	48	46	45	45	44	9.00
	10.00	40	104	54	100	56	90	56	61	56	61	56	56	56	56	56	56	56	56	56	56	56	56	56	56	10.00
	11.00	50	100	64	104	72	90	72	64	72	64	72	64	72	64	72	64	72	64	72	64	72	64	72	64	11.00
	12.00	60	100	80	100	80	90	80	60	80	60	77	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	12.00
	13.00	67	90	84	214	72	97	71	57	72	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	13.00
	14.00	69	84	84	239	64	97	64	57	72	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	14.00
	15.00	70	76	84	264	56	97	64	57	72	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	15.00
	16.00	74	66	84	289	48	97	64	57	72	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	16.00
	17.00	78	57	84	314	40	97	64	57	72	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	17.00
18.00	80	49	84	339	32	97	64	57	72	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	18.00	
20°	6.00																									6.00
	7.00	6	106	10	100	14	90	14	80	9	73	11	67	11	63	11	60	11	57	11	54	11	51	11	49	7.00
	8.00	16	102	21	100	28	90	28	76	21	72	26	63	26	59	26	56	26	53	26	50	26	47	26	45	8.00
	9.00	26	100	31	100	40	90	40	68	31	69	36	61	36	57	36	54	36	51	36	48	36	45	36	43	9.00
	10.00	36	100	44	100	52	90	52	64	44	69	48	61	48	57	48	54	48	51	48	48	48	48	48	48	10.00
	11.00	47	100	58	104	64	90	64	61	58	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	11.00
	12.00	57	100	70	100	70	90	70	57	70	57	67	57	57	57	57	57	57	57	57	57	57	57	57	57	12.00
	13.00	67	90	80	208	60	97	60	57	70	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	13.00
	14.00	69	84	80	233	52	97	60	57	70	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	14.00
	15.00	70	76	80	258	44	97	60	57	70	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	15.00
	16.00	74	66	80	283	36	97	60	57	70	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	16.00
	17.00	78	57	80	308	28	97	60	57	70	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	17.00
18.00	80	49	80	333	20	97	60	57	70	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	18.00	
30°	6.00																									6.00
	7.00	2	102	7	100	11	90	11	80	6	73	11	67	11	63	11	60	11	57	11	54	11	51	11	49	7.00
	8.00	14	100	19	100	24	90	24	76	19	72	24	63	24	59	24	56	24	53	24	50	24	47	24	45	8.00
	9.00	24	100	27	100	36	90	36	68	27	69	32	61	32	57	32	54	32	51	32	48	32	45	32	43	9.00
	10.00	34	100	40	100	48	90	48	64	40	69	44	61	44	57	44	54	44	51	44	48	44	48	44	48	10.00
	11.00	45	100	54	104	60	90	60	61	54	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	11.00
	12.00	55	100	66	100	70	90	70	55	70	55	67	55	55	55	55	55	55	55	55	55	55	55	55	55	12.00
	13.00	65	90	80	203	60	97	60	57	70	65	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	13.00
	14.00	67	84	80	228	52	97	60	57	70	65	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	14.00
	15.00	70	76	80	253	44	97	60	57	70	65	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	15.00
	16.00	74	66	80	278	36	97	60	57	70	65	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	16.00
	17.00	78	57	80	303	28	97	60	57	70	65	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	17.00
18.00	80	49	80	328	20	97	60	57	70	65	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	18.00	
40°	6.00																									6.00
	7.00	0	100	5	100	12	90	12	80	7	73	11	67	11	63	11	60	11	57	11	54	11	51	11	49	7.00
	8.00	10	100	15	100	23	90	23	76	15	72	23	63	23	59	23	56	23	53	23	50	23	47	23	45	8.00
	9.00	17	100	21	100	34	90	34	68	21	69	30	61	30	57	30	54	30	51	30	48	30	45	30	43	9.00
	10.00	26	100	28	100	45	90	45	64	28	69	40	61	40	57	40	54	40	51	40	48	40	45	40	48	10.00
	11.00	36	100	39	104	56	90	56	61	39	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64	11.00
	12.00	46	100	50	100	66	90	66	56	50	66	66	66	66	66	66	66	66	66	66	66	66	66	66	66	12.00
	13.00	56	90	80	200	60	97	60	57	70	56	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	13.00
	14.00	58	84	80	225	52	97	60	57	70	56	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	67	14.00
	15.00	62	76	80	250	4																				



TESIS PROFESIONAL
MANUEL ZAMBRANO
I. M. E.



TESIG PROFESIONAL
MANUEL ZAMBRANO
I. M. E.