

DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
CURSOS ABIERTOS
PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO
Del 20 de junio al 1º de julio de 1994.
DIRECTORIO DE PROFESORES

1.- ING. RODRICO BENCOCHEA OLQUIN
GERENTE GENERAL
INGENIERIA QUIMICA APLICADA
BERLIN No. 166
COL. DEL CARMEN
DELEG. COYOACAN
C.P. 04100
TEL. 554 47 43
MEXICO, D.F.

2.- ING. JORGE RUIZ DE ESPARZA

DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
 CURSOS ABIERTOS
 PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO
 Del 20 de junio al 1° de julio de 1994.

FECHA	HORARIO	TEMA	PROFESOR
Lunes 20	17:00 a 21:00 hrs.	Psicometría	Ing. Rodrigo Bengochea O.
Martes 21	17:00 a 21:00 hrs.	Análisis de carga térmicas, ejemplos de cálculo en invierno.	Ing. Jorge Ruíz de Esparza
Miércoles 22	17:00 a 21:00 hrs.	Cálculo de carga variables en verano Ejemplos de cálculo en verano.	
Jueves 23	17:00 a 21:00 hrs.	Equipo terminal	
Viernes 24	17:00 a 21:00 hrs.	Cálculo de ductos y redes de tuberías	
Lunes 27	17:00 a 21:00 hrs.	Equipo Central	
Martes 28	17:00 a 21:00 hrs.	Torres de enfriamiento de agua	
Miércoles 29	17:00 a 21:00 hrs.	Instrumentación	
Jueves 30	17:00 a 21:00 hrs.	Ingeniería de proyecto	
Viernes 1°	17:00 a 21:00 hrs.	Ahorro de energía Mesa Redonda	

EVALUACION DEL PERSONAL DOCENTE

CURSO: PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

FECHA: 20 DE JUNIO AL 1° DE JULIO DE 1994

CONFERENCISTA	DOMINIO DEL TEMA	USO DE AYUDAS AUDIOVISUALES	COMUNICACION CON EL ASISTENTE	PUNTUALIDAD
ING. RODRIGO DE BENGOCHEA O.				
ING. JORGE RUIZ DE ESPARZA				

EVALUACION DE LA ENSEÑANZA

ORGANIZACION Y DESARROLLO DEL CURSO	
GRADO DE PROFUNDIDAD LOGRADO EN EL CURSO	
ACTUALIZACION DEL CURSO	
APLICACION PRACTICA DEL CURSO	

EVALUACION DEL CURSO

CONCEPTO	CALIF.
CUMPLIMIENTO DE LOS OBJETIVOS DEL CURSO	
CONTINUIDAD EN LOS TEMAS	
CALIDAD DEL MATERIAL DIDACTICO UTILIZADO	

ESCALA DE EVALUACION: 1 A 10

1.- ¿LE AGRADO SU ESTANCIA EN LA DIVISION DE EDUCACION CONTINUA?

SI	NO
----	----

SI INDICA QUE "NO" DIGA PORQUE.

2.- MEDIO A TRAVES DEL CUAL SE ENTERO DEL CURSO:

PERIODICO EXCELSIOR	<input checked="" type="checkbox"/>	FOLLETO ANUAL	<input type="checkbox"/>	GACETA UNAM	<input type="checkbox"/>	OTRO MEDIO	<input type="checkbox"/>
PERIODICO EL UNIVERSAL	<input type="checkbox"/>	FOLLETO DEL CURSO	<input type="checkbox"/>	REVISTAS TECNICAS	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

3.- ¿QUE CAMBIOS SUGERIRIA AL CURSO PARA MEJORARLO?

4.- ¿RECOMENDARIA EL CURSO A OTRA(S) PERSONA(S)?

SI	<input type="checkbox"/>	NO	<input type="checkbox"/>
----	--------------------------	----	--------------------------

5.- ¿QUE CURSOS LE SERVIRIA QUE PROGRAMARA LA DIVISION DE EDUCACION CONTINUA.

6.- OTRAS SUGERENCIAS:

DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
CURSOS ABIERTOS
PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO
Del 20 de junio al 1o. de julio de 1994.
DIRECTORIO DE ASISTENTES

1. Ing. Roberto Areválo González
Jefe de oficina
I.S.S.S.T.E.
Av. San Fernando 547
Col. Toriello Guerra
14070 México, D. F.
Tel. 606 38 98
2. Arq. Antonio Bautista Kuri
Profesor de asignatura
Fac. de Arquitectura UNAM
Ciudad Universitaria
04510 México, D.F.
Tel. 666 12 52
3. Ing. Carlos Castro Linares
Subgerente
Banco Nacional de México, S.A.
Sevilla 10 piso 5
Col. Juárez
06600 México, D.F.
Tel. 225 22 96
4. Ing. Rafael Alfredo Clemente García
Coordinador inmuebles
Banco Nacional de México, S.A.
Sevilla 10 piso 5
Col. Juárez
06600 México, D.F.
Tel. 225 24 37
5. Rubén Francisco Martínez
Tec.Mecanico en aire acondicionado
FAVE SEDENA
Canal de Garay 100
Col. El Vergel
Del. Iztapalapa, México, D.F.
Tel. 607 11 79
6. José Luis Guerra Ruíz
Gerente de instalaciones
Matemáticas aplicadas e informática, S.A.C.V.
Miguel Angel 148-1
Col. Mixcoac
03910 México, D.F.
Tel. 611 12 00
7. José Luis García Arroyo
Propietario
Restaurant
Av. Azcapotzalco 431
Col. El Recreo
02070 México, D.F.
Tel. 561 33 50
8. José Martín Giménez Rodríguez
Calculista
Climatización en general, S.A.C.V.
Leonardo De Vinci 31
Col. Mixcoac
01460 México, D.F.
Tel. 598 13 45
9. Porfirio Hernández López
Jefe proyectos Aire Acondicionado
Fuerza y Clima, S.A.C.V.
Poniente 128 No. 549
Col. Ind. Vallejo
02023 México, D.F.
Tel. 587 33 55
10. Fis. Miriam C. Hernández Ornelas
Coord. de proyectos de investigación
Enertec 2000-SC
Juárez 106-A
Col. Tlalpan
14000 México, D.F.
Tel. 573 09 67
11. Arq. José Gerardo Hernández Tello
Subdirector inst. especiales
Suprema Corte de Justicia de la Nación
Venustiano Carranza 117 piso 2
Col. Centro
06000 México, D.F.
Tel. 542 58 10
12. César Jaso Calderas
Jefe del depto. de aire acondicionado
Grupo Instalaciones S.C.
Cerrada Melchor Ocampo 4
Col. Pedregal de San Francisco
Del. Coyoacan, México, D.F.
Tel. 554 03 97

13. Alejandro López Vázquez
Ingeniero de proyecto
Grupo Industrial Bimbo
Ing. Etienne Cabet 1000
Col. Santa Fé Zedec.
01210 México, D.F.
Tel. 229 66 00
14. Hemima Machuca Aguilar
Coord. Depto. de Prod. e Informática
Enertec 2000, S.C.
Benito Juárez 106
Col. Tlalpan
14000 México, D.F.
Tel. 573 82 99
15. Ing. Waldo Ignacio Martín del Campo C.
Coordinador inmuebles
Banco Nacional de México, S.A.
Sevilla 10 piso 5
Col. Juárez
06600 México, D.F.
Tel. 225 32 32
16. Ing. Juan Mejia Contreras
Proyectista
Teléfonos de México, S.A.C.V.
Blvd. Atlixco 2501
Col. Belisario Domínguez
Puebla, Puebla
Tel. 91 22 48 97 30, 49 09 19
17. Rafael Morgan Vázquez
Profesor
Enep Aragón, UNAM
Av. Rancho seco s/n
Col. Impulsora
Del. Nezahuacoyotl, México, D.F.
Tel. 774 11 55, 774 33 73
18. Ing. Alberto Angel Nieto Chavez
Jefe de departamento
Secretaría de Salud
José María Izazaga 89
Col. Centro
06000 México, D.F.
Tel. 709 63 88
19. Arq. Francisco Javier Palomares Miranda
Jefe de Departamento
Suprema Corte de Justicia de la Nación
Venustiano Carranza 117 piso 2
Col. Centro
Del. Cuauhtémoc, México, D.F.
Tel. 542 58 10
20. Ing. Carlos Rangel Zarate
Jefe de proyecto
Inst. Mexicano del Petroleo
Av. Eje Central Lazaro Cárdenas 152
Col. San Bartolo Atepehuacan
07730 México, D.F.
Tel. 362 59 11 ext. 20442
21. Salatiel Salgado Castro
Análista de Costos
Fonatur
Insurgentes sur 800 piso 13
Col. Del Valle
03100 México, D.F.
Tel. 682 45 00
22. Sixto E. Santos Santiago
Ing. Analista especializado en proyectos
Aeropuertos y servicios auxiliares
Av. 602 No. 161
Col. San Juan de Aragón
15620 México, D.F.
Tel. 785 39 88 ext. 1253
23. José Concepción Saucedo López
Ventas Técnicas
Térmica Modulada
José Luis Gutiérrez 50
Col. Ahuizotla
Naucaipan de Juárez Edo. de México
Tel. 358 45 72
24. Héctor J. Saucedo Urbina
Proyectista
Torre del Vigia A.R.
Laredo 12 fto. Tejocote
056250 Texcoco, México
Tel. 723 76 00
25. Ing. Juan Manuel Sizano Peña
Coordinador de proyectos
Enertec 2000 S.C.
Juárez 106
Col. La Purisima
14000 México, D.F.
Tel. 573 82 99
26. Ing. Felipe Silva Tamayo
Ingeniero de proyecto
Gpo. Ind. Bimbo Dir. Corp. Impulsora, S.C.
Atienne Cabet 1000
Col. Santa Fé Zedec
01210 México, D.F.
Tel. 229 66 00

27. Noé Suárez Loza
Proyectista
Corporación Técnico Ambiental
Calle 25 no. 173
Col. Pro-Hogar
02600 México, D.F.
Tel. 368 77 57
28. Moisés Torres Martínez
Dibujante
Corporación Técnico Ambiental, S.A.C.V.
Calle 25 No. 173
Col. Pro-Hogar
02600 México, D.F.
Tel. 368 25 90
29. Julio Alfredo Tokunaga Alcudia
Superintendente Ingeniería Mecánica
La Torre del Vigia de México, A.C.
Laredo 12
Fracto. El Tejocote
Texcoco, México
Tel. 723 76 00
30. Ing. M.G. Carolina Vanegas Martínez
Asesor Técnico
Anertec 2000 S.C.
Juárez 6
Col. Tlalpan
México, D.F.
Tel. 310 77 74
31. C. Miguel Vázquez Vázquez
Supervisor
Suministros para Aire Acond., S.A.C.V.
H. Col. Militar esq. Calle 27
Col. Petrolera
96850 Minatitlán, Veracruz
Tel. 454 24
32. Alejandro Velázquez Navarro
Gerente de Servicio
TESIG, S.A.
Allende 2
Col. Del Carmen Coyoacan
04100 México, D.F.
Tel. 554 50 97
33. Ing. Fernando M. Valdez Vélez
Coord. de la carrera de Ing. Mecánica
Facultado de Ing. de la Universidad
Autónoma de Coahuila
Unidad Universitaria Campo Redondo
Saltillo, Coahuila
Tel. 14 33 00

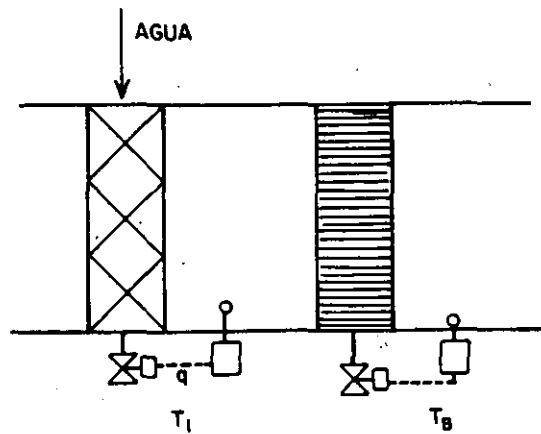
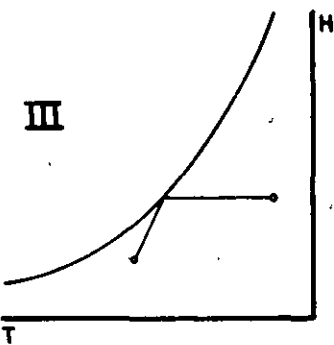
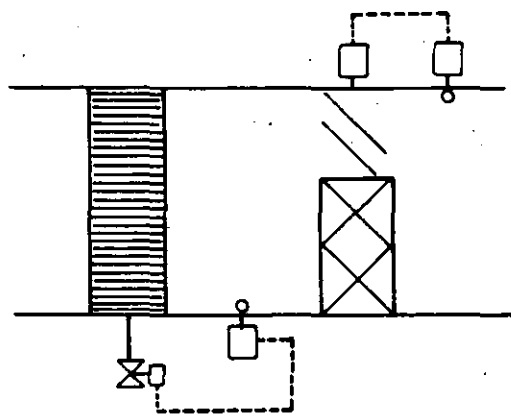
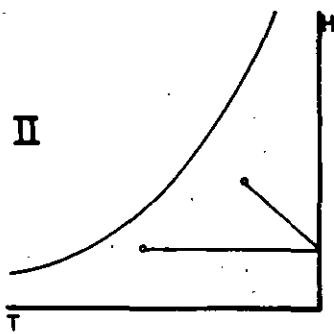
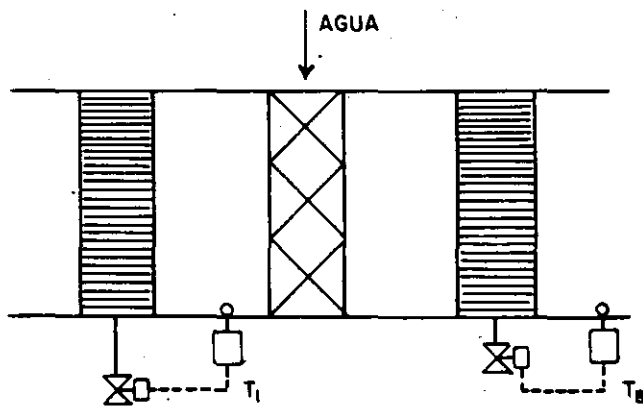
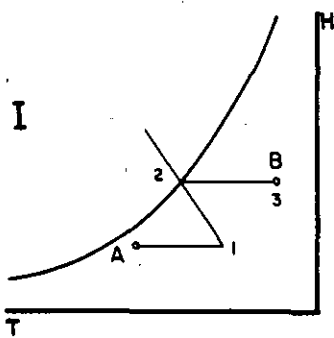
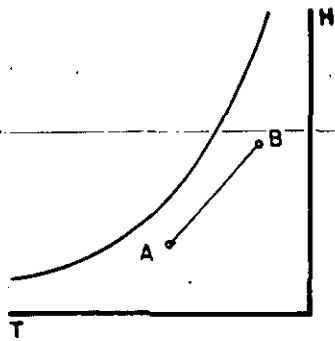


**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

HUMIDIFICACION Y DESHUMIDIFICACION

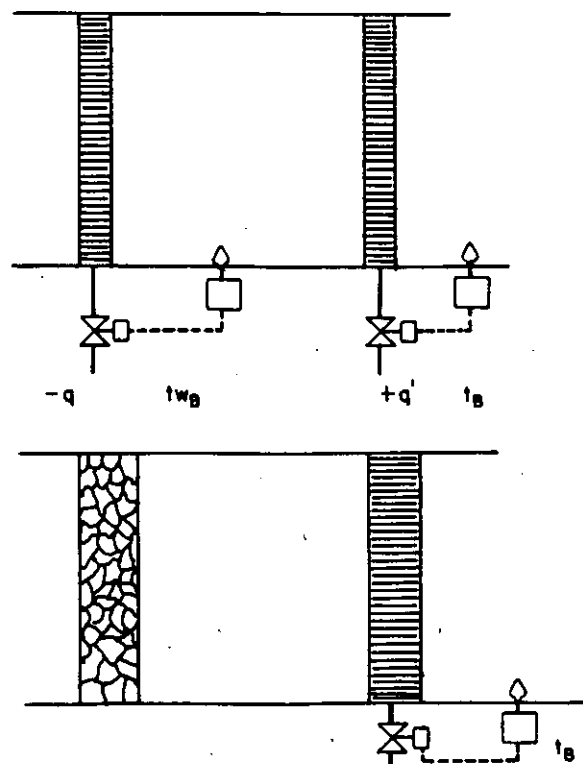
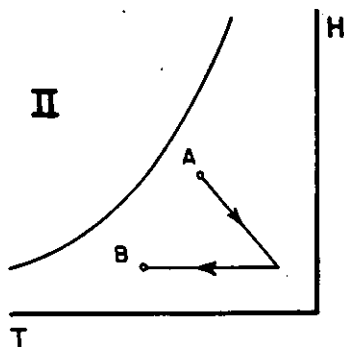
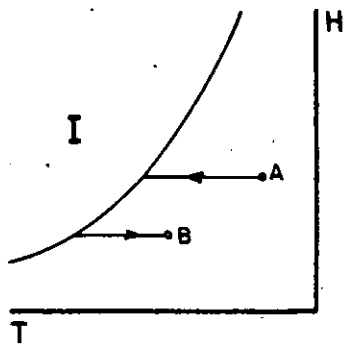


HUMIDIFICACION Y DESHUMIDIFICACION

DESHUMIDIFICACION

Es muy frecuente en Aire Acondicionado requerir que el aire que se encuentra en una posición "A", deba ser transformado a otro con una condición "B"; normalmente se requerira modificar tanto su temperatura como su humedad. Esto podra ser llevado a cabo por medio de uno o varios de los "procesos psicrometricos" empleados en secuencias o diferentes pasos.

Es importante hacer notar que para la solución de un determinado problema, habrá varias posibles soluciones; todas ellas buenas, algunas mas sencillas y otras mas complejas pero todas posibles, siempre y cuando se respeten los procesos psicrométricos. En algun momento se presentarán dos o mas alternativas TOTALMENTE EQUIVALENTES y se escogerá una de ellas al criterio o gusto del diseñador.



CANTIDAD DE AIRE NECESARIO

CALOR SENSIBLE

El aire que se inyecta a una area acondicionada, tiene como finalidad "recoger" o "suministrar" calor al espacio que se pretende acondicionar; si se trata de calefacción, el aire que se introduzca al local deberá tener una temperatura mayor a la del ambiente que se pretende mantener, para que al mezclarse con el aire interior ceda calor que compense a aquel que esta perdiendo el local hacia el exterior.

Si se trata del enfriamiento requerido en verano, el aire deberá suministrarse mas frio que el ambiente para contrarrestar la ganancia de calor del local.

La cantidad de calor que puede tomar a ceder el aire de suministro se definira por medio de la siguiente ecuacion:

$$Q_s = m \cdot C_p \cdot \Delta T$$

En donde Q_s sera la cantidad de calor cedida o absorbida por el aire desde su temperatura de entrada al local hasta la temperatura del interior.

Este calor se llevara a cabo siempre a humedad constante.

CALOR LATENTE

La humedad en el interior de un local es una de las variables que deben ser controladas para conservar las condiciones propuestas de diseño; normalmente existe una generación de humedad que se debe principalmente al metabolismo de los seres vivos y también a algunos equipos que generan humedad hacia el ambiente. En el caso general, el aire que se suministre a un determinado local deberá tener una humedad absoluta menor a la requerida en el interior, con objeto de absorber la que se genere ahí.

La humedad en el aire representa una forma de calor, ya que está como vapor de agua y a temperatura constante la variación de humedad implicará una variación de entalpía; se define de la siguiente forma:

$$q_l = m \Delta H \lambda$$

El "calor latente" o calor de vaporización del agua varía con la temperatura, presentando un problema adicional, sin embargo para el rango normal de aire acondicionado (0 a 40 °C) su valor no varía substancialmente, y tomar un valor intermedio como "constante" es perfectamente permisible

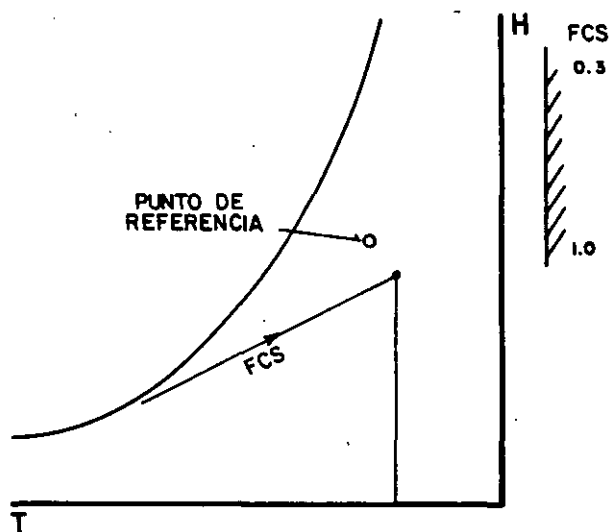
$$\lambda = 585 \text{ kcal/kg de agua}$$

FACTOR DE CALOR SENSIBLE

Evidentemente no es posible introducir una cantidad de aire que recoja el calor sensible (q_s) y otra que recoja el calor latente (q_l); por lo que será necesario considerar una cantidad de aire que sea capaz de realizar las dos funciones simultáneamente. Con este objeto se define al FACTOR DE CALOR SENSIBLE (FCS) de la siguiente forma:

$$FCS = \frac{q_s}{q_s + q_l}$$

El factor de calor sensible, en realidad indica la pendiente de la línea de operación del aire desde que este ingresa al local hasta que llega a las condiciones interiores; y para cada problema SOLAMENTE existirá un solo FCS, ya que indica cuanto calor latente debe ser recojido por unidad de calor sensible.



Para el caso de Verano la línea de FCS tendrá como origen la curva de saturación de la carta psicrométrica y como final el punto que define las condiciones interiores del local.

En el caso de calefacción en Invierno se presenta un problema de indefinición de las variables; si el suministro de aire es "muy grande", la diferencial de temperatura requerida será "muy pequeña" y viceversa. El problema estriba en definir que se considera "muy grande" o "muy pequeño"; a este respecto se hace necesario el auxilio de criterios auxiliares para poder definir una de las dos variables involucradas:

AL VOLUMEN DE INYECCION

Si el volumen de aire que se inyecta a un lugar es muy pequeño no será posible lograr una temperatura uniforme en el local y se encontraran "puntos" frios calientes en él. Si es muy grande se tendrá una temperatura totalmente homogénea pero habrá corrientes de aire molestas.

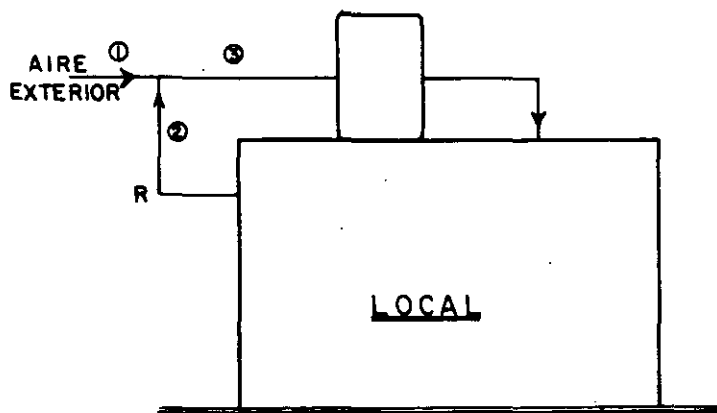
Algunos autores y la experiencia de los diseñadores han establecido un criterio al respecto; "El aire que se suministra al interior de un local deberá ser de 10 a 20 VECES su volumen en una hora" A este criterio se le llama "Cambios por hora". No es un criterio absoluto pero es una buena guía.

B) TEMPERATURA MAXIMA DE INYECCION

Mientras mayor sea la temperatura de inyección, se requerirá menos aire y por lo tanto el equipo será mas pequeño; sin embargo una temperatura elevada causará grandes pérdidas en los ductos y sobre todo problemas serios de RADIACION en los difusores; como regla general deberá tratarse de que la temperatura de los difusores no sea mayor de 45°C.

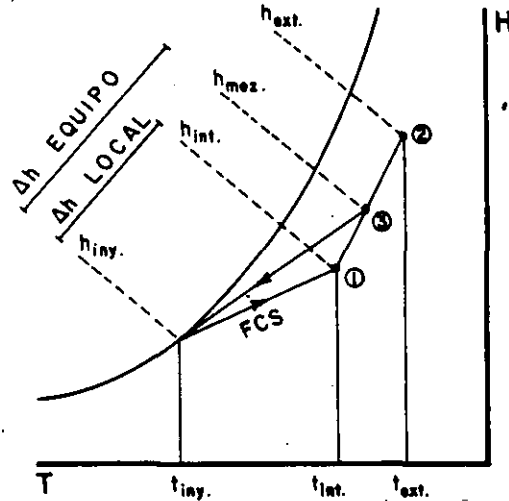
CICLO COMPLETO DEL AIRE

Una vez que el aire ha realizado su labor en el interior del local por acondicionar, debe salir de él para ser substituido por aire proveniente del acondicionador; sin embargo en la mayoría de los casos este aire es mas facil de acondicionar que el aire exterior, obteniendose una economia de importancia. No es posible recircular todo el aire, ya que es necesaria una cantidad de "aire nuevo" para mantener la pureza necesaria; sin embargo se recirculará todo el que sea permisible y se completará al 100 % con aire exterior (Este sera función del número de personas y de la actividad que realicen).



7

La mezcla de aire exterior y aire recirculado será la que se suministre al equipo acondicionador.



La cantidad de calor que deberá suministrar o retirar el equipo acondicionador será la diferencia de entalpias entre al "aire de mezcla" y el "aire de inyección". Normalmente la carga térmica del equipo es DIFERENTE a la carga térmica del local.



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

EJEMPLO DE CALEFACCION

Calefacción

1

1/9

Se proyecta acondicionar el centro de cómputo de una compañía para que opere las 24 hs del día y se requiere el diseño de la calefacción:

Información general.

Ubicación Cd. de México

Altura 2200 m S.N.M.

Condiciones interiores

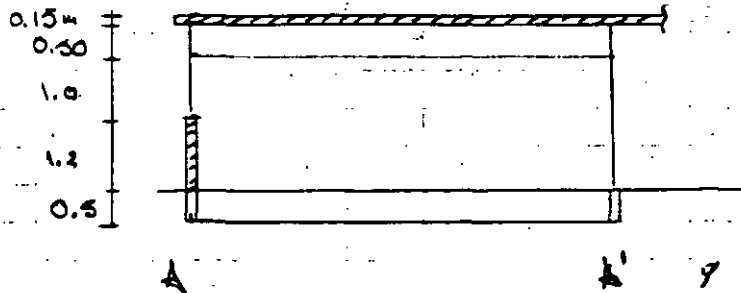
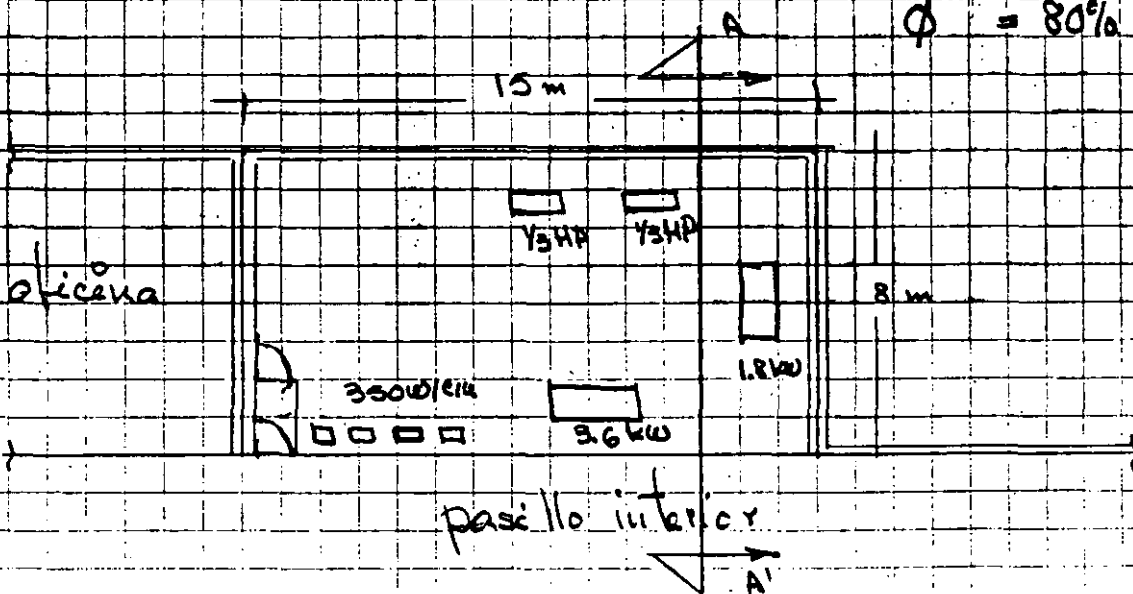
$$t_{bs} = 21^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$$

$$\phi = 40\% \pm 5\%$$

Condiciones exteriores

$$t_{bs} = 0^{\circ}\text{C}$$

$$\phi = 80\%$$



Cargas Internas

4 terminales, 330 W cu

2 Impresoras, 1/3 HP cu

1 Computador tipo "A" 1.8 kW

1 Computador tipo "B" 3.6 kW

Illuminación 20 W/m² fluorescente

personal 7 personas.

Materiales de Construcción

techo losa de concreto armado 15 cm.

petate, mureta de concreto 15 cm.

plafond yeso 13 mm

vidrios vidrio normal 6 mm.

Cálculo de "U"

techo: la iluminación va colocada dentro del plafond. por lo que el calor generado se perderá hacia el espacio que hay entre la losa y el plafond. No es conveniente considerar el plafond como resistencia, ya que el calor calculado sería menor que el real.

$$U_{\text{techo}} = \frac{1}{\frac{1}{8.05} + \frac{1}{29.3} + \frac{0.15}{1.5}} = 3.87 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Muros: los muros que dan al exterior deberán llevar hi y ho, sin embargo, los que dan a la oficina y al pasillo deberán llevar 2 hi.

$$\text{Exteriores } U = \frac{1}{\frac{1}{8.05} + \frac{1}{29.3} + \frac{0.15}{1.5}} = 3.87 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{interiores } U = \frac{1}{\frac{2}{8.05} + \frac{0.15}{1.5}} = 2.87 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Vidrios los vidrios deberán tener la misma consideración
Exteriores

$$\text{Exteriores } U = \frac{1}{\frac{1}{8.05} + \frac{1}{29.3} + \frac{0.006}{0.7}} = 5.99 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{interiores } U = \frac{1}{\frac{2}{8.05} + \frac{0.006}{0.7}} = 3.89 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo de pérdidas:

El calor que pierde una barrera está definido

Causa:
$$q = UA \Delta T$$

4

Si embargo es necesario un análisis para ΔT , en el caso de muros o vidrios al exterior, la diferencia será la natural; para el caso de áreas no acondicionadas contiguas, se deberá analizar el tipo de construcción y la hermeticidad de estos locales. Algunos autores sugieren que se considere como temperatura de estos locales al valor medio entre el área acondicionada y el exterior. Si embargo si el área no acondicionada es muy grande este valor deberá disminuirse y si es pequeña podrá incrementarse. Se tomará riesgos de consideración en el cálculo.

Pérdidas

techo $q_1 = 3.87 (15 \times 8) (21 - 0) = 9752 \text{ kcal/h}$

muros al exterior (partidas) $q_2 = 3.87 (15 \times 1.2 + 8 \times 1.2) (21 - 0) = 2243 \text{ kcal/h}$

vidrios (exterior) $q_3 = 5.99 (15 \times 15 + 8 \times 15) (21 - 0) = 4339.5 \text{ kcal/h}$

muros al interior

Se considerará la temperatura de los locales no acondicionados, como la media del exterior e

interior $t = \frac{21 - 0}{2} = 10.5^\circ\text{C}$

muro exterior

$$q_4 = 2.87 (8 \times 1.20) (21 - 10.5) = 289 \text{ kcal/h}$$

vidrios
interiores

$$q_5 = 3.89 (8 \times 1 + 15 \times 2.20) (21 - 10.5) = 1470 \text{ kcal/h}$$

$$\text{pérdidas totales} = \sum q_i = 18093 \text{ kcal/h}$$

ANÁLISIS DE GANANCIAS TÉRMICAS

Iluminación: por ser fluorescente deberá haber un factor de corrección de 1.17

$$q = kW \times 860 \text{ kcal/kWh}$$

$$q = 20 \text{ watts/m}^2 (120 \text{ m}^2) (1.17) (0.86 \text{ kcal/watt}) = 2415 \text{ kcal/h}$$

Personal

tipo de actividad: — trabajo de oficina actividad moderada.

$$q_s = 285 \text{ BTU/h persona} \quad 72 \text{ kcal/h pers.}$$

$$q_L = 165 \quad \checkmark \quad 41 \quad \checkmark$$

7 personas.

$$q_s = 7 (72) = 504 \text{ kcal/h}$$

$$q_L = 7 (41) = 287 \quad \checkmark$$

Equipo

Computador "A" 1.8 kW

$$q = 1.8 \text{ kW} (860 \text{ kcal/kw}) = 1548 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

Computador "B" 3.6 kW

$$q = 3.6 (860) = 3096 \text{ kcal/h}$$

Terminales 104 300W @W

$$q = 4(300)(0.860) = 1204 \text{ kcal/h}$$

Impresoras 1/2 1/2 HP @W

Motores de 0.5 a 3HP 1071 kcal/HP

$$q = 2(1071)^{1/3} = 714 \text{ kcal/h}$$

Miscelaneos

En un centro de cómputo no se permiten cafeteras enfriadores de agua u otro tipo de equipo miscelaneo por lo tanto no existirá esta carga.

Eficiencias Totales.

$$q_s = 9481 \text{ kcal/h}$$

$$q_L = 287 \text{ kcal/h}$$

Carga total del local = Ganasias - Pérdidas.

$$q_s = 9481 - 18093 = -8612 \text{ kcal/h}$$

$$q_L = 287 - 0 = 287 \text{ kcal/h}$$

El signo negativo en la contabilidad térmica indica que se requerirá calefacción en q_s .

El q_L generalmente es positivo, salvo casos rarísimos de productos ligeros cópacos (madera, papel).

Aire necesario y condiciones de inyección

$$q_s = m C_p \Delta T$$

$$q_L = m \Delta H_f$$

Como parámetro guía tenemos el criterio de movimiento de aire

10 a 20 cambios/h (valores recomendables)

$$\text{Volumen del local} = 8 \times 15 \times 2.20 = 264 \text{ m}^3$$

Procedo al gasto mínimo recomendable (10 cambios/h)

$$\text{gasto propuesto} = 2640 \text{ m}^3/\text{h}$$

densidad del aire:

$$\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3 @ 1 \text{ atm y } 20^\circ\text{C}$$

$$\rho_1 = \rho_0 \frac{P_1}{P_0} = 1.2 \frac{585}{760} = 0.92 \text{ kg/m}^3$$

$$m = Q \rho = 2640 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 0.92 \text{ kg/m}^3 = 2429 \text{ kg/h}$$

$$q_s = m C_p \Delta T$$

$$\Delta T = \frac{q_s}{m C_p} = \frac{3612}{2429(0.24)} = 14^\circ C$$

temperatura de inyección = $t_{int} + \Delta T = 21 + 14 = 35^\circ C$

humedad de inyección:

$$q_L = m \Delta H \lambda \quad \lambda = 585 \text{ kcal/kg}$$

$$\Delta H = \frac{q_L}{m \lambda} = \frac{287}{2429(585)} = 2 \times 10^{-4} \text{ kg agua/kg aire}$$

ΔH es despreciable por lo que se puede considerar

$$H_{iny} = H_{interior}$$

Las condiciones de inyección serán

- $t_{hs} = 35^\circ C$
- $t_{bh} = 18.3^\circ C$
- $H = 0.0825 \text{ kg H}_2\text{O/kg aire}$
- $h = 16.73 \text{ kcal/kg}$

Aire exterior: El aire exterior sirve para ventilación a las personas podemos considerar la aplicación como oficinas privadas sin humo de cigarrillos.

El aire recomendado es de $20 \text{ ft}^3/\text{min}$ persona.

$$m_{ext} = 34 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 0.92 \text{ kg/m}^3 = 31 \text{ kg/h pers.}$$

$$\text{por 7 personas} = 217 \text{ kg/h}$$

Aire de mezcla $m_1 h_1 + m_2 h_2 = m_3 h_3$

$$h_3 = \frac{217(5.9) + 2212(13)}{2429} = 12.36 \text{ kcal/kg.}$$

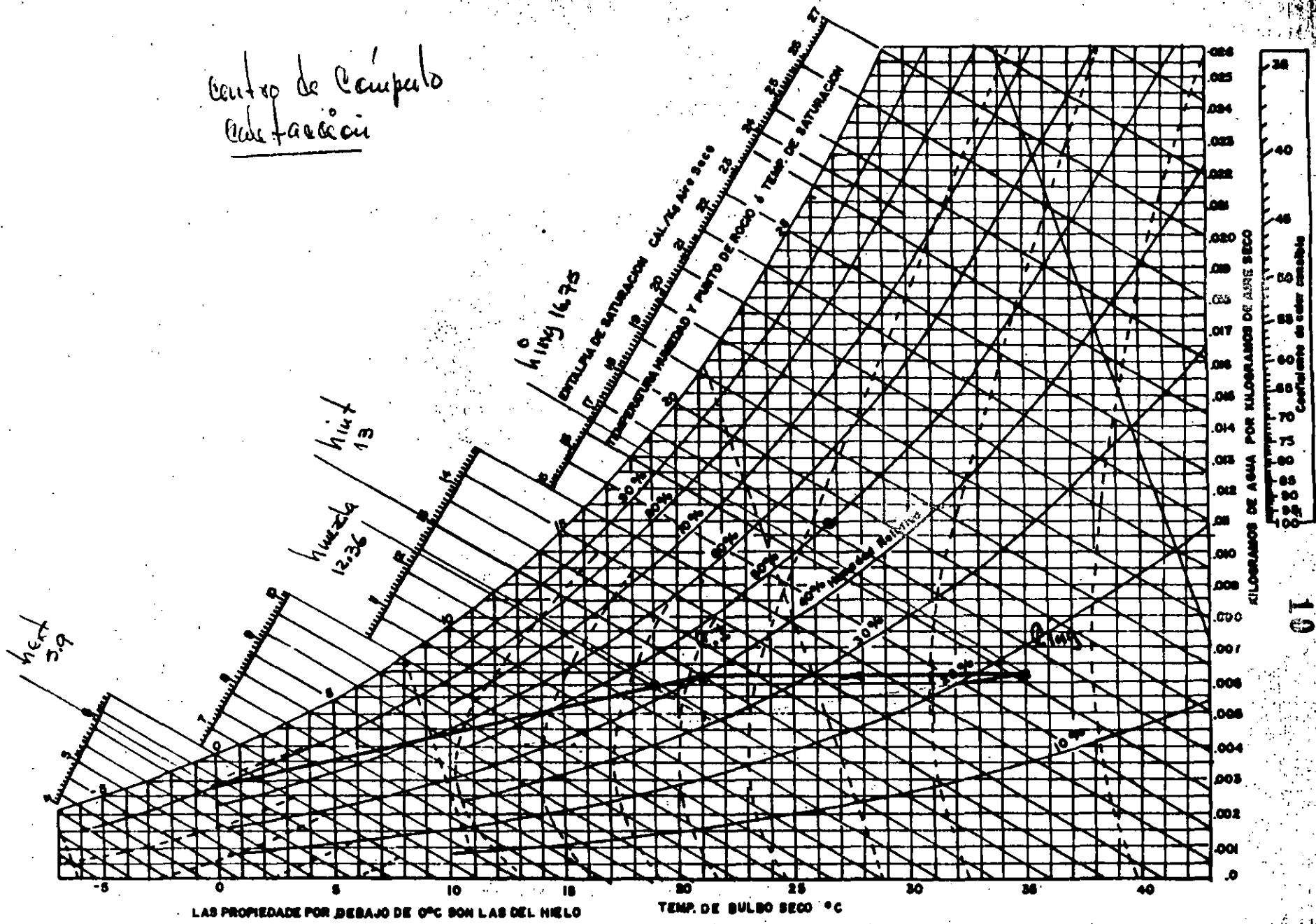
Capacidad del equipo.

$$q_e = m (h_{iny} - h_{max}) = 2429 (16.75 - 12.36) = 10663 \text{ kcal/h}$$

La humedad absoluta del aire de mezcla es 0.0059 kg H₂O/kg de aire
 como se ha considerado despreciable el valor calculado
 de ΔH con el que se compensará con esta pequeña diferencia

Centro de Cálculo
Calificación

81



10



FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICINADO

CALCULO EN INVIERNO (CALEFACCION)

~~CALCULO EN INVIERNO (CALEFACCION)~~

Para poder hacer un análisis de la calefacción de un determinado local, contar previamente a él con las informaciones siguientes:

- 1.- Planos del local; plantas y cortes, si es posible fachadas.
- 2.- Materiales de construcción de los muros, techos ventanería, etc.
- 3.- Datos climatológicos del lugar; altura sobre el nivel del mar, temperaturas máximas y mínimas; temperaturas de diseño.
- 4.- Condiciones de operación del lugar.
 - a) USO; oficina, hospital, casa habitación, hotel, etc
 - b) Cantidad de personas probables en el local
 - c) Equipo que habrá en el local
 - d) Iluminación; cantidad y tipo
 - e) Miscelaneos
- 5.- Recursos energéticos
 - a) Electricidad; voltaje, fases, ciclos; capacidad
 - b) Gas; natural o LP
 - c) Vapor

Una vez que se tiene la información necesaria para el desarrollo del proyecto, es conveniente realizar un pequeño anteproyecto, que permitirá hacer un análisis completo del problema. En éste se analizarán los siguientes puntos:

- 1.- ¿ Que tipo de barreras térmicas se tienen ?
 - a) Muros al exterior (U_1)
 - b) Muros en partición (U_2)
 - c) Techos (U_3)
 - d) Vidrios (U_4)
 - e) Pisos a areas no acondicionadas (U_5)
- 2.- ¿ Hay materiales especiales ?

- a) Piedra del lugar para fachadas
- b) Ventanas dobles para evitar congelación
- c) Superficies exteriores homogéneas, que requieran análisis especial de " h " (Edificios forrados de vidrio, concreto martelinado, etc.

3.- Tipo de sistema a proponer

- a.- Manejadoras; proponer trayectorias de ductos y ubicación de manejadoras
- b) Fan & coils; Proponer ubicación de los equipos y trayectorias de tubería.
- c) Convección natural; ubicación de convectores y trayectoria de tuberías.
- d) Ubicación de casa de máquinas y áreas disponibles.

La realización de este análisis permitirá que se aclaren algunas dudas y este pequeño anteproyecto, que representará poco tiempo y esfuerzo, permitirá la realización de una memoria de cálculo ordenada y lo mas lógica posible para la evaluación del problema.

MEMORIA DE CALCULO

Para la realización de la memoria de cálculo que debe respaldar cualquier proyecto se deberán seguir los siguientes pasos generales:

1.- Condiciones de proyecto

- a) Nombre de la obra
- b) Ubicación; lugar, altura SNM
- c) Condiciones de diseño
 - c.1.- Exteriores; tbs; t_{bh}
 - c.2.- Interiores tbs_±, Ø ±

2.- Cálculo de los coeficientes totales de transmisión de calor " U "

3.- Cálculo de áreas de transmisión de calor; exteriores, colindancias, particiones, vidrios, techos, etc.

4.- Cálculo de pérdidas de calor por transmisión

$$q = UA \Delta T$$

y suma de todas las perdidas por diferentes areas

5.- Cálculo de ganancias interiores

Iluminación
Personal
Equipo
Miscelaneos

6.- Carga térmica neta del sistema (4) - (5)

7.- Cálculo del aire necesario

$$q = m(h_{i2} - h_{i1})$$

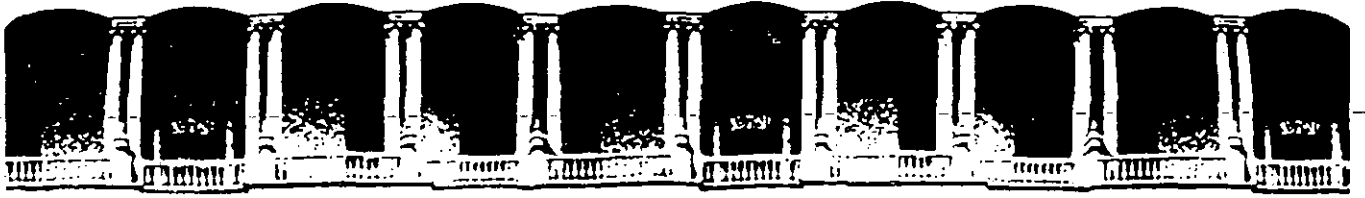
8.- Cálculo de la capacidad del equipo

$$q = m(h_{m2} - h_{m1})$$

9.- Selección del equipo; con la información que se ha obtenido, ya se puede seleccionar el equipo

10.- Cálculo de redes de ductos y redes de tubería

De esta manera se ha logrado resolver el problema y se tiene la información necesaria para la elaboración de planos, especificaciones y listas de materiales y equipo (Cuantificación)



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

PROCESO PSICOMETRICOS

PROCESOS PSICROMETRICOS.

Las maneras por medio de las cuales es posible modificar las condiciones del aire son las siguientes:

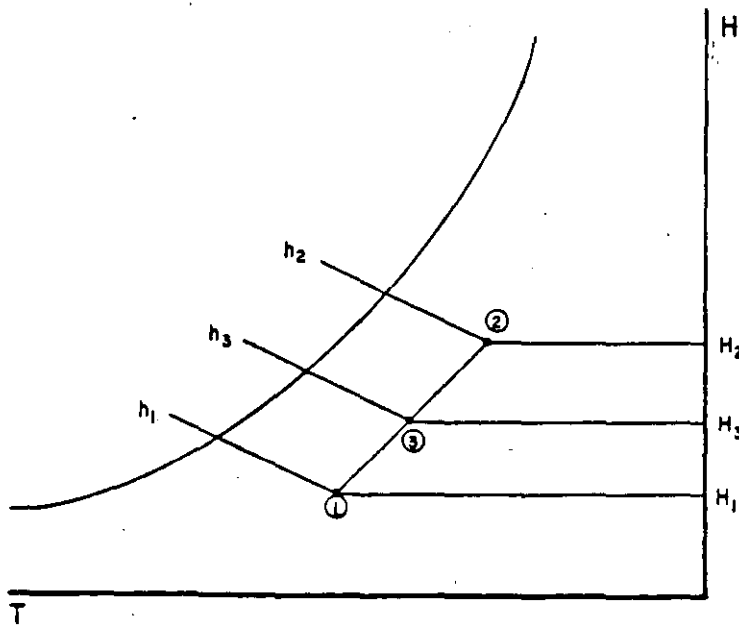
1.- MEZCLA DE DOS FLUIDOS DE AIRE

Al mezclarse dos corrientes de aire con diferentes características, el aire de mezcla se encontrará sobre una línea recta que los une, las ecuaciones que definen éste comportamiento son las siguientes:

$$M1 + M2 = M3 \quad (1)$$

$$M1 h1 + M2 h2 = M3 h3 \quad (2)$$

$$M1 H1 + M2 H2 = M3 H3 \quad (3)$$



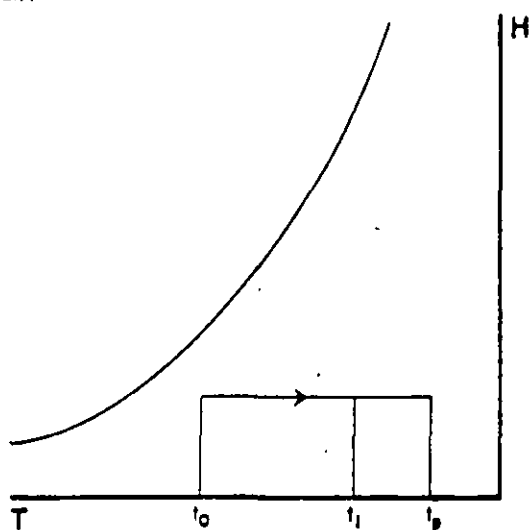
2.- FLUJO DE AIRE SOBRE UNA SUPERFICIE SECA Y MAS CALIENTE.

Al fluir aire sobre una superficie seca y más caliente que él, el aire se calentará por supuesto, pero normalmente no alcanzará la temperatura de ésta superficie, ya

que para que ésto sucediera, sería necesario tener o un tiempo de contacto infinito, o una superficie de contacto infinita. Aquí se emplea un concepto nuevo llamado FACTOR DE BY PASS (FB); éste factor mide la ineficiencia de un serpentín y es el complemento a 100% de la eficiencia. En términos generales se puede medir de la siguiente forma:

$$FB = \frac{\text{lo que no se hizo}}{\text{todo lo que se podía haber hecho}}$$

El factor de by pass es un número adimensional que relaciona las temperaturas del aire y la placa del serpentín y es función únicamente del diseño del serpentín y la velocidad del aire a través de éste. Permite fácilmente calcular la temperatura de un medio de calefacción ó predecir la temperatura de salida del aire a calentar.

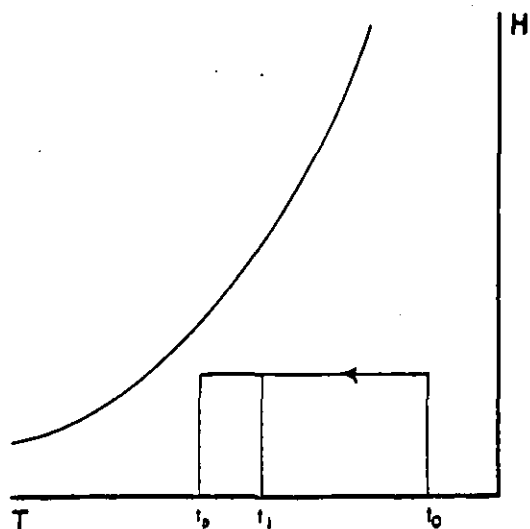


t_p : Temperatura de placa
 t_o : Temperatura del aire de entrada
 t_i : Temperatura del aire de salida

$$FB = \frac{t_p - t_i}{t_p - t_o}$$

3.- FLUJO DE AIRE SOBRE UNA SUPERFICIE MAS FRIA Y SECA.

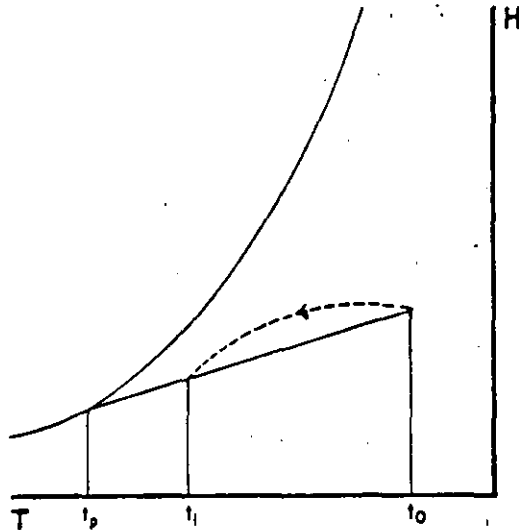
El aire se enfría al paso por el serpentín, conservándose su humedad absoluta constante (no llegará a saturación y el proceso se lleva a cabo de forma similar al anterior:



$$FB = \frac{t_i - t_p}{t_o - t_p}$$

4.- ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION.

En este caso la temperatura de placa estará a un valor menor que la temperatura de rocío del aire y por lo tanto se presentará una condensación de humedad que reducirá la humedad total del aire de salida. El comportamiento real del aire se presenta aproximadamente por medio de la línea punteada, pero el "factor de by pass equivalente" nos define con bastante precisión el punto de salida del aire. En procesos donde se lleva a cabo condensación, se acostumbra llamar a la temperatura de placa "Punto de rocío del aparato" (PRA).

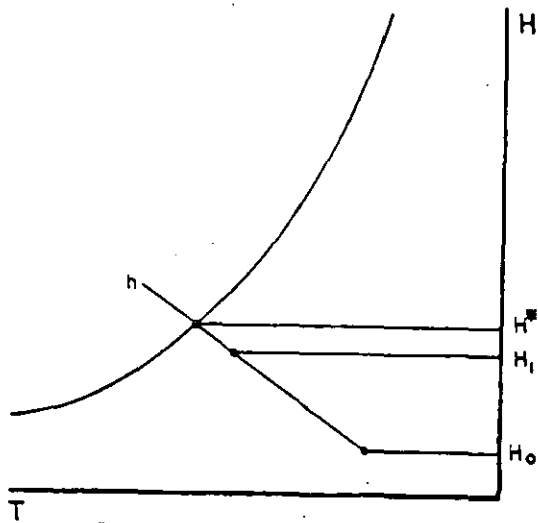


$$FB = \frac{t_i - t_p}{t_o - t_p}$$

5.- ENFRIAMIENTO Y HUMIDIFICACION

Al pasar aire no saturado a través de una cortina de agua, el aire tratará de saturarse, pero al no existir una fuente externa de calor que le permita conservar su temperatura, simultáneamente a la ganancia de humedad existirá una pérdida de temperatura ya que el calor necesario para la evaporación del agua, será tomado del medio a su alrededor y por lo tanto el proceso se llevará a cabo a entalpia constante (humidificación adiabática). Este proceso se emplea en acondicionamiento de aire para los "Enfriadores evaporativos" (lavadoras de aire) que son el sistema mas barato de proporcionar aire fresco y húmedo a un local.

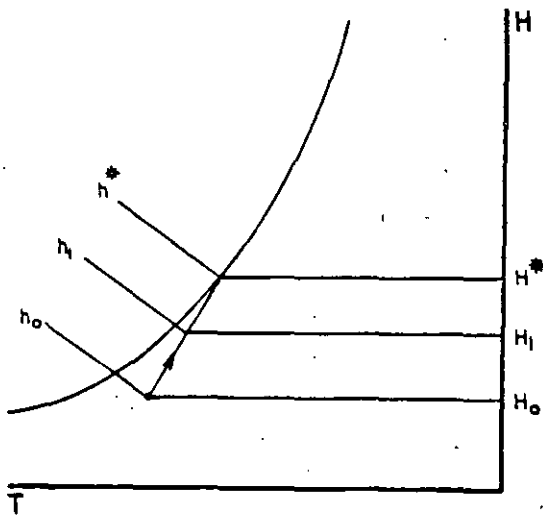
Aquí se utiliza el concepto clásico de eficiencia para evaluar la bondad del sistema; se puede establecer la eficiencia en función de las temperaturas o de los valores de humedad absoluta.



$$\eta = \frac{H_1 - H_0}{H^* - H_0}$$

6.- CALENTAMIENTO Y HUMIDIFICACION.

Si durante el proceso de humidificación se introduce calor al sistema, generalmente calentando el agua, se logrará humidificar y calentar simultáneamente; este proceso presenta una variación de entalpia entre la entrada y la salida del del aire que es la cantidad de calor requerida para poder llevar a efecto del proceso.

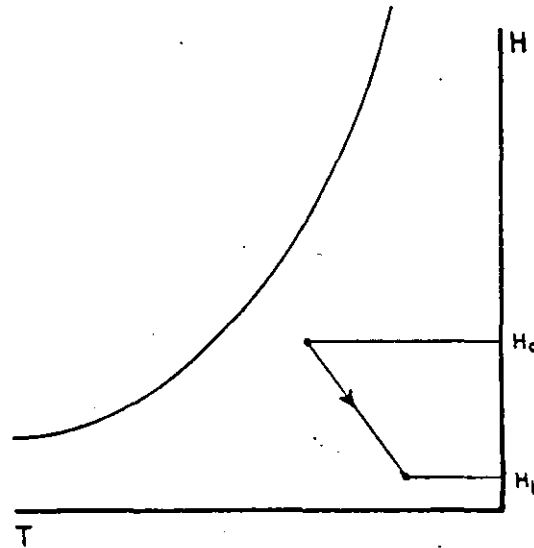


$$\eta = \frac{H_1 - H_0}{H^* - H_0}$$

7.- CALENTAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION.

Al pasar aire ambiente por un medio absorbente de humedad, como alúmina, gel de sílice, bromuro de litio, etc., una parte de la humedad del aire pasa a formar parte del material absorbente, ya sea como agua de cristalización ó agua en solución; pero al pasar de la fase vapor que tenía en el aire a fase líquida que tendrá en el absorbente, necesariamente cede su calor de vaporización

incrementándose consecuentemente la temperatura del aire y el medio absorbente. Esta es una operación inversa a la humidificación adiabática, y presenta grandes posibilidades a un futuro muy cercano.



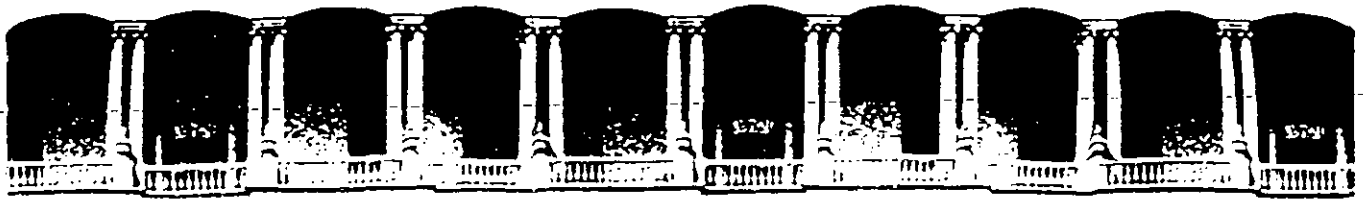
HUMIDIFICACION Y DESHUMIDIFICACION.

DESHUMIDIFICACION

Es muy frecuente en Aire Acondicionado requerir que el aire que se encuentra en una posición "A", deba ser transformado a otro con una condición "B"; normalmente se requerirá modificar tanto su temperatura como su humedad.

Esto podrá ser llevado a cabo por medio de uno o varios de los "procesos psicrométricos" empleados en secuencias o diferentes pasos.

Es importante hacer notar que para la solución de un determinado problema, habrá varias posibles soluciones; todas ellas buenas, algunas mas sencillas y otras más complejas pero todas posibles, siempre y cuando se respeten los procesos psicrométricos. En algún momento se presentarán dos o mas alternativas **TOTALMENTE EQUIVALENTES** y se escojerá una de ellas al criterio ó gusto del diseñador.



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

INTRODUCCION

INTRODUCCION.

La necesidad de acondicionar el ambiente en el cuál ha vivido el hombre , ha sido un problema que lo ha inquietado, desde la mas remota antigüedad; se sabe que los egipcios calentaban al sol grandes piedras durante el día, que proporcionaban calefacción a las habitaciones de los faraones durante la noche; asi mismo humedecían hojas de palma que se interponían sobre las ventanas para que la brisa de la tarde, penetrara al palacio húmeda y fresca.

Las crónicas de Bernal Díaz del Castillo cuentan como se conservaba fresco el pescado que se servía en la mesa de Moctezuma II por medio de nieve que se traía del popocatepetl; trescientos años antes de que se empleara el mismo método para conservar la carne fresca para las tropas Yankis durante la Guerra de Secesión en los Estados Unidos.

El primer sistema que se puede llamar de aire acondicionado, fué inventado por un laborioso granjero norteamericano que descubrió una gran caverna cerca de su casa, de la cual salía aire extremadamente frío; construyó un rústico sistema de ductos y por medio de un molino de viento introdujo aire fresco al interior de su casa, logrando mantenerla fresca durante los cálidos veranos de su región.

A partir de éste primer experimento, al llevar aire frío para regular la temperatura de un local y así vencer las temporadas cálidas; se ha creado una de las más importantes industrias de servicios que ha permitido mejorar substancialmente las condiciones de vida de millones de personas en todas las latitudes del mundo.

En un pasado reciente, se consideró al aire acondicionado en nuestro país como un artículo de lujo o un "mal necesario" en algunas regiones extremas. Actualmente se reconoce a ésta especialidad no solamente como un servicio útil para proporcionar confort, sino como un medio adecuado y económico para mejorar las condiciones de trabajo en oficinas, fábricas e innumerables lugares a los cuales concurren los seres vivos.

Las modernas aplicaciones para el desarrollo óptimo de especies animales y diversos cultivos por medio de sistemas adecuados de aire acondicionado, han abierto un amplio campo a ésta especialidad.

PSICOMETRIA

La relación entre el contenido de humedad del aire, su cantidad de calor y la presión atmosférica; son los campos de acción de la psicometría.

HUMEDAD.

La cantidad de humedad que puede contener el aire, es finita, y está relacionada con la temperatura ambiente, la presión de vapor de agua a ésta temperatura y la presión atmosférica del lugar considerado. La cantidad máxima de vapor de agua que puede contener el aire a una temperatura dada (SATURACION), está definida por la siguiente ecuación:

$$H = \frac{P_v}{P_{atm} - P_v} \cdot \frac{18}{29} \cdot \frac{\text{kg de agua}}{\text{kg de aire seco}}$$

Las variables aquí consideradas son:

P_v : Presión de vapor de agua a la temperatura considerada

P_{atm} : Presión atmosférica del lugar

18/29: Relación de pesos moleculares del agua y aire

Si ésta ecuación se grafica para una presión atmosférica determinada y diferentes temperaturas, se obtendrá una gráfica correspondiente a la HUMEDAD DE SATURACION vs temperatura.

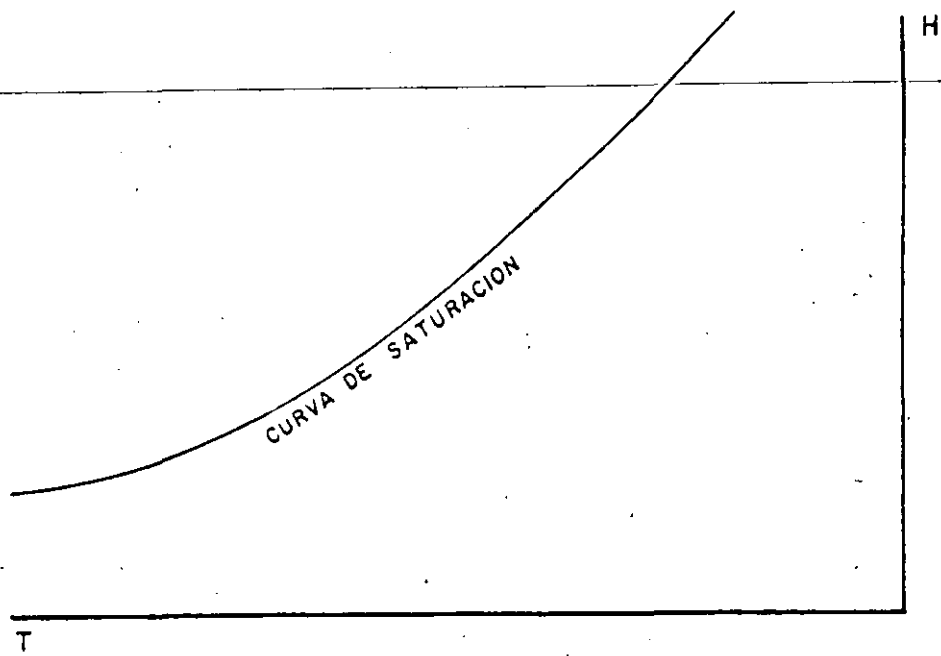


FIG. 1

El caso más general es tener aire con una humedad menor al valor correspondiente de saturación, para poder ubicar el valor de humedad en la mayoría de los casos, se hace necesario obtener fracciones decimales del valor de saturación a las diferentes temperaturas con objeto de poder ubicar el aire que se tiene dentro de la gráfica; al graficar éstos números se obtiene una familia de curvas que son fracción decimal de la línea de saturación y así es fácil ubicar cualquier punto dentro de la gráfica.

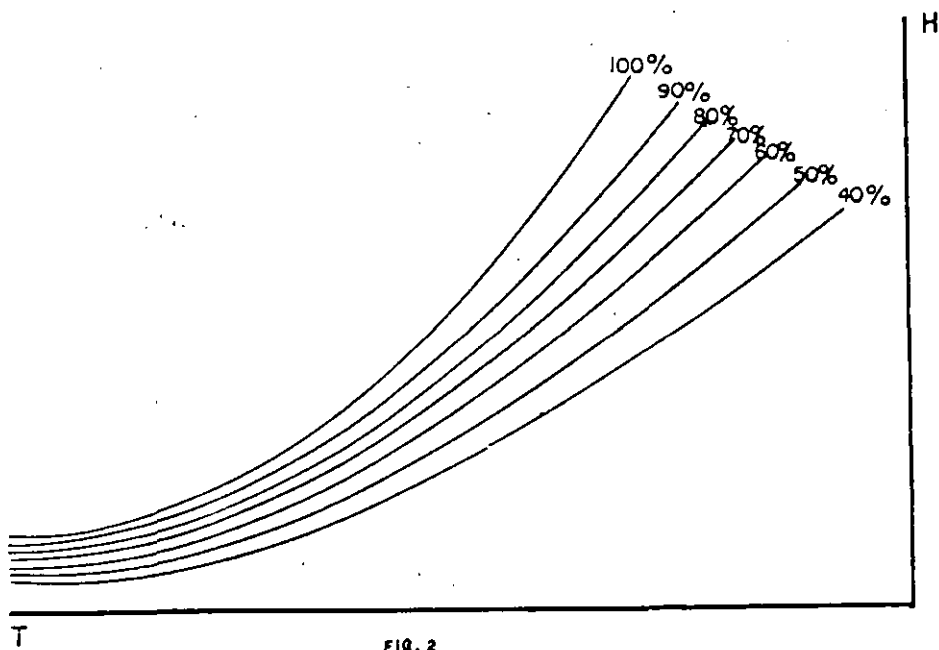


FIG. 2

TEMPERATURA DE BULBO SECO.

Es aquella temperatura que es posible registrar por medio de un termómetro normal, y es la temperatura del ambiente.

TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO.

Cuando una persona va a nadar en un día soleado, sentirá una sensación agradable, tanto en el aire como en el agua, pero normalmente al salir del agua sentirá FRÍO, pese a que la temperatura del aire no ha variado. Esta sensación se debe a que al estar rodeado por aire NO SATURADO, existirá una evaporación del agua que moja su cuerpo hacia el aire; para que el agua pase al aire deberá evaporarse. Este proceso requiere una gran cantidad de calor y éste será obtenido del agua que que humedece al sujeto, enfriándose el agua restante y tomando calor de su cuerpo.

Si a un termómetro normal se le coloca una franela húmeda sobre el bulbo y se hace circular aire ambiente, éste evaporará parte del agua que humedece al paño para tratar de saturarse; el calor requerido para ésta evaporación de agua será tomado del agua restante de la franela y al permanecer húmeda, disminuirá su temperatura hasta un cierto límite. A éste límite se le llama temperatura de "bulbo húmedo".

ENTALPIA.

Para un proceso a presión constante, volúmen constante y sin trabajo, el término ENTALPIA define la cantidad de calor contenido por una unidad de masa de aire; se puede definir a la entalpia del aire como la suma de la entalpia de aire seco a partir de un punto de referencia, mas la entalpia del vapor de agua (Humedad) que contiene el punto en cuestión.

Para el aire seco la ecuación que define su entalpia es:

$$h_a = C_p (T_i - T_r)$$

Para la humedad del aire:

$$h_w = H (C_{pw}(T_w - T_r) + h_{fgw} + C_{pv} (T_i - T_r))$$

La entalpia total del aire será la suma de éstas dos ecuaciones:

$$h = C_p(T_i - T_r) + H(C_{pw}(T_w - T_r) + h_{fgw} + C_{pv}(T_i - T_r))$$

Se considera que el agua añadida al aire se calentará como agua desde un cierto punto de referencia (T_r) hasta la temperatura de rocío del aire final (T_w), a ésta temperatura se convertirá en vapor y de ahí se recalentará hasta la temperatura considerada del punto (T_i).

Evidentemente la temperatura de referencia lógica es 0 C, con lo que se simplifica un poco la ecuación.

Las variables de éstas ecuaciones son las siguientes:

H: Humedad absoluta ó específica.

h_a: Entalpia del aire seco

h_w: Entalpia de la humedad contenida por kg de aire

C_p: Calor específico a presión constante del aire

C_{pw}: Calor específico del agua

C_{pv}: Calor específico del vapor de agua

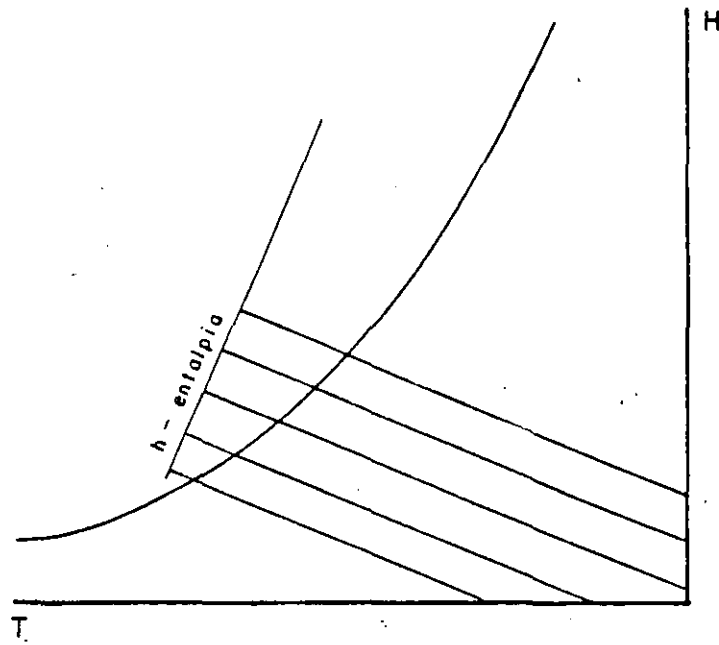
h_{fgw}: Calor de vaporización del agua a T_w

T_r: Temperatura de referencia del sistema (0 C)

T_i: Temperatura de bulbo seco del punto considerado

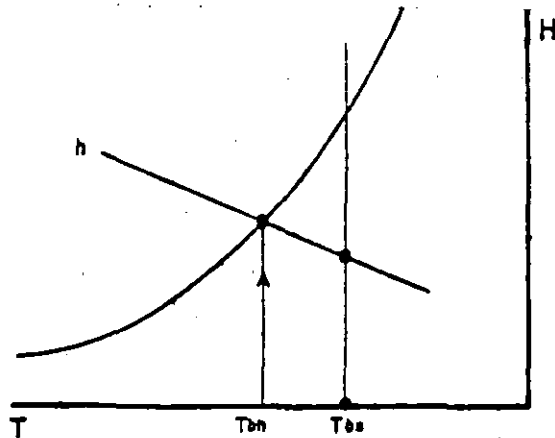
T_w: Temperatura de rocío del punto considerado.

En la ecuación que define la entalpia, hay únicamente dos varibales independientes: la temperatura T_i y la humedad absoluta H, ya que T_w es una función de H. Al tenerse una ecuación de primer grado con dos varibales independientes al definir una de ellas, para un cierto valor asignado de "h" se tendrán una serie de puntos que formarán una línea recta cuyo valor de entalpia será constante. Es interesante hacer notar que la línea de entalpia constante coincide al llegar a saturación con la temperatura de "bulbo húmedo", esta circunstancia que actualmente es obvia, se descubrió casualmente.



La forma más general de encontrar las condiciones del aire ambiente es la siguiente:

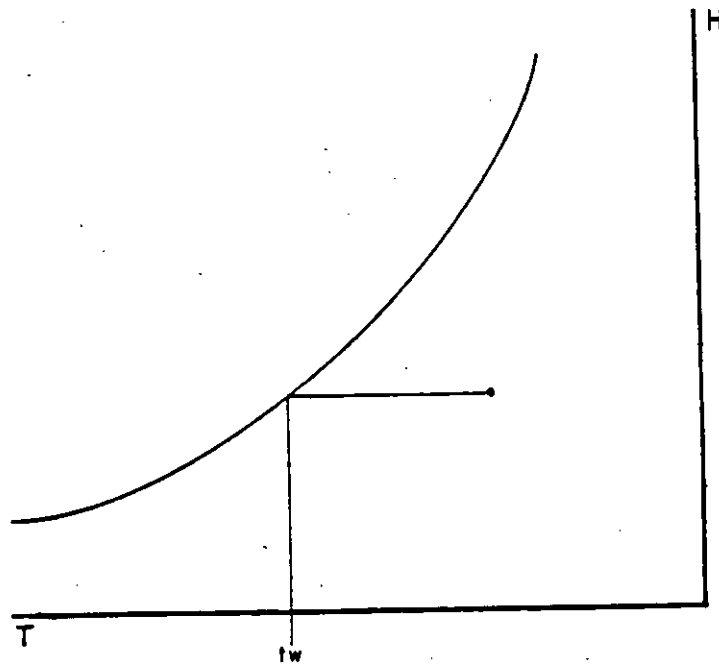
Se determina por medio de un PSICROMETRO, (Aparato que tiene un termómetro para bulbo seco y otro para bulbo húmedo), las temperaturas de bulbo seco (tbs) y de bulbo húmedo (tbh); se marcan dos líneas verticales sobre una carta psicrométrica, una para bulbo seco y otra para bulbo húmedo, al tocar la línea de temperatura de bulbo húmedo con la curva de saturación, se corre hacia la derecha por una línea de entalpia constante, al cortar la línea de temperatura de bulbo seco, ahí se encuentra el punto ambiente buscado.



TEMPERATURA DE ROCIO.

Al enfriar aire no saturado, se conservará su humedad absoluta hasta que el aire toque con la línea de saturación, a partir de éste punto cualquier enfriamiento posterior ocasionará una disminución de la humedad del aire. A ésta temperatura, a la cual se llega a saturación sin disminuir humedad, se le llama temperatura de rocío (t_r o t_w).

Una forma simple de percibir éste concepto es la siguiente: Al servirse una bebida fría en un vaso, se empezará a enfriar el recipiente y el aire circundante también, pasados algunos minutos el vaso estará empañado exteriormente y tendrá unas gotas de rocío que se han condensado sobre su superficie. Esto demuestra que la superficie del vaso está a una temperatura inferior a la temperatura de rocío del aire.



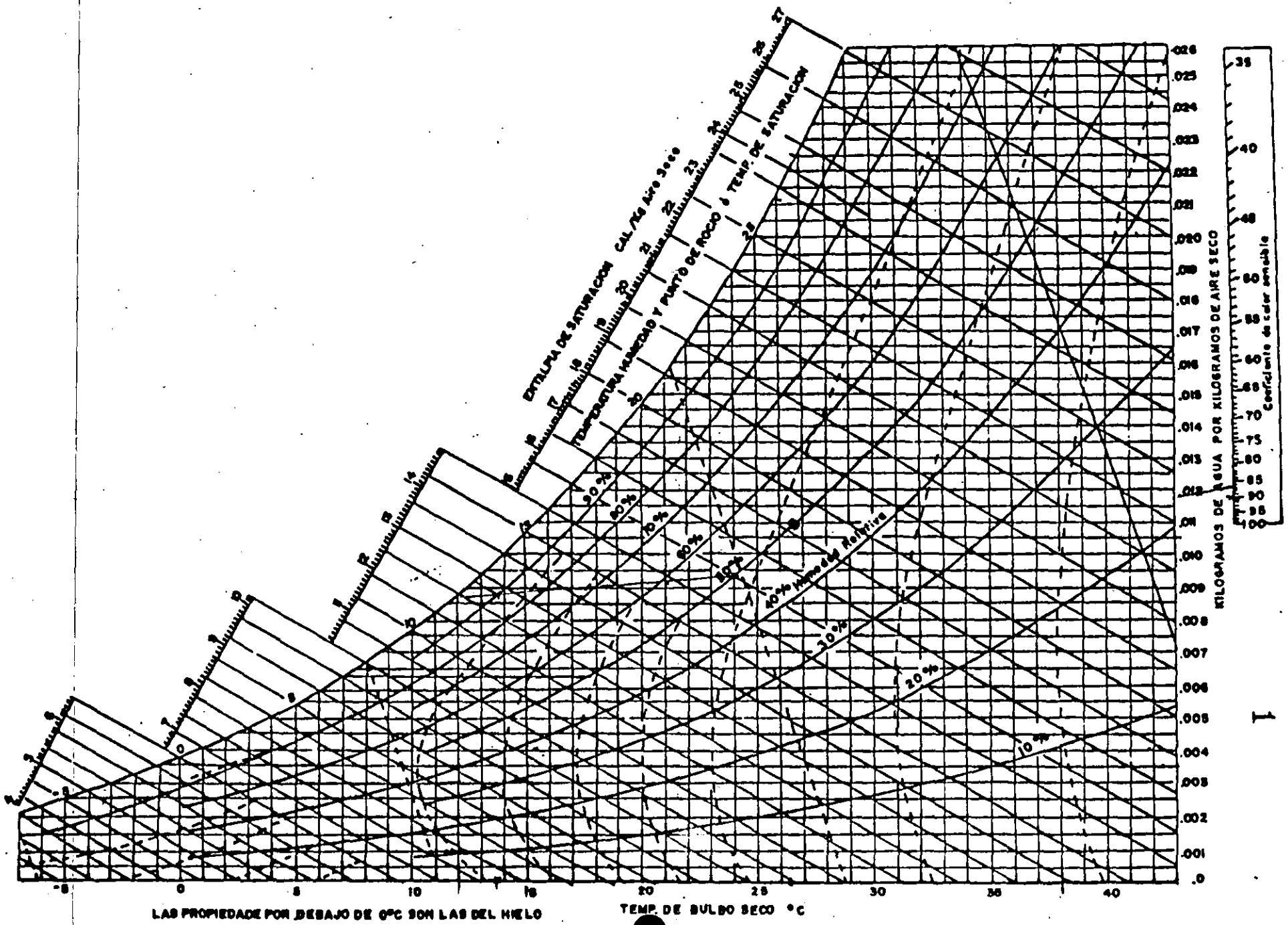


**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

C U R S O S A B I E R T O S

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

T A B L A S



LAS PROPIEDADES POR DEBAJO DE 0°C SON LAS DEL HIELO

TEMP. DE BULBO SECO °C

KILOGRAMOS DE AGUA POR KILOGRAMOS DE AIRE SECO

Coeficiente de calor sensible



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

CONDICIONES DE COMODIDAD

CONDICIONES DE COMODIDAD

El aire acondicionado tiene como objeto fundamental el provocar zonas con temperatura y humedad adecuadas para que las personas se sientan cómodas. Esto quiere decir que, en zonas donde hace mucho frío, el aire acondicionado se diseña y calcula para producir temperaturas más altas que la exterior en el interior de los locales habitados (oficinas, escuelas, teatros, casas, etc.) así mismo, en lugares donde se registran muy altas temperaturas, el objetivo del aire acondicionado es lograr que en los locales habitados se mantengan temperaturas más bajas que las exteriores.

Para lograr lo anterior se deben tomar en cuenta cuatro factores principalmente:

- a) Temperatura del aire
- b) Humedad del aire
- c) Movimiento del aire
- d) Pureza del aire
- e) Nivel de ruido

A continuación se explica la importancia de cada uno de estos factores:

a) TEMPERATURA DEL AIRE

El primer intento de crear zonas cómodas para el hombre fué tratando de controlar la temperatura, ya que, como de todos es sabido, trabajar ó descansar en un lugar donde la temperatura sea extremadamente baja ó alta, resulta incomodo y poco eficiente.

b) HUMEDAD DEL AIRE

El cuerpo humano pierde bastante calor debido a la evaporación, esta evaporación aumenta cuando la humedad ambiente es baja, de aquí la importancia de controlar la humedad. Debe de aclararse también que humedades altas producen reacciones fisiológicas molestas y además afectan algunos materiales.

c) MOVIMIENTO DEL AIRE

El simple movimiento del aire puede modificar la sensación de calor, puede incluso llegar a provocar la sensación de frío, ya que el movimiento del aire sobre el cuerpo humano incrementa la pérdida de calor y humedad del propio cuerpo.

d) PUREZA DEL AIRE

Cuando se está en un local acondicionado, se procura recircular constantemente el mismo aire para ahorrar energía, pero debe tenerse cuidado en purificar suficientemente este aire debido a que de no hacerlo, los olores se irán concentrando hasta ser muy molestos, el humo del cigarro provocará molestias en los ojos y la nariz, etc.

En casos especiales deberá considerarse una purificación especial, como puede ser el caso del aire inyectado a un quirófano. En general la contaminación del aire deberá evitarse ya que es un problema complejo que la humanidad tiene que resolver en esta época.

CARTA DE COMODIDAD

Para poder establecer las condiciones adecuadas de los cuatro factores mencionados, se ha establecido la llamada "Carta de Comodidad", la cual se obtuvo después de una serie de experimentos realizados por la ASHAE y que permite determinar diferentes conjuntos de valores en cuanto a temperaturas de bulbo seco y húmedo, humedad relativa y velocidad del aire, en función de la "Temperatura Efectiva" que se escoge.

TEMPERATURA EFECTIVA

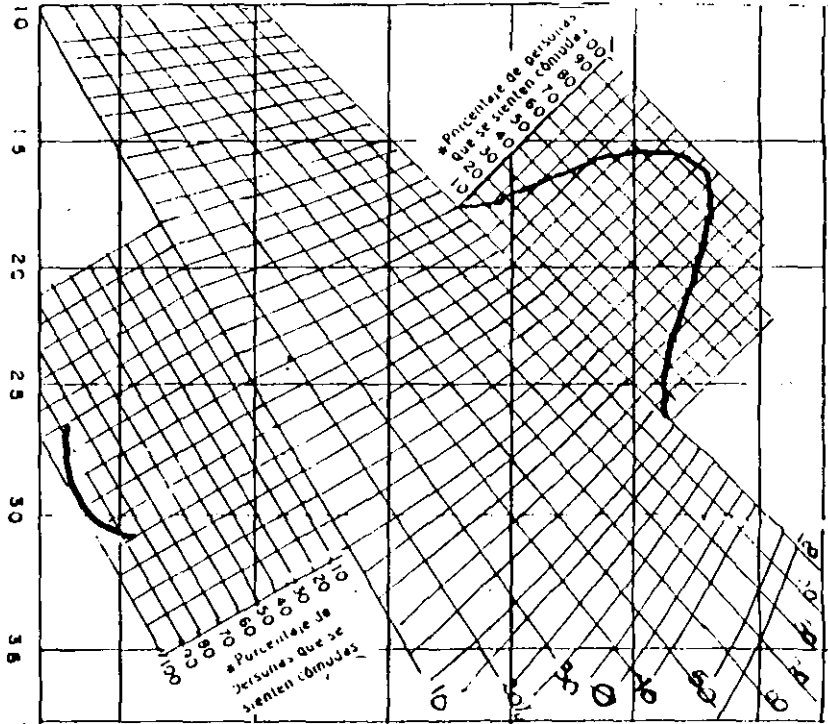
La temperatura efectiva es un índice empírico del grado de calor que percibe una persona cuando se expone a varias combinaciones de temperatura, humedad y movimiento del aire.

Una temperatura efectiva puede tener humedades relativas desde 0% hasta 100% y velocidades de aire desde muy lentas hasta muy altas y aunque la sensación de calor en cualquier caso es la misma, la comodidad producida en los diferentes casos no es igual.

Por ejemplo se puede decir que muy bajas humedades producen sensación de "tostamiento" en la piel, boca y nariz; humedades altas en cambio provocan malos olores y transpiración mayor del cuerpo. Altas velocidades en el aire crean chiflones incómodos y molestos.

Temperatura de Bulbo húmedo

5 10 15 20 25 30



3

4

Ahora siguiendo la trayectoria de la línea de temperatura efectiva de 70°F se busca la intersección con la temperatura de bulbo seco de 79°C (26°C), ésto dá como resultado que la humedad relativa necesaria para la condición preestablecida sea de 19%.

FACTORES QUE DETERMINAN LA TEMPERATURA EFECTIVA

Cómo se puede observar, en la Carta de Comodidad se indica el porcentaje de personas que se encontrarán cómodas con cada una de las temperaturas efectivas, es decir, siempre existirán personas que no se encuentren totalmente cómodas.

Lo anterior sucede debido a los diferentes factores que influyen en la temperatura efectiva y que son:

a) Aclimatación diferente.

Esto se refiere a que personas que viven en zonas cálidas estarán cómodas a temperaturas más altas que aquellas acostumbradas a vivir en lugares fríos.

Lo mismo sucede con las diferentes estaciones, ya que en invierno se siente uno cómodo a menores temperaturas que en verano.

Algo similar sucede con la humedad.

b) Duración de la ocupación.

Es de suma importancia este factor en lugares públicos como tiendas, bancos, oficinas, etc.

6

Se ha comprobado que cuando la duración de la ocupación es pequeña, resulta conveniente tener diferencias de temperaturas bajas con respecto a la exterior y viceversa, en lugares donde la estancia es prolongada, la diferencia de temperaturas deberá ser mayor.

c) Ropa

Dependiendo de la época del año, las gentes se visten con ropa diferente, de tal manera que esto tiene una determinación directa sobre la temperatura efectiva.

Debemos mencionar que en general las mujeres usan ropa más ligera que los hombres, lo cual crea problemas para acondicionar locales que serán utilizados por hombres y mujeres.

d) Edad y sexo.

Las personas de 40 años ó más, en general requieren de una temperatura efectiva mayor, así como las mujeres; esta temperatura es más alta en 0.5°C (1°F) aproximadamente. La carta de comodidad está estructurada para hombres maduros menores de 40 años.

e) Efectos de choque.

Se le llama así al efecto producido al entrar del exterior a un lugar acondicionado y provocado por el cambio de temperaturas. Este efecto se puede controlar provocando zonas de temperatura efectiva intermedia entre la exterior

y la más cómoda, por ejemplo: en los vestíbulos ó corredores de un hotel u oficina.

Se ha demostrado que estos choques no son dañinos para personas acostumbradas a vivir en zonas donde el acondicionamiento de aire es indispensable -- (regiones muy frías y/o muy cálidas).

f) Actividad.

La temperatura efectiva cómoda varía dependiendo de la actividad que se desarrolle en el local acondicionado ya que, resulta obvio, no se estará cómodo a la misma temperatura en una fábrica ó taller donde los operarios tienen -- una actividad más o menos constante, que en una oficina o en un teatro, donde las personas se encontrarán intactas o casi inactivas.

g) Calor radiado.

Cuando se habla de aglomeraciones grandes de personas, como en un teatro o cine, el efecto del calor radiado entre las gentes obliga a disminuir la temperatura efectiva cómoda.

De igual manera, cuando se está en un local con muchas ventanas, el cuerpo radia más calor al medio ambiente y ésto produce sensación de frío por lo -- que la temperatura efectiva deberá ser más alta.

MAXIMA TEMPERATURA EFECTIVA

En general, los diferentes manuales y diseñadores de aire acondicionado señalan que la temperatura efectiva no debe exceder de 30°C (85°F).

CONDICIONES GENERALES DE DISEÑO

Para diseñar el aire acondicionado de un local se debe partir de ciertas bases que son:

- a) Condiciones de diseño exterior
 - b) Condiciones de diseño interior
-
- a) Las condiciones de diseño exterior están dadas por las temperaturas mínimas promedio exteriores del lugar en donde se ubicará el local acondicionado, - así como por las temperaturas máximas promedio. En páginas posteriores aparece una tabla que proporciona las temperaturas de diseño exterior para las principales ciudades de diferentes estados de la República Mexicana.
 - b) Las condiciones de diseño interior se establecen precisamente con la carta - de comodidad, pero además existen tablas que señalan la temperatura de bulbo seco y humedad relativa recomendadas dependiendo de las temperaturas exteriores.

La tabla siguiente la propone la Jefatura de Proyectos y Construcciones del I. M. S. S., que en México es una de las instituciones que más normas han desarrollado en este campo.

CONDICIONES GENERALES DE DISEÑO.

Temperaturas exteriores de diseño.	Temperaturas interiores de diseño.	Humedad relativa interior.
35 grados C. de bulbo seco, o mayores.	25 grados C. de bulbo-seco.	50%
32 grados C. de bulbo seco.	23 grados C. de bulbo-seco.	50%
30 grados C. de bulbo seco.	22 grados C. de bulbo-seco.	50%

La misma dependencia señala que para invierno la temperatura de diseño interior será en general de 21°C (70°F) y humedad relativa no menor del 30-35%.

b.2) cuando se diseña calefacción debe tenerse especial cuidado con la humedad relativa permisible ya que, si la humedad es muy alta en el local acondicionado, se puede producir condensación del vapor de agua en las ventanas. La tabla siguiente señala los máximos valores permisibles de humedad relativa dependiendo de la temperatura exterior y del tipo de ventana que se -- utilice.

De cualquier forma, se puede calcular la temperatura de rocío permisible para evitar condensaciones, según la siguiente fórmula:

$$t_w = t_i - (t_i - t_e) U/f$$

t_w = temperatura de rocío

t_i = temperatura de b.s. interior

t_e = temperatura de b.s. exterior

U = coeficiente de transmisión del vidrio ó muro

f = coeficiente de película interior.

b.3) El movimiento del aire es otra condición interior que debe considerarse en el diseño.

La ASHRAE ha establecido que la velocidad del aire dentro de los locales deberá oscilar entre los 4.5 m/min (15 pie/min) y los 12 m/min (40 pie/min).

CONDICIONES INTERIORES ESPECIALES.

Espacios acondicionados.	Temperatura interior Bulbo seco.	Humedad Relativa Interior
QUIROFANOS:		
Salas de Operaciones, Salas de Expulsión y Emergencias.	21 - 24° C.	50 - 60%
Salas de Recuperación.	21 - 24° C.	50 - 60%
FEDIATRIA:		
Cuneros.	24° C.	50%
Observación y aislamiento.	24° C.	50%
Encamados.	24° C.	40 - 50%
Prematuros.	25 - 27° C.	55 - 65%

CONDICIONES DE VENTILACION

Como ya se mencionó anteriormente, cuando se diseña aire acondicionado para un local, siempre se procurará reutilizar el mismo aire, provocando su recirculación, para evitar grandes consumos de energía.

Lo anterior debe ser estudiado con calma ya que, si se recircula el 100% del aire, éste se encontrará cada vez más contaminado de olores y humo así como -- con mayor contenido de CO₂.

Para evitar esta contaminación, se debe suministrar siempre una cierta cantidad de "aire nuevo de ventilación", tirando así la misma cantidad del aire contaminado, con esto se logra que, a través del tiempo, todo el aire se haya renovado y la contaminación no alcance altas y molestas concentraciones.

A continuación se proporcionan 2 tablas que recomiendan la ventilación necesaria para diferentes tipos de locales, en función del uso del local y del número de personas y en función del volumen del mismo local.

TABLA VII-3. Ventilación recomendada para diferentes lugares

APLICACION	Humo de cigarros	ft ³ /min. por persona		ft ³ /min. mínimos de obra por ft ² de techo
		Recomendado	Mínimo	
Departamentos {normales de lujo	Poco	20	15	—
	Poco	30	25	0.33
Bancos	Ocasional	10	7.5	—
Peluquerías	Considerable	15	10	—
Salones de belleza	Ocasional	10	7.5	—
Bares	Mucho	30	25	—
Corredores	—	—	—	0.25
Sala de juntas	Excesivo	50	30	—
Departamentos de tiendas	Nada	7.5	5	0.05
Garajes	—	—	—	1.0
Fábricas	Nada	10	7.5	0.10
Funerarias (salones)	Nada	10	7.5	—
Cafetería	Considerable	10	7.5	—
Hospitales {quirófanos cuartos privados salas de espera	Nada	—	—	2.0
	Nada	30	25	0.33
	Nada	20	15	—
Habitaciones de hotel	Mucho	30	25	0.33
Cocinas {restaurantes residencias	—	—	—	4.0
	—	—	—	2.0
Laboratorios	Poco	20	15	—
Salones de reunión	Mucho	50	30	1.25
Oficinas {generales privadas privadas	Poco	15	10	—
	Nada	25	15	0.25
	Considerable	30	25	0.25
Restaurantes {cafetería comedor	Considerable	12	10	—
	Considerable	15	12	—
Salones de clase	—	—	—	—
Teatros	Nada	7.5	5	—
Teatros	Poco	15	10	—
Tocadores	—	—	—	2.0

13

De *Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating*, 3ª edición, por Willis H. Carrier, Realto E. Cheme, Walter A. Grant y William H. Roberts, con autorización de Pitman Publishing Corporation.

ESPACIOS A VENTILARSE

Cambios por hora:

Mínutos por cambio:

14

Almacenes	4 - 6	15 - 12
Auditorios	6	10
Casetas de Proyección.	60	1
Clubes	12	5
Cocinas	30	2
Garages	12	5
Laboratorios	10 - 20	6 - 3
Lavanderías	20 - 30	3 - 2
Oficinas	10	6
Panaderías y Reposterías	20	3
Restaurantes	12	5
Salas de Máquinas	7½	8
Salas de Recreación	10	6
Sanitarios interiores	15 - 20	4 - 3
Talleres	10	6
Vestidores	10	6

13

TABLA VII-3. Ventilación recomendada para diferentes lugares

APLICACION	Humo de cigarrros	ft ³ /min. por persona		ft ³ /min. mínimos de obra por ft ² de techo
		Recomendado	Minimo	
Departamentos {normales de lujo	Poco	20	15	—
	Poco	30	25	0.33
Bancos	Ocasional	10	7.5	—
Peluquerías	Considerable	15	10	—
Salones de belleza	Ocasional	10	7.5	—
Bares	Mucho	30	25	—
Corredores	—	—	—	0.25
Sala de juntas	Excesivo	50	30	—
Departamentos de tiendas	Nada	7.5	5	0.05
Garajes	—	—	—	1.0
Fábricas	Nada	10	7.5	0.10
Funerarias (salones)	Nada	10	7.5	—
Cafetería	Considerable	10	7.5	—
Hospitales {quirófanos cuartos privados salas de espera	Nada	—	—	2.0
	Nada	30	25	0.33
	Nada	20	15	—
Habitaciones de hotel	Mucho	30	25	0.33
Cocinas {restaurantes residencias	—	—	—	4.0
	—	—	—	2.0
Laboratorios	Poco	20	15	—
Salones de reunión	Mucho	50	30	1.25
Oficinas {generales privadas privadas	Poco	15	10	—
	Nada	25	15	0.25
	Considerable	30	25	0.25
Restaurantes {cafetería comedor	Considerable	12	10	—
	Considerable	15	12	—
Salones de clase	—	—	—	—
Teatros	Nada	7.5	5	—
Teatros	Poco	15	10	—
Tocadores	—	—	—	2.0

De *Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating*, 3ª edición, por Willis H. Carrier, Realto E. Cherne, Walter A. Grant y William H. Roberts, con autorización de Pitman Publishing Corporation.

ESPACIOS A VENTILARSE	Cambios por hora:	Minutos por cambio:
Almacenes	4 - 6	15 - 12
Auditorios	6	10
Casetas de Proyección.	60	1
Clubes	12	5
Cocinas	30	2
Garages	12	5
Laboratorios	10 - 20	6 - 3
Lavanderías	20 - 30	3 - 2
Oficinas	10	6
Panaderías y Reposterías	20	3
Restaurantes	12	5
Salas de Máquinas	7½	8
Salas de Recreación	10	6
Sanitarios interiores	15 - 20	4 - 3
Talleres	10	6
Vestidores	10	6

ESTADO	CIUDAD	RANGO DIARIO (°F)	DATOS SITUACION					DATOS VERANO								DATOS INVIERNO		
			POSICION GEOGRAFICA		ALTURA EQUIV. AL NIVEL DEL MAR m	PRESION BAROMETRICA		TEMPERATURAS DE CALCULO				HUMED. RELAT. (APROX) %	GRADOS DIA ANUALES (°C)	TEMPERATURAS		GRADOS DIA ANUALES (°C)		
			LATITUD N	LONGITUD W		mbar	mm Hg	MAX EST °C	°C		°F			MIN EST °C	DE CALCULO			
					AS				BH	BS		BH	AS		BS			
MICHOACAN	APATZINGAN	11.10	19° 05'	102° 18'	602	777	703	43.0	37	25	102	77	35	3,015	+11.5	+10	59	
	MORELIA	14.18	19° 42'	101° 07'	1,213	812	619	31.3	30	19	86	66	38	1,68	+1.6	+0	43	
	ZAMORA	17.70	19° 59'	102° 18'	1,633	840	630	37.5	35	20	95	68	27	320	+0.2	+4	39	
	ZACAPU	19.35	19° 45'	101° 45'	2,000	804	603	34.0	32	19	90	66	32	1,68	+4.0	+1	30	
MORELOS	CUAUTLA	15.80	18° 40'	98° 21'	1,241	874	655	47.4	42	22	108	72	20	825	+5.1	+7	45	
	CIERNAVACA	11.70	18° 55'	99° 14'	1,538	849	632	37.6	31	20	108	68	39	250	+1.9	+11	52	
NAYARIT	JAN BLAS	8.25	21° 32'	105° 19'	7	1,015	760	36.0	33	26	91	79	60	1,462	+7.3	+11	52	
	TAPIC	16.45	21° 31'	104° 53'	918	912	680	31.0	30	26	97	79	47	600	+1.9	+6	43	
NUEVO LEON	MONTAÑMELOS	12.40	26° 12'	99° 50'	432	985	724	42.0	37	25	102	77	35	1,850	+10.0	+5	41	
	MONTERREY	15.15	25° 40'	100° 18'	534	954	715	41.5	38	26	100	79	41	1,181	+5.4	0	32	
OAXACA	OAXACA	16.45	17° 04'	96° 42'	1,563	846	635	31.0	25	22	95	72	35	270	+2.4	+7	45	
	SALINAS CRUZ	5.55	16° 42'	95° 12'	56	1,007	753	36.0	34	26	93	79	55	2,005	+10.0	+19	50	
PUEBLA	PUEBLA	15.15	19° 02'	98° 11'	2,150	790	593	30.0	29	17	80	63	35	1,600	+1.5	+3	37	
	TEHUACAN	14.75	18° 28'	97° 25'	1,676	835	627	37.0	34	20	93	68	30	1,190	+5.0	0	32	
QUERETARO	QUERETARO	17.70	20° 36'	100° 23'	1,842	819	614	36.2	35	21	91	70	38	1,129	+4.9	0	32	
	COZUMEL	9.30	20° 31'	86° 51'	3	1,013	760	35.8	33	27	91	81	65	1,979	+10.8	+14	57	
QUINTANA ROO	PAN DE AZÚCAR	9.00	18° 30'	88° 20'	4	1,015	760	37.2	34	27	93	81	60	2,120	+9.5	+13	48	
SAN LUIS POTOSI	SAN LUIS POTOSI	18.75	22° 09'	100° 38'	1,807	816	612	37.3	34	18	93	64	22	86	+2.7	+2	36	
	CULTIACAN	12.45	24° 48'	107° 24'	53	1,005	755	40.9	37	27	90	81	47	1,659	+3.1	+7	45	
SINALOA	HAZATLAN	5.10	23° 11'	106° 25'	78	1,004	753	33.4	31	26	88	79	68	1,372	+11.2	+14	57	
	TOPYLOHAMPO	10.80	25° 36'	107° 03'	3	1,013	760	41.1	37	27	94	81	47	1,734	+8.0	+10	53	
	GUAYMAS	16.95	27° 55'	110° 55'	4	1,013	760	47.0	42	27	100	72	47	1,809	+2.0	+11	52	
SONORA	HERMOSILLO	13.60	29° 05'	110° 58'	211	989	742	45.0	41	28	106	82	37	1,875	+7.0	+6	43	
	MOGATES	14.40	30° 21'	110° 58'	1,177	885	664	41.0	37	26	97	79	44	1,555	+9.0	+4	35	
	CIUDAD OREGON	19.15	27° 29'	109° 55'	40	1,009	757	48.0	43	28	109	82	32	2,403	+1.1	+4	39	
TABASCO	VILLAHERMOSA	12.90	17° 59'	97° 53'	10	1,012	759	41.0	37	26	99	79	42	2,206	+12.2	+10	54	
	NATAMOROS	10.00	25° 62'	97° 30'	12	1,012	759	39.0	36	26	97	79	46	1,815	+4.1	0	32	
	NUEVO LAREDO	13.05	27° 28'	99° 30'	440	907	718	45.0	41	25	106	77	27	2,041	+7.0	+2	30	
	TAMPICO	11.50	23° 12'	97° 51'	18	1,011	758	39.3	36	28	97	82	54	1,635	+2.5	+2	36	
TLAXCALA	CIUDAD VICTORIA	15.15	23° 44'	99° 28'	371	977	733	44.7	38	26	100	79	40	1,317	+2.5	+2	36	
	TLAXCALA	16.15	19° 32'	98° 15'	2,132	781	584	29.4	28	17	102	63	39	311	+1.9	+3	37	
VERACRUZ	JALAPA	17.70	19° 32'	96° 35'	1,399	1163	647	34.6	32	21	90	70	40	2,45	+2.2	+0	43	
	ORIZABA	14.50	18° 51'	97° 05'	1,248	878	659	37.0	34	21	93	70	35	1,84	+1.5	+0	43	
	VERACRUZ	8.35	19° 12'	96° 08'	16	1,011	758	35.6	33	27	91	81	65	1,763	+9.6	+13	55	
YUCATAN	MERIDA	13.50	20° 36'	89° 38'	22	1,011	758	41.0	37	27	99	81	47	2,107	+11.6	+16	59	
	PROGRESO	13.00	21° 17'	89° 40'	14	1,012	759	38.8	36	27	97	81	50	1,900	+11.0	+16	61	
ZACATECAS	FRESNILLO	21.45	23° 10'	102° 35'	2,350	781	586	34.0	30	19	97	66	33	252	+4.5	0	32	
	ZACATECAS	16.95	23° 47'	102° 34'	2,612	784	561	29.0	28	17	83	68	29		+7.5	+2	35	

1

71

POSA NICO
37° 41' 27" N
90° 12' 00" W

ESTADO	RANGO (P.F.)	CIUDAD	DATOS SITUACION					DATOS VERANO							DATOS INVIERNO			
			POSICION GEOGRAFICA		ALTURA 60662	PRESION BAROMETRICA		TEMPERATURAS				HUMED. REL. (75%)	GRADOS DIA ANUALES (°C)	TEMPERATURAS			GRADOS DIA ANUALES (°C)	
			LATITUD N	LONGITUD W		S. NIVEL DEL MAR m	mbar		MAX. EXT. °C	DE CALCULO				MIN. EXT. °C	DE CALCULO			
					mm Hg		mm Hg	°C		°C	°C	°C	°C		°C			
AGUASCALIENTES	1800	AGUASCALIENTES	21° 55'	102° 18'	1879	816	612	36.8	34	19	73	66	26	268	-4.7	0	32	530
BAJA CALIFORNIA	375	ENSENADA	31° 52'	115° 56'	13	1012	759	36.5	34	26	73	79	35	109	+1.1	+5	41	492
	1615	MEXICALI	32° 29'	116° 30'	1	1015	760	47.8	43	28	104	82	33	1060	+1.7	+1	34	372
	640	LA PAZ	24° 10'	110° 07'	18	1011	750	38.0	36	27	97	81	30	1827	+9.0	+13	55	
	2000	TIJERONA	32° 29'	117° 02'	28	1010	738	38.7	35	26	95	79	30	754	+3.5	+2	36	566
COMPECHE	1245	CAMPESHE	19° 31'	90° 32'	25	1010	738	38.9	36	26	97	79	42	2087	+12.7	+16	51	
	1350	CIUDAD DEL CARMEN	18° 38'	91° 49'	3	1013	760	41.0	37	26	99	79	42	2122	+10.8	+16	57	
COAHUILA	1245	MONCLOVOS	26° 05'	101° 26'	386	940	711	42.0	38	24	100	75	34	1169	+7.0	-1	27	326
	1605	NUOVA ROBITA	27° 55'	101° 17'	430	925	724	45.0	41	28	106	77	30	1537	+8.5	-3	27	481
	1470	PILONAS NEGRAS	28° 42'	100° 31'	220	908	741	43.9	40	26	104	79	34	1547	+11.9	-6	21	479
	1890	SANTO DOMINGO	25° 26'	101° 00'	1,039	942	632	38.0	35	22	95	72	36	268	+7.6	-6	20	523
COLIMA	1450	COLIMA	19° 16'	103° 43'	494	958	719	37.5	36	24	97	75	38	1483	+8.5	+12	51	
	1030	MANZANILLO	19° 04'	100° 20'	1	1014	760	38.6	37	27	95	81	35	2229	+12.1	+16	54	
CHIAPAS	1070	TAPACHULA	16° 54'	92° 16'	168	994	766	37.4	34	25	93	77	49	2031	+12.8	+16	61	
	1170	TRAFIA GUTIERREZ	16° 45'	93° 05'	356	953	715	38.5	35	25	95	77	46	1401	+12.0	+16	52	
CHIHUAHUA	1245	CHIHUAHUA	28° 30'	106° 34'	1,423	620	646	38.3	35	23	95	73	38	631	+11.5	-6	21	793
	1500	CIUDAD JUAREZ	31° 44'	105° 29'	1,137	834	667	41.2	37	24	99	75	35	695	+16.0	-10	14	1209
DISTRITO FEDERAL	1810	MEXICO CHAPULTEPEC	19° 25'	99° 10'	2,200	780	585	33.8	32	17	90	65	26	78	+4.8	0	32	847
DURANGO	1030	DURANGO	24° 01'	102° 40'	1,890	816	610	35.2	33	17	91	65	23	100	+5.0	0	32	550
	1275	CIUDAD LEON	25° 33'	103° 32'	1,140	834	627	37.0	36	21	97	70	27	1087	+4.7	+1	34	721
GUANAJUATO	1095	CPLATA	20° 32'	105° 49'	1,754	828	610	41.6	38	20	100	68	22	637	+4.5	0	32	136
	1095	GUANAJUATO	21° 01'	101° 15'	2,017	801	601	33.8	32	18	90	64	20	49	+1.0	+5	41	245
	1665	LEON	21° 08'	101° 41'	1,804	822	617	36.6	34	20	93	68	30	192	+7.3	+2	36	176
	1740	SALVATIERRA	20° 15'	100° 51'	1,761	827	620	38.0	35	19	95	66	25	367	+7.0	+3	37	40
GUERRERO	640	ACAPULCO (TAPALO)	16° 30'	99° 56'	3	1013	760	35.8	33	27	91	81	25	2613	+15.0	+19	60	
	1640	CHILPANCIINGO	17° 33'	99° 50'	1,250	873	634	35.2	34	23	91	73	45	434	+8.0	+9	48	
	1370	TALCO	18° 32'	97° 56'	1,733	823	621	36.5	34	20	93	68	30	518	+10.0	+12	54	
HIDALGO	1845	PACHUCA	20° 08'	98° 46'	2,445	704	573	31.4	29	18	84	64	38		+5.8	-1	30	1007
	2100	TULANCINGO	20° 06'	96° 22'	2,031	787	570	34.7	32	19	90	66	32	12	+5.8	-1	30	849
JALISCO	1530	GUADALAJERA	20° 41'	105° 10'	1,509	804	633	36.0	33	20	91	68	34	706	+3.7	+1	34	164
	2100	LAGOS	21° 22'	101° 56'	1,880	816	612	43.0	39	20	102	68	20	576	+5.2	+2	36	162
	1170	PUERTO VALLARTA	20° 57'	103° 15'	2	1013	760	39.0	36	26	97	79	46	2090	+11.0	+16	57	
MEXICO	1135	TECOCO	14° 31'	98° 52'	2,216	784	588	34.0	32	19	90	66	32	175	+6.0	-1	30	500
	1645	TOLUCA	14° 17'	94° 34'	2,673	763	557	26.8	26	17	79	63	47		+3.0	+2	36	1,570

41

2

<u>Rellenos y aislamientos</u>	kg/m ³	$\frac{k}{K}$ kcal/m, °C, hr
Tezontle como relleno o terrado seco		0.16
Relleno de tierra, arena o grava expues- tos a la lluvia		2.0
Rellenos de terrado, secos, en azoteas		0.50
Arena, seca, limpia	1,700	0.35
Senica de carbón, seco	700	0.20
Siporex despedazado, seco	400	0.13
Escoria, seco	150	0.08
Aserrín relleno suelto, seco	120	0.10
Aserrín relleno empacado, seco	200	0.07
Bolas de plástico celular, empacado, seco	10-20	0.05
Virutas como relleno, seco		0.07
Masa de magnesia, seco	190	0.05
Fibra de vidrio diam. de la fibra 6 micras	15-100	0.04
Fibra de vidrio diam. de la fibra 20 micras	40-200	0.04
Lana de escoria	35-200	0.04
Lana mineral	35-200	0.04
Plástico celular de poliestireno	15-30	0.035
Cartón ruberoide con brea	1.200	0.20
Cartón ruberoide como aislamiento		0.14
Cartón corrugado, seco, poros horizon- tales	40	0.04
Piso de corcho comprimido	500	0.07
Placa de corcho expandido, seco	140	0.035
Placa de corcho expandido, seco	210	0.04
Placa de paja comprimido, seco	300	0.08
Celotex	350	0.07
Fibracel, duro, seco	350	0.07
Fibracel, medio duro, seco	1,000	0.11
Fibracel, poroso, seco	600	0.07
	300	0.045
<u>Varios materiales</u>		
Vidrio	2,600	0.70
Madera de encino, seco, 90° de la fibra	700	0.14
Madera de pino blanco, seco, 90° de la fibra	500	0.12
Madera de pino blanco, expuesto a la lluvia		0.18
Asfalto para fundir	2,100	0.70
Asfalto bituminoso	1,050	0.15
Linóleo, seco		0.16
Algodón, seco		0.04
Lana pura, seco		0.04
Cascara de semilla de algodón, suelta, seca		0.05
Aire	1.2	0.022

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

Acabados

Azulejos y mosaicos	0.90
aplanado con mortero de cal al exterior	0.75
aplanado con mortero de cal al interior	0.60
Terrazos y pisos de mortero de cemento	1.50
Yeso	0.138

A.2 Las personas que ocupan un lugar acondicionado producen una gran cantidad de calor dependiendo de la temperatura interior y el grado de actividad que estén realizando en algunas aplicaciones como pueden ser teatros o salones de espectáculos la carga térmica producida por personas es la mayor carga a disipar en las instalaciones; los seres vivos y algunas aplicaciones específicas producen tanto calor sensible como calor latente debido a la transpiración; la siguiente tabla da los valores que se emplean para el cálculo de la aportación térmica por personas.

TABLA IX-7. Calor producido por las personas

Grado de actividad	Aplicación típica	Relación metabólica de un hombre adulto Btu/h	Grupo de personas			Promedio de la relación metabólica Btu/h	Temperaturas del cuarto (°F, BS)									
			% de composición del grupo				27.7	26.6	25.5	25.8				21		
			Hombre	Mujer	Niño		82°F	80°F	78°F	75°F		70°F				
			Btu/h	Btu/h	Btu/h		Sens. Lat.	Sens. Lat.	Sens. Lat.	Sens. Lat.		Sens. Lat.				
Sentado	Teatro	390	45	45	10	350	175	175	195	155	210	140	230	120	260	90
Sentado; trabajo ligero	Escuela	450	50	50	0	400	180	220	195	205	215	185	240	160	275	125
Trabajo de oficina, actividad moderada	Oficinas, hoteles, departamentos	475	50	50	0	450	200	270	200	250	215	235	245	205	285	165
Parados; caminando despacio	Tienda de ropa, almacenes	550	10	70	20	450	200	270	200	250	215	280	245	205	285	165
Caminando; sentado, de pie; caminando despacio	Cafeterías, Bancos	550	20	70	10	500	180	320	200	300	220	280	255	245	290	210
Trabajo sedentario	Restaurantes	500	50	50	0	550	190	360	220	330	240	310	280	270	320	230
Trabajo ligero	Fábrica, trabajo ligero	800	60	40	0	750	190	560	220	530	245	505	295	455	365	245
Trabajo moderado	Salas de baile	900	50	50	0	850	220	630	245	605	275	575	325	525	400	450
Caminando, 3 mph	Fábricas, trabajo algo pesado	1,000	100	0	0	1,000	270	730	300	700	330	670	380	620	460	540
Jugando	Boliche	1,500	75	25	0	1,450	450	1,000	465	985	485	965	525	925	605	845

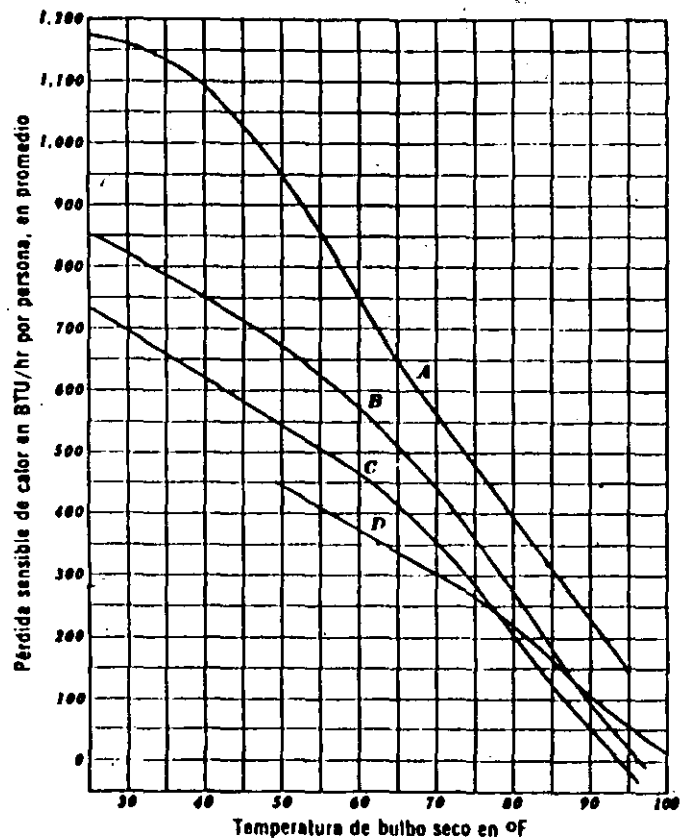


Figura IX-34. Pérdida de calor sensible de un ser humano a varias temperaturas de bulbo seco en aire quieto.

De *Air Conditioning and Refrigeration*, 4ª edición, por Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis, con autorización de International Textbook Company.

- A) hombre trabajando (66,150 lb pie/h)
- B) hombre trabajando (33,075 lb pie/h)
- C) hombre trabajando (16,538 lb pie/h)
- D) hombre sentado y descansando.

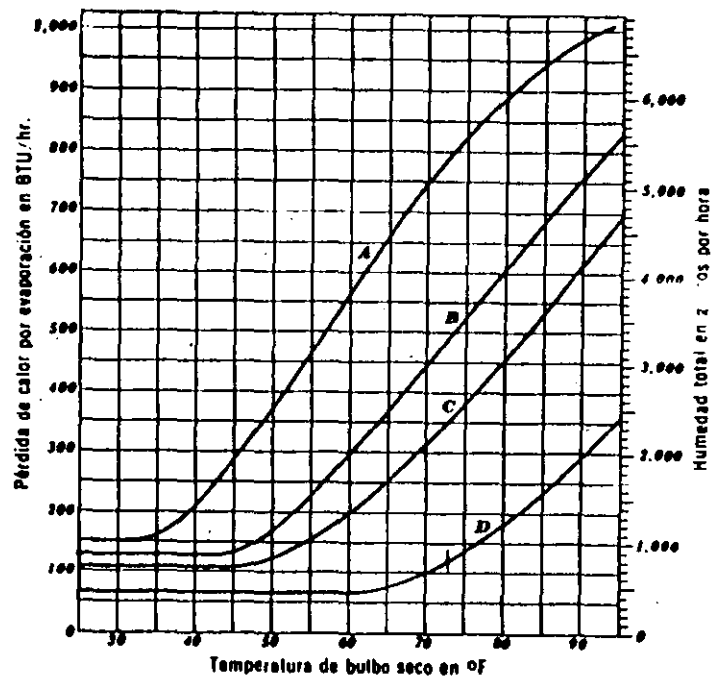


Figura IX-35. Pérdida de calor latente del ser humano por evaporación y humedad evaporada a varias temperaturas de bulbo seco en aire quieto.

De *Air Conditioning and Refrigeration*, 4ª edición, por Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis, con autorización de International Textbook Company.

- A) hombre trabajando (66,150 lb pie/h)
- B) hombre trabajando (33,075 lb pie/h)
- C) hombre trabajando (16,538 lb pie/h)
- D) hombre sentado y descansando.

A.3 La iluminación que normalmente es eléctrica emplea una pequeña parte de la energía consumida en producir luz y la mayor parte se transforma en calor; en el caso de la iluminación incandescente este fenómeno resulta evidente por la alta temperatura que alcanza un foco al estar prendido, en el caso de la iluminación fluorescente, el tubo es "frío" pero la balastro que intensifica el potencial para permitir el efecto fluorescente disipa gran cantidad de calor al espacio acondicionado, como ilustración de la forma que actúa la energía se presenta la siguiente figura:

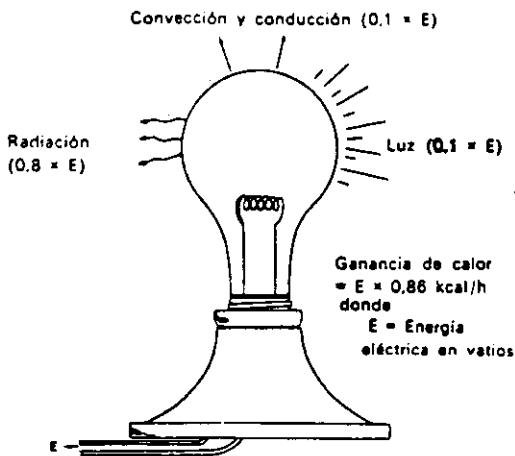


FIG. 30. Conversión de la energía eléctrica en calor y luz en las lámparas de incandescencia

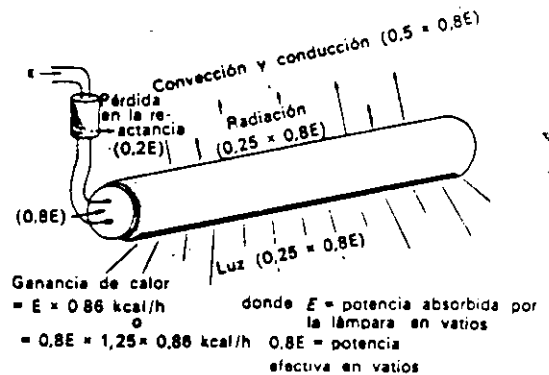


FIG. 31. Conversión de la energía eléctrica en calor y luz en las lámparas fluorescentes

El calor producido por los diferentes tipos de iluminación será el siguiente:

Incandescente $q = W \times 0.86$ kcal/h

Fluorescente $q = W \times 0.86 \times 1.25$ "

El valor de corrección para la iluminación fluorescente se debe al factor de eficiencia del sistema.

A.4 En general cualquier instalación donde hay acondicionamiento ambiental posee algún tipo de equipo como son bombas, motores, equipo de oficina o equipo y accesorios mas sofisticados como pueden ser equipos de computación o equipos de restaurant

Para el caso específico de motores el calor disipado por HP óKW nominal variará con el tamaño del motor ya que los motores grandes son sumamente eficientes y los pequeños no lo son; de la energía absorbida, una parte se disipará como calor y la restante se transformará en trabajo; sin embargo al realizarse trabajo en un lugar acondicionado toda la energía se transformará en calor; el caso típico es un ventilador, que al remover el aire únicamente lo calienta.

La siguiente tabla nos proporciona los valores de carga térmica para varios motores en diferentes aplicaciones:

TABLA 50. GANANCIAS DEBIDAS A LOS APARATOS ELÉCTRICOS DE RESTAURANTES
Sin campana de extracción *

APARATOS	DIMENSIONES TOTALES sin pie ni asa (mm)	MANDO	DATOS DIVERSOS	Potencia nominal (kcal/h)	Potencia en marcha continua (kcal/h)	GANANCIAS A ADICIONAR PARA USO MEDIO		
						Calor sensible (kcal/h)	Calor latente (kcal/h)	Calor total (kcal/h)
Percolador 2 litros Calent. de agua 2 litros		Manual Manual		340 77	77 77	227 58	55 27	282 80
4 percoladores con reserva de 17 litros	508 x 762 x 640 H	Auto.	Calentador agua 2000 vatios Percolador 2960 vatios	4225		1200	300	1500
10 litros Cafetera 10 litros 20 litros	381 φ x 864 H 305 x 584 oval x 533 H 457 φ x 940 H	Manual Auto. Auto.	Negro Niquelado Niquelado	3000 3855 4280	750 650 900	650 550 850	425 375 575	1075 925 1425
Máquina donut	558 x 558 x 1450 H	Auto.	Extractor motor de 1/2 CV	4000		1250		1250
Cocedora para huevos	254 x 330 x 635 H	Manual	Medio 550 vatios Lento 275 vatios	935		300	200	500
Mesa caliente, con ca- lientaplatos, por m ² de superficie		Auto.	Aislado - Calentador separado para cada plato. Calientaplatos en la parte inferior	3600	1350	950	950	1900
Mesa caliente, sin ca- lientaplatos, por m ² de superficie		Auto.	Como arriba, pero sin calientaplatos	2750	1080	540	960	1500
Freidora 5 litros aceite	385 φ x 355 H	Auto.		2220	775	400	600	1000
Freidora 10 litros aceite	486 x 457 x 305 H	Auto.	Superficie 300 x 360 mm	3995	5000	950	1425	2375
Placa calentadora	457 x 457 x 203 H	Auto.	Superficie activa 450 x 360 mm	2000	780	775	425	1200
Parrilla para carne	355 x 355 x 254 H	Auto.	Superf. útil 250 x 300 mm	2550	475	975	525	1500
Parrilla para sandwich	330 x 355 x 254 H	Auto.	Superficie de parrilla 300 x 300 mm	1400	475	675	175	850
Calentador de pan	640 x 437 x 330 H	Auto.	1 cajón	375	108	275	75	300
Tostador (continuo)	381 x 381 x 711 H	Auto.	Para dos cortes 360 cortes/h	1875	1250	1275	325	1600
Tostador (continuo)	508 x 381 x 711 H	Auto.	Para 4 cortes 720 cortes/h	2570	1500	1525	650	2175
Tostador (automático)	152 x 279 x 228 H	Auto.	2 cortes	1025	250	617	113	730
Molde de tortas	305 x 330 x 254 H	Auto.	1 torta de 180 mm	620	150	275	185	460
Molde de tortas	355 x 330 x 254 H	Auto.	12 tortas de 64 x 95 mm	1890	375	775	525	1300

* En el caso en que exista una campana bien proyectada, con extracción mecánica, multiplicar los valores anteriores por 0.5

TABLA 51. GANANCIAS DEBIDAS A LOS APARATOS DE RESTAURANTE

Funcionamiento a gas o a vapor — Sin campana de extracción*

APARATO	DIMENSIONES TOTALES sin pie ni asa (mm)	MANDO	DATOS DIVERSOS	Potencia nominal (kcal/h)	Potencia en marcha continua (kcal/h)	GANANCIAS A ADMITIR PARA USO MEDIO		
						Calor sensible (kcal/h)	Calor latente (kcal/h)	Calor total (kcal/h)
GAS								
Percolador 2 litros		Manual	Combinación sin percolador y calentador agua	854	126	340	90	430
Calentador agua 2 litros		Manual		126	126	100	25	125
Percolador completo con depósito	482 x 762 x 640 H		4 percoladores con reserva de 17 litros			1815	455	2270
Cafetera 11 litros	381 φ x 864 H	Auto.	Negra	804	983	730	730	1460
» 11 litros	304 x 584 oval x 533 H	Auto.	Niquelada		854	430	430	1260
» 19 litros	457 φ x 940 H	Auto.	Niquelada		1180	980	980	1960
Calentaplatos, por m ² de superficie		Manual	Tipo baño maría	5430	2450	2310	1720	3530
Freidora, 6,8 kg de grasa	304 x 308 x 457 H	Auto.	Superficie 250 x 250 mm	3590	755	1060	705	1765
Freidora, 12,7 kg de grasa	381 x 889 x 378 H	Auto.	Superficie 275 x 400 mm	6090	1135	1815	1210	3025
Parrilla Quemador superior	558 x 355 x 431 H (0,13 m ² de superficie de parrilla)	Manual	Aislado 5500 kcal/h	9320		3625	915	4540
Quemador inferior			3750 kcal/h					
Horno, parte sup. abierta, por m ² de superficie		Manual	Quemadores anulares 3000-5500 kcal/h	3800		1140	1140	2280
Horno, parte sup. cerrada, por m ² de superficie		Manual	Quemadores anulares 2500-3000 kcal/h	2920		895	895	1790
Tostador continuo	381 x 381 x 711 H	Auto.	2 cortes 360 cortes/h	3000	2500	1940	830	2770
VAPOR								
Cafetera 11 litros	381 φ x 864 H	Auto.	Negra			730	480	1210
» 11 litros	304 x 584 oval x 533 H	Auto.	Niquelada			600	400	1000
» 19 litros	457 φ x 940 H	Auto.	Niquelada			855	580	1435
» 11 litros	381 φ x 864 H	Manual	Negra			780	780	1560
» 11 litros	304 x 584 oval x 533 H	Manual	Niquelada			655	655	1310
» 19 litros	457 φ x 940 H	Manual	Niquelada			930	930	1860
Mesa caliente por m ² de superficie		Auto.				100	125	225
Calentaplatos, por m ² de superficie		Manual				110	280	390

* En el caso en que existe una campana bien proyectada, con extracción mecánica, multiplicar los valores anteriores por 0,50

12

12

TABLA 52. GANANCIAS DEBIDAS A LOS DIVERSOS APARATOS
sin campana de extracción *

APARATO	MANDO	DATOS DIVERSOS	POTENCIA NOMINAL MÁXIMA (kcal/h)	GANANCIAS A ADMITIR PARA USO MEDIO		
				Calor sensible (kcal/h)	Calor latente (kcal/h)	Calor total (kcal/h)
ELÉCTRICOS						
Secapelo con ventilador 15 a 115 V	Manual	Ventilador 165 W (bajo 915 W, fuerte 1580 W)	1353	380	180	680
Casco secapelo 6,5 a 115 V	Manual	Ventilador 80 W (bajo 300 W, fuerte 710 W)	680	470	85	555
Calentadores de permanente	Manual	60 calentadores de 25 W normalmente 36 en marcha	1200	210	40	250
Lavador y esterilizador a presión		200 x 200 x 500 mm		3020	5120	8140
Letrero de neón, por 30 cm de longitud		Diámetro exterior: 12 mm Diámetro exterior: 10 mm		8 15		8 15
Calentador de toallas		600 x 700 x 1030 mm 600 x 420 x 1030 mm		300 263	730 605	1030 878
Esterilizador de ropa	Auto Auto.	400 x 620 mm 500 x 914 mm		2420 5870	2190 6030	4610 11920
Esterilizador paralelepípedo	Auto. Auto. Auto. Auto. Auto. Auto.	420 x 420 x 914 mm 620 x 420 x 1520 mm 420 x 914 x 1520 mm 420 x 914 x 1524 mm 914 x 1067 x 2144 mm 1067 x 1219 x 2438 mm 1219 x 1381 x 2438 mm		8770 10500 14170 17270 40700 44150 52950	5290 6800 9070 11330 20500 35700 45400	14060 17300 23240 28600 65280 81630 98350
Esterilizador agua	Auto. Auto.	40 litros 60 litros		1030 1540	4100 6200	5190 7740
Esterilizador, instrumentos	Auto. Auto. Auto. Auto. Auto.	152 x 205 x 472 mm 228 x 254 x 508 mm 254 x 305 x 560 mm 254 x 305 x 914 mm 305 x 406 x 620 mm		680 1300 2040 2570 2300	600 900 1400 2370 2150	1280 2270 3530 4940 4450
Esterilizador, utensilios	Auto. Auto.	404 x 404 x 620 mm 508 x 508 x 620 mm		2670 3100	5140 6430	7810 9530
Esterilizador, aire caliente	Auto. Auto.	Modelo 120 Amer. Sterilizer Co. Modelo 100 Amer. Sterilizer Co.		500 300	1640 530	1540 830
Alambique, agua		20 l/h		430	680	1110
Aparato de radiografía		Para médicos y dentistas		Ninguna	Ninguna	Ninguna
Aparato de radioscopia		Las ganancias pueden ser grandes Solicitar información del constructor				
A GAS						
Pequeño mechero Bunsen	Manual	Quegador 11 mm diám. con gas ciudad	430	240	40	300
Pequeño mechero Bunsen	Manual	Quegador 11 mm diám. con gas natural	730	420	110	530
Quegador de llama plana	Manual	Quegador 11 mm diám. con gas natural	680	500	120	620
Quegador de llama plana	Manual	Quegador 11 mm diám. con gas natural	1380	780	190	970
Mechero Bunsen grande	Manual	Quegador 38 mm diám. con gas natural	1510	840	230	1070
Encendedor de cigarrillos	Manual	Funcionamiento continuo	630	230	25	255
Secapelo central 5 cascos 10 cascos	Auto. Auto.	Constituido por un calentador y un ventilador que en pulsa el aire caliente por los cascos	8320	3780 5290	1010 1510	4790 6800

* En el caso en que exista una campana bien proyectada, con extracción mecánica, multiplicar los valores anteriores por 0,5

TABLA 53. GANANCIAS DEBIDAS A LOS MOTORES ELÉCTRICOS

Funcionamiento continuo *

POTENCIA NOMINAL CV	RENDIMIENTO A PLENA CARGA %	POSICIÓN DEL APARATO CON RESPECTO AL LOCAL ACONDICIONADO O A LA CORRIENTE DE AIRE **		
		Motor en el interior Aparato impulsado en el interior $\frac{CV \times 632}{P}$	Motor en el exterior Aparato impulsado en el interior CV x 632	Motor en el interior Aparato impulsado en el exterior $\frac{CV \times 632 (1-p)}{P}$
		Kcal/h		
1/20	40	80	30	47
1/12	49	105	50	55
1/8	55	145	80	65
1/6	60	180	105	70
1/4	64	250	160	90
1/3	66	320	215	110
1/2	70	450	320	135
3/4	72	660	480	167
1	79	800	630	170
1 1/2	80	1 200	950	237
2	80	1 600	1 260	320
3	81	2 350	1 990	450
5	82	3 900	3 160	700
7 1/2	85	5 500	4 800	850
10	85	7 500	6 400	1 125
15	86	11 100	9 500	1 575
20	87	14 500	12 730	1 875
25	88	18 100	15 900	2 200
30	89	21 300	19 100	2 350
40	89	28 700	25 500	3 250
50	89	35 700	31 800	4 000
60	89	43 000	38 400	4 750
75	90	53 000	47 800	5 250
100	90	71 000	63 800	7 250
125	90	87 500	79 500	9 000
150	91	105 000	95 600	9 500
200	91	140 000	127 500	12 500
250	91	175 000	159 000	16 000

* En el caso de un funcionamiento no continuo, aplicar un coeficiente de simultaneidad, determinado a ser posible mediante ensayos.

** Para un ventilador o una bomba que impulse al fluido hacia el exterior, utilizar los valores de la última columna.



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

CALCULO DE CARGAS VARIABLES EN VERANO

CALCULO DE CARGAS VARIABLES EN
VERANO.

En la época de verano, la carga térmica se debe fundamentalmente a la energía que entra del exterior del local, aunque también influye la generada dentro del local por personas, equipos, iluminación, etc.

Respecto a las cargas térmicas generadas en el interior, se calculan según se analizó anteriormente en la sección de cargas térmicas en invierno (personas, equipo, iluminación, etc.)

En referencia a las cargas térmicas generadas por las condiciones exteriores para el caso de verano, vale la pena hacer varias aclaraciones:

- 1.- Parte de la carga térmica exterior se dá debido a la transmisión por muros, pisos, techos, ventanas, puertas, etc., y la cual es provocada por la diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior.
- 2.- Otra parte de la carga térmica exterior se produce debido a la "Radiación Solar" que llega a los mismos elementos antes mencionados (muros, ventanas, etc.)

A continuación se analiza la forma de calcular las cargas térmicas correspondientes a las diferentes barreras exteriores, para lo cual dividiremos el problema en dos secciones:

- a) VENTANAS
- b) MUROS Y TECHOS

GANANCIA SOLAR A TRAVES DE VENTANAS:

La cantidad de energía que puede entrar a un local por una ventana depende de varias variables:

- 1.- Latitud del lugar en estudio.
- 2.- Orientación de la ventana.
- 3.- Mes y hora de estudio.
- 4.- Nubosidad del cielo.
- 5.- Tipo de cristal empleado.
- 6.- Elementos de sombra existentes.
- 7.- Diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior.

En las páginas siguientes se dan varios tipos de tablas que nos permitirán calcular numéricamente la cantidad de energía que por radiación entra a un local a través de sus ventanas.

Las primeras seis tablas sirven para calcular la cantidad de energía solar que puede entrar por una ventana, dependiendo de la Latitud del lugar, del mes, de la hora y de la orientación de la ventana.

El cálculo de esta ganancia de energía se logra mediante la aplicación de la siguiente fórmula:

$$Q = A \times (FGS) \times F$$

donde:

Q = Energía que entra al local (kcal/hr)

A = Área de la ventana en estudio (m^2)

(FGS) = Factor de ganancia solar (kcal/hr. m^2). (de tablas)

F = Factor de forma

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

3

0°

0°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR														0° LATITUD SUR	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época	
21 Junio	N	0	122	176	200	211	217	222	217	211	200	176	122	0	S	22 Diciembre	
	NE	0	322	423	417	360	267	143	54	38	35	29	16	0	SE		
	E	0	314	398	366	252	116	38	38	38	35	29	16	0	E		
	SE	0	100	113	73	40	38	38	38	38	35	29	16	0	NE		
	S	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0	N		
	SO	0	16	29	35	38	38	38	38	40	73	113	100	0	NO		
22 Julio y 21 Mayo	N	0	100	146	165	176	179	181	179	176	165	146	100	0	S	21 Enero y 21 Noviembre	
	NE	0	320	414	406	336	233	116	43	38	35	29	16	0	SE		
	E	0	328	410	377	260	116	38	38	38	35	29	16	0	E		
	SE	0	124	141	97	48	38	38	38	38	35	29	16	0	NE		
	S	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0	N		
	SO	0	16	29	35	38	38	38	38	48	97	141	124	0	NO		
24 Agosto y 20 Abril	N	0	46	75	84	89	92	92	89	84	75	46	0	S	20 Febrero y 23 Octubre		
	NE	0	298	382	360	274	165	65	38	38	35	32	16	0		SE	
	E	0	349	442	401	279	125	38	38	38	35	32	16	0		E	
	SE	0	181	214	176	94	41	38	38	38	35	32	16	0		NE	
	S	0	16	32	35	38	38	38	38	38	35	32	16	0		N	
	SO	0	16	32	35	38	38	38	40	94	176	214	181	0		NO	
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	16	32	35	38	38	38	38	35	32	16	0	S	22 Marzo y 22 Septiembre		
	NE	0	257	320	273	184	84	38	38	38	35	32	16	0		SE	
	E	0	363	452	409	290	127	38	38	38	35	32	16	0		E	
	SE	0	257	320	273	184	84	38	38	38	35	32	16	0		NE	
	S	0	16	32	35	38	38	38	38	38	35	32	16	0		N	
	SO	0	16	32	35	38	38	38	84	184	273	320	257	0		NO	
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	16	32	35	38	38	38	38	35	32	16	0	S	20 Abril y 24 Agosto		
	NE	0	181	214	176	94	40	38	38	38	35	32	16	0		SE	
	E	0	349	442	401	279	124	38	38	38	35	32	16	0		E	
	SE	0	298	382	360	274	165	65	38	38	35	32	16	0		NE	
	S	0	46	75	84	89	92	92	89	84	75	46	0	N			
	SO	0	16	32	35	38	38	65	165	274	360	382	298	0		NO	
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	16	29	35	38	38	38	38	35	29	16	0	S	21 Mayo y 23 Julio		
	NE	0	124	141	97	48	38	38	38	38	35	29	16	0		SE	
	E	0	328	412	377	260	116	38	38	38	35	29	16	0		E	
	SE	0	320	414	406	336	233	116	43	38	35	29	16	0		NE	
	S	0	100	146	165	176	179	181	179	176	165	146	100	0		N	
	SO	0	16	29	35	38	38	43	116	233	336	414	320	0		NO	
22 Diciembre	N	0	16	29	35	38	38	38	38	35	29	16	0	S	21 Junio		
	NE	0	100	113	73	40	38	38	38	38	35	29	16	0		SE	
	E	0	314	398	366	252	116	38	38	38	35	29	16	0		E	
	SE	0	322	423	417	360	257	143	54	38	35	29	16	0		NE	
	S	0	122	176	200	211	217	222	217	211	200	176	122	0		N	
	SO	0	16	29	35	38	38	54	143	257	360	417	423	322		0	NO
Correcciones	Marco metálico o ningún marco × 1/0.85 ó 1.17	Defecto de limpieza 15% máx.				Ahtud + 0.7% por 300 m				Punto de rocío superior a 19.5°C - 14% por 10°C				Punto de rocío superior a 19.5°C + 14% por 10°C		Latitud sur Dic. o Enero + 7%	

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

TABLA 15. APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO SENCILLO (Cont.)

kcal h x (m² de apertura)

4

10°

10°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR														0° LATITUD SUR	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época	
21 Junio	N	51	119	<u>135</u>	122	119	116	111	116	119	122	<u>135</u>	119	5	S	22 Diciembre	
	NE	149	355	<u>414</u>	379	287	176	75	38	38	35	<u>29</u>	21	5	SE		
	E	146	363	<u>420</u>	377	265	111	38	38	38	35	<u>29</u>	21	5	E		
	SE	48	132	<u>149</u>	116	67	38	38	38	38	35	<u>29</u>	21	5	NE		
	S	5	21	<u>29</u>	35	38	38	38	38	38	35	<u>29</u>	21	5	N		
SO	5	21	21	35	38	38	38	38	67	116	<u>149</u>	132	48	NO			
O	5	21	21	35	38	38	38	111	265	377	<u>420</u>	363	146	O			
NO	5	21	21	35	38	48	75	176	287	379	<u>414</u>	355	149	SO			
Horizontal	10	119	290	450	556	631	659	631	556	450	<u>290</u>	119	10	Horizontal			
22 Julio y 21 Mayo	N	13	92	<u>105</u>	94	89	84	81	84	99	94	<u>105</u>	92	13	S	21 Enero y 21 Noviembre	
	NE	113	344	<u>401</u>	360	295	151	59	38	38	35	<u>29</u>	19	2	SE		
	E	135	366	<u>428</u>	385	265	116	38	38	38	35	<u>29</u>	19	2	E		
	SE	70	154	<u>179</u>	151	86	38	38	38	38	35	<u>29</u>	19	2	NE		
	S	2	19	<u>29</u>	35	38	38	38	38	38	35	<u>29</u>	19	2	N		
SO	2	19	29	35	38	38	38	38	86	151	<u>179</u>	154	70	NO			
O	2	19	29	35	38	38	38	116	265	385	<u>428</u>	366	135	O			
NO	2	19	29	35	38	38	59	151	295	360	<u>401</u>	344	113	SO			
Horizontal	8	113	290	450	569	640	669	640	569	450	<u>290</u>	113	8	Horizontal			
24 Agosto y 20 Abril	N	2	40	<u>43</u>	40	40	38	38	38	40	40	<u>43</u>	40	2	S	20 Febrero y 23 Octubre	
	NE	46	306	<u>352</u>	301	217	92	38	38	38	35	<u>29</u>	19	2	SE		
	E	67	374	<u>427</u>	404	282	124	38	38	38	35	<u>29</u>	19	2	E		
	SE	48	214	<u>254</u>	230	162	73	38	38	38	35	<u>29</u>	19	2	NE		
	S	2	19	<u>29</u>	35	38	38	38	38	38	35	<u>29</u>	19	2	N		
SO	2	19	29	35	38	38	38	73	162	230	<u>254</u>	214	48	NO			
O	2	19	29	35	38	38	38	124	282	404	<u>442</u>	374	67	O			
NO	2	19	29	35	38	38	38	92	217	301	<u>352</u>	306	46	SO			
Horizontal	5	103	284	452	577	656	678	656	577	452	<u>284</u>	103	5	Horizontal			
22 Septiembre y 22 Marzo	N	2	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	2	S	22 Marzo y 22 Septiembre	
	NE	2	241	<u>279</u>	217	122	46	38	38	38	35	29	16	2	SE		
	E	2	352	<u>444</u>	409	287	127	38	38	38	35	29	16	2	E		
	SE	2	263	<u>344</u>	330	254	151	57	38	38	35	29	16	2	NE		
	S	2	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	2	N		
SO	2	16	29	35	38	38	57	151	254	330	<u>344</u>	263	2	NO			
O	2	16	29	35	38	38	38	127	287	409	<u>444</u>	352	2	O			
NO	2	16	29	35	38	38	38	46	122	217	<u>279</u>	241	2	SO			
Horizontal	2	84	263	433	561	637	669	637	561	433	<u>263</u>	84	2	Horizontal			
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	13	27	35	38	38	38	38	38	35	27	13	0	S	20 Abril y 24 Agosto	
	NE	0	157	179	117	75	38	38	38	38	35	27	13	0	SE		
	E	0	320	<u>420</u>	393	271	100	38	38	38	35	27	13	0	E		
	SE	0	279	<u>398</u>	404	333	219	124	48	38	35	27	13	0	NE		
	S	0	48	108	149	176	192	198	192	149	108	48	0	0	N		
SO	0	13	27	35	38	48	124	219	333	404	<u>398</u>	279	0	NO			
O	0	13	27	35	38	38	38	108	271	393	<u>420</u>	320	0	O			
NO	0	13	27	35	38	38	38	38	75	119	<u>179</u>	157	0	SO			
Horizontal	0	59	230	377	523	596	623	596	523	377	<u>230</u>	59	0	Horizontal			
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	S	21 Mayo y 23 Julio	
	NE	0	73	<u>100</u>	46	35	38	38	38	35	32	24	10	0	SE		
	E	0	268	<u>387</u>	358	252	105	38	38	35	32	24	10	0	E		
	SE	0	268	414	<u>474</u>	396	295	189	84	46	32	24	10	0	NE		
	S	0	94	176	246	260	282	287	282	260	246	176	94	0	N		
SO	0	10	24	32	46	84	189	295	396	436	<u>414</u>	298	0	NO			
O	0	10	24	32	35	38	38	105	252	358	<u>387</u>	268	0	O			
NO	0	10	24	32	35	38	38	38	35	46	<u>100</u>	73	0	SO			
Horizontal	0	46	168	355	474	547	569	547	474	355	<u>168</u>	46	0	Horizontal			
22 Diciembre	N	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	S	21 junio	
	NE	0	40	<u>75</u>	46	35	38	38	38	35	32	24	10	0	SE		
	E	0	233	<u>371</u>	352	246	113	38	38	35	32	24	10	0	E		
	SE	0	268	417	<u>442</u>	404	328	214	97	62	32	24	10	0	NE		
	S	0	135	200	254	295	314	<u>325</u>	314	295	254	200	135	0	N		
SO	0	10	24	32	62	97	214	328	404	<u>442</u>	417	268	0	NO			
O	0	10	24	32	35	38	38	113	246	352	<u>371</u>	233	0	O			
NO	0	10	24	32	35	38	38	38	35	46	<u>75</u>	40	0	SO			
Horizontal	0	38	179	325	452	523	547	523	452	325	<u>179</u>	38	0	Horizontal			

Correcciones

Marcos fijos o móviles + 10.85 ó 1.17

Defecto de limpieza 15 % máx.

Altitud + 0.7 % por 300 m

Punto de rocío superior a 19.5 °C - 14 % por 10° C

Punto de rocío superior a 19.5 °C + 14 % por 10° C

Latitud sur Dic. ó enero + 7 %

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

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

20°

20°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR														0° LATITUD SUR	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época	
21 Junio	N	76	<u>111</u>	90	68	51	46	40	46	51	67	90	<u>111</u>	75	S	22 Diciembre	
	NE	219	<u>417</u>	390	330	225	103	40	38	38	38	32	<u>24</u>	8	SE		
	E	219	401	434	387	260	111	38	38	38	38	32	24	8	E		
	SE	75	168	<u>198</u>	179	119	57	38	38	38	38	32	24	8	NE		
	S	8	24	32	38	38	38	38	38	38	38	32	24	8	M		
	SO	8	24	32	38	38	38	38	38	57	119	179	198	168	75		NO
22 Julio y 21 Mayo	N	54	<u>75</u>	62	46	40	38	38	38	40	46	62	75	54	S	21 Enero y 21 Noviembre	
	NE	192	<u>358</u>	374	301	198	84	38	38	38	35	32	21	8	SE		
	E	203	401	<u>442</u>	393	268	124	38	38	38	38	35	32	21	8		E
	SE	84	189	<u>230</u>	214	154	78	38	38	38	35	32	21	8	NE		
	S	8	21	32	35	38	38	38	38	38	35	32	21	8	M		
	SO	8	21	32	35	38	38	38	38	78	154	214	230	189	84		NO
24 Agosto y 20 Abril	N	16	27	29	35	38	38	38	38	38	35	29	27	16	S	20 Febrero y 23 Octubre	
	NE	122	301	<u>320</u>	241	135	48	38	38	38	35	29	19	5	SE		
	E	143	385	<u>447</u>	404	287	138	38	38	38	35	29	19	5	E		
	SE	78	241	<u>306</u>	292	265	149	54	38	38	35	29	19	5	NE		
	S	5	19	29	38	38	38	38	38	65	54	38	29	19	5		M
	SO	5	19	29	35	38	38	38	38	149	265	292	306	241	78		NO
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0	S	22 Marzo y 22 Septiembre	
	NE	0	225	<u>235</u>	160	59	38	38	38	38	35	29	16	0	SE		
	E	0	352	<u>442</u>	404	282	122	38	38	38	35	29	16	0	E		
	SE	0	268	368	<u>379</u>	325	227	111	40	38	35	29	16	0	NE		
	S	0	21	59	103	141	170	176	172	141	103	59	21	0	M		
	SO	0	16	29	35	38	40	111	227	325	379	368	268	210	NO		
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	S	20 Abril y 24 Agosto	
	NE	0	119	<u>141</u>	78	35	38	38	38	35	32	24	10	0	SE		
	E	0	268	<u>398</u>	382	271	132	38	38	35	32	24	10	0	E		
	SE	0	246	396	<u>431</u>	404	322	200	73	35	32	24	10	0	NE		
	S	0	57	135	206	252	287	301	287	252	206	135	57	0	M		
	SO	0	10	24	32	35	38	38	38	322	404	433	396	246	0		NO
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	8	21	29	35	35	35	35	35	29	21	8	0	S	21 Mayo y 23 Julio	
	NE	0	65	<u>79</u>	38	35	35	35	35	35	29	21	8	0	SE		
	E	0	192	<u>247</u>	344	246	116	35	35	35	29	21	8	0	E		
	SE	0	198	390	<u>444</u>	428	366	246	124	43	29	21	8	0	NE		
	S	0	75	187	271	333	368	382	368	333	271	187	75	0	M		
	SO	0	8	21	29	35	35	35	35	428	444	390	198	0	NO		
22 Diciembre	N	0	5	19	29	32	35	35	35	32	29	19	5	0	S	21 Junio	
	NE	0	38	<u>48</u>	32	32	35	35	35	32	29	19	5	0	SE		
	E	0	151	<u>220</u>	328	230	92	35	35	32	29	19	5	0	E		
	SE	0	160	377	<u>452</u>	431	363	263	162	54	29	19	5	0	NE		
	S	0	67	200	301	358	396	404	396	358	301	200	67	0	M		
	SO	0	5	19	29	32	35	35	35	431	452	377	160	0	NO		
Correcciones	Marco metálico o ningún marco = 1/0.85 ó 1.17	Defecto de limpieza 15 % máx.			Altitud + 0,7 % por 300 m			Punto de rocío superior a 19,5 °C - 14 % por 10° C			Punto de rocío superior a 19,5° C + 14 % por 10° C			Latitud sur Dic. o enero + 7 %			

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

TABLA 19 APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO SENCILLO (Cont).
kcal/h x (m² de abertura)

30°

30°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR														0° LATITUD SUR	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época	
21 Junio	N	89	78	48	38	38	38	38	38	38	48	78	89	S	22 Diciembre		
	NE	284	377	352	263	149	51	38	38	38	38	32	27	SE			
	E	292	423	436	387	265	119	38	38	38	38	32	27	E			
	SO	113	203	244	244	198	119	44	38	38	38	32	27	NO			
22 Julio y 21 Mayo	N	59	54	38	35	38	38	38	38	38	35	38	54	S	21 Enero y 21 Noviembre		
	NE	252	353	333	241	124	43	38	38	38	38	32	24	SE			
	E	270	420	444	393	268	119	38	38	38	35	22	24	E			
	SO	113	222	271	271	225	143	59	38	38	38	35	24	NO			
24 Agosto y 20 Abril	N	16	21	29	35	35	38	38	38	35	35	29	21	S	20 Febrero y 23 Octubre		
	NE	149	292	271	179	73	38	38	38	35	35	29	21	SE			
	E	179	398	447	401	276	124	38	38	35	35	29	21	E			
	SO	100	245	344	348	303	222	108	40	35	35	29	21	NO			
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	13	27	32	35	38	38	38	35	32	27	13	S	22 Septiembre y 22 Marzo		
	NE	0	200	244	108	40	38	38	38	35	32	27	13	SE			
	E	0	336	428	390	279	130	38	38	35	32	27	13	E			
	SO	0	265	355	412	382	306	181	67	35	32	27	13	NO			
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	8	21	29	32	35	38	38	35	32	29	21	S	20 Agosto y 24 Agosto		
	NE	0	89	105	48	32	35	38	35	32	29	21	8	SE			
	E	0	214	366	358	254	116	38	35	32	29	21	8	E			
	SO	0	198	385	442	431	368	249	127	40	29	21	8	NO			
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	2	16	24	29	32	32	32	29	24	16	2	S	21 Mayo y 23 Julio		
	NE	0	21	43	24	29	32	32	32	29	24	16	2	SE			
	E	0	73	295	314	225	94	32	32	29	24	16	2	E			
	SO	0	75	344	436	439	387	282	173	62	24	16	2	NO			
22 Diciembre	N	0	0	10	24	29	32	32	32	29	24	10	0	S	21 Junio		
	NE	0	0	27	24	29	32	32	32	29	24	10	0	SE			
	E	0	0	249	284	217	86	32	32	29	24	10	0	E			
	SO	0	0	309	425	439	387	292	195	75	24	10	0	NO			
Correcciones	Marco metálico o ningún marco = 1/0,85 ó 1,17	Defecto de limpieza 15 % máx.			Altitud + 0,7 % por 300 m			Punto de rocío superior a 19,5° C - 14 % por 10° C			Punto de rocío superior a 19,5° C + 14 % por 10° C			Latitud sur Dic. o Enero + 7 %			

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

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

40°

40°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR														0° LATITUD SUR	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época	
21 Junio	N	87	54	32	35	38	38	38	38	38	35	32	54	86	22 Diciembre	ISI	
	NE	320	360	303	198	81	38	38	38	38	35	32	27	16		SE	
	E	341	436	439	385	257	119	38	38	38	35	32	27	16		E	
	SE	138	238	295	301	268	192	92	38	38	35	32	27	16		NE	
	S	16	27	32	35	38	38	38	38	38	35	32	27	16		M	
	SO	16	27	32	35	38	38	38	38	38	35	32	27	16		NO	
22 Julio y 21 Mayo	O	16	27	32	35	38	38	38	38	35	32	27	16	21 Enero y 21 Noviembre	O		
	NO	16	27	32	35	38	38	38	38	35	32	27	16		SO		
	Horizontal	84	222	363	485	569	629	642	629	569	485	363	222		84	Horizontal	
	N	65	38	32	35	38	38	38	38	38	35	32	27		13	S	
	NE	287	344	284	179	70	38	38	38	38	35	32	27		13	SE	
	E	320	436	444	390	265	116	38	38	38	35	32	27		13	E	
24 Agosto y 20 Abril	SE	146	260	322	379	298	222	113	40	38	35	32	27	13	20 Febrero y 23 Octubre	NE	
	S	13	27	35	70	119	170	187	170	119	70	35	27	13		M	
	SO	13	27	32	35	38	40	113	222	298	339	322	260	146		NO	
	O	13	27	32	35	38	38	38	116	265	390	444	436	320		O	
	NO	13	27	32	35	38	38	38	70	179	284	344	287	287		SO	
	Horizontal	65	198	341	463	550	610	631	610	550	463	341	198	65		Horizontal	
22 Septiembre y 22 Marzo	N	19	21	-29	35	38	38	38	38	35	29	21	19	22 Marzo y 22 Septiembre	S		
	NE	184	276	222	124	43	38	38	38	35	29	21	8		SE		
	E	227	398	439	393	273	122	38	38	38	35	29	21		8	E	
	SE	130	284	374	395	377	290	179	67	38	35	29	21		8	NE	
	S	8	21	65	138	241	263	276	263	241	138	65	21		8	M	
	SO	8	21	29	35	38	67	179	290	377	398	374	284		130	NO	
23 Octubre y 20 Febrero	O	8	21	29	35	38	38	38	122	273	393	439	398	237	20 Abril y 24 Agosto	O	
	NO	8	21	29	35	38	38	38	38	43	124	222	276	184		SO	
	Horizontal	24	127	271	406	501	556	580	556	501	406	271	127	24		Horizontal	
	N	0	13	24	32	35	35	38	35	35	32	24	13	0		S	
	NE	0	138	157	70	35	35	38	35	35	32	24	13	0		SE	
	E	0	314	404	377	268	122	38	35	35	32	24	13	0		E	
21 Noviembre y 21 Enero	SE	0	257	390	439	425	360	244	111	38	32	24	13	0	21 Mayo y 23 Julio	NE	
	S	0	32	119	219	298	330	379	330	298	219	119	32	0		M	
	SO	0	13	24	32	38	111	244	360	425	439	390	257	0		NO	
	O	0	13	24	32	35	35	38	122	268	377	404	314	0		O	
	NO	0	13	24	32	35	35	38	35	35	32	24	13	0		SO	
	Horizontal	0	57	181	336	414	477	496	477	414	336	181	57	0		Horizontal	
22 Diciembre	N	0	5	16	27	29	32	32	32	29	27	16	5	0	21 Junio	S	
	NE	0	94	89	32	29	32	32	32	29	27	16	5	0		SE	
	E	0	230	317	330	238	105	32	32	29	27	16	5	0		E	
	SE	0	219	358	336	442	390	290	170	54	27	16	5	0		NE	
	S	0	57	160	282	371	417	439	417	371	282	160	57	0		M	
	SO	0	5	16	27	54	170	290	390	442	336	358	219	0		NO	
Correcciones	Marco metálico o ningún marco × 1,0,85 ó 1,17	Defecto de limpieza 15 % máx.				Ahtud + 0,7 % por 300 m				Punto de rocío superior a 19,5° C - 14 % por 10° C				Punto de rocío superior a 19,5° C + 14 % por 10° C		Latitud sur Dic. ó Enero + 7 %	

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

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

50°

50°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR														0° LATITUD SUR	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época	
21 Junio	N	78	32	32	35	38	38	38	38	38	35	32	32	78	22 Diciembre	S	
	NE	341	339	254	135	43	38	38	38	38	35	32	27	21		SE	
	E	377	444	439	368	254	111	38	38	38	35	32	27	21		E	
	SE	173	276	341	366	336	265	165	62	38	35	32	27	21		NE	
	S	21	27	43	105	184	235	252	235	184	105	43	27	21		N	
SO	21	27	32	35	38	62	165	265	336	366	341	276	173	NO			
O	21	27	32	35	38	38	38	111	254	368	439	444	377	O			
NO	21	27	32	35	38	38	38	38	43	135	254	339	341	SO			
Horizontal	119	233	360	469	534	580	596	580	534	469	360	233	119	Horizontal			
22 Julio y 21 Mayo	N	57	29	32	35	38	38	38	38	38	35	32	29	57	21 Enero y 21 Noviembre	S	
	NE	309	317	235	119	40	38	38	38	38	35	32	27	16		SE	
	E	355	436	442	382	260	116	38	38	38	35	32	27	16		E	
	SE	176	290	363	387	368	295	189	70	38	35	32	27	16		NE	
	S	16	27	57	135	217	265	287	265	217	135	57	27	16		N	
SO	16	27	32	35	38	70	189	295	368	387	363	290	176	NO			
O	16	27	32	35	38	38	38	116	260	382	442	436	355	O			
NO	16	27	32	35	38	38	38	38	40	119	235	317	309	SO			
Horizontal	89	203	322	431	509	556	572	556	509	431	322	203	89	Horizontal			
24 Agosto y 20 Abril	N	21	21	27	32	35	38	38	38	35	32	27	21	21	20 Febrero y 23 Octubre	S	
	NE	206	254	189	84	35	38	38	38	35	32	27	21	10		SE	
	E	254	393	428	382	265	122	38	38	35	32	27	21	10		E	
	SE	143	301	390	425	414	358	241	108	35	32	27	21	10		NE	
	S	10	24	97	198	284	352	374	352	284	198	97	24	10		N	
SO	10	21	27	32	35	108	241	358	414	425	390	301	143	NO			
O	10	21	27	32	35	38	38	122	265	382	428	393	254	O			
NO	10	21	27	32	35	38	38	38	35	84	189	254	206	SO			
Horizontal	35	124	241	352	433	485	501	485	433	355	241	124	35	Horizontal			
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	10	21	27	32	32	32	32	32	27	21	10	0	22 Marzo y 22 Septiembre	S	
	NE	0	157	124	43	32	32	32	32	32	27	21	10	0		SE	
	E	0	276	374	352	252	116	32	32	32	27	21	10	0		E	
	SE	0	233	377	439	442	393	284	151	46	27	21	10	0		NE	
	S	0	29	138	252	355	406	428	406	355	252	138	29	0		N	
SO	0	10	21	27	32	35	108	241	358	414	425	390	301	143	NO		
O	0	10	21	27	32	32	32	116	252	352	374	276	0	O			
NO	0	10	21	27	32	32	32	32	32	43	124	157	0	SO			
Horizontal	0	40	132	238	320	379	401	379	320	238	132	40	0	Horizontal			
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	0	10	19	24	27	29	27	24	19	10	0	0	20 Abril y 24 Agosto	S	
	NE	0	78	54	19	24	27	29	27	24	19	10	0	0		SE	
	E	0	198	268	284	214	94	29	27	24	19	10	0	0		E	
	SE	0	187	301	393	425	390	311	187	65	19	10	0	0		NE	
	S	0	46	143	268	371	425	452	425	371	268	143	46	0		N	
SO	0	0	10	19	24	27	29	27	24	19	10	0	0	NO			
O	0	0	10	19	24	27	29	94	214	284	268	198	0	O			
NO	0	0	10	19	24	27	29	27	24	19	54	78	0	SO			
Horizontal	0	5	51	122	195	233	254	233	195	122	51	5	0	Horizontal			
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	0	2	10	16	21	24	21	16	10	2	0	0	21 Mayo y 23 Julio	S	
	NE	0	0	13	10	16	21	24	21	16	10	2	0	0		SE	
	E	0	0	138	173	154	75	24	21	16	10	2	0	0		E	
	SE	0	0	168	257	344	344	290	181	57	10	2	0	0		NE	
	S	0	0	92	189	314	387	414	387	314	189	92	0	0		N	
SO	0	0	2	10	16	21	24	21	16	10	2	0	0	NO			
O	0	0	2	10	16	21	24	75	154	173	138	0	0	O			
NO	0	0	2	10	16	21	24	21	16	10	13	0	0	SO			
Horizontal	0	0	10	35	81	127	143	127	81	35	10	0	0	Horizontal			
22 Diciembre	N	0	0	0	8	13	16	19	16	13	8	0	0	0	21 Junio	S	
	NE	0	0	0	8	13	16	19	16	13	8	0	0	0		SE	
	E	0	0	0	73	127	62	19	16	13	8	0	0	0		E	
	SE	0	0	0	111	290	314	271	168	67	8	0	0	0		NE	
	S	0	0	0	84	268	355	382	355	268	84	0	0	0		N	
SO	0	0	0	8	67	168	271	314	290	111	0	0	0	NO			
O	0	0	0	8	13	16	19	62	127	73	0	0	0	O			
NO	0	0	0	8	13	16	19	16	13	8	0	0	0	SO			
Horizontal	0	0	0	13	51	89	108	89	51	13	0	0	0	Horizontal			
Correcciones	Marco metálico o ningún marco x 1/0,85 ó 1,17	Defecto de limpieza 15 % máx.			Altitud + 0,7 % por 300 m				Punto de rocío superior a 19,5 °C - 14 % por 10° C			Punto de rocío superior a 19,5° C + 14 % por 10° C		Latitud sur Dic. o enero + 7 %			

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

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

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

TIPO DE VIDRIO	SIN PERSIANA O PANTALLA	PERSIANAS VENECIANAS INTERIORES * Listones horizontales o verti- cales inclinados 45° O CORTINAS DE TELA			PERSIANAS VENECIANAS EXTERIORES Listones horizontales o inclinados 45°		PERSIANA EXTERIOR Listones inclinados 17° (horizontales) **		CORTINA EXTERIOR DE TELA Circulación de aire arriba y lateralmente	
		Color claro	Color medio	Color oscuro	Color claro	Exterior claro Interior oscuro	Color me- dio ****	Color os- curo ***	Color claro	Color medio u oscuro
VIDRIO SENCILLO ORDINARIO	1,00	0,56	0,65	0,75	0,15	0,13	0,22	0,15	0,20	0,25
VIDRIO SENCILLO 6 mm	0,94	0,56	0,65	0,74	0,14	0,12	0,21	0,14	0,19	0,24
VIDRIO ABSORBENTE *****										
Coefficiente de absorción 0,40 a 0,48	0,80	0,56	0,62	0,72	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Coefficiente de absorción 0,48 a 0,56	0,73	0,53	0,59	0,62	0,11	0,10	0,16	0,11	0,15	0,18
Coefficiente de absorción 0,56 a 0,70	0,62	0,51	0,54	0,56	0,10	0,10	0,14	0,10	0,12	0,16
VIDRIO DOBLE										
Vidrios ordinarios	0,90	0,54	0,61	0,67	0,14	0,12	0,20	0,14	0,18	0,22
Vidrios de 6 mm	0,80	0,52	0,59	0,65	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Vidrio interior ordinario										
Vidrio ext. absorbente de 0,48 a 0,56	0,52	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10	0,10	0,13
Vidrio interior de 6 mm										
Vidrio ext. absorbente de 0,48 a 0,56	0,50	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10	0,10	0,12
VIDRIO TRIPLE										
Vidrio ordinario	0,83	0,48	0,56	0,64	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Vidrio de 6 mm	0,69	0,47	0,52	0,57	0,10	0,10	0,15	0,10	0,14	0,17
VIDRIO PINTADO										
Color claro	0,28									
Color medio	0,39									
Color oscuro	0,50									
VIDRIO DE COLOR *****										
Ambar	0,70									
Rosé oscuro	0,56									
Azul	0,60									
Grn	0,32									
Gris-verde	0,46									
Opalescente claro	0,43									
Opalescente oscuro	0,37									

TIPOS DE VIDRIO O DISPOSITIVOS DE SOMBRA*	COEFICIENTES			Factor solar**
	Absorción (a)	Reflexión (r)	Transmisión (t)	
Vidrio ordinario	0,08	0,08	0,86	1,00
Placa regular 0,65 mm	0,18	0,08	0,77	0,94
Vidrio absorbente térmico	según fabricante	0,05	(1-0,5-a)	- -
Persiana veneciana, color claro	0,37	0,51	0,12	0,58***
color medio	0,58	0,39	0,03	0,65***
color obscuro	0,72	0,27	0,01	0,78***
Tela de fibra de vidrio blanquecina (5,72-61/58)	0,05	0,60	0,35	0,48***
Tela de algodón, beige (6,18-91/36)	0,28	0,51	0,23	0,56***
Tela de fibra de vidrio, gris claro	0,30	0,47	0,23	0,59***
Tela de fibra de vidrio, color canela (7,55-57/29)	0,44	0,42	0,14	0,64***
Tela de vidrio blanca con franjas doradas	0,05	0,41	0,54	0,65***
Tela de fibra de vidrio, gris obscura	0,60	0,29	0,11	0,78***
Tela «Dacron» blanca (1,8-86/81)	0,02	0,28	0,70	0,78***
Tela de algodón, gris obscura con revestimiento de vinilo (análoga al estor)	0,85	0,16	0,00	0,88***
Tela de algodón, gris obscura (6,06-91/36)	0,02	0,28	0,70	0,78***

* Los factores correspondientes a las diversas cortinas serán sólo a modo de guía, ya que el material realmente empleado en las cortinas puede ser de diferentes colores y texturas; las cifras entre paréntesis son onzas por yarda cuadrada, y números de hebras de la urdimbre.

** Comparado con el vidrio ordinario.

*** Para dispositivo de sombra combinado con vidrio ordinario.

Las dos últimas tablas presentadas en la página anterior enlistan varios factores de corrección que modifican la ganancia solar dependiendo del tipo de vidrio que se emplee y de los dispositivos de sombra instalados como cortinas o persianas.

Además de emplear las tablas anteriores para el cálculo de la energía que entra al local por sus ventanas, debemos de recordar que por el hecho de existir una temperatura mayor en el exterior, habrá una cantidad de energía que entrará por transmisión por las ventanas. Esta cantidad de energía se calcula en forma idéntica a como se señaló en el capítulo anterior de cargas térmicas en invierno, o sea mediante la aplicación de la siguiente ecuación:

$$Q=UxAx\Delta T$$

Haciendo uso de todo lo anterior, se habrán calculado todas las ganancias de energía que recibe un local a través de sus ventanas. Resulta conveniente aclarar que cuando en un local existen varias ventanas y/o muros al exterior, con diversas orientaciones, es necesario hacer un análisis detallado para encontrar el mes y la hora críticos y con éllo poder seleccionar el equipo adecuado que cubra las necesidades del local en cualquier época del año.

GANANCIAS DE ENERGIA EN VERANO A TRAVES DE MUROS Y TECHOS.

Como ya se mencionó anteriormente, la ganancia de energía que entra a un local por sus muros y azoteas se debe tanto a la transmisión, como a la radiación.

Para hacer sencilla la solución de este problema, fué diseñado un método llamado de "Diferencia de Temperaturas Equivalente"; este método consiste en el cálculo experimental de la diferencia de temperaturas que debiera de haber entre el exterior y el interior para provocar, por pura transmisión, el efecto total logrado en la realidad por transmisión y radiación a través de muros y techos. En las páginas siguientes se proporcionan tablas que dan los resultados experimentales obtenidos y que dependen de: orientación del muro, densidad del muro, y hora del día; y para azoteas depende también de si está o no sombreada o rociada con agua.

Para el cálculo de la energía que se gana en un local a través de sus muros y azoteas, lo único que se requiere es la aplicación de la siguiente ecuación:

$$Q=UxAx\Delta T_e$$

donde:

Q= Energía recibida dentro del local (kcal/hr)

U= Coeficiente de transmisión total del muro o techo
(kcal/hr.m²•C)

A= Area del muro o techo (m²)

Te= Diferencia de temperaturas equivalente entre el exterior y el interior. (de tablas)

TABLA 19. DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA (°C)

Muros soleados o en sombra*

Valadero para muros de color oscuro, 35 °C de temperatura exterior, 27 °C de temperatura interior, 11 °C de variación de la temperatura exterior en 24 h. mes de Julio y 40° de latitud Norte**

ORIENTACIÓN	PESO DEL MURO *** (kg/m ²)	HORA SOLAR																												
		MAÑANA												TARDE												MAÑANA				
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5					
NE	100	2.8	0.3	12.3	12.8	13.3	10.6	7.8	7.2	6.7	7.2	7.8	7.8	7.8	6.7	5.8	4.4	3.3	2.3	1.1	0	-1.1	-1.7	2.3	-1.1					
	300	-0.5	-1.1	-1.1	2.8	13.3	12.3	11.1	8.3	5.5	6.1	6.7	7.2	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.3	0	-0.5					
	500	2.2	1.7	3.2	2.2	2.2	5.5	8.9	8.3	7.8	6.7	5.5	6.1	6.7	6.7	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4	3.9	3.3	3.3	2.6	2.6					
	700	2.8	2.0	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	5.5	7.8	8.9	7.8	6.7	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	3.9				
E	100	0.5	9.4	16.7	18.3	20.0	19.4	17.8	11.1	6.7	7.2	7.8	7.8	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0	-0.5	-1.1	-1.7	-1.7					
	300	-0.5	-0.5	0	11.7	16.7	17.2	17.2	16.6	7.8	7.2	6.7	7.2	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	3.3	2.2	1.7	0.5	0.5	0					
	500	2.8	2.8	3.3	4.4	7.8	11.1	13.3	13.9	13.3	11.1	10.0	8.9	7.8	7.8	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4	3.9	3.9	3.3					
	700	6.1	5.5	5.5	5.0	4.4	5.0	5.5	6.3	10.0	10.6	10.0	9.4	8.9	7.8	6.7	7.2	7.8	7.8	7.8	7.2	7.2	6.7	6.7	6.7					
SE	100	5.5	3.3	7.2	10.6	14.4	15.0	15.6	14.4	13.3	10.6	8.9	8.3	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0	-0.5	-0.5	-1.1	-1.1					
	300	0.5	0.5	0	7.2	11.1	13.3	13.9	13.3	11.7	10.0	8.3	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0.5	0	-0.5					
	500	3.9	3.9	3.3	3.3	3.3	6.1	8.9	9.4	10.6	10.6	10.0	9.4	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	5.5	5.0	5.0	5.0	4.4	4.4	3.9					
	700	3.9	4.4	4.4	4.4	4.4	3.9	3.3	6.1	7.8	8.3	8.9	10.0	8.9	8.3	7.8	7.2	6.7	6.7	6.7	6.7	6.1	6.1	5.5	5.0					
S	100	-0.5	-1.1	-2.2	0.5	2.2	7.8	12.2	15.0	16.7	15.6	14.4	11.1	8.9	6.7	5.5	3.9	3.3	1.7	1.1	0.5	0.5	0	0	-0.5					
	300	-0.5	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	3.9	6.7	11.1	13.3	13.9	14.4	12.8	11.1	8.3	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0.5	0	-0.5					
	500	2.2	2.2	1.1	1.1	1.1	1.7	2.2	4.4	6.7	8.3	8.9	10.0	10.0	8.3	7.8	6.1	5.5	5.0	4.4	4.4	3.9	3.3	3.3	2					
	700	3.9	3.3	3.3	2.8	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	3.9	5.5	7.2	7.8	8.3	8.9	8.9	7.8	6.7	6.7	5.5	5.5	5.0	5.0	4.4					
SO	100	-1.1	-2.2	-2.2	-1.1	0	2.2	3.3	10.6	14.4	15.9	22.2	23.0	23.3	16.7	12.3	6.7	5.5	2.2	1.1	0.5	0.5	0	-0.5	-0.5					
	300	1.1	0.5	0	0	0	8.3	1.1	4.4	6.7	13.3	17.8	19.4	20.0	19.4	18.9	11.1	5.5	3.9	3.3	2.8	2.2	1.7	1.7	1.1					
	500	3.9	2.8	3.3	2.8	2.2	2.8	3.3	3.9	4.4	6.7	7.8	10.6	12.3	12.8	13.3	12.8	12.2	8.3	5.5	5.5	5.0	5.0	4.4	3.9					
	700	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	3.9	3.3	3.3	3.3	3.9	4.4	6.0	5.5	5.3	10.0	10.6	11.1	7.2	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4					
O	100	-1.1	-1.7	-2.2	-1.1	0	1.7	3.3	7.8	11.1	17.8	22.2	25.0	26.7	18.9	12.2	7.8	4.4	2.8	1.1	0.5	0	0	-0.5	-0.5					
	300	1.1	0.5	0	0	0	1.1	2.2	3.9	5.5	10.6	14.4	18.9	22.2	22.8	20.0	15.6	8.9	5.5	3.3	2.8	2.2	1.7	1.7	1.1					
	500	3.9	3.9	3.3	3.2	3.2	3.2	3.2	3.9	4.4	5.5	6.7	9.4	11.1	12.9	15.6	15.0	14.4	10.6	7.8	6.7	5.1	5.5	5.0	4.4					
	700	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4	4.4	4.4	5.0	5.5	5.5	5.5	6.1	6.7	7.8	8.9	11.7	12.2	12.8	12.2	11.1	10.0	8.9	8.3	7.2					
NO	100	-1.7	-2.2	-2.2	-1.1	0	1.7	3.3	5.5	6.7	10.6	13.3	15.9	22.2	20.6	18.9	16.0	3.3	2.2	1.1	0	-0.5	-0.5	-1.1	-1.1					
	300	-1.1	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	0	1.1	3.3	4.4	5.5	6.7	11.7	16.7	17.2	17.8	11.7	6.7	4.4	3.3	2.2	1.7	0.5	0	-0.5					
	500	2.8	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.8	3.3	5.0	6.7	9.4	11.1	11.7	12.2	7.8	4.4	3.9	3.9	3.3	3.3	2.8					
	700	4.4	3.9	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.9	4.4	5.0	5.5	7.8	10.0	10.6	11.1	8.9	7.2	6.1	5.5	5.0					
N (en la sombra)	100	-1.7	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	0.5	2.2	4.4	5.5	6.7	7.8	7.2	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0	0	-0.5	-0.5	-1.1	-1.1					
	300	-1.7	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	-0.5	0	1.7	3.3	4.4	5.5	6.1	6.7	6.7	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0	-0.5	-1.1					
	500	0.5	0.5	0	0	0	0	0	0.5	1.1	1.7	2.2	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8	2.2	2.2	2.2	1.7	1.7	1.1	1.1	0.5					
	700	0.5	0.5	0	0	0	0	0	0	0	0.5	1.1	1.7	2.2	2.8	2.3	2.9	4.4	3.9	3.3	2.2	1.7	1.1	1.1	0.5					
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5					
		MAÑANA												TARDE												MAÑANA				
		HORA SOLAR																												

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

Valedero para techos de color oscuro, 35 °C de temperatura exterior, 27 °C de temperatura interior, 11 °C de variación de la temperatura exterior en 24 h., mes de Julio y 40° de latitud Norte**

CONDICIONES	PESO DEL TECHO *** (kg/m²)	HORA SOLAR																								
		MAÑANA										TARDE										MAÑANA				
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5	
Soleado	50	-2.2	-3.3	-3.9	-2.8	-0.5	3.9	8.3	13.3	17.8	21.1	23.9	25.6	23.0	22.0	19.4	15.6	12.2	8.9	5.5	3.9	1.7	0.5	-0.5	-1.7	
	100	0	-0.3	-1.1	-0.5	1.1	5.0	8.9	12.8	16.7	20.0	22.8	23.9	23.9	22.2	19.4	16.7	13.9	11.1	8.3	6.7	4.4	3.3	2.3	1.1	
	200	2.2	1.7	1.1	1.7	3.3	5.5	8.9	12.8	15.6	18.3	21.1	22.2	22.8	21.7	19.4	17.0	15.6	13.3	11.1	9.4	7.2	6.1	5.0	3.3	
	300	3.0	4.4	3.3	3.9	4.4	6.1	8.9	12.2	15.0	17.2	19.4	21.1	21.7	21.1	20.0	18.9	17.2	15.6	13.9	12.2	10.0	8.9	7.2	6.1	
400	7.2	6.7	6.1	6.1	6.7	7.2	8.9	12.2	14.4	15.6	17.8	19.4	20.6	20.6	19.4	18.9	18.9	17.0	16.7	15.0	12.8	11.1	10.0	7.8		
Cubierto de agua	100	-2.8	-1.1	0	1.1	2.2	5.5	8.9	10.6	12.3	11.1	10.0	8.9	7.8	6.7	5.5	3.3	1.1	0.5	0.5	-0.5	-1.1	-1.7	-2.2	-2.8	
	200	-1.7	-1.1	-0.5	-0.5	0	2.8	5.5	7.2	8.3	8.3	8.9	8.3	8.3	7.8	6.7	5.5	3.9	2.8	1.7	0.5	-0.5	-1.1	-1.7	-1.7	
	300	-0.5	-1.1	-1.1	-1.1	-1.1	1.1	2.8	3.9	5.5	6.7	7.8	8.3	8.9	8.3	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.7	1.1	0.5	0	
Rociado	100	-2.2	-1.1	0	1.1	2.2	4.4	6.7	8.3	10.0	9.4	8.9	8.3	7.8	6.7	5.5	3.3	1.1	0.5	0	-0.5	-1.1	-1.1	-1.7	-1.7	
	200	-1.1	-1.1	-0.5	-0.5	0	1.1	2.8	5.0	7.2	7.8	7.8	7.8	7.8	7.2	6.7	5.0	3.9	2.8	1.7	0.5	0	0	-0.5	-0.5	
	300	-0.5	-1.1	-1.1	-1.1	-1.1	0	1.1	2.8	4.4	5.5	6.7	7.2	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0	-0.5	
En la sombra	100	-2.8	-2.8	-2.2	-1.1	0	1.1	3.3	5.0	6.7	7.2	7.8	7.2	6.7	5.5	4.4	2.8	1.1	0.5	0	-0.5	-1.7	-2.2	-2.8	-2.8	
	200	-2.8	-2.8	-2.2	-1.7	-1.1	0	1.1	2.8	4.4	5.5	6.7	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	2.3	2.2	1.1	0	-0.5	-1.7	-2.2	-2.8	
	300	-1.7	-1.7	-1.1	-1.1	-1.1	-0.5	0	1.1	2.2	3.3	4.4	5.0	5.5	5.5	5.5	5.0	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0	-0.5	-1.1	
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5	
		MAÑANA										TARDE										MAÑANA				
		HORA SOLAR																								

Ecuación: Ganancias por transmisión a través del techo (kcal/h) = Área (m²) × (Diferencia equivalente de temperatura) × (Coeficiente de transmisión global, tablas 27 ó 28).

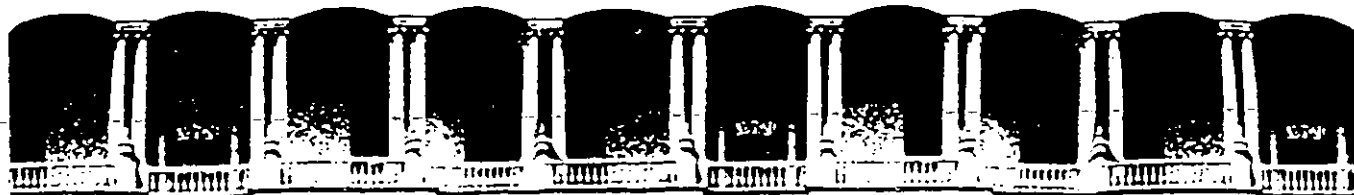
- Si las bóvedas o buhardillas están ventiladas o si el techo está aislado, tomar el 75 % de los valores precedentes.
- Para techos inclinados, considerar la proyección horizontal de la superficie.

** Para condiciones diferentes, aplicar las condiciones indicadas en el texto

*** Los pesos por m² de los tipos de construcción clásicos están indicados en las tablas 27 ó 28.

TABLA 20A. CORRECCIONES DE LAS DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURA (°C)

Temperatura exterior a las 15 h para el mes considerado menos temperatura interior	VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA EXTERIOR EN 24 h																					
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22				
-16	-21.2	-21.7	-22.3	-22.8	-23.3	-23.8	-24.2	-24.7	-25.1	-25.6	-26.0	-26.5	-27.0	-27.4	-27.9	-28.3	-28.8	-29.3	-29.8			
-12	-17.2	-17.7	-18.3	-18.8	-19.3	-19.8	-20.2	-20.7	-21.1	-21.6	-22.0	-22.5	-23.0	-23.4	-23.9	-24.3	-24.8	-25.3	-25.8			
-8	-13.2	-13.7	-14.3	-14.8	-15.3	-15.8	-16.2	-16.7	-17.1	-17.6	-18.0	-18.5	-19.0	-19.4	-19.9	-20.3	-20.8	-21.3	-21.8			
-4	-9.2	-9.7	-10.3	-10.8	-11.3	-11.8	-12.2	-12.7	-13.1	-13.6	-14.0	-14.5	-15.0	-15.4	-15.9	-16.3	-16.8	-17.3	-17.8			
0	-5.0	-5.5	-6.1	-6.6	-7.1	-7.6	-8.0	-8.5	-8.9	-9.4	-9.8	-10.3	-10.8	-11.2	-11.7	-12.1	-12.6	-13.1	-13.6			
+2	-2.1	-2.6	-3.2	-3.7	-4.2	-4.7	-5.2	-5.6	-6.1	-6.6	-7.0	-7.5	-7.9	-8.4	-8.9	-9.3	-9.8	-10.2	-10.7			
+4	-1.1	-1.6	-2.2	-2.7	-3.2	-3.6	-4.1	-4.6	-5.0	-5.5	-5.9	-6.4	-6.9	-7.3	-7.8	-8.2	-8.7	-9.1	-9.7			
+6	0.8	0.3	0.3	0.8	1.3	1.7	2.2	2.7	3.1	3.6	4.0	4.5	5.0	5.4	5.9	6.3	6.7	7.2	7.8			
+8	2.8	2.3	1.7	1.2	0.7	0.3	0	-0.7	-1.1	-1.6	-2.0	-2.5	-3.0	-3.4	-3.9	-4.3	-4.7	-5.2	-5.8			
+10	4.7	4.2	3.6	3.1	2.6	2.2	1.7	1.2	0.8	0.3	-0.1	-0.6	-1.1	-1.5	-2.0	-2.4	-2.8	-3.3	-3.9			
+12	6.8	6.3	5.7	5.2	4.7	4.3	3.8	3.3	2.9	2.4	1.8	1.3	0.8	0.4	-0.1	-0.7	-1.2	-1.8	-2.4			
+14	8.8	8.3	7.7	7.3	6.7	6.3	5.8	5.3	4.9	4.4	3.8	3.3	2.8	2.4	1.9	1.3	0.8	0.2	-0.3			
+16	10.8	10.3	9.7	9.2	8.7	8.3	7.8	7.3	6.9	6.4	5.8	5.3	4.8	4.4	3.9	3.3	2.8	2.2	-0.3			
+18	12.8	12.3	11.7	11.2	10.7	10.3	9.8	9.3	8.9	8.4	7.8	7.3	6.8	6.4	5.9	5.3	4.8	4.2	-0.3			
+20	14.8	14.3	13.7	13.2	12.7	12.3	11.8	11.3	10.9	10.4	9.8	9.3	8.8	8.4	7.9	7.3	6.8	6.2	-0.3			
+22	16.9	16.4	15.8	15.3	14.8	14.4	13.9	13.4	13.0	12.5	11.9	11.4	10.9	10.5	10.0	9.4	8.9	8.3	-0.3			



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

C U R S O S A B I E R T O S

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

SELECCION DE SERPENTINES

SELECCION DE SERPENTINES

Uno de los problemas que se deben solucionar en el diseño de un sistema de aire acondicionado, es la selección adecuada de los serpentines de enfriamiento o calefacción con que va a contar la unidad manejadora a emplear. Una vez que se han calculado las cargas térmicas que habrán de retirarse, es necesario especificar los equipos que realizarán este servicio; del análisis psicrométrico del problema considerado tenemos las siguientes variables:

- a.- Condiciones de inyección; t_{bs} , t_{bh}
- b.- Condiciones de mezcla del aire; aire exterior y aire de recirculación que se alimentarán al equipo enfriador; t_{bs} , t_{bh}
- c.- Calor total por absorber o suministrar Kcal/h
- d.- Cantidad de aire requerido; kg/h, m^3/h

Con esta información se puede proceder a la selección de los equipos requeridos:

El primer paso consiste en hacer una selección de la unidad manejadora que será empleada; requerimos el gasto de aire y la presión que habrá que vencer en las redes de ductos y difusores.

Para la correcta selección de la manejadora, los fabricantes sugieren una velocidad máxima a través de los serpentines de enfriamiento para evitar arrastre de agua que se haya condensado en ellos; se presenta una tabla de velocidades recomendadas por un fabricante. SON VELOCIDADES MAXIMAS

Altura SNM. (m)	Densidad aire (kg/m ³)	Velocidad máxima (Pies/min)	(m/s)
0	1.2	615	3.12
304	1.16	630	3.20
610	1.11	640	3.25
915	1.07	650	3.30
1 220	1.04	660	3.35
1 525	1.00	670	3.40
1 830	0.96	685	3.48
2 130	0.92	700	3.55
2 440	0.89	710	3.60
2 740	0.85	725	3.68
3 050	0.82	740	3.76

En la selección que se realice de una unidad manejadora es necesario tomar en cuenta estas velocidades máximas de flujo a través de los serpentines; una vez seleccionada la manejadora, ya se cuenta con información del área de los serpentines que se habrán de seleccionar.

CARGA TERMICA UNITARIA (CTU)

Las capacidades de los serpentines tanto de enfriamiento como de calefacción se encuentran tabuladas en

capacidad térmica por unidad de area (Kcal/m²), (BTU/ft²)
 por lo que es indispensable tener una selección de la
 unidad manejadora para conocer el area de flujo de los
 serpentines y así poder calcular la CTU

Ejemplo:

Se tiene una carga térmica de 74 300 Kcal/h
 Gasto de aire 12 750 m³/h

Condiciones del aire de mezcla tbs= 24 °C (75°F)
 tbh= 19°C (66°F)

Condiciones requeridas de inyección tbs= 11.4°C (52.5°F)
 tbh= 11.0°C (51.8°F)

Para estas condiciones se selecciona una unidad manejadora
 modelo 140 cuya area de serpentín es de 14 ft²; la velocidad
 de flujo del aire es de 535 ft/min.

$$CTU = \frac{294\ 841\ \text{BTU/h}}{14\ \text{ft}^2} = 21\ 060\ \text{BTU/h ft}^2$$

Con la información de que se dispone se busca la capacidad
 en las tablas de serpentines para agua helada; encontrandose
 lo siguiente:

Serpentín de la serie HC con 5 hileras trabajando a
 una velocidad de 500 ft/min; empleandose agua de 45°F,
 con una diferencial de 10°F y un gasto de 5 gpm/circuito

Por regla general el mejor equipo será el que sea
 mas sencillo. Para calcular las caidas de presión tanto del
 agua en circulación por el serpentín, como para el aire
 que pasa a través de él, los fabricantes dan tablas o nomogramas

FANS AND DIAMETER

2 - 18"

MODEL 140 FC

COILS—W x L

25 1/2" x 79"

Tubes
14
Face Area

14
14.0 Sq. Ft.

FLAT FILTER

6 - 16" x 25" x 2"

CFM	Coil FV	Filter Vel	Flat Filter Static Pressures		
			TA	LV	HV
5600	400	389	.15	.07	.08
7000	500	486		.10	.11
8400	600	583			.15
9800	700	667			.19
11200	800	763			

ANGLE FILTER

9 - 16" x 25" x 2"

CFM	Coil FV	Filter Vel	Angle Filter Static Pressures		
			TA	LV	HV
5600	400	271	.09	.04	.04
7000	500	338	.13	.06	.06
8400	600	406	.17	.08	.08
9800	700	453	.19	.09	.10
11200	800	530		.11	.13

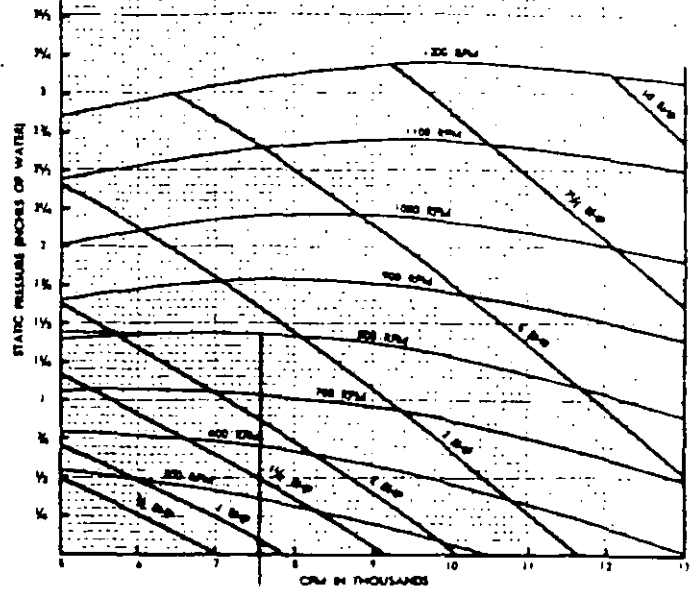
MULTIZONE

Heating Coil
W x L
Tubes
Face Area

15" x 79"
8
8.22 Sq. Ft.

CFM	Coil FV	Zone Damper Static Pressures
7000	500	.12
8400	600	.16
9800	700	.20

Max. No. of Zones — 16



FANS AND DIAMETER

2 - 12"

MODEL 140 AIRFOIL

COILS—W x L

25 1/2" x 79"

Tubes
14
Face Area

14
14.0 Sq. Ft.

FLAT FILTER

6 - 16" x 25" x 2"

CFM	Coil FV	Filter Vel	Flat Filter Static Pressures		
			TA	LV	HV
5600	400	389	.15	.07	.08
7000	500	486		.10	.11
8400	600	583			.15
9800	700	667			.19
11200	800	763			

ANGLE FILTER

9 - 16" x 25" x 2"

CFM	Coil FV	Filter Vel	Angle Filter Static Pressures		
			TA	LV	HV
5600	400	271	.09	.04	.04
7000	500	338	.13	.06	.06
8400	600	406	.17	.08	.08
9800	700	453	.19	.09	.10
11200	800	530		.11	.13

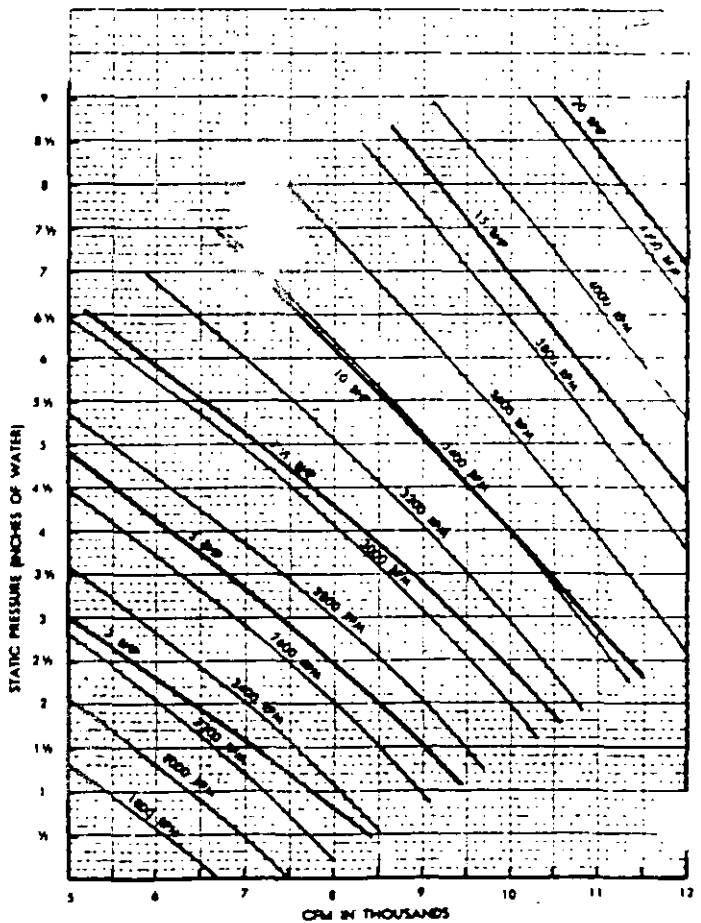
MULTIZONE

Heating Coil
W x L
Tubes
Face Area

15" x 79"
8
8.22 Sq. Ft.

CFM	Coil FV	Zone Damper Static Pressures
7000	500	.12
8400	600	.16
9800	700	.20

Max. No. of Zones — 16



CAPACITY—CHILLED WATER COILS

SERIES
HC

75
66
WBI

3 Row			4 Row			5 Row			6 Row			7 Row			8 Row			WT RISE	Ti	C/W/ C/R
BTUH	WBI	DBI	BTUH	WBI	DBI	BTUH	WBI	DBI	BTUH	WBI	DBI	BTUH	WBI	DBI	BTUH	WBI	DBI			
12670	55.8	56.8	15390	53.3	53.8	17720	51.2	51.4	19620	49.3	49.4	21240	47.7	47.7	22380	46.5	46.5	8	40	
12210	56.2	57.3	14830	53.8	54.3	17100	51.7	52.0	19000	49.9	50.0	20570	48.4	48.4	21820	47.1	47.1	10		
11660	56.7	57.8	14320	54.3	54.8	16460	52.3	52.8	18220	48.6	50.7	19830	49.1	49.2	21270	47.6	47.7	12		
10070	58.2	59.2	12340	56.1	56.6	14140	54.4	54.7	15690	53.0	53.1	16980	51.8	51.9	18180	50.7	50.8	8	45	1
9600	58.6	59.6	11770	56.6	57.1	13510	55.0	55.3	15020	53.6	53.7	16340	52.4	52.5	17520	51.3	51.4	10		
9100	59.0	60.0	11180	57.2	57.7	12860	55.6	55.9	14320	54.3	54.4	15600	53.1	53.2	16730	52.1	52.1	12		
7570	60.3	61.3	9180	59.9	59.4	10580	57.7	57.9	11760	56.7	56.8	12730	55.8	55.8	13650	54.9	54.9	8	50	
7150	60.6	61.7	8660	59.4	59.9	9990	58.2	58.5	11120	57.2	57.3	12090	56.4	56.4	12960	55.5	55.6	10		
6710	61.0	62.0	8140	59.8	60.3	9380	58.0	59.0	10440	57.8	57.9	11370	57.0	57.1	12190	56.3	56.3	12		
17180	51.7	52.7	20110	48.8	48.8	22150	46.7	47.0	24150	45.1	45.1	25750	43.5	43.5	27150	42.5	42.5	8	40	
16540	52.3	53.3	19470	49.3	49.3	21510	47.2	47.7	23510	45.7	45.8	25110	44.1	44.1	26510	43.1	43.1	10		
15750	53.0	54.0	18830	50.0	50.0	20870	48.0	48.2	22870	46.4	46.4	24470	44.8	44.8	25870	43.8	43.8	12		
13550	55.0	56.0	16080	53.0	53.2	17710	51.0	51.2	19710	49.7	49.7	21500	48.7	48.7	23100	47.6	47.6	8	45	3
13000	55.6	56.6	15530	53.6	53.8	17260	51.6	52.1	19260	50.4	50.4	21050	49.4	49.4	22650	48.4	48.4	10		
12220	56.2	57.3	14980	54.2	54.8	16810	52.7	53.2	18810	51.1	51.1	20600	50.0	50.0	22200	49.0	49.0	12		
10040	58.2	59.2	12040	56.1	56.6	13670	54.2	54.5	15470	52.2	52.2	17250	50.2	50.2	18950	49.1	49.1	8	50	
9590	58.7	59.8	11490	56.7	57.2	13120	54.8	55.1	14920	52.8	52.8	16700	50.8	50.8	18400	49.7	49.7	10		
8740	59.1	60.3	10940	57.3	57.8	12570	55.4	55.9	14370	53.5	53.5	16150	51.7	51.7	17830	50.6	50.6	12		
18380	50.5	51.6	21310	47.6	48.1	23160	45.6	45.9	24540	44.1	44.2	25490	42.9	43.0	26150	42.2	42.2	8	40	
17750	51.1	52.2	20610	48.3	48.8	22620	46.2	46.4	24040	44.6	44.8	25070	43.4	43.5	25790	42.6	42.6	10		
17010	51.8	52.8	19910	49.0	49.5	21980	48.1	47.1	23450	46.3	45.4	24560	44.0	44.1	25320	43.2	43.2	12		
14620	54.0	55.0	17040	51.8	52.3	18820	50.1	50.3	20070	48.9	49.0	21020	47.9	48.0	21660	47.2	47.3	8	45	5
13920	54.6	55.7	16400	52.4	52.9	18060	50.8	51.1	19440	49.5	49.6	20470	48.5	48.5	21170	47.7	47.8	10		
13140	55.4	56.4	15770	53.1	53.6	17370	51.5	51.7	18700	50.2	50.3	19760	49.2	49.2	20570	48.4	48.4	12		
10830	57.5	58.5	12730	55.8	56.3	14000	54.6	54.8	15110	53.5	53.7	15940	52.8	52.9	16600	52.2	52.2	8	50	
10130	58.1	59.1	11970	56.3	57.0	13250	53.2	53.4	14360	52.2	52.3	15210	51.6	51.6	15920	51.0	51.0	10		
9410	58.7	59.8	11150	57.2	57.7	12440	56.0	56.3	13520	54.5	54.1	14380	53.4	53.4	15090	52.8	52.8	12		
13710	57.4	58.6	17000	54.9	55.6	19610	53.0	53.4	22090	51.2	51.4	24010	49.7	49.8	25750	48.3	48.4	8	40	
13140	57.8	59.0	16340	55.4	56.1	19060	53.4	53.8	21390	51.7	51.9	23280	50.3	50.4	24940	49.0	49.0	10		
12680	58.1	59.4	15680	55.9	56.6	18310	53.9	54.3	20590	52.3	52.5	22440	50.9	51.0	24130	49.6	49.7	12		
10930	59.3	60.6	13530	57.5	58.2	15770	55.9	56.2	17550	54.5	54.7	19280	53.3	53.4	20680	52.3	52.3	8	45	1
10390	59.7	60.9	12990	57.9	58.6	15060	56.4	56.7	16900	55.0	55.2	18400	53.9	54.0	19800	52.9	52.9	10		
9850	60.0	61.3	12250	58.4	59.1	14330	56.9	57.3	16100	55.6	55.8	17560	54.5	54.6	18900	53.5	53.6	12		
8260	61.1	62.4	10180	59.8	60.5	11840	58.7	59.0	13180	57.7	57.9	14480	56.8	56.9	15330	56.0	56.1	8	50	
7810	61.4	62.6	9610	60.2	60.9	11180	59.1	59.5	12530	58.2	58.4	13650	57.4	57.5	14680	56.7	56.7	10		
7360	61.6	62.9	9040	60.6	61.2	10510	59.7	59.9	11780	58.7	58.9	12840	58.0	58.1	13810	57.3	57.3	12		
19150	53.4	54.6	22620	50.6	51.3	25540	48.5	48.9	27460	46.7	46.9	29260	45.3	45.4	30770	44.1	44.2	8	40	
18380	53.9	55.2	21850	51.1	51.9	24770	49.1	49.4	26700	47.3	47.5	28530	45.9	46.0	30140	44.4	44.7	10		
17600	54.5	55.8	21080	51.7	52.6	24000	49.6	50.1	25920	47.6	48.2	27770	46.6	46.6	29380	45.4	45.4	12		
15070	56.4	57.7	18110	54.1	54.8	20860	52.4	52.7	22840	51.0	51.1	23840	49.9	50.0	24980	48.1	48.2	8	45	3
14340	56.9	58.2	17460	54.8	55.4	20110	53.0	53.4	22140	51.7	51.8	23200	50.6	50.6	24210	49.6	49.6	10		
13570	57.5	58.8	16750	55.4	56.1	19360	53.7	54.1	21340	52.4	52.6	22400	51.2	51.3	23300	50.0	50.3	12		
11150	59.1	60.4	13420	57.1	58.2	15210	56.3	56.6	16720	55.2	55.3	17850	54.3	54.4	18830	52.6	52.6	8	50	
10460	59.6	60.9	12800	57.6	58.5	14580	56.9	57.2	16240	55.6	55.7	17500	54.6	54.7	18530	52.9	52.9	10		
9730	60.1	61.4	12190	58.7	59.4	13960	57.6	57.9	15600	56.6	56.6	16930	55.4	55.4	18030	53.9	53.9	12		
20960	52.1	53.4	24600	49.3	49.9	27070	47.2	47.6	29110	45.5	45.7	30630	44.1	44.2	31610	43.2	43.2	8	40	
20100	52.7	54.0	23790	49.9	50.6	26370	47.8	48.2	28420	46.1	46.3	29960	44.7	44.8	31040	43.7	43.8	10		
19200	53.3	54.6	22890	50.6	51.3	25530	48.5	48.9	27550	46.8	47.0	29110	45.5	45.6	30410	44.3	44.4	12		
16600	55.3	56.5	19600	53.0	53.7	21870	51.4	51.7	23580	50.1	50.2	24910	49.0	49.1	26210	48.1	48.2	8	45	5
15710	55.9	57.2	18650	53.7	54.4	20920	52.0	52.4	22740	50.7	50.9	24160	49.5	49.7	25340	48.7	48.7	10		
14810	56.6	57.9	17700	54.4	55.1	19970	52.8	53.1	21890	51.4	51.5	23290	50.3	50.4	24430	49.4	49.4	12		
12180	58.4	59.7	14320	56.8	57.5	16290	55.5	55.8	17660	54.5	54.6	18810	53.6	53.7	19720	52.9	53.0	8	50	
11360	59.0	60.3	13600	57.4	58.1	15360	56.2	56.5	16750	55.1	55.3	17900	54.3	54.4	18810	53.6	53.6	10		
10550	59.6	60.8	12640	58.1	58.8	14350	56.9	57.3	15730	55.9	56.1	16870	55.0	55.1	17770	54.4	54.4	12		
18610	56.4	60.0	18190	56.3	57.2	21370	54.3	54.8	24110	52.7	52.9	26510	51.2	51.3	28420	50.0	50.1	8	40	
18020	56.8	60.3	17480	56.8	58.0	20580	55.3	55.8	23280	53.2	53.4	25610	51.8	51.9	27550	50.5	50.6	10		
17420	57.2	60.7	16740	57.2	58.0	19770	55.8	56.8	22340	53.7	54.0	24660	52.3	52.5	26550	51.2	51.3	12		
11570	60.2	61.7	14470	58.5	59.4	17050	57.0	57.5	19240	55.7	55.9	21150	54.5	54.6	22740	53.5	53.6	8	45	1
11020	60.8	62.0	13790	58.9	59.8	16270	57.5	57.9	18390	56.2	56.5	20350	55.0	55.2	21790	54.1	54.1	10		
10490	60.5	62.3	13110	59.3	60.1	15470	57.9	58.4	17510	56.7	57.0	19210	55.6	55.8	20790	54.7	54.8	12		
8810	61.7	63.2	10940	60.3	61.3	12830	59.3	59.9	14460	58.5	58.8	15900	57.7	57.8	17110	57.0	57.1	8	50	



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

EQUIPO TERMINAL

EQUIPO TERMINAL

Se da el nombre de equipo terminal, a aquel que "produce" el aire que se va a emplear para el acondicionamiento de un local. Los equipos mas comunes son los siguientes:

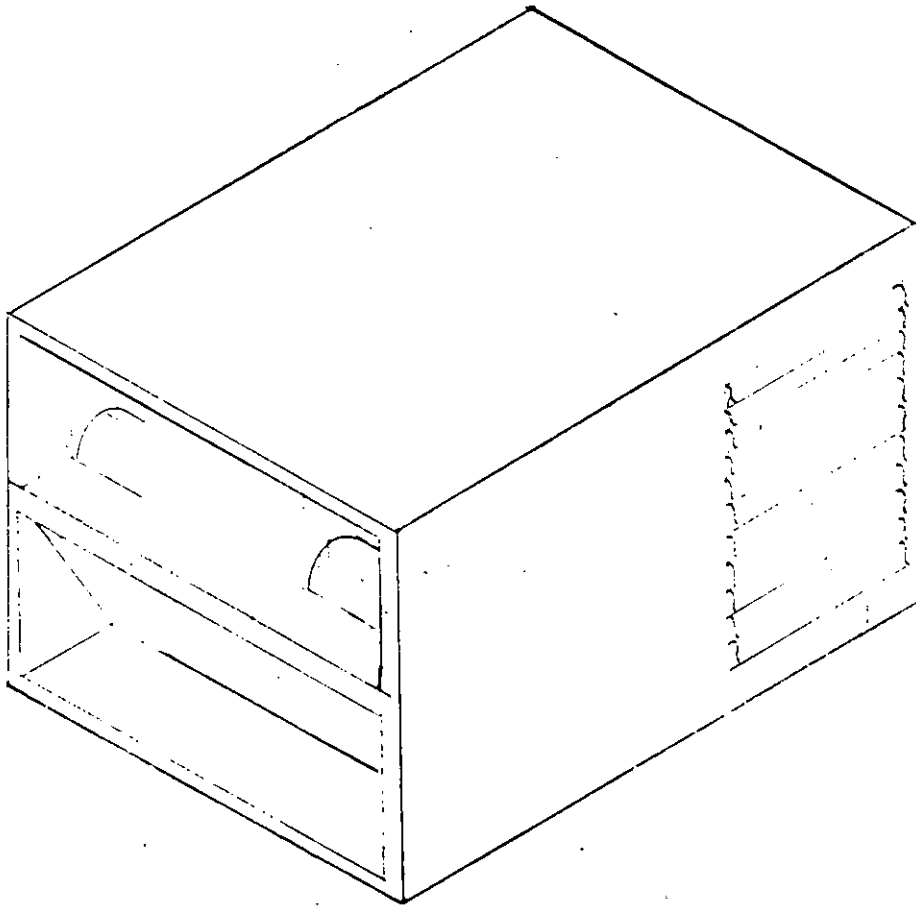
- a) Unidad paquete
- b) Manejadora de aire
- c) Fan & coil

Hay algunos otros como son el equipo de inducción y otros pero por ser equipos poco comunes en nuestro medio no son muy importantes.

A.- UNIDADES PAQUETE

Es un sistema de refrigeración completo integrado en una sola unidad; conteniendo condensador, compresor, sistemas de control y una cámara que contiene un serpentín evaporador y ventiladores centrífugos para el manejo del aire.

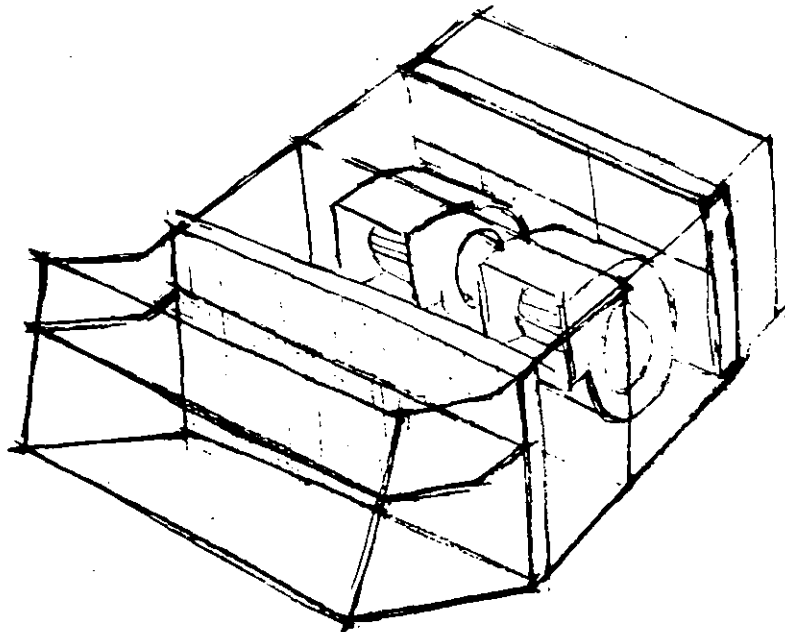
Esta unidad para instalaciones pequeñas es la mas cómoda, ya que requiere una inversión moderada y su costo de instalación es relativamente bajo



B.- MANEJADORA DE AIRE

Es un equipo constituido por uno o mas ventiladores centrífugos, serpentines que operan con agua helada, caliente o sistema de expansión directa. Caja de filtros y compuertas para regulación de aire.

Se emplea para el acondicionamiento de zonas relativamente extensas y puede ser para el abastecimiento de una " zona" que deberá tener una temperatura homogénea o varias zonas (Multizona) en cuyo caso se regulará la temperatura del aire que será enviado a diversas zonas del local por medio de un sistema de compuertas de regulación que permitirán que el aire enviado sea mas frío o mas caliente; esto se regulará por medio de sistemas de control de temperatura.

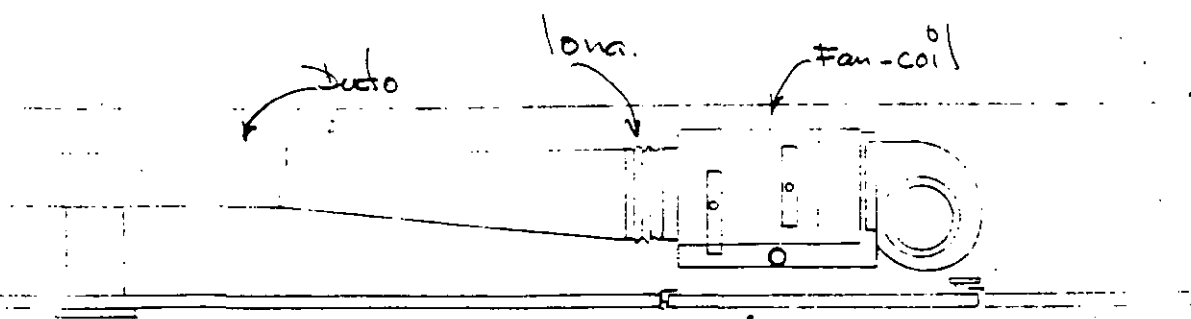
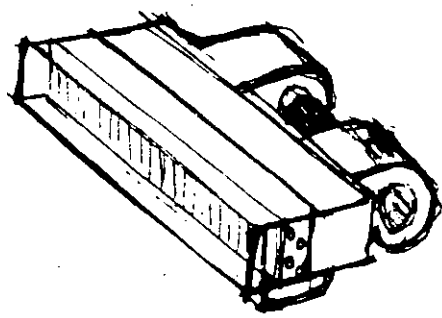


C.- FAN & COIL

El fan & coil realmente es una pequeña manejadora cuya capacidad normalmente es inferior a 3 TR (Toneladas de refrigeración, una TR es 3 024 Kcal/h) este equipo opera normalmente por medio de la circulación de agua helada; aunque los hay que operan por medio de expansión directa. Su empleo se limita a locales pequeños como cuartos de hoten, oficinas, etc; sin embargo agrupandolos pueden cubrir areas importantes. Se instalan normalmente en el claro. comprendido entre el plafond de un local y el techo; el aire acondicionado producido se intrduce al local por medio de un ducto y un difusor, el retorno se hace normalmente colocando una rejilla de retorno bajo el equipo. La gran ventaja que presentan es la versatilidad que se logra en el control de temperatura, ya que se puede controlar al gusto del usuario, además cuentan con un motor de 3 velocidades que permite el flujo de aire al gusto del que lo va a operar.

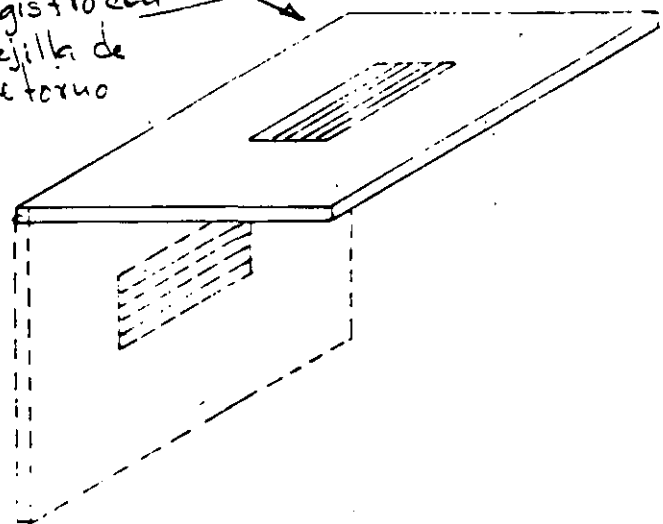
Como regla general, siempre que esto sea posible, será mas cómodo y mas barato enviar agua helada a través de las instalaciones de un edificio que ductos de aire acondicionado; esto da una mayor importancia al empleo

de manejadoras y fan & coils



Diffusor

Registro con
Rejilla de
retorno





**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

C U R S O S A B I E R T O S

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

D U C T O S

DUCTOS

Los ductos para aire son conductos por los cuales se hace circular el aire necesario para mantener las condiciones de comodidad establecidas para un local determinado.

Normalmente la sección rectangular y fabricados en lámina galvanizada calibre - 22, 24 o 26 dependiendo de sus dimensiones, no obstante, también pueden ser de sección circular, lo cual permite dar mayor velocidad al aire pero también requiere de mano de obra más especializada.

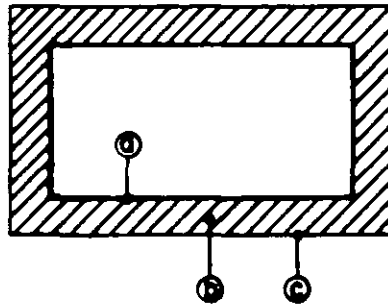
Estos ductos deben ir aislados por varias razones: en caso de conducir aire caliente, para evitar que este aire se enfríe antes de llegar al lugar donde se requiere, en caso de conducir aire frío, para evitar que éste se caliente en el trayecto y también para evitar que el aire que rodea al ducto al enfriarse, forme gotas de agua condensadas que provocarían finalmente goteras, humedades y deterioro.

A continuación se dan tablas que indican el calibre de lámina que se debe utilizar dependiendo de las dimensiones del ducto, así mismo se muestran esquemas de como se debe aislar un ducto de calefacción y uno de refrigeración.

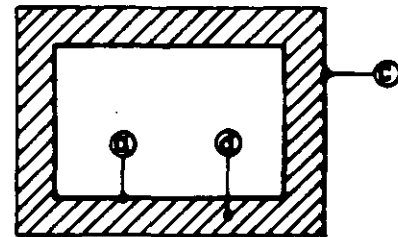
DIMENSION DEL LADO
MAYOR DEL DUCTO
cm pulg

CALIBRE DE LAMINA
GALVANIZADA A USAR

0- 30	0-12	26
31- 76	13-30	24
77-135	31-54	22



DUCTO DE CALEFACCION



DUCTO DE ENFRIAMIENTO

- a) Ducto de lámina galvanizada
- b) Aislamiento de fibra de vidrio de 25 mm de espesor (1")
- c) Papel bondalum pegado con resista 5000
- d) Aislamiento de fibra de vidrio o espuma de poliestireno de 25 mm (1") Ø.

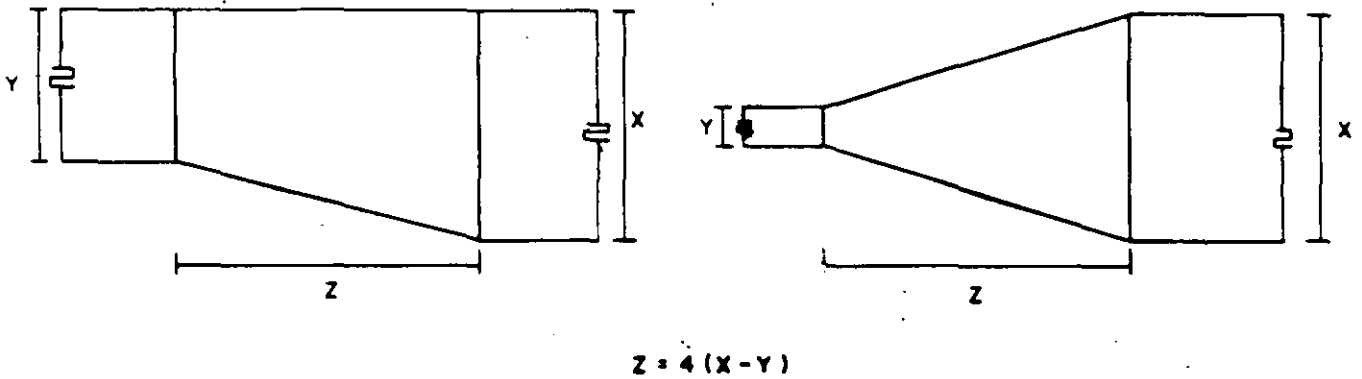
En caso de que los ductos se instalen a la intemperie, habrá que ponerles un recubrimiento a base de cemento monolítico de 25 mm de espesor (1") puesto sobre una tela de gallinero que le ayudará a adherirse al aislamiento.

Para el diseño de ductos deben seguirse ciertas normas que a continuación se señalan:

- 1.- Su trayectoria debe ser lo mas recta posible
- 2.- El largo y ancho del ducto no debe rebasar una relación de 3:1
- 3.- La caída de presión recomendable es de 8.5 mm H₂O/100 mt. de ducto (0.1 pulg H₂O/100 pies de ducto).
- 4.- Las velocidades máximas permisibles son las que aparecen en la siguiente tabla:

TOMAS DE	RESIDENCIAS		LOCALES PUBLICOS		INSTALACIONES INDUSTRIALES	
	m/s	FPM	m/s	FPM	m/s	FPM
Aire exterior	2.50	500	2.50	500	2.50	500
Filtros	4.00	800	4.50	900	6.10	1200
Serpentines	1.25	250	1.55	300	1.30	350
Lavadoras de aire	1.55	300	1.80	350		
	2.30	450	2.50	500	3.05	600
	2.50	500	3.05	600	3.50	700
Succión de ventilador	2.50	500	2.50	500	2.50	500
	3.50	700	4.00	800	5.10	1000
	4.50	900	5.10	1000	7.10	1400
Descarga de ventilador	5.10	1000	6.60	1300	8.15	1600
	8.65	1700	11.20	2200	14.20	2800
Ductos principales	3.50	700	5.10	1000	6.10	1200
	6.10	1200	8.15	1600	11.20	2200
Ductos secundarios	3.05	600	3.05	600	4.00	800
	5.10	1000	6.60	1300	9.15	1800
Derivaciones a difusores	2.50	500	3.05	600	4.00	800
	4.00	800	6.10	1200	8.15	1000

5.- Las reducciones deben seguir las siguientes relaciones:



TUBERIAS

Las tuberías utilizadas para la conducción de agua fría o caliente y vapor pueden ser de los siguientes materiales:

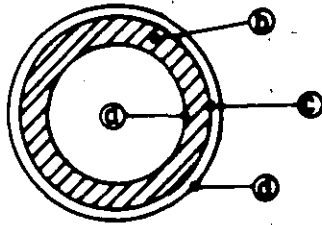
- a) Cobre tipo "M" (agua fría o caliente)
- b) Fierro galvanizado cedula 40 (agua fría o caliente),
- c) Acero negro soldable cedula 40 (agua y/o vapor).

Lo más frecuente es utilizar tubería de cobre para diámetros desde 13 mm (1/2") hasta 76 mm (3") y tubería de acero negro soldable cedula 40 para diámetros de 100 mm (4") en adelante.

Nunca deben emplearse combinaciones de tuberías de cobre y tubería de hierro galvanizado ya que la unión de estos materiales genera una diferencia de potencial eléctrico llamado PAR GALVANICO, el cual produce deterioro de la conexión y obviamente su falla después de algún tiempo.

En general no es recomendable el uso de tubería de hierro galvanizado debido a su corta vida (5-10 años) y a los graves problemas de obstrucción que presenta: Al igual que los ductos las tuberías deben ir aisladas para mantener su temperatura y para evitar condensaciones de aire que los rodea.

A continuación se da una tabla que señala el espesor recomendado de aislamientos para los diferentes diámetros de tuberías y para las diferentes temperaturas.



AISLAMIENTO DE TUBERIAS

- a) Tubería de cobre o de hierro
- b) Aislamiento de fibra de vidrio
- c) Manta de cielo impregnada con impermeabilizante
- d) Pintura y/o lámina de aluminio o galvanizada.

Para el diseño de tuberías deben tomarse en cuenta las siguientes consideraciones

- 1.- Las trayectorias deben ser lo más rectas que la estructura y arquitectura lo permitan.
- 2.- La caída de presión por fricción no debe exceder del 10 m col H₂O/100 m. tubería en tuberías de agua fría o caliente.
- 3.- Las velocidades máximas permisibles son:

	m/s	FPM
Tuberías de agua (fría o caliente)	3	590
Tuberías de vapor (P=7 kg/cm ² = 100 psig)	50	9800
Tuberías de vapor (P=1.05 kg/cm ² =12 psig)	30	6000

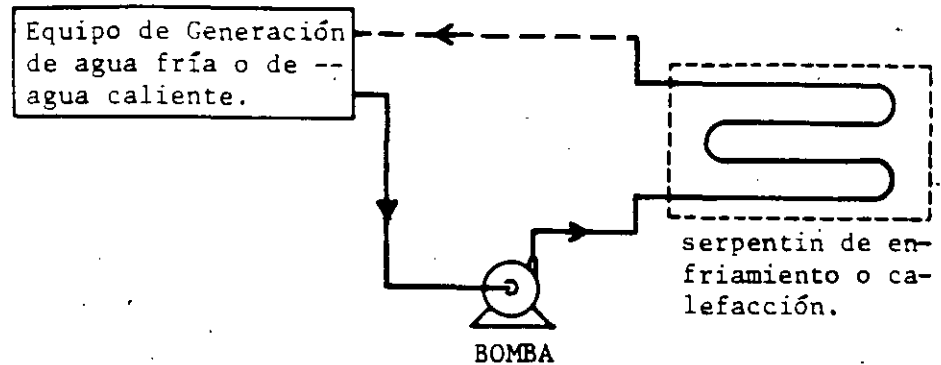
4.- Las tuberías por ser metálicas, tienen dilataciones y contracciones debido a los cambios de temperatura; estos cambios de longitud deberán ser absorbidos por accesorios especiales llamados juntas de expansión (para tuberías de vapor) y por mangueras flexibles (en tuberías de agua fría y caliente). Se deberá instalar una junta de expansión o manguera flexible (según el caso) cada tramo que pueda tener una variación en su longitud de 2.5 a 5.0 cm (1"-2") Si la variación es mayor de 5.0 cm (2") se deberán instalar varios accesorios de los mencionados. Si la variación es menor a 2 cm (3/4"), se puede absorber con un juego de codos.

A continuación se proporcionan gráficas para el cálculo de diámetros de tuberías de agua (fría y caliente) y para vapor en alta y baja presión, así como para el cálculo de longitud equivalente de los diferentes accesorios que pueden instalarse.

En los sistemas de agua fría y agua caliente existen fundamentalmente dos criterios a seguir:

- a) Retorno directo
- b) Retorno inverso

Ya sea el agua fría o el agua caliente, se producen o generan en un equipo de refrigeración (reciprocante, por absorción, centrífugo) ó en un equipo de calefacción (caldera, caldereta, calentador); a partir de éste equipo, el agua se bombea para que llegue a todos los serpentines que tiene que alimentar (manejadoras y/o fan & coil); el agua atraviesa los serpentines correspondientes y regresa nuevamente al equipo generador de agua fría o caliente.



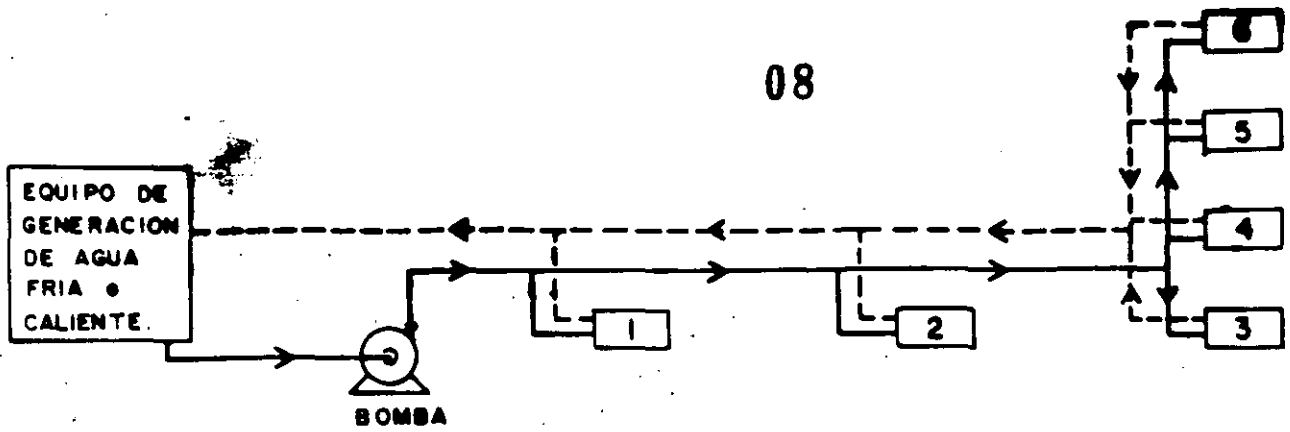
CIRCUITOS DE CIRCULACION DE AGUA

Dependiendo de como se diseñe el retorno, el sistema será de retorno directo o de retorno inverso.

RETORNO DIRECTO

En este sistema, el agua que sale del equipo de bombeo alimenta a los diferentes equipos que lo requieran en forma consecutiva, o sea, primero al equipo que se localiza más cerca y al último al que se encuentre más alejado.

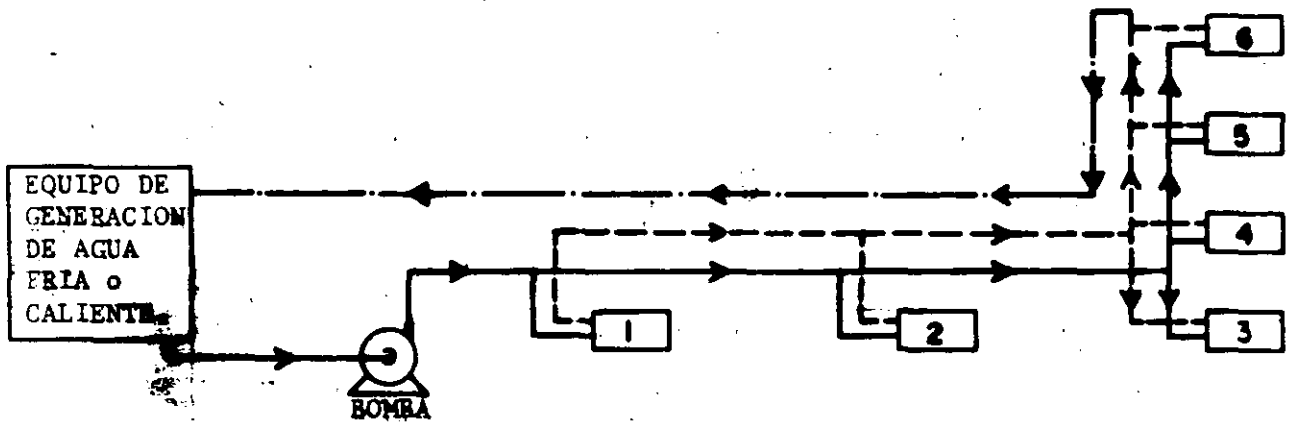
La tubería de retorno normalmente es una tubería paralela a la de alimentación pero que circula en sentido contrario, o sea que recoge primero el retorno del equipo más alejado y finalmente el del equipo más cercano, para así regresar al equipo de generación de agua fría o caliente.



ESQUEMA DE UN SISTEMA DE
RETORNO DIRECTO

RETORNO INVERSO

Este sistema tiene la alimentación de agua en la misma forma que en el caso anterior, en donde difiere es precisamente en la tubería de retorno cuya trayectoria recoge primero al equipo más cercano, que resulta ser también el primero en ser alimentado y conecta al final con el equipo más alejado que es el último en ser alimentado, para de ahí regresar al equipo generador de agua fría o caliente.



ESQUEMA DE UN SISTEMA DE RETORNO INVERSO

Como se puede observar, en este último sistema se requiere de una tubería más - que en el caso anterior, pero tiene la gran ventaja de quedar balanceado casi - totalmente desde el momento de su construcción lo cual hace más eficiente su - funcionamiento.

En el caso del retorno directo, el agua llega con una presión alta al primer ser-
pentín y con una presión baja al último serpentín; en el retorno, la presión de
salida del último serpentín resulta ser también más baja que en el primero y es
to provoca que en el último serpentín circule menos agua que en el primero.

Esto se puede corregir instalando válvulas tipo globo en la salida de cada ser-
pentín para dar en forma manual la caída de presión necesaria para que todos los
serpentines operen con el gasto de agua correcto. De cualquier forma, no es --
fácil dejar correctamente balanceado todo el sistema ya que cuando se abre o cie-
rra la válvula globo de cualquiera de los serpentines se modifica el flujo en to-
dos los demás.

Cuando se utiliza el retorno inverso, la alimentación al primer serpentín, es al
igual que en el caso anterior, con presión alta y en cambio el del último serpen-
tín es con presión baja, pero a diferencia del retorno directo; en este sistema
de retorno inverso se provoca que, el retorno del primer serpentín, que tiene --
una presión todavía alta, circule una longitud equivalente a la que provoca la -
caída de presión en la tubería de alimentación de forma tal que, cuando se juntan
el retorno del primer serpentín con el del último, sus presiones ya están practi-
camente igualadas sin necesidad de válvulas adicionales.

Este sistema de retorno inverso es más caro en su costo inicial, pero a mediano plazo resulta más económico debido a que disminuye los costos de mantenimiento.

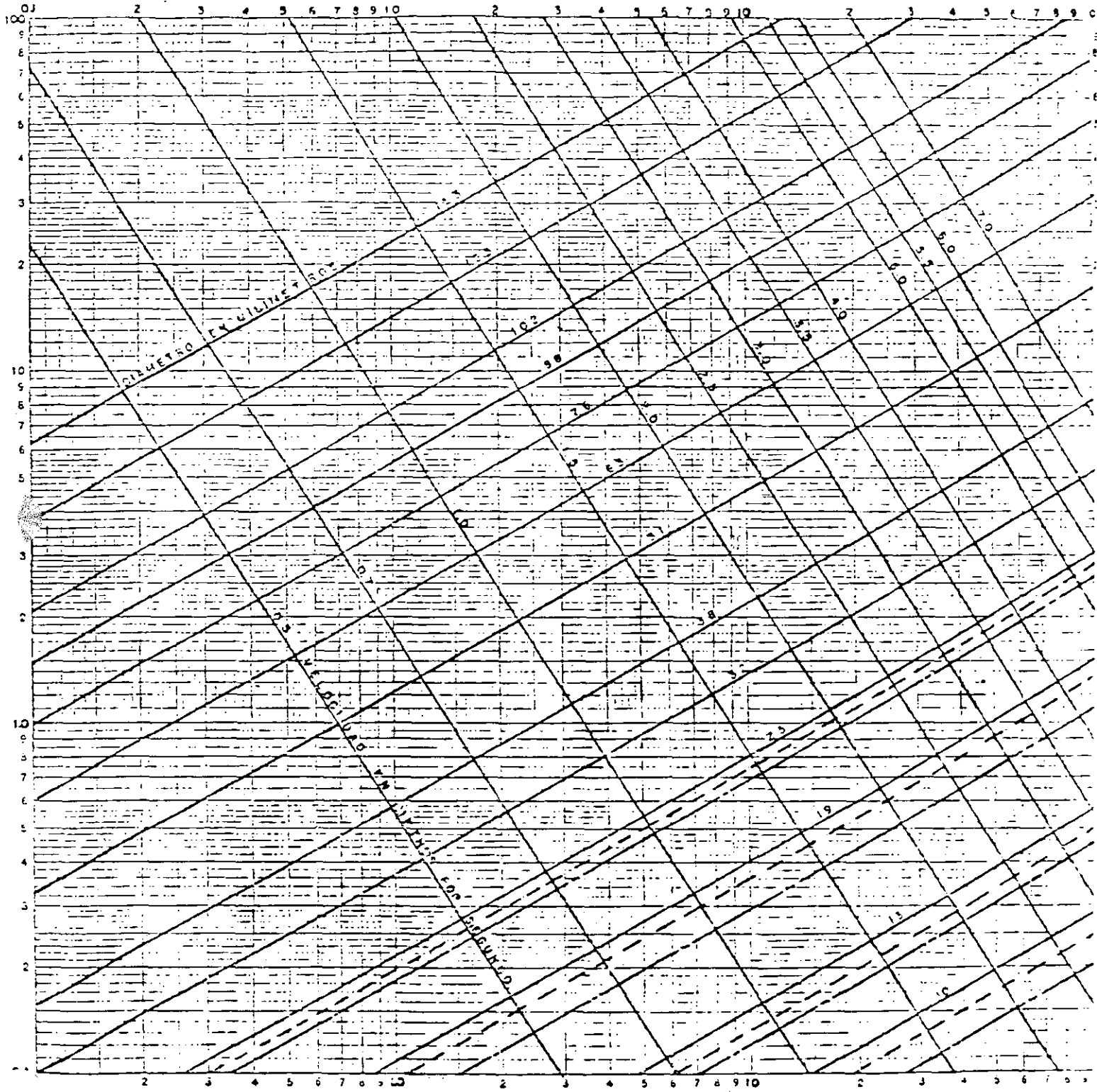
Es aconsejable utilizar este criterio en instalaciones grandes (hoteles, edificios de oficinas, etc.) donde se aprovecharán sus ventajas constantemente.

En instalaciones de pequeñas dimensiones (casas habitación, pequeños comercios, u oficinas), no resulta práctico su empleo, además de que no siempre se tiene una amortización atractiva.

I. M. S. S. OF DE INSTALACIONES Y EQUIPO.	PERDIDA DE CARGA POR FRICCION. TUBERIA LISA COBRE TIPO "M"	$N = 3.11 \frac{v^{1.75}}{d^{1.43}}$ $h = \text{m/m.}$ $v = \text{m/seg.}$ $d = \text{mm.}$
---	---	---

92

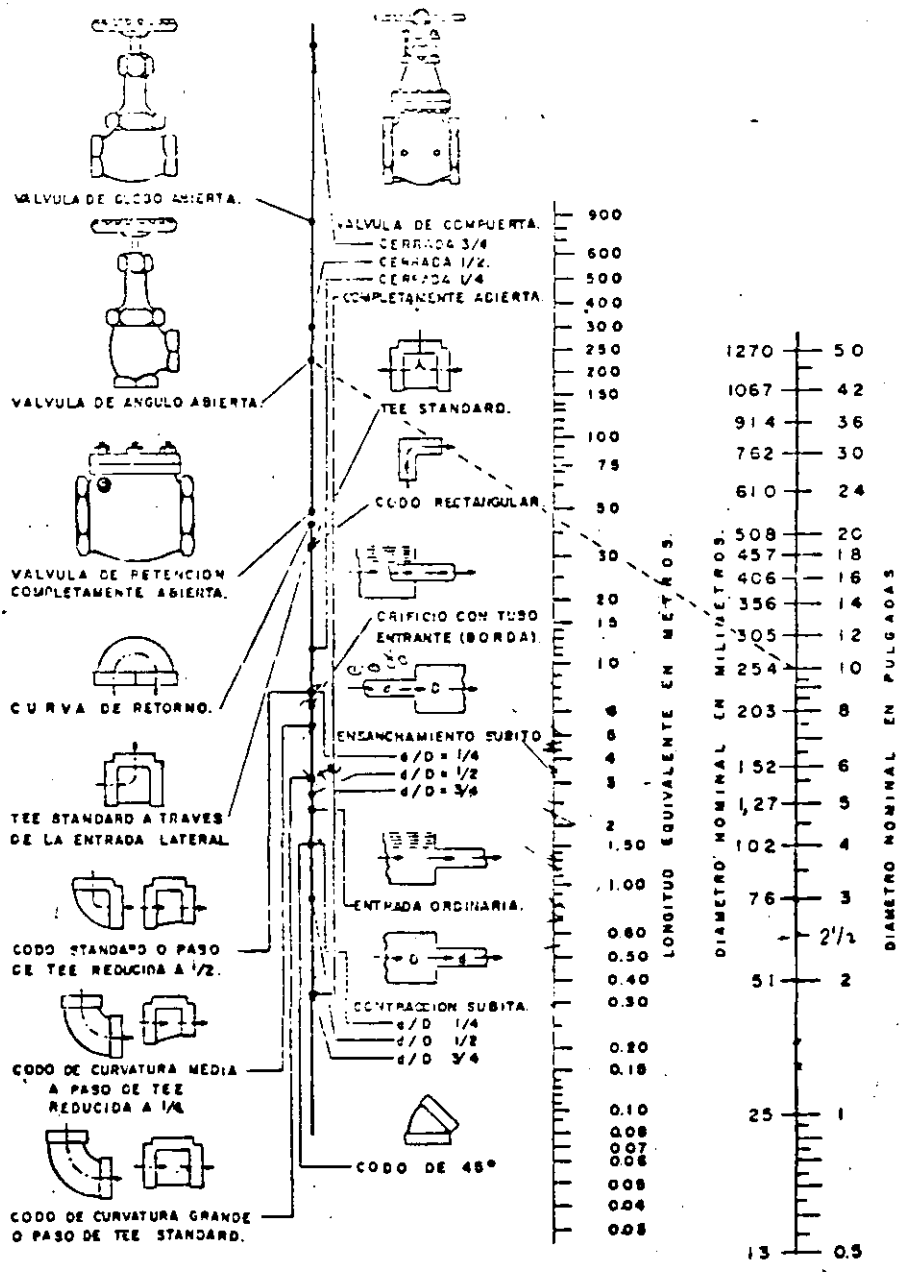
TIPO "M" _____
 TIPO "L" - - - - -
 TIPO "A" _____



PERDIDAS DE CARGA EN METROS DE AGUA POR 100 METROS DE TUBERIA.

Ed. 1952. Reimpresión de 1954. 339 p.

I. M. S. S. OF DE INSTALACIONES Y EQUIPOS.	PERDIDAS DE CARGA EN CONEXIONES.	INSTRUCTIVO CALCULOS
--	-------------------------------------	-------------------------



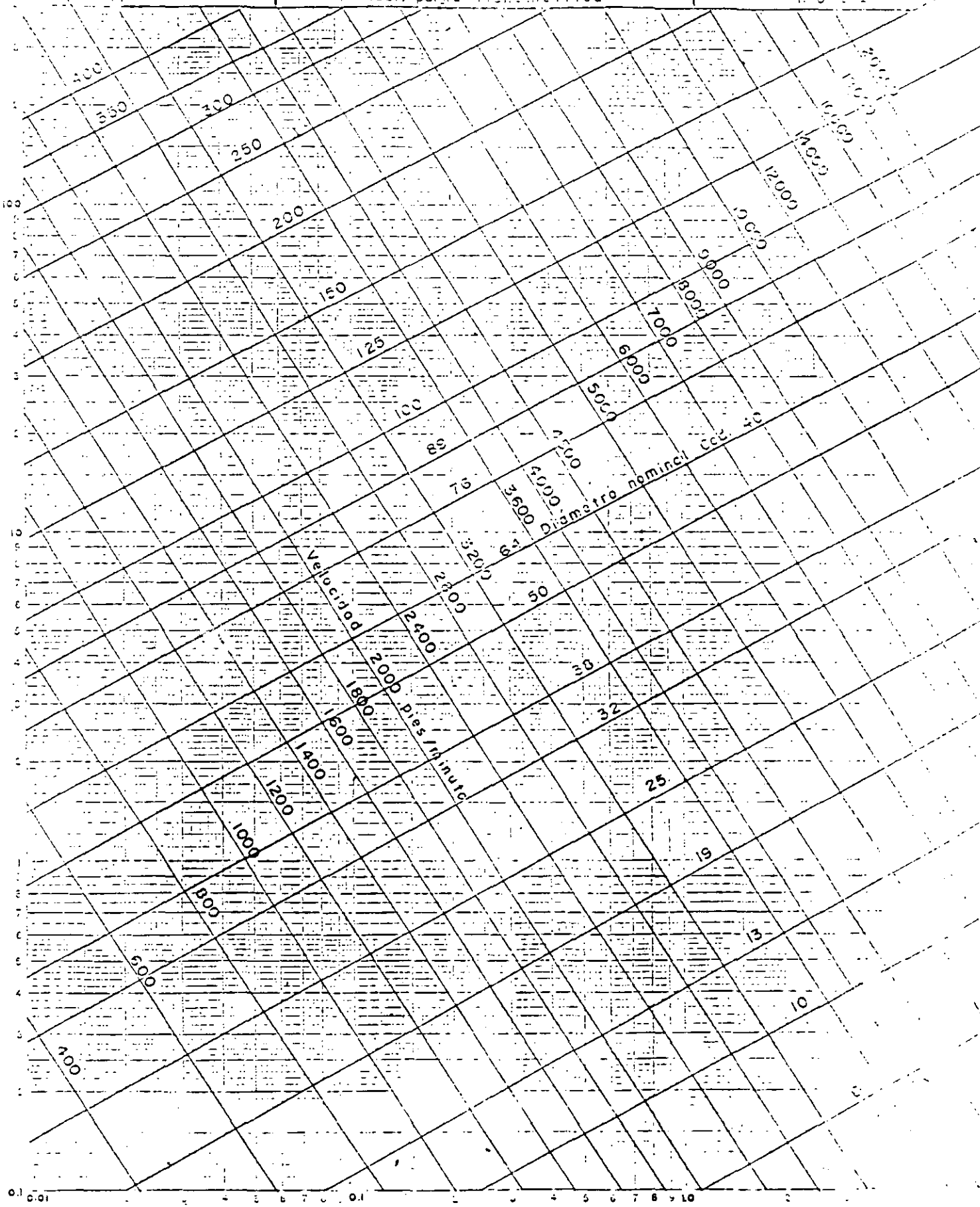
NOTA:

PARA CONTRACCIONES Y ENSANCHAMIENTOS BRUSCOS UTILICESE EL DIAMETRO MENOR "d"

TUBERIA
CED. 40

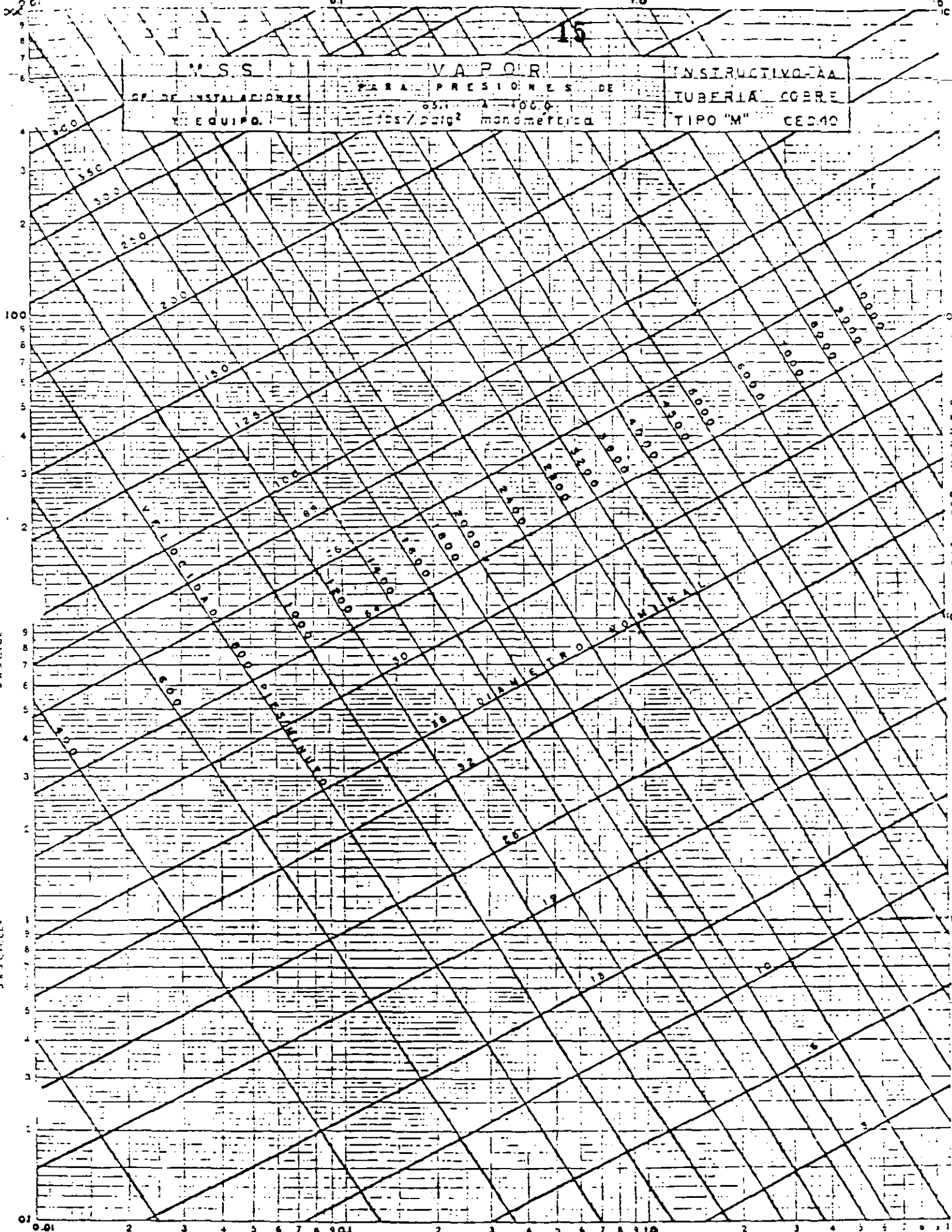
PARA VELOCIDADES DE
12.1 a 150
100. / pulg.2 nomométrico

I. M. S. S.
INSTRUCTIVO
ÁREAS
HOLES



I. M. S. S. INSTRUCTIVO PARA VELOCIDADES DE 12.1 a 150 100. / pulg.2 nomométrico
 I. M. S. S. INSTRUCTIVO PARA VELOCIDADES DE 12.1 a 150 100. / pulg.2 nomométrico

M.S.S. PARA VAPOR INSTRUCTIVO-AA
DE INSTALACIONES PARA PRESIONES DE TUBERIA COBRE
EQUIPO. 105/201g² manométrica TIPO "M" CEC40



W. A. RUFFALO & SONS
NEW YORK, N. Y.

W. A. RUFFALO & SONS
NEW YORK, N. Y.



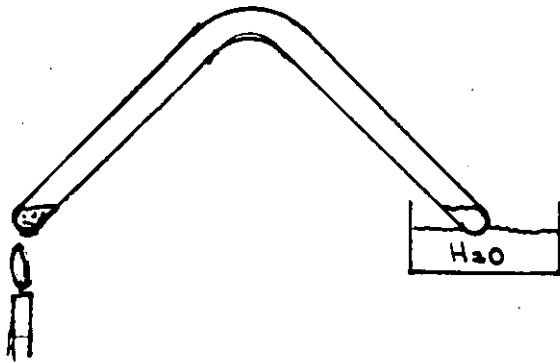
**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

ENFRIADORAS POR ABSORCION

En 1824 el Físico Michael Faraday realizó una serie de experimentos basados en que el cloruro de plata, (un polvo blanco) es capaz de absorber grandes cantidades de gas amoniacó formando un ión complejo; este proceso puede hacerse reversible por medio de la aplicación de calor y se liberará amoniacó en forma gaseosa. Faraday introdujo en un tubo en forma de "U" invertido cloruro de plata amoniacal y al calentar uno de los extremos se genera amoniacó que se condensa en el otro



extremo por medio de enfriamiento con agua; al retirar la fuente de calor y enfriamiento respectivamente, se inicia una evaporación del amoniacó que consume calor para llevar a cabo el cambio de estado (líquido a vapor) produciéndose un efecto de refrigeración

Aprovechando este principio el Ing. Marcel Carré registró una patente para el empleo de una mezcla absorbente-agua para idear un sistema de refrigeración por absorción.

El sistema actualmente de uso en el mercado emplea como absorbente bromuro de Litio y como refrigerante agua; el sistema funciona de la siguiente manera:

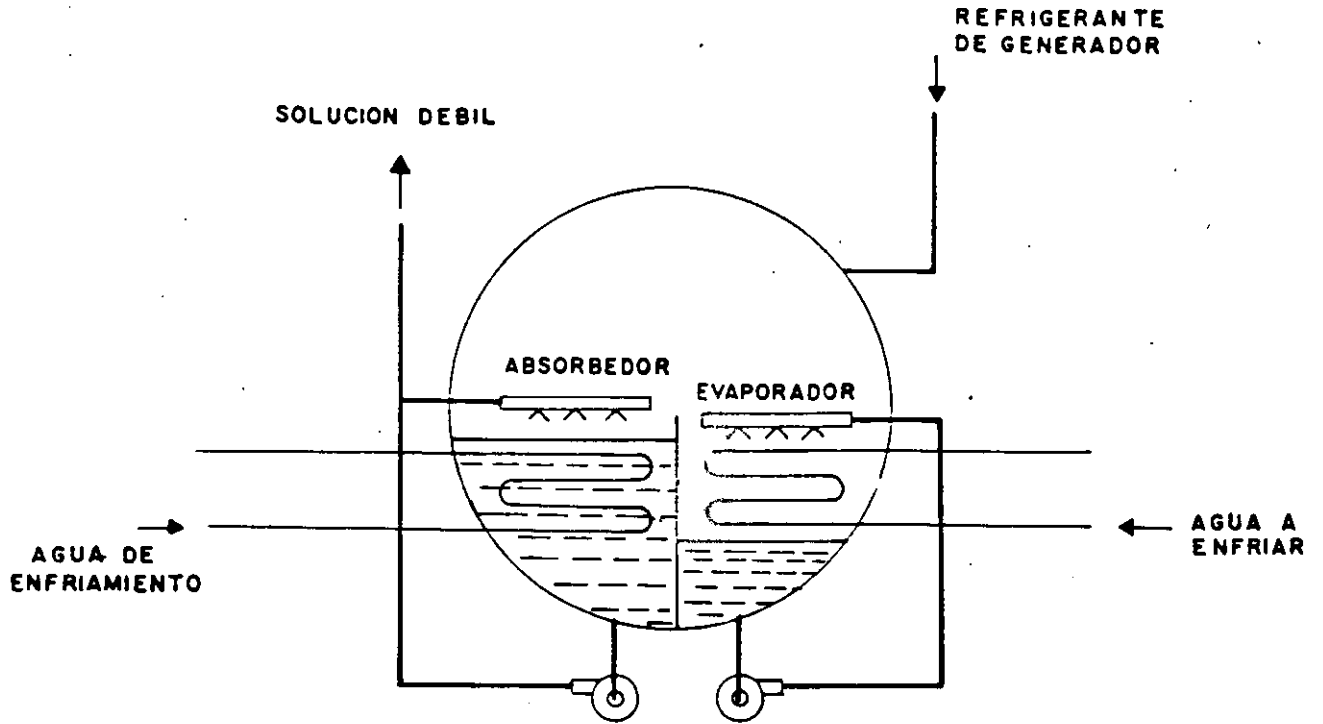


Fig 1

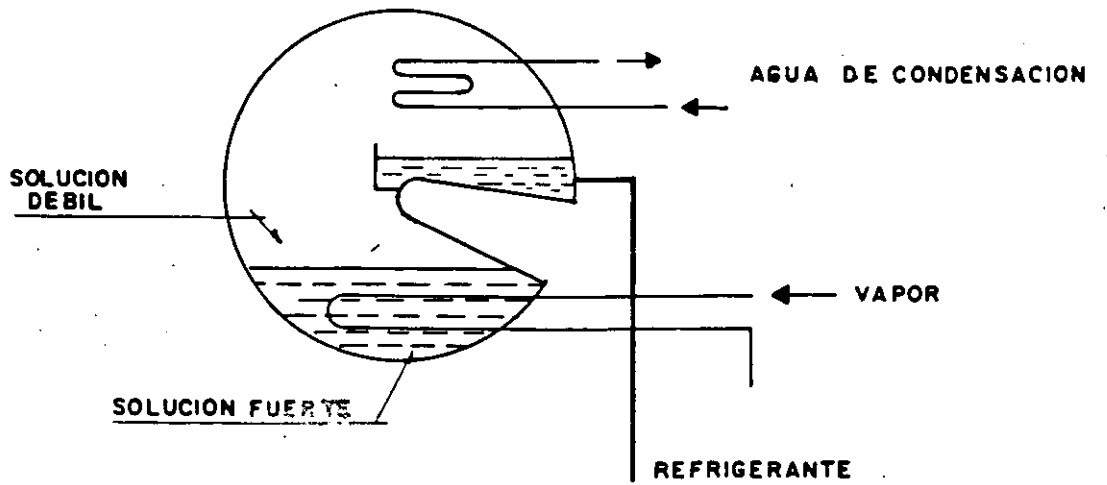


Fig 2

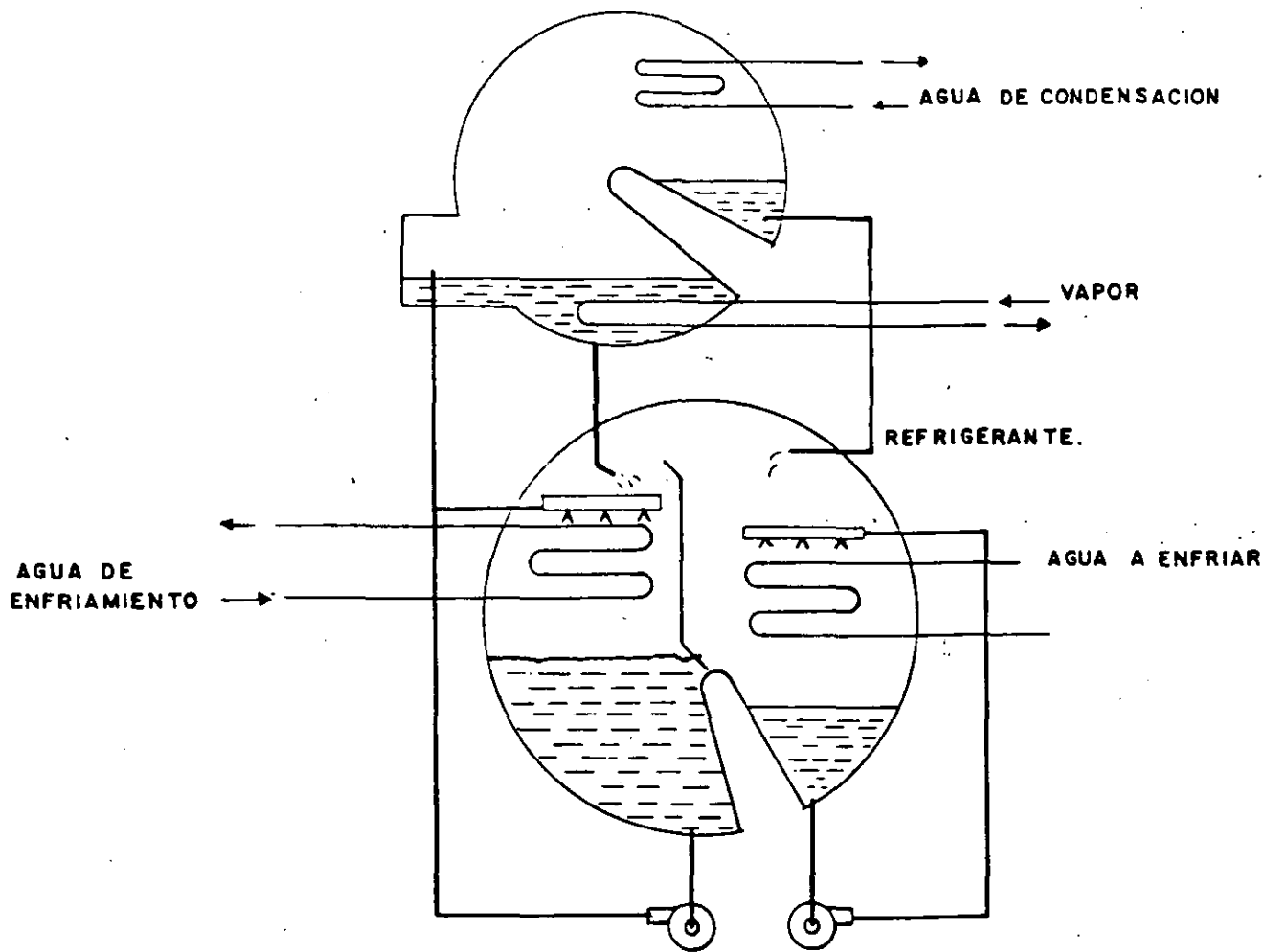


Fig 3

La figura (1) representa un recipiente hermético que contiene el ABSORBEDOR y el EVAPORADOR divididos por medio de una mampara; el absorbedor contiene una solución concentrada del absorbente que es recirculada por medio de una bomba y espreada sobre su depósito, creando una gran superficie de contacto (el area de las pequeñas gotas) todo el recipiente se encuentra a muy baja presión y el vapor de agua que se halla presente es facilmente absorbido por esta solución; la reacción es exotérmica por lo que es necesario enfriar al absorbedor para que se obtenga la máxima capacidad posible.

En la sección correspondiente al EVAPORADOR se recircula refrigerante (agua) por medio de una bomba para lograr que ésta presente máxima superficie posible para favorecer su EVAPORACION; al evaporarse el agua, que en forma de vapor pasará hacia la otra parte de la cámara, necesita consumir calor(CALOR DE CAMBIO DE FASE) que obtendrá del cambiador de calor que se encuentra en la zona del evaporador; este calor al ser retirado provoca la REFRIGERACION y así se obtiene agua helada de este equipo.

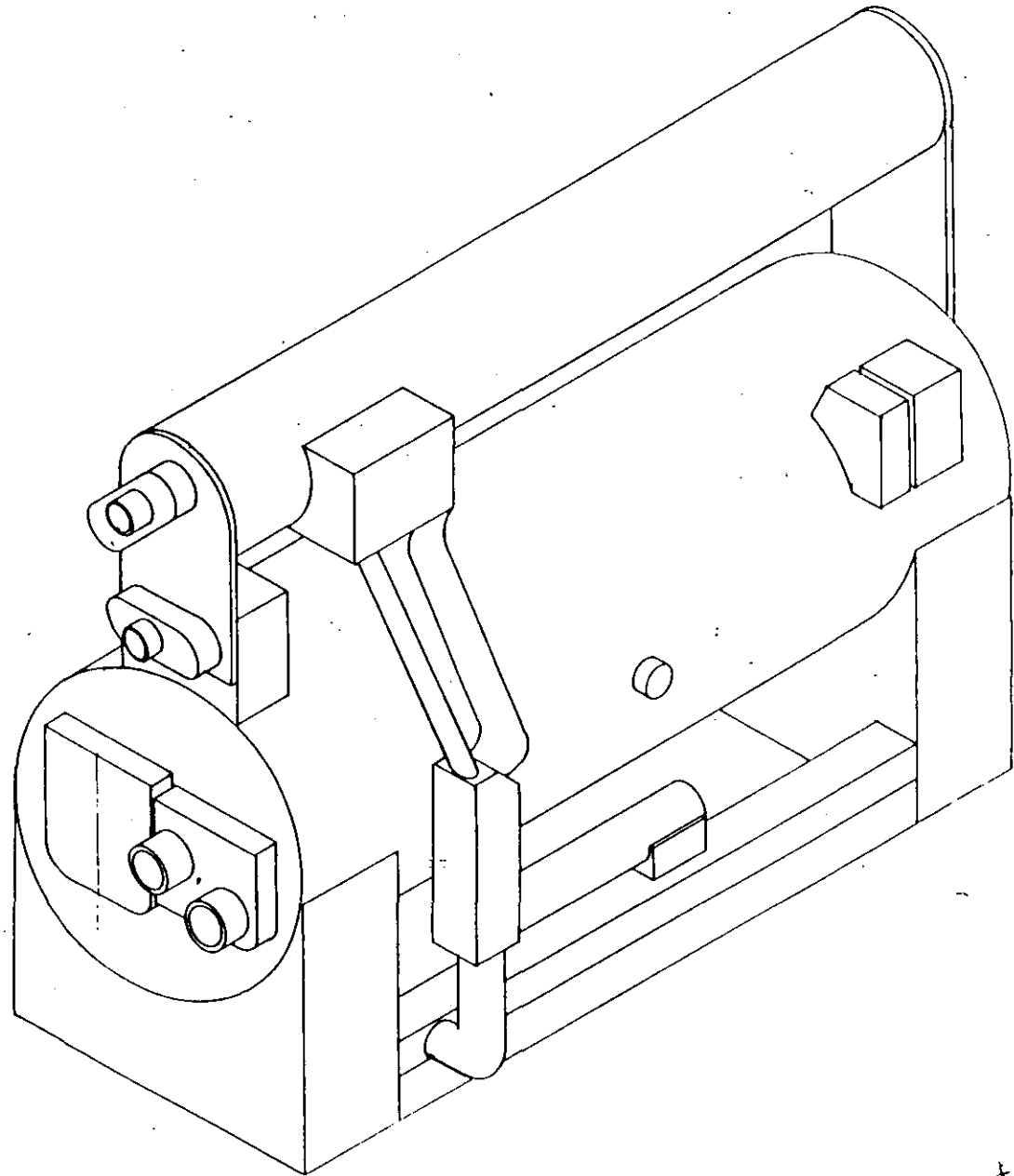
En la figura (2) se representa el sistema de recuperación

de refrigerante; en otro recipiente hermético GENERADOR-CONDENSADOR, se alimenta la solución diluida de absorbente y refrigerante (SOLUCION DEBIL) y por medio de un serpentín de vapor, se hace hervir esta solución, generándose vapor de agua (refrigerante) que pasará a la parte superior del recipiente y se condensará ahí por medio de un serpentín enfriado por agua de torre de enfriamiento (CONDENSADOR). Simultáneamente se logra tener al refrigerante en forma pura por evaporación y a la solución absorbente suficientemente concentrada para poder iniciar el ciclo de absorción nuevamente

El grupo generador-condensador trabajan aproximadamente a presión 10 veces mayor que la del absorbedor- evaporador 3 pulgadas absolutas de mercurio/ 0.3 " abs. por lo que para pasar del recipiente de " alta " presión al de " baja " se requieren restricciones para mantener esta diferencial de presión.

En la figura (3) se representa esquemáticamente el ciclo completo de un sistema de refrigeración por absorción y es importante hacer notar que uno de los elementos fundamentales en la economía del sistema es un cambiador de calor que enfría la solución "fuerte" obtenida en el generador por medio de la solución "debil" que va hacia el sistema de regeneración.

Durante las diferentes condiciones de operación a las que normalmente se ve sometida una máquina de absorción, se pueden presentar súbitos cambios de " carga " que pueden originar una excesiva concentración de la solución " fuerte " o un enfriamiento súbito de ésta originando una CRISTALIZACION de la solución; en la gran mayoría de las máquinas modernas está prevista esta eventualidad y antes de que ocurra un sistema automático de dilución entra en operación. Sin embargo el problema de la cristalización se llega a presentar y es uno de los riesgos mas importantes en la operación de estas unidades.



07

Fig. 1/10

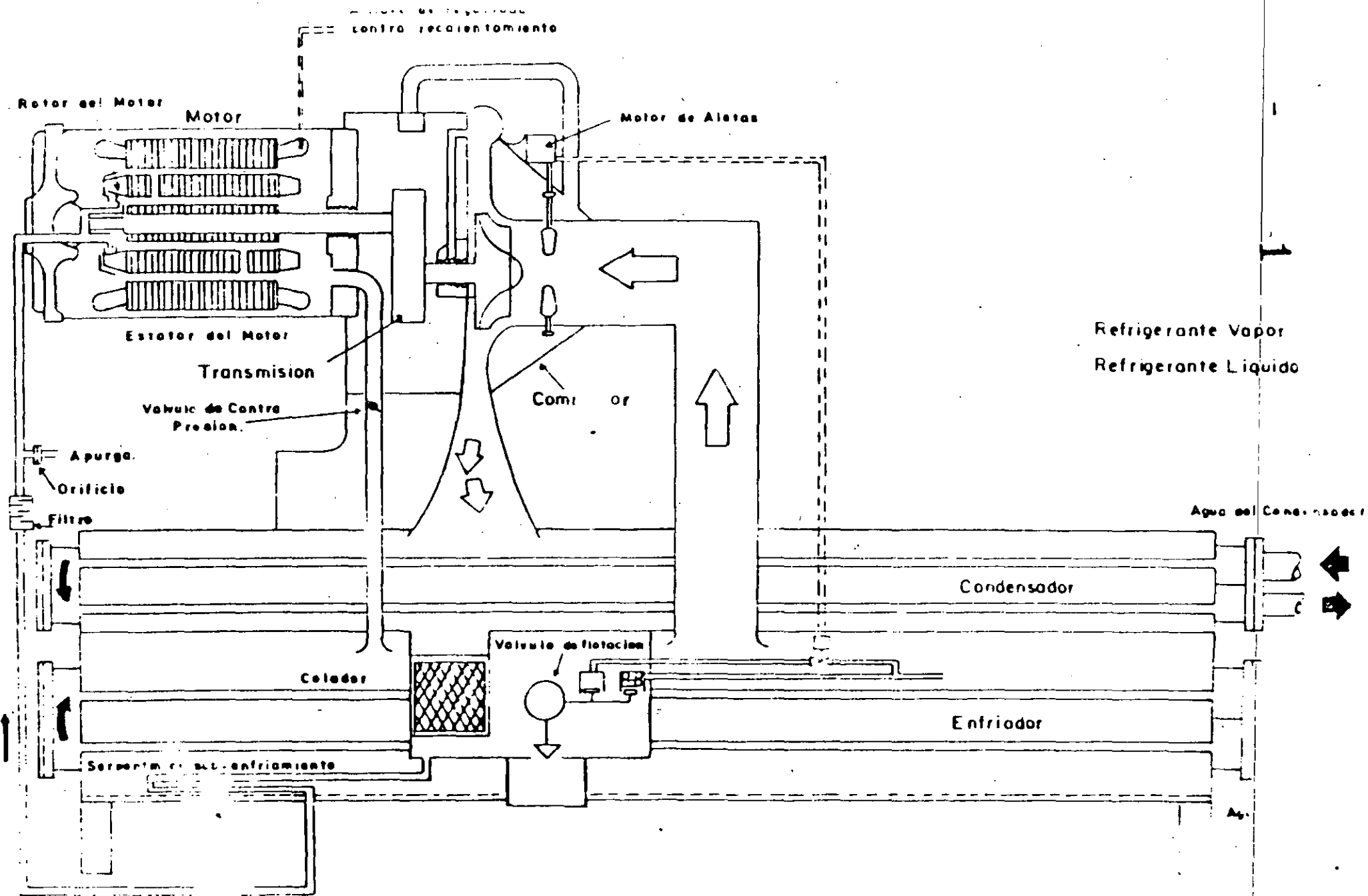


**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

C U R S O S A B I E R T O S

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

MAQUINAS CENTRIFUGAS



MAQUINAS CENTRIFUGAS

El equipo centrífugo, funciona en base al principio de "Evaporador inundado" . El equipo está constituido por un gran envolvente dividido en dos secciones; la parte alta constituye el condensador del equipo, y la parte baja el evaporador. Para lograr la evaporación del refrigerante, se crea una succión por medio de un rotor centrífugo (parecido al de una bomba) que gira aproximadamente a 12 000 rpm. La descarga del rotor al pasar por la voluta del equipo convierte la velocidad de descarga en presión y es descargado el vapor refrigerante hacia el condensador. Para el rango de operación de un equipo centrífugo se requiere un refrigerante con bajas presiones de condensación y una presión de evaporación moderada también.

Las presiones de operación normales para un equipo centrífugo son del siguiente orden.

Alta presión (Condensador)	7 a 8 psig
Baja presión (Evaporador)	16" de vacío

El refrigerante empleado en la generalidad de los casos es R-11 por sus propiedades adecuadas al rango; sin embargo existen algunos equipos que operan con R-12

La velocidad del rotor es constante y para regular la capacidad del equipo se modifica la caída de presión de la succión del compresor centrífugo por medio de un juego de álaves móviles que cierran el paso al flujo de gas; al disminuir el flujo de vapor disminuye la presión de succión y aumenta el punto de ebullición del refrigerante, controlandose así la capacidad del equipo.

PARTES PRINCIPALES

1.- MOTOR-IMPULSOR

En algunas marcas de equipo, el motor de la unidad se encuentra dentro de un recipiente sellado formando parte del interior del equipo; en este caso el motor es enfriado por una corriente de refrigerante que circula por medio de diferencias de presión entre el evaporador y el condensador; el sistema de lubricación del grupo mecánico se lleva a cabo por medio de una bomba de aceite que opera inclusive durante algún tiempo después de que el equipo ha dejado de operar. Ya que las velocidades a las que opera este equipo son muy altas, el cuidado del sistema de lubricación es primordial para la vida del equipo.

2.- FLUJO DE REFRIGERANTE LIQUIDO

El refrigerante pasa del condensador al evaporador por medio de una válvula reguladora de flujo de líquido; se pretende mantener constante el nivel del evaporador para cualquier capa-

idad y un nivel mínimo en el condensador; para algunos modelos se emplea una válvula de flotador y para otros una válvula de orificio variable que ha demostrado mayor versatilidad a las variaciones de carga.

3.- SISTEMA DE PURGA

Siendo que la parte de baja presión de la máquina funciona a una presión inferior a la atmosférica, es frecuente encontrar pequeñas entradas de aire al sistema principalmente por el eje de mando de las compuertas de control de capacidad y algunas veces, en equipo en mal estado hay entrada de agua de los serpentines enfriadores. Se requiere un sistema que elimine estas impurezas que afectan en forma determinante el funcionamiento del equipo y para esto se emplea el sistema de purga, que en algunos equipos es automático y en otros manual; se toma en forma permanente una pequeña cantidad de vapor del condensador y se pasa a una pequeña cámara enfriada por un serpentín de refrigerante, el refrigerante en forma de vapor que esté presente se condensará, lo mismo vapor de agua si se encuentra presente; la parte superior de ésta cámara forma un sello hidráulico con el refrigerante impidiendo que los no condensables salgan, por medio de la válvula de purga se tira al ambiente el aire que está presente, subiendo nuevamente el nivel del refrigerante. El agua presente flotará sobre el refrigerante y podrá distinguirse por medio de una mirilla; sobre el nivel de refrigerante estará el de agua que se puede eliminar por medio de otra válvula



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

TORRES DE ENFRIAMIENTO

TORRES DE ENFRIAMIENTO

El proceso que se lleva a cabo en una torre de enfriamiento es el típico de humidificación y calentamiento, este proceso -- también se lleva a cabo en los condensadores evaporativos y en una infinidad de problemas de aire acondicionado.

La torre de enfriamiento es un dispositivo auxiliar en un sistema de refrigeración que tiene por objeto enfriar cierta cantidad de agua, aprovechando, el proceso de humidificación del aire.

Las torres de enfriamiento se clasifican de acuerdo a la forma de mover el aire a través de la torre. Existen tres formas -- que son las más comúnmente usadas:

- a) TIRO NATURAL
- b) TIRO INDUCIDO
- c) TIRO FORZADO

Tiro Natural; se emplea el "efecto chimenea" aprovechando -- las diferencias de densidad del aire dentro de la torre contra una columna de aire exterior con densidad constante.

Se construye una estructura hiperbólica, normalmente de concreto con grandes arcos de acceso en su parte baja para la entrada del aire ambiente, en la garganta de la parte superior de la torre se colocan una serie de espreas o rociadores que dejarán caer el agua caliente en el interior; al descender el agua provocando una lluvia estará en contacto con el aire cada vez -- menos saturado humedeciéndolo y calentándolo hasta llegar el agua a la parte inferior donde es colectada a una cisterna subterranea. El aire cada vez más húmedo y caliente formará una con

corriente ascendente y saldrá por la parte superior.

Este equipo maneja gastos de agua superiores a los 500 m³/h y su gran ventaja es que no consume energía en ventiladores; - se emplea fundamentalmente en acerías y termoeléctricas.

TIRO INDUCIDO.- La torre de tiro inducido, induce un flujo de aire a través del empaque por medio de un ventilador colocado en la parte superior del equipo y se distribuye agua caliente sobre el relleno enfriador (empaque) por medio de un sistema de espesas; al descender el agua cada vez entra en contacto con aire mas frío y menos saturado, produciendose un efecto de contracorriente que incrementa considerablemente la eficiencia del equipo.

Tiro forzado.- En una época se emplearon las torres de enfriamiento de tiro forzado, se fuerza el aire por medio de ventiladores desde la parte baja de la torre hacia arriba y el agua cae en cotracorriente; han perdido popularidad debido a que la violencia con la que penetra el aire provoca que parte del empaque no opere correctamente y se requiere incrementar las dimensiones del equipo.

EMPAQUES HUMIDIFICADORES

Para el enfriamiento de agua en una torre se requiere crear un espacio físico en el cuál se establezca un contacto íntimo entre el agua por enfriar y el aire que será el medio de enfriamiento; este espacio debe reunir las siguientes cond:

- 1.- Gran superficie de contacto en poco volúmen
- 2.- Poca caída de presión al flujo de aire
- 3.- No descomponerse o podrirse con el agua

Los empaques se clasifican en dos tipos principales

PELICULA y SALPIQUEO

EMPAQUE DE PELICULA

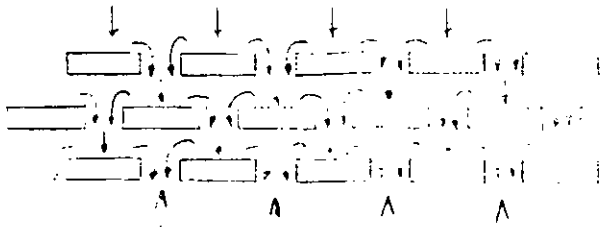
Se pretende formar una película de líquido de muy pequeño espesor sobre la superficie del empaque para que el aire al tener contacto con ella pueda efectuar la transferencia de masa y calor.

EMPAQUE DE SALPIQUEO

Se pretende formar una serie de pequeñas cascadas en el interior de la torre para que el aire circule a través de ellas, humidificandose y realizando la transferencia.

4

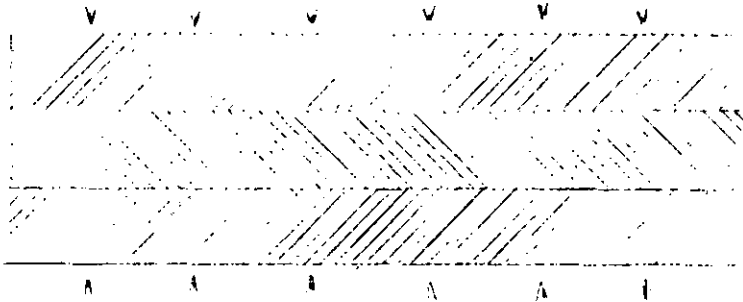
Agua



Aire

EMPAQUE DE TAPISQUES.

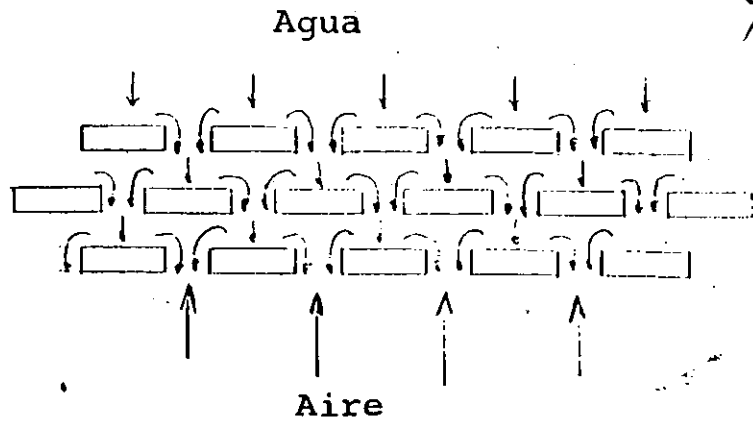
Agua



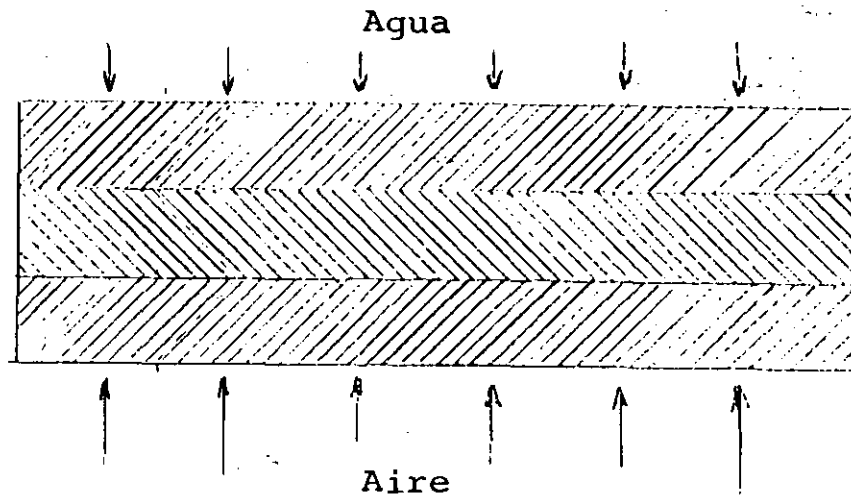
Aire

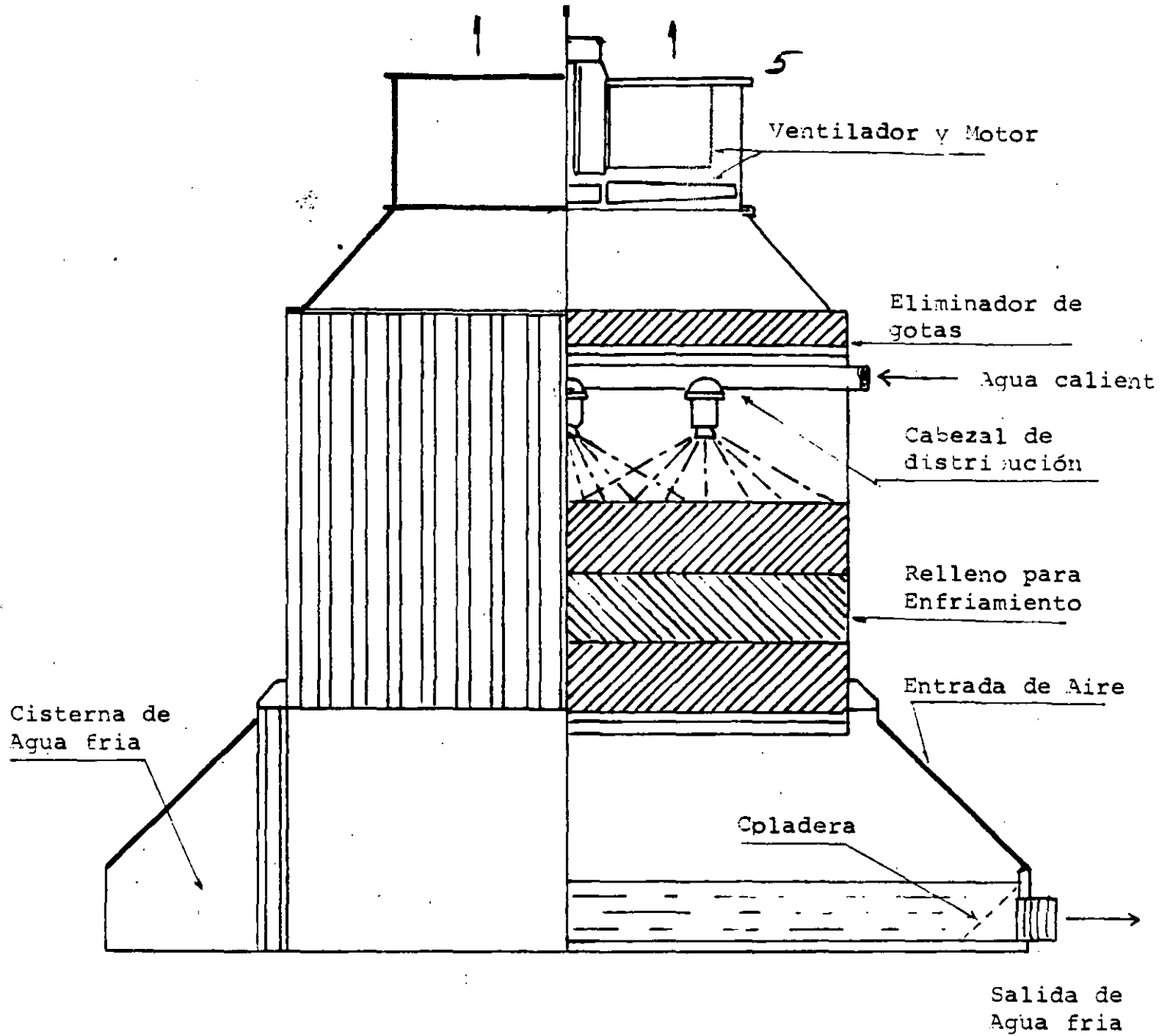
EMPAQUE DE PELICULA

4



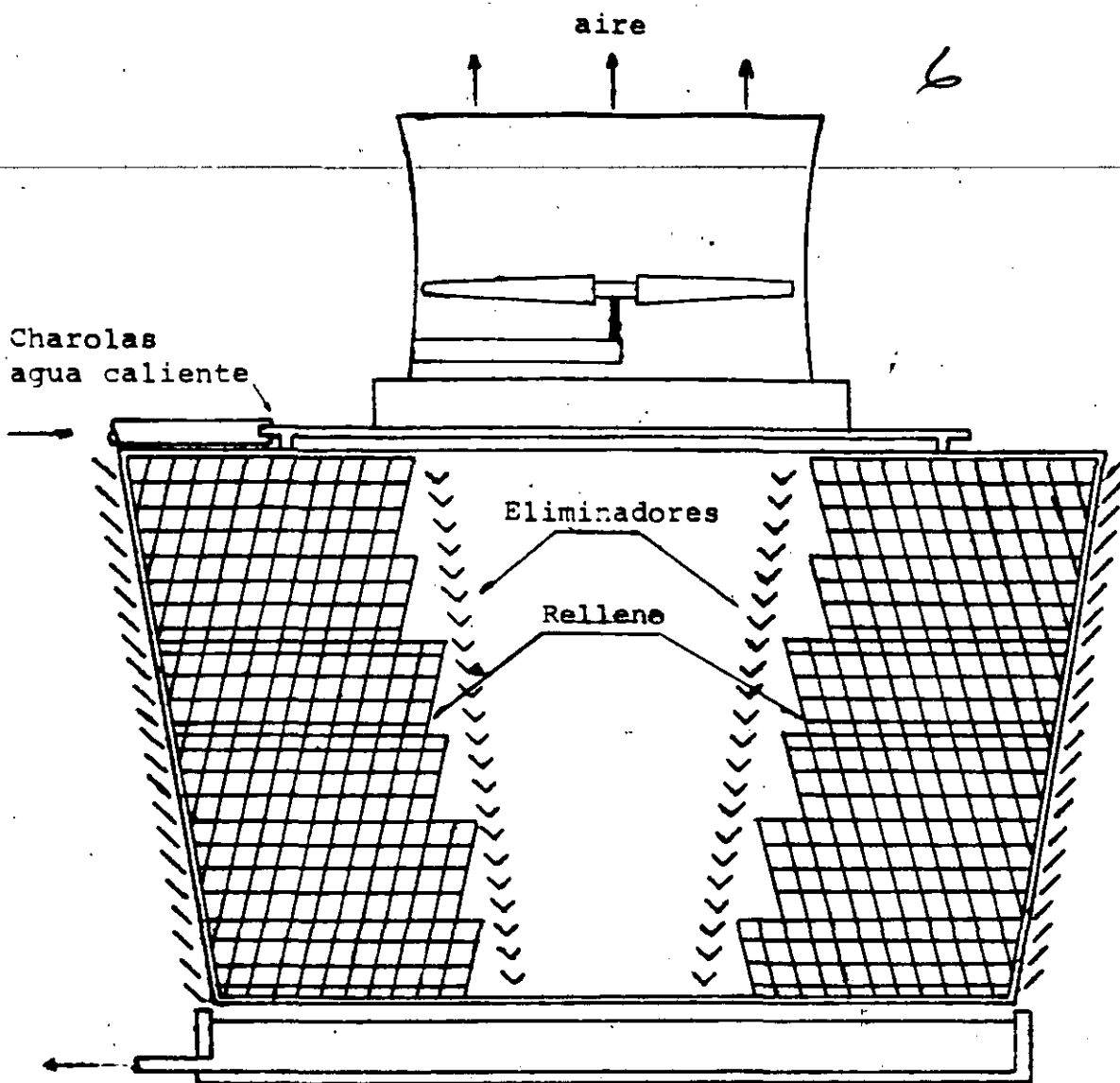
EMPAQUE DE SALPIQUEO.





TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO MECANICO INDUCIDO

(Empaque tipo película)



TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO MECANICO INDUCIDO
DE FLUJO CRUZADO (Empaque película o salpiqueo)



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

MANTENIMIENTO

MANTENIMIENTO

El criterio de mantenimiento se ha modificado en forma substancial durante las últimas décadas; ha pasado de ser correctivo a PREVENTIVO el criterio antiguo de personal improvisado, insuficiente y abrumado de trabajo con "soluciones para ayer" ha pasado a la historia como una PESIMA opción. El costo de los equipos, refacciones y horas-hombre desperdiciados por este sistema debe ser erradicado como una pésima inversión ya que su productividad es muy escasa y siempre habrá problemas "urgentes" que no se podrán resolver.

En las instalaciones actuales se debe VIGILAR el equipo, no esperar a que falle y solucionarlo con medidas de emergencia.

Un director de mantenimiento de importante cadena hotelera comentaba " Estoy tranquilo tomando un café con usted por que SE que todo marcha bien "—Esta tranquilidad se debe a una excelente programación que se lleva a cabo en su departamento de mantenimiento. " Aquí no hay sorpresas" comentaba; los registros de los equipos se llevan a la perfección y los riesgos de falla se MINIMIZAN , se programa una revisión general de cada equipo cada determinado período de tiempo y se cuenta con las refacciones probables para no tener sorpresas. El "mantenimiento" normal como lubricación, verificación de presiones, tensión de bandas, análisis de aguas de caldera, etc; se realizan con

con un programa perfectamente definido, cada miembro del depto tiene asignados determinados equipos y un programa semanal para lubricación, verificación, etc . Se llevan registros de cada parte de equipo para saber su tiempo de operación, cambios refacciones, fallas comunes y un programa de reemplazo

De las observaciones que se han hecho anteriormente, se pueden establecer cuatro puntos fundamentales para la correcta instrumentación del mantenimiento.

A) PROGRAMAS DE MANTENIMIENTO

B) BITACORAS DE OPERACION

C) ANALISIS ESTADISTICO DE OPERACION Y REEMPLAZO

D) CAPACITACION AL PERSONAL

A.- PROGRAMAS DE MANTENIMIENTO

Es físicamente imposible revisar, lubricar y verificar todos los equipos diariamente; se deben establecer programas para los equipos con la frecuencia que se requiera y distribuirlos como tarea diaria para el personal de mantenimiento. Por ejemplo, si no hay personal encargado directamente de los equipos de tratamiento de agua, se programará una revisión al día, o tal vez por turno, si la instalación lo requiere; para calderas, unidades enfriadoras, etc. normalmente hay un encargado u operador por turno; él se deberá encargar del mantenimiento general de su equipo así como del equipo accesorio.

Es fundamental que cada equipo esté asignado a una

~~persona específica y que se lleve un informe de que se le~~
hizo al equipo durante su mantenimiento; (Si se encontró
en perfectas condiciones el informe debe decirlo NO SE HIZO
NADA)

B) BITACORA DE OPERACION

Los equipos principales, enfriadoras, calderas, torres de enfriamiento, etc. deben llevar una bitácora de operación, en la cuál se registrarán sus condiciones de operación probablemente 3 ó 4 veces por turno; es fundamental la veracidad de la información de la bitácora, ya que el estado interno y las condiciones de operación se deben o tener de información de la bitácora. Cada fabricante presenta tipos de hojas de bitácora para sus equipos; todos ellos son buenos, sin embargo es conveniente tomándolas como base diseñarlas específicamente para cada caso o grupo de empresas; por ejemplo cadenas hoteleras, en donde se requerirá una copia para el jefe de mantenimiento y otra más para la Dirección corporativa de mantenimiento.

C) ANALISIS ESTADISTICO DE OPERACION Y REPLAZO

Este análisis a base de informes periódicos de mantenimiento y bitácoras de operación se realiza para prever reparaciones mayores a equipo, parás programados y substitución de unidades, en grandes cadenas hoteleras se centraliza este trabajo y se procesa por medio de computadora; para el caso normal el jefe de mantenimiento debe realizar estos estudios permanentemente

Es común que el jefe de mantenimiento no tenga tiempo para realizar este trabajo; esto indicará una falla de organización, el jefe de mantenimiento NO DEBE ser mecanico de operación sino coordinador de su departamento.

D) CAPACITACION AL PERSONAL

La capacitación del personal debe ser de 2 clases fundamentales:

- 1.- GENERAL
- 2.- ESPECIFICA

Es común el reclutamiento de personal para mantenimiento entre el personal de intendencia o el mercado libre de trabajo donde la preparación que tiene el personal escasamente cubre la educación secundaria; es necesario darle una capacitación general sobre plomería, electricidad y mecánica básicamente para que este personal pueda ser útil en las labores que le serán asignadas; la capacitación que obtiene en el campo adolece de fallas profundas en la teoría de las operaciones que realiza y la calidad del trabajo es muy deficiente; es conveniente que se capaciten por medio de cursos especiales para el nivel en el que se desarrollarán ya que su rendimiento y calidad justificarán ampliamente la inversión.

Para el caso de operadores de calderas, subestaciones equipos de enfriamiento, etc. es necesario que se tenga una preparación específica, ya que los equipos a su cargo son complicados y pueden llegar a presentar riesgos, a este respecto

hay cursos magníficos que dan algunas empresas fabricantes o instituciones especializadas.

En general, cualquier capacitación que se proporcione a un ser humano tendrá dos grandes ventajas; primero permitirá a éste una superación personal y después logrará un mejor desarrollo de su trabajo con las consecuentes ventajas para su empleador.



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

TABLAS ANEXAS

TABLA IX-4. Temperatura diferencial total equivalente, para calcular la ganancia de calor a través de paredes

Latitud norte	TIEMPO SOLAR																Latitud sur
	A.M.						P.M.						Pared hacia el:				
	S	10	12	2	4	6	8	10	12								
	Color exterior de la pared (O=obscura, C=clara)																
O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C		

Partición

NE	22	10	24	12	14	10	12	10	14	14	14	14	10	10	6	4	2	2	SE
E	30	14	36	18	32	16	12	12	14	14	14	14	10	10	6	6	2	2	E
SE	13	6	26	16	28	18	24	16	16	14	14	14	10	10	6	4	2	2	NE
S	-4	-4	4	0	22	12	30	20	26	20	16	14	10	10	6	6	2	2	N
SO	-4	-4	0	-2	6	4	26	22	40	28	42	28	24	20	6	4	2	2	NO
O	-4	-4	0	0	6	6	20	12	40	28	48	34	22	22	8	8	2	2	O
NO	-4	-4	0	-2	6	4	12	10	24	20	40	26	34	24	6	4	2	2	SO
N (sombra)	-4	-4	-2	-2	4	4	10	10	14	14	12	12	8	8	4	4	0	0	S (sombra)

Tabique de 4 plg ó piedra

NE	-2	-4	24	12	20	10	10	6	12	10	14	14	12	12	10	10	6	4	SE
E	2	0	30	14	31	17	14	14	12	12	14	14	12	12	10	8	6	6	E
SE	2	-2	20	10	28	16	26	16	18	14	14	14	12	12	10	8	6	6	NE
S	-4	-4	-2	-2	12	6	24	16	26	18	20	16	12	12	8	8	4	4	N
SO	0	-2	0	-2	2	2	12	8	32	22	36	26	34	24	10	8	6	6	NO
O	0	-2	0	0	4	2	10	8	26	18	40	28	42	28	16	14	6	6	O
NO	-4	-4	-2	-2	2	2	8	6	12	12	30	22	34	24	12	10	6	6	SO
N (sombra)	-4	-4	-2	-2	0	0	6	6	10	10	12	12	12	12	8	8	4	4	S (sombra)

Ladrillo hueco de 8 plg

NE	0	0	0	0	20	10	16	10	10	6	12	10	14	12	12	10	8	8	SE
E	4	2	12	4	24	12	26	14	20	12	12	10	14	12	14	10	10	8	E
SE	2	0	2	0	16	8	20	12	20	14	14	12	14	12	12	10	8	6	NE
S	0	0	0	0	2	0	12	6	24	14	26	16	20	14	12	10	8	6	N
SO	2	0	2	0	2	0	6	4	12	10	26	16	30	20	26	18	8	6	NO
O	4	2	4	2	4	2	6	4	10	8	18	14	30	22	32	22	18	14	O
NO	0	0	0	0	2	0	4	2	8	6	12	10	22	18	30	22	10	8	SO
N (sombra)	-2	-2	-2	-2	-2	-2	0	0	6	6	10	10	10	10	10	10	6	6	S (sombra)

Tabique de 8 plg - Ladrillo hueco de 12 plg

NE	2	2	2	2	10	2	16	8	14	8	10	6	10	8	10	10	8	8	SE
E	8	6	8	6	14	8	18	10	18	10	14	8	14	10	14	10	12	10	E
SE	8	4	6	4	6	4	14	10	18	12	16	12	12	10	12	10	12	10	NE
S	4	2	4	2	4	2	4	2	10	6	16	10	16	12	12	10	10	8	N
SO	8	4	6	4	6	4	8	4	10	6	12	8	20	12	24	16	20	14	NO
O	8	4	6	4	6	6	8	6	10	6	14	8	20	16	24	16	24	16	O
NO	2	2	2	2	2	2	4	2	6	4	8	6	10	8	16	14	18	14	SO
N (sombra)	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	6	6	8	8	8	8	6	6	S (sombra)

Tabique de 12 plg

NE	8	6	8	6	8	4	8	4	10	4	12	6	12	6	10	6	10	6	SE
E	12	8	12	8	12	8	10	6	12	8	14	10	14	10	14	8	14	8	E
SE	10	6	10	6	10	6	10	6	10	6	12	8	14	10	14	10	12	8	NE
S	8	6	8	6	6	4	6	4	6	4	8	4	10	6	12	8	12	8	N
SO	10	6	10	6	10	6	10	6	10	6	10	8	10	8	12	8	14	10	NO
O	12	8	12	8	12	8	10	6	10	6	10	6	10	6	12	8	16	10	O
NO	8	6	8	6	8	4	8	4	8	4	8	4	8	6	10	6	10	6	SO
N (sombra)	4	4	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	4	4	6	6	S (sombra)

TABLA IX-4. Temperatura diferencial total equivalente, para calcular la ganancia de calor a través de paredes (conclusión)

Latitud norte	TIEMPO SOLAR																Latitud sur		
	A.M.						P.M.						Pared hacia el:						
	S	10	12	2	4	6	8	10	12	Color exterior de la pared (O=obscura, C=clara)									
	O	C	O	C	O	C	O	C	O		C	O		C	O	C		O	C
Concreto ó piedra de 8 plg ó bien bloque de concreto de 6 u 8 plg																			
NE	4	2	4	0	16	8	14	8	10	6	12	8	12	10	10	S	S	6	SE
E	6	4	14	8	24	12	24	12	18	10	14	10	14	10	12	10	10	8	E
SE	6	2	6	4	16	10	18	12	18	12	14	12	12	10	12	10	10	8	NE
S	2	1	2	1	4	1	12	6	16	12	18	12	14	12	10	8	8	6	N
SO	6	2	4	2	6	2	8	4	14	10	22	16	24	16	22	16	10	8	NO
O	6	4	6	4	6	4	8	6	12	8	20	14	28	18	26	18	14	10	O
NO	4	2	4	0	4	2	4	4	6	6	12	10	20	14	22	16	8	6	SO
N (sombra)	0	0	0	0	0	0	2	2	4	4	6	6	8	8	6	6	4	4	S (sombra)
Concreto ó piedra de 12 plg																			
NE	6	4	6	2	6	2	14	8	14	8	10	8	10	8	12	10	10	8	SE
E	10	6	8	6	10	6	18	10	18	12	16	10	12	10	14	10	14	10	E
SE	8	4	8	4	6	4	14	8	16	10	16	10	14	10	12	10	12	10	NE
S	6	4	4	2	4	2	4	2	10	6	14	10	16	12	14	10	10	8	N
SO	8	4	8	4	6	4	6	4	8	6	10	8	18	14	20	14	18	12	NO
O	10	6	8	6	8	6	10	6	10	6	12	8	16	10	24	14	22	14	O
NO	6	4	6	2	6	2	6	4	6	4	8	6	10	8	18	12	20	14	SO
N (sombra)	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	4	4	6	6	8	8	6	6	S (sombra)

NOTAS:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Ganancia total de calor} \\ \text{debida a la radiación so-} \\ \text{lar y a la diferencia de} \\ \text{temperaturas en Btu/h-} \\ \text{pie}^2 \end{array} \right\} \left\{ \begin{array}{l} \text{Coeficiente de trans-} \\ \text{misión de calor de la} \\ \text{pared en Btu/h-pie}^2\text{-}^\circ\text{F} \end{array} \right\} \times \left\{ \begin{array}{l} \text{Temperatura dife-} \\ \text{rencial tomada de} \\ \text{la tabla} \end{array} \right\}$$

De *Air Conditioning and Refrigeration*, 4ª edición, por Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis, con autorización de International Textbook Company.

TABLA IX-5. Temperatura diferencial total equivalente para calcular la ganancia de calor a través de techos

Descripción de los materiales del techo	Tiempo solar									
	A.M.					P.M.				
	8	10	12	2	4	6	8	10	12	
Techos expuestos al sol. Construcción ligera										
Madera de 1 plg	12	38	54	62	50	26	10	4	0	
Madera de 1 plg y aislamiento de 2 plg										
Techos expuestos al sol. Construcción media										
Concreto de 2 plg										
Concreto de 2 plg y aislamiento de 2 plg	6	30	48	58	50	32	14	6	2	
Madera de 2 plg										
Concreto de 4 plg	0	20	38	50	52	40	22	12	6	
Concreto de 4 plg y aislamiento de 2 plg										
Techos expuestos al sol. Construcción pesada										
Concreto de 6 plg	4	6	24	38	46	44	32	18	12	
Concreto de 6 plg y aislamiento de 2 plg	6	6	20	34	42	44	34	20	14	
Techos en la sombra										
Construcción ligera	-4	0	6	12	14	12	8	2	0	
Construcción media	-4	-2	2	8	12	12	10	6	2	
Construcción pesada	-2	-2	0	4	8	10	10	8	4	

Tomado de *Air Conditioning and Refrigeration*, 4ª edición, por Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis, con autorización de International Textbook Company.

NOTAS:

1. Calculada con el método de Mackey y Wright.
2. Para techos que no sean planos, considérese el área proyectada.
3. Cuando el color del techo es claro como el blanco o el aluminio, añada a la temperatura equivalente diferencial en techos a la sombra el 55% de la diferencia entre el techo a la sombra y el techo expuesto al sol. Cuando el color es gris claro, azul claro, gris claro o rojo brillante añada el 80%.



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

ANALISIS DE CARGAS TERMICAS

ANALISIS DE CARGAS TERMICAS

En la evaluación de un problema de aire acondicionado, el análisis de las cargas térmicas que intervienen en él es de primordial importancia; estas aportaciones o pérdidas se pueden clasificar en dos grandes grupos:

a.- CARGAS FIJAS

b.- CARGAS VARIABLES

Las cargas fijas se pueden a su vez clasificar de la siguiente forma:

a.1 Transmisión de calor

a.2 Personal

a.3 Iluminación

a.4 Equipo y miscelaneos

A.1 La transmisión de calor que ocurre a través de barreras físicas como muros, ventanas, puertas etc está definida por la ecuación general de la transferencia de calor:

$$q = U A \Delta T$$

En donde

U: Coeficiente total de transferencia de calor

A : Área a través de la cuál fluye el calor

ΔT : Diferencial de temperatura entre los

lados de la barrera

Como en el caso general de transferencia de calor, el cálculo de "U" es la parte medular del problema y en ocasiones la más engorrosa; U está definida de la siguiente forma:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \dots + \frac{x_n}{k_n}}$$

en don

h_i : coeficiente de película interior para aire "quieto"

h_o : Coeficiente de película exterior para aire en movimiento 24 km/h (15 millas/h)

x : espesor del material que constituye la barrera

k : conductividad térmica del material de la barrera

Los valores de " h_i " y " h_o " se consideran constantes dentro de cierto rango de rugosidad de la pared y velocidad del aire y sus valores en sistema métrico son los siguientes:

$$h_i = 8.03 \text{ kcal/h } ^\circ\text{C m}^2$$

$$h_o = 29.3 \text{ " " "}$$

La conductividad térmica " k " está definida como

$$k = \text{kcal-m} / \text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Y la distancia o espesor " x " en metros

COEFICIENTES DE CONVECCION

	<u>Kcal/m²h°C</u>
SUPERFICIE AL AIRE EXTERIOR.	
Velocidad del viento m/seg. 12/Km/h ó menos (3.33m/seg. ó menos).	20
Velocidad del viento 5m/seg. 18Km/h ó menos (5m/s)	25
Velocidad del viento m /seg. 24km/h ó más. (6.67m/seg. ó mas).	30
SUPERFICIE VERTICAL INTERIOR	5
SUPERFICIE HORIZONTAL INTERIOR	
Flujo hacia abajo	6
SUPERFICIE HORIZONTAL INTERIOR	
Flujo hacia arriba	9

NOTA 1:

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

NOTA 2:

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

COEFICIENTES DE CONDUCTIVIDAD TERMICA DE DIVERSOS MATERIALES

<u>Materiales de construcción</u>	<u>Kg/m³</u>	<u>K</u>
Muro de ladrillo al exterior		0.75
Muro de ladrillo al exterior con recubrimiento impermeable por fuera		0.66
Muro de ladrillo interiores		0.60
Muro de ladrillo comprimido vidrioado para acabado aparente, exterior:		1.10
Muro de tabique ligero con recubrimiento impermeable por fuera	1,600	0.60
	1,400	0.50
	1,200	0.45
	1,500	0.35
Muro de tabique ligero al exterior	1,600	0.70
Placas de asbesto cemento	1,800	0.50
Siporex al exterior con recubrimiento impermeable por fuera	660	0.18
	510	0.14
	410	0.12
Siporex al interior en espacio seco	660	0.16
	510	0.13
	410	0.11
Concreto armado	2,300	1.50
Concreto pobre al exterior	2,200	1.10
Concreto ligero al exterior	1,250	0.60
Concreto ligero al interior	1,250	0.50
Concreto ligero al exterior	800	0.40
Concreto ligero al interior	800	0.30
Muro de tepetate o arenisca calcarea al exterior		0.90
Muro de tepetate o arenisca calcarea al interior		0.80
Muro de adobes al exterior		0.80
Muro de adobes al interior		0.50
Muro de barro (con paja y carrizo)		0.40
Granito, basalto	2,700	3.00
Piedra de cal, marmol	2,600	2.10
Piedras porosas como arenisca y la caliza blanda o arenosa	2,400	2.00