



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

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

TEMA

INTRODUCCIÓN



**CENTRO DE INFORMACION
Y DOCUMENTACION
"ING. BRUNO MASCAZZONI"**

**ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUÍN
PALACIO DE MINERÍA
AGOSTO - SEPTIEMBRE 1999**

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; así 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 extremosas. 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 psicrometría.

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

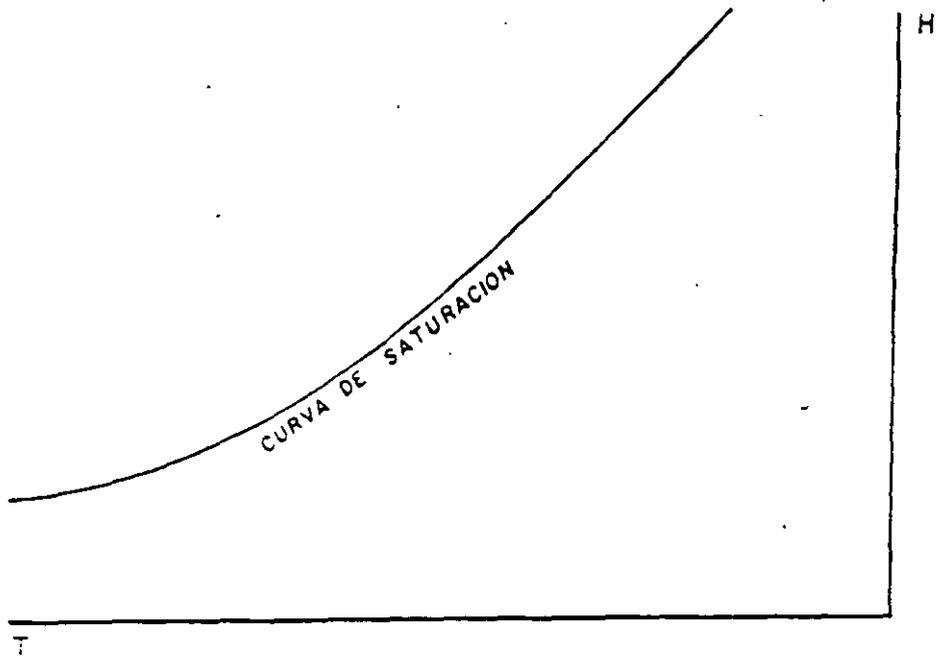


FIG. 1

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.

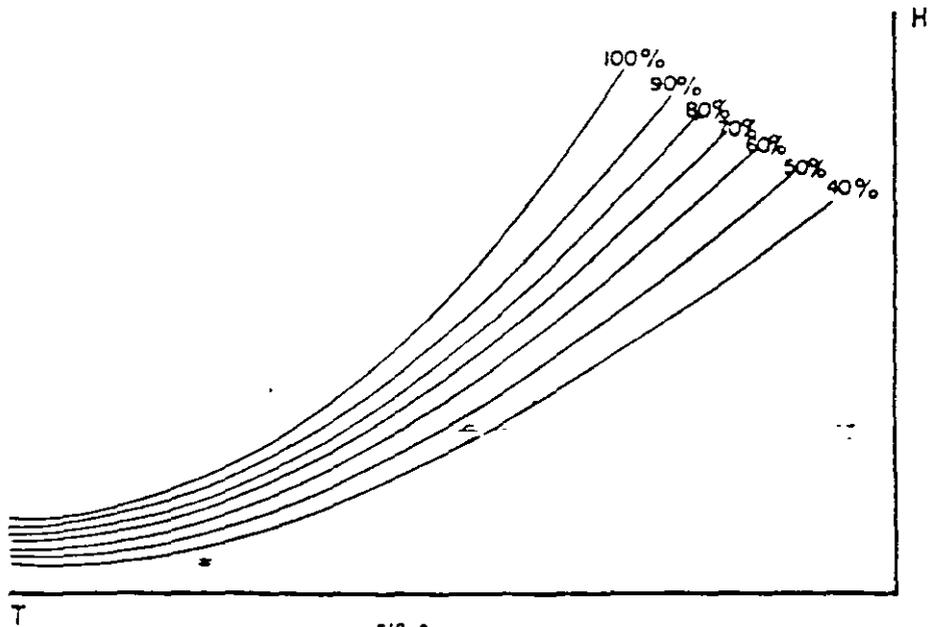


FIG. 2

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 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, volumen 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 estas 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 esa 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 : Entalpía del aire seco

h_w : Entalpía 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

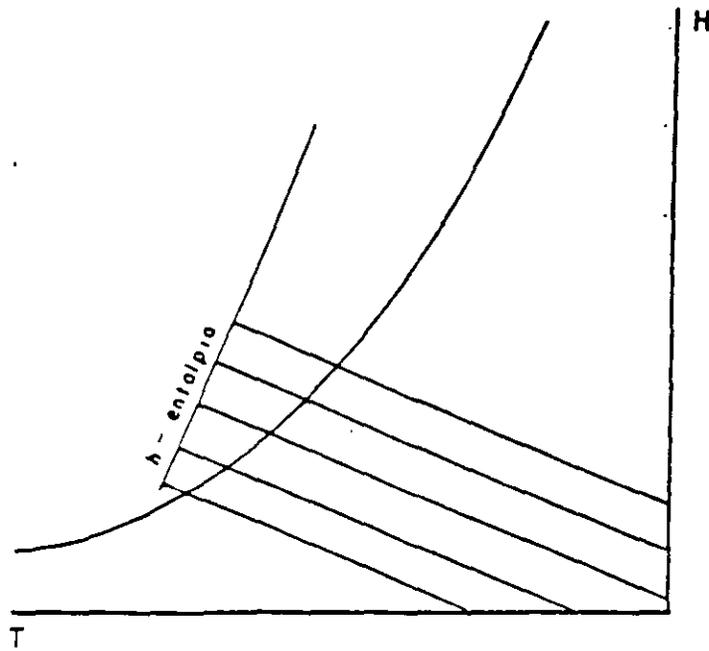
h_{fgw} : Calor de vaporización del agua a T_w

T_r : Temperatura de referencia del sistema (0 C)

T_i : Temperatura de bulbo seco del punto considerado

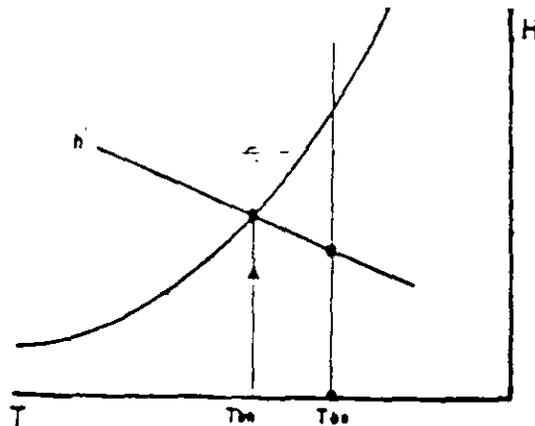
T_w : Temperatura de rocío del punto considerado.

En la ecuación que define la entalpía, hay únicamente dos variables 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 variables 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 entalpía será constante. Es interesante hacer notar que la línea de entalpía 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:

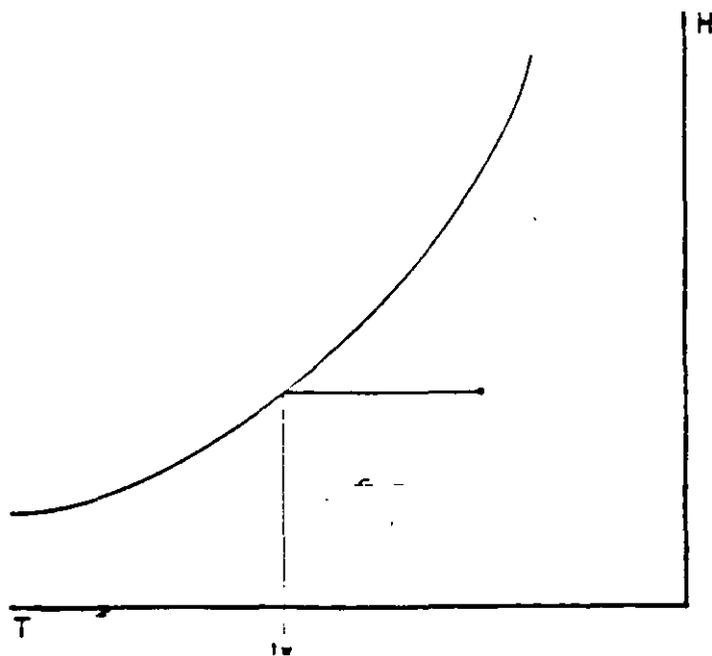
Se determina por medio de un PSICROMETRO, (Aparato que tiene un termómetro para bulbo seco y otro para bulbo húmedo), las temperaturas de bulbo seco (tbs) y de bulbo húmedo (tbh); se marcan dos líneas verticales sobre una carta psicrométrica, una para bulbo seco y otra para bulbo húmedo, al tocar la 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**

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

TEMA

PROCESOS PSICOMÉTRICOS



**ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUÍN
PALACIO DE MINERÍA
AGOSTO - SEPTIEMBRE 1999**

PROCESOS PSICROMETRICOS.

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

FLUJOS

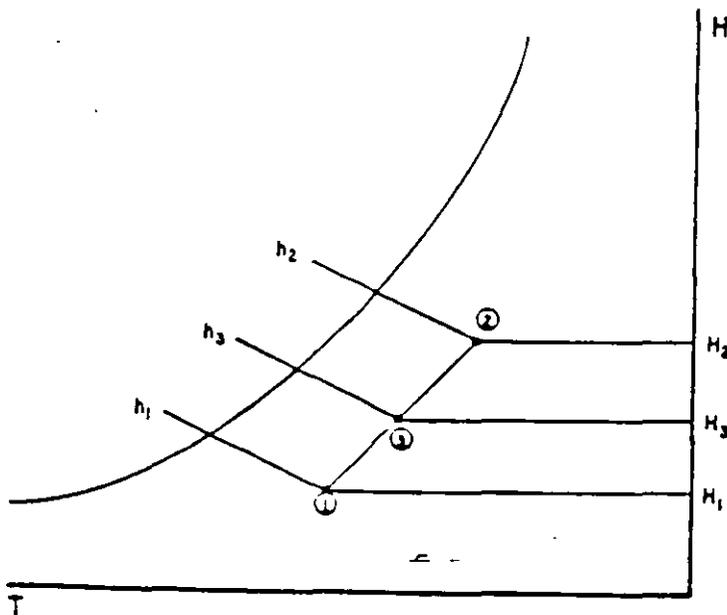
1.- MEZCLA DE DOS FLUJOS DE AIRE

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:

$$M_1 + M_2 = M_3 \quad (1)$$

$$M_1 h_1 + M_2 h_2 = M_3 h_3 \quad (2)$$

$$M_1 H_1 + M_2 H_2 = M_3 H_3 \quad (3)$$



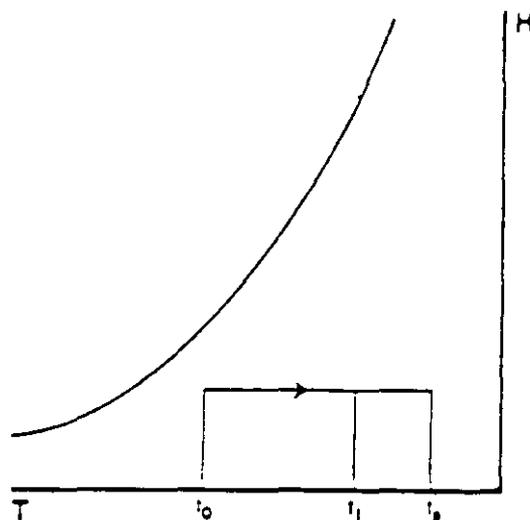
2.- FLUJO DE AIRE SOBRE UNA SUPERFICIE SECA Y MAS CALIENTE.

Al fluir aire sobre una superficie seca y mas caliente que él, el aire se calentará y se humidificará, pero normalmente no alcanzara 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.

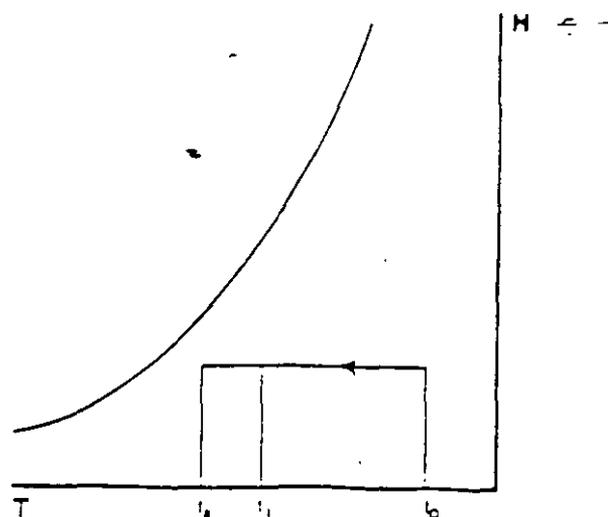


t_p : Temperatura de placa
 t_0 : Temperatura del aire de entrada
 t_1 : Temperatura del aire de salida

$$FB = \frac{t_p - t_1}{t_p - t_0}$$

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

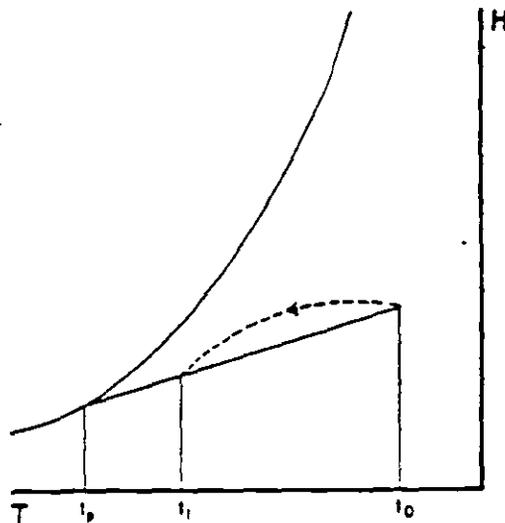
El aire se enfría al paso por el serpentín, conservándose su humedad absoluta constante, no llegará a saturación y el proceso se lleva a cabo de forma similar al anterior:



$$FB = \frac{t_1 - t_p}{t_0 - t_p}$$

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).

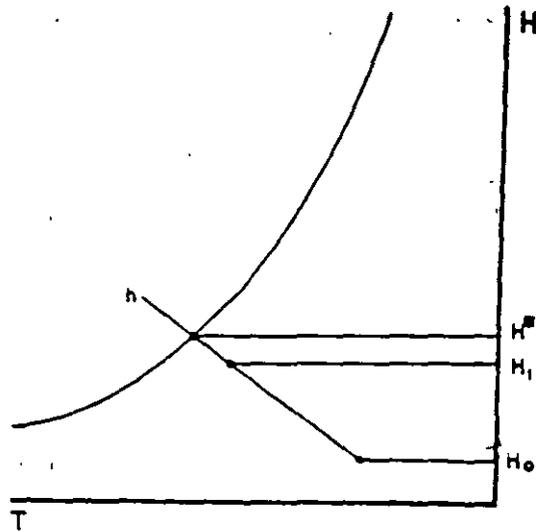


$$FB = \frac{t_1 - t_P}{t_0 - t_P}$$

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.

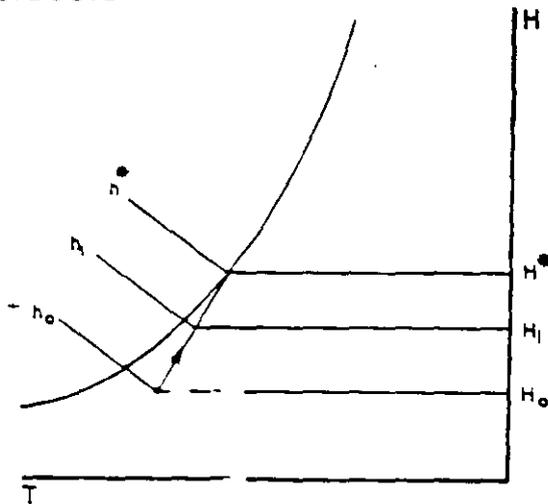
Aquí se utiliza el concepto clásico de eficiencia para evaluar la bondad del sistema; se puede establecer la eficiencia en función de las temperaturas o de los valores de humedad absoluta.



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

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.

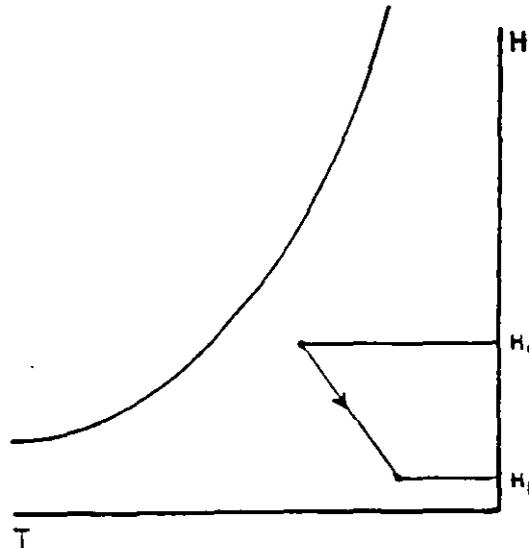


$$\eta = \frac{H_1 - H_0}{H^* - H_0}$$

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 escogerá 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

TEMA

HUMIDIFICACIÓN Y DESHUMIDIFICACIÓN

**ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUÍN
PALACIO DE MINERÍA
AGOSTO - SEPTIEMBRE 1999**

Cantidad de aire necesario

Calor sensible.-

El aire que se inyecta a un determinado local, tiene como primera función "dar temperatura" ó "quitarla" ; si hablamos de calefacción, el aire deberá introducirse al área por acondicionar a una temperatura mayor a la temperatura del local para suplir el calor que se está perdiendo y mantener las condiciones al valor previamente establecido. Si se trata de acondicionamiento en verano el aire deberá estar mas "frío" que el ambiente para contrarrestar la ganancia de calor del local.

La cantidad de calor que el aire es capaz de ceder o tomar del ambiente por acondicionar se definirá por medio de la siguiente ecuación :

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

En donde q_s será la cantidad de calor cedida o absorbida por el aire desde su temperatura de inyección al local, hasta alcanzar la temperatura interior establecida.

Este calor (calor sensible), siempre se llevará a cabo a humedad constante.

Calor latente.-

La humedad en el interior de un local, es una de las variables que deberán ser controladas para conservar las condiciones internas propuestas; normalmente existe una generación de humedad que se debe fundamentalmente al metabolismo de los seres vivos y también a algunos equipos.- cafeteras, estufas, etc.

El aire de suministro al local deberá tener una humedad absoluta menor al valor establecido para el interior del local, con

objeto de absorber la humedad que se genere en el área acondicionada.

La humedad del aire representa una forma de calor, ya que se encuentra como vapor de agua y se establece a temperatura constante, la variación de humedad en el aire representará una variación de entalpia y se define de la siguiente forma:

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

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.

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

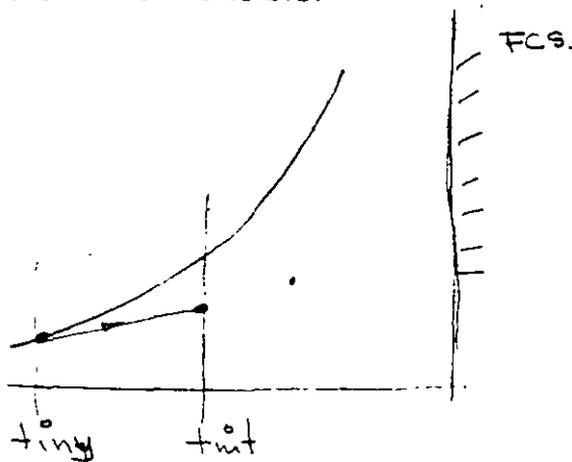
Factor de calor sensible.-

Evidentemente no es posible introducir al área por acondicionar 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 encontrar una relación que nos permita simultaneamente realizar las dos funciones.

Con este objeto se define el "Factor de calor sensible" 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 su ingreso al área por acondicionar, hasta que llega a las condiciones interiores de diseño previamente establecidas; para cada problema existirá SOLAMENTE un solo FCS ya que indica una relación de cuanto calor latente deberá ser recojido por unidad de calor sensible.



Para el caso de enfriamiento en verano la línea de factor de calor sensible tendrá su origen en la línea de saturación y terminará al llegar en línea recta al punto de condiciones interiores.

Para el caso de invierno (calefacción) se presenta un problema de indefinición de variables, la pendiente será negativa y se tienen dos ecuaciones y tres incógnitas. Si el suministro de aire es "muy grande" la diferencial necesaria de temperatura será pequeña y viceversa; aquí el problema se presenta al definir que es muy grande o muy pequeño. Para definir este problema es necesario recurrir a criterios auxiliares para solucionarlo.

a) Volumen de inyección.-

Si el volumen de aire que se inyecta a un local es muy pequeño, no será posible lograr una temperatura homogénea en el interior del lugar y se encontrarán puntos "fríos" y calientes en el área. Si el volumen inyectado es muy grande se logrará una temperatura homogénea en el interior, pero se tendrán corrientes de aire molestas.

Algunos autores y la experiencia de los diseñadores han establecido un criterio al respecto.- " El aire que se inyecta a 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 máxima de inyección.-

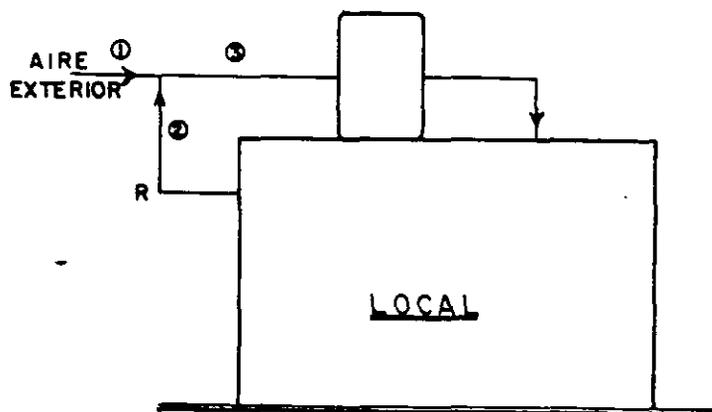
Mientras mas alta sea la temperatura de inyección, se requerirá menos volumen de aire y por lo tanto el equipo y los ductos serán mas pequeños; sin embargo, una temperatura alta provocará mayores pérdidas en los ductos y un problema importante de radiación en los difusores. Como regla general, deberá tenerse una temperatura de inyección no mayor de 45 °C.

Con el empleo de estos dos criterios auxiliares es sencillo determinar el volumen a inyectar y su temperatura. Cuando se tiene ciclo Verano/invierno, generalmente el aire de inyección está determinado por el sistema de verano.

Ciclo completo del aire

Una vez que el aire acondicionado ha llegado a las condiciones interiores establecidas para el local considerado, debe salir de él para ser substituido por mas aire proveniente del acondicionador; sin embargo, en la mayoría de los casos es mas facil acondicionar éste aire que tirarlo al exterior, obteniéndose de esta forma una economía importante de energía. No es posible recircular todo el aire, ya que es necesario disponer de un cierto volumen de "aire nuevo" para mantener la pureza del aire en el interior del local.

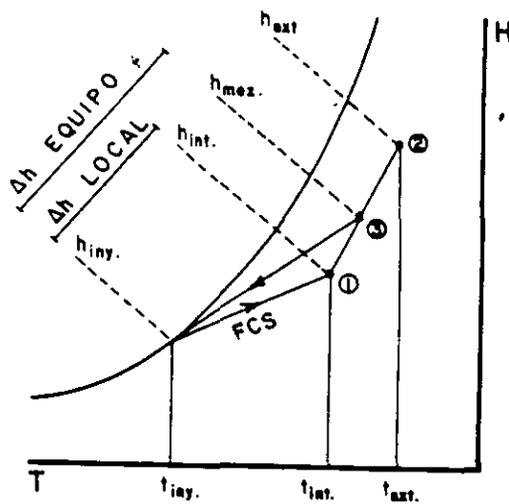
Se recirculará todo el aire que sea permisible y se completará al 100 % por medio de la adición de aire exterior (éste será determinado por el número de personas en el local y su tipo de actividad).



La mezcla de aire exterior y aire recirculado será la que se suministre al equipo acondicionador; y la cantidad de calor que deberá suministrar ó retirar el equipo será la diferencia de entalpías entre el punto definido por el "aire de mezcla" y la condición del "aire de inyección".

Es importante hacer notar que la "carga del equipo", será normalmente diferente a la carga térmica del local.

$$q_{Eq} = m \cdot (h_{mez} - h_{iny})$$





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

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

TEMA

CONDICIONES DE COMODIDAD

**ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUÍN
PALACIO DE MINERÍA
AGOSTO - SEPTIEMBRE 1999**

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 de los locales habitados (oficinas, escuelas, teatros, casas, etc.) así mismo, en los 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 principalmente cuatro factores:

- 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 fue tratando de controlar la temperatura, ya que, como de todos es sabido, trabajar o descansar en un lugar donde la temperatura sea extremadamente baja o alta, resulta incomodo y poco eficiente.

B) HUMEDAD DEL AIRE

El cuerpo humano pierde mucho calor debido a la evaporación, ésta aumenta cuando la humedad ambiente es baja, de aquí la importancia de controlar la humedad. Debe aclararse también que humedades altas producen reacciones fisiológicas molestas y además afectan a 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 de purificar suficientemente este aire debido a que de no hacerlo, los olores se irán concentrando hasta ser muy molestos, el humo del cigaro 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.

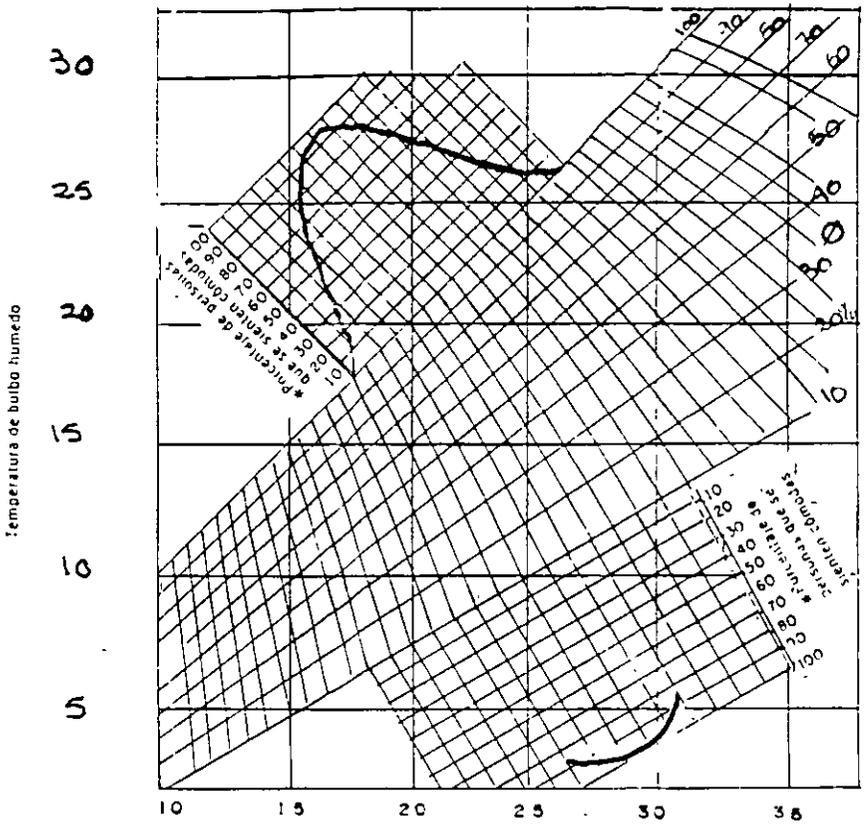
Una temperatura efectiva puede tener humedades relativas desde 0% hasta 100% y velocidades de aire desde muy bajas hasta muy altas y aunque la sensación de calor en cualquier caso es la misma, la comodidad producida en los diferentes casos no es igual.

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.

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° F (26° C), esto da como resultado que la humedad relativa necesaria para la condición preestablecida sea de 19%.

FACTORES QUE DETERMINAN LA TEMPERATURA EFECTIVA.

Como 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 calidas 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.

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 o 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 o corredores de un hotel u oficina.

Se ha demostrado que estos choques no son dañinos para las 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, varia 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 o taller donde los operarios tienen una actividad más o menos constante, que en una oficina o un teatro, donde las personas se encontraran inactivas 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 cuando manera se está en un local, con muchas ventanas, el cuerpo radia más calor al medio ambiente y esto produce una sensación de frío por lo que la temperatura efectiva deberá ser más alta.

MÁXIMA 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

Las condiciones de diseño exterior están dadas por las temperaturas mínimas promedio exteriores del lugar en donde se ubicará el local acondicionado, así como 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.

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 de IMSS, 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 ° C de bulbo seco o mayores.	25 ° C de bulbo seco	50%
32 ° C de bulbo seco	23 ° C de bulbo seco	50%
30 ° C de bulbo seco	22 ° C de bulbo seco	50%

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

Cuando se diseña una 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:

$$t_w = t_i - (t_i - t_e) \frac{U}{f}$$

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 o 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 pies/min.) y los 12 m/min. (40 pies/min.).

CONDICIONES INTERIORES ESPECIALES

Espacios acondicionados	Temperatura interior bulbo seco	Humedad relativa interior
QUIRÓFANOS:		
Salas de operaciones, salas de Expulsión y Emergencias.	21 - 24 °C	50 - 60 %
Salas de recuperación.	21 - 24 °C	50 - 60 %
PEDIATRÍA:		
Cuneros	24 °C	50%
Observación y aislamiento	24 °C	50 %
Encamados	24 °C	40 - 50 %
Prematuros	25 - 27 °C	55 - 65 %

CONDICIONES DE VENTILACIÓN.

Como ya se menciono 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 se estudiado con calma ya que, si se recircula el 100% del aire, este 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	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

TABLA VII-3. Ventilación recomendada para diferentes lugares

APLICACION	Humo de cigarrillos	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

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 VENTELARSE	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

AMERIC A.C./C.N.I.C.

ACOT: SIN

ESC. SIN

ESPECIFICACION PARA TEMPERATURAS DE CALCULO EN LOS SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y DATOS GEOGRAFICOS MAS TEMPERATURAS EXTREMAS DE LOS DIFERENTES LUGARES DE LA REPUBLICA MEXICANA

ESPECIF. AA-006 94-000

FECHA
DICIEMBRE 94

FECHA ANTERIOR DE LA ESPECIF
1983

LUGAR DE LA REPUBLICA	DATOS SITUACION					DATOS VERANO				DATOS INVIERNO		
	Posicion G Latitud Norte	Geografica Longitud Oeste	Altura Sobre el Nivel del Mar	Presion Barometrica		Temp.Prom. Max.-Ext. grados C	Temp de Calculo		Grados-Dia Anuales grados C	Temp.Prom Min.-Ext. grados C	Temp de Calculo grados C	Grados-Dia Anuales grados C
				mb	mm Hg		BS	BH				

AGUASCALIENTES												
Aguascalientes	21 53'	102 18'	1879	816	612	36.8	34	19	248	-4.7	0	330
Rincon de Romos	22 14'	102 14'	1950	809	617	37.8	35	19	---	-7.0	-2	220
BAJA CALIFORNIA NORTE												
Ensenada	31 52'	116 38'	13	1012	759	36.5	34	26	109	1.1	5	492
Mexicali	32 29'	115 30'	1	1013	760	47.8	43	28	1660	-3.7	1	372
Tijuana	32 29'	117 02'	28	1010	758	38.2	35	26	754	-3.3	2	556
BAJA CALIFORNIA SUR												
La Paz	24 10'	110 07'	18	1011	758	38.0	36	27	1827	9.0	13	556
Mulege	26 53'	112 00'	33	1009	757	41.9	38	28	---	-5.0	0	630
Cabo San Lucas	23 03'	109 4'	25	1010	756	37	35	27	1740	7.0	11	630
CAMPECHE												
Campeche	19 51'	90 32'	25	1010	758	38.9	36	26	2087	12.7	16	
Ciudad del Carmen	18 38'	91 49'	3	1013	760	41.0	37	26	2126	10.8	14	
Champion	19 21'	90 43'	2	1013	760	47.0	42	28	---	7.0	10.5	
COAHUILA												
Monclova	26 55'	101 26'	586	948	711	42.0	38	24	1169	-7.8	-3	326
Nueva Rosita	27 55'	101 17'	430	965	724	45.0	41	25	1539	-8.5	-3	481
Piedras Negras	28 42'	100 31'	220	988	741	43.9	40	26	1547	-11.9	-6	479
Saltillo	25 26'	101 00'	1609	842	632	38.0	35	22	208	-9.6	-4	523
Torreón	25 32'	103 27'	1013	889	667	45.0	40	21	---	-10.0	-5	227
COLIMA												
Colima	19 14'	103 45'	494	958	719	39.5	36	24	1683	8.5	12	
Manzanillo	19 04'	104 20'	3	1013	760	38.6	35	27	2229	12.1	15	
CHIAPAS												
Tapachula	14 51'	92 16'	168	994	746	37.4	34	25	2081	12.8	16	
Tuxtla Gutierrez	19 45'	93 06'	536	953	715	38.5	35	25	1601	7.2	11	
Comitan	16 15'	92 17'	1635	839	630	36.2	33	20	---	-0.5	4	64
CHIHUAHUA												
Chihuahua	28 38'	106 04'	1423	860	645	38.5	35	23	651	-11.5	-6	793
Ciudad Juarez	31 44'	106 29'	1137	889	667	43	39	24	695	-10	-5.0	1289
Ojinaga	29 34'	104 25'	841	920	590	50.0	45	24	---	-12.0	-6.5	680
Hidalgo del Parral	26 56'	103 39'	1652	838	628	34.2	32	20	---	-14.0	-8	730

AMERIC A.C./C.N.I.C.

ESPECIFICACION PARA TEMPERATURAS DE CALCULO EN LOS SISTEMAS DE
ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y DATOS GEOGRAFICOS MAS TEMPERATURAS
EXTREMAS DE LOS DIFERENTES LUGARES DE LA REPUBLICA MEXICANA

ESPECIF.: AA-006-94-000

FECHA

DICIEMBRE-94

FECHA ANTERIOR DE LA ESPECIF.
1983

LUGAR DE LA REPUBLICA	DATOS SITUACION					DATOS VERANO				DATOS INVIERNO		
	Posicion G Latitud Norte	Geografica Longitud Oeste	Altura - Sobre el Nivel del Mar	Presion Barometrica		Temp Prom Max.-Ext. grados C	Temp de Calculo		Grados-Dia Anuales grados C	Temp.Prom Min.-Ext. grados C	Temp de Calculo grados C	Grados-Dia Anuales grados C
				mb	mm Hg		BS	BH				

DISTRITO FEDERAL												
Cd Mexico Chapultepec	19 25'	99 10'	2240	780	585	33.8	31	17	78	-4.8	0	847
Cd Mexico Tacubaya	19 24'	99 12'	2309	776	582	32.8	30	17	---	-6.5	-1	860
Cd Mexico Santa Fe	19 20'	99 14'	2400		575	32.0	30	17	62	-8.0	-2	980
Cd Mexico Aeropuerto	19 23'	99 11'	2200	766		34.5	31	17	74	-4.0	0	830
DURANGO												
Durango	24 01'	104 40'	1898	814	610	35.6	34	17	100	-5.0	0	550
Ciudad Lerdo	25 30'	103 32'	1140	889	667	45.0	40	21	1082	-10.0	-5	227
Santiago Papasquaro	25 02'	105 26'	1740	829	622	42.0	38	21	---	-14.0	-8	156
GUANAJUATO												
Celaya	20 32'	100 49'	1754	828	610	41.5	38	20	657	-4.5	0	136
Guanajuato	21 01'	101 15'	2037	801	601	33.8	31	18	49	0.1	5	245
Leon	21 07'	101 41'	1809	822	617	36.5	34	20	192	-2.5	2	176
Salvatierra	20 13'	100 53'	1761	827	620	38.0	35	19	367	-2.0	3	40
Irapuato	20 40'	101 21'	1724	831	623	38.2	35	19	---	-1.5	3	
GUERRERO												
Acapulco	16 50'	99 56'	3	1013	760	35.8	33	27	2613	15.8	19	
Chilpancingo	17 33'	99 30'	1250	878	658	35.2	33	23	434	5.0	9	
Taxco	18 33'	99 36'	1755	828	621	36.5	34	20	518	8.0	12	
Ixtapa Zihuatanejo	17 58'	101 48'	38	1009	757	44.0	40	27	---	11.5	14	
HIDALGO												
Actopan	20 08'	98 45'	2445	764	563	31.4	29	18	---	-5.8	-1	1007
Tulancingo	20 05'	98 22'	2181	787	590	34.7	32	19	12	-5.8	-1	849
Pachuca	20 08'	98 45'	2444	764	574	31.5	30	18	---	-6.0	-1	
Ixmiquilpan	20 29'	99 13'	1745	829	622	41.0	37	19	---	-9.0	-1	
JALISCO												
Guadalajara	20 41'	103 20'	1589	844	633	36.0	33	20	204	-3.7	1	164
Lagos de Moreno	21 22'	101 56'	1880	816	612	43.2	39	20	574	-3.2	2	162
Puerto Vallarta	20 37'	105 15'	2	1013	760	39.0	36	26	2090	11.0	14	
Ameca	20 34'	104 04'	1235	879	660	39.6	36	24	---	1.0	5	
MEXICO												
Tehuacan	19 31'	98 52'	2216	784	588	34.0	32	19	175	-6.0	-1	500
Salamanca	19 17'	99 39'	2675	743	557	26.8	25	17		-3.0	-2	1570
San Juan de los Rios	19 02'	99 33'	2080	797	598	35.0	33	19		-6.0	-1	

AA-006-94-000

AMERIC A.C./C.N.I.C.		ESPECIFICACION PARA TEMPERATURAS DE CALCULO EN LOS SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y DATOS GEOGRAFICOS MAS TEMPERATURAS EXTREMAS DE LOS DIFERENTES LUGARES DE LA REPUBLICA MEXICANA	ESPECIF AA 006 94 000
			FECHA DICIEMBRE-94
ACOT SIN			FECHA ANTERIOR DE LA ESPECIF 1983
ESC SIN			

LUGAR DE LA REPUBLICA	DATOS SITUACION					DATOS VERANO				DATOS INVIERNO		
	Posicion G Latitud Norte	Geografica Longitud Oeste	Altura Sobre el Nivel del Mar	Presion Barometrica		Temp Prom. Max.-Ext. grados C	Temp de Calculo		Grados-Dia Anuales grados C	Temp.Prom Min.-Ext. grados C	Temp de Calculo grados C	Grados-Dia Anuales grados C
				mb	mm Hg		BS	BH				

QUERETARO												
Queretaro	20 36'	100 23'	1842	819	614	36.2	33	21	159	-4.9	0	248
San Juan del Rio	20 23'	100 00'	1800	815	610	35.2	32	21	---	-4.9	0	
SAN LUISPOTOSI												
San Luis Potosi	22 09'	100 58'	1877	816	612	37.3	34	18	86	-2.7	2	345
Matehuala	23 36'	100 39'	1597	848	632	39.8	36	22	---	-10.0	-5	
Rio Verde	21 56'	99 59'	987	905	679	41.4	38	24	---	-5.4	-1	
SINALOA												
Culiacan	24 48'	107 24'	53	1007	755	40.9	37	27	1659	31.1	7	
Mazatlan	23 11'	106 25'	78	1004	753	33.4	31	26	1373	11.2	14	
Topolobampo	25 36'	109 03'	3	1013	760	41.1	37	27	1754	8.0	12	
El Fuerte	26 25'	108 38'	115	1000	750	47.3	42	28	---	-4.5	1	
Guamuchi	25 27'	108 05'	43	1008	756	43.0	39	27	---	-3.0	2	
SONORA												
Guaymas	27 55'	110 53'	4	1013	760	47.0	42	27	1809	7.0	11	
Hermosillo	29 05'	110 58'	211	989	742	45.0	41	28	1875	2.0	6	84
Nogales	30 21'	110 58'	1117	885	664	41	37	26	655	-2.5	0	979
Ciudad Obregon	27 29'	109 55'	40	1009	757	48.0	43	28	2443	-1.1	4	
Altar	30 44'	111 46'	397	969	726	47.0	42	28	---	-1.0	4	
Navojoa	27 07'	109 28'	38	1009	757	46.0	41	28	---	-1.0	4	
TABASCO												
Villahermosa	17 59'	92 55'	10	1012	759	41.0	37	26	2206	12.2	15	
Alvaro Obregon	16 32'	92 39'	2	1013	760	44.5	40	29	---	14.0	16	
Otras Ciudades	17 33'	92 57'	60	1004	753	41.0	37	26	---	11.0	14	
VERACRUZ												
Jalapa	19 32'	96 55'	1399	863	647	34.6	32	21	245	2.2	6	208
Poza Rica	20 33'	97 28'	150	995	748	40.0	37	27	---	0.5	4	
Orizaba	18 51'	97 05'	1246	878	659	37.0	34	21	184	1.5	6	134
Veracruz	19 12'	96 08'	16	1011	758	35.6	33	27	1763	9.6	13	
Coatzacoalcos	18 09'	94 24'	14	1012	759	41.0	37	28	---	10.0	13.5	
Tuxpan	20 57'	97 24'	15	1013	760	40.4	37	27	---	8.0	5.5	

AMERIC A.C./C.N.I.C.		ESPECIFICACION PARA TEMPERATURAS DE CALCULO EN LOS SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y DATOS GEOGRAFICOS MAS TEMPERATURAS EXTREMAS DE LOS DIFERENTES LUGARES DE LA REPUBLICA MEXICANA	ESPECIF.: AA-006-94-000
			FECHA DICIEMBRE-94
ACOT SIN ESC. SIN			FECHA ANTERIOR DE LA ESPECIF. 1983

LUGAR DE LA REPUBLICA	DATOS SITUACION					DATOS VERANO			DATOS INVIERNO			
	Posicion G Latitud Norte	Geografica Longitud Oeste	Altura Sobre el Nivel del Mar	Presion Barometrica		Temp Prom Max.-Ext. grados C	Temp de Calculo		Grados-Dia Anuales grados C	Temp.Prom. Min.-Ext. grados C	Temp de Calculo grados C	Grados-Dia Anuales grados C
				mb	mm Hg		BS	BH				

MICHOACAN												
Apatzingan	19 05'	102 15'	682	937	703	43.0	39	25	3013	11.5	15	270
Morola	19 42'	101 07'	1923	812	609	31.3	30	19	165	1.6	6	270
Zamora	19 59'	102 18'	1633	840	630	37.5	35	20	320	-0.2	4	25
Zacapu	19 45'	101 45'	2000	840	603	34.8	32	19	168	-6.0	-1	675
La Piedad	20 20'	102 01'	1775	826	619	37.0	34	20	----	-3.0	2	
Uruapan	19 25'	101 58'	1611	842	631	36.5	34	20	----	-0.5	4	
MORELOS												
Cuautla	18 48'	98 57'	1291	874	655	47.4	42	22	825	5.3	9	
Cuernavaca	18 55'	99 14'	1538	849	637	32.8	31	20	250	6.9	11	
Puente de Ixtla	18 37'	99 10'	900	814	686	42.0	38	22	----	----	----	
NAYARIT												
San Blas	21 32'	105 19'	7	1013	760	36.0	33	26	1462	7.3	11	
Tapic	21 31'	104 53'	918	912	684	38.9	36	26	600	1.9	6	
Acaponeta	22 30'	105 23'	25	1010	758	40.0	37	27	----	----	----	
NUEVO LEON												
Montemorelos	25 12'	99 50'	432	985	724	42.8	39	25	1856	0.5	5	
Monterrey	25 40'	100 18'	534	954	715	41.5	38	28	1181	-5.4	0	173
Lampazos	27 02'	100 31'	340	975	731	41.5	38	25	----	-10.5	-5	
OAXACA												
Oaxaca	17 04'	96 42'	1563	846	635	38.0	35	22	290	2.4	7	
Salina Cruz	16 12'	95 12'	56	1007	755	36.8	34	26	2403	16.0	19	
Huajuapán de León	17 48'	97 47'	1597	843	632	42.0	38	22	----	-5.0	0	
Pochutla	15 44'	96 38'	1163	995	746	40.0	37	27	----	----	----	
PUEBLA												
Puebla	19 02'	98 11'	2150	790	593	30.8	29	17	144	-1.5	3	418
Tehuacan	18 18'	97 23'	1676	835	627	37.0	34	20	196	-5.0	0	80
Iztilán	19 48'	97 21'	1990	805	604	39.0	36	22	----	-4.2	0	
Huachinango	20 10'	98 03'	1600	843	632	40.5	37	21	----	-3.0	2	

AA-006-94-000

AMERIC A.C./C.N.I.C.		ESPECIFICACION PARA TEMPERATURAS DE CALCULO EN LOS SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y DATOS GEOGRAFICOS MAS TEMPERATURAS EXTREMAS DE LOS DIFERENTES LUGARES DE LA REPUBLICA MEXICANA	ESPECIF AA-006 94-000
			FECHA DICIEMBRE-94
ACOT SIN			FECHA ANTERIOR DE LA ESPECIF
ESC SIN			1993

LUGAR DE LA REPUBLICA	DATOS SITUACION					DATOS VERANO			DATOS INVIERNO			
	Posicion G Latitud Norte	Geografica Longitud Oeste	Altura Sobre el Nivel del Mar	Presion Barometrica		Temp Prom Max.-Ext. grados C	Temp. de Calculo		Grados-Dia Anuales grados C	Temp Prom Min.-Ext. grados C	Temp de Calculo grados C	Grados-Dia Anuales grados C
				mb	mm Hg		BS	BH				

YUCATAN												
Menda	20 58'	89 38'	22	1011	758	41.0	37	27	2145	11.6	15	
Progreso	21 17'	89 40'	14	1012	759	38.8	36	27	1908	13.0	16	
Valladolid	20 41'	88 13'	22	1011	758	40.0	37	27	-----	11.6	15	
ZACATECAS												
Fresnillo	23 10'	102 53'	2250	781	586	39.0	36	19	235	-4.5	0	794
Zacatecas	22 47'	102 34'	2612	784	561	29.0	28	17	-----	-7.5	-2	1383
Sombrerete	23 39'	103 37'	2350	772	579	36.5	34	18	---	-9.0	-4	
QUINTANA ROO												
Cozumel	20 31'	86 57'	3	1013	760	35.8	33	27	1969	10.3	14	
Chetumal	18 30'	88 20'	4	1013	760	37	34	27	2120	9.5	13	
Can Cun	19 35'	88 02'	3	1013	760	37	33	27	2010	6.5	12	
Playa del Carmen	19 10'	88 15'	3	1013	760	38	34	27	2050	10	14	
TAMAULIPAS												
Matamoros	25 32'	87 20'	12	1012	759	39.3	37	26	1815	1.8	4.3	47
Nuevo Laredo	27 29'	99 30'	140	967	748	45.0	41	32	2042	-7.0	-2	118
Tampico	22 12'	97 81'	18	1011	738	39.3	36	26	1635	-2.5	2	
Ciudad Victoria	23 44'	99 08'	221	977	733	41.7	36	26	1397	-2.3	2	87
Reynosa	23 46'	98 12'	25	1010	758	45.0	41	28	---	-7.7	-3	
TLAXCALA												
Tlaxcala	19 32'	98 15'	2252	781	686	29.4	28	17	34	-1.4	3	512

AA-006-94-000

1-MCHVOPCGAAMERICAMERICW01

B I B L I O T E C A
 F I L I O T E



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

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

TEMA

ANÁLISIS DE CARGAS TÉRMICAS



**CENTRO DE INFORMACION
Y DOCUMENTACION
"ING. BRUNO MASCAREÑO"**

**ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUÍN
PALACIO DE MINERÍA
AGOSTO - SEPTIEMBRE 1999**

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 misceláneos

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 : Area a través de la cual 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 :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_0} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \dots + \frac{x_n}{k_n}}$$

en donde

- h_1 : coeficiente de película interior para aire "quieto"
- h_0 : coeficiente de película exterior para aire en movimiento 24 km/ hr (15 millas / hr)
- x : espesor del material que constituye la barrera
- k : conductividad térmica del material de la barrera

Los valores de " h_1 " y " h_0 " se consideran constantes dentro de cierto rango de rugosidad de la pared y velocidad del aire y sus valores en el 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

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

Y la distancia o espesor " x " en metros.

COEFICIENTES DE CONVECCION

	Kcal / m 2h °C
SUPERFICIE AL AIRE EXTERIOR.	
Velocidad del viento m/seg. 12 /km/hr ó menos (3.33 m/seg. ó menos).	20
Velocidad del viento 5 m/seg. 18 km/hr ó menos (5 m/seg).	25
Velocidad del viento m/seg. 24 km/hr ó más (6.67 m/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 centigrado de diferencia de temperatura, para un material de un metro de espesor. Dividiendo el coeficiente entre 0.124 se obtienen BTUs por pie cuadrado, hora grado Fahrenheit, para una pulgada de espesor.

NOTA 2 :

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

COEFICIENTES DE CONDUCTIVIDAD TERMICA DE DIVERSOS MATERIALES

Materiales de construcción	kg / m ³	k
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 vidriado 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 interior	1,250	0.60
Muro de tepetate o arenisca calcárea al exterior		0.90
Muro de tepetate o arenisca calcárea al interior		0.80
Muro de adobes al exterior		0.80
Muro de adobes al interior		0.50
Muro de embarro (con paja y carrizo)		0.40
Granito, basalto	2, 700	3.00
Piedra de cal, mármol	2, 600	2.10
Piedras porosas como arenisca y la caliza blanda o arenosa	2, 400	2.00

Rellenos y Aislamientos	kg / m³	K kcal / °C, hr
Tezontle como relleno o terrado seco		0.16
Re lleno de tierra, arena o grava expuestos 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
Escona, seco	150	0.08
Aserin re lleno suelto, seco	120	0.10
Aserin re lleno empacado, seco	200	0.07
Bolas de plástico celular, empacado, seco	10- 20	0.05
Virutas como re lleno, seco		0.07
Masa de magnesia, seco	190	0.05
Fibra de vidrio, diámetro de la fibra 6 micras	15 - 100	0.04
Fibra de vidrio, diámetro 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 horizontales	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	1,000	0.11
Fibracel, medio duro, seco	600	0.07
Fibracel, poroso, seco	300	0.045
Varios materiales		
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
Cascanilla de semilla de algodón, suelta, seca		0.05
Aire	1.2	0.022
Agua	1, 00	0.5
Acero y hierro	7, 800	45
Cobre	8, 900	320

Acabados	kg / m ³	K
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 A, da los valores que se emplean para el cálculo de la aportación térmica por personas.

A.3 La iluminación que normalmente es eléctrica emplea una pequeña parte de la energía consumida en producir luz y la mayor 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 balastra 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 :

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

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

Fluorescente $q = W \times 0.86 \times 1.25$ kcal / h

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

TABLA Calor producido por las personas

Grado de actividad	Aplicación Típica	Relación metabólica de un hombre adulto	Grupo de personas			Relación metabólica promedio de la relación	Temperaturas del cuarto									
			% de composición del grupo				62 ° F	80 ° F		78 ° F		75 ° F		70 ° F		
			Hombr	Mujer	Niño		BTU / hr		BTU / hr		BTU / hr		BTU / hr		BTU / hr	
							Sens. Lat.		Sens. Lat.		Sens. Lat.		Sens. Lat.		Sens. Lat.	
		BTU /hr				BTU /hr										
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	550	21	71	10											
	Bancos	550	40	60	0	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	260	270	320	230
Trabajo Ligero	Fábrica, trabajo ligero	800	60	40	0	750	190	560	220	530	245	505	295	455	365	285
Baile 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	1000	100	0	0	1000	270	730	300	700	330	670	380	620	480	540
Jugando	Boliche	1500	75	25		1450	450	1,000	465	985	485	965	525	925	605	845

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

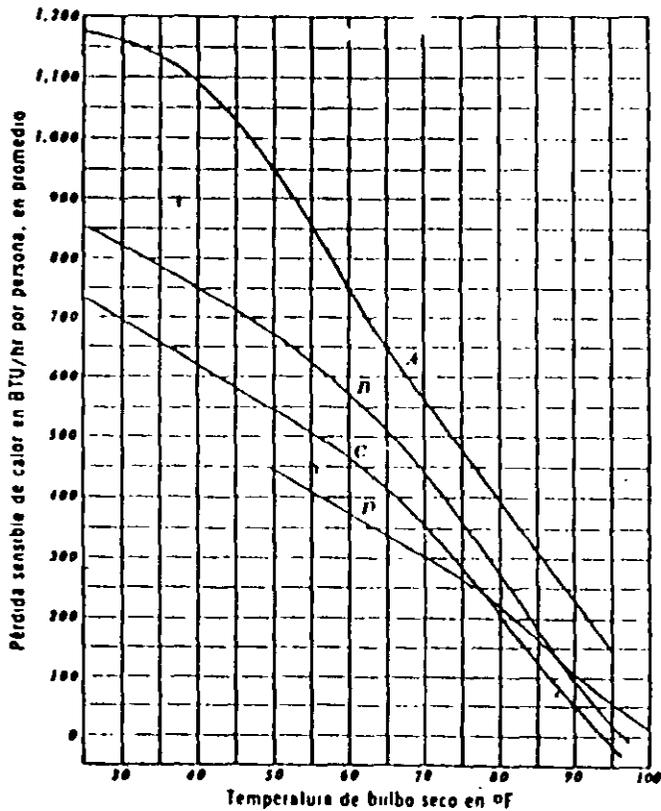


Figura IX-34. Pérdida de calor sensible de un ser humano a varias temperaturas de bulbo seco en aire quieto.

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.

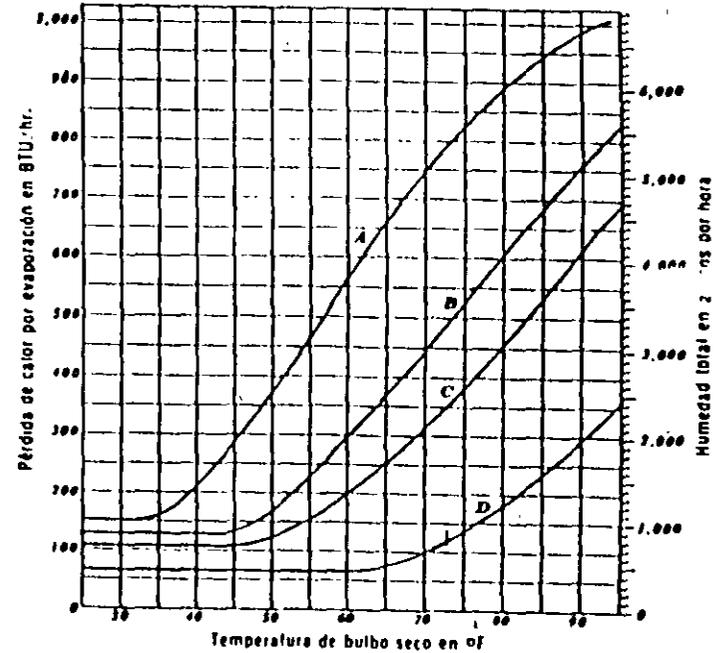
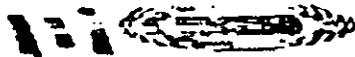


Figura IX-35. Pérdida de calor latente del ser humano por evaporación y humedad evaporada a varias temperaturas de bulbo seco en aire quieto.

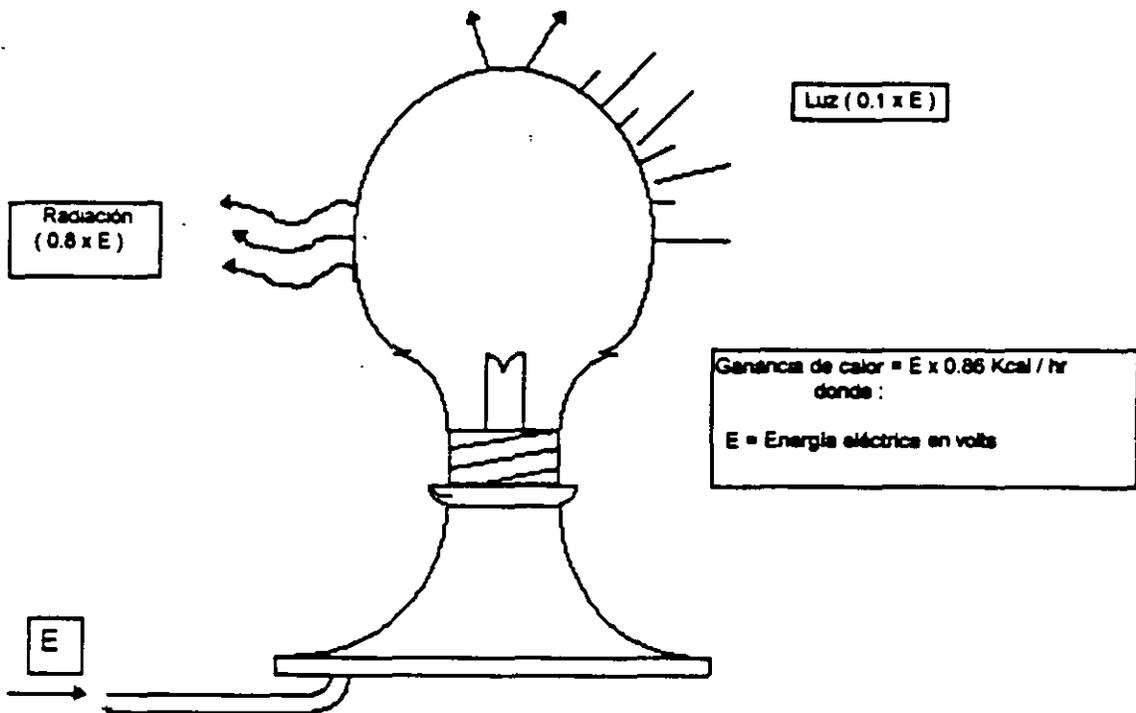
De *Air Conditioning and Refrigeration*, 4ª edición, por Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis, con autorización de International Textbook Company.

- 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.

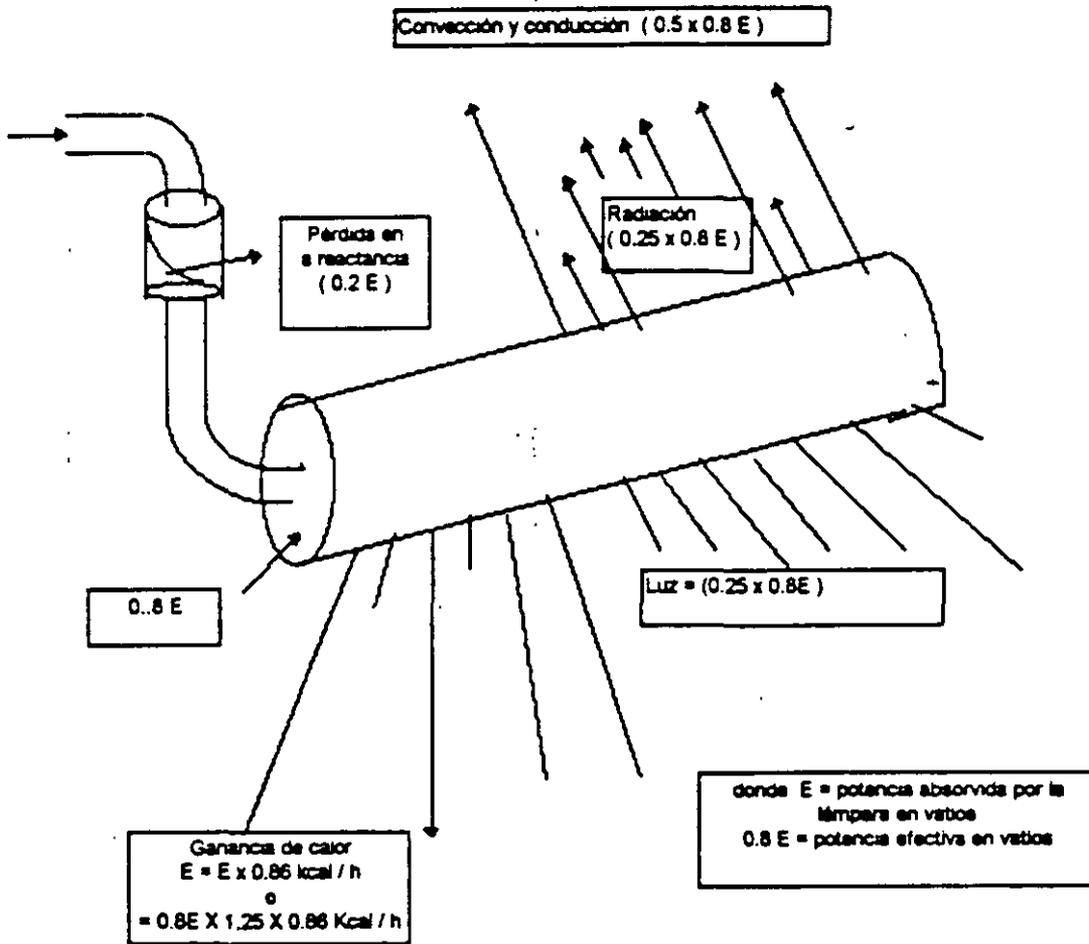


Conversión de la energía eléctrica en calor y luz en las lámparas de incandescencia

Convección y conducción ($0.1 \times E$)



**Conversión de la energía eléctrica en calor y luz
en las lámparas fluorescentes**



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 más sofisticados como pueden ser equipos de computación o equipos de restaurante.

Para el caso específico de motores el calor disipado por HP ó KW 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 ADMITIR		
						PARA Calor sensible (kcal/h)	USO Calor latente (kcal/h)	MEDIO Calor total (kcal/h)
Percolador 2 litros		Manual		560	77	227	55	282
Calent. de agua 2 litros		Manual		77	77	58	22	80
4 percoladores con reserva de 17 litros	509 x 762 x 680 H	Auto	Calentador agua 2000 vatios Percolador 2900 vatios	4225		1200	300	1500
Cafetera	10 litros 381φ x 664 H	Manual	Negro	3000	750	850	425	1075
	10 litros 306x584 ovalx533 H	Auto	Niquelado	3655	850	550	375	925
	20 litros 457φ x 940 H	Auto	Niquelado	4280	900	850	575	1425
Máquina donut	558 x 558 x 1450 H	Auto	Extractor motor de 1/2 C. V.	4000		1250		1250
Cocedora para huevos	254 x 330 x 635 H	Manual	Medio 550 vatios					
			Lenta 275 vatios	935		300	200	500
Mesa caliente, con calentapiatos, por m ² de superficie		Auto	Alisado - Calentador separado para cada plato Calentapiatos en la parte inferior	3600	1350	950	950	1900
Mesa caliente, en calentapiatos, por m ² de superficie		Auto	Como arriba, pero sin calentapiatos	2750	1080	540	900	1500
Freidora 5 litros aceite	305φ x 355 H	Auto		2220	275	400	600	1000
Freidora 10 litros aceite	406 x 457 x 305 H	Auto	Superficie 300 x 360 mm	5995	5000	950	1425	2375
Placa calentadora	457 x 457 x 20 H	Auto	Superficie activa 450 x 360 mm	2000	700	775	425	1200
Parrilla para carne	355 x 355 x 254 H	Auto	Superf. (II) 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	660 x 432 x 330 H	Auto	1 cajón	375	100	275	35	300
Toastador (continuo)	381 X 381 X 711 H	Auto	Para 2 cortes 360 cortes/h	1875	1250	1275	325	1600
Toastador (continuo)	508 X 381 X 711 H	Auto	Para 4 cortes 720 cortes/h	2570	1500	1525	650	2175
Toastador (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	165	460
Molde de tortas	355 X 330 X 254 H	Auto	12 tortas de 64 x 95 mm	1860	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 GANANCIAS DEBIDAS A LOS APARATOS DE RESTAURANTES

Funcionamiento a gas o a vapor Sin campana de extracción *

APARATOS	DIMENSIONES TOTALES	MAN-DO	DATOS DIVERSOS	POTENCIA	POTENCIA EN	GANANCIAS PARA	A USO	ADMITIR MEDIO
				NOMINAL (kcal/h)	MARCHA CONTINUA (kcal/h)			
GAS								
Percolador 2 litros		Manual	Combinación sin percolador y	856	126	340	90	430
Calent. de agua 2 litros		Manual	calentador agua	126	126	100	25	125
Percolador completo con depósito	482 x 782 x 600 H		4 percoladores con reserva de 17 litros			1815	455	2270
Cafetera	11 litros 381φ x 664 H	Auto	Negra	806	963	730	730	1460
	11 litros 30φ-584 oval-533 H	Auto	Niqueada		856	630	630	1260
	19 litros 457φ x 940 H	Auto	Niqueada		1180	980	980	1960
Calentaplatos por m ² de superficie		Manual	Tipo baño María	5430	2450	2310	1220	3530
Frialdora, 6.8 kg. de grasa	304 x 508 x 457H	Auto	Superficie 250 x 250 mm.	3500	755	1080	705	1785
Frialdora, 12.7 kg de grasa	301 X 880 X 272 H	Auto	Superficie 275 x 400 mm.	6050	1135	1815	1210	3025
Parrilla	558 X 355 X 431H		Aislado					
Quemador superior	(0,13 m ² de superf. de parrilla)	Manual	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.	2900		895	895	1790
Testador continuo	361 x 361 x 711 H	Auto	2 cortes 360 cortes / h.	3000	2500	1940	830	2770
VAPOR								
Cafetera	11 litros 381φ x 664 H	Auto	Negra			730	480	1210
	11 litros 30φ-584 oval-533 H	Auto	Niqueada			600	400	1000
	19 litros 457φ x 940 H	Auto	Niqueada			855	580	1435
Cafetera	11 litros 381φ x 664 H	Manual	Negra			780	780	1560
	11 litros 30φ-584 oval-533 H	Manual	Niqueada			655	655	1310
	19 litros 457φ x 940 H	Manual	Niqueada			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 DE QUE EXISTA UNA CAMPANA BIEN PROYECTADA, CON EXTRACCION MECANICA, MULTIPLICAR LOS VALORES-ANTERIORES POR 0.50								



TABLA GANANCIAS DEBIDAS A LOS DIVERSOS APARATOS
Sin campana de extracción *

APARATOS	MANDO	DATOS DIVERSOS	POTENCIA NOMINAL MAXIMA (kcal/h)	GANANCIAS A ADMITIR		
				PARA Calor sensible (kcal/h)	USO Calor latente (kcal/h)	MEDIO Calor total (kcal/h)
ELECTRICOS						
Secapelo con ventilador 15 a 115 V.	Manual	Ventilador 165 W (bajo 915 W, fuerte 1580 W)	1353	580	100	680
Casco secapelo 6.5 a 115 V.	Manual	Ventilador 80 W (bajo 300 W, fuerte 710 W)	600	470	85	555
Calentadores de permanente	Manual	60 calentadores de 25 W normalmente 36 en marcha	1280	210	40	250
Lavador y esterilizador a presión		280 x 280 x 560 mm		3020	5820	8840
Letrao de neón, por 30 cm. de longitud		Diámetro exterior: 12 mm		8		8
		Diámetro exterior: 10 mm		15		15
Calentador de toallas		460 x 760 x 1830 mm		300	750	1050
		490 x 620 x 1830 mm		285	805	870
Esterilizador de ropa	Auto Auto	406 x 620 mm		2420	2190	4610
		506 x 914 mm		5870	8050	11920
	Auto	620 x 620 x 914 mm		8770	5290	14060
	Auto	620 x 620 x 1220 mm		10500	6800	17300
	Auto	620 x 914 x 1524 mm		14170	9070	23240
	Auto	620 x 914 x 1524 mm		17270	11330	28600
	Auto	914 x 1067 x 2144 mm		40700	24580	65280
	Auto	1067 x 1219 x 2438 mm		46350	35280	81630
	Auto	1219 x 1382 x 2438 mm		52850	45400	98250
Esterilizador agua	Auto	40 litros		1030	4180	5180
	Auto	60 litros		1540	6200	7740
	Auto	152 x 205 x 432 mm		688	800	1280
	Auto	228 x 254 x 508 mm		1280	980	2270
	Auto	254 x 305 x 914 mm		2040	1480	3530
	Auto	254 x 305 x 914 mm		2570	2370	4940
	Auto	305 x 406 x 620 mm		2300	2150	4450
Esterilizador utensilios	Auto Auto	406 x 406 x 620 mm		2870	5140	7810
		506 x 506 x 620 mm		3100	6450	9550
Esterilizador, aire caliente	Auto Auto	Modelo 120 Amer. Sterilizer Co.		500	1080	1580
		Modelo 120 Amer. Sterilizer Co.		300	530	830
Alambros 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	Quemador 11 mm de diám. con gas ciudad	450	240	60	300
Pequeño mechero Bunsen	Manual	Quemador 11 mm de diám. con gas natural	750	420	110	530
Quemador de llama plana		Quemador 11 mm de diám. con gas natural	880	500	120	620
Mechero Bunsen g. natural	Manual	Quemador 11 mm de diám. con gas natural	1380	780	190	970
Quemador de llama plana		Quemador 38 mm de diám. con gas natural	1510	840	230	1070
Encendedor de cigarrillos	Manual	Funcionamiento continuo	630	230	25	255
Secapelo central	Auto Auto	Constituido por un calentador y un ventilador que impulsa el aire caliente hacia los cascos	8320	3780	1010	4790
5 cascos				8280	1510	9790
10 cascos						

TABLA 53. GANANCIAS DEBIDAS A LOS MOTORES ELECTRICOS

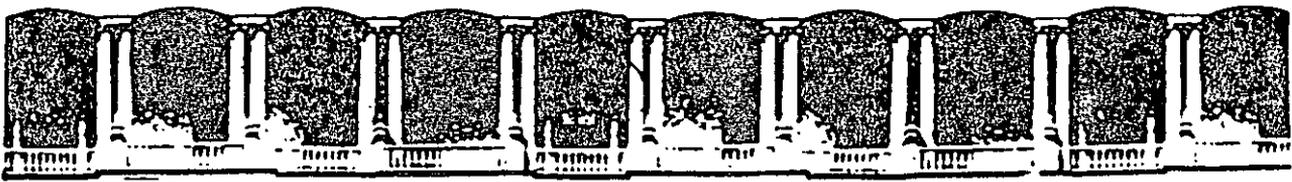
*Funcionamiento continuo **

POTENCIA NOMINAL CV	RENDIMIENTO A PLENA CARGA %	POSICION DEL APARATO CON RESPECTO AL LOCAL ACONDICIONADO A LA CORRIENTE DE AIRE **		
		Motor en el interior Aparato impulsado en el interior (cv x 632) / p	Motor en el interior Aparato impulsado en el interior (cv x 632) / p	Motor en el interior Aparato impulsado en el interior [cv x 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
	64	250	60	60
1/3	66	320	215	110
1/2	70	450	320	135
3/4	72	660	480	187
1	79	800	630	170
1 1/2	80	1200	950	237
2	80	1600	1260	320
3	81	2350	1990	450
5	82	3900	3160	700
7 1/2	85	5500	4800	850
10	85	7500	6400	1125
15	86	11100	9500	1575
20	87	14500	12750	1875
25	88	18100	15900	2200
30	89	21300	19100	2350
40	89	28700	25500	3250
50	89	35700	31800	4000
60	89	43000	38400	4750
75	90	53000	47800	5250
100	90	71000	63800	7250
125	90	87500	79500	9000
150	91	105000	95600	9500
200	91	140000	127500	12500
250	91	175000	159000	16000

*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

TEMA

CÁLCULO EN INVIERNO (CALEFACCIÓN)



**ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUÍN
PALACIO DE MINERÍA
AGOSTO - SEPTIEMBRE 1999**

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) Misceláneos.
- 5.- Recursos energéticos:
 - a) Electricidad; voltajes, 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 este 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 áreas no acondicionadas | (U_5) |

2.- ¿ Hay materiales especiales ?

- a) Piedras del lugar para fachadas.
- b) Ventanas dobles para evitar la congelación.
- c) Superficies exteriores homogéneas, que requieran análisis especial de " h " (edificios forrados de vidrio, concreto mertelinado, 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 tuberías.**
- c) Convección natural; ubicación de convectores y trayectoria de tuberías.**
- d) Ubicación de casa de maquinas y áreas disponibles.**

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

MEMORIA DE CALCULO

Para la realización de la memoria de calculo que debe respaldar cualquier proyecto se deberá 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; tbs
- C.2.- Interiores tbs ±, φ ±

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 pérdidas por diferentes áreas.

5.- Cálculo de ganancias interiores:

- Iluminación.
- Personal.
- Equipo.
- Misceláneos.

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

7.- Calculo del aire necesario

$$q = m (h_{int} - h_{ext})$$

8.- Cálculo de la capacidad del equipo

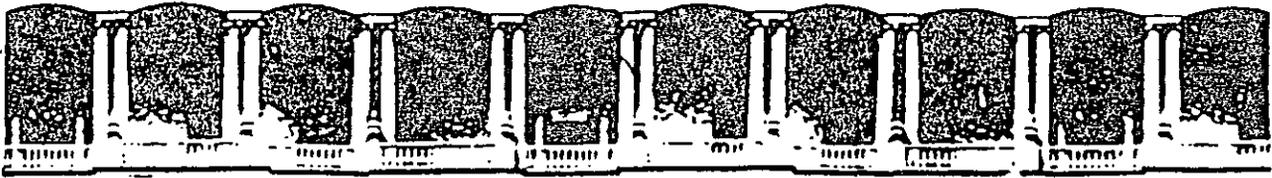
$$q = m (h_{mecc} - h_{ext})$$

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 equipos (cuantificación).





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

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

TEMA

EJEMPLO DE CALEFACCION



**ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUÍN
PALACIO DE MINERÍA
AGOSTO - SEPTIEMBRE 1999**

ABE

CALEFACCIÓN

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

INFORMACIÓN GENERAL

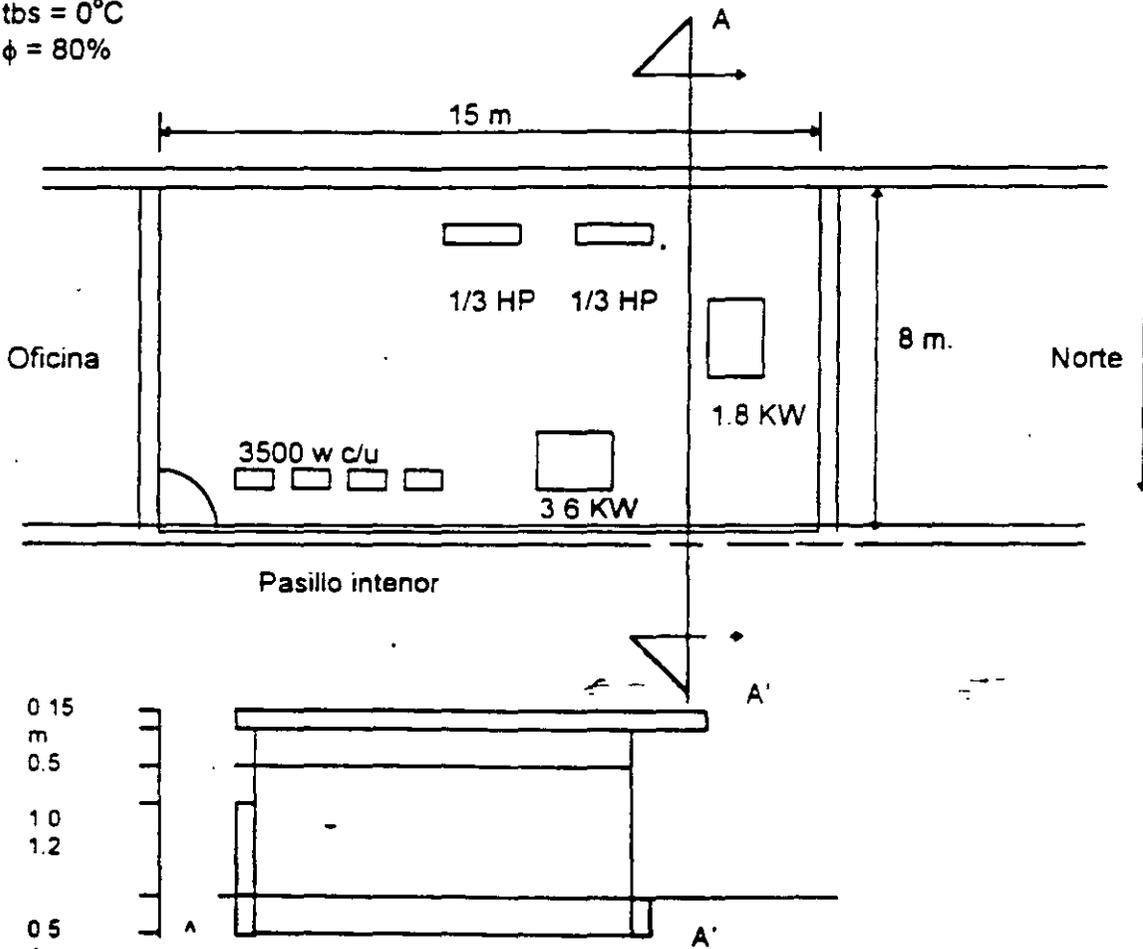
Ubicación Ciudad de México
Altura 2200 m S:N:M

CONDICIONES INTERIORES

$t_{bs} = 21^{\circ} C \pm 2^{\circ} C$
 $\phi = 40 \% \pm 5\%$

CONDICIONES EXTERIORES

$t_{bs} = 0^{\circ} C$
 $\phi = 80\%$



CARGAS INTERNAS

4 terminales, 350 W c/u.
2 impresoras, 1/3 HP c/u.
1 computador tipo "A", 1.8 KW.
1 computador tipo "B", 3.6 KW.

Iluminación : 20 W / m². fluorescente.
Personal : 7 personas.

MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN

Techo: losa de concreto armado	13 cm.
Pretil, muro de concreto	15 cm.
Plafond yeso	13 mm.
Vidrios; vidrio normal	6 mm.

CALCULO 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 será 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 2hi.

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

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

Vidrios: los vidrios deberán tener la misma consideración anterior.

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

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

CALCULO DE PERDIDAS

El calor que pierda una barrera está definido como:

$$q = U A \Delta T$$

Sin 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. Sin embargo si el área no acondicionada es muy grande este valor deberá disminuirse y se es pequeña podrá incrementarse sin cometer nesgos de consideración en el cálculo.

PERDIDAS

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

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

vidrios (exterior) $q_3 = 5.99 (15 \cdot 1.5 + 8 \cdot 1.5)(21 - 0) = 2330.3 \text{ kcal/h}$

muros al interior.

Se considerara 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 interior.

$$q_4 = 2.87 (8 \times 1.2)(21 - 10.5) = 289 \text{ kcal/h}$$

vidrios interiores

$$q_5 = 3.89 (8 \times 1 + 15 \times 2.2)(21 - 10.5) = 1674.6 \text{ kcal / h}$$

perdidas totales:

$$\sum_1^5 q_i = 18,299.1 \text{ kcal / h}$$

ANÁLISIS DE GANANCIAS TÉRMICAS

Iluminación: por ser fluorescentes deberá llevar un factor de corrección de 1.17

$$q = kw \times 860 \text{ kcal / kw}$$

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

PERSONAL

Tipo de actividad: trabajo de oficina actividad moderada.

$$q_s = 285 \text{ BTU / h persona} \qquad 72 \text{ kcal / h persona}$$

$$q_L = 165 \text{ " " } \qquad 41 \text{ " " }$$

7 personas.

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

$$q_L = 7 (41) = 287 \text{ kcal / h}$$

EQUIPO

Computador " A "

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

Computador " B "

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

Terminales 1 a 4

$$q = 4 (350)(0.86) = 1204 \text{ cal / h}$$

Impresoras 1 y 2 , 1/3 HP c/u

Motores de 0.5 a 3 HP, 1071 kcal / HP

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

MISCELANEOS

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

GANANCIAS TOTALES

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

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

CARGA TOTAL DEL LOCAL = Ganancias - 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 en casos rarísimos de productos higroscópicos (madera, papel).

AIRE NECESARIO Y CONDICIONES DE INYECCION.

$$q_s = m C_p \Delta T$$

$$q_L = m \Delta H \lambda$$

Como parámetro guía tenemos el criterio de movimiento de aire:

10 a 20 cambios / h (valores recomendables)

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

probando el gasto el gasto mínimo recomendable (10 camb / h)

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

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

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

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

$$q_s = mC_p\Delta T$$

$$\Delta T = \frac{q_s}{mC_p} = \frac{8612}{2429(0.24)} = 14^\circ \text{C}$$

$$\text{Temperatura de inyección: } T_{\text{mix}} + \Delta T = 21 + 14 = 35^\circ \text{C}$$

humedad de inyección:

$$q_L = m \Delta H \lambda$$

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

$$\Delta H = \frac{q_L}{m\lambda} = \frac{287}{2429(585)} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ kgagua} / \text{kgaire}$$

ΔH es despreciable por lo que se puede considerar:

$$H_{\text{iny}} = H_{\text{interior}}$$

las condiciones de inyección serán:

$$t_{\text{bs}} = 35^\circ \text{C}$$

$$t_{\text{bh}} = 18.3^\circ \text{C}$$

$$H = 0.0625 \text{ kg} \text{ H}_2\text{O} / \text{kg} \text{ aire}$$

$$h = 16.75 \text{ cal} / \text{kg}$$

Aire exterior sirve para ventilación a las personas, podemos considerar la aplicación oficinas privadas sin humo de cigarrillos.

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

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

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

Aire de mezcla

$$m_1 h_1 + m_2 h_2 = m_3 h_3$$

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

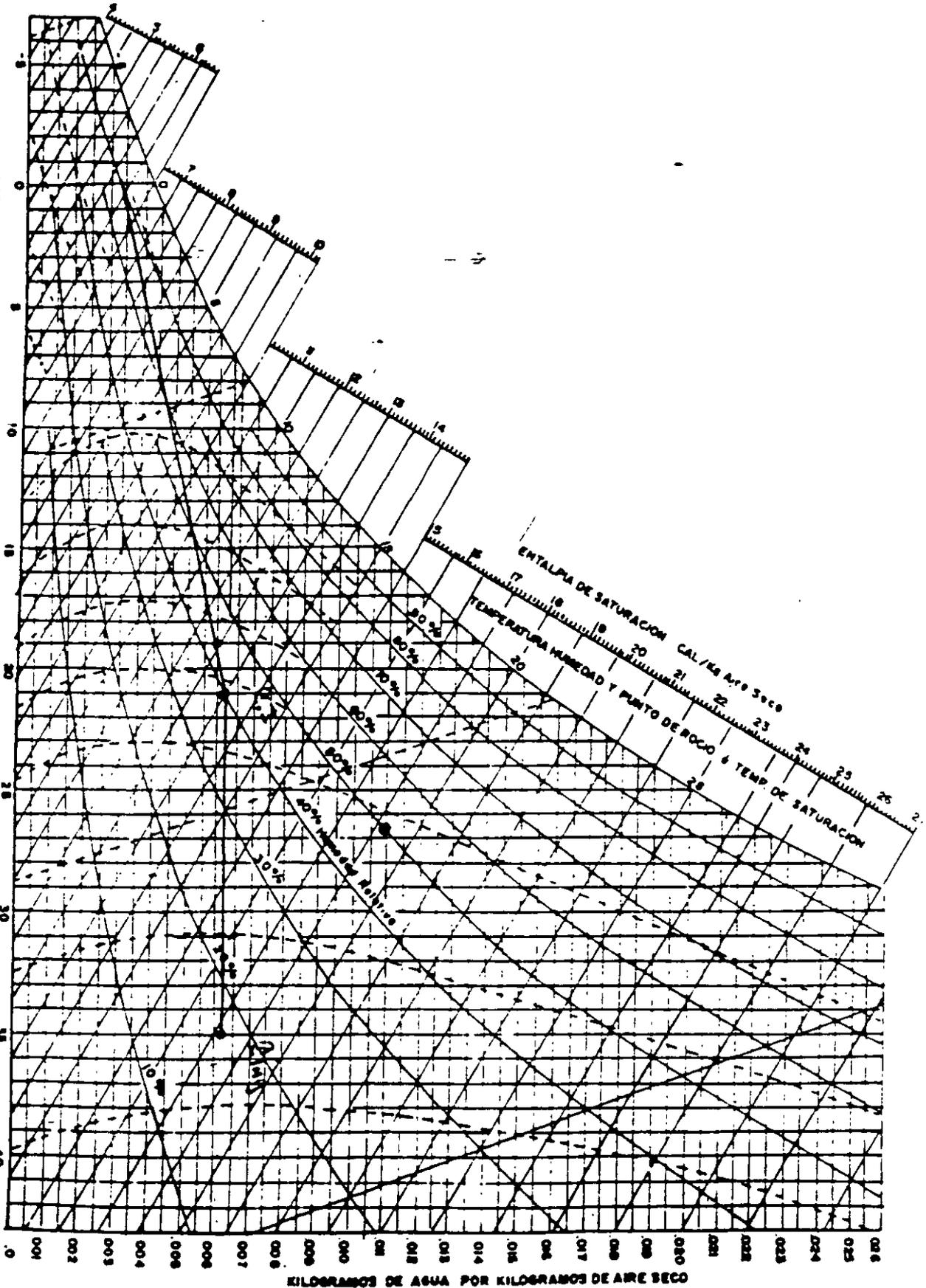
CAPACIDAD DEL EQUIPO

$$Q_E = m (h_{iny} - h_{mesc}) = 2429 (16.75 - 12.36) = 10,663 \text{ cal / h}$$

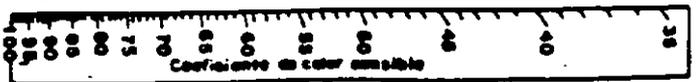
La humedad absoluta del aire de mezcla es de 0.0059 kg. H₂O / kg. aire como se ha considerado despreciable el valor calculado de ΔH en q_L se compensará con esta pequeña diferencia.

LAS PROPIEDADES POR DEBAJO DE C.C. SON LAS DEL HIELO

TEMP. DE PUNTO SECO °C



KILÓGRAMOS DE AGUA POR KILÓGRAMOS DE AIRE SECO





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

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

TEMA

CÁLCULO DE CARGAS VARIABLES EN VERANO



CONTROL DE CALIDAD
Y DOCUMENTACIÓN
"MÁS CALIDAD EN SU SERVICIO"

**ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUÍN
PALACIO DE MINERÍA
AGOSTO - SEPTIEMBRE 1999**

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 da 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 través 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 del 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:

$$Q = A (FGS) F$$

donde :

Q = Energía que entra al local (kcal / h).

A = Área de la ventana en estudio (m²).

FGS = Factor de ganancia solar (kcal / h m²).

F = Factor de forma.

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

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	
	O	0	16	29	35	38	38	38	116	252	366	398	314	0	O	
NO	0	16	29	35	38	38	38	54	143	267	360	417	322	0	SO	
Horizontal	0	73	235	398	518	588	612	588	518	398	235	73	0	Horizontal		
22 Julio y 21 Mayo	N	0	100	146	163	176	179	181	179	176	163	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	
	O	0	16	29	35	38	38	38	116	260	377	410	328	0	O	
NO	0	16	29	35	38	44	116	233	336	406	414	320	0	SO		
Horizontal	0	78	246	409	528	605	631	604	528	409	246	78	0	Horizontal		
24 Agosto y 20 Abril	N	0	46	73	84	89	92	92	89	84	75	46	0	S	20 Febrero y 23 Octubre	
	NE	0	298	382	360	276	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
	O	0	16	32	35	38	38	38	124	279	401	442	349	0		O
NO	0	16	32	35	38	38	45	165	276	360	382	298	0	SO		
Horizontal	0	84	263	406	558	634	664	634	558	406	263	84	0	Horizontal		
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
	O	0	16	32	35	38	38	38	127	290	409	452	363	0		O
NO	0	16	32	35	38	38	38	84	184	273	320	257	0	SO		
Horizontal	0	86	263	442	569	650	678	650	569	442	271	86	0	Horizontal		
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	276	165	65	38	38	35	32	16	0		NE
	S	0	44	73	84	89	92	92	89	84	75	46	0	N		
	SO	0	16	32	35	38	38	65	165	276	360	382	298	0		NO
	O	0	16	32	35	38	38	124	279	401	442	349	0	O		
NO	0	16	32	35	38	38	40	94	176	214	181	0	SO			
Horizontal	0	84	263	406	558	634	664	634	558	406	263	84	0	Horizontal		
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	163	176	179	181	179	176	163	146	100	0		N
	SO	0	16	29	35	38	43	116	233	336	406	414	320	0		NO
	O	0	16	29	35	38	38	38	116	260	377	412	328	0		O
NO	0	16	29	35	38	38	38	48	97	141	124	0	SO			
Horizontal	0	78	246	409	528	604	631	604	528	409	246	78	0	Horizontal		
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	38	40	73	113	100	0	NO		
	O	0	16	29	35	38	38	38	116	252	366	398	314	0		O
NO	0	16	29	35	38	38	38	40	73	113	100	0	SO			
Horizontal	0	73	235	398	518	588	612	588	518	398	235	73	0	Horizontal		

Correcciones	Marco metálico o ningún marco = 1.085 a 1.17	Defecto de limpieza 15% máx	Ángulo = 0.7% por 100 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)

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		
21 Junio	N	51	119	125	122	119	116	111	114	119	122	125	119	5	S		
	NE	149	355	414	379	287	176	75	38	38	35	29	21	5	SE		
	E	146	363	420	377	265	111	38	38	38	35	29	21	5	E		
	SE	48	132	129	116	67	38	38	38	38	35	29	21	5	NE		
	S	5	21	29	35	38	38	38	38	38	35	29	21	5	N		
	SO	5	21	21	35	38	38	38	38	38	38	116	169	132	48	NO	
O	5	21	21	35	38	38	38	38	111	265	377	420	363	146	O		
NO	5	21	21	35	38	38	38	38	176	287	379	414	355	149	NO		
Horizontal	10	119	290	450	554	631	659	631	554	450	290	119	10	Horizontal			
21 Mayo	N	13	92	105	94	89	84	81	84	89	94	105	92	13	S		
	NE	113	344	401	360	295	151	59	38	38	35	29	19	2	SE		
	E	135	366	428	385	265	116	38	38	38	35	29	19	2	E		
	SE	70	154	179	151	86	38	38	38	38	35	29	19	2	NE		
	S	2	19	29	35	38	38	38	38	38	35	29	19	2	N		
	SO	2	19	29	35	38	38	38	38	86	151	179	154	70	NO		
O	2	19	29	35	38	38	38	116	265	385	428	366	135	O			
NO	2	19	29	35	38	38	38	59	151	295	360	401	344	113	NO		
Horizontal	8	113	290	450	549	640	669	640	549	450	290	113	8	Horizontal			
20 Abril	N	2	40	43	40	40	38	38	38	40	40	43	40	2	S		
	NE	46	306	357	301	217	92	38	38	38	35	29	19	2	SE		
	E	67	374	442	404	282	124	38	38	38	35	29	19	2	E		
	SE	48	214	254	230	162	73	38	38	38	35	29	19	2	NE		
	S	2	19	29	35	38	38	38	38	38	35	29	19	2	N		
	SO	2	19	29	35	38	38	38	73	162	230	254	214	48	NO		
O	2	19	29	35	38	38	38	124	282	404	442	374	67	O			
NO	2	19	29	35	38	38	38	92	217	301	357	306	46	NO			
Horizontal	5	103	284	452	577	656	678	656	577	452	284	103	5	Horizontal			
22 Septiembre	N	2	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	2	S		
	NE	2	241	279	217	172	46	38	38	38	35	29	16	2	SE		
	E	2	352	444	409	287	137	38	38	38	35	29	16	2	E		
	SE	2	263	344	330	254	151	57	38	38	35	29	16	2	NE		
	S	2	16	35	51	65	73	75	73	65	51	35	16	2	N		
	SO	2	16	29	35	38	38	38	57	151	254	330	344	263	2	NO	
O	2	16	29	35	38	38	38	127	287	409	444	352	2	O			
NO	2	16	29	35	38	38	38	46	122	217	279	241	2	NO			
Horizontal	2	84	263	433	561	637	669	637	561	433	263	84	2	Horizontal			
20 Febrero	N	0	13	27	35	38	38	38	38	38	35	27	13	0	S		
	NE	0	157	179	119	75	38	38	38	38	35	27	13	0	SE		
	E	0	320	420	393	271	108	38	38	38	35	27	13	0	E		
	SE	0	279	398	404	333	219	124	48	38	35	27	13	0	NE		
	S	0	48	108	149	176	192	192	192	176	149	108	48	0	N		
	SO	0	13	27	35	38	38	38	124	219	333	404	398	279	0	NO	
O	0	13	27	35	38	38	38	108	271	393	420	320	0	O			
NO	0	13	27	35	38	38	38	38	75	119	179	157	0	NO			
Horizontal	0	59	230	377	523	596	623	596	523	377	230	59	0	Horizontal			
21 Mayo	N	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	S		
	NE	0	73	100	46	35	38	38	38	35	32	24	10	0	SE		
	E	0	268	387	358	257	105	38	38	35	32	24	10	0	E		
	SE	0	268	414	416	396	295	189	84	48	32	24	10	0	NE		
	S	0	94	176	246	260	282	282	282	246	176	94	0	0	N		
	SO	0	10	24	32	35	38	38	189	295	396	414	298	0	NO		
O	0	10	24	32	35	38	38	105	257	358	387	268	0	O			
NO	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	NO			
Horizontal	0	46	168	355	474	547	569	547	474	355	168	46	0	Horizontal			
21 Junio	N	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	S		
	NE	0	40	75	46	35	38	38	38	35	32	24	10	0	SE		
	E	0	233	371	352	246	113	38	38	35	32	24	10	0	E		
	SE	0	268	417	442	404	328	214	97	62	32	24	10	0	NE		
	S	0	135	200	254	295	314	325	314	295	254	200	135	0	N		
	SO	0	10	24	32	35	38	38	214	325	442	417	268	0	NO		
O	0	10	24	32	35	38	38	113	246	352	371	233	0	O			
NO	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	NO			
Horizontal	0	38	179	325	457	523	547	523	457	325	179	38	0	Horizontal			

Correcciones	Marco metálico o ningún marco = 1.0.85 ó 1.17	Defecto de limpieza 15 % max	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 Dec. = 7
--------------	---	------------------------------	---------------------------	--	--	------------------

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

20°

20°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR														0° LATITUD SUR	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época	
21 Junio	N	74	111	90	68	51	44	40	46	51	67	90	111	75	S	22 Octubre	
	NE	219	417	390	330	225	103	40	38	38	38	32	24	8	SE		
	E	219	401	434	387	264	117	38	38	38	38	32	24	8	E		
	SE	75	169	198	179	119	57	38	38	38	38	32	24	8	NE		
	S	8	24	32	38	38	38	38	38	38	38	32	24	8	N		
22 Julio y 21 Mayo	SO	8	24	32	38	38	38	38	37	119	179	198	168	75	NO	21 Noviembre	
	O	8	24	32	38	38	38	38	111	260	387	434	401	220	O		
	NO	8	24	32	38	38	38	40	103	225	330	390	417	220	SO		
	Horizontal	30	162	328	477	585	629	678	679	585	477	328	162	30	Horizontal		
	N	54	75	62	46	40	38	38	38	38	40	46	62	75	54		S
24 Agosto y 20 Abril	NE	192	358	374	301	190	84	38	38	38	35	32	21	8	SE	20 Febrero y 23 Octubre	
	E	203	401	442	393	260	124	38	38	38	35	32	21	8	E		
	SE	84	189	228	214	154	78	38	38	38	35	32	21	8	NE		
	S	8	21	32	35	38	38	38	38	38	35	32	21	8	N		
	SO	8	21	32	35	38	38	38	38	154	214	230	189	84	NO		
2 Septiembre y 22 Marzo	O	8	21	32	35	38	38	38	124	268	393	442	401	203	O	22 Marzo y 22 Septiembre	
	NO	8	21	32	35	38	38	38	84	198	301	374	358	192	SO		
	Horizontal	8	149	320	474	585	650	680	650	585	474	320	149	8	Horizontal		
	N	16	27	29	35	38	38	38	38	38	35	29	27	16	S		
	NE	122	301	320	241	133	48	38	38	38	35	29	19	5	SE		
23 Octubre y 20 Febrero	E	143	385	442	404	287	138	38	38	38	35	29	19	5	E	20 Abril y 24 Agosto	
	SE	78	241	304	292	245	149	54	38	38	35	29	19	5	NE		
	S	5	19	29	38	34	65	70	65	54	38	29	19	5	N		
	SO	5	19	29	35	38	38	38	54	149	265	292	304	241	78		NO
	O	5	19	29	35	38	38	38	138	287	404	442	385	143	O		
21 Noviembre y 21 Enero	NO	5	19	29	35	38	38	38	48	135	241	320	301	122	SO	21 Mayo y 23 Julio	
	Horizontal	13	130	290	452	569	637	669	637	569	452	290	130	13	Horizontal		
	N	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0	S		
	NE	0	725	233	160	59	38	38	38	38	35	29	16	0	SE		
	E	0	352	442	404	282	172	38	38	38	35	29	16	0	E		
22 Diciembre	SE	0	268	348	379	325	227	111	40	38	35	29	16	0	NE	21 Junio	
	S	0	21	39	103	141	170	174	172	141	103	59	21	0	N		
	SO	0	16	29	35	38	40	111	227	325	379	348	268	0	NO		
	O	0	16	29	35	38	38	38	122	282	404	442	352	0	O		
	NO	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0	SO		

Correcciones	Marco metálico o ningún marco = 1.0.85 ó 1.17	Defecto de limpieza 15 % máx.	Annual + 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 abertura)

30°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR														0° LATITUD	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación		
21 Junio	N	89	78	48	38	38	38	38	38	38	48	78	89	S			
	NE	264	277	352	263	149	51	38	38	38	38	32	27	13	SE		
	E	292	423	434	387	265	119	38	38	38	38	32	27	13	E		
	SE	112	203	244	241	196	199	44	38	38	38	32	27	13	NE		
	S	13	27	32	38	40	51	37	51	40	38	32	27	13	N		
22 Julio y 21 Mayo	SO	13	27	32	38	38	38	44	119	196	244	244	203	112	NO		
	O	13	27	32	38	38	38	38	119	244	307	434	423	292	O		
	NO	13	27	32	38	38	38	38	51	149	263	352	377	264	SO		
	Horizontal	51	145	353	488	588	430	478	650	588	488	353	145	51	Horizontal		
	24 Agosto y 20 Abril	N	99	84	38	35	38	38	38	38	38	38	38	38	38	S	
NE		252	253	333	261	124	43	38	38	38	38	32	24	10	SE		
E		270	420	444	393	248	119	38	38	38	38	32	24	10	E		
SE		113	222	271	271	225	143	59	38	38	38	32	24	10	NE		
S		10	24	32	38	38	38	38	38	38	38	32	24	10	N		
22 Septiembre y 22 Marzo	SO	10	24	32	35	38	38	38	119	240	393	444	420	271	NO		
	O	10	24	32	35	38	38	38	124	241	333	420	271	O			
	NO	10	24	32	35	38	38	38	43	124	241	333	271	SO			
	Horizontal	40	179	323	477	560	640	667	640	580	477	323	179	40	Horizontal		
	23 Agosto y 20 Abril	N	16	21	29	35	35	38	38	38	38	38	29	21	16	S	
NE		149	292	271	179	73	38	38	38	25	38	29	21	5	SE		
E		179	398	447	401	276	124	38	38	35	35	29	21	5	E		
SE		100	245	344	349	303	222	105	40	35	35	29	21	5	NE		
S		5	21	35	35	35	38	38	38	38	38	35	29	21	5	N	
20 Agosto y 24 Agosto	SO	5	21	29	35	35	40	105	222	303	349	344	245	100	NO		
	O	5	21	29	35	35	38	38	124	276	401	447	398	179	O		
	NO	5	21	29	35	35	38	38	73	38	38	29	21	5	SO		
	Horizontal	16	127	290	436	542	610	637	610	542	436	290	127	16	Horizontal		
	21 Noviembre y 21 Enero	N	0	13	27	32	35	38	38	38	38	35	27	13	0	S	
NE		0	200	244	108	40	38	38	38	38	38	32	27	13	0	SE	
E		0	336	428	390	279	130	38	38	38	35	32	27	13	0	E	
SE		0	245	355	412	382	306	181	67	35	35	32	27	13	0	NE	
S		0	24	48	162	222	263	284	265	222	162	48	24	0	N		
22 Septiembre y 22 Marzo	SO	0	13	27	32	35	38	38	38	38	38	32	27	13	0	NO	
	O	0	13	27	32	35	38	38	38	120	279	390	428	336	0	O	
	NO	0	13	27	32	35	38	38	38	40	108	244	200	0	SO		
	Horizontal	0	67	219	366	485	547	574	547	485	366	219	67	0	Horizontal		
	23 Octubre y 20 Febrero	N	0	8	21	29	32	35	38	38	38	38	29	21	8	0	S
NE		0	89	105	48	32	35	38	38	38	38	29	21	8	0	SE	
E		0	214	364	350	254	116	38	38	38	38	29	21	8	0	E	
SE		0	198	385	442	431	368	249	127	48	29	21	8	0	NE		
S		0	48	154	249	378	377	393	377	328	249	154	48	0	N		
21 Noviembre y 21 Enero	SO	0	8	21	29	40	127	249	368	431	442	385	198	0	NO		
	O	0	8	21	29	32	35	38	38	116	254	350	354	214	0	O	
	NO	0	8	21	29	32	35	38	38	38	38	32	27	13	0	SO	
	Horizontal	0	16	132	271	387	463	485	463	387	271	132	16	0	Horizontal		
	22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	2	16	24	29	32	32	32	29	24	16	2	0	S	
NE		0	21	43	24	29	32	32	32	29	24	16	2	0	SE		
E		0	73	293	314	225	94	32	32	32	29	24	16	2	0	E	
SE		0	75	344	434	425	387	282	179	62	24	16	2	0	NE		
S		0	27	184	295	371	417	431	417	371	295	184	27	0	N		
23 Agosto y 20 Abril	SO	0	2	16	24	29	32	32	32	29	24	16	2	0	NO		
	O	0	2	16	24	29	32	32	32	29	24	16	2	0	O		
	NO	0	5	73	192	295	448	293	368	295	192	73	5	0	SO		
	Horizontal	0	5	73	192	295	448	293	368	295	192	73	5	0	Horizontal		
	21 Noviembre y 21 Enero	N	0	0	10	24	29	32	32	32	29	24	10	0	0	S	
NE		0	0	27	24	29	32	32	32	29	24	10	0	0	SE		
E		0	0	249	284	217	86	32	32	29	24	10	0	0	E		
SE		0	0	309	425	425	387	292	195	75	24	10	0	0	NE		
S		0	0	173	304	383	431	442	431	385	304	173	0	0	N		
22 Septiembre y 22 Marzo	SO	0	0	10	24	29	32	32	32	29	24	10	0	0	NO		
	O	0	0	10	24	29	32	32	32	29	24	10	0	0	O		
	NO	0	0	10	24	29	32	32	32	29	24	10	0	0	SO		
	Horizontal	0	0	51	172	263	370	370	370	263	172	51	0	0	Horizontal		

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
--------------	---	------------------------------	---------------------------	--	--

TABLA 15. APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO SENCILLO (Cont.)
kcal/h x (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	34	36	21 Diciembre	SI	
	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		N	
	SO	16	27	32	35	38	38	38	92	192	248	301	295	238		NO	
O	16	27	32	35	38	38	38	119	257	385	439	436	341	O			
Horizontal	84	222	363	485	569	679	642	629	569	485	363	222	84	Horizontal			
21 Julio y 21 Mayo	N	65	38	32	35	38	38	38	38	38	35	32	38	43	21 Enero y 21 Noviembre	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	
	SE	146	260	327	379	298	222	113	40	38	35	32	27	13		NE	
	S	13	27	32	35	38	38	38	119	170	119	70	35	27		N	
	SO	13	27	32	35	38	38	38	60	173	222	298	322	260		NO	
O	13	27	32	35	38	38	38	116	245	390	444	436	320	O			
Horizontal	65	198	341	463	550	610	631	610	550	463	341	198	65	Horizontal			
24 Agosto y 20 Abril	N	19	21	29	35	38	38	38	38	38	35	29	21	19	20 Febrero y 23 Octubre	S	
	NE	184	276	222	124	43	38	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	396	377	290	179	67	38	35	29	21	8		NE	
	S	8	21	29	35	38	38	38	122	179	119	70	35	27		N	
	SO	8	21	29	35	38	38	38	67	179	290	377	396	374		NO	
O	8	21	29	35	38	38	38	122	273	393	439	398	227	O			
Horizontal	24	127	271	404	501	556	580	556	501	404	271	127	24	Horizontal			
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	13	24	32	35	35	38	35	35	32	24	13	0	22 Marzo y 22 Septiembre	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	
	SE	0	257	390	439	475	360	244	111	38	32	24	13	0		NE	
	S	0	32	119	219	298	330	379	330	298	219	119	32	0		N	
	SO	0	13	24	32	38	111	244	360	425	439	390	257	0		NO	
O	0	13	24	32	35	35	38	122	246	377	404	314	0	O			
Horizontal	0	13	24	32	35	35	38	122	35	35	32	24	13	Horizontal			
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	5	16	27	29	32	32	32	29	27	16	5	0	20 Abril y 24 Agosto	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	334	442	390	290	170	54	27	16	5	0		NE	
	S	0	57	160	282	371	417	439	417	271	282	160	57	0		N	
	SO	0	5	16	27	29	32	32	32	29	27	16	5	0		NO	
O	0	5	16	27	29	32	32	32	29	27	16	5	0	O			
Horizontal	0	21	78	173	273	333	349	333	273	173	78	21	0	Horizontal			
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	0	8	19	24	27	29	27	24	19	8	0	0	21 Mayo y 23 Julio	S	
	NE	0	0	32	19	24	27	29	27	24	19	8	0	0		SE	
	E	0	0	246	271	200	89	29	27	24	19	8	0	0		E	
	SE	0	0	295	390	423	390	314	189	73	19	8	0	0		NE	
	S	0	0	160	282	371	428	450	428	377	282	160	0	0		N	
	SO	0	0	8	19	24	27	29	27	24	19	8	0	0		NO	
O	0	0	8	19	24	27	29	27	24	19	8	0	0	O			
Horizontal	0	0	43	116	198	249	279	249	198	116	43	0	0	Horizontal			
22 Diciembre	N	0	0	5	16	24	27	27	27	24	16	5	0	0	21 Junio	S	
	NE	0	0	19	16	24	27	27	27	24	16	5	0	0		SE	
	E	0	0	195	233	184	84	27	27	24	16	5	0	0		E	
	SE	0	0	238	363	401	385	311	198	81	19	5	0	0		NE	
	S	0	0	128	268	363	428	442	428	363	268	128	0	0		N	
	SO	0	0	5	19	24	27	29	27	24	19	8	0	0		NO	
O	0	0	5	16	24	27	27	27	24	16	5	0	0	O			
Horizontal	0	0	21	86	149	206	230	206	149	86	21	0	0	Horizontal			

Correcciones

Marco melanco 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 x (m² de abertura)

50°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR														0° LATITUD S	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación		
21 Junio	N	78	27	32	35	38	38	38	38	38	35	32	32	28	S	22	
	NE	341	339	254	135	43	38	38	38	38	38	32	27	21	SE		
	E	377	444	439	268	254	111	38	38	38	35	32	27	21	E		
	SE	173	276	341	366	236	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	42	165	265	336	364	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	524	580	596	580	534	469	360	233	119	Horizontal		
22 Junio y 21 Mayo	N	57	29	33	35	38	38	38	38	38	35	32	29	27	S	21	
	NE	309	317	255	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	366	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	355	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	S	20	
	NE	206	254	189	84	35	38	38	38	35	32	27	21	10	SE		
	E	254	393	428	387	265	122	38	38	35	32	27	21	10	E		
	SE	143	301	390	425	414	258	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	38	35	32	27	21	SO			
Horizontal		35	124	241	355	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	S	22	
	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	478	406	355	252	138	29	0	N		
	SO	0	10	21	27	46	151	284	393	442	439	377	233	0	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	27	21	10	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	S	20	
	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	142	268	371	425	452	425	371	268	142	46	0	N		
	SO	0	0	10	19	45	187	311	390	425	393	301	187	0	NO		
O	0	0	10	19	24	27	29	24	19	10	0	0	0	O			
NO	0	0	10	19	24	27	29	27	24	19	10	0	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	S	21	
	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	37	181	290	344	344	257	168	0	0	NO		
O	0	0	2	10	16	21	24	21	16	10	2	0	0	O			
NO	0	0	2	10	16	21	24	21	16	10	2	0	0	SO			
Horizontal		0	0	10	35	81	137	167	127	81	35	10	0	0	Horizontal		
22 Diciembre	N	0	0	0	8	13	16	19	16	13	8	0	0	0	S	21	
	NE	0	0	0	8	13	16	19	16	13	8	0	0	0	SE		
	E	0	0	0	73	122	67	19	16	13	8	0	0	0	E		
	SE	0	0	0	111	290	374	271	168	67	8	0	0	0	NE		
	S	0	0	0	84	268	352	352	268	84	0	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	16	13	8	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	128	89	51	13	0	0	0	Horizontal		

Correcciones

Marco estático o ningún marco = 1.085 ó 1.17

Defecto de limpieza 15 % max

Ángulo = 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 ener = 7 %

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

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

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

TIPO DE VIDRIO	SIN PERSIANA O PANTALLA	PERSIANAS VENECIANAS INTERIORES* Listones horizontales o verticales inclinados 45° O CORTINAS DE TELA			PERSIANAS VENECIANAS EXTERIORES Listones horizontales inclinados 45°		PERSIANA EXTERIOR Listones inclinados 75° (horizontales)**		CORTINA EXTERIOR DE TELA Circulación de aire libre y laterales	
		Color claro	Color medio	Color oscuro	Color claro	Espejo claro Espejo oscuro	Color medio Color oscuro	Color claro	Color medio u oscuro	
VIDRIO SENCILLO ORDINARIO	1.00	0.56	0.65	0.75	0.15	0.13	0.22	0.15	0.20	0.25
VIDRIO SENCILLO 6 mm	0.94	0.56	0.65	0.74	0.14	0.12	0.21	0.14	0.19	0.24
VIDRIO ABSORBENTE*****										
Coefficiente de absorción 0.40 a 0.48	0.80	0.56	0.62	0.72	0.12	0.11	0.18	0.12	0.16	0.20
Coefficiente de absorción 0.48 a 0.56	0.73	0.53	0.59	0.67	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									
Rosado oscuro	0.56									
Azul	0.60									
Grn	0.32									
Grn-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
Pisca regular 0.85 mm	0.16	0.06	0.77	0.94
Vidrio absorbente térmico	según fabricante	0.06	(1-0.6-a)	-
Persiana veneciana, color claro	0.37	0.51	0.12	0.66***
color medio	0.58	0.39	0.03	0.65***
color oscuro	0.72	0.27	0.01	0.78***
Tela de fibra de vidrio blanquecina (6.72-81/58)	0.05	0.60	0.35	0.48***
Tela de algodón, beige (6.18-91/38)	0.28	0.51	0.23	0.66***
Tela de fibra de vidrio grn claro	0.30	0.47	0.23	0.59***
Tela de fibra de vidrio color cañela (7.55-57/28)	0.44	0.42	0.14	0.64***
Tela de vidrio blanca con franjas doradas	0.05	0.41	0.64	0.66***
Tela de fibra de vidrio grn oscura	0.60	0.29	0.11	0.78***
Tela «Dactron» blanca (1.8-86/81)	0.02	0.28	0.70	0.76***
Tela de algodón grn oscura con revestimiento de vinilo (análoga al estor)	0.89	0.15	0.00	0.89***
Tela de algodón, grn oscura (6.06-91/38)	0.02	0.28	0.70	0.76***

* Los factores correspondientes a las diversas cortinas serán sólo a título de guía ya que el material realmente empleado en las cortinas puede ser de diferentes colores y texturas las cifras entre paréntesis son cruces 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 para las cargas térmicas en invierno, o sea mediante la aplicación de la siguiente ecuación:

$$Q = U A \Delta T$$

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 ello poder seleccionar el equipo adecuado que cubra las necesidades del local en cualquier época del año.

Ganancias de Energía en Verano a Través de Muros y Techos.

Como ya se mencionó, la ganancia de energía que entra en 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, fue diseñado un método llamado "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 el único que se requiere es la aplicación de la siguiente ecuación:

$$Q = U A \Delta T_e$$

donde.

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

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

A = Área del techo o muro (m²).

T_e = Diferencia de temperaturas equivalentes entre el exterior y el interior (de tablas).

TABLA DE TEMPERATURA EQUIVALENTE PARA MUROS EN G. CENTIGRADOS

Lat. Norte	TIEMPO SOLAR																Lat. Sur	
	A.M.						P.M.											
	8	10	12	2	4	6	8	10	12									
Pared hacia el:	COLOR EXTERIOR DE LA PARED (O = OSCURA, C = CLARA)																Pared hacia el:	
	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C

Partición

NE	12	6	13	7	8	6	7	6	8	8	8	8	6	6	3	2	1	1	SE
E	17	8	20	10	18	9	7	7	8	8	8	8	6	6	3	3	1	1	E
SE	7	3	14	9	16	10	13	9	9	8	8	8	6	6	3	2	1	1	NE
S	-2	-2	2	0	12	7	17	11	14	11	9	8	6	6	3	3	1	1	N
SO	-2	-2	0	-1	3	2	14	12	22	16	23	16	13	11	3	2	1	1	NO
O	-2	-2	0	0	3	3	11	7	22	16	27	19	12	12	4	4	1	1	O
NO	-2	-2	0	-1	3	2	7	6	13	11	22	14	19	13	3	2	1	1	SO
N	-2	-2	-1	-1	2	2	6	6	8	8	7	7	4	4	2	2	0	0	S

Tabique de 4 plg. o piedra.

NE	-1	-2	13	7	11	6	6	3	7	6	8	8	7	7	6	6	3	2	SE
E	1	0	17	8	17	9	8	8	7	7	8	8	7	7	6	4	3	3	E
SE	1	-1	11	6	16	9	14	9	10	8	8	8	7	7	6	4	3	3	NE
S	-2	-2	-1	-1	7	3	13	9	14	10	11	9	7	7	4	4	2	2	N
SO	0	-1	0	-1	1	1	7	4	18	12	20	14	19	13	6	4	3	3	NO
O	0	-1	0	0	2	1	6	4	14	10	22	16	23	16	9	8	3	3	O
NO	-2	-2	-1	-1	1	1	4	3	7	7	17	12	19	13	7	6	3	3	SO
N	-2	-2	-1	-1	0	0	3	3	6	6	7	7	7	7	4	4	2	2	S

Ladrillo hueco de 8 plg.

NE	0	0	0	0	11	6	9	6	6	3	7	6	8	7	7	6	4	4	SE
E	2	1	7	2	13	7	14	8	11	7	7	6	8	7	8	6	6	4	E
SE	1	0	1	0	9	4	11	7	11	8	8	7	8	7	7	6	4	3	NE
S	0	0	0	0	1	0	7	3	13	8	14	9	11	8	7	6	4	3	N
SO	1	0	1	0	1	0	3	2	7	6	14	10	17	11	14	10	4	3	NO
O	2	1	2	1	2	1	3	2	6	4	10	8	17	12	18	12	10	8	O
NO	0	0	0	0	1	0	2	1	4	3	7	6	12	10	17	12	6	4	SO
N	-1	-1	-1	-1	-1	-1	0	0	3	3	6	6	6	6	6	6	3	3	S

Tabique de 8 plg. - Ladrillo hueco de 12 plg.

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

TABLA DE TEMPERATURA EQUIVALENTE PARA MUROS EN G. CENTIGRADOS

lat. Norte	TIEMPO SOLAR																	
	A.M.						P.M.											
	8	10	12	2	4	6	8	10	12	2	4	6	8	10	12	2	4	6
Pared hacia el:	COLOR EXTERIOR DE LA PARED (O = OSCURA, C = CLARA)																	
	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C

Tabique de 12 pig.

NE	4	3	4	3	4	2	4	2	6	2	7	3	7	3	6	3	6	4
E	7	4	7	4	7	4	6	3	7	4	8	6	8	6	8	4	8	4
SE	6	3	6	3	6	3	6	3	6	3	7	4	8	6	8	6	7	4
S	4	3	4	3	3	2	3	2	3	2	4	2	6	3	7	4	7	4
SO	6	3	6	3	6	3	6	3	6	3	6	4	6	4	7	4	8	6
O	7	4	7	4	7	4	6	3	6	3	6	3	6	3	7	4	9	6
NO	4	3	4	3	4	2	4	2	4	2	4	2	4	3	6	3	6	3
N	2	2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	3

Concreto o piedra de 8 pig. o bien, bloque de concreto de 6 u 8 pig.

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

Concreto o piedra de 12 pig.

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

TABLA DE TEMPERATURA EQUIVALENTE PARA TECHOS

Tiempo solar.

DESCRIPCIÓN DE LOS MATERIALES DEL TECHO

A.M.				P.M.				
8	10	12	2	4	6	8	10	12

Techos expuestos al sol. Construcción ligera.

Madera de 1 plg	7	21	30	34	28	14	6	2	0
Madera de 1 plg y aislante									

Techos expuestos al sol. Construcción media.

Concreto de 2 plg.	3	17	27	32	28	18	8	3	1
Concreto de 2 plg. y aislante									
Madera de 2 plg.									

Concreto 4 plg.	0	11	21	28	29	22	12	7	3
Concreto de 4 plg. y aislante									

Techos expuestos al sol. Construcción pesada.

Concreto de 6 plg.	2	3	13	21	26	24	18	10	7
Concreto de 6 plg. y aislante	3	3	11	19	23	24	19	11	8

Techos en la sombra.

Construcción ligera	-2	0	3	7	8	7	4	1	0
Construcción media	-2	-1	1	4	7	7	6	3	1
Construcción pesada.	-1	-1	0	2	4	6	6	4	2

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

2 COLOR MEDIO = TECHO A LA SOMBRA + 80% DE LA DIFERENCIA DE TECHO A LA SOMBRA Y TECHO AL SOL



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

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

TEMA

MÁQUINAS CENTRIFUGAS

**ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUÍN
PALACIO DE MINERÍA
AGOSTO - SEPTIEMBRE 1999**

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 es primordial para la vida del equipo.

2 - Flujo de Refrigerante Líquido

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 capacidad 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 purga, que en algunos equipos es automático y en otros manual, se toma en forma permanente una pequeña cantidad de vapor del condensador y pasa a una pequeña cámara enfriada por un serpentín de refrigerante, el refrigerante en forma de vapor que esté presente se condensará, lo mismo que el vapor de agua si se encuentra presente, la parte superior de esta 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 del 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

TEMA

SELECCIÓN DE SERPENTINES

**ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUÍN
PALACIO DE MINERÍA
AGOSTO - SEPTIEMBRE 1999**

SELECCIÓN 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 ha 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: tbs, tbh.

B) Condiciones de mezcla del aire; aire exterior y aire de recirculación que se alimentara al equipo enfriador: tbs, tbh.

C) Calor total por absorber o suministrar kcal / h.

D) Cantidad de aire requerido: kg. / h, m³ / 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 de 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 la siguiente tabla de velocidades recomendadas por un fabricante SON VELOCIDADES MÁXIMAS.

Altura SNM (m)	Densidad aire (kg. / m ³)	Velocidad máxima (ft / min.)	Velocidad máxima (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 TÉRMICA UNITARIA (CTU)

Las capacidades de los serpentines tanto de enfriamiento como de calefacción encuentran tabuladas en capacidad térmica por unidad de área (kcal / m² , BTU / ft²), por lo que es indispensable tener una selección de la unidad manejadora para conocer el área de flujo del 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 de inyección se selecciona una unidad manejadora modelo 140 cuya área de serpentín es de 14 ft²; la velocidad de flujo del aire es de 535 ft / min.

$$CTU = \frac{294841 BTU / h}{14 ft^2} = 21060 BTU / hft^2$$

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

Serpentín de la serie HC con 5 hileras trabajando a una velocidad de 500 ft / min.; empleándose 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 más sencillo. Para calcular las caídas de presión tanto del agua en circulación por el serpentín, como para el aire que pasa a través de él, los fabricantes proporcionan tablas o monogramas.

FANS AND DIAMETER

2 - 18"

MODEL 140 FC

COILS—W x L
Tubes
Face Area

25 1/2" x 79"
14
14.0 Sq. Ft.

FLAT FILTER

6 - 16" x 25" x 2"

CFM	Coil FV	Filter Vel
5600	400	389
7000	500	486
8400	600	583
9800	700	667
11200	800	763

Flat Filter Static Pressure		
TA	LV	HV
.15	.07	.08
.17	.10	.11
.19	.09	.10
	.11	.13

ANGLE FILTER

9 - 16" x 25" x 2"

CFM	Coil FV	Filter Vel
5600	400	271
7000	500	338
8400	600	406
9800	700	453
11200	800	530

Angle Filter Static Pressure		
TA	LV	HV
.09	.04	.04
.13	.06	.06
.17	.08	.08
.19	.09	.10
	.11	.13

MULTIZONE

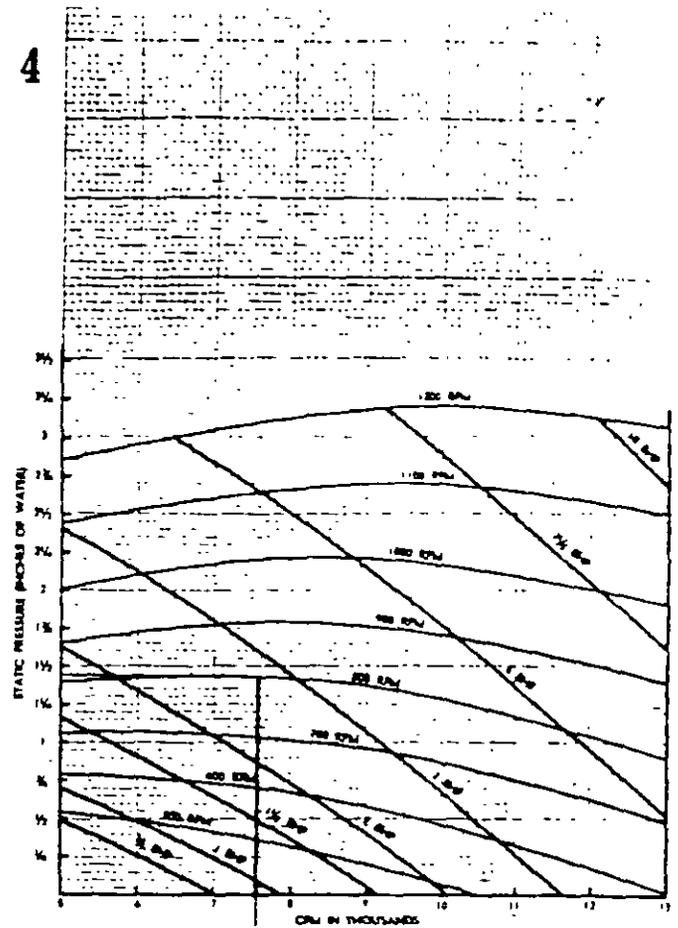
Heating Coil

W x L
Tubes
Face Area

15" x 79"
8
8.22 Sq. Ft.

CFM	Coil FV	Zone Damper Static Pressure
5600	400	.08
7000	500	.12
8400	600	.18
9800	700	.20

Max. No. of Zones — 16



FANS AND DIAMETER

2 - 12"

MODEL 140 AIRFOIL

COILS—W x L
Tubes
Face Area

25 1/2" x 79"
14
14.0 Sq. Ft.

FLAT FILTER

6 - 16" x 25" x 2"

CFM	Coil FV	Filter Vel
5600	400	389
7000	500	486
8400	600	583
9800	700	667
11200	800	763

Flat Filter Static Pressure		
TA	LV	HV
.15	.07	.08
.17	.10	.11
.19	.09	.10
	.11	.13

ANGLE FILTER

9 - 16" x 25" x 2"

CFM	Coil FV	Filter Vel
5600	400	271
7000	500	338
8400	600	406
9800	700	453
11200	800	530

Angle Filter Static Pressure		
TA	LV	HV
.09	.04	.04
.13	.06	.06
.17	.08	.08
.19	.09	.10
	.11	.13

MULTIZONE

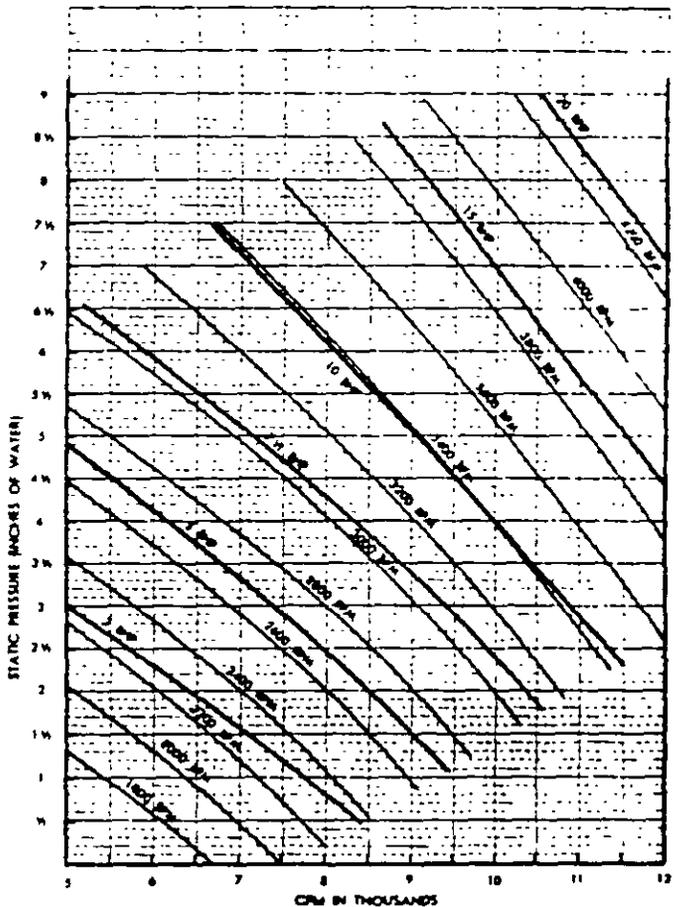
Heating Coil

W x L
Tubes
Face Area

15" x 79"
8
8.22 Sq. Ft.

CFM	Coil FV	Zone Damper Static Pressure
5600	400	.08
7000	500	.12
8400	600	.18
9800	700	.20

Max. No. of Zones — 16





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

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

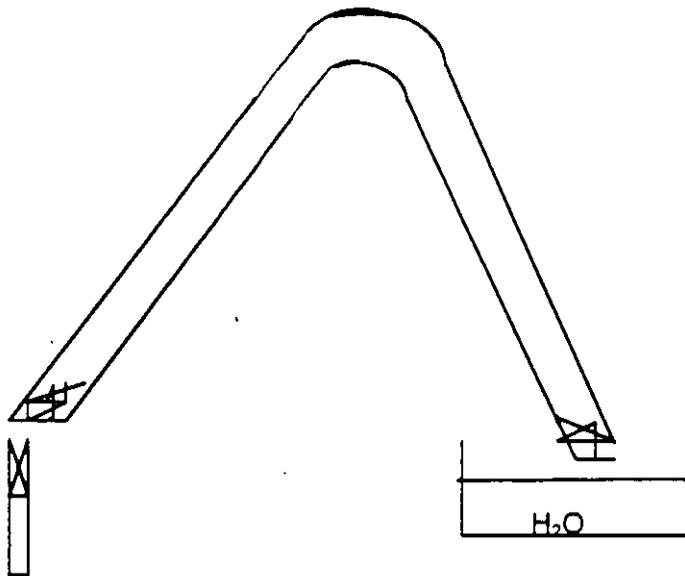
TEMA

ENFRIADORAS POR ABSORCIÓN

**ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUÍN
PALACIO DE MINERÍA
AGOSTO - SEPTIEMBRE 1999**

ENFRIADORAS POR ABSORCIÓN

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 amoníaco formando un ion complejo; este proceso puede hacerse reversible por medio de la aplicación de calor y se liberará amoníaco 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 amoníaco que condensa en el otro extremo por medio de enfriamiento con agua; al retirar la fuente de calor y enfriamiento respectivamente, se inicia una vaporización del amoníaco 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:

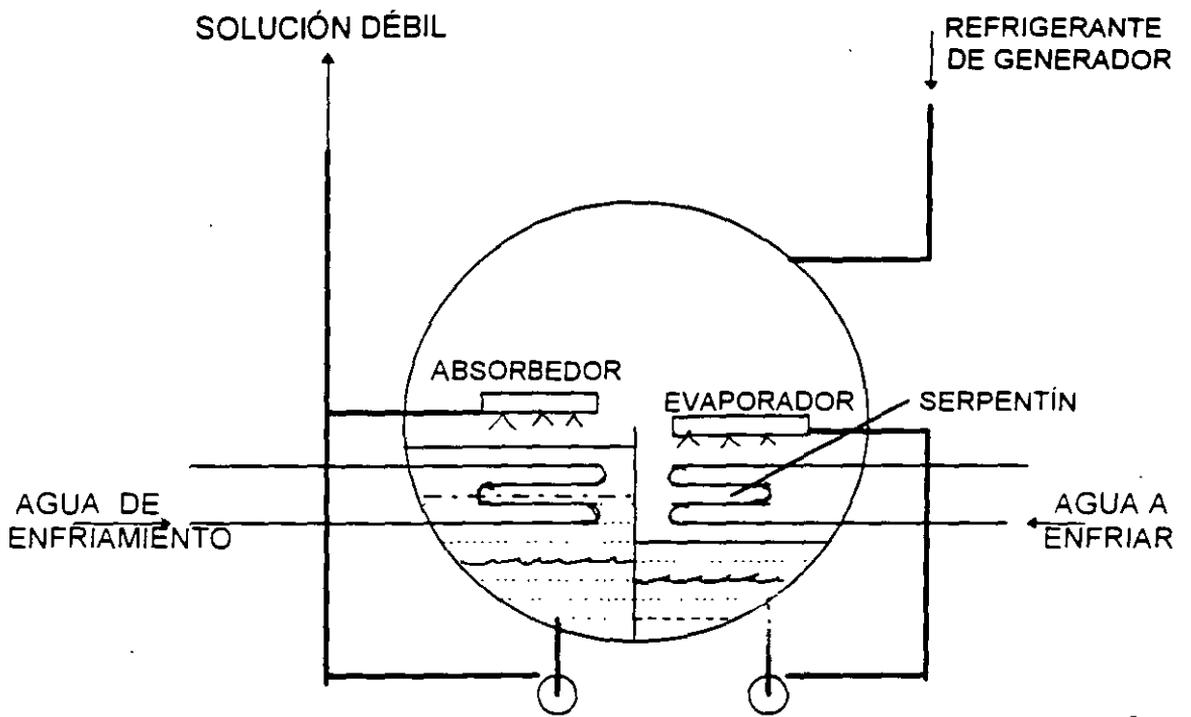


Fig 1

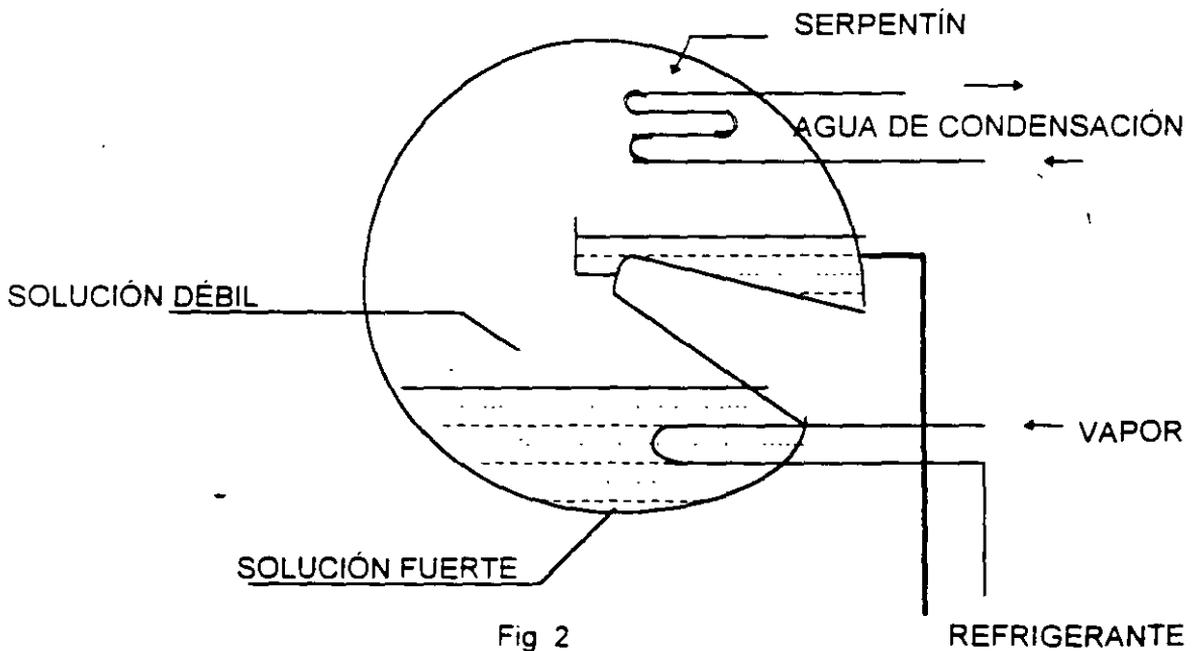


Fig 2

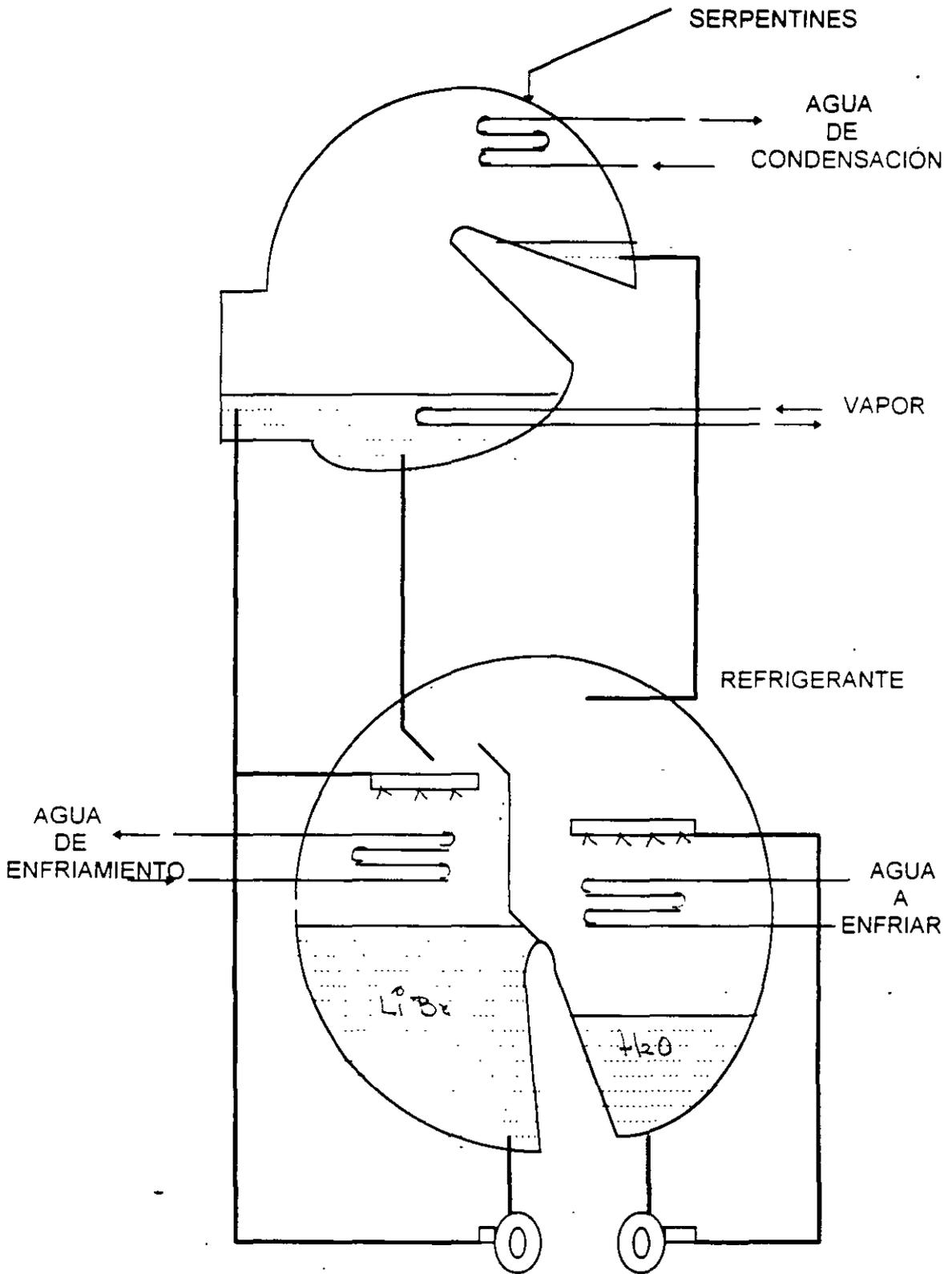


Fig 3

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 esparcida sobre su depósito, creando una gran superficie de contacto (el área de las pequeñas gotas) todo el recipiente se encuentra a muy baja presión y el vapor de agua que se halla presente es fácilmente 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 la máxima superficie posible para favorecer su EVAPORACIÓN; 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 REFRIGERACIÓN y así se obtiene helada en este equipo.

En la figura (2) se presenta el sistema de recuperación de refrigerante; en otro recipiente hermético GENERADOR-CONDENSADOR, se alimenta la solución diluida de absorbente y refrigerante (SOLUCIÓN DÉBIL) 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 el refrigerante en forma pura por evaporación y a la solución absorbente suficientemente concentrada para poder iniciare el ciclo de absorción nuevamente.

El grupo generador-condensador trabaja aproximadamente a presión 10 veces mayor que el 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 "débil" 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 *crisis de solución*

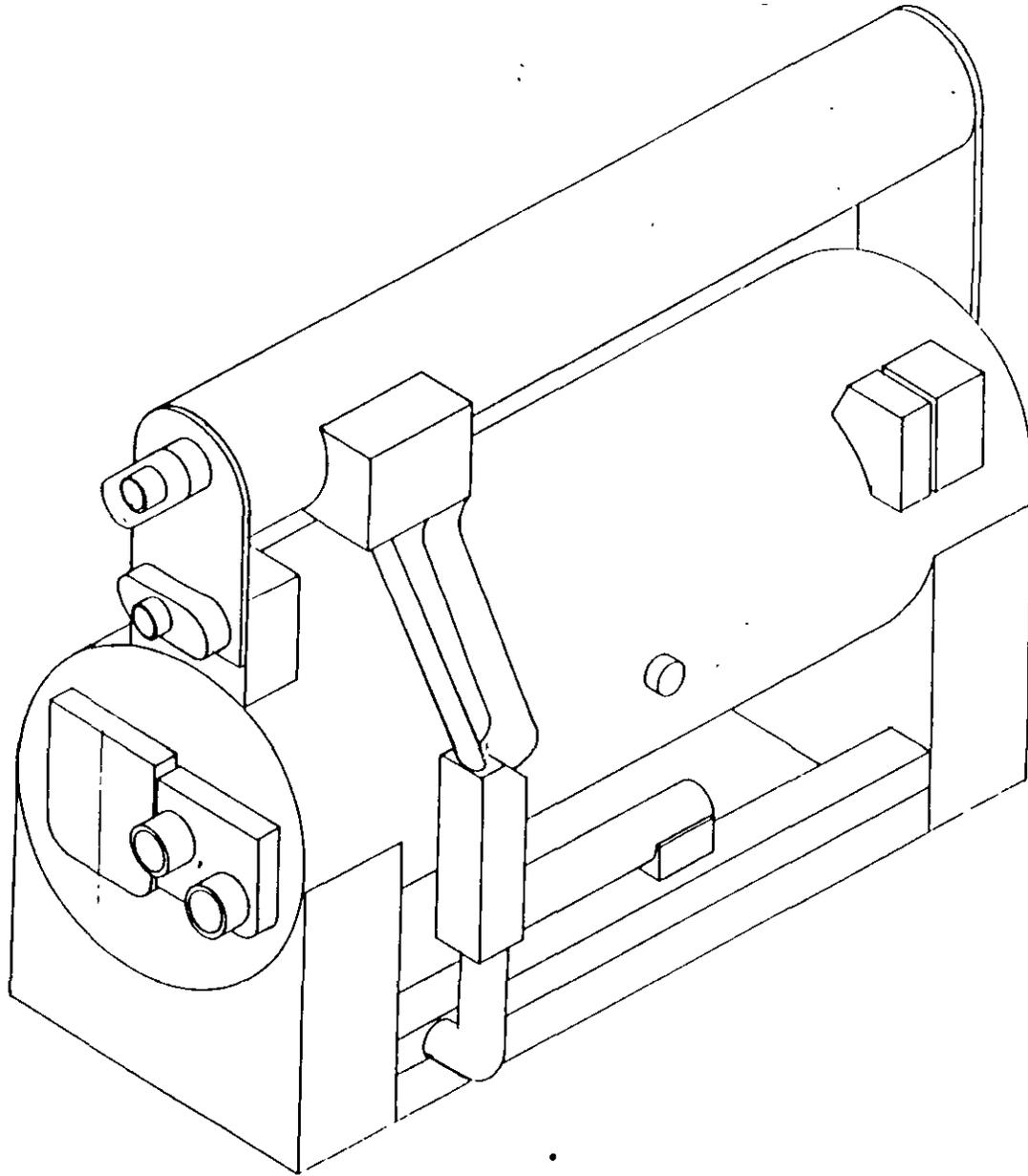


FIG. 1

FIG. 1/50.



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

CURSOS ABIERTOS

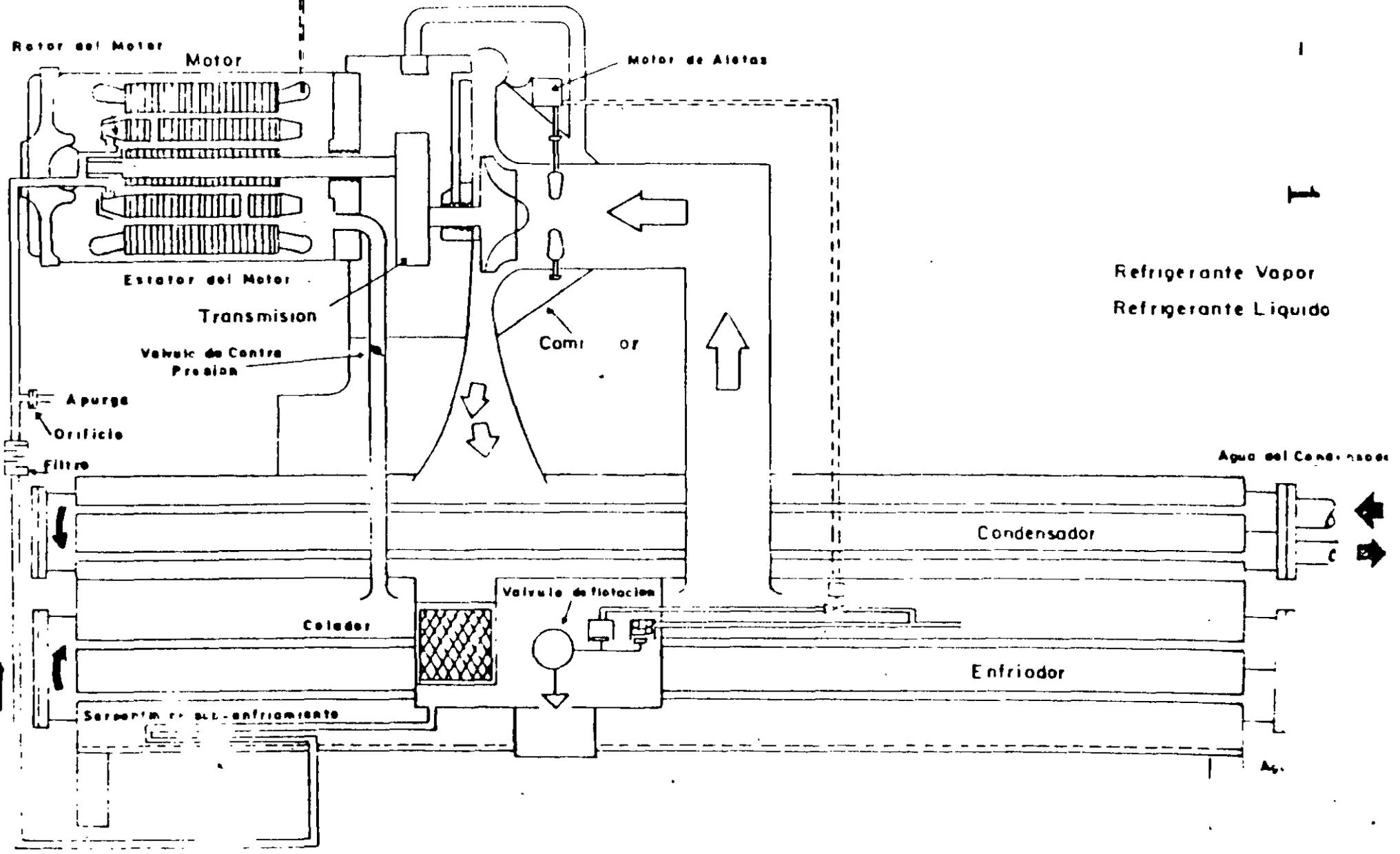
PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

TEMA

MÁQUINAS CENTRIFUGAS

**ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUÍN
PALACIO DE MINERÍA
AGOSTO - SEPTIEMBRE 1999**

... de refrigeración
contra recalentamiento



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 es primordial para la vida del equipo.

2.- Flujo de Refrigerante Líquido

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 capacidad 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 purga, que en algunos equipos es automático y en otros manual; se toma en forma permanente una pequeña cantidad de vapor del condensador y pasa a una pequeña cámara enfriada por un serpentín de refrigerante, el refrigerante en forma de vapor que esté presente se condensará, lo mismo que el vapor de agua si se encuentra presente; la parte superior de esta 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 pondrá distinguirse por medio de una mirilla; sobre el nivel de refrigerante estará el del agua que se puede eliminar por medio de otra válvula.

MAQUINAS CENTRÍFUGAS

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 psi
Baja presión (evaporador) : 16 " de vacío.

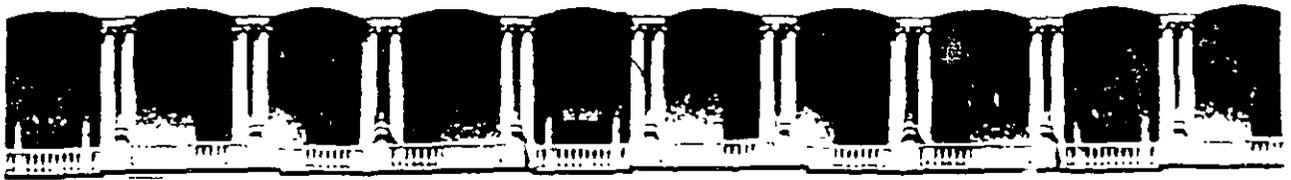
El refrigerante empleado en la generalidad de los casos es R-11 por sus propiedades adecuadas al rango; sin embargo existen algunos equipos que operan con R-12.

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, controlándose 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



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

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

TEMA

ANEXO

**ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUÍN
PALACIO DE MINERÍA
AGOSTO - SEPTIEMBRE 1999**



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

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

TEMA

EQUIPO TERMINAL



CENTRO DE INFORMACION
Y DOCUMENTACION
"ING. BRUNO MASALAZONI"

**ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUÍN
PALACIO DE MINERÍA
AGOSTO - SEPTIEMBRE 1999**

EQUIPO TERMINAL

Se le 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 más comunes son los siguientes:

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

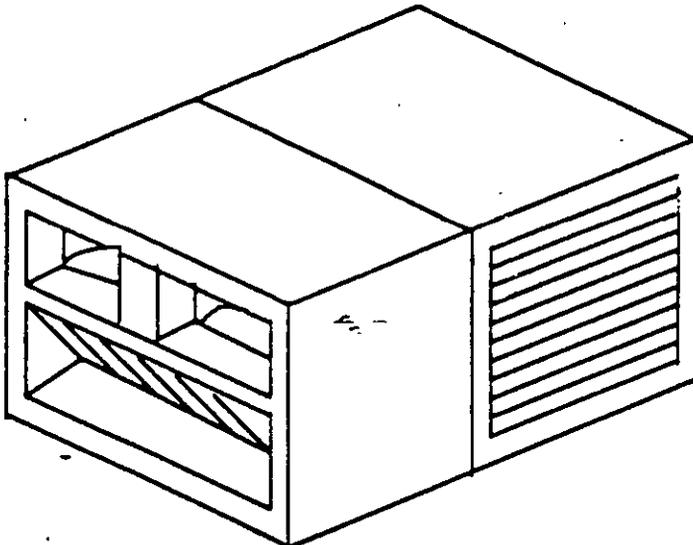
d) Split;

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

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.

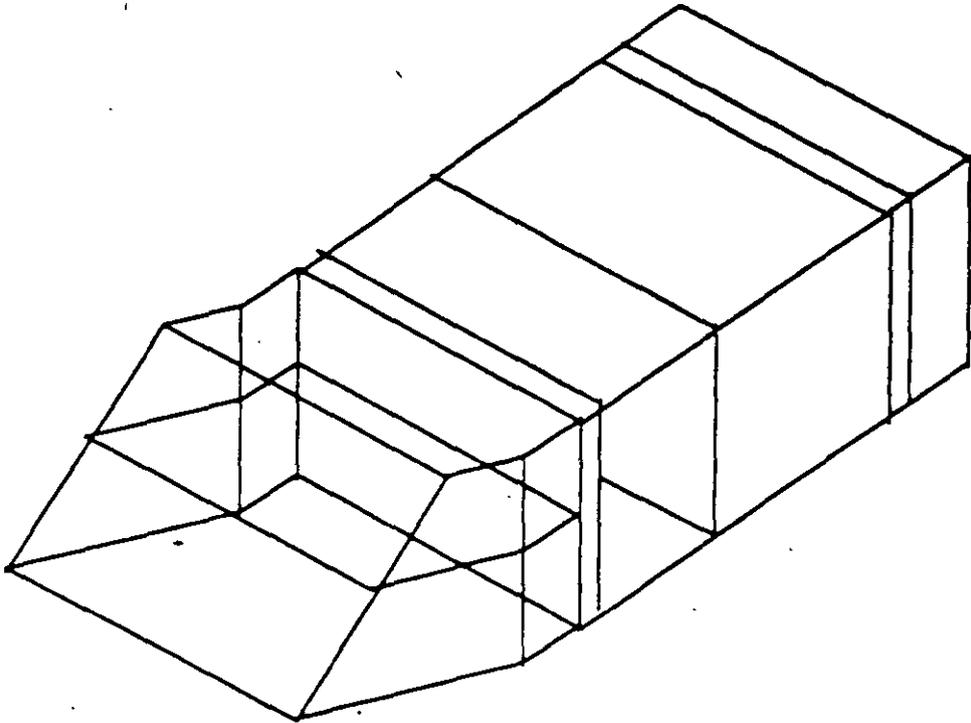
Esta unidad para instalaciones pequeñas es la más cómoda, ya que requiere una inversión moderada y su costo de instalación es relativamente bajo.

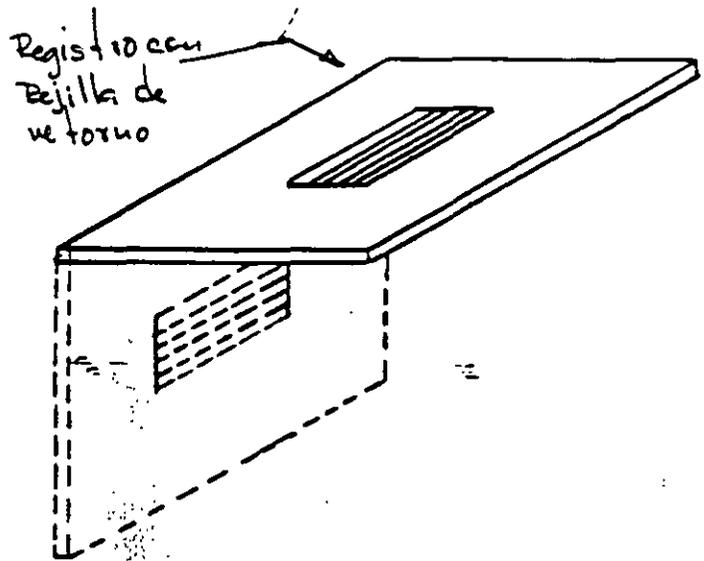
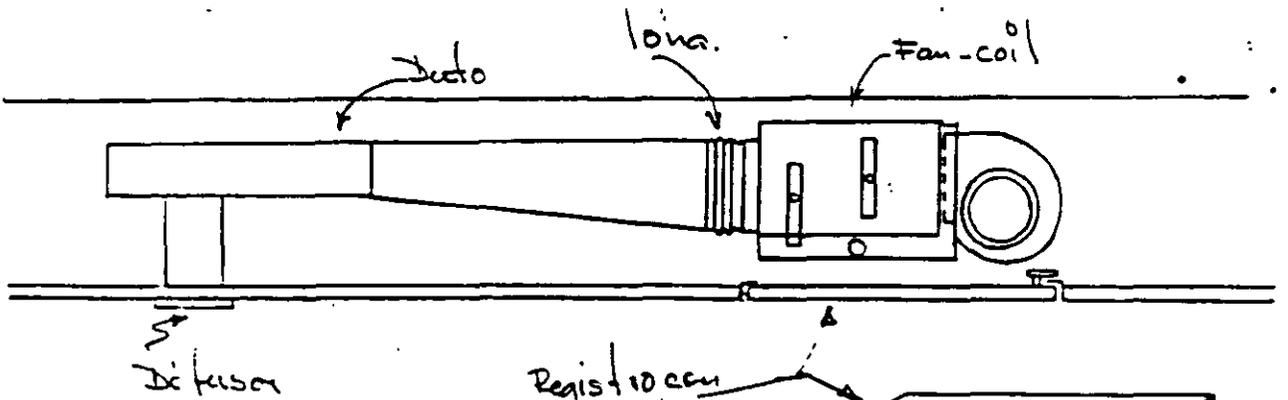
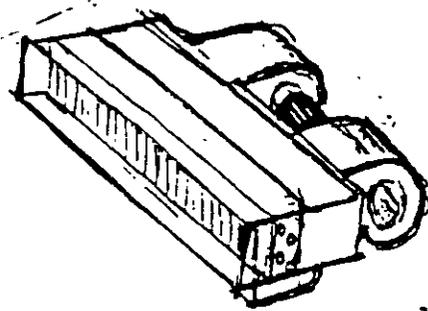


MANEJADORA DE AIRE

Es un equipo constituido por uno o más ventiladores centrífugos, serpentines que operan 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 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 más frío o más caliente; esto regulará por medio de sistemas de control temperatura.



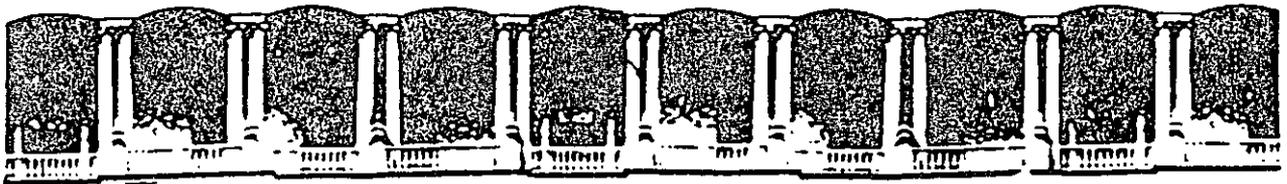


Registro con
rejilla de
v. toruo

FAN & COIL

El fan & coil realmente es una pequeña manejadora cuya capacidad normalmente es inferior a 3 TR (toneladas de refrigeración, una TR es 3024 kcal / h). Este equipo opera normalmente por medio de circulación de agua helada; aunque los hay que operan por medio de expansión directa. Su empleo se limita a locales pequeños como cuartos de hotel, oficinas, etc., pero agrupándolos pueden cubrir áreas importantes. Se instalan normalmente en el espacio comprendido entre el planfondo de un local y el techo; el aire acondicionado producido se introduce 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 representan es la versatilidad que se logra en el control de temperatura, ya que se puede controlar al gusto del usuario, además cuenta con motor de 3 velocidades que permite que el flujo de aire al gusto de la persona que lo va a operar.

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



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

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

TEMA

TORRES DE ENFRIAMIENTO



**CENTRO DE INFORMACION
Y DOCUMENTACION
"ING. BRUNO MASCAZZONI"**

**ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUÍN
PALACIO DE MINERÍA
AGOSTO - SEPTIEMBRE 1999**

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:

1. TIRO NATURAL.
2. TIRO INDUCIDO.
3. TIRO FORZADO.

Tiro Natural. Se emplea el " efecto chimenea " aprovechando las diferencias de densidad del aire dentro de la torre, contra la 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 sistema subterránea. El aire cada vez mas húmedo y caliente formara una corriente ascendente y saldrá por la parte superior.

Este equipo maneja gastos de agua superiores a los $500\text{m}^3 / \text{h}$ 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, produce 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 espreas; al descender el agua cada vez, entra en contacto con aire mas frío y menos saturado, produciéndose un efecto de contracorriente que incrementa considerablemente la eficiencia del equipo.

Tiro Forzado. En un 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 contracorriente; han perdido popularidad debido a que la violencia con 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 del agua en una torre, se requiere crear un espacio físico en el cual 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 condiciones:

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

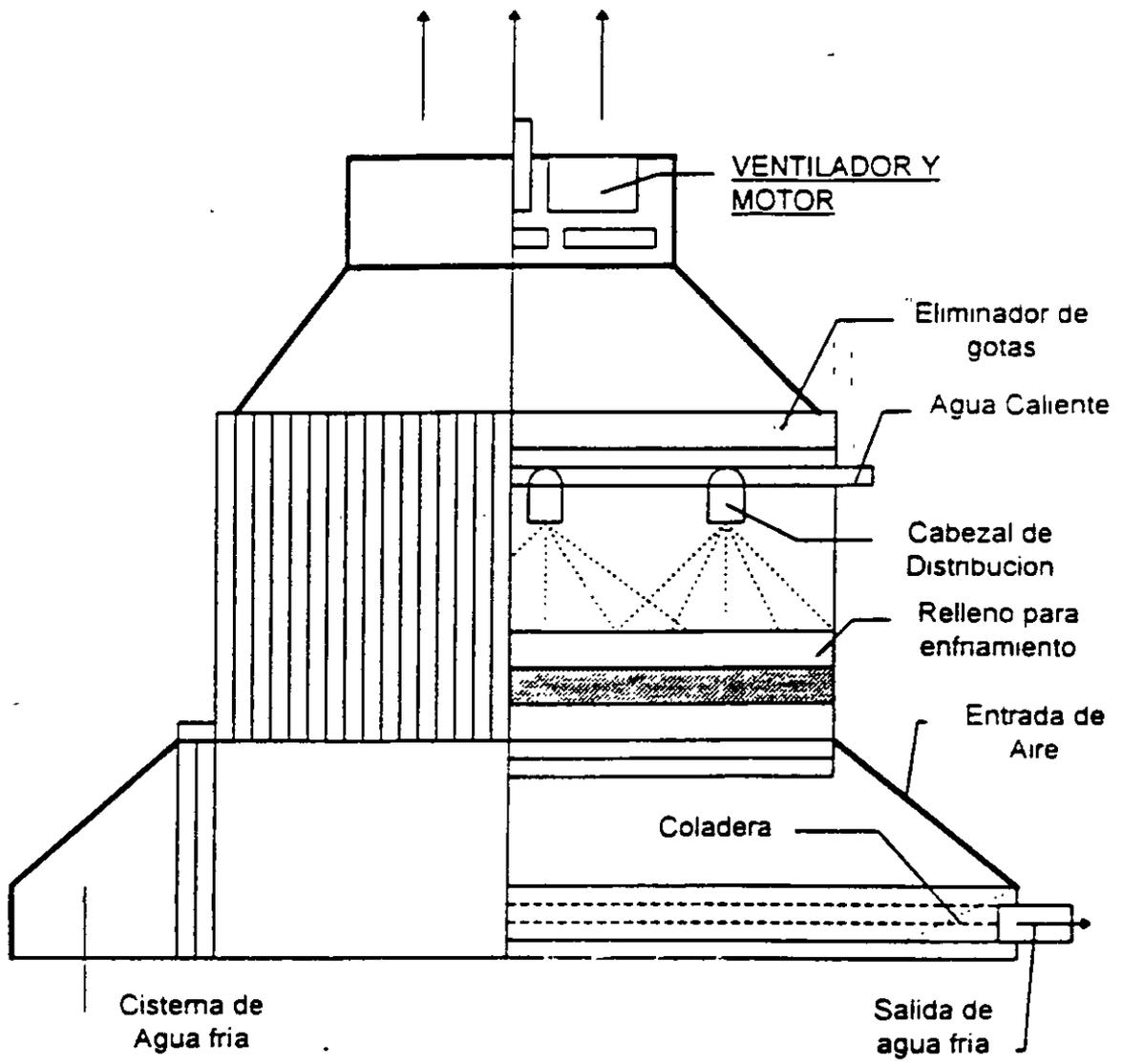
Los empaques se clasifican en dos tipos principales Película y Salpiqueo.

Empaque de Película.

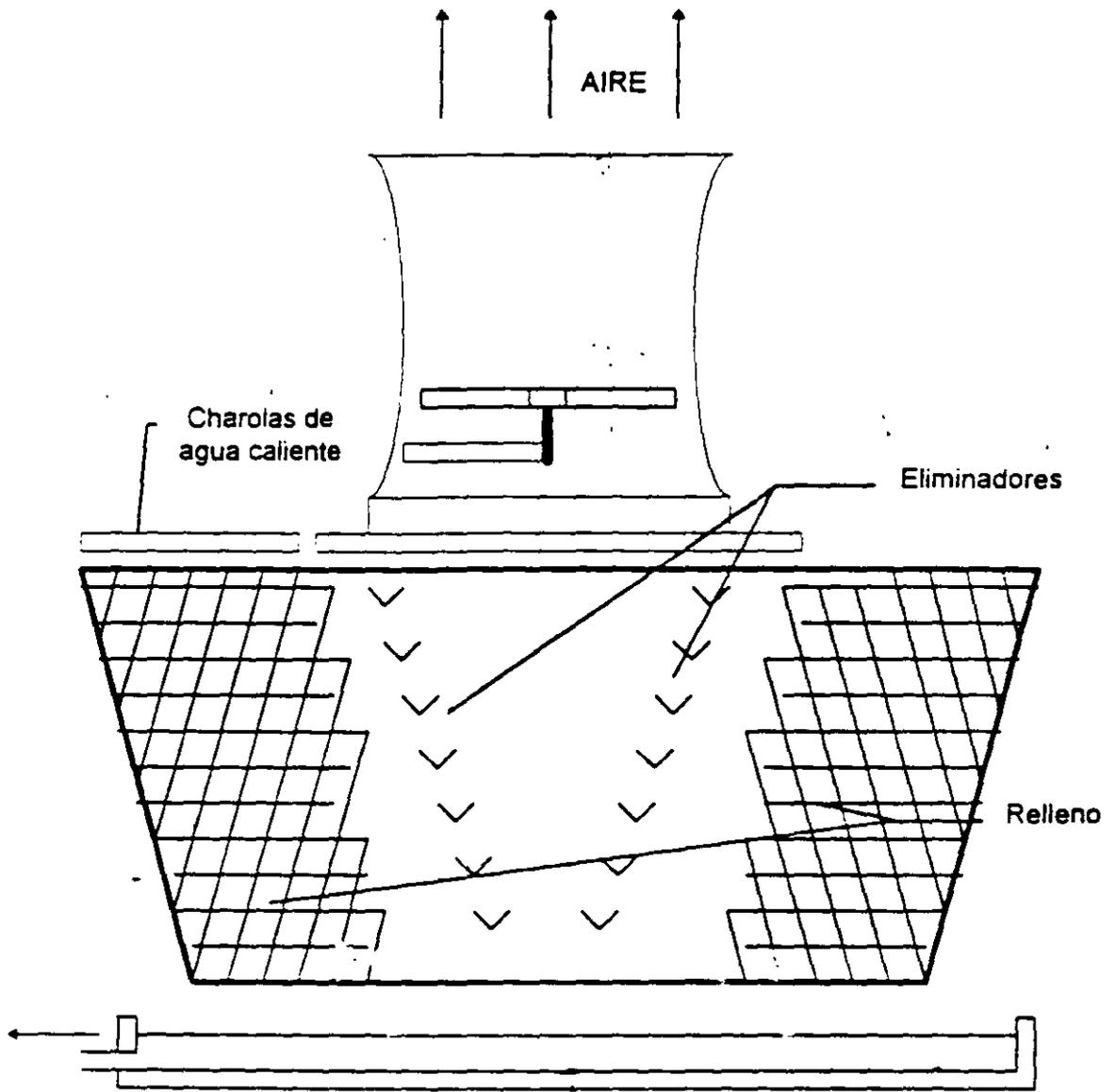
Se pretende formar una película de líquido de muy pequeño espesor sobre la superficie del empaque para que el aire, al tener contacto con ella, pueda efectuar la transferencia de masa y calor.

Empaque de Salpiqueo.

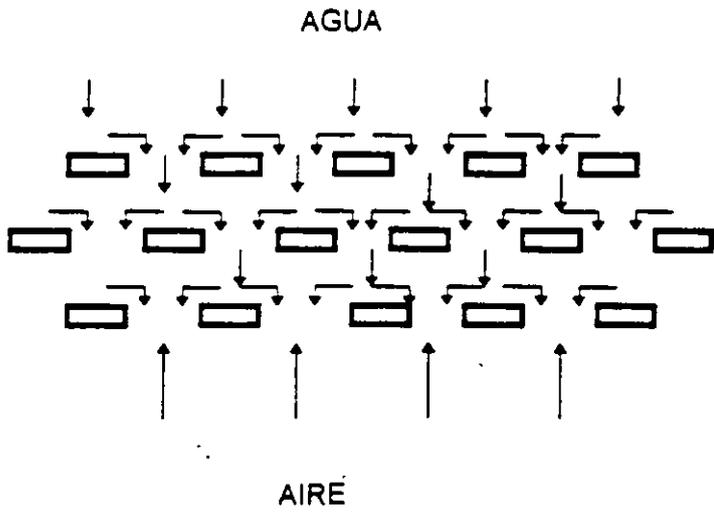
Se pretende formar una serie de pequeñas cascadas en el interior de la torre para que el aire circule a través de ellas, humidificándose y realizando la transferencia.



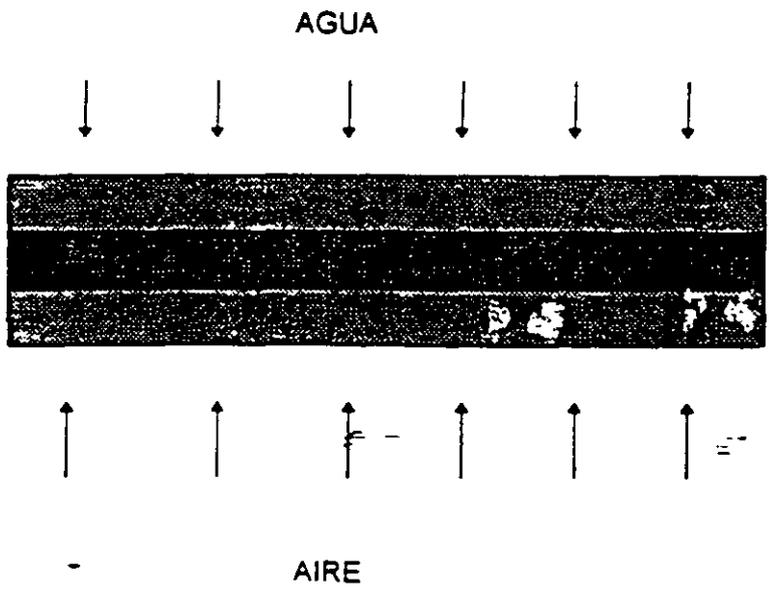
TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO MECANICO INDUCIDO
 (Empaque Tipo Pelicula)



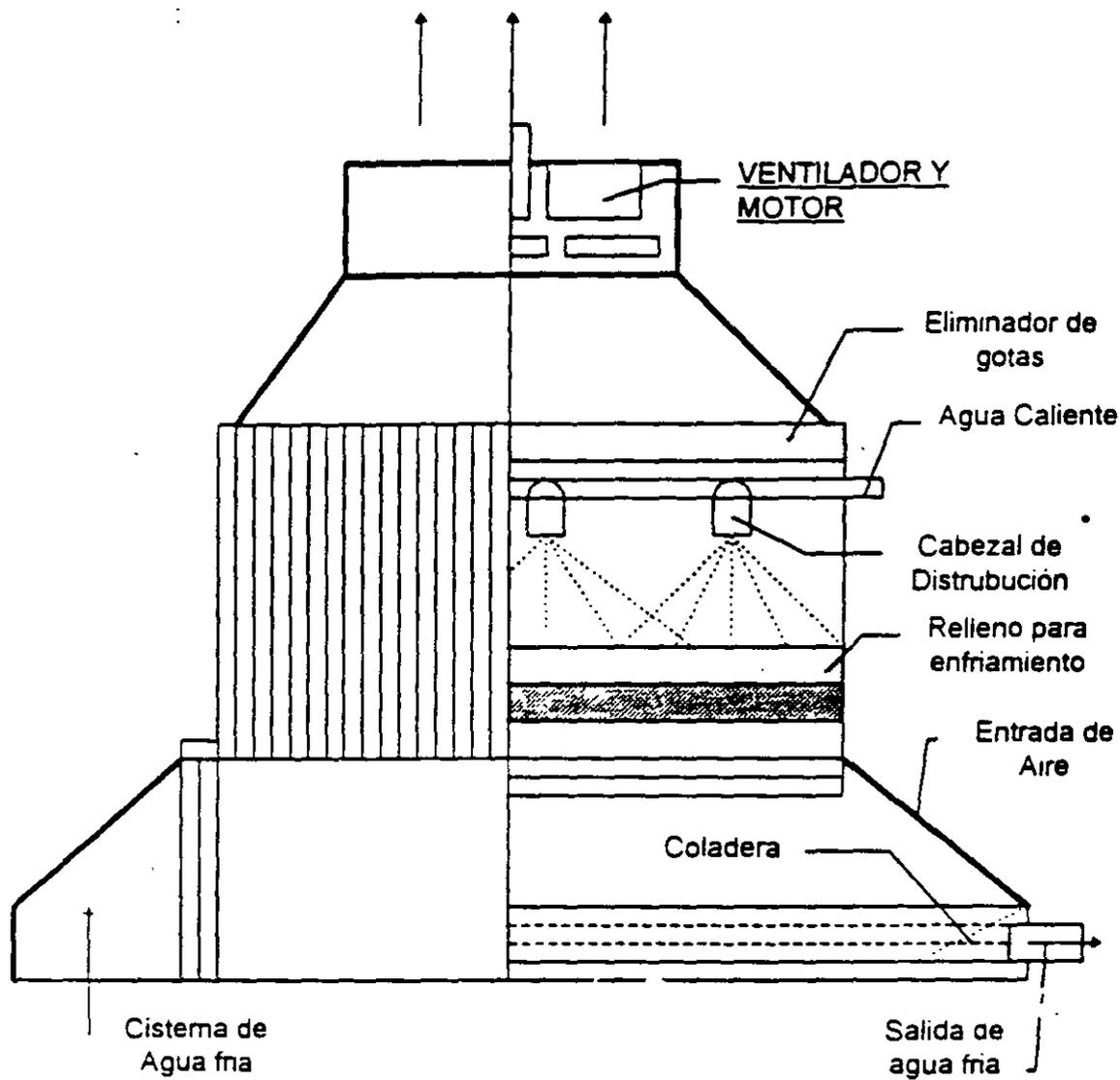
TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO MECÁNICO INDUCIDO
DE FLUJO CRUZADO (Empaque Película o Salpiqueo)



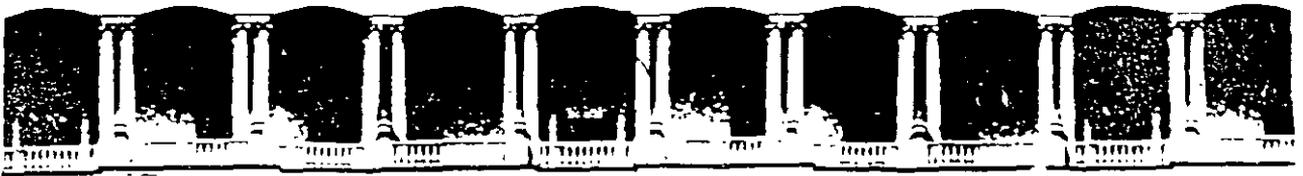
EMPAQUE DE SALPIQUEO



EMPAQUE DE PELICULA



TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO MECANICO INDUCIDO
 (Empaque Tipo Pelicula)



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

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

TEMA

MANTENIMIENTO

**ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUÍN
PALACIO DE MINERÍA
AGOSTO - SEPTIEMBRE 1999**

MANTENIMIENTO

El criterio de mantenimiento se ha modificado en forma sustancial 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 PÉSIMA 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 podrá resolver.

En la 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 porque 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 periodo 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 un programa perfectamente definido, cada miembro del departamento 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 de refacciones, fallas comunes y un programa de remplazo.

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) BITÁCORAS DE OPERACIÓN

C) ANÁLISIS ESTADÍSTICO DE OPERACIÓN Y REEMPLAZO

D) CAPACITACIÓN 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 programara una revisión al día, o tal

vez por turno, si la instalación requiere; para calderas, unidades enfriadoras, etc., normalmente hay un encargado u operados 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 reparación se le hizo al equipo durante su mantenimiento; (si se encontró en perfectas condiciones el informe debe decirlo NO SE HIZO NADA).

B.- BITÁCORA DE OPERACIÓN.

Los equipos principales, enfriadoras, calderas, torres de enfriamiento, etc., deben llevar una bitácora de operación en la cual 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 de deben obtener 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.- ANÁLISIS ESTADÍSTICO DE OPERACIÓN Y REEMPLAZO.

Este análisis a base de informes periódicos de mantenimiento y bitácoras de operación se realiza para prever reparaciones mayores a equipo, paros programados y sustitución 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 indicara una falla de organización, el jefe de mantenimiento NO DEBE ser mecánico de operación, sino coordinador de su departamento.

D.- CAPACITACIÓN AL PERSONAL.

La capacitación del personal debe ser de 2 clases fundamentales:

1. GENERAL

2.- ESPECÍFICA

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 de 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 ventajas: primera 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

TEMA :

ANEXO



**CENTRO DE INFORMACION
Y DOCUMENTACION
"ING. BRUNO MASCAZZONI"**

**PALACIO DE MINERÍA
SEPTIEMBRE 1999**

**VELOCIDAD VARIABLE
CONTRA VELOCIDAD
CONSTANTE EN EQUIPOS
DE BOMBEO PARA AIRE
ACONDICIONADO**

ANTECEDENTES

Podemos mencionar que la bomba así conocida , es la maquina más antigua del mundo , desde que se conoce el termino de maquina , como un elemento que transforma un tipo de energía en otra , por otro lado , el motor eléctrico de inducción , ha ocupado uno de los primeros lugares respecto a la maquina más utilizada a nivel mundial en la actualidad, la mayoría de las bombas son accionadas con dichos motores.

Cuando diseñamos un sistema de aire acondicionado , que lleve bombas y ventiladores , lo hacemos para satisfacer las demandas máximas que requieran dichos sistemas, sin embargo rara vez esas demandas llegan al 100% y debido a esto la operación de las maquinas , resultan muy atractivas para los ahorros de energía, por lo que podemos pensar en un control que sea confiable y eficiente basado en la variación de la velocidad.

El como clasificamos las bombas esta hecho de la forma como se aplica la energía para mover un fluido , catalogandolas , de Dinámicas o centrifugas y de despazamiento positivo .

En el caso que nos ocupa hablaremos de las bombas de Dinamicas o centrifugas , que le proporcionan energía a un fluido a traves de aspas , alabes o paletas , este movimiento rotatorio hace que se incremente la presión dentro de la carcaza de la bomba , impulsándola hasta la boquilla de descarga .

Los conceptos mas importantes que debemos saber para el calculo de una bomba son los siguientes:

Gasto : Cantidad de fluido que proporciona una bomba en una unidad de tiempo, este concepto regularmente se expresa en l/s, l/min, gal/min, m³/hra

Carga: carga o presión normalmente expresada en m CA , ft/CA , kg/cm², lb/in²

Una columna de agua de 10 m de altura ejerce una presión de 1 kg/cm² en su base (a nivel del mar), es por esta relación que 10mCA equivale a 1 kg/cm².

La operación de una bomba centrifuga

Se dice que es proporcional a un gasto de 0 al 100% de su capacidad de diseño, en función de la carga que el sistema le oponga .

Carga estatica:

Se considera como la presión que se requiere en un sistema para elevar el agua a un nivel determinado , también se considera la carga estática como la condición que toda bomba centrífuga debe satisfacer antes de que de algún gasto.

Carga dinámica:

Es la pérdida de presión através de una tubería ó sistema debido al flujo de agua

.Carga total:

Es la suma de las cargas dinámicas y estáticas .

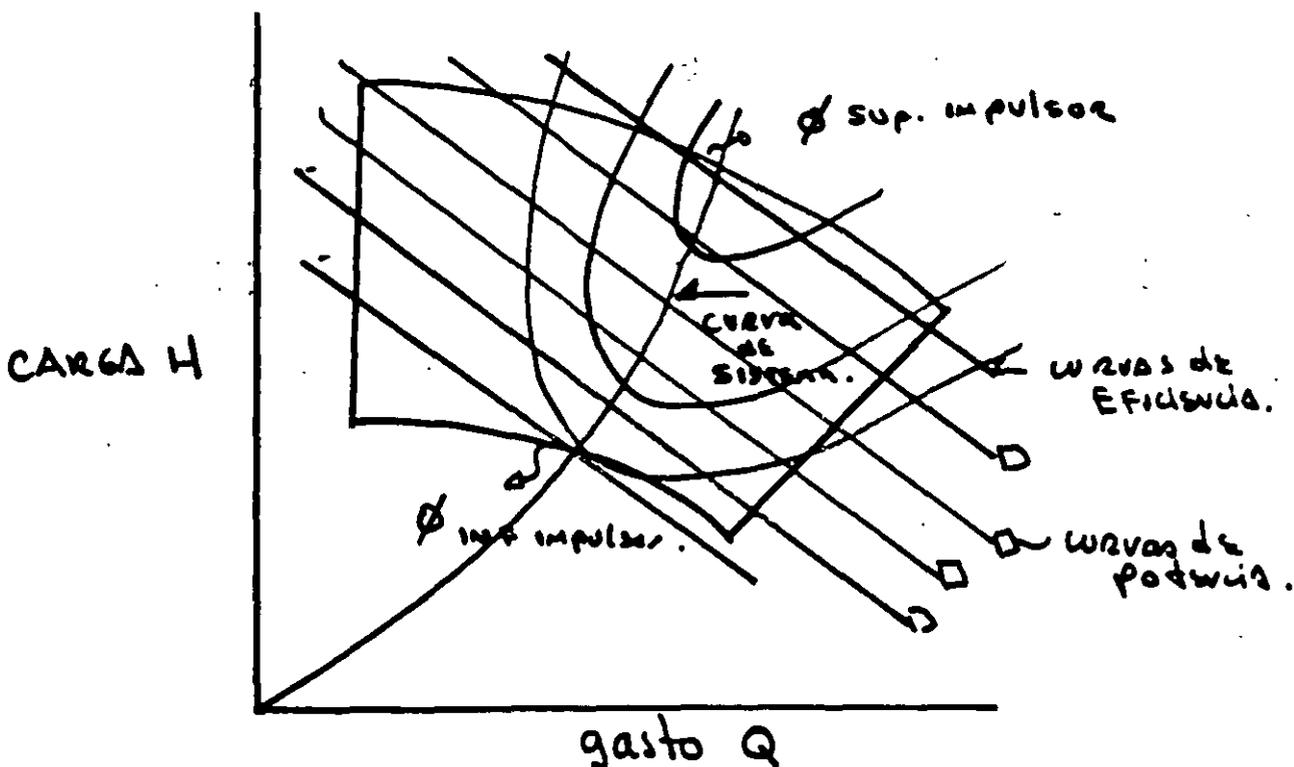
Carga de la bomba:

Es la presión que una bomba proporciona en su boquilla de descarga

La carga en una bomba centrífuga varía de acuerdo al gasto que proporciona , y al diámetro del impulsor y a la velocidad de rotación.

Curva gasto-carga:

Es la representación grafica de todos los parámetros que se incluyen dentro de una bomba



NPSH carga neta positiva de succión:

Son las condiciones de presión mínimas requeridas por la bomba en la boquilla de succión. Si en algún momento durante la operación de la bomba, se tiene en la

línea de succión una presión menor al NPSH requerido por la bomba , el estado del liquido bombeado , puede cambiar a vapor, y suscitarse la cavitación , junto con un desgaste por erosión y disminución en las eficiencias de operación .

Potencia hidráulica:

Es la energía que toda bomba centrifuga produce de acuerdo a sus características de salida , como son gasto , carga , velocidad.

Gasto x carga

$$W_{hp} = \frac{\text{Gasto} \times \text{carga}}{3960}$$

3960

POTENCIA AL FRENO(BHP)

Es la potencia o energía requerida para operar una bomba centrifuga, en un punto en particular de la curva de comportamiento

Gasto x carga x ge

BHP=_____

3960 x eficiencia

donde el gasto =gal/min

carga=ft CA

Velocidad constante en bombas:

El concepto de velocidad constante aplicado a un sistema de bombeo, consiste en que las bombas sobretodo en aire acondicionado, permanecen trabajando todo el tiempo con el caballaje nominal del motor , en muchos casos sin requerirlo, debido a que en algunos casos ciertas áreas que están acondicionadas presentan inocupancia , por lo que no necesitarían , que todo el flujo de agua pasase por ellas , sin embargo, y debido a la velocidad constante siguen trabajando al 100%, es por esto , que se ideó el concepto de velocidad variable , con el cual se ahorra energía así mismo costo de operación del equipo.

Para esto se hizo uso de las leyes de afinidad para bombas centrifugas .

Dichas leyes dicen :

Que para operación a diferentes velocidades ó diámetros de impulsor el gasto Q , y la carga H y la potencia al freno BHP tienen variaciones directamente proporcional , al cuadrado, y al cubo respectivamente

CURVA DE SISTEMA

Es la representación gráfica de las características de resistencia hidráulica de un sistema de tuberías . Extendiendo la curva de sistema hasta que intersecte con la curva gasto carga encontramos el punto, en el cual una bomba y un sistema de tuberías determinado operarán.

El cálculo de varias curvas de relación cuadrática . Cuando esta plantilla se pone sobre una curva de comportamiento (gasto-carga) de una bomba centrifuga ,

muestra la curva de resistencia del sistema para un punto de operación conocido.

Esta plantilla puede ser utilizada en sistemas abiertos o cerrados.

Instrucciones para uso de curvas de sistema en sistemas cerrados:

1.-Se pone la plantilla en la parte baja de la curva de la bomba , a manera que coincidan los ejes de gasto y carga, después de alinear el vértice inferior izquierdo de la plantilla con cero gasto y cero carga de la curva de la bomba.(Si la curva no empieza en cero bajar la plantilla hasta que coincida con una carga cero)

2.-La curva de sistema que intercecta con el punto de operación es la curva de resistencia para esas condiciones de operación en particular . Si ninguna curva de sistema intersecta, con el punto de operación será necesario interpolar

operación en particular . Si ninguna curva de sistema intersecta, con el punto de operación será necesario interpolar

y trazar una curva paralela, a las que se encuentran a los lados del punto de operación.

3.-La bomba operará en base al punto de intersección de la curva de la plantilla.

Patron de operación :

Es la representación gráfica de la operación de un sistema relacionando el porcentaje de gasto con relación al tiempo de consumo.

Justificación económica y de ahorro de energía.

Suponiendo que operaremos nuestro sistema de aire acondicionado por 251 días y 12 horas por día :

$251 \times 12 = 3012$ horas

Utilizaremos una bomba marca PICSA Aurora modelo 4 x 5 x 9 A a 1750 RPM y 10 HP para un gasto nominal de 400 GPM y una carga de 76 ft CA.

Patrón por medio de carga velocidad constante:

Gasto	400	320	240	160
% gasto	100	80	60	40
Carga	76	80	83	85
Eff %	81	76	68	52
BHP	9.47	8.50	7.39	6.13

Los valores antes obtenidos son según la formula para BHP antes mencionada.

Considerando .746kw/hra

.60 kw/hra

251 hrs/mes

3012 horas anuales /12 meses=251 hrs/mes

Costo en velocidad constante por mes:

Gpm	%tiempo	horas	hp	kw	kw/hra	\$
400	20	50.2	9.47	7.06	354.91	212.64
320	20	50.2	8.50	6.39	318.26	190.95
240	30	75.3	7.39	5.51	412.90	298.94
160	30	75.3	6.13	4.57	344.12	206.97
					<u>1431.69</u>	<u>859.31</u>

Operación mensual a velocidad constante de una bomba $859.31 \times 12 = \$10,311.72$

Kw/hra mensual
 $1431.69 \times 12 = 17,180.28 \text{ Kw/año}$

Operación mensual a velocidad variable utilizando las leyes de afinidad y la curva de sistema:

GPM	400	320	240	160
%Q	100	80	60	40

RPM ₁	1750	1750	1750	1750
RPM ₂	1750	1400	1050	700
H ₁	76	80	83	85
H ₂	76	51.2	29.88	13.60
BHP ₁	9.47	8.50	7.39	6.13
BHP ₂	9.47	4.33	1.55	.36

Haciendo la misma tabla que para velocidad constante ahora en velocidad variable:

GPM	%tiempo	horas	HP	Kw	Kw/hra	\$
400	20	50.2	9.47	7.06	354.91	212.64
320	20	50.2	4.33	3.23	162.14	97.28
240	30	75.3	1.55	1.15	86.59	51.95
160	30	75.3	.36	.26	27.10	16.26
					<u>630.24</u>	<u>378.13</u>

Da 630.24 Kw/mes x 12 = 7,560 kw/año

Costo mensual \$ 370.13 x 12 = 4,537.56
anual, por lo que hay un ahorro del 56%
en costo, y 56% en energía, con relación
a velocidad constante.

LEYES DE DEFINICION

$$Q_2 = \left(\frac{RPM_2}{RPM_1} \right) Q_1$$

$$H_2 = \left(\frac{RPM_2}{RPM_1} \right)^2 H_1$$

$$P_2 = \left(\frac{RPM_2}{RPM_1} \right)^3 P_1$$

Q = Gasto en ~~ft~~ gpm.

H = carga en ft ca.

P = BHP.

- RPM = revoluciones x minuto.