



FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA

CURSOS ABIERTOS

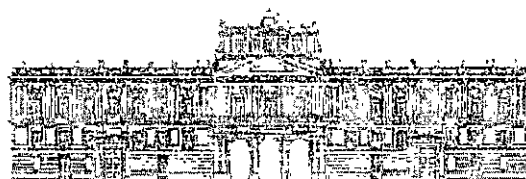
CA 241 PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

DEL 20 AL 31 DE OCTUBRE

EXPOSITOR: ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUIN
PALACIO DE MINERÍA
OCTUBRE DEL 2003



DIVISIÓN DE
EDUCACIÓN
CONTINUA



Antiguo Colegio de Minería

CURSOS ABIERTOS

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO

EXPOSITOR: ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUÍN.
PALACIO DE MINERÍA

Palacio de Minería Calle de Tacuba 5 primer piso Deleg. Cuauhtémoc 06000 México, D. F. Tel.:
55-21-40-20 y 55-21-73-35 Apdo. Postal M-2285

ÍNDICE

Introducción	<u>3</u>
Procesos psicrométricos	<u>11</u>
Cantidad de aire necesario	<u>18</u>
Análisis de cargas térmicas	<u>39</u>
Calculo de invierno (calefacción)	<u>55</u>
Ejemplo de calefacción	<u>60</u>
Calculo de cargas variables en verano	<u>71</u>
Equipo terminal	<u>86</u>
Selección de serpentines	<u>91</u>
Ductos	<u>96</u>
Maquinas centrífugas	<u>109</u>
Enfriadoras por absorción	<u>114</u>
Tubería y bombeo	<u>122</u>
Selección de válvulas de agua fría para aire Acondicionado	<u>144</u>
Torres de enfriamiento	<u>181</u>
Tablas	<u>187</u>
Mantenimiento	<u>189</u>
Anexo: Compresores	<u>193</u>

INTRODUCCIÓN.

La necesidad de acondicionar el ambiente en el cuál ha vivido el hombre, ha sido un problema que lo ha inquietado, desde la más 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, fue 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 substancial mente 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.

PSICROMETRÍA

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

$$H = \frac{P_v}{P_{atm} - P_v} \left[\frac{18 \text{KgdeAgua}}{29 \text{KgdeAireSeco}} \right]$$

Las variables aquí consideradas son:

- P_v : Presión de vapor de agua a la temperatura considerada
 P_{atm} : Presión atmosférica del lugar
 18/29: Relación de pesos moleculares del agua y aire

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

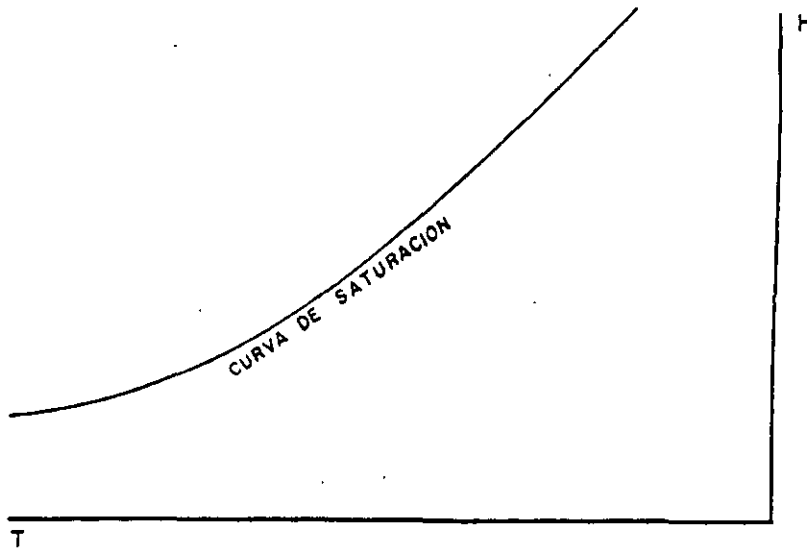


FIG. 1

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.

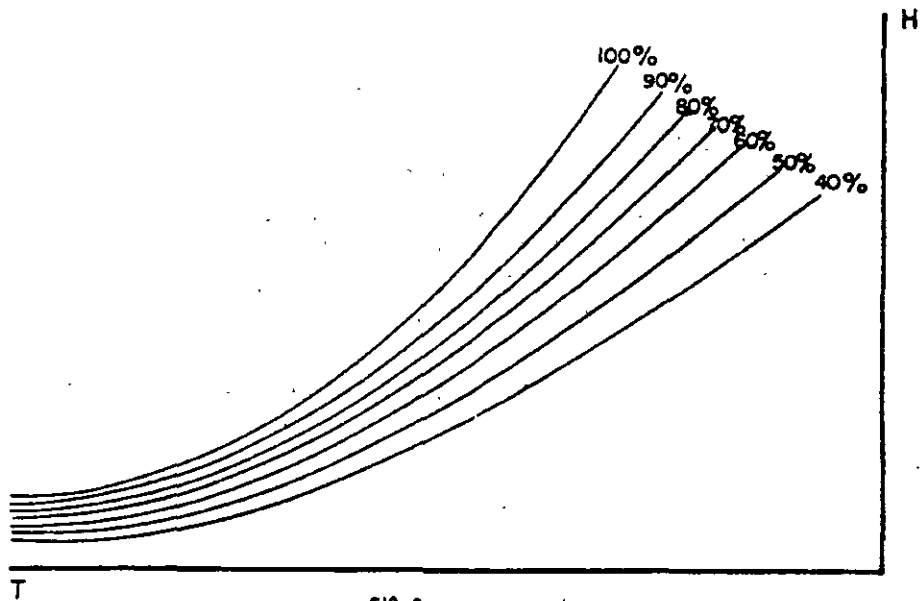


FIG. 2

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 HÚMEDO.

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 este límite se le llama temperatura de "bulbo húmedo".

ENTALPÍA.

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

Para el aire seco la ecuación que define su entalpía 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 entalpía total del aire será la suma de estas dos ecuaciones:

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

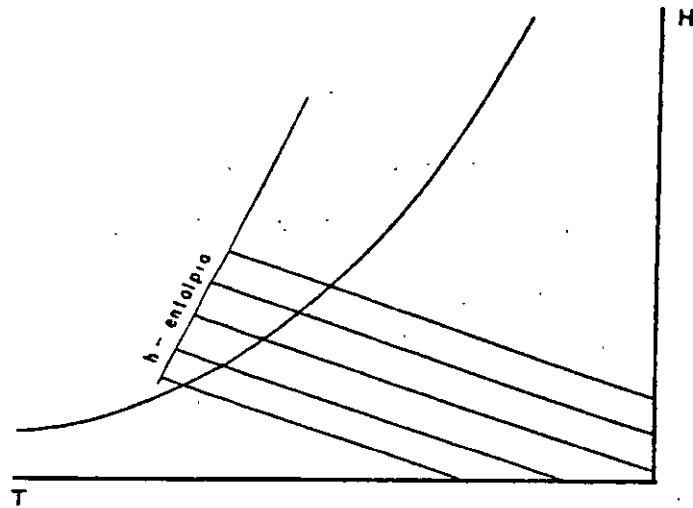
Se considera que el agua añadida al aire se calentará como agua desde un cierto punto de referencia (T_r) hasta la temperatura de rocío del aire final (T_w), a esa temperatura se convertirá en vapor y de ahí se recalentará hasta la temperatura considerada del punto (T_i).

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

Las variables de estas ecuaciones son las siguientes:

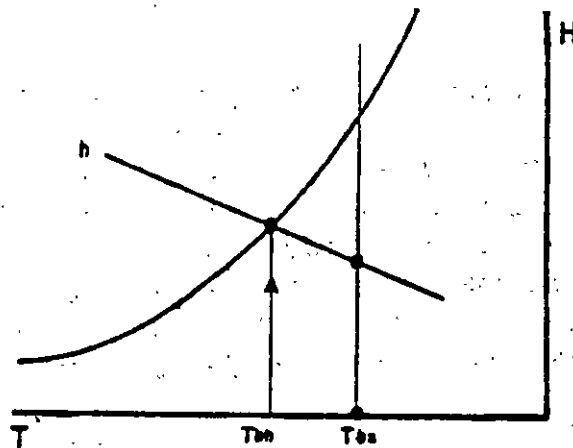
- H:* Humedad absoluta ó específica.
- h_a:* Entalpía del aire seco
- h_w:* Entalpía de la humedad contenida por kg. de aire
- C_p:* Calor específico a presión constante del aire
- C_{pw}:* Calor específico del agua.
- C_{pv}:* Calor específico del vapor de agua
- h_{fgw}:* Calor de vaporización del 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:

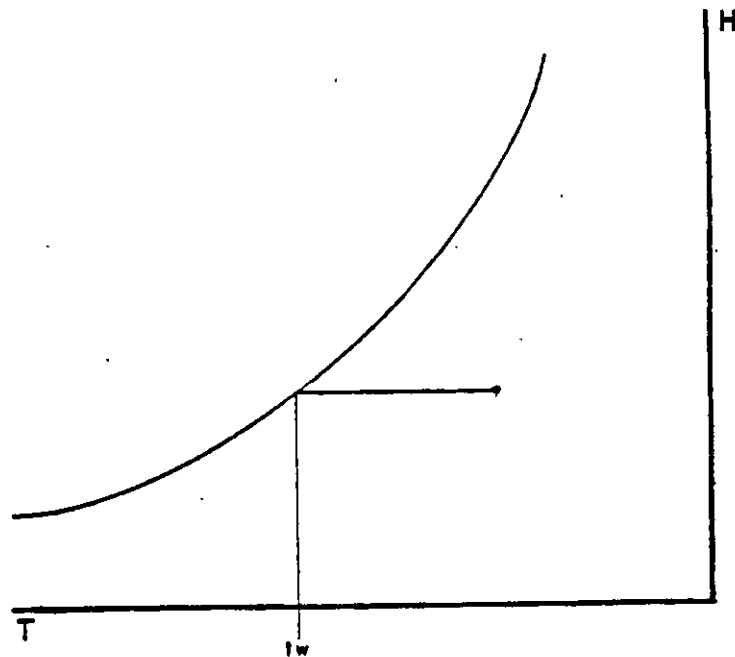
Se determina por medio de un PSICRÓMETRO, (Aparato que tiene un termómetro para bulbo seco y otro para bulbo húmedo), las temperaturas de bulbo seco (t_{bs}) de bulbo húmedo (t_{bh}); se marcan dos líneas verticales sobre una carta psicrometrica, una para bulbo seco y otra para bulbo húmedo, al tocar la línea de temperatura de bulbo húmedo con la curva de saturación, se corre hacia la derecha por una línea de entalpía 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 este 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.



PROCESOS PSICROMÉTRICOS.

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

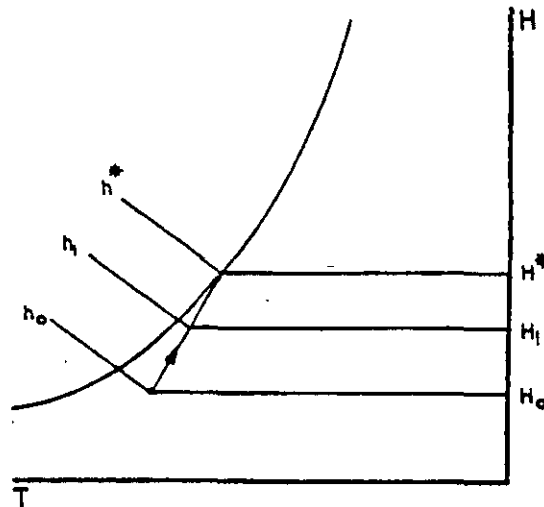
1.- MEZCLA DE DOS FLUJOS DE AIRE

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:

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

$$M1h1 + M2h2 = M3h3 \quad (2)$$

$$M1H1 + M2H2 = M3H3 \quad (3)$$



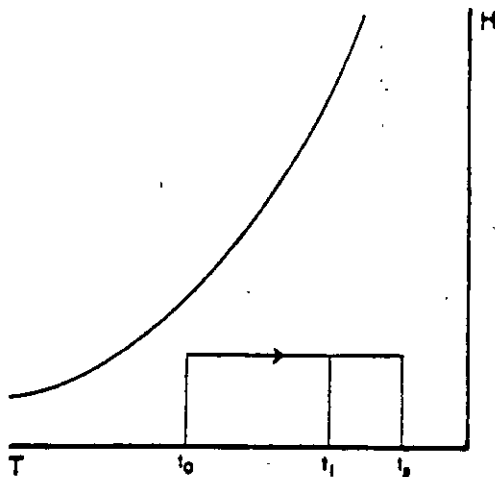
2.- FLUJO DE AIRE SOBRE UNA SUPERFICIE SECA Y MÁS CALIENTE.

Al fluir aire sobre una superficie seca y más caliente que él, el aire se calentará por supuesto, pero normalmente no alcanzara la temperatura de ésta superficie, ya que para que esto 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 al 100% de la eficiencia. En términos generales se puede medir de la siguiente forma:

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

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

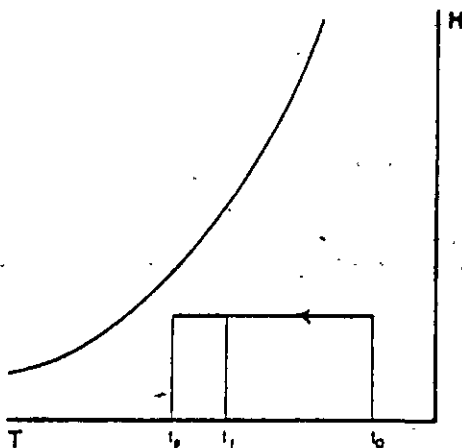


t_p : Temperatura de placa
 t_o : Temperatura de aire de entrada
 t_l : Temperatura de aire de salida

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

3.- FLUJO DE AIRE SOBRE UNA SUPERFICIE MÁS FRÍA Y SECA.

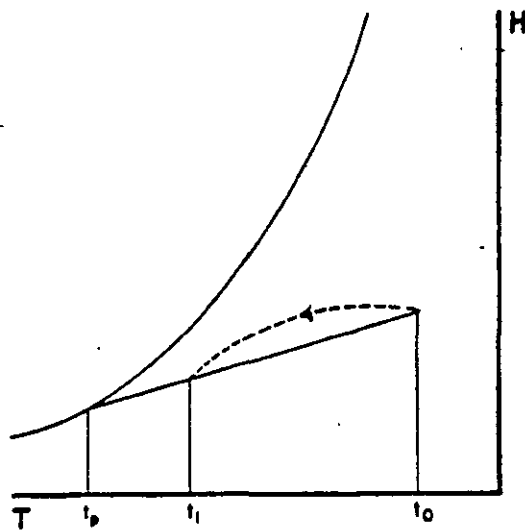
El aire se enfría al paso por el serpentín conservándose su humedad absoluta constante (no llegará a saturación y el proceso se lleva a cabo de forma similar al anterior):



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

4.- ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACIÓN.

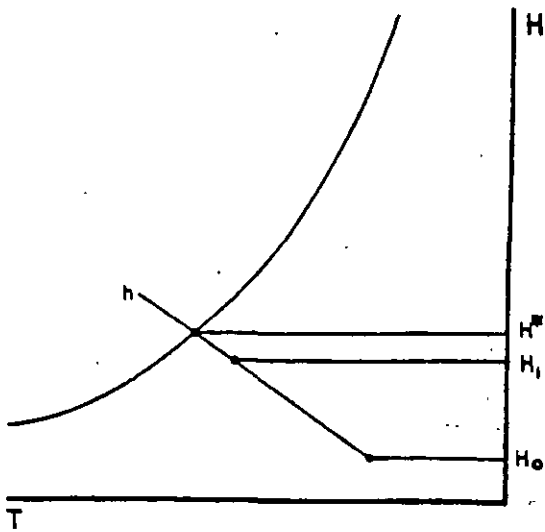
En este caso la temperatura de placa estará a un valor menor que la temperatura de rocío del aire y por lo tanto se presentará una condensación de humedad que reducirá la humedad total del aire de salida. El comportamiento real del aire se presenta aproximadamente por medio de la línea punteada, pero 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 HUMIDIFICACIÓN.

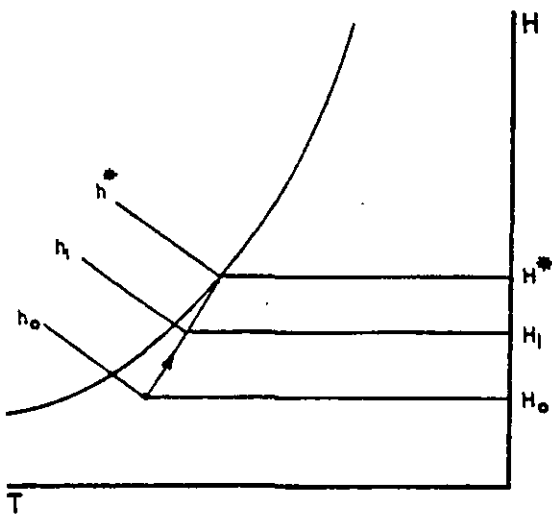
Al pasar aire no saturado a través de una cortina de agua, el aire tratará de saturarse, pero al no existir una fuente externa de calor que le permita conservar su temperatura, simultáneamente a la ganancia de humedad existirá una pérdida de temperatura ya que el calor necesario para la evaporación del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

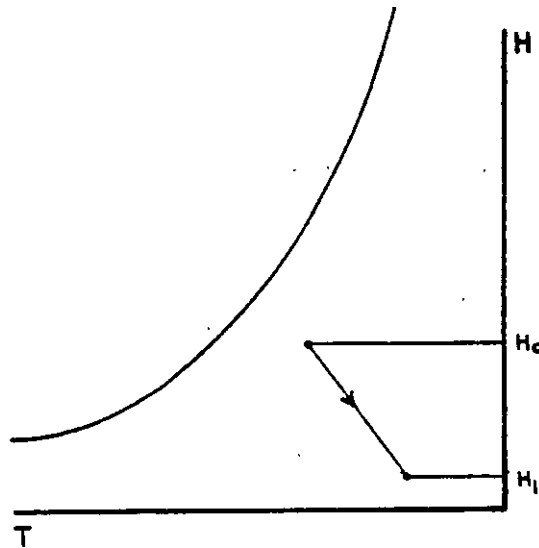
Si durante el proceso de humidificación se introduce calor al sistema, generalmente calentando el agua, se logrará humidificar y calentar simultáneamente; este proceso presenta una variación de entalpía entre la entrada y la salida del aire que es la cantidad de calor requerida para poder llevar a efecto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



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

7.- CALENTAMIENTO Y DESHUMIDIFICACIÓN.

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 en un futuro muy cercano.



HUMIDIFICACIÓN Y DESHUMIDIFICACIÓN.

DESHUMIDIFICACIÓN.

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 más sencillas y

otras más complejas pero todas posibles, siempre y cuando se respeten los procesos psicométricos. En algún momento se presentarán dos o más alternativas **TOTALMENTE EQUIVALENTES** y se escogerá una de ellas al criterio ó gusto del diseñador.

CANTIDAD DE AIRE NECESARIO.

Calor sensible.

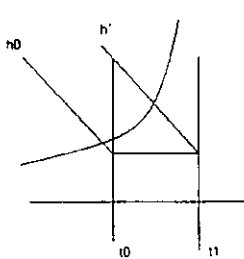
El aire que se inyecta a un determinado local, tiene como primera función "dar temperatura" o "quitarla", si hablamos de calefacción, el aire deberá introducirse al área por acondicionar a una temperatura mayor a la temperatura del local para suplir el calor que se está perdiendo y mantener las condiciones 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 local, hasta alcanzar la temperatura interior establecida.

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



$$q_s = m(h' - h_0)$$

$$q_s = mc_p(t_1 - t_0)$$

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 entalpía y se define de la siguiente forma:

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

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 toma un valor intermedio como "constante" es perfectamente permisible.

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

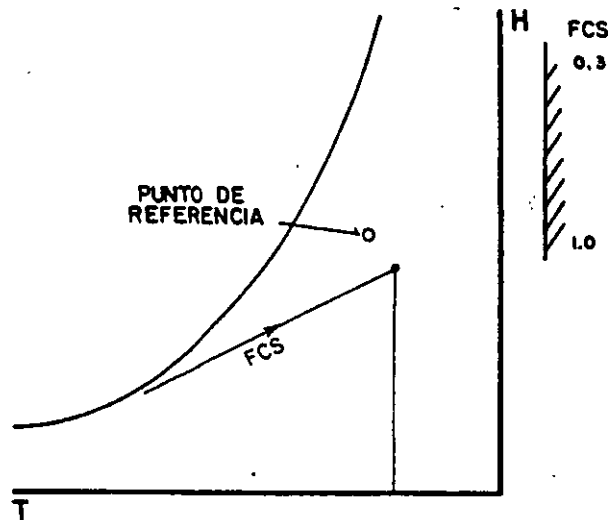
Factor de calor sensible.

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 simultáneamente realizar las dos funciones.

Con este objeto se define el "Factor de calor sensible" de la siguiente forma:

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

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 recogido 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 encontrará 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 aun 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 más alta sea la temperatura de inyección, se requerirá menos volumen de aire y por lo tanto el equipo y los ductos serán más pequeños, sin embargo una

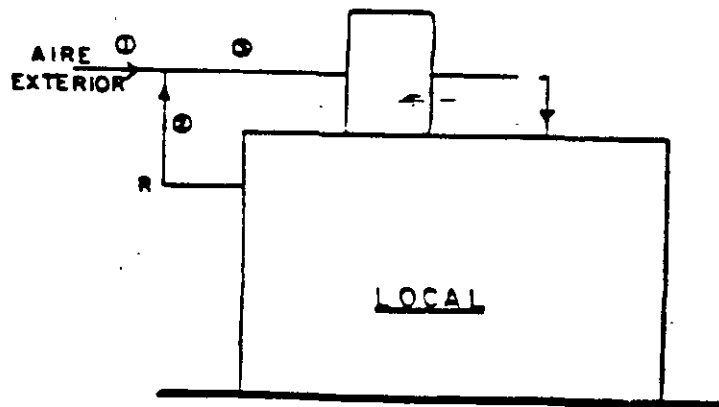
temperatura alta provocará mayores pérdidas en los ductos y un problema importante de radiación en los difusores. Como regla general, deberá tenerse una temperatura de inyección no mayor de 45 °C.

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.

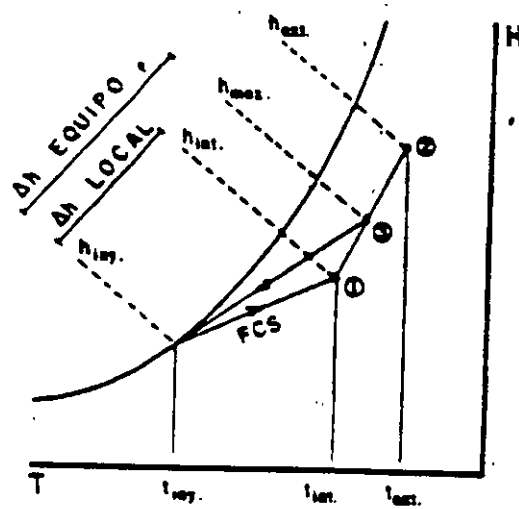
Una vez que el aire acondicionado ha llegado a las condiciones interiores establecidas para el local considerado, debe salir de él para ser substituido por mas aire proveniente del acondicionador; sin embargo, en la mayoría de los casos es más fácil acondicionar éste aire que tirarlo al exterior, obteniéndose 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.

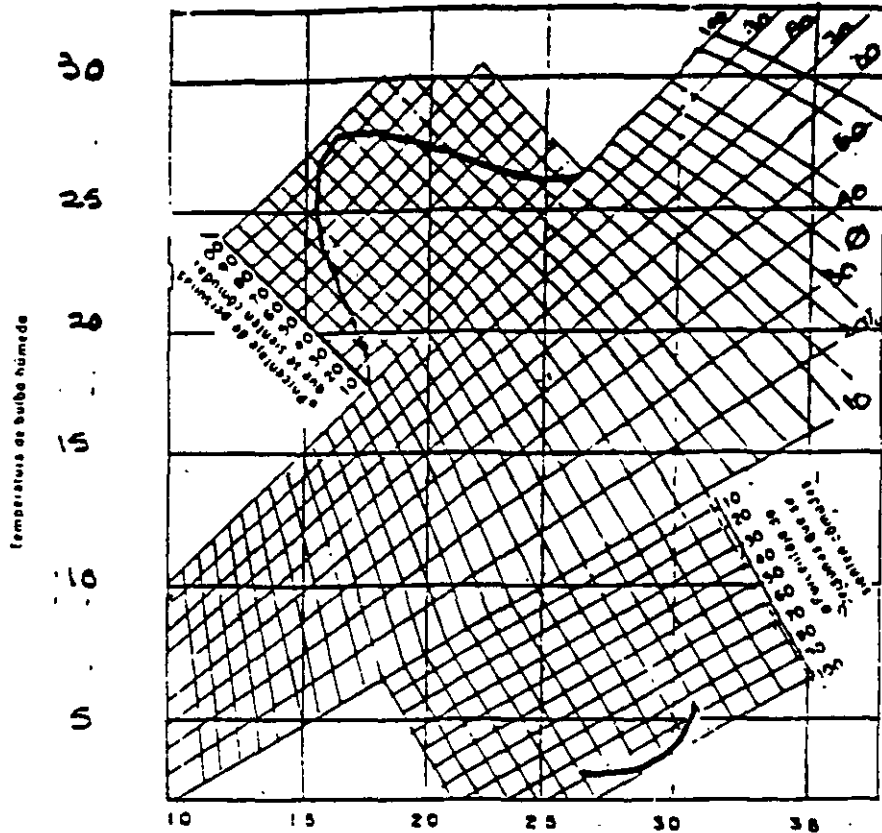
Se recirculará todo el aire que sea permisible y se completará al 100 % por medio de la adición de aire exterior (éste será determinado por el número de personas en el local y su tipo de actividad).



La mezcla de aire exterior y aire re-circulado será la que se suministre al equipo acondicionador; y la cantidad de calor que deberá suministrar o 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.





NIVEL DE RUIDO.

El ruido es un problema grave en un sistema de acondicionamiento de aire; debe ser menor de 20 dB para que sea imperceptible.

Las causas principales de ruido en una instalación de aire acondicionado son las siguientes:

- 1.- Equipo.- Unidades manejadoras, equipos paquete o ventiladores con velocidad excesiva en la corriente de aire ó partes móviles desbalanceadas o dañadas.
- 2.- Velocidad excesiva en los ductos que conducen el aire a las áreas acondicionadas.

3.- Rejillas o difusores operando a mayor velocidad de la recomendable.

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

A) Aclimatación diferente.

Esto se refiere a que personas que viven en zonas cálidas estarán cómodas a temperaturas más altas, que aquellas acostumbradas a vivir en lugares fríos. Lo mismo sucede con las diferentes estaciones, ya que en invierno se siente uno cómodo a menores temperaturas que en verano. Algo similar sucede con la humedad.

B) Duración de la Ocupación.

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

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 temperatura. 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).

FACTORES QUE DETERMINAN LA TEMPERATURA EFECTIVA.

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

A) Actividad.

La temperatura efectiva cómoda varia dependiendo de la actividad que se desarrolle en el local acondicionado y 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 encuentran inactivas o casi inactivas.

B) Calor radiado.

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

De igual manera cuando se esta 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.

CONDICIONES DE COMODIDAD.

El aire acondicionado tiene como objeto fundamental, 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 registran muy altas temperaturas, 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 esta 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 cigarro provocará molestias en los ojos y la nariz. etc.

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

CARTA DE COMODIDAD.

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

TEMPERATURA EFECTIVA.

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

Una temperatura efectiva puede tener humedades relativas desde 0% hasta 100% y velocidades de aire desde muy 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 temperatura de bulbo seco de 79° F (26° C), esto da como resultado que la humedad relativa necesaria para la condición establecida sea de 19%.

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.).

TABLA VII-3. Ventilación recomendada para diferentes lugares

APLICACION	Humo de cigarras	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	—
Pejuqueras	Considerable	15	10	—
Salones de belleza	Ocasional	10	7.5	—
Bares	Mucho	30	25	—
Corredores	—	—	—	0.25
Sala de juntas	Exresivo	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. Cherno, 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
Caseras 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
Paraderías 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.		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
ACOT SIN			FECHA DICIEMBRE 94
ESC SIN			FECHA ANTERIOR DE LA ESPECIF 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				

AGUASCALIENTES												
Aguascalientes	21 53	102 18	1878	818	812	36 8	34	19	248	-4 7	0	330
Micon de Ramos	22 14	102 14	1950	809	817	37 8	35	19	—	-7 0	-2	220
BAJA CALIFORNIA NORTE												
Ensenada	31 52	111 18	13	1012	759	38 5	34	28	109	1 1	3	492
Mexical	32 29	115 30	1	1013	760	47 8	43	28	1660	-3 7	1	372
Iguena	32 29	117 02	28	1010	758	38 2	35	28	754	-3 3	2	558
BAJA CALIFORNIA SUR												
La Paz	24 10	110 07	18	1011	758	38 0	38	27	1827	9 0	13	558
Mulege	28 53	112 00	33	1009	757	41 9	38	28	—	-5 0	0	630
Cabo San Lucas	23 03	109 4	25	1010	758	37	35	27	1740	7 0	11	630
CAMPECHE												
Campeche	19 51	90 32	25	1010	758	38 9	36	28	2087	12 7	18	
Ciudad del Carmen	18 38	91 49	3	1013	760	41 0	37	28	2128	10 8	14	
Champolon	19 21	90 43	2	1013	760	47 0	42	28	—	7 0	10 5	
COAHUILA												
Monclova	26 35	101 28	588	848	711	42 0	38	24	1188	-7 8	-3	328
Nueva Rosita	27 53	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	28	1547	-11 9	-8	478
Sahil	25 28	101 00	1609	842	632	38 0	35	22	208	8 8	-4	523
Torreón	25 32	103 27	1013	889	687	45 0	40	21	—	-10 0	-3	221
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												
Tanachula	14 51	92 18	168	994	746	37 4	34	25	2081	12 8	18	
Tuxtla Gutierrez	19 45	93 06	538	953	715	38 5	35	25	1601	7 2	11	
Comitan	16 15	92 17	1835	839	630	36 2	33	20	—	0 3	4	64
CHIHUAHUA												
Chihuahua	28 38	106 04	1423	880	645	38 5	35	23	651	11 5	8	793
Ciudad Juarez	31 44	108 29	1137	889	667	43	39	24	695	-10	-5 0	1289
Ormae	28 34	104 25	841	920	590	50 0	45	24	—	-12 0	6 5	660
Hidalgo del Parral	28 58	103 39	1652	838	628	34 2	32	20	—	-14 0	8	

AA 0

Ing. Rodrigo de Bengoechea Ojuna

Cantidad de aire necesario 34

ANÁLISIS DE CARGAS TÉRMICAS

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:

$$q = UA\Delta T$$

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:

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

En donde:

h_o : Coeficiente de película interior para aire "quieto"

h_i : 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_i " y " h_o " 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:

$$h_i = 8.03 \frac{\text{kcal}}{\text{h}^\circ \text{Cm}^2}$$

$$h_o = 29.3 \frac{\text{kcal}}{\text{h}^\circ \text{Cm}^2}$$

La conductividad térmica " k " está definida como

$$k = \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2^\circ \text{C}}$$

y la distancia o espesor " x " en metros.

COEFICIENTES DE CONVECCION

	$\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ \text{C}}$
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

AMERIC A.C./C.N.I.C.	
LOGO	SIM
EST.	SIM

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 008-94-000
FECHA DICIEMBRE 84
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	BI				

MICHOACAN												
Apatzingan	19 05	102 15	682	837	703	43.0	38	25	3013	11.5	15	270
Morelia	19 42	101 07	1923	812	809	31.3	30	18	185	1.6	8	270
Zamora	19 59	102	1633	840	830	37.5	35	20	320	-0.2	4	25
Zacapu	19 45	101 45	2000	840	803	34.8	32	19	188	-6.0	-1	878
In Piedad	20 26	102	1775	828	619	37.0	34	20	---	-3.0	2	---
Huamantla	19 25	101 56	1611	842	631	38.5	34	20	---	-0.5	4	---
MORTELLOS												
Cuautla	18 48	98 57	1291	874	655	47.4	42	22	825	5.3	9	---
Cuicatlan	18 55	99 14	1538	849	637	32.8	31	20	250	8.9	11	---
Puerto de Ixtla	18 37	99 10	900	814	686	42.0	38	22	---	---	---	---
HAYAS												
San Blas	21 32	105	7	1013	760	36.0	33	26	1482	7.3	11	---
Ixtac	21 31	104 53	918	912	684	38.9	36	26	600	1.8	8	---
Atotonilco	22 30	105	25	1010	758	40.0	37	27	---	---	---	---
HIDALGO												
Mojaca	25 12	99 50	432	985	724	42.8	39	28	1858	0.8	8	---
Mantla	25 40	100 18	534	954	715	41.5	38	26	1181	-5.4	0	173
Tampico	27 02	100 31	340	975	731	41.5	38	25	---	-10.8	-6	---
JALISCO												
Guadalajara	17 04	96 42	1583	846	633	38.0	35	22	290	2.4	7	---
Salina Cruz	18 12	95 12	56	1007	755	36.8	34	26	2403	18.0	19	---
Munizpan de Leon	17 18	97 47	1597	843	612	42.0	38	22	---	-5.0	0	---
Toluca	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	1678	835	627	37.0	34	20	198	-3.0	0	80
Tepeaca	19 48	97 21	1990	805	604	39.0	36	22	---	-4.2	0	---
Huachango	20 10	98 03	1600	843	632	40.5	37	21	---	-3.0	2	---

AA 008 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
ACOI SIN ISI SIN			FECHA ANTIENSA DE LA ESPECIF 1993

LUGAR DE LA REPUBLICA	DATOS SITUACION					DATOS VERANO			DATOS INVIERNO				
	Posicion G Latitud Norte	Geografic Longitud		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
		Oeste			mb	mm Hg		BS	BH				

YUCATAN												
Merida	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	588	39.0	36	19	235	-4.5	0	784
Zacatecas	22 47'	102 34	2612	784	561	29.0	28	17	---	-7.5	-2	1383
Sombrerete	23 39	103 37	2350	772	579	38.5	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	
San Cun	18 35'	88 02	3	1013	760	37	33	27	2010	8.5	12	
Playa del Carmen	19 10	88 15	3	1013	760	38	34	27	2050	10	14	
JAMAICA												
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	1835	-2.5	2	
Ciudad Victoria	23 44'	99 08	221	977	733	41.7	38	26	1387	-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	688	29.4	28	17	34	-1.4	3	512

1-000-000-000-000-000

AA 006 94-000

Ing. Rodrigo de Bengoechea Olguin

Cantidad de aire necesario 38

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

NO. DE
C.N.I.C.

SIN

SIN

LUGAR DE LA REPUBLICA	DATOS SITUACION					DATOS VERANO				DATOS INVIERNO		
	Posicion Geografica Latitud Norte	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	BI				

ESTADO FEDERAL												
Ciudad Mexico Chapultepec	19 25'	99 10'	2240	760	585	33.8	31	17	78	-4.8	0	847
Ciudad Mexico Tacubaya	19 24'	99 12'	2309	776	582	32.8	30	17	---	-6.8	-1	860
Ciudad Mexico Santa Fe	19 20'	99 14'	2400	---	575	32.0	30	17	62	-8.0	-2	860
Ciudad Mexico Anapoluente	19 23'	99 11'	2200	768	---	34.5	31	17	74	-4.0	0	830
GUANAJUATO												
Guanajuato	24 01'	104 40'	1898	814	610	35.6	34	17	100	-5.0	0	530
Ciudad Lerdo	25 30'	103 32'	1140	889	667	45.0	40	21	1062	-10.0	-5	227
Santiago Papasquero	25 02'	105 26'	1740	829	622	42.0	38	21	---	-14.0	-8	156
CHIAPANCA												
Tuxtla Gutierrez	20 39'	100 49'	1754	828	610	41.5	38	20	637	-4.5	0	138
Guatemala	21 01'	101 15'	2037	801	601	33.8	31	18	49	0.1	5	245
San Cristobal de las Casas	21 07'	101 41'	1809	822	617	36.5	34	20	182	-2.8	2	178
San Juan Chamula	20 13'	100 53'	1761	827	620	38.0	35	19	367	-2.0	3	40
San Marcos	20 40'	101 21'	1724	831	623	38.2	35	19	---	-1.5	3	---
QUERETARO												
Acapulco	18 50'	99 54'	3	1013	760	35.8	33	27	2813	18.8	-18	---
Chalchicomula	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	318	8.0	12	---
Atlix	17 58'	101 48'	38	1009	757	44.0	40	27	---	11.5	14	---
HIDALGO												
Atlix	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	18	12	-3.8	-1	848
Pachuca	20 08'	98 45'	2444	764	574	31.5	30	18	---	-6.0	-1	---
Tepequillo	20 29'	99 13'	1745	829	622	41.0	37	19	---	-8.0	-1	---
JALISCO												
Guadalupe	20 41'	103 20'	1589	844	633	36.0	33	20	204	-3.7	1	184
San Juan de los Rios	21 22'	101 56'	1880	816	612	43.2	39	20	574	3.2	2	162
Puerto Libertad	20 37'	105 15'	2	1013	760	39.0	36	26	2090	11.0	14	---
Aguascalientes	20 34'	104 04'	1235	879	660	39.6	36	24	---	1.0	5	---
MEXICO												
Toluca	19 31'	98 52'	2218	784	588	34.0	32	19	175	6.0	-1	500
Atlix	19 17'	99 39'	2875	743	557	26.8	25	17	---	3.0	2	1370
Atlix	19 02'	99 33'	2080	797	598	35.0	33	19	---	-6.0	-1	---

AA-006-94-000

Ing. Rodrigo de Bengoechea Olguin.

Cantidad de aire necesario 35

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
ACOT.	SIN		
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					

QUINTANA ROO												
Quintana Roo	20 36	100 23	1842	818	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 LUIS POTOSI												
San Luis Potosi	22 09	100 58	1877	816	612	37 3	34	18	86	-2 7	2	345
Matahuila	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 8	37	27	1859	31 1	7	
Mazatlan	23 11	106 25	78	1004	753	33 4	31	28	1373	11 2	14	
Topolobampo	25 36	109 03	3	1013	760	41 1	37	27	1754	6 0	12	
El Fuerte	26 25	108 38	115	1000	750	47 3	42	28	—	-4 5	1	
Guamuchil	25 27	108 05	43	1008	758	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	889	742	45 0	41	28	1875	2 0	8	84
Hogales	30 21	110 58	1117	885	684	41	37	28	655	-2 5	0	978
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	29	2206	12 2	15	
Ahuan Obregon	16 32	92 39	2	1013	760	44 5	40	29	—	14 0	18	
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	268
Pozos Ricos	20 33	97 28	150	995	748	40 0	37	27	—	0 5	4	
Orizaba	18 51	91 05	1248	878	659	37 0	34	21	184	1 5	6	134
Veracruz	18 12	98 08	18	1011	758	35 8	33	27	1763	9 6	13	
Coahuaco	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	

Ing. Rodrigo de Bengoechea Ojuna.

Cantidad de aire necesario 36

SUPERFICIE HORIZONTAL INTERIOR Flujo hacia abajo	6
SUPERFICIE HORIZONTAL INTERIOR Flujo hacia arriba	9

NOTA 1:

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

NOTA 2:

Los coeficientes de transmisión U y los de convección f están dados en kilocalorías por metro cuadrado por hora y por grado centígrado de diferencia de temperaturas. Para convertirlos a BTU's 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 1, 400 1, 200 1, 500	0.60 0.50 0.45 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	660 510 410	0.18 0.14 0.12
Siporex al interior en espacio seco	660 510 410	0.16 0.13 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 / m, °C, hr
Tezontle como relleno o terrado seco		0.16
Relleno 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
Escoria, seco	150	0.08
Aserin relleno suelto, seco	120	0.10
Aserin relleno empacado, seco	200	0.07
Boías de plástico celular, empacado, seco	10- 20	0.05
Virutas como relleno, seco		0.07
Masa de magnesita, 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 breá	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
Cascarilla de semilla de algodón, suelta, seca		0.05
Aire	1.2	0.022
Agua	1, 00	0.5
Acero y fierro	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 el balastro que intensifica el potencial para permitir el efecto fluorescente disipa gran cantidad de calor al espacio acondicionado, como ilustración de la forma que actúa la energía se presenta la siguiente figura:

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

$$\begin{array}{lll}
 \text{Incandescente} & q = W \times 0.86 & \text{Kcal/h} \\
 \text{Flourecente} & q = W \times 0.86 \times 1.25 & \text{Kcal/h}
 \end{array}$$

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			Promedio de la relación metabólica	Temperaturas del cuarto									
			% de composición del grupo				82 ° 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	280	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	280	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	485	985	485	985	525	925	605	845

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

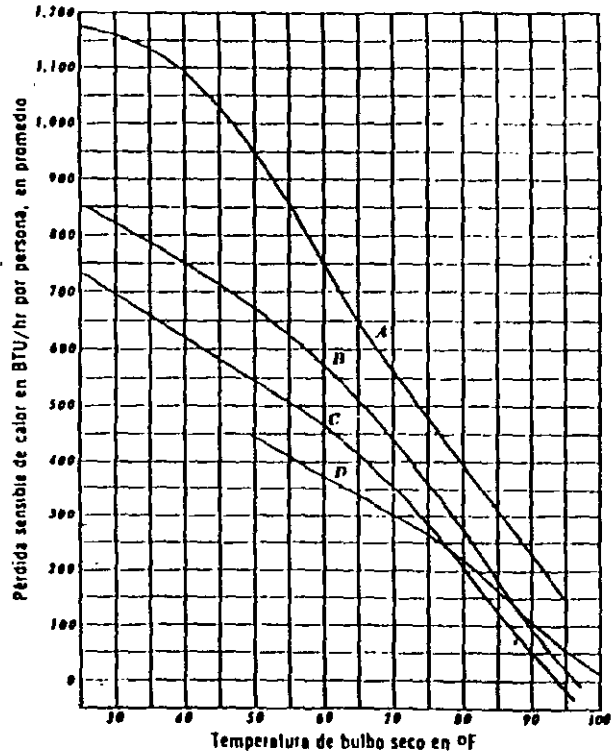


Figura IX-34. Pérdida de calor sensible de un ser humano a varias temperaturas de bulbo seco en aire quieto.

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.

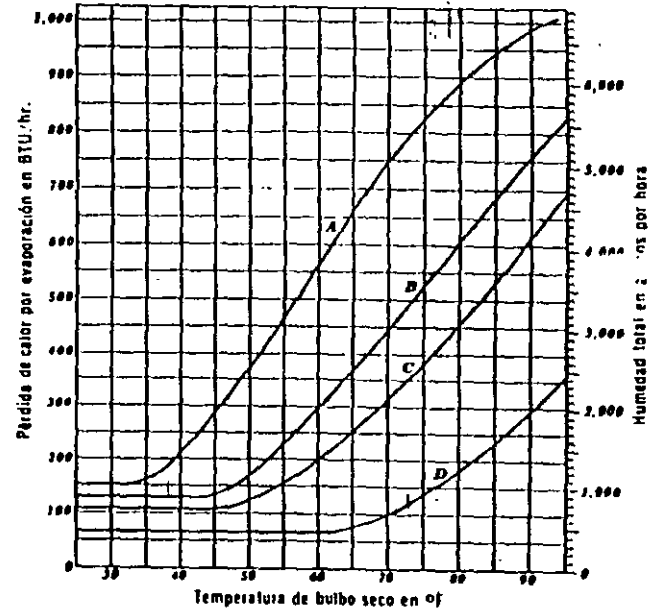
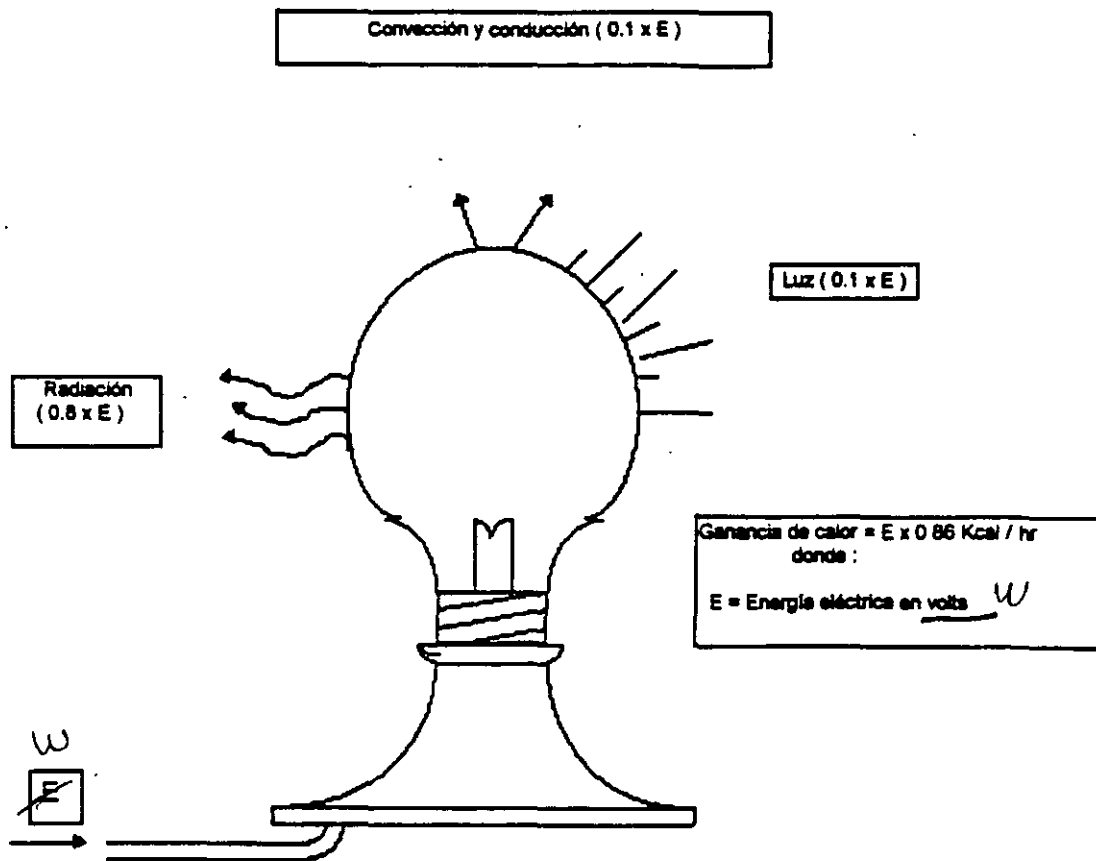


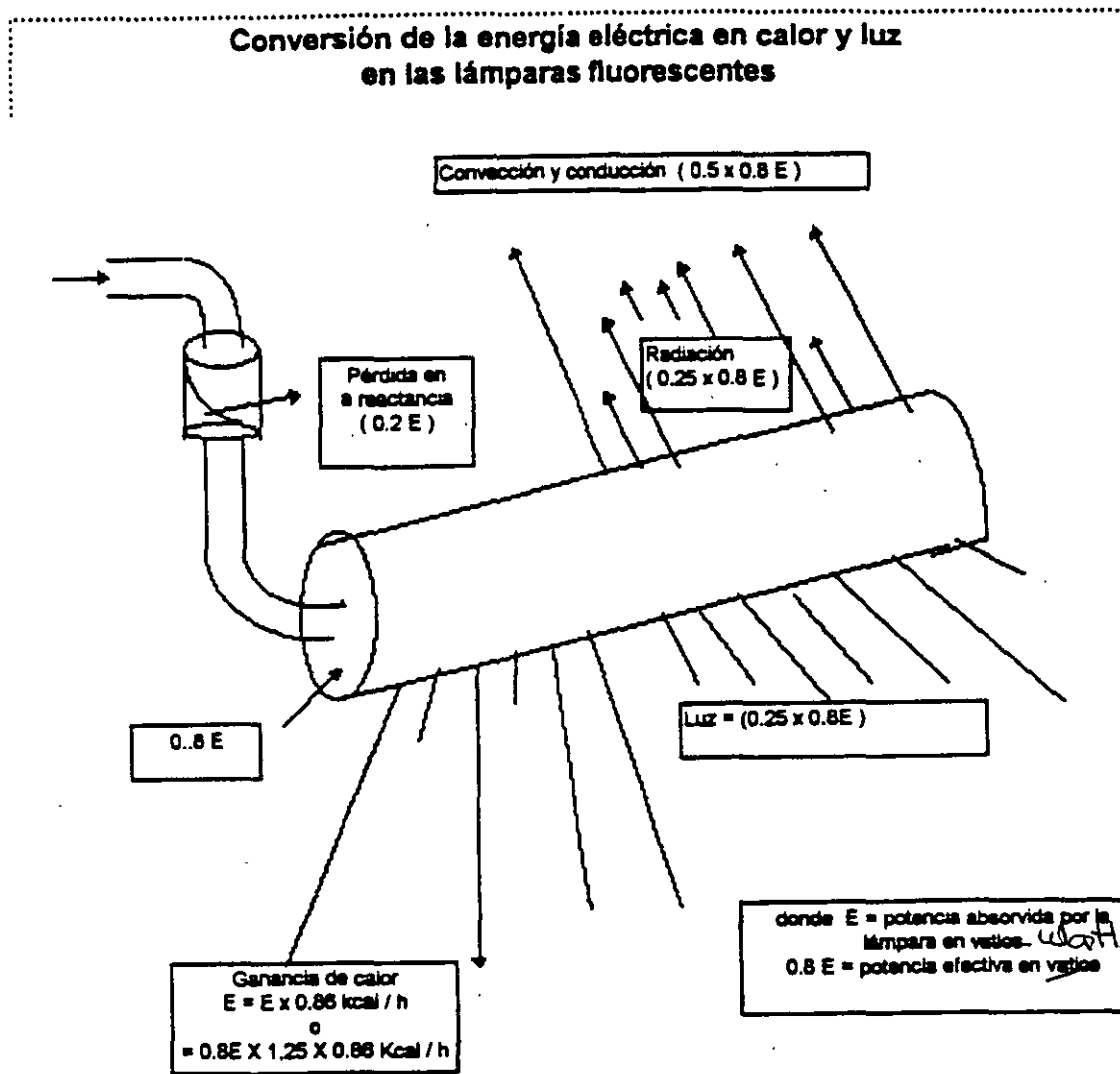
Figura IX-35. Pérdida de calor latente del ser humano por evaporación y humedad evaporada a varias temperaturas de bulbo seco en aire quieto.

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





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 ELECTRICOS DE RESTAURANTES
Sin campana de extracción *

APARATOS	DIMENSIONES TOTALES sin ple ni asa (mm)	MANDO	DATOS DIVERSOS	POTENCIA NOMINAL (kcal/h)	POTENCIA EN MARCHA CONTINUA (kcal/h)	GANANCIAS A ADMITIR PARA USO MEDIO		
						Calor sensible (kcal/h)	Calor latente (kcal/h)	Calor total (kcal/h)
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 782 x 680 H	Auto	Calentador agua 2000 vatios Percolador 2980 vatios	4225		1200	300	1500
Cafetera	10 litros 381φ x 664 H	Manual	Negro	3000	750	650	425	1075
	10 litros 305x584 ovalx533 H	Auto	Niquelado	3855	650	550	375	925
	20 litros 457φ x 940 H	Auto	Niquelado	4280	900	650	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 Lento 275 vatios	835		300	200	500
Mesa caliente, con calentaplatos, por m ² de superficie		Auto	Aislado - Calentador separado para cada plato. Calentaplatos en la parte inferior	3600	1350	950	950	1900
Mesa caliente, sin calentaplatos, por m ² de superficie		Auto	Como arriba, pero sin calentaplatos	2750	1080	540	980	1500
Freidora 5 litros aceite	305φ x 355 H	Auto		2220	275	400	600	1000
Freidora 10 litros aceite	408 x 457 x 305 H	Auto	Superficie 300 x 360 mm	5985	5000	950	1425	2375
Placa calentadora	457 x 457 x 203 H	Auto	Superficie activa 450 x 360 mm	2000	700	775	425	1200
Parrilla para carne	355 x 355 x 254 H	Auto	Superf. útil 250 x 300 mm	2550	475	975	525	1500
Parrilla para sandwich	330 x 355 x 254 H	Auto	Superficie de parrilla 300 x 300 mm	1400	475	675	175	850
Calentador de pan	680 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	185	460
Molde de tortas	355 X 330 X 254 H	Auto	12 tortas de 64 x 95 mm	1890	375	775	525	1300

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

TABLA 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 NOMINAL (kcal/h)	POTENCIA EN MARCHA CONTINUA (kcal/h)	GANANCIAS PARA Calor sensible (kcal/h)	A USO Calor latente (kcal/h)	ADMITIR MEDIO Calor total (kcal/h)
	sin pie ni asa (mm)							
GAS								
Percolador 2 litros		Manual	Combinación sin percolador y calentador agua	856	126	340	90	430
Calent. de agua 2 litros		Manual		126	126	100	25	125
Percolador completo con depósito	482 x 762 x 600 H		4 percoladores con reserva de 17 litros			1815	455	2270
Cafetera.	11 litros 381φ x 664 H	Auto	Negra	808	983	730	730	1460
	11 litros 304φ584 oval533 H	Auto	Niquelada		856	630	630	1260
	19 litros 457φ x 940 H	Auto	Niquelada		1180	980	980	1960
Calentaplatos por m ² de superficie		Manual	Tipo baño María	5430	2450	2310	1220	3530
Freidora, 6.8 kg. de grasa	304 x 506 x 457H	Auto	Superficie 250 x 250 mm.	3590	756	1060	705	1765
Freidora, 12.7 kg de grasa	381 X 689 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.	2980		895	895	1790
Toastador continuo	381 x 381 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 304φ584 oval533 H	Auto	Niquelada			600	400	1000
	19 litros 457φ x 940 H	Auto	Niquelada			855	580	1435
Cafetera	11 litros 381φ x 664 H	Manual	Negra			780	780	1560
	11 litros 304φ584 oval533 H	Manual	Niquelada			655	655	1310
	19 litros 457φ x 940 H	Manual	Niquelada			930	930	1860
Mesa caliente por m ² de superficie		Auto				100	125	225
Calentaplatos por m ² de superficie		Manual				110	280	390
* EN EL CASO 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	USO	MEDIO
				Calor sensible (kcal/h)	Calor latente (kcal/h)	Calor total (kcal/h)
ELECTRICOS						
Secapelo con ventilador 15 a 115 V.	Manual	Ventilador 165 W (bajo 815 W, fuerte 1580 W)	1353	560	100	660
Casco secapelo 6.5 a 115 V.	Manual	Ventilador 80 W (bajo 300 W, fuerte 710 W)	600	470	65	55
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	5920	8940
Letrero de neón, por 30 cm. de longitud		Diámetro exterior : 12 mm		6		6
		Diámetro exterior : 10 mm		15		15
Calentador de toallas		460 x 760 x 1830 mm		300	750	1050
		490 x 620 x 1830 mm		265	605	870
Esterilizador de ropa	Auto Auto	406 x 620 mm		2420	2190	4610
		506 x 914 mm		5870	6050	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		52950	45400	98350
Esterilizador agua	Auto	40 litros		1030	4160	5190
	Auto	60 litros		1540	6200	7740
	Auto	152 x 205 x 432 mm		688	600	1280
	Auto	228 x 254 x 506 mm		1280	960	2270
	Auto	254 x 305 x 914 mm		2040	1490	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		2670	5140	7810
		506 x 506 x 620 mm		3100	6450	9550
Esterilizador, aire caliente	Auto Auto	Modelo 120 Amer. Sterilizer Co.		500	1060	1560
		Modelo 120 Amer. Sterilizer Co.		300	530	830
Atambora, agua		20 l/h		430	690	1110
Aparato de radiografía		Para médicos y dentistas		Ninguna	Ninguna	Ninguna
Aparato de radiocopia		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	680	500	120	620
Mechero Bunsen grande	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 5 cascos	Auto Auto	Constituido por un calentador y un ventilador que impulsa el aire caliente hacia los cascos	6320	3780	1010	4790
10 Cascos				5290	1510	6800

* EN EL CASO DE QUE EXISTA UNA CAMPANA BIEN PROYECTADA, CON

CIÓN MECANICA, MULTIPLICAR LOS VALORES ANTERIORES POR 0.50

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.

CALCULO DE INVIERNO (CALEFACCIÓN)

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 CÁLCULO

Para la realización de la memoria de cálculo 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; tbh
 - C.2.- Interiores tbs ± Ø ±

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

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

4.- Cálculo de pérdidas de calor por transmisión

$$q = UA\Delta T$$

y suma de todas las 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

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

8.- Cálculo de la capacidad del equipo

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

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).

CALEFACCIÓN

Se proyecta acondicionar el centro de cómputo 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

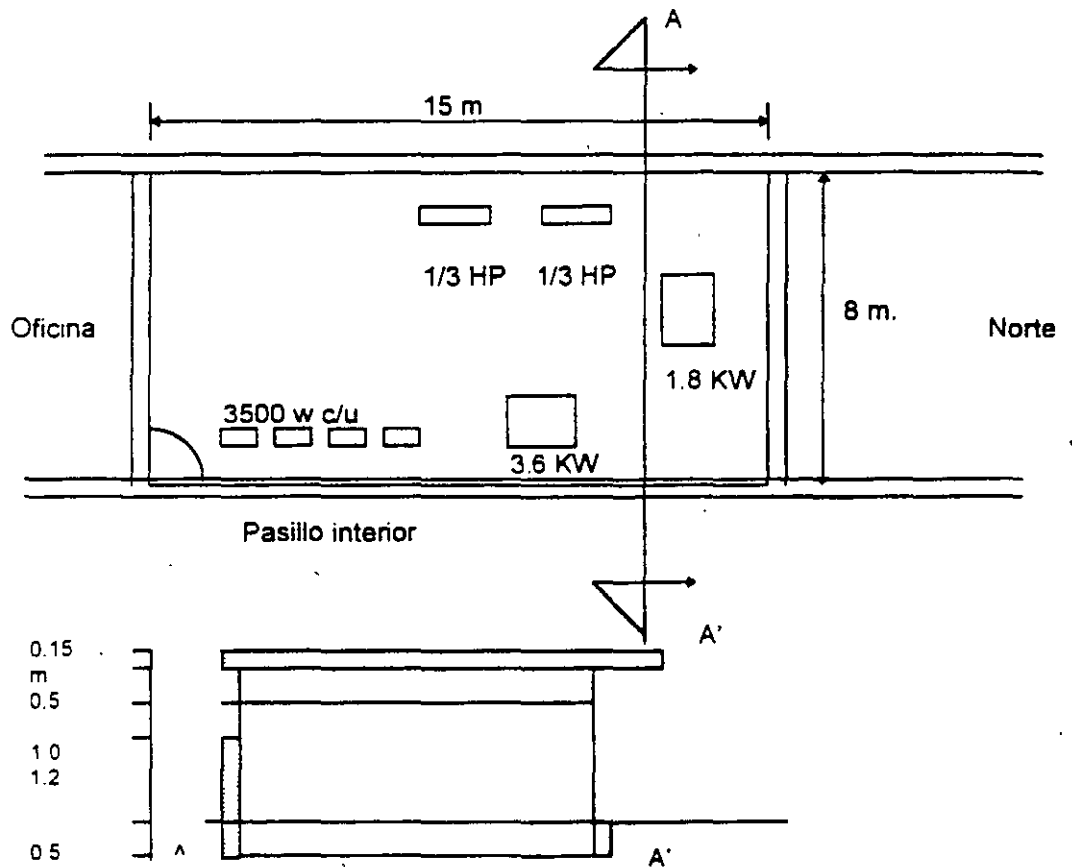
$$t_{bs} = 21 \text{ } ^\circ\text{C} \pm 2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\varnothing = 40 \% \pm 5 \%$$

CONDICIONES EXTERIORES

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

$$\varnothing = 80 \%$$



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: Loza 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.

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

Muros: los muros que dan al exterior deberán llevar h_i y h_o , sin embargo, los que dan a la oficina y al pasillo deberán llevar $2h_i$

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

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

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 esta definido como:

$$q = UA\Delta T$$

Sin embargo es necesario n análisis para T, en el caso de muros o vidrio al exterior, la deferencia será la natural; para el caso de áreas no acondionas 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 si es pequeña podrá incrementarse sin cometer riesgos de consideración en el cálculo.

PERDIDAS.

Techo

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

Muros al exterior (pretilos)

$$q_2 = 3.87(15 * 1.2 + 8 * 1.2)(21 - 0) = 2243 \text{ kcal/h}$$

Vidrios (exterior)

$$q_3 = 5.99(15 * 15 + 8 * 1.5)(21 - 0) = 4339.3 \text{ kcal/h}$$

Muros al interior.

Se considera la temperatura de los locales no acondicionados como la medida del exterior e interior

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

Muro interior

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

Vidrios interiores

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

Perdidas totales:

$$\sum_1^5 q_i = 18299.1 \text{ kcal/h}$$

ANÁLISIS DE GANANCIAS TÉRMICAS.

Iluminación: por ser flourecentes deberán llevar un factor de corrección de 1.17

$$q = Kw \times 860 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kw}}$$

$$q = 20 \frac{\text{Watts}}{\text{m}^2} (120 \text{ m}^2) (1.77) (0.86 \frac{\text{Kcal}}{\text{watt}}) = 2415 \text{ kcal/h}$$

PERSONAL

Tipo de actividad: trabajo de oficina actividad moderada

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

$$75 \text{ kcal/h persona}$$

$$q_L = 165 \text{ BTU/h persona}$$

$$41 \text{ kcal/h persona}$$

7 personas

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

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

EQUIPO

Computador "A"

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

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

$$q = 2(1071)\left(\frac{1}{3}\right) = 714 \text{ Kcal/h} \pm$$

MISCELÁNEOS

En un cetro de cómputo no se permiten cafeteras enfriadoras 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 DE LOCAL = Ganancias – Perdidas

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

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

Si el signo negativo en la contabilidad térmica indica que 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 INYECCIÓN.

$$q_s = mC_p \Delta T$$

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

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 mínimo recomendable (10 camb / h)

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

Densidad del aire:

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

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

$$m = Q\rho = 2640 \text{ m}^3/\text{h} \left(0.92 \text{ Kg./m}^3 \right) = 2429 \text{ Kg./h}$$

$$q_s = mC_p \Delta T$$

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

Temperatura de inyección:

$$T_{int} + \Delta T = 21 - 14 = 35^\circ \text{C}$$

Humedad de inyección:

$$q_L = m\Delta H\lambda \qquad \lambda = 585 \text{ kcal/Kg}$$

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

ΔH es despreciable por lo que se puede considerar:

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

las condiciones de inyección serán:

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

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

$$H = 0.0625 \text{ Kg. Agua} / \text{Kg. Aire}$$

$$h = 16.75 \text{ kcal/h}$$

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

El aire recomendado es de 20 ft³/min. persona

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

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

Aire mezcla

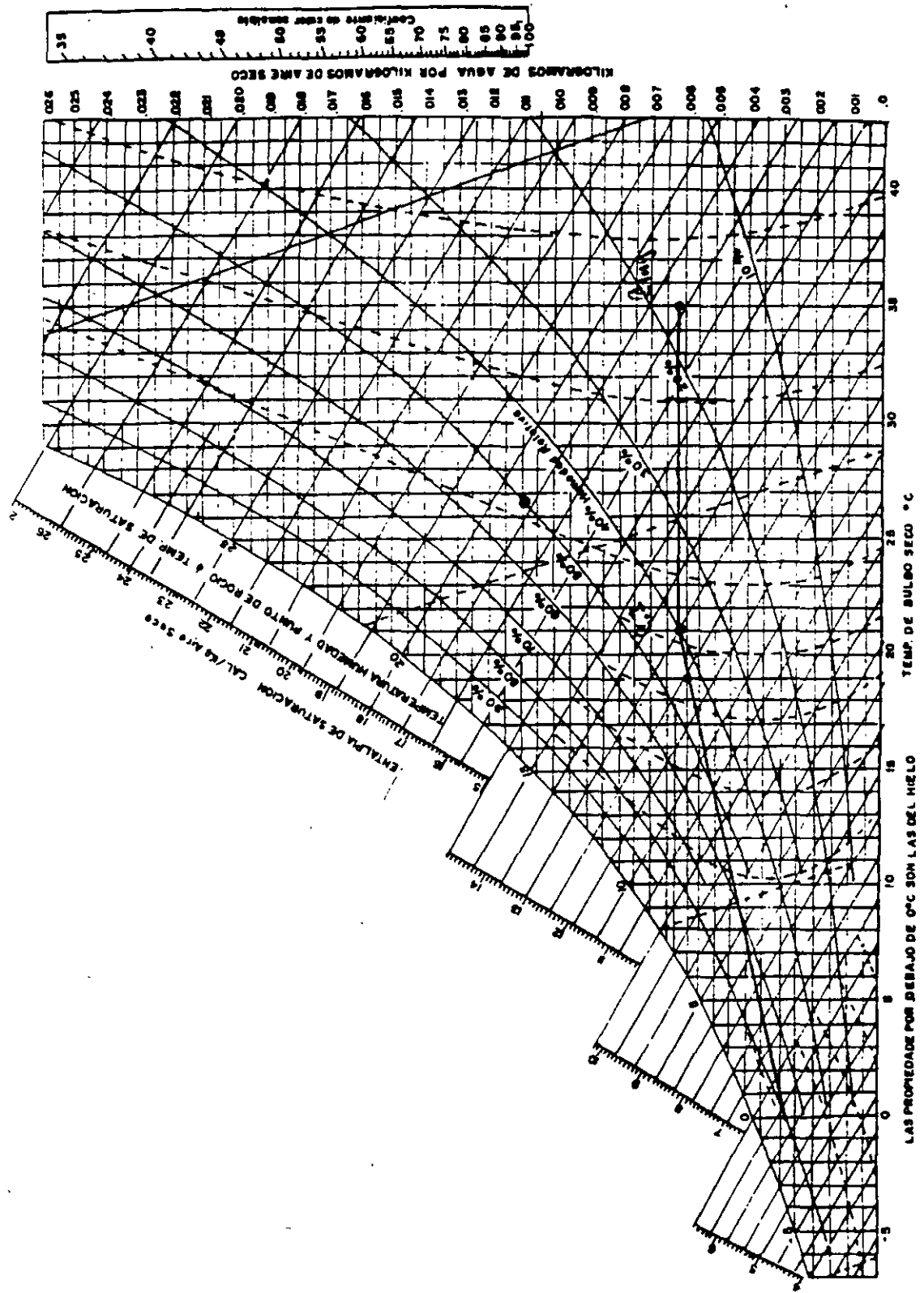
$$m_1 h_1 + m_2 h_2 = m_3 h_3$$

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

CAPACIDAD DE 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 compensara con esta pequeña diferencia.



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 formula:

$$Q = A(FGS)F$$

Donde:

Q = Energia que entra al local (Kcal/h)

A = Area de la ventana en estudio (m²)

FGS = Factor de ganancia solar (Kcal/hm²)

F = Factor de forma

CAPÍTULO 4. GANANCIAS POR INSOLACIÓN DE LAS SUPERFICIES DE VIDRIO

1-37

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

0°		HORA SOLAR															0°	
0° LATITUD NORTE																	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	22 Diciembre	S		
	NE	0	322	423	417	340	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		MO		
	Horizontal	0	75	235	398	518	588	612	588	518	398	235	75	0		Horizontal		
22 Julio y 21 Mayo	N	0	100	146	165	176	179	181	179	176	165	146	100	0	21 Enero y 21 Noviembre	S		
	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		MO		
	Horizontal	0	78	246	409	528	605	631	604	528	409	246	78	0		Horizontal		
24 Agosto y 20 Abril	N	0	46	75	84	89	92	92	92	89	84	75	46	0	20 Febrero y 23 Octubre	S		
	NE	0	298	382	360	276	165	65	38	38	35	32	16	0		SE		
	E	0	349	442	401	279	125	36	38	38	35	32	16	0		E		
	SE	0	181	214	176	94	40	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		MO		
	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	38	35	32	16	0	22 Marzo y 22 Septiembre	S		
	NE	0	257	320	273	184	84	38	38	38	35	32	16	0		SE		
	E	0	263	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		MO		
	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	38	35	32	16	0	20 Abril y 24 Agosto	S		
	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	46	75	84	89	92	92	92	89	84	75	46	0		N		
	SO	0	16	32	35	38	38	38	165	276	360	382	298	0		MO		
	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	38	35	29	16	0	21 Mayo y 23 Julio	S		
	NE	0	124	141	97	48	38	38	38	38	35	29	16	0		SE		
	E	0	328	410	377	260	116	38	38	38	35	29	16	0		E		
	SE	0	320	414	406	336	233	116	43	38	35	29	16	0		NE		
	S	0	100	146	165	176	179	181	179	176	165	146	100	0		N		
	SO	0	16	29	35	38	38	38	116	233	326	414	320	0		MO		
	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	38	35	29	16	0	21 Junio	S		
	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	340	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	143	257	340	423	322	0		MO		
	Horizontal	0	75	235	398	518	588	612	588	518	398	235	75	0		Horizontal		

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

Correcciones	Marco metálico o ningún marco = 1 085 ó 1,17	Defecto de limpieza 15 % máx.	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 Enero + 7 %
--------------	--	-------------------------------	--------------------------	--	--	--------------------------------

TABLA 15. APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO SENCILLO (Cont.)
kcal h.⁻¹ x (m² de abertura)

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR														0° LATITUD SUR			
Epoca	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Epoca			
21 Junio	N	51	119	135	122	119	116	111	116	119	122	135	119	5	22 Diciembre	S	119	5	
	NE	149	355	414	379	287	176	75	38	38	35	26	21	5		SE	21	5	
	E	144	363	420	377	265	111	38	38	38	35	29	21	5		E	21	5	
	SE	48	122	149	116	67	38	38	38	38	35	29	21	5		NE	21	5	
	S	5	21	21	35	38	38	38	38	38	35	29	21	5		N	21	5	
SO	5	21	21	35	38	38	38	38	38	47	116	149	122	48	NO	48			
O	5	21	21	35	38	38	38	111	265	377	420	363	144	O	144				
Horizontal	10	119	290	450	556	621	659	631	556	450	290	119	10	Horizontal	10				
22 Julio y 21 Mayo	N	13	92	105	94	89	84	81	84	89	94	105	92	13	21 Enero y 21 Noviembre	S	92	13	
	NE	113	344	401	340	295	151	59	38	38	35	29	19	2		SE	19	2	
	E	135	366	428	385	265	116	38	38	38	35	29	19	2		E	19	2	
	SE	70	154	179	151	86	38	38	38	38	35	29	19	2		NE	19	2	
	S	2	19	29	35	38	38	38	38	38	35	29	19	2		N	19	2	
SO	2	19	29	35	38	38	38	38	86	151	179	154	70	NO	70				
O	2	19	29	35	38	38	38	116	265	385	428	344	135	O	135				
Horizontal	8	113	290	450	569	640	669	640	569	450	290	113	8	Horizontal	8				
24 Agosto y 20 Abril	N	2	40	43	40	40	38	38	38	40	40	43	40	2	20 Febrero y 23 Octubre	S	40	2	
	NE	46	306	357	301	217	92	38	38	38	35	29	19	2		SE	19	2	
	E	67	324	442	404	282	124	38	38	38	35	29	19	2		E	19	2	
	SE	48	214	254	230	142	73	38	38	38	35	29	19	2		NE	19	2	
	S	2	19	29	35	38	38	38	38	38	35	29	19	2		N	19	2	
SO	2	19	29	35	38	38	38	73	142	230	254	214	48	NO	48				
O	2	19	29	35	38	38	38	124	282	404	442	374	67	O	67				
Horizontal	5	102	284	452	577	656	678	656	577	452	284	102	5	Horizontal	5				
22 Septiembre y 22 Marzo	N	2	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	2	22 Marzo y 22 Septiembre	S	16	2	
	NE	2	241	279	217	122	46	38	38	38	35	29	16	2		SE	16	2	
	E	2	352	444	409	287	127	38	38	38	35	29	16	2		E	16	2	
	SE	2	262	344	330	254	151	57	38	38	35	29	16	2		NE	16	2	
	S	2	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	2		N	16	2	
SO	2	16	29	35	38	38	38	57	151	254	330	344	262	NO	262				
O	2	16	29	35	38	38	38	127	287	409	444	352	2	O	352				
Horizontal	2	84	263	433	561	637	669	637	561	433	263	84	2	Horizontal	2				
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	13	27	35	38	38	38	38	38	35	27	13	0	20 Abril y 24 Agosto	S	13	0	
	NE	0	157	179	119	75	38	38	38	38	35	27	13	0		SE	13	0	
	E	0	320	420	393	271	108	38	38	38	35	27	13	0		E	13	0	
	SE	0	279	398	404	333	219	124	48	38	35	27	13	0		NE	13	0	
	S	0	13	27	35	38	38	38	38	38	35	27	13	0		N	13	0	
SO	0	13	27	35	38	38	38	124	219	333	404	398	279	NO	279				
O	0	13	27	35	38	38	38	108	271	393	420	320	0	O	320				
Horizontal	0	59	230	377	523	596	623	596	523	377	230	59	0	Horizontal	0				
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	21 Mayo y 23 Julio	S	10	0	
	NE	0	73	100	46	35	38	38	38	35	32	24	10	0		SE	10	0	
	E	0	269	387	358	252	105	38	38	38	35	32	24	10		0	E	10	0
	SE	0	268	414	436	396	295	189	84	46	32	24	10	0		NE	10	0	
	S	0	10	24	32	35	38	38	38	38	35	32	24	10		0	N	10	0
SO	0	10	24	32	35	38	38	189	295	396	436	414	268	NO	268				
O	0	10	24	32	35	38	38	105	252	358	387	268	0	O	268				
Horizontal	0	46	168	355	474	547	569	547	474	355	168	46	0	Horizontal	0				
21 Junio	N	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	21 Junio	S	10	0	
	NE	0	40	75	46	35	38	38	38	35	32	24	10	0		SE	10	0	
	E	0	231	371	352	246	113	38	38	38	35	32	24	10		0	E	10	0
	SE	0	268	414	447	404	378	314	97	62	32	24	10	0		NE	10	0	
	S	0	10	24	32	35	38	38	38	38	35	32	24	10		0	N	10	0
SO	0	10	24	32	35	38	38	214	328	404	447	417	268	NO	268				
O	0	10	24	32	35	38	38	113	246	352	371	233	0	O	233				
Horizontal	0	38	179	325	452	523	547	523	452	325	179	38	0	Horizontal	0				

Correcciones	Marco metálico o ningún marco = 1.0,85 ó 1.17	Defecto de limpieza 15 % máx	Altitud + 0.7 % por 300 m	Punto de rocío superior a 19,5 °C = 14 % por 10° C	Punto de rocío superior a 19,5 °C = 14 % por 10° C	Latitud sur Dic. o enero = 7 %
--------------	---	------------------------------	---------------------------	--	--	--------------------------------

Valores subrayados máximos mensuales Valores encuadrados-máximos anuales

CAPÍTULO 4 GANANCIAS POR INSOLACIÓN DE LAS SUPERFICIES DE VIDRIO

1-39

TABLA 15. APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO SENCILLO (Cont.)
kcal/h × (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 ¹	Orientación	Época	
21 Junio	N	76	111	90	68	51	46	40	46	51	47	90	111	75	22 Diciembre	S	21 Junio
	NE	219	417	390	330	225	103	40	38	38	38	32	24	8		SE	
	E	219	401	434	387	260	111	38	38	38	38	32	24	8		E	
	SE	75	148	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	
SO	8	24	32	38	38	38	38	38	38	38	32	24	8	NO			
O	8	24	32	38	38	38	38	111	260	387	434	401	220	O	21 Enero y 21 Noviembre		
NO	8	24	32	38	38	38	38	40	103	225	330	390	417	220		SO	
Horizontal	70	142	228	477	585	629	629	585	477	328	142	30	Horizontal				
N	54	75	62	46	40	38	38	38	40	46	62	75	54	S		20 Febrero y 23 Octubre	
NE	192	358	374	301	198	84	38	38	38	35	32	21	8	SE			
E	203	401	447	393	268	124	38	38	38	35	32	21	8	E			
SE	84	189	230	214	154	78	38	38	38	35	32	21	8	NE			
S	8	21	32	35	38	38	38	38	38	35	32	21	8	N			
SO	8	21	32	35	38	38	38	38	154	214	230	189	84	NO			
O	8	21	32	35	38	38	38	174	268	393	447	401	203	O	22 Septiembre y 22 Marzo		
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	35	29	27	16	0	S		20 Agosto y 20 Abril	
NE	122	301	320	241	135	48	38	38	38	35	29	19	5	SE			
E	143	385	447	404	287	138	38	38	38	35	29	19	5	E			
SE	78	241	304	292	245	149	54	38	38	35	29	19	5	NE			
S	5	19	29	35	38	38	38	38	38	35	29	19	5	N			
SO	5	19	29	35	38	38	38	38	265	292	304	241	78	NO			
O	5	19	29	35	38	38	38	158	287	404	447	385	143	O	21 Mayo y 21 Enero		
NO	5	19	29	35	38	38	38	84	198	301	374	358	192	SO			
Horizontal	13	130	290	452	589	637	689	637	589	452	290	130	13	Horizontal			
N	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0	S		21 Diciembre	
NE	0	225	235	160	59	38	38	38	38	35	29	16	0	SE			
E	0	352	442	404	282	127	38	38	38	35	29	16	0	E			
SE	0	268	368	329	325	227	111	40	38	35	29	16	0	NE			
S	0	21	35	38	38	38	38	38	38	35	29	16	0	N			
SO	0	16	29	35	38	38	38	38	322	379	368	268	0	NO			
O	0	16	29	35	38	38	38	122	282	404	442	352	0	O	20 Abril y 24 Agosto		
NO	0	16	29	35	38	38	38	38	160	235	225	0	0	SO			
Horizontal	0	81	252	414	537	610	631	610	537	414	252	81	0	Horizontal			
N	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	S		21 Junio	
NE	0	119	141	78	35	38	38	38	35	32	24	10	0	SE			
E	0	268	379	382	273	132	38	38	35	32	24	10	0	E			
SE	0	246	396	433	404	322	200	73	35	32	24	10	0	NE			
S	0	57	135	206	252	287	301	287	252	206	135	57	0	N			
SO	0	10	24	32	35	38	38	38	322	404	433	396	246	NO			
O	0	10	24	32	35	38	38	132	271	382	379	268	0	O	21 Mayo y 23 Julio		
NO	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	SO			
Horizontal	0	48	184	344	463	531	564	531	463	344	184	48	0	Horizontal			
N	0	8	21	29	35	35	35	35	35	29	21	8	0	S		21 Mayo y 23 Julio	
NE	0	65	70	38	35	35	35	35	35	29	21	8	0	SE			
E	0	192	347	344	244	116	35	35	35	29	21	8	0	E			
SE	0	198	390	444	428	386	246	124	43	29	21	8	0	NE			
S	0	75	187	271	333	368	382	368	333	271	187	75	0	N			
SO	0	8	21	29	35	35	35	35	428	444	390	198	0	NO			
O	0	8	21	29	32	35	35	116	246	344	347	192	0	O	21 Junio		
NO	0	8	21	29	32	35	35	35	35	38	70	65	0	SO			
Horizontal	0	13	130	273	394	466	488	466	394	273	130	13	0	Horizontal			
N	0	5	19	29	32	35	35	35	35	29	19	5	0	S		21 Junio	
NE	0	38	48	37	32	35	35	35	35	29	19	5	0	SE			
E	0	151	320	328	230	97	35	35	35	29	19	5	0	E			
SE	0	160	377	452	431	363	263	162	54	29	19	5	0	NE			
S	0	67	200	301	358	396	404	396	358	301	200	67	0	N			
SO	0	5	19	29	34	35	35	35	431	452	377	160	0	NO			
O	0	5	19	29	32	35	35	92	230	320	320	151	0	O	21 Junio		
NO	0	5	19	29	32	35	35	35	35	32	29	19	5	SO			
Horizontal	0	10	97	249	366	436	461	436	366	249	97	10	0	Horizontal			

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°

30°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR																0° LATITUD SUR	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época			
21 Junio	N	89	78	48	38	38	38	38	38	38	38	48	78	89	S	22 Diciembre			
	NE	284	377	352	263	149	51	38	38	38	38	33	27	13	SE				
	E	292	423	436	387	265	119	38	38	38	38	32	27	13	E				
	SE	113	203	244	244	198	119	44	38	38	38	32	27	13	NE				
	S	13	27	32	38	40	51	57	51	40	38	32	27	13	N				
	SO	13	27	32	38	38	38	49	119	198	244	244	203	113	NO				
O	13	27	32	38	38	38	38	119	244	387	436	423	292	O					
NO	13	27	32	38	38	38	38	51	149	263	352	377	284	SO					
Horizontal	51	163	355	488	588	650	678	650	588	488	355	163	51	Horizontal					
22 Julio y 21 Mayo	N	59	54	38	35	38	38	38	38	38	35	38	54	59	S	21 Enero y 21 Noviembre			
	NE	232	255	333	241	124	43	38	38	38	38	35	32	24	SE				
	E	270	470	444	393	248	119	38	38	38	38	32	24	10	E				
	SE	113	222	271	271	225	143	59	38	38	38	35	32	24	NE				
	S	10	24	32	38	38	38	81	73	54	38	32	24	10	N				
	SO	10	24	32	35	38	38	38	143	225	271	271	222	113	NO				
O	10	24	32	35	38	38	38	119	248	393	444	420	271	O					
NO	10	24	32	35	38	38	38	43	124	241	333	355	257	SO					
Horizontal	40	179	333	477	580	640	667	640	580	477	333	179	40	Horizontal					
24 Agosto y 20 Abril	N	14	21	29	35	35	38	38	38	35	35	29	21	14	S	20 Febrero y 23 Octubre			
	NE	149	292	271	179	73	38	38	38	35	35	29	21	5	SE				
	E	179	398	447	401	276	124	38	38	38	35	35	29	5	E				
	SE	100	265	344	349	303	232	105	40	35	35	29	21	5	NE				
	S	5	21	35	35	38	38	157	170	157	127	73	35	21	N				
	SO	5	21	29	35	35	40	103	222	303	349	344	265	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	179	271	292	149	149	SO					
Horizontal	14	127	290	436	542	610	637	610	542	436	290	127	14	Horizontal					
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	13	27	32	35	38	38	38	35	32	27	13	0	S	22 Mar y 22 Septiembre			
	NE	0	206	244	106	40	38	38	38	35	32	27	13	0	SE				
	E	0	334	429	390	279	120	38	38	38	35	32	27	13	0		E		
	SE	0	145	333	412	382	306	181	47	35	32	27	13	0	NE				
	S	0	24	48	142	277	243	284	265	222	162	48	24	0	N				
	SO	0	13	27	32	35	38	38	181	306	382	412	333	265	0		NO		
O	0	13	27	32	35	38	38	120	279	390	429	336	0	O					
NO	0	13	27	32	35	38	38	40	108	244	200	0	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	35	32	29	21	8	0	S	20 Abril y 24 Agosto			
	NE	0	89	105	48	32	35	38	35	32	29	21	8	0	SE				
	E	0	214	364	358	234	116	38	35	32	29	21	8	0	E				
	SE	0	188	385	442	431	368	249	127	40	29	21	8	0	NE				
	S	0	48	154	249	328	377	393	377	328	249	154	48	0	N				
	SO	0	8	21	29	40	127	249	368	431	442	385	198	0	NO				
O	0	8	21	29	32	35	38	116	254	358	364	214	0	O					
NO	0	8	21	29	32	35	38	35	32	29	21	8	0	SO					
Horizontal	0	14	132	271	387	463	485	463	387	271	132	14	0	Horizontal					
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	2	14	24	29	32	32	32	29	24	14	2	0	S	21 Mayo y 23 Julio			
	NE	0	21	43	24	29	32	32	32	29	24	14	2	0	SE				
	E	0	73	293	314	235	94	32	32	29	24	14	2	0	E				
	SE	0	75	344	436	429	387	282	173	62	24	14	2	0	NE				
	S	0	27	184	295	371	417	431	417	371	295	184	27	0	N				
	SO	0	2	14	24	29	32	32	32	29	24	14	2	0	NO				
O	0	2	14	24	29	32	32	94	225	314	293	73	0	O					
NO	0	2	14	24	29	32	32	29	24	14	2	0	0	SO					
Horizontal	0	5	73	192	295	368	393	368	295	192	73	5	0	Horizontal					
22 Diciembre	N	0	0	10	24	29	32	32	29	24	10	0	0	0	S	21 Junio			
	NE	0	0	27	24	29	32	32	29	24	10	0	0	0	SE				
	E	0	0	219	284	217	86	32	32	29	24	10	0	0	E				
	SE	0	0	309	425	420	387	292	195	75	24	10	0	0	NE				
	S	0	0	173	306	385	431	447	431	385	306	173	0	0	N				
	SO	0	0	10	24	29	32	32	29	24	10	0	0	0	NO				
O	0	0	10	24	29	32	32	86	217	284	219	0	0	O					
NO	0	0	10	24	29	32	32	29	24	10	0	0	0	SO					
Horizontal	0	0	51	172	263	330	353	330	263	172	51	0	0	Horizontal					

Correcciones	Marco metálico o ningún marco	Defecto de limpieza	Altitud	Punto de rocío	Punto de rocío
	= 1/0,85 ó 1/17	15 % máx.	- 0,7 % por 300 m	superior a 19,5 °C - 14 % por 10 °C	superior a 19,5 °C + 14 % por 10 °C

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

CAPÍTULO 4 GANANCIAS POR INSOLACIÓN DE LAS SUPERFICIES DE VIDRIO

1.41

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	54	86	21 Junio	S		
	NE	270	260	303	198	81	38	38	38	38	35	22	27	16		SE		
	E	341	436	439	385	257	119	38	38	38	35	22	27	16		E		
	SE	138	238	295	301	268	192	92	38	38	35	32	27	16		NE		
	S	16	27	32	31	94	119	146	119	84	31	32	27	16		N		
	SO	16	27	32	35	38	38	32	192	118	301	295	238	138		NO		
O	16	27	32	35	38	38	38	119	257	285	439	436	341	O				
NO	16	27	32	35	38	38	38	38	81	198	303	360	320	SO				
Horizontal	84	222	363	485	569	525	642	629	569	485	363	222	84	Horizontal				
22 Julio y 21 Mayo	N	65	38	32	35	38	38	38	38	38	35	32	38	65	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	322	329	298	222	133	40	38	35	32	27	13		NE		
	S	13	27	35	70	119	170	187	170	119	70	35	27	13		N		
	SO	13	27	32	35	38	40	113	222	298	339	322	260	146		NO		
O	13	27	32	35	38	38	38	116	265	390	444	436	320	O				
NO	13	27	32	35	38	38	38	70	179	284	344	287	220	SO				
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	35	29	21	19	20 Febrero y 23 Octubre	S			
	NE	184	276	222	124	43	38	38	38	35	29	21	8		SE			
	E	227	398	439	393	273	122	38	38	38	35	29	21		8	E		
	SE	130	284	374	396	377	290	179	67	38	35	29	21		8	NE		
	S	8	21	65	138	241	263	276	263	241	138	65	21		8	N		
	SO	8	21	29	35	38	67	179	290	377	396	374	284		130	NO		
O	8	21	29	35	38	38	38	122	273	393	439	398	227	O				
NO	8	21	29	35	38	38	38	38	47	124	222	276	184	SO				
Horizontal	24	127	271	406	501	556	580	556	501	406	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	430	425	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	131	244	360	425	439	390	257	0		NO		
O	0	13	24	32	35	35	38	122	268	377	404	314	0	O				
NO	0	13	24	32	35	35	38	35	35	32	24	13	0	SO				
Horizontal	0	57	181	336	414	477	496	477	414	336	181	57	0	Horizontal				
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	5	16	37	39	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	336	462	390	290	170	54	27	16	5	0		NE		
	S	0	57	160	282	371	417	439	417	371	282	160	57	0		N		
	SO	0	5	16	27	34	170	290	290	442	336	358	219	0		NO		
O	0	5	16	27	29	32	32	105	238	330	317	230	0	O				
NO	0	5	16	27	29	32	32	29	32	89	94	0	0	SO				
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	293	390	423	390	314	189	73	19	8	0	0		NE		
	S	0	0	160	282	377	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				
NO	0	0	8	19	24	27	29	27	24	19	8	0	0	SO				
Horizontal	0	0	43	116	198	249	279	249	198	116	43	0	0	Horizontal				
22 Diciembre	N	0	0	3	16	24	27	27	27	24	16	3	0	0	21 Junio	S		
	NE	0	0	19	16	24	27	27	27	24	16	3	0	0		SE		
	E	0	0	195	233	184	84	27	27	24	16	3	0	0		E		
	SE	0	0	238	363	401	385	311	198	81	19	3	0	0		NE		
	S	0	0	138	268	363	428	447	428	363	268	138	0	0		N		
	SO	0	0	5	19	81	198	311	385	401	363	238	0	0		NO		
O	0	0	5	16	24	27	27	84	184	233	195	0	0	O				
NO	0	0	5	16	24	27	27	24	16	19	3	0	0	SO				
Horizontal	0	0	21	84	149	206	230	206	149	84	21	0	0	Horizontal				

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

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

50°

50°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR														0° LATITUD SUR	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época	
21 Junio	N	78	32	32	35	38	38	38	38	38	35	32	32	78	S	22 Diciembre	
	NE	141	239	254	135	43	38	38	38	38	35	22	27	21	SE		
	E	377	444	439	368	254	111	38	38	38	35	32	27	21	E		
	SE	173	276	341	366	336	265	165	62	38	35	32	27	21	NE		
	S	21	27	43	105	184	235	252	235	184	105	43	27	21	N		
	SO	21	27	32	35	38	47	163	265	336	366	341	276	173	NO		
O	21	27	32	35	38	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	489	534	580	596	580	534	469	360	233	119	Horizontal			
22 Julio y 21 Mayo	N	57	29	32	35	38	38	38	38	38	35	32	29	57	S	21 Enero y 21 Noviembre	
	NE	309	217	235	119	40	38	38	38	38	35	27	27	16	SE		
	E	355	436	442	382	260	116	38	38	38	35	32	27	16	E		
	SE	176	290	363	387	368	295	189	70	38	35	32	27	16	NE		
	S	16	27	57	135	217	265	282	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	40	119	235	317	309	SO				
Horizontal	89	203	322	431	509	556	572	556	509	431	322	203	89	Horizontal			
24 Agosto y 20 Abril	N	21	21	27	32	35	38	38	38	35	32	27	21	21	S	20 Febrero y 23 Octubre	
	NE	206	254	189	84	35	38	38	38	35	32	27	21	10	SE		
	E	254	393	428	382	265	122	38	38	35	32	27	21	10	E		
	SE	143	301	390	425	414	358	241	108	35	32	27	21	10	NE		
	S	10	24	97	198	284	352	374	352	284	198	97	24	10	N		
	SO	10	21	27	32	35	108	241	358	414	425	390	301	143	NO		
O	10	21	27	32	35	38	38	122	265	382	428	393	254	O			
NO	10	21	27	32	35	38	38	35	84	189	254	206	SO				
Horizontal	35	124	241	353	433	485	501	485	433	353	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 Marzo y 22 Septiembre	
	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	43	124	157	0	0	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 Abril y 24 Agosto	
	NE	0	78	54	19	34	27	29	27	24	19	10	0	0	SE		
	E	0	198	268	284	214	94	29	27	24	19	10	0	0	E		
	SE	0	187	301	393	425	390	311	187	65	19	10	0	0	NE		
	S	0	46	143	268	371	425	452	425	371	268	143	46	0	N		
	SO	0	0	10	19	45	187	311	390	425	393	301	187	0	NO		
O	0	0	10	19	24	27	29	94	214	284	268	198	0	O			
NO	0	0	10	19	24	27	29	27	24	19	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 Mayo y 23 Julio	
	NE	0	0	13	10	16	21	24	21	16	10	2	0	0	SE		
	E	0	0	138	173	154	75	74	21	16	10	2	0	0	E		
	SE	0	0	168	237	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	57	181	290	344	344	290	189	92	0	NO		
O	0	0	2	10	16	21	24	75	154	173	138	0	0	O			
NO	0	0	2	10	16	21	24	21	16	10	13	0	0	SO			
Horizontal	0	0	10	35	81	137	143	127	81	35	10	0	0	Horizontal			
22 Diciembre	N	0	0	3	8	13	16	16	13	8	0	0	0	0	S	21 Junio	
	NE	0	0	0	8	13	16	16	13	8	0	0	0	0	SE		
	E	0	0	0	75	127	67	19	16	12	8	0	0	0	E		
	SE	0	0	0	111	290	314	271	168	67	8	0	0	0	NE		
	S	0	0	0	84	268	355	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	16	67	127	75	0	0	0	O			
NO	0	0	0	8	13	16	16	13	8	0	0	0	0	SO			
Horizontal	0	0	0	13	51	89	108	89	51	13	0	0	0	Horizontal			

Correcciones Marco metálico o ningún marco = 1-0.85 δ 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 sur Dic o ene J + 7 %

Valores subrayados-máximos mensuales Valores encuadrados-máximos anuales

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

Aplicar estos coeficientes a los valores de las tablas 6 y 15
Velocidad del viento 8 km/h. Angulo de incidencia 30°. Con máxima sombra de 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 17° (horizontales)**		CORTINA EXTERIOR DE TELA Circulación de aire arriba y lateralmente	
		Color claro	Color medio	Color oscuro	Color claro	Exterior claro Interior oscuro	Color 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***** Coeficiente 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
Coeficiente de absorción 0,48 a 0,56	0,73	0,53	0,59	0,62	0,11	0,10	0,16	0,11	0,15	0,18
Coeficiente 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	0,12
Vidrio interior de 6 mm										
vidrio ext. absorbente de 0,48 a 0,56	0,50	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10	0,10	0,12
VIDRIO TRIPLE Vidrio ordinario	0,83	0,48	0,56	0,64	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Vidrio de 6 mm	0,69	0,47	0,52	0,57	0,10	0,10	0,15	0,10	0,14	0,17
VIDRIO PINTADO Color claro	0,28									
Color medio	0,39									
Color oscuro	0,50									
VIDRIO DE COLOR***** Ambar	0,70									
Rojo oscuro	0,56									
Azul	0,60									
Grís	0,32									
Grís-verde	0,46									
Opalescente claro	0,43									
Opalescente oscuro	0,37									

TIPOS DE VIDRIO O DISPOSITIVOS DE SOMBRA*	COEFICIENTES			Factor solar**
	Absorción (a)	Reflexión (r)	Transmisión (t)	
Vidrio ordinario	0,06	0,08	0,86	1,00
Placa regular 0,65 mm	0,15	0,08	0,77	0,94
Vidrio absorbente térmico	según fabricante	0,05	(1-0,6-a)	- -
Persiana veneciana color claro	0,37	0,51	0,12	0,50***
color medio	0,58	0,39	0,03	0,65***
color oscuro	0,72	0,27	0,01	0,75***
Tela de fibra de vidrio blanquecina (6,72-61/58)	0,05	0,60	0,35	0,48***
Tela de algodón, beige (6,18-91/38)	0,28	0,51	0,23	0,56***
Tela de fibra de vidrio gris claro	0,30	0,47	0,23	0,59***
Tela de fibra de vidrio color canela (7,55-57/29)	0,44	0,42	0,14	0,64***
Tela de vidrio blanca con franjas doradas	0,05	0,41	0,54	0,65***
Tela de fibra de vidrio gris oscura	0,60	0,29	0,11	0,75***
Tela «Dactron» blanca (1,8-86/81)	0,02	0,28	0,70	0,78***
Tela de algodón gris oscura con revestimiento de vinilo (análoga al estor)	0,85	0,15	0,00	0,88***
Tela de algodón, gris oscura (6,06-91/36)	0,02	0,28	0,70	0,78***

* 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 onzas por yarda cuadrada, y números de hebras de la urdimbre.
** Comparado con el vidrio ordinario
*** Para dispositivo de sombra combinado con vidrio ordinario.

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

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

$$Q = U A \Delta T$$

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

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

$$Q = U A \Delta T_e$$

Donde:

$Q =$ Energia recibida dentro del local (Kcal/hr)

$U =$ Coeficiente de transmision total del muro o techo $(\text{Kcal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$

$A =$ Area del techo o muro (m^2)

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

$Q = U A \Delta T_e$

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	8	10	12	2	4	6	8	
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	

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 pig. 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 pig.

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 pig. - Ladrillo hueco de 12 pig.

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

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

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

Concreto o piedra de 12 plg.

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

TABLA DE TEMPERATURA EQUIVALENTE PARA TECHOS

Tiempo solar.

DESCRIPCION DE LOS MATERIALES DEL TECHO

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

Techos expuestos al sol. Construcción ligera.

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

Techos expuestos al sol. Construcción media.

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

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

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

EQUIPO TERMINAL

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

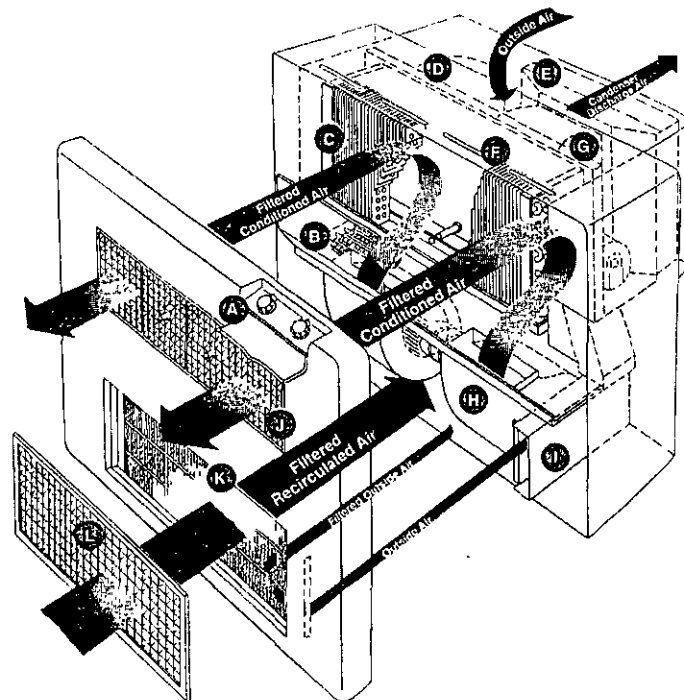
- a) Unidad paquete
- b) Manejadora de Aire
- c) Fan & Coil.
- d) Split

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

UNIDADES PAQUETES

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 de aire.

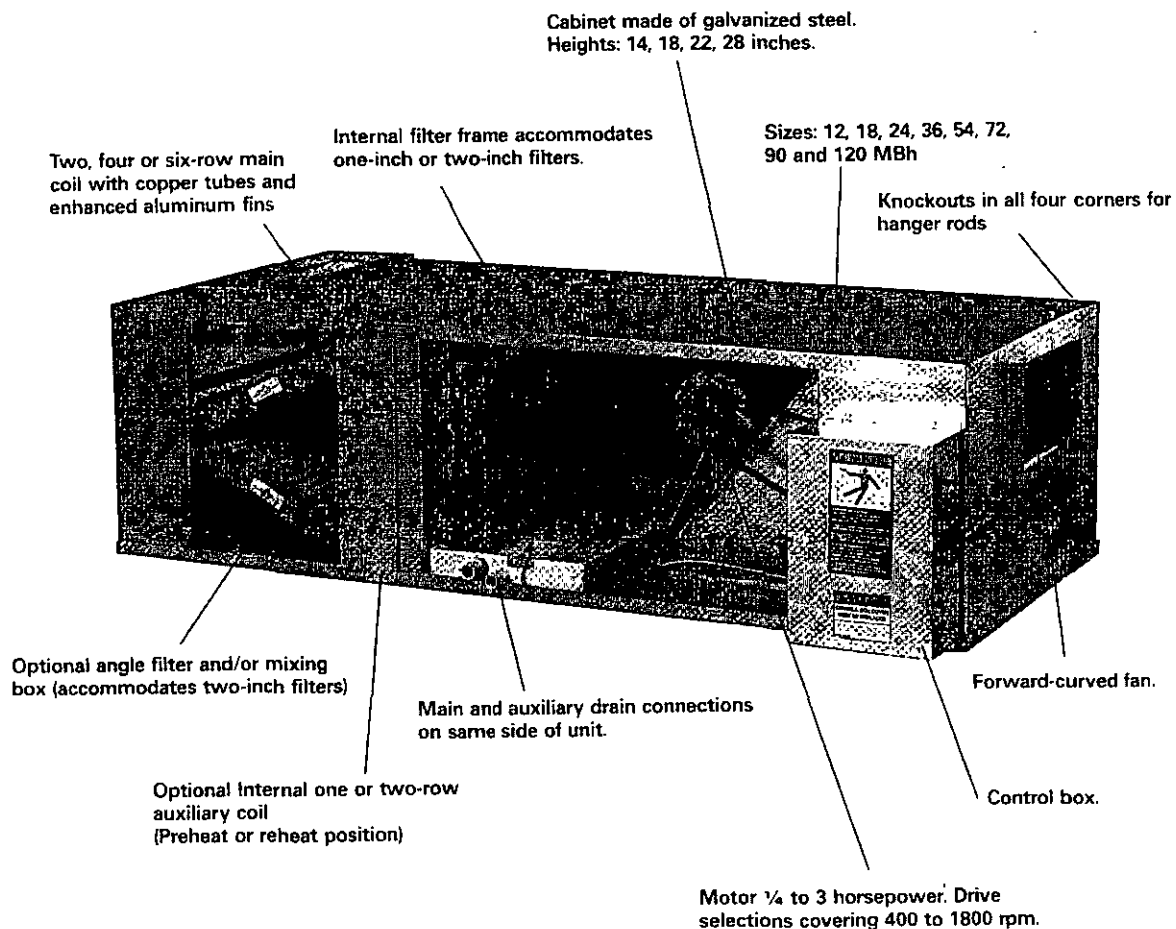
Esta unidad para instalaciones pequeñas es la más cómoda, ya que requiere una inversión moderada y su costo de instalación es relativamente bajo.



MANEJADORA DE AIRE

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

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

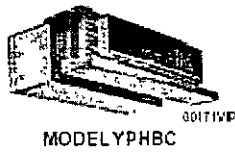


FAN & COIL.

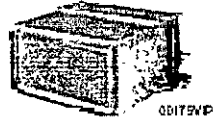
El fan & coil realmente es una pequeña manejadora cuya capacidad normalmente es inferior a 3 TR (toneladas de refrigeración, una TR es 3024 Kcal/h). Este equipo opera normalmente por medio de circulación de agua helada; aunque los hay que operan por medio de expansión directa. Su empleo se limita a locales pequeños como cuartos de hotel, oficinas, etc. Sin embargo agrupándolos pueden cubrir áreas importantes. Se instalan normalmente en el claro comprendido entre el plafond de un local y el techo; el aire acondicionado producido se introduce al local por medio de un ducto y un difusor, el retomo se hace normalmente colocando una rejilla de retomo 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.

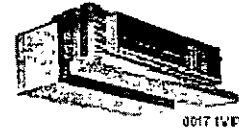
FAN & COIL



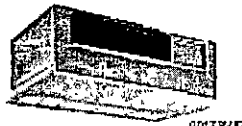
MODEL YPHBC



MODEL YPHYB



MODEL YPHH



MODEL YRHBC



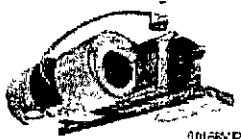
MODEL YCHBC



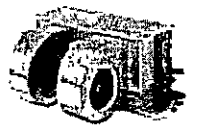
MODEL YVC



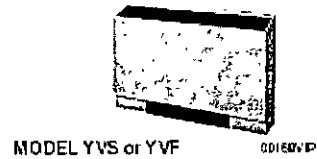
MODEL YHH



MODEL YHBC



MODEL YHYB



MODEL YVS or YVF

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 han calculado las cargas térmicas que habrá 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 alimentarán al equipo enfriador; tbs, tbh
- c.- Calor total por absorber o suministrar; Kcal/h
- d.- Cantidad de aire requerido; 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 que vencer en las redes de ductos y difusores.

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

Altura SNM. (m)	Densidad aire (kg/m ³)	Velocidad Máx. (Pies/min)	(m/s)
0	1.2	615	3.12
304	1.16	630	3.20
610	1.11	640	3.25
915	1.07	650	3.30
1220	1.04	660	3.35
1525	1.00	670	3.40
1830	0.96	685	3.48
2130	0.92	700	3.55
2440	0.89	710	3.60
2740	0.85	725	3.68
3050	0.82	740	3.76

En la selección que se realice de una unidad manejadora 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 se encuentran tabuladas en capacidad térmica por unidad de área (Kcal/m²h), (BTU/ft²h) por lo que es indispensable tener una selección de la unidad manejadora para conocer el área de flujo de los serpentines y así poder calcular la CTU.

Ejemplo:

Se tiene una carga térmica de	74 300 Kcal/h
Gasto de aire	12 750 m ³ /h
Condiciones del aire de mezcla	tbs= 24 °C (75 °F) tbh= 19°C (66 °F)
Condiciones requeridas de inyección	tbs= 11.4 °C (52.5 °F) tbh= 11.0°C (51.8 °F)

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

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

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 dan tablas o nomogramas

MODEL 140 FC

FANS AND DIAMETER 3 - 12"
COILS—W x L 23 1/4" x 79"
 Tubes 14
 Face Area 14.0 Sq. Ft.

FLAT FILTER 6 - 16" x 23" x 2"

CFM	Coil FY	Filter Vol	Flat Filter Static Pressure TA	LV	RV
5600	400	399	.15	.07	.06
7000	500	486	.13	.10	.11
8400	600	583	.11	.15	.15
9800	700	687			.19
11200	800	783			

ANGLE FILTER 9 - 16" x 25" x 2"

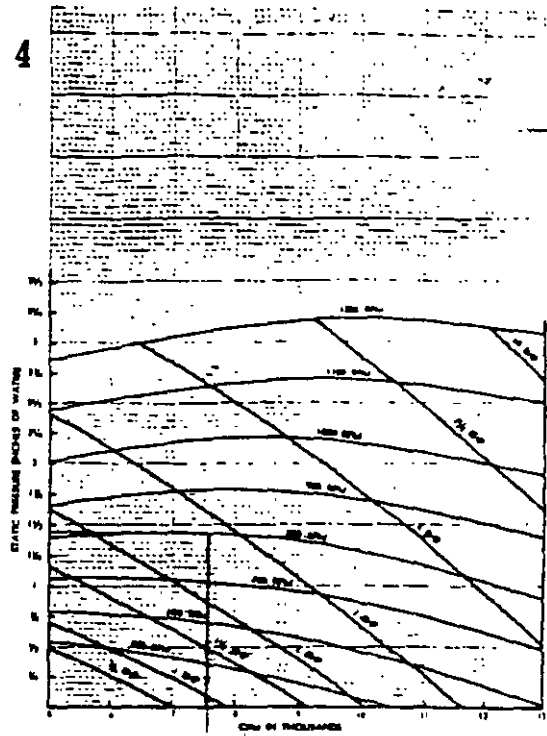
CFM	Coil FY	Filter Vol	Angle Filter Static Pressure TA	LV	RV
5600	400	271	.09	.04	.04
7000	500	338	.13	.06	.06
8400	600	406	.17	.08	.08
9800	700	453	.19	.09	.10
11200	800	530		.11	.13

MULTIZONE Heating Coil
 W x L 15" x 79"
 Tubes 8
 Face Area 8.22 Sq. Ft.

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

Max No of Zones — 16

4



MODEL 140 AIRFOIL

FANS AND DIAMETER 2 - 12"
COILS—W x L 23 1/4" x 79"
 Tubes 14
 Face Area 14.0 Sq. Ft.

FLAT FILTER 6 - 16" x 25" x 2"

CFM	Coil FY	Filter Vol	Flat Filter Static Pressure TA	LV	RV
5600	400	329	.15	.07	.08
7000	500	426	.13	.10	.11
8400	600	523	.11	.15	.15
9800	700	627			.19
11200	800	723			

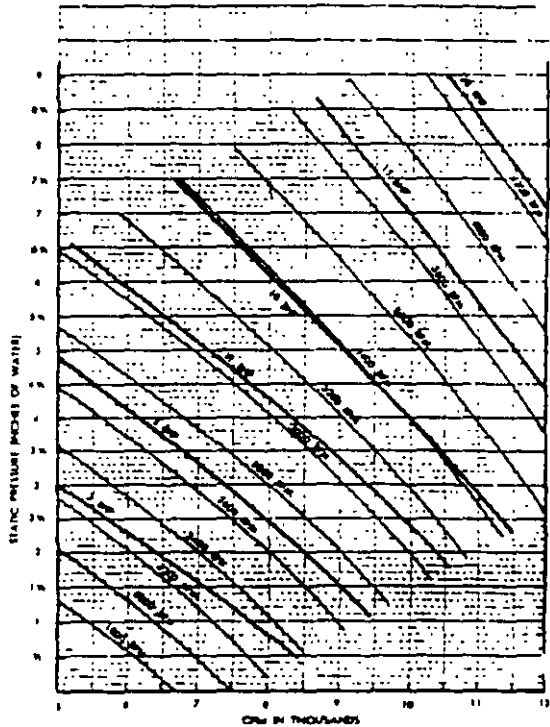
ANGLE FILTER 9 - 16" x 25" x 2"

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

MULTIZONE Heating Coil
 W x L 15" x 79"
 Tubes 8
 Face Area 8.22 Sq. Ft.

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

Max No of Zones — 16



DUCTOS

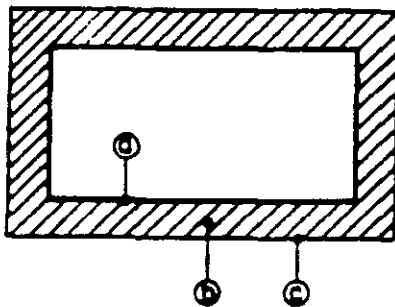
Los ductos para aire son conductos por los cuales se hace circular el aire necesario para mantener las condiciones de comodidad establecidas para un local determinado.

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

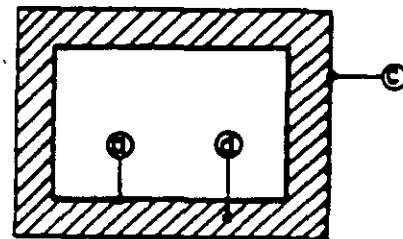
Estos ductos deben ir aislados por varias razones; en caso de conducir aire caliente, para evitar que este aire se enfríe antes de llegar al lugar donde se requiere, en caso de conducir aire frío, para evitar que éste se caliente en el trayecto y también para evitar que el aire que rodea al ducto al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

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

DIMENSIÓN DEL LADO MAYOR DEL DUCTO		CALIBRE DE LAMINA GALVANIZADA A USAR
cm	pulg.	
0-30	0-12	26
31-76	12-30	24
77-135	31-54	22



DUCTO DE CALEFACCIÓN



DUCTO DE ENFRIAMIENTO

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

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

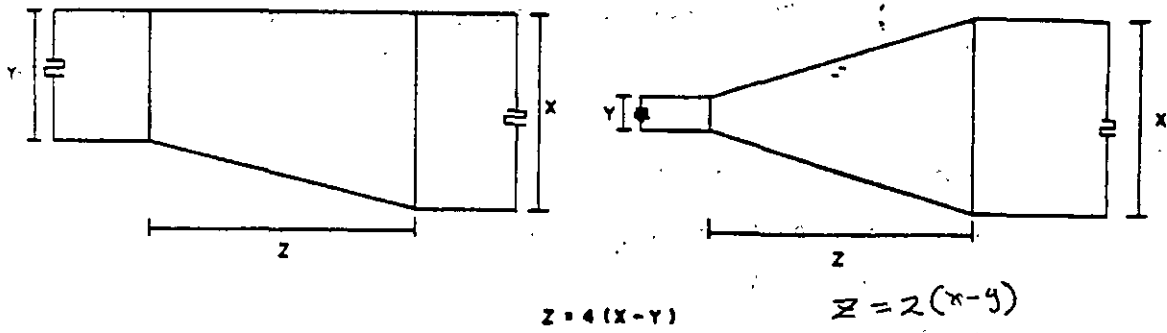
Para el diseño de ductos deben seguirse ciertas normas que a continuación se señalan:

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

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

	6.10	1200	8.15	1600	11.20	2200
Ductos secundarios	3.05	600	3.05	600	4.00	800
	5.10	1000	6.60	1300	9.15	1800
Derivaciones a difusores	2.50	500	3.05	600	4.00	800
	4.00	800	6.10	1200	8.15	1000

5.- Las reducciones deben seguir las siguientes relaciones:



TUBERÍAS.

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

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

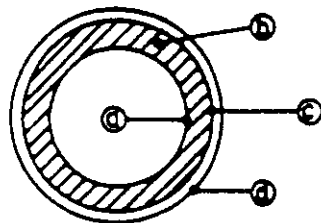
Lo más frecuente es utilizar tubería de cobre para diámetros desde 13 mm (1/2") hasta 76 mm (3") y tubería de acero negro soldable cédula 40 para diámetros de 100 mm (4") en adelante.

Nunca deben emplearse combinaciones de cobre y tubería de fierro galvanizado ya que la unión de estos materiales genera una diferencia de potencial eléctrico

llamado PAR GALVANICO, el cual produce deterioro de la conexión, y obviamente su falla después de algún tiempo.

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

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



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

AISLAMIENTO DE TUBERÍAS.

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

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

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

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

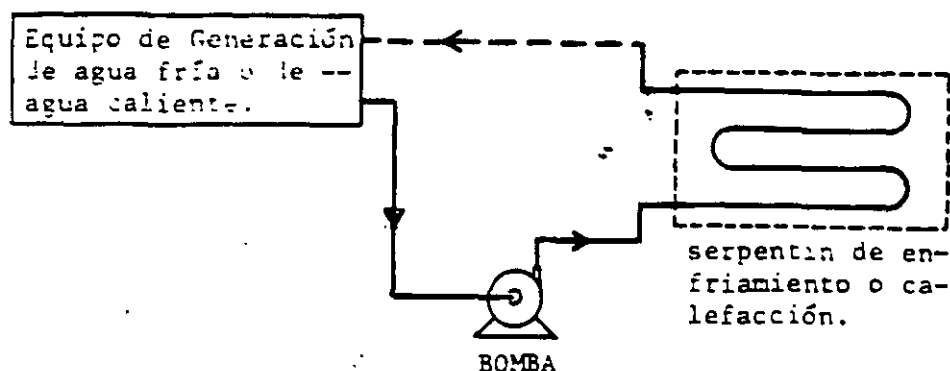
A continuación se proporcionan gráficas para el cálculo de diámetros de tuberías de agua (fría y caliente) y para vapor en alta y baja presión, así como para el cálculo de longitud equivalente de los diferentes accesorios que rueden instalase.

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

a) **Retorno directo.**

b) **Retorno inverso.**

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



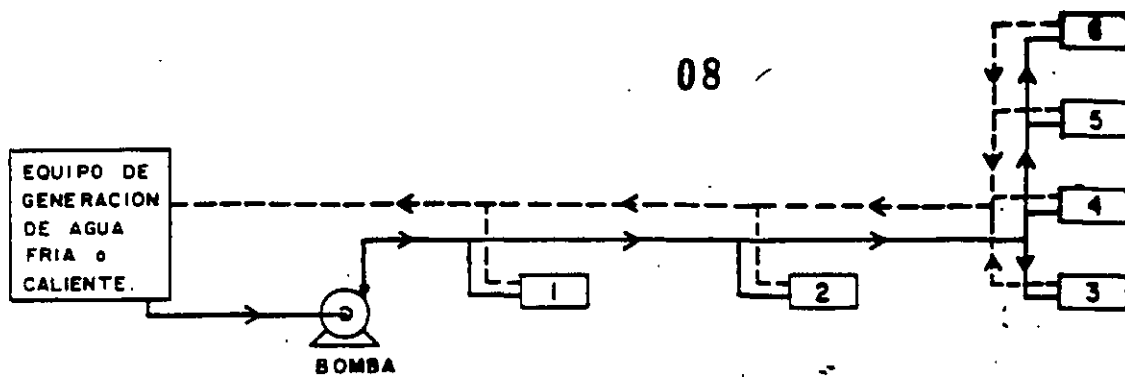
CIRCUITOS DE CIRCULACION DE AGUA

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

RETORNO DIRECTO.

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

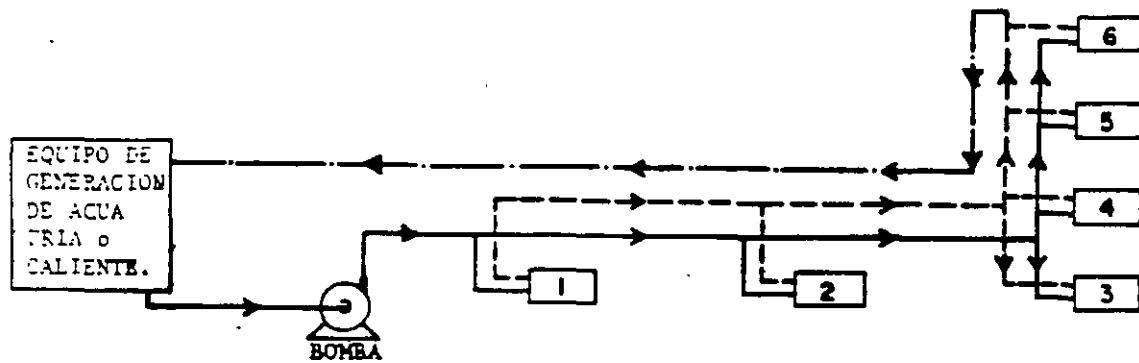
La tubería de retorno normalmente es una tubería paralela a la de alimentación pero que circula en sentido contrario, o sea que recoge primero el retorno del equipo más alejado y finalmente el del equipo más cercano para así regresar al equipo de generación de agua fría o caliente.



ESQUEMA DE UN SISTEMA DE
RETORNO DIRECTO

RETORNO INVERSO.

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



ESQUEMA DE UN SISTEMA DE RETORNO INVERSO

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

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

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

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

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

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

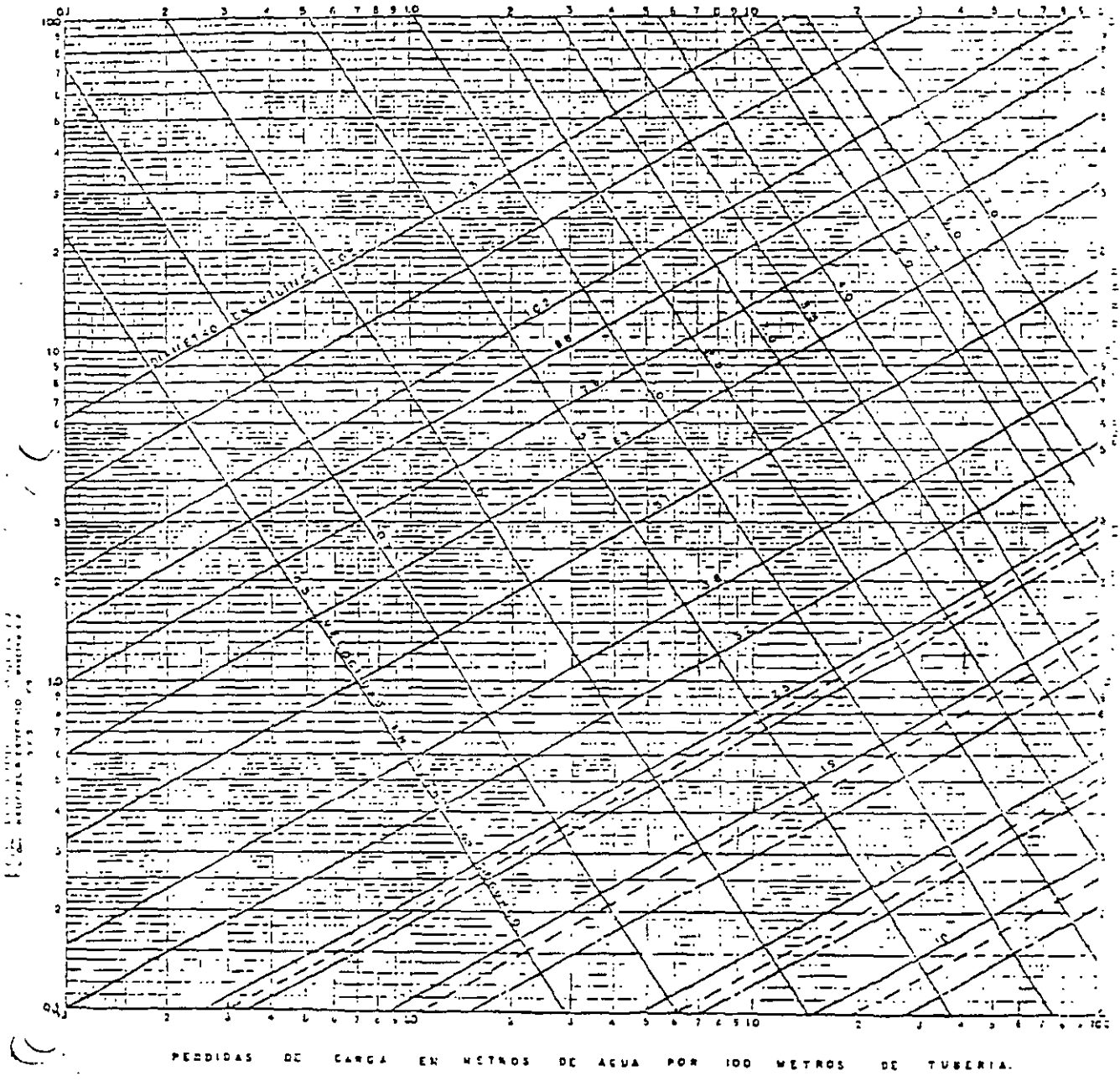
En instalaciones de pequeñas dimensiones (casas habitación, pequeños u oficinas), no resulta práctico su empleo, además de que no siempre se tiene una amortización atractiva.

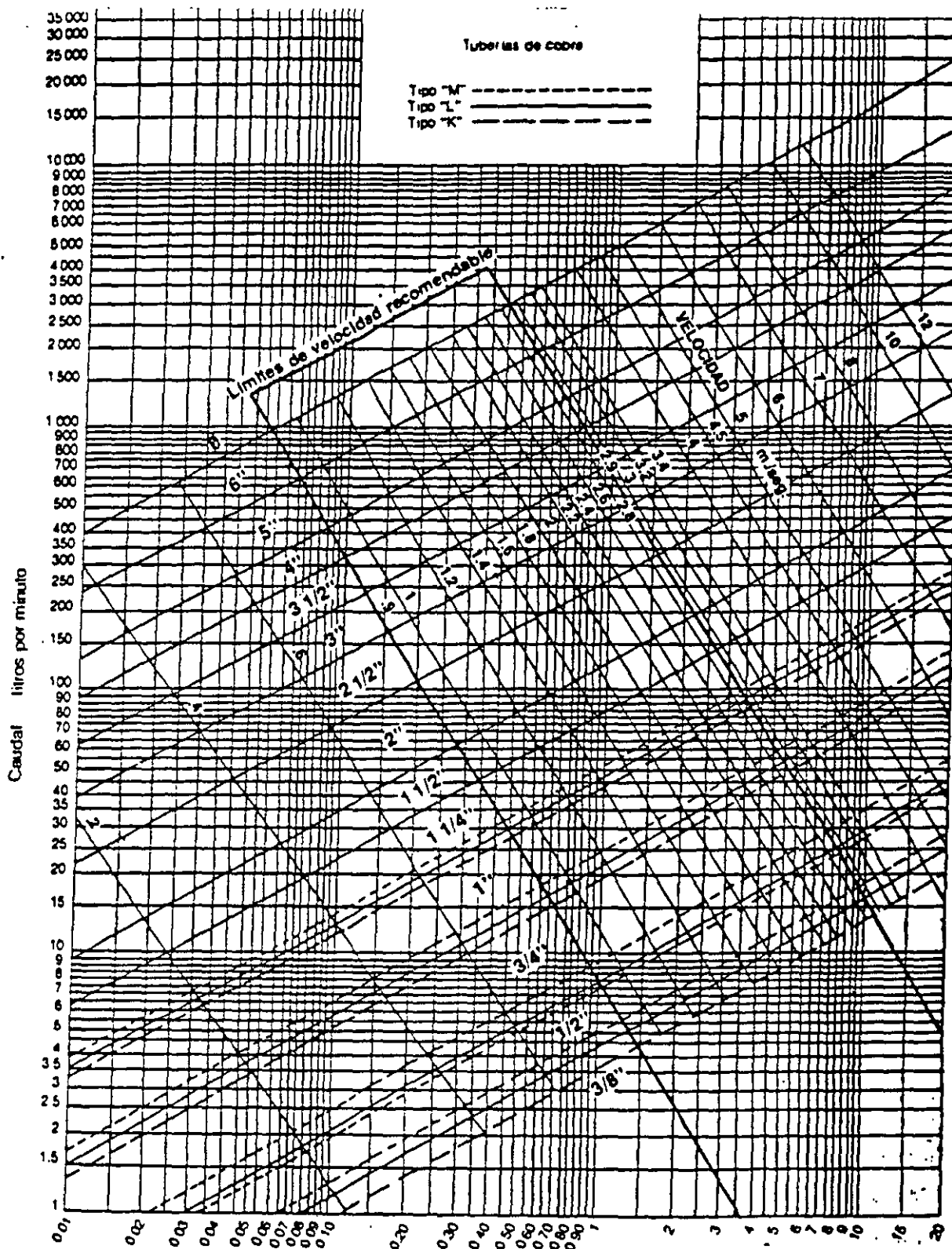
I M S S OP DE INSTALACIONES Y EQUIPO	PERDIDA DE CARGA POR FRICCION	$h = S \cdot L$
	TUBERIA LISA COCAC TIPO "M"	$\frac{h}{m/m} = \frac{S \cdot L}{d}$
		$v = m/seg$

92

TIPO "M" _____
 TIPO "L" _____
 TIPO "K" _____

11

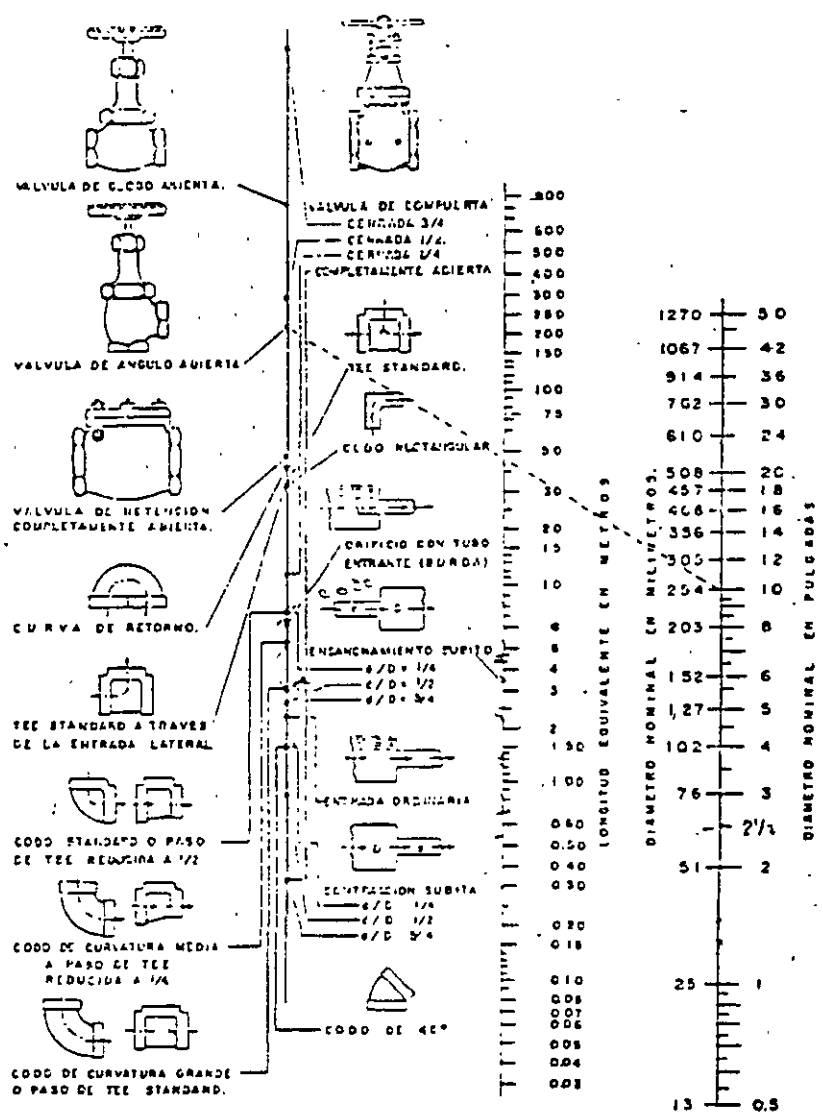




Presión disponible para vencer pérdidas por rozamiento en Kg./cm² por cada 100 m. de tubería
(Factor de presión)

JG Gráfica 3

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



NOTA:
 PARA CONTRACCIONES Y ENSANCHAMIENTOS BRUSCOS UTILICESE EL DIAMETRO MEJOR "6"

CAPACITY—CHILLED WATER COILS

SERIES
HC
75
66

3 Row			4 Row			5 Row			6 Row			7 Row			8 Row			WT RISE	T _i	CFM /CF
BTUH	WBT	DBT	BTUH	WBT	DBT	BTUH	WBT	DBT	BTUH	WBT	DBT	BTUH	WBT	DBT	BTUH	WBT	DBT			
12670	55.6	54.8	15390	53.3	53.8	17720	51.2	51.4	19820	49.3	49.4	21860	47.7	47.7	22380	46.5	46.5	8	40	1
13170	56.2	55.3	14830	53.8	54.3	17100	51.7	52.0	19230	49.9	50.2	20570	48.9	48.9	21820	47.1	47.1	10		
13660	56.7	55.0	14320	54.3	54.8	16480	52.3	52.8	18320	50.8	51.1	19930	49.1	49.2	21270	47.6	47.7	12		
14110	56.2	55.2	13740	54.1	54.6	16140	52.4	52.7	18090	50.3	50.1	19690	49.6	49.9	21660	47.0	47.0	8	45	1
14610	56.8	55.8	13240	54.6	55.1	15640	52.9	53.3	17600	50.7	50.7	19310	49.3	49.3	21410	47.0	47.0	10		
15110	57.4	56.2	12740	55.2	55.7	15140	53.4	53.9	17100	51.2	51.4	18910	49.3	49.2	21160	46.5	46.5	12		
15570	57.9	56.3	12240	55.7	56.1	14640	53.9	54.4	16600	51.7	52.1	18410	49.8	49.8	20910	47.0	47.0	8	50	
16070	58.4	56.7	11740	56.1	56.4	14140	54.4	54.8	16100	52.2	52.6	17910	50.3	50.3	20660	46.5	46.5	10		
16570	58.9	57.0	11240	56.5	56.8	13640	54.9	55.3	15600	52.7	53.1	17410	50.8	50.8	20410	46.5	46.5	12		

BTUH = Btu Per Hour Per Square Foot Of Face Area
DBT = Initial Dry Bulb Temperature
WBT = Final Dry Bulb Temperature
T_i = Initial Water Temperature
WT = Initial Wet Bulb Temperature
WBT = Final Wet Bulb Temperature
WT = Water Temperature

MAQUINAS CENTRIFUGAS

El equipo centrífugo, funciona en base al principio de "Evaporador inundado". El equipo está constituido por un gran envolvente dividido en dos secciones; la parte alta constituye el condensador del equipo, por 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 de equipo convierte la velocidad de descarga en presión y es descargado el vapor refrigerante hacia el condensador. Para el rango de operación de un equipo centrífugo se requiere un refrigerante con bajas presiones de condensación y una presión de evaporación moderada también.

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

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

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 alavés 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 una bomba de aceite que opera inclusive durante algún tiempo después de que el equipo a dejado de operar. Ya que las velocidades a las que opera este equipo son muy altas, el cuidado del sistema de lubricación es primordial para la vida del equipo.

2.- FLUJO DE REFRIGERANTE 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 en las variaciones de carga.

3.- SISTEMA DE PURGA.

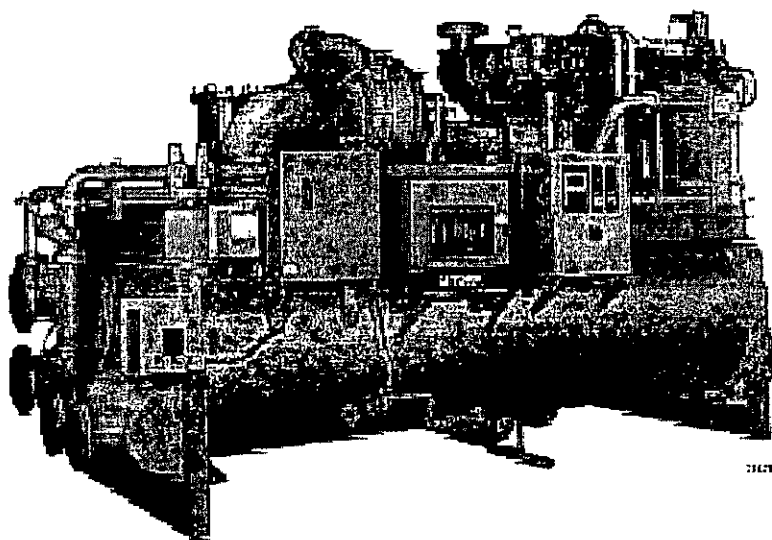
Siendo que la parte de baja presión de la maquina funciona a una presión inferior a la atmosférica, es frecuente encontrar pequeñas entradas de aire al sistema principalmente por el eje de mando de las compuertas de control de capacidad y algunas veces, en equipo en mal estado hay entrada de agua por los serpentines enfriadores. Se requiere de un sistema que elimine estas impurezas que afectan en forma determinante el funcionamiento del equipo y para esto se emplea un sistema de purga, que en algunos equipos es automático y en otros manual; se toma en forma permanente una pequeña cantidad de vapor del condensador y se pasa a una pequeña cámara enfriada por el serpentín del refrigerante, el refrigerante en forma de vapor que este presente se condensara, lo mismo vapor de agua si se encuentra presente; la parte superior de ésta cámara forma un sello hidráulico con el refrigerante impidiendo que los no condensables salgan, por medio de la válvula de purga se tira al ambiente el aire que esta presente, subiendo nuevamente el nivel del refrigerante. El agua presente flotará sobre el refrigerante y podrá distinguirse por medio de una mirilla; sobre el nivel de refrigerante estará el de agua que se puede eliminar por medio de una válvula 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 pasara a la parte superior del recipiente y se condensara ahí por medio de un serpentín enfriado por agua de torre de enfriamiento (condensador). Simultáneamente se logra tener al refrigerante en forma pura por evaporación y a la solución absorbente suficientemente concentrada para poder iniciar el ciclo de absorción nuevamente.

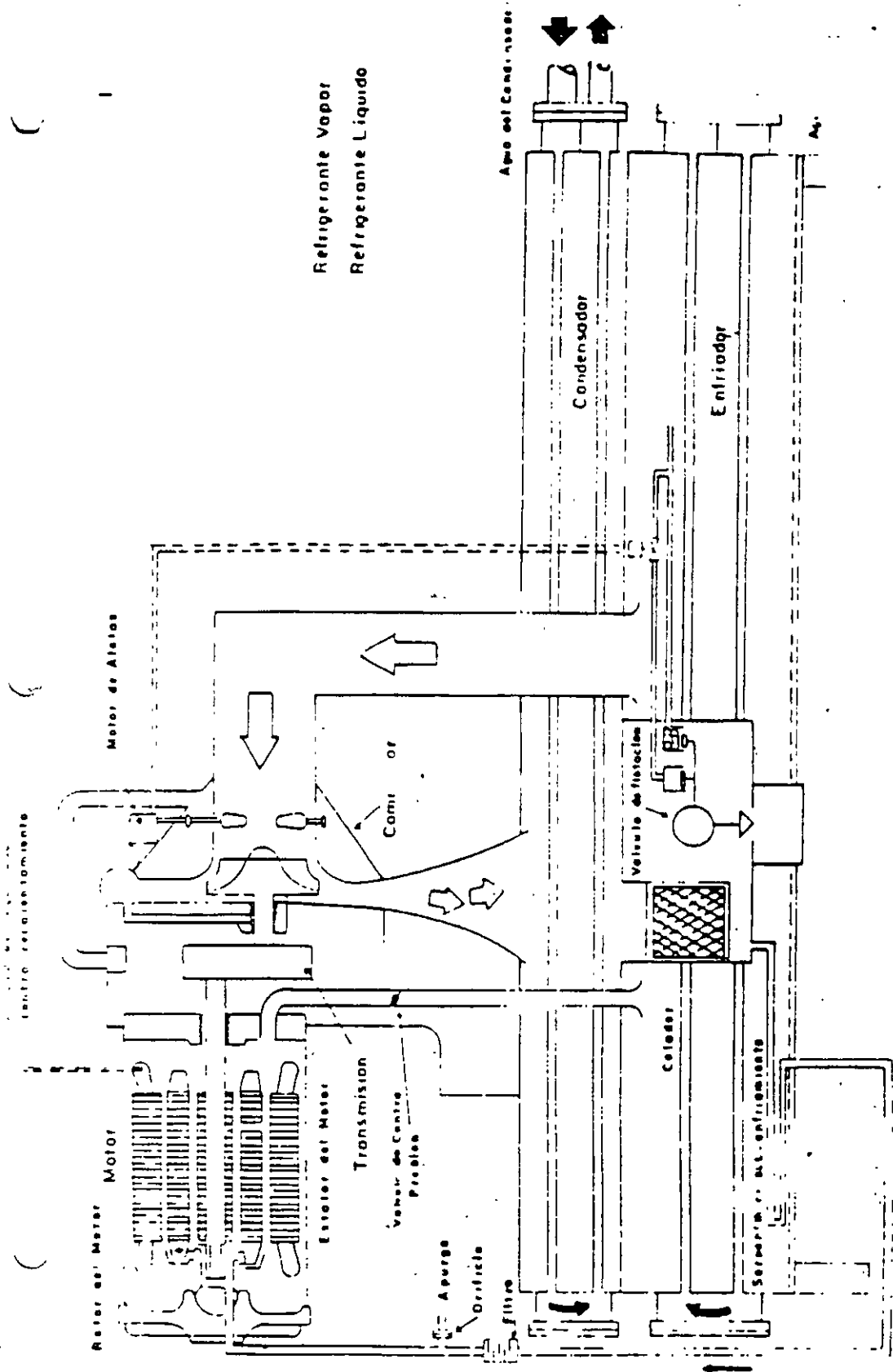
El grupo generador-condensador trabajan aproximadamente a presiones 10 veces mayor que la del absorbedor-evaporador 3 pulgadas absolutas de mercurio/0.3 "abs. Por lo que para pasar del recipiente de "alta" presión al de "baja" presión se requieren restricciones para mantener esta diferencial de presión.

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 van hacia el sistema de regeneración.

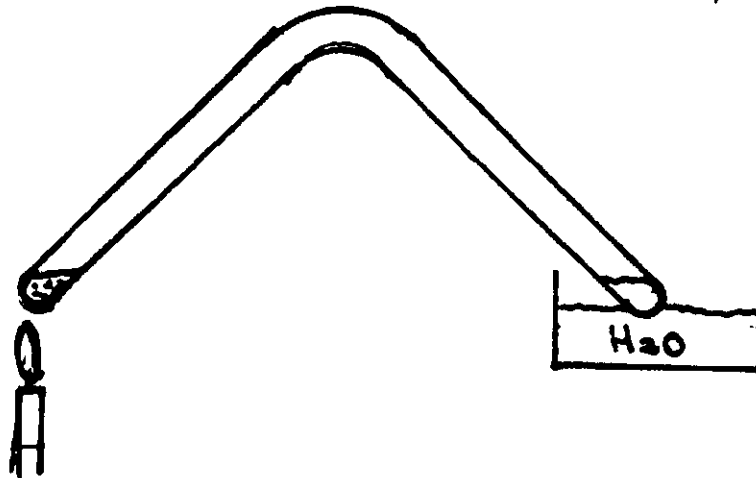
Durante las diferentes condiciones de operación a las que normalmente se ve sometida una maquina de absorción, de pueden presentar súbitos cambios de "carga" que puedan originar una excesiva concentración de la solución "fuerte" o un enfriamiento súbito de ésta originando una CRISTALIZACIÓN de la solución;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





ENFRIADORAS POR ABSORCIÓN

En 1824 el Físico Michael Faraday realizó una serie de experimentos basados en que el cloruro de plata, (un polvo blanco) que es capaz de absorber grandes cantidades de gas amoníaco formando un ión 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 se condensa en el otro extremo por medio de enfriamiento con agua, al retirar la fuente de calor y enfriamiento respectivamente, se inicia una evaporación del amoníaco que consume calor para llevar a cabo el cambio de estado (líquido a vapor) produciendo 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:

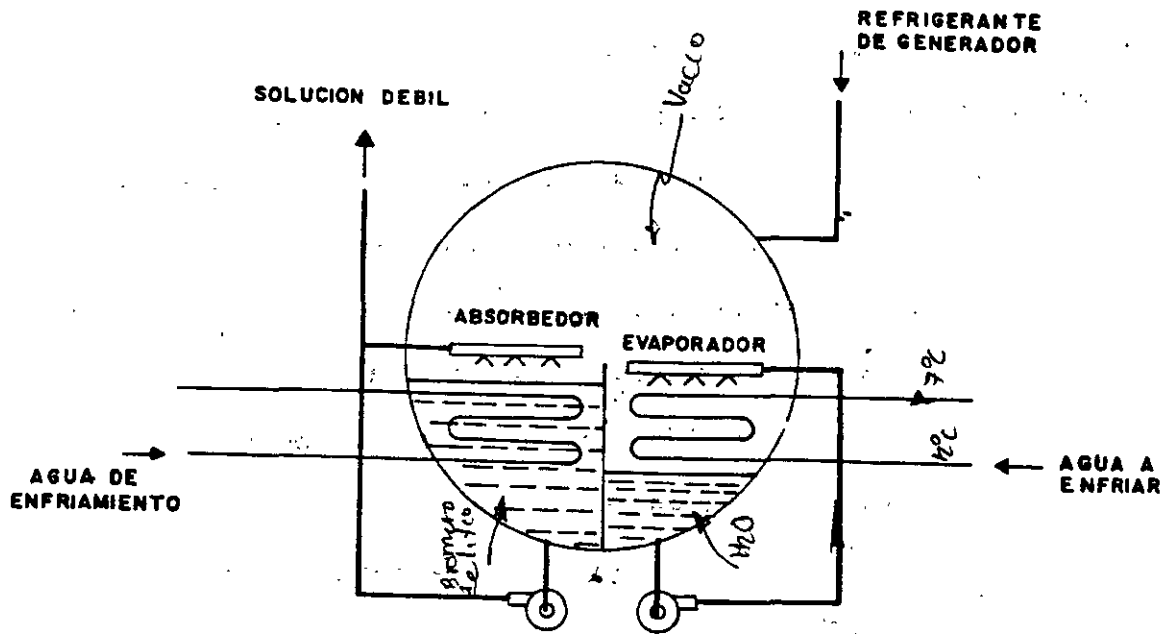


Fig 1

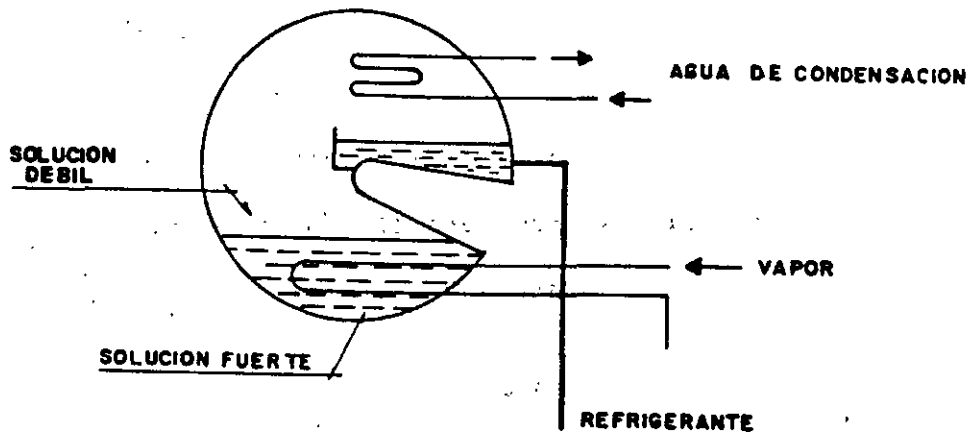


Fig. 2

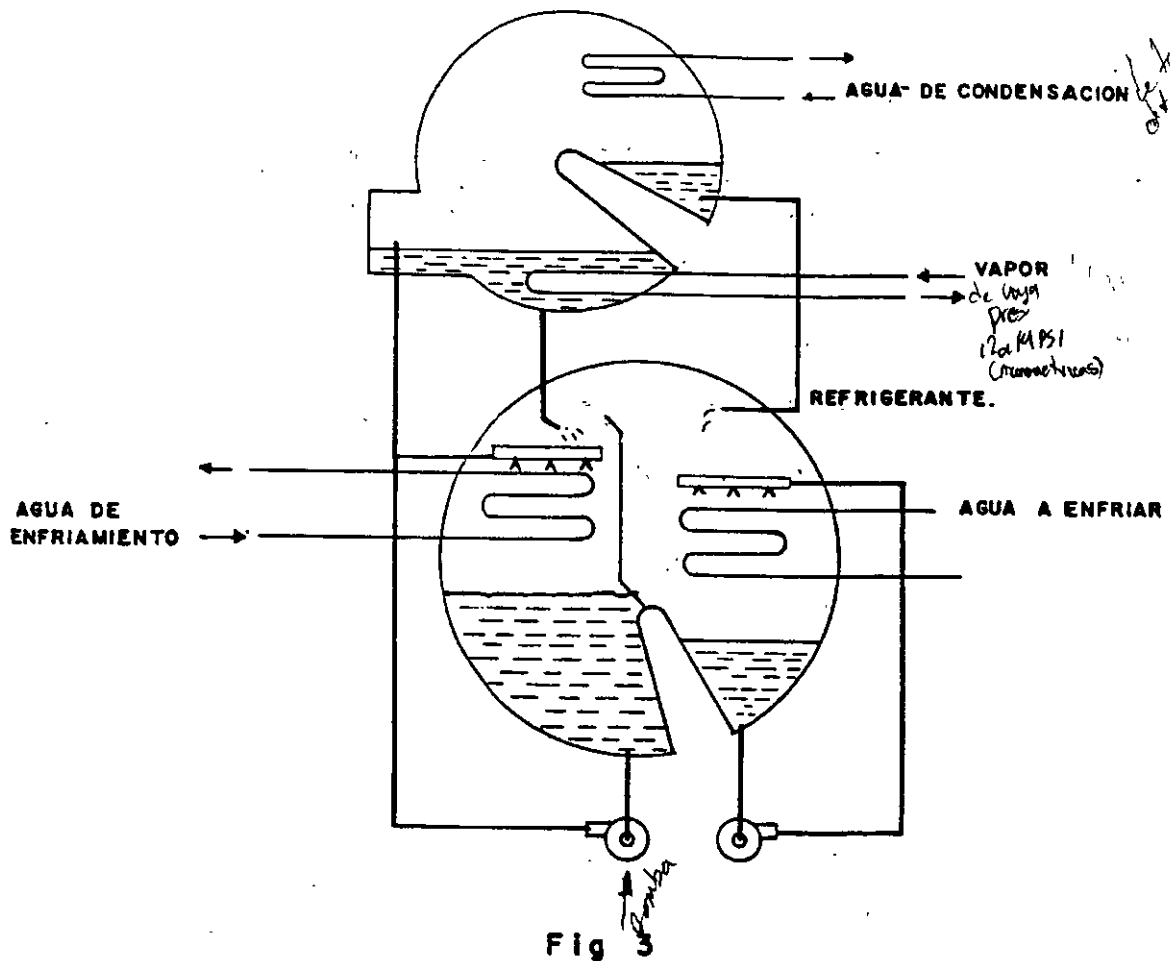
La figura (1) representa un recipiente hermético que contiene el ABSORBEDOR y el EVAPORADOR divididos por medio de una mampara, el absorbedor contiene

una solución concentrada del absorbente que es recirculada por medio de una bomba y espreada sobre su depósito, creando una gran superficie de contacto (el 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 agua helada de este equipo.

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

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

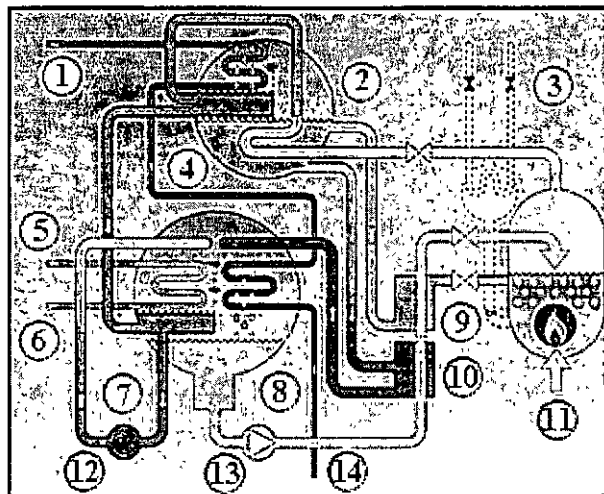


En la figura (3) se representa esquemáticamente el ciclo completo de un sistema de refrigeración por absorción y es importante hacer notar que uno de los elementos fundamentales en la economía del sistema es un cambiador de calor que enfría la solución "fuerte" obtenida en el generador por medio de la solución "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 una CRISTALIZACIÓN de la solución, en la gran mayoría de las máquinas modernas está prevista esta eventualidad y antes de que ocurra un sistema automático de dilución entra en operación. Sin embargo el problema de la cristalización se llega a presentar y es uno de los riesgos más importantes en la operación de estas unidades.

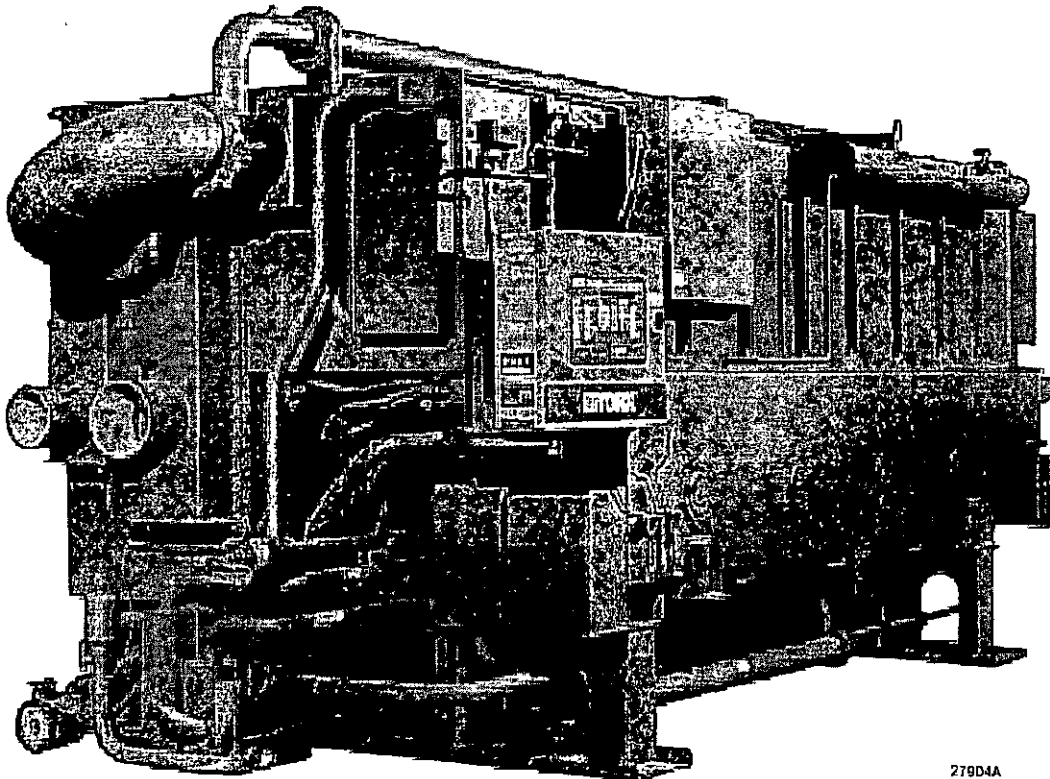
Refrigerante
Solución de Li Br
Agua fría
Agua Caliente de refrigeración

- 1.- Salida de agua de refrigeración (37 °C-39 °C).
- 2.- Generador de baja temperatura (90 °C, 0.08 atm.).
- 3.- Generador de alta temperatura (150 °C, 0.9 atm.).
- 4.- Condensador.
- 5.- Salida de agua fría (7 °C).
- 6.- Entrada de agua (12 °C).
- 7.- Evaporador (5 °C, 0.01 atm)
- 8.- Absorbedor.
- 9.- Intercambiador de calor de alta temperatura.
- 10.- Intercambiador de calor de baja temperatura.
- 11.- Gas canalizado.
- 12.- Bomba refrigerante.
- 13.- Bomba de solución.
- 14.- Entrada de agua de refrigeración (32 °C)





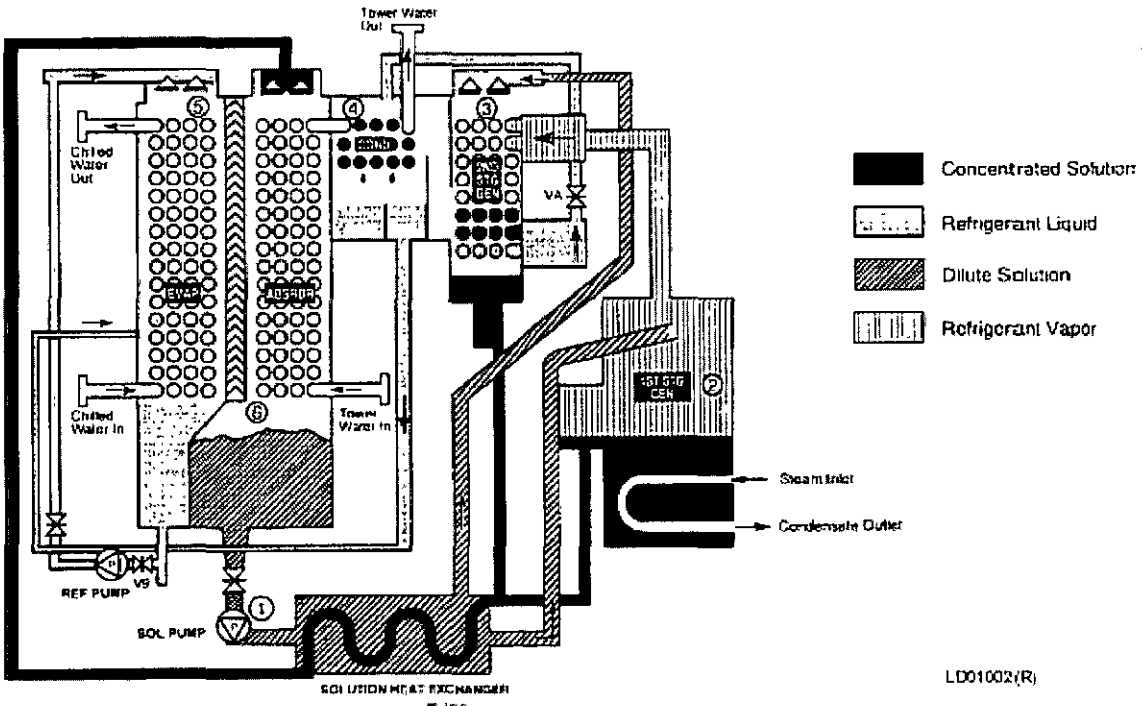
MILLENNIUM™
YPC Two-Stage Steam-Fired Absorption Chiller



279D4A

Models YPC-ST-14SC through YPC-ST-19S
300 through 675 Tons
1050 through 2373 kW

CHILLING CYCLE



TUBERÍA Y BOMBEO

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 cómo clasificamos las bombas esta hecho de la forma como se aplica la energía para mover un fluido, catalogándolas, de Dinámicas o centrifugas y de desplazamiento positivo.

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

Los conceptos más importantes que debemos saber para él calculo de una bomba:

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

Carga: Carga o presión normalmente expresada de altura ejerce una presión de 1 kg/cm² en su base (a nivel del mar), es por esta relación que 10 mCA equivale a 1 kg/cm².

La operación de una bomba centrífuga 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.

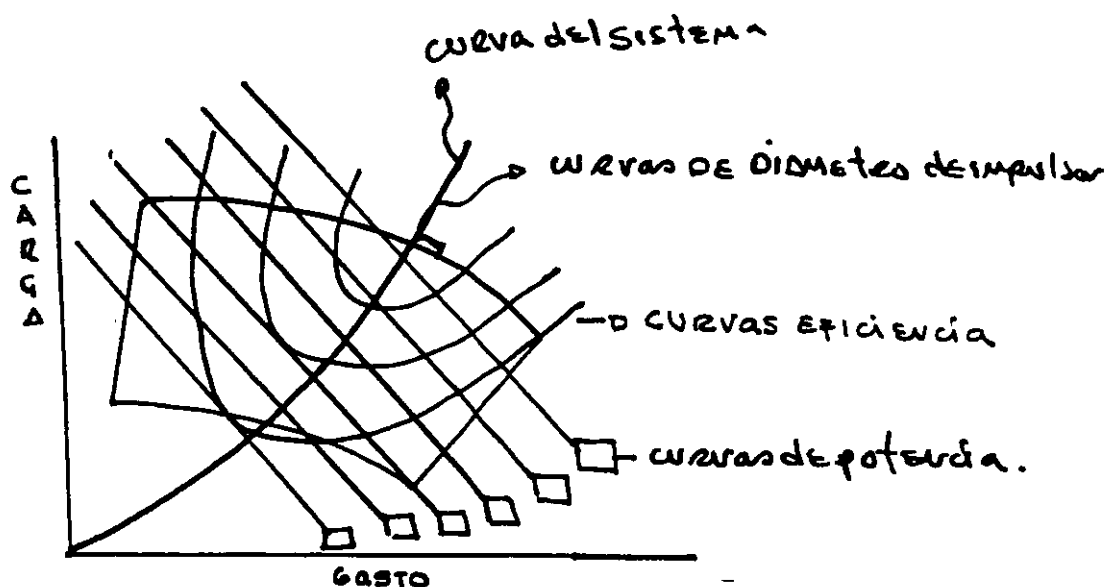
Carga estática: Se considera como la presión que se requiere en un sistema para elevar el agua a un nivel determinado, también se considera la carga estática como la condición que toda bomba centrífuga debe satisfacer antes de que de algún gasto.

Carga dinámica: Es la pérdida de presión a través 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 líquido 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 centrífuga produce de acuerdo a sus características de salida, como son gasto, carga, velocidad.

$$Whp = \frac{Gasto \times carga}{3960}$$

Potencia al freno (BHP): Es la potencia o energía requerida para operar una bomba centrífuga, en un punto en particular de la curva de comportamiento.

$$Whp = \frac{Gasto \times carga \times ge}{3960 \times eficiencia}$$

donde :

$$el\ gasto = \frac{gal}{min}$$

$$carga = FtCA$$

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 centrífugas.

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 de las variaciones en velocidad ó en diámetro del impulsor.

$$Q_2 = \frac{RPM_1}{RPM_2} Q_1$$

$$H_2 = \frac{RPM_2}{RPM_1} H_1$$

$$P_2 = \frac{RPM_2}{RPM_1} P_1$$

Curva de sistema: Es la representación gráfica de las características de la 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.

Plantilla para curvas de sistema: La plantilla para curvas de sistema, es el resultado matemático del cálculo de varias curvas de relación cuadrática. Cuando esta plantilla se pone sobre una curva de comportamiento (gasto-carga) de una bomba centrífuga, 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 interseca con el punto de operación es la curva de resistencia para esas condiciones de operación en particular. Si ninguna curva de sistema interseca, 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.

Patrón 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:

$$251 \times 12 = 3012 \text{ horas}$$

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 fórmula para BHP antes mencionada.

Considerando 0.746 kw/hra.

0.60 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	354.41	212.64
320	20	50.2	8.50	6.34	318.26	190.95
240	30	75.3	7.39	5.51	414.90	248.94
160	30	75.3	6.13	4.57	344.12	306.47
						859.31

Operación mensual a velocidad constante de una bomba:

$$859.31 \times 12 = \$1\,031.72 \text{ Kw/hra mensual.}$$

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

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

GPM	400	320	240	160
%0	100	80	60	40
RPM	1750	1750	1750	1750
RPM	1750	1400	1050	700
H	76	80	83	85
H	76	51.2	29.88	13.60
BHP	9.47	8.50	7.39	6.13
BHP	9.47	4.33	1.55	0.36

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	354.41	212.64
320	20	50.2	4.33	3.23	162.19	97.28
240	30	75.3	1.55	1.15	36.59	51.95
160	30	75.3	.36	0.26	27.10	16.26
					630.24	370.13

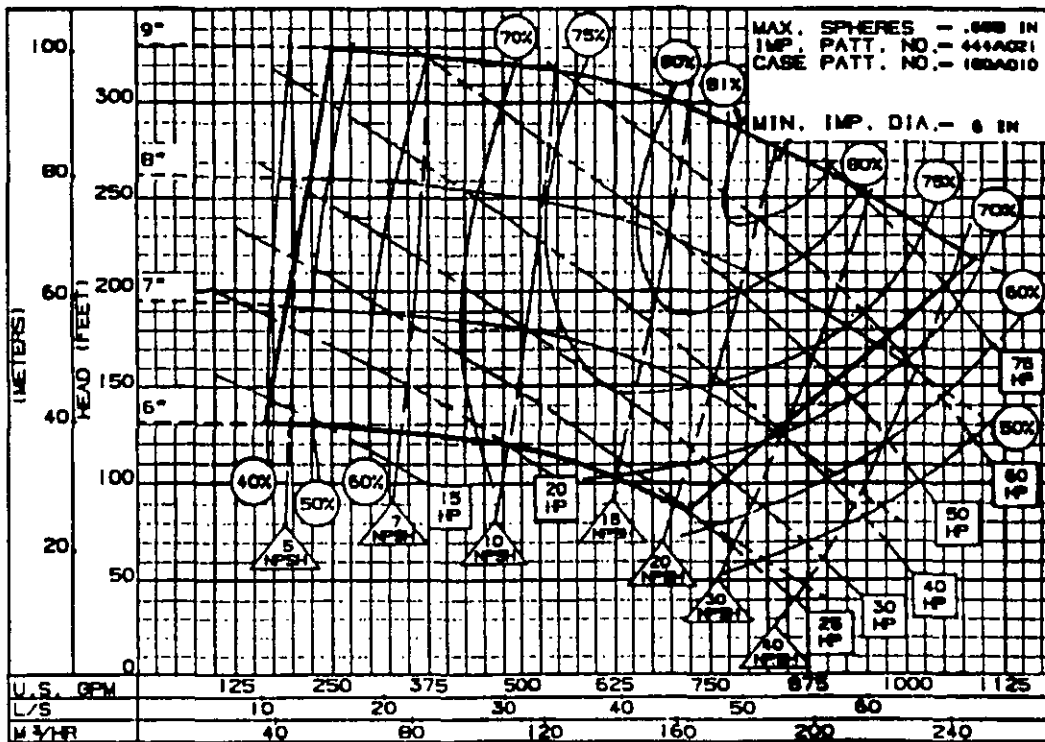
Da 630.24 Kw/mes x 12= 7,560 kw/año
Costo mensual \$ 370.13 x 12=4,537.56 anual,

Por lo que hay un ahorro del 56% en costo, y 56% en energía, con relación a velocidad constante.

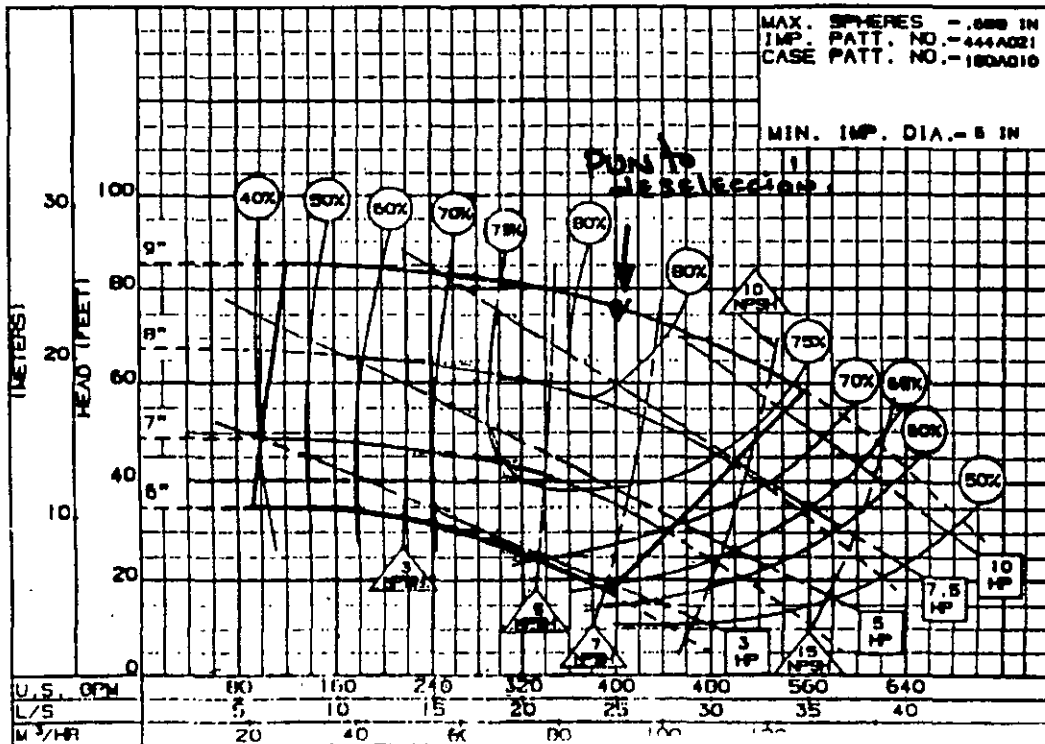
4 x 5 x 9A SERIES 340 or 360

ENCLOSED IMPELLER

SECTION 340/360 PA
 DATED JANUARY 13



3PC-116309



PIPE FRICTION MANUAL

FRICTION LOSS FOR WATER IN FEET PER 100 FEET OF PIPE

TABLE 1					TABLE 3				
1/8 INCH NOMINAL		WROUGHT IRON OR STEEL SCHEDULE 40 ID = 0.269 INCHES ε/D = 0.00669			1/8 INCH NOMINAL		WROUGHT IRON OR STEEL SCHEDULE 40 ID = 0.493 INCHES ε/D = 0.00365		
DISCHARGE		V	V ² /2g	h _f	DISCHARGE		V	V ² /2g	h _f
CFS	GPM	ft/sec	feet	feet per 100 feet of pipe	CFS	GPM	ft/sec	feet	feet per 100 feet of pipe
.000046	0.02	0.113	0.000198	0.272	0.00134	0.6	1.01	0.0158	1.74
.0000891	0.04	0.226	0.000792	0.543	0.00178	0.8	1.34	0.0281	2.89
.000134	0.06	0.339	0.00178	0.815	0.00223	1.0	1.68	0.0440	4.30
.000178	0.08	0.452	0.00317	1.087	0.00334	1.5	2.52	0.0988	8.93
.000223	0.10	0.565	0.00495	1.359	0.00446	2.0	3.36	0.176	15.0
.000267	0.12	0.677	0.00713	1.630	0.00557	2.5	4.20	0.274	22.6
.000312	0.14	0.790	0.00971	1.902	0.00668	3.0	5.04	0.395	31.8
.000356	0.16	0.903	0.0128	2.174	0.00780	3.5	5.88	0.538	42.6
.000401	0.18	1.02	0.0160	2.445	0.00891	4.0	6.72	0.702	54.9
.000446	0.20	1.13	0.0198	2.717	0.0100	4.5	7.56	0.889	68.4
TRANSITION TO TURBULENT FLOW									
.000668	0.3	1.69	0.0446	9.70	0.0111	5.0	8.40	1.097	83.5
.000891	0.4	2.26	0.0792	16.2	0.0123	5.5	9.24	1.33	100.
.0011	0.5	2.82	0.124	24.2	0.0134	6.0	10.08	1.58	118.
.00134	0.6	3.39	0.178	33.8	0.0149	6.5	10.9	1.85	137.
.00156	0.7	3.95	0.243	44.8	0.0156	7.0	11.8	2.15	158.
.00178	0.8	4.52	0.317	57.4	0.0167	7.5	12.6	2.47	181
.00201	0.9	5.08	0.401	71.6	0.0178	8.0	13.4	2.81	205
.00223	1.0	5.65	0.495	87.0	0.0189	8.5	14.3	3.17	231
.00267	1.2	6.77	0.713	122	0.0201	9.0	15.1	3.56	258
.00312	1.4	7.90	0.971	164	0.0212	9.5	16.0	3.96	286
.00356	1.6	9.03	1.28	212	0.0223	10.0	16.8	4.39	316
.00401	1.8	10.2	1.60	265					
.00446	2.0	11.3	1.98	324					

TABLE 2					TABLE 4				
1/8 INCH NOMINAL		WROUGHT IRON OR STEEL SCHEDULE 40 ID = 0.364 INCHES ε/D = 0.00495			1/8 INCH NOMINAL		WROUGHT IRON OR STEEL SCHEDULE 40 ID = 0.622 INCHES ε/D = 0.00289		
DISCHARGE		V	V ² /2g	h _f	DISCHARGE		V	V ² /2g	h _f
CFS	GPM	ft/sec	feet	feet per 100 feet of pipe	CFS	GPM	ft/sec	feet	feet per 100 feet of pipe
0.000111	0.05	0.154	0.000369	0.203	0.00156	0.7	0.739	0.00849	0.740
0.000223	0.10	0.308	0.001477	0.405	0.00223	1.0	1.056	0.0173	1.86
0.000334	0.15	0.462	0.00332	0.608	0.00334	1.5	1.58	0.0390	2.85
0.000446	0.20	0.617	0.00591	0.810	0.00446	2.0	2.11	0.0693	4.78
0.000557	0.25	0.771	0.00923	1.013	0.00557	2.5	2.64	0.1083	7.16
TRANSITION TO TURBULENT FLOW									
0.000891	0.4	1.23	0.0236	3.7	0.00668	3.0	3.17	0.156	10.0
0.00134	0.6	1.85	0.0532	7.6	0.00780	3.5	3.70	0.212	13.3
0.00178	0.8	2.47	0.0946	12.7	0.00891	4.0	4.22	0.277	17.1
0.00223	1.0	3.08	0.1477	19.1	0.0100	4.5	4.75	0.351	21.3
0.00267	1.2	3.70	0.213	26.7	0.0111	5.0	5.28	0.433	25.8
0.00312	1.4	4.32	0.290	35.3	0.0123	5.5	5.81	0.524	30.9
0.00356	1.6	4.93	0.378	45.2	0.0134	6.0	6.34	0.624	36.5
0.00401	1.8	5.55	0.479	56.4	0.0149	6.5	6.86	0.732	42.4
0.00446	2.0	6.17	0.591	69.0	0.0156	7.0	7.39	0.849	48.7
0.00557	2.5	7.71	0.923	105.	0.0167	7.5	7.92	0.975	55.5
0.00668	3.0	9.25	1.330	148	0.0178	8.0	8.45	1.109	62.7
0.00780	3.5	10.79	1.810	200	0.0189	8.5	8.98	1.25	70.3
0.00891	4.0	12.33	2.36	259	0.0201	9.0	9.50	1.40	78.3
0.0100	4.5	13.87	2.99	326	0.0212	9.5	10.03	1.56	86.9
0.0111	5.0	15.42	3.69	398	0.0223	10.0	10.56	1.73	95.9
					0.0245	11.0	11.6	2.10	115
					0.0267	12.0	12.7	2.49	136
					0.0290	13.0	13.7	2.93	159
					0.0312	14.0	14.8	3.40	183
					0.0334	15.0	15.8	3.90	209

NOTE: No allowance has been made for age, differences in diameter, or any abnormal condition of interior surface. Any factor of safety must be estimated from the local conditions and the requirements of each particular installation.

HYDRAULIC INSTITUTE

FRICITION LOSS FOR WATER IN FEET PER 100 FEET OF PIPE

TABLE 5					TABLE 6				
3/4 INCH NOMINAL		WROUGHT IRON OR STEEL SCHEDULE 40 ID=0.824 INCHES ε/D=0.00218			1 INCH NOMINAL		WROUGHT IRON OR STEEL SCHEDULE 40 ID=1.049 INCHES ε/D=0.00172		
DISCHARGE		V	V ³ /2g	h _f	DISCHARGE		V	V ³ /2g	h _f
CFS	GPM	ft/sec	feet	feet per 100 feet of pipe	CFS	GPM	ft/sec	feet	feet per 100 feet of pipe
0.00223	1.0	0.602	0.00563	0.260	0.00267	1	0.371	0.00214	0.114
0.00334	1.5	0.903	0.0127	0.730	0.00446	2	0.742	0.00857	0.379
0.00446	2.0	1.20	0.0225	1.21	0.00668	3	1.114	0.01927	0.772
0.00557	2.5	1.50	0.0352	1.80	0.00891	4	1.48	0.0343	1.295
0.00668	3.0	1.81	0.0506	2.50	0.0111	5	1.86	0.0535	1.93
0.00780	3.5	2.11	0.0689	3.30	0.0134	6	2.23	0.0771	2.68
0.00891	4.0	2.41	0.0900	4.21	0.0156	7	2.60	0.1049	3.56
0.0100	4.5	2.71	0.114	5.21	0.0178	8	2.97	0.137	4.54
0.0111	5.0	3.01	0.141	6.32	0.0201	9	3.34	0.173	5.65
0.0134	6.0	3.61	0.203	8.87	0.0223	10	3.71	0.214	6.86
0.0156	7.0	4.21	0.276	11.8	0.0267	12	4.45	0.308	9.62
0.0178	8.0	4.81	0.360	15.0	0.0312	14	5.20	0.420	12.8
0.0201	9.0	5.42	0.456	18.8	0.0356	16	5.94	0.548	16.5
0.0223	10	6.02	0.563	23.0	0.0401	18	6.68	0.694	20.6
0.0245	11	6.62	0.681	27.6	0.0446	20	7.42	0.857	25.1
0.0267	12	7.22	0.810	32.6	0.0490	22	8.17	1.036	30.2
0.0290	13	7.82	0.951	37.8	0.0535	24	8.91	1.23	35.6
0.0312	14	8.42	1.103	43.5	0.0579	26	9.65	1.45	41.6
0.0334	15	9.03	1.27	49.7	0.0624	28	10.39	1.68	47.9
0.0356	16	9.63	1.44	56.3	0.0668	30	11.1	1.93	54.6
0.0379	17	10.23	1.63	63.1	0.0713	32	11.9	2.19	61.8
0.0401	18	10.8	1.82	70.3	0.0756	34	12.6	2.48	69.4
0.0423	19	11.4	2.03	78.0	0.0802	36	13.4	2.78	77.4
0.0446	20	12.0	2.25	86.1	0.0847	38	14.1	3.09	86.0
0.0490	22	13.2	2.72	104	0.0891	40	14.8	3.43	95.0
0.0535	24	14.4	3.24	122	0.0936	42	15.6	3.78	104.5
0.0579	26	15.6	3.80	143	0.0980	44	16.3	4.15	114
0.0624	28	16.8	4.41	164	0.102	46	17.1	4.53	124
0.0668	30	18.1	5.06	187	0.107	48	17.8	4.93	135
					0.111	50	18.6	5.35	146
					0.123	55	20.4	6.48	176
					0.134	60	22.3	7.71	209
					0.145	65	24.1	9.05	245
					0.156	70	26.0	10.49	283
					0.167	75	27.8	12.0	324
					0.178	80	29.7	13.7	367
					0.189	85	31.6	15.5	413
					0.201	90	33.4	17.3	462
					0.212	95	35.3	19.3	513
					0.223	100	37.1	21.4	567

NOTE: No allowance has been made for age, differences in diameter, or any abnormal condition of interior surface. Any factor of safety must be estimated from the local conditions and the requirements of each particular installation.

HYDRAULIC INSTITUTE

FRICITION LOSS FOR WATER IN FEET PER 100 FEET OF PIPE

TABLE 9					TABLE 10				
2 INCH NOMINAL		WROUGHT IRON OR STEEL SCHEDULE 40 ID = 2.067 INCHES $\epsilon/D = 0.00087$			2½ INCH NOMINAL		WROUGHT IRON OR STEEL SCHEDULE 40 ID = 2.469 INCHES $\epsilon/D = 0.000729$		
DISCHARGE		V	V ³ /2g	h _f	DISCHARGE		V	V ³ /2g	h _f
CFS	GPM	ft/sec	feet	feet per 100 feet of pipe	CFS	GPM	ft/sec	feet	feet per 100 feet of pipe
0.00446	2	0.191	0.000568	0.0151	0.00668	3	0.201	0.000628	0.0129
0.00668	3	0.287	0.00128	0.0302	0.00891	4	0.268	0.00112	0.0213
0.00891	4	0.382	0.00227	0.0497	0.0134	5	0.402	0.00251	0.0432
0.0111	5	0.478	0.00355	0.0731	0.0178	6	0.536	0.00447	0.0712
0.0134	6	0.574	0.00511	0.1004	0.0223	8	0.670	0.00698	0.105
0.0156	7	0.669	0.00696	0.131	0.0267	10	0.804	0.0100	0.145
0.0178	8	0.765	0.00909	0.166	0.0312	12	0.938	0.0137	0.191
0.0201	9	0.860	0.0115	0.205	0.0356	14	1.07	0.0179	0.243
0.0223	10	0.956	0.0142	0.248	0.0401	16	1.21	0.0226	0.300
0.0267	12	1.15	0.0205	0.343	0.0446	18	1.34	0.0279	0.362
0.0312	14	1.34	0.0278	0.453	0.0490	20	1.47	0.0338	0.430
0.0356	16	1.53	0.0364	0.578	0.0535	22	1.61	0.0402	0.502
0.0401	18	1.72	0.0460	0.717	0.0579	24	1.74	0.0472	0.580
0.0446	20	1.91	0.0568	0.868	0.0624	26	1.88	0.0547	0.663
0.0490	22	2.10	0.0688	1.03	0.0668	28	2.01	0.0628	0.753
0.0535	24	2.29	0.0818	1.20	0.0780	30	2.35	0.0855	1.00
0.0579	26	2.49	0.0960	1.39	0.0891	35	2.68	0.112	1.28
0.0624	28	2.68	0.111	1.60	0.100	40	3.02	0.141	1.60
0.0668	30	2.87	0.128	1.82	0.111	45	3.35	0.174	1.94
0.0780	35	3.35	0.174	2.42	0.123	50	3.69	0.211	2.32
0.0891	40	3.82	0.227	3.10	0.134	55	4.02	0.251	2.72
0.100	45	4.30	0.288	3.85	0.145	60	4.36	0.295	3.16
0.111	50	4.78	0.355	4.67	0.156	65	4.69	0.342	3.63
0.123	55	5.26	0.430	5.59	0.167	70	5.03	0.393	4.13
0.134	60	5.74	0.511	6.59	0.178	75	5.36	0.447	4.66
0.145	65	6.21	0.600	7.69	0.189	80	5.70	0.504	5.22
0.156	70	6.69	0.696	8.86	0.201	85	6.03	0.565	5.82
0.167	75	7.17	0.799	10.1	0.212	90	6.37	0.630	6.45
0.178	80	7.65	0.909	11.4	0.223	95	6.70	0.698	7.11
0.189	85	8.13	1.03	12.8	0.245	100	7.04	0.771	7.83
0.201	90	8.60	1.15	14.2	0.267	110	7.37	0.844	8.51
0.212	95	9.08	1.28	15.8	0.290	120	8.04	1.00	10.0
0.223	100	9.56	1.42	17.4	0.312	130	8.71	1.18	11.7
0.245	110	10.52	1.72	20.9	0.334	140	9.38	1.37	13.5
0.267	120	11.5	2.05	24.7	0.356	150	10.05	1.57	15.4
0.290	130	12.4	2.40	28.8	0.379	160	10.7	1.79	17.4
0.312	140	13.4	2.78	33.2	0.401	170	11.4	2.02	19.6
0.334	150	14.3	3.20	38.0	0.423	180	12.1	2.26	21.9
0.356	160	15.3	3.64	43.0	0.446	190	12.7	2.52	24.2
0.379	170	16.3	4.11	48.4	0.490	200	13.4	2.79	26.7
0.401	180	17.2	4.60	54.1	0.535	210	14.7	3.38	32.2
0.423	190	18.2	5.13	60.1	0.579	220	16.1	4.02	38.1
0.446	200	19.1	5.68	66.3	0.624	240	17.4	4.72	44.5
0.490	220	21.0	6.88	80.0	0.668	260	18.8	5.47	51.3
0.535	240	22.9	8.18	95.0	0.780	280	20.1	6.28	58.5
0.579	260	24.9	9.60	111	0.891	300	23.5	8.55	79.2
0.624	280	26.8	11.14	128	1.003	350	26.8	11.2	103
0.668	300	28.7	12.8	146	1.114	400	30.2	14.1	130
0.713	320	30.6	14.5	166	1.225	450	33.5	17.4	160
0.758	340	32.5	16.4	187	1.337	500	36.9	21.1	193
0.802	360	34.4	18.4	209		550	40.2	25.1	230
0.847	380	36.3	20.5	233		600			
0.891	400	38.2	22.7	258					

NOTE: No allowance has been made for age, differences in diameter, or any abnormal condition of interior surface. Any factor of safety must be estimated from the local conditions and the requirements of each particular installation.

HYDRAULIC INSTITUTE

FRICTION LOSS FOR WATER IN FEET PER 100 FEET OF PIPE

TABLE 12

3½ INCH NOMINAL		WROUGHT IRON OR STEEL SCHEDULE 40 ID = 3.548 INCHES $\epsilon/D = 0.000507$			3½ INCH NOMINAL		WROUGHT IRON OR STEEL SCHEDULE 40 ID = 3.548 INCHES $\epsilon/D = 0.000507$		
DISCHARGE		V	$V^2/2g$	h_f	DISCHARGE		V	$V^2/2g$	h_f
CFS	GPM	ft/sec	feet	feet per 100 feet of pipe	CFS	GPM	ft/sec	feet	feet per 100 feet of pipe
0.0111	5	0.162	0.000409	0.00562	0.490	220	7.14	0.792	5.12
0.0223	10	0.323	0.00164	0.0186	0.535	240	7.79	0.943	6.04
0.0334	15	0.467	0.00368	0.0377	0.579	260	8.44	1.11	7.04
0.0446	20	0.649	0.00655	0.0630	0.624	280	9.09	1.28	8.11
0.0557	25	0.811	0.0102	0.0938	0.668	300	9.74	1.47	9.26
0.0668	30	0.974	0.0147	0.130	0.713	320	10.4	1.68	10.48
0.0780	35	1.14	0.0200	0.172	0.758	340	11.0	1.89	11.8
0.0891	40	1.30	0.0262	0.219	0.802	360	11.7	2.12	13.2
0.100	45	1.46	0.0331	0.271	0.847	360	12.3	2.36	14.6
0.111	50	1.62	0.0409	0.328	0.891	400	13.0	2.62	16.2
0.134	60	1.95	0.0589	0.455	0.936	420	13.6	2.89	17.8
0.156	70	2.27	0.0802	0.604	0.980	440	14.3	3.17	19.4
0.178	80	2.60	0.105	0.773	1.025	460	14.9	3.46	21.2
0.201	90	2.92	0.133	0.959	1.069	480	15.6	3.77	23.0
0.223	100	3.25	0.164	1.17	1.114	500	16.2	4.09	25.0
0.245	110	3.57	0.198	1.39	1.225	550	17.8	4.95	30.1
0.267	120	3.89	0.236	1.64	1.337	600	19.5	5.89	35.6
0.290	130	4.22	0.277	1.90	1.448	650	21.1	6.91	41.6
0.312	140	4.54	0.321	2.18	1.560	700	22.7	8.02	48.0
0.334	150	4.87	0.368	2.48	1.671	750	24.3	9.20	54.9
0.356	160	5.19	0.419	2.80	1.782	800	26.0	10.5	62.3
0.379	170	5.52	0.473	3.15	1.894	850	27.6	11.8	70.1
0.401	180	5.84	0.530	3.50	2.005	900	29.2	13.3	78.4
0.423	190	6.17	0.591	3.87	2.117	950	30.8	14.8	87.2
0.446	200	6.49	0.655	4.27	2.228	1 000	32.5	16.4	96.4
					2.451	1 100	35.7	19.8	116.1
					2.674	1 200	38.9	23.6	138
					2.896	1 300	42.2	27.7	162
					3.119	1 400	45.4	32.1	187
					3.342	1 500	48.7	36.8	214

NOTE: No allowance has been made for age, differences in diameter, or any abnormal condition of interior surface. Any factor of safety must be estimated from the local conditions and the requirements of each particular installation.

HYDRAULIC INSTITUTE

FRICITION LOSS FOR WATER IN FEET PER 100 FEET OF PIPE

TABLE 14

5 INCH NOMINAL		WROUGHT IRON OR STEEL SCHEDULE 40 ID = 5.047 INCHES $\epsilon/D = 0.000357$			5 INCH NOMINAL		WROUGHT IRON OR STEEL SCHEDULE 40 ID = 5.047 INCHES $\epsilon/D = 0.000357$		
DISCHARGE		V	V ² /2g	$\frac{h_f}{L}$	DISCHARGE		V	V ² /2g	$\frac{h_f}{L}$
CFS	GPM	ft/sec	feet	feet per 100 feet of pipe	CFS	GPM	ft/sec	feet	feet per 100 feet of pipe
0.0111	5	0.0802	0.000999	0.00107	1.11	500	8.02	0.999	4.16
0.0223	10	0.160	0.00400	0.00348	1.23	550	8.82	1.21	4.98
0.0446	20	0.321	0.0160	0.0116	1.34	600	9.62	1.44	5.88
0.0668	30	0.481	0.0360	0.0237	1.45	650	10.4	1.69	6.87
0.0891	40	0.641	0.0639	0.0395	1.56	700	11.2	1.96	7.03
0.111	50	0.802	0.0999	0.0587	1.67	750	12.0	2.25	9.05
0.134	60	0.962	0.0144	0.0814	1.78	800	12.8	2.56	10.22
0.156	70	1.12	0.0196	0.1076	1.89	850	13.6	2.89	11.5
0.178	80	1.28	0.0256	0.137	2.01	900	14.4	3.24	12.9
0.201	90	1.44	0.0324	0.169	2.12	950	15.2	3.61	14.3
0.223	100	1.60	0.0400	0.204	2.23	1000	16.0	4.00	15.8
0.267	120	1.92	0.0576	0.286	2.45	1100	17.6	4.84	19.0
0.312	140	2.25	0.0783	0.380	2.67	1200	19.2	5.76	22.5
0.356	160	2.57	0.102	0.487	2.90	1300	20.8	6.75	26.3
0.401	180	2.89	0.129	0.606	3.12	1400	22.5	7.83	30.4
0.446	200	3.21	0.160	0.736	3.34	1500	24.1	8.99	34.8
0.490	220	3.53	0.193	0.879	3.56	1600	25.7	10.2	39.5
0.535	240	3.85	0.230	1.035	3.79	1700	27.3	11.6	44.5
0.579	260	4.17	0.270	1.20	4.01	1800	28.8	12.9	49.7
0.624	280	4.49	0.313	1.38	4.23	1900	30.5	14.4	55.2
0.668	300	4.81	0.360	1.58	4.46	2000	32.1	16.0	61.0
0.713	320	5.13	0.409	1.78	4.68	2100	33.7	17.6	67.1
0.758	340	5.45	0.462	2.00	4.90	2200	35.3	19.3	73.5
0.802	360	5.77	0.518	2.22	5.12	2300	36.9	21.1	80.1
0.847	380	6.09	0.577	2.46	5.35	2400	38.5	23.0	87.0
0.891	400	6.41	0.639	2.72	5.57	2500	40.1	25.0	94.2
0.936	420	6.74	0.705	2.98	5.79	2600	41.7	27.0	102
0.980	440	7.06	0.774	3.26					
1.02	460	7.38	0.846	3.55					
1.07	480	7.70	0.921	3.83					

NOTE: No allowance has been made for age, differences in diameter, or any abnormal condition of interior surface. Any factor of safety must be estimated from the local conditions and the requirements of each particular installation.

PIPE FRICTION MANUAL

FRICITION LOSS FOR WATER IN FEET PER 100 FEET OF PIPE

TABLE 15

6 INCH NOMINAL		WROUGHT IRON OR STEEL SCHEDULE 40 ID = 6.065 INCHES $\epsilon/D = 0.000293$			ASPHALT-DIPPED CAST IRON ID = 6.00 INCHES $\epsilon/D = 0.000800$		
DISCHARGE		V	V ² /2g	h _f	V	V ² /2g	h _f
CFS	GPM	ft/sec	feet	feet per 100 feet of pipe	ft/sec	feet	feet per 100 feet of pipe
0.0223	10	0.111	0.000192	0.00146	0.113	0.000200	0.00157
0.0446	20	0.222	0.000767	0.00487	0.227	0.000800	0.00523
0.0668	30	0.333	0.00172	0.00988	0.340	0.00180	0.01070
0.0891	40	0.444	0.00307	0.0164	0.454	0.00320	0.0179
0.111	50	0.555	0.00479	0.0244	0.567	0.00500	0.0268
0.134	60	0.666	0.00690	0.0337	0.681	0.00720	0.0374
0.156	70	0.777	0.00939	0.0445	0.794	0.00980	0.0496
0.178	80	0.888	0.0123	0.0564	0.908	0.0128	0.0635
0.201	90	0.999	0.0155	0.0698	1.02	0.0162	0.0789
0.223	100	1.11	0.0192	0.0843	1.13	0.0200	0.0958
0.267	120	1.33	0.0276	0.118	1.36	0.0288	0.130
0.312	140	1.55	0.0376	0.155	1.59	0.0392	0.178
0.356	160	1.78	0.0491	0.198	1.82	0.0512	0.229
0.401	180	2.00	0.0621	0.246	2.04	0.0648	0.282
0.446	200	2.22	0.0767	0.299	2.27	0.0800	0.346
0.490	220	2.44	0.0927	0.357	2.50	0.0968	0.415
0.535	240	2.66	0.110	0.419	2.72	0.115	0.490
0.579	260	2.89	0.130	0.487	2.95	0.135	0.570
0.624	280	3.11	0.150	0.560	3.18	0.157	0.655
0.668	300	3.33	0.172	0.637	3.40	0.180	0.745
0.713	320	3.55	0.196	0.719	3.63	0.205	0.846
0.758	340	3.78	0.222	0.806	3.86	0.231	0.952
0.802	360	4.00	0.240	0.898	4.08	0.259	1.06
0.847	380	4.22	0.277	0.993	4.31	0.289	1.18
0.891	400	4.44	0.307	1.09	4.54	0.320	1.30
0.936	420	4.66	0.338	1.20	4.76	0.353	1.43
0.980	440	4.89	0.371	1.31	4.99	0.387	1.57
1.025	460	5.11	0.405	1.42	5.22	0.423	1.71
1.07	480	5.33	0.442	1.54	5.45	0.461	1.86
1.11	500	5.55	0.479	1.66	5.67	0.500	2.02
1.23	550	6.11	0.560	1.99	6.24	0.605	2.42
1.34	600	6.66	0.690	2.34	6.81	0.720	2.84
1.45	650	7.22	0.810	2.73	7.37	0.845	3.33
1.56	700	7.77	0.939	3.13	7.94	0.980	3.87
1.67	750	8.33	1.08	3.57	8.51	1.12	4.45
1.78	800	8.88	1.23	4.03	9.08	1.28	5.06
1.89	850	9.44	1.38	4.53	9.64	1.44	5.69
2.01	900	9.99	1.55	5.05	10.2	1.62	6.34
2.12	950	10.5	1.73	5.60	10.8	1.80	7.02
2.23	1 000	11.1	1.92	6.17	11.3	2.00	7.73
2.45	1 100	12.2	2.32	7.41	12.5	2.42	9.80
2.67	1 200	13.3	2.76	8.76	13.6	2.88	11.2
2.90	1 300	14.4	3.24	10.2	14.7	3.38	13.0
3.12	1 400	15.5	3.76	11.8	15.9	3.92	15.1
3.34	1 500	16.7	4.31	13.5	17.0	4.50	17.4
3.56	1 600	17.8	4.91	15.4	18.2	5.12	19.8
3.79	1 700	18.9	5.54	17.3	19.3	5.78	22.3
4.01	1 800	20.0	6.21	19.4	20.4	6.48	24.8
4.23	1 900	21.1	6.92	21.6	21.6	7.22	27.6
4.46	2 000	22.2	7.67	23.8	22.7	8.00	30.5
4.68	2 100	23.3	8.45	26.2	23.8	8.82	33.6
4.90	2 200	24.4	9.27	28.8	25.0	9.68	36.8
5.12	2 300	25.5	10.1	31.4	26.1	10.6	40.1
5.35	2 400	26.6	11.0	34.2	27.2	11.5	43.5
5.57	2 500	27.8	12.0	37.0	28.4	12.5	47.1
5.79	2 600	28.9	13.0	39.9	29.5	13.5	51.0
6.02	2 700	30.0	14.0	42.9	30.6	14.6	55.2
6.24	2 800	31.1	15.0	46.1	31.8	15.7	59.6
6.46	2 900	32.2	16.1	49.4	32.9	16.8	64.1
6.68	3 000	33.3	17.2	52.8	34.0	18.0	68.8
7.13	3 200	35.5	19.6	59.9	36.3	20.5	78.0
7.58	3 400	37.8	22.2	67.4	38.6	23.1	88.0
8.02	3 600	40.0	24.8	75.5	40.8	25.9	98.7
8.47	3 800	42.2	27.7	84.1	43.1	28.0	110
8.91	4 000	44.4	30.7	93.1	45.4	32.0	122

NOTE: No allowance has been made for age, differences in diameter, or any abnormal condition of interior surface. Any factor of safety must be estimated from the local conditions and the requirements of each particular installation.

HYDRAULIC INSTITUTE

FRICITION LOSS FOR WATER IN FEET PER 100 FEET OF PIPE

TABLE 16

8 INCH NOMINAL		WROUGHT IRON OR STEEL SCHEDULE 40 ID = 7.981 INCHES $\epsilon/D = 0.000226$			ASPHALT-DIPPED CAST IRON ID = 8.00 INCHES $\epsilon/D = 0.00060$		
DISCHARGE		V	V ² /2g	$\frac{h_f}{L}$	V	V ² /2g	$\frac{h_f}{L}$
CFS	GPM	ft/sec	feet	feet per 100 feet of pipe	ft/sec	feet	feet per 100 feet of pipe
0.0223	10	0.0641	0.000639	0.000401	0.0638	0.000633	0.000399
0.0446	20	0.128	0.00256	0.001320	0.128	0.00253	0.001320
0.0668	30	0.192	0.00575	0.00266	0.191	0.00570	0.00269
0.0891	40	0.257	0.0102	0.00442	0.255	0.0101	0.00447
0.111	50	0.321	0.0160	0.00652	0.319	0.0158	0.00664
0.134	60	0.385	0.0230	0.00904	0.382	0.0228	0.00920
0.156	70	0.449	0.0313	0.01190	0.447	0.0310	0.01210
0.178	80	0.513	0.0409	0.0151	0.511	0.0405	0.0154
0.201	90	0.577	0.0518	0.0186	0.574	0.0513	0.0191
0.223	100	0.641	0.0639	0.0224	0.638	0.0633	0.0232
0.247	120	0.770	0.0920	0.0311	0.766	0.0911	0.0323
0.312	140	0.898	0.125	0.0410	0.893	0.124	0.0428
0.356	160	1.03	0.164	0.0521	1.02	0.162	0.0548
0.401	180	1.15	0.207	0.0644	1.15	0.205	0.0681
0.446	200	1.28	0.256	0.0780	1.28	0.253	0.0828
0.490	220	1.41	0.309	0.0928	1.40	0.306	0.0989
0.535	240	1.54	0.368	0.1088	1.53	0.365	0.1163
0.579	260	1.67	0.432	0.1260	1.66	0.428	0.135
0.624	280	1.80	0.501	0.144	1.79	0.496	0.155
0.668	300	1.92	0.575	0.163	1.91	0.570	0.176
0.713	320	2.05	0.655	0.184	2.04	0.648	0.198
0.758	340	2.18	0.739	0.206	2.17	0.732	0.222
0.802	360	2.31	0.828	0.229	2.30	0.820	0.248
0.847	380	2.44	0.923	0.253	2.43	0.914	0.275
0.891	400	2.57	1.02	0.279	2.55	1.01	0.304
1.003	450	2.89	0.129	0.348	2.87	0.128	0.380
1.11	500	3.21	0.160	0.424	3.19	0.158	0.464
1.23	550	3.53	0.193	0.507	3.51	0.191	0.557
1.34	600	3.85	0.230	0.597	3.83	0.228	0.658
1.45	650	4.17	0.271	0.694	4.15	0.267	0.767
1.56	700	4.49	0.313	0.797	4.47	0.310	0.884
1.67	750	4.81	0.360	0.907	4.79	0.356	1.01
1.78	800	5.13	0.409	1.02	5.11	0.405	1.14
1.89	850	5.45	0.462	1.147	5.42	0.457	1.29
2.01	900	5.77	0.518	1.27	5.74	0.513	1.44
2.12	950	6.09	0.577	1.41	6.06	0.571	1.60
2.23	1 000	6.41	0.639	1.56	6.38	0.633	1.76
2.45	1 100	7.05	0.773	1.87	7.02	0.766	2.14
2.67	1 200	7.70	0.920	2.20	7.66	0.911	2.53
2.90	1 300	8.34	1.08	2.56	8.30	1.07	2.94
3.12	1 400	8.98	1.25	2.95	8.93	1.24	3.40
3.34	1 500	9.62	1.44	3.37	9.57	1.42	3.91
3.56	1 600	10.3	1.64	3.82	10.2	1.62	4.45
3.79	1 700	10.9	1.85	4.29	10.8	1.83	5.00
4.01	1 800	11.5	2.07	4.79	11.5	2.05	5.58
4.23	1 900	12.2	2.31	5.31	12.1	2.29	6.19
4.46	2 000	12.8	2.56	5.86	12.8	2.53	6.84
4.90	2 200	14.1	3.09	7.02	14.0	3.06	8.26
5.35	2 400	15.4	3.68	8.31	15.3	3.65	9.80
5.79	2 600	16.7	4.32	9.70	16.6	4.28	11.47
6.24	2 800	18.0	5.01	11.20	17.9	4.96	13.3
6.68	3 000	19.2	5.75	12.8	19.1	5.70	15.2
7.13	3 200	20.5	6.55	14.5	20.4	6.48	17.3
7.58	3 400	21.8	7.39	16.4	21.7	7.32	19.5
8.02	3 600	23.1	8.28	18.4	23.0	8.20	21.9
8.47	3 800	24.4	9.23	20.5	24.3	9.14	24.4
8.91	4 000	25.7	10.2	22.6	25.5	10.1	27.0
10.03	4 500	28.9	12.9	28.5	28.7	12.8	34.0
11.1	5 000	32.1	16.0	35.1	31.9	15.8	42.0
12.3	5 500	35.3	19.3	42.5	35.1	19.1	51.0
13.4	6 000	38.5	23.0	50.5	38.3	22.8	60.5
14.5	6 500	41.7	27.0	59.1	41.5	26.7	71.0
15.6	7 000	44.9	31.3	68.3	44.7	31.0	82.0
16.7	7 500	48.1	36.0	78.1	47.9	35.6	94.0
17.8	8 000	51.3	40.9	88.6	51.1	40.5	107

NOTE: No allowance has been made for age, differences in diameter, or any abnormal condition of interior surface. Any factor of safety must be estimated from the local conditions and the requirements of each particular installation.



INSTITUTO MEXICANO DEL SEGURO SOCIAL
SUBDIRECCION GENERAL ADMINISTRATIVA
JEFATURA DE PROYECTOS

CLAVE 65

PROYECTO _____ FECHA _____
UBICACION _____
LOCALIZACION _____
FECHA _____

TABLA AUXILIAR DE PESOS DE LAMINA GALVANIZADA Y AISLAMIENTO

Calibre de la línea
lado mayor
hasta 12" Cal 26
13 a 30" Cal 24
31 a 54" Cal 22
mayor a 55" Cal 20

SEMIPERI METRO PULGADA	L A M I N A G A L V A N I Z A D A N o.					A I S L A M I E N T O	
	26	24	22	20	18	1 PULGADA m ² /m	2 PULGADAS m ² /m
8	3.60	4.8				0.80	0.80
9	3.85	4.8				0.85	0.85
10	4.10	5.1				0.90	0.90
11	4.35	5.4				0.95	0.95
12	4.65	5.7				1.00	1.00
13	4.80	6.0				0.95	0.95
14	5.05	6.3				1.00	1.00
15	5.30	6.6				0.95	0.95
16	5.50	6.9				1.00	1.00
17	5.80	7.2				0.95	0.95
18	6.00	7.5				1.00	1.00
19	6.25	7.8				1.05	1.05
20	6.50	8.1				1.10	1.10
21	6.75	8.4				1.15	1.15
22	6.95	8.7				1.20	1.20
23	7.20	9.0				1.25	1.25
24	7.70	9.3				1.30	1.40
25		9.6				1.35	1.45
26		9.9				1.40	1.50
27		10.20				1.45	1.55
28		10.50				1.50	1.60
29		10.80				1.55	1.65
30		11.25				1.60	1.70
31		11.65				1.65	1.75
32		12.05				1.70	1.80
33		12.15				1.75	1.85
34		12.45				1.80	1.90
35		12.75	15.40			1.85	1.95
36		13.05	15.80			1.90	2.00
37		13.35	16.30			1.95	2.05
38		13.65	16.70			2.00	2.10
39		13.95	17.10			2.05	2.15
40		14.25	17.50			2.10	2.20
41		14.55	18.10			2.15	2.30
42		14.85	18.40			2.20	2.30
43		15.30	18.70			2.25	2.35
44		15.60	18.75			2.30	2.40
45		15.90	19.20			2.35	2.45
46		16.20	19.50			2.40	2.50
47		16.50	19.60			2.45	2.55
48		16.80	20.50			2.50	2.60
49		17.10	20.70			2.55	2.65
50		17.40	21.00			2.60	2.70
51		17.70	21.50			2.65	2.75
52		18.00	21.75			2.70	2.80
53		18.50	22.20			2.75	2.85



INSTITUTO MEXICANO DEL SEGURO SOCIAL
SUBDIRECCION GENERAL ADMINISTRATIVA
JEFATURA DE PROYECTOS

CLAVE 6.5.3

PROYECTO _____ NO. _____
UBICACION _____
LOCALIZACION _____
FECHA _____

TABLA AUXILIAR DE PESOS DE LAMINA GALVANIZADA Y AISLANTE

SEMIPERJ METRO PULGADA	L A M I N A G A L V A N I Z A D A No.					A I S L A M I E N T O	
	26	24	22	20	18	1 PULGADA	2 PULGADAS
	KG/m	KG/m	KG/m	KG/m	KG/m	m ² /m	m ² /m
152				78.80	102.90	7.70	7.80
153				78.78	103.90	7.73	7.83
154				79.20	104.28	7.80	7.90
155				79.90	104.93	7.93	7.93
156				80.28	105.43	7.90	8.00
157				80.70	106.20	7.93	8.05
158				81.18	106.80	8.00	8.10
159				81.60	107.40	8.05	8.15
160				82.05	108.00	8.10	8.20
161				82.50	108.60	8.15	8.23
162				82.95	109.20	8.20	8.30
163				83.40	109.80	8.25	8.35
164				83.85	110.40	8.30	8.40
165				84.30	111.00	8.35	8.45
166				84.75	111.60	8.40	8.50
167				85.20	112.20	8.45	8.55
168				85.65	112.80	8.50	8.60
169				86.10	113.40	8.55	8.65
170				86.55	114.00	8.60	8.70
171				87.00	114.60	8.65	8.75
172				87.45	115.20	8.70	8.80
173				88.00	115.80	8.75	8.85
174				88.50	116.40	8.80	8.90
175				88.95	117.00	8.85	8.95
176				89.40	117.60	8.90	9.00
177				89.85	118.20	8.95	9.05
178				90.30	118.80	9.00	9.10
179				90.75	119.40	9.05	9.15
180				91.20	120.00	9.10	9.20
181					120.60	9.15	9.25
182					121.20	9.20	9.30
183					121.80	9.25	9.35
184					122.40	9.30	9.40
185					123.00	9.35	9.45
186					123.60	9.40	9.50
187					124.20	9.45	9.55
188					124.80	9.50	9.60
189					125.40	9.55	9.65
190					126.00	9.60	9.70
191					126.60	9.65	9.75
192					127.20	9.70	9.80
193					127.80	9.75	9.85
194					128.40	9.80	9.90
195					129.00	9.85	9.95
196					129.60	9.90	10.00
197					130.20	9.95	10.05
198					130.80	10.00	10.10
199					131.40	10.05	10.15
200					132.00	10.10	10.20

 INSTITUTO MEXICANO DEL SEGURO SOCIAL SUBDIRECCION GENERAL ADMINISTRATIVA JEFATURA DE PROYECTOS	CLAVE 657
	PROYECTO _____ LUGAR _____ FECHA _____

TABLA AUXILIAR DE PESOS DE LAMINA GALVANIZADA Y AISLAMIENTO

SEMIPERI METRO PULGADA	L A M I N A G A L V A N I Z A D A No.					A I S L A M I E N T O	
	26	24	22	20	18	1 PULGADA	2 PULGADAS
	KG/m.	KG/m	KG/m	KG/m	KG/m	m ² /m	m ² /m
103				68.65	71.40	6.28	6.38
104				68.10	72.00	6.30	6.40
106				66.88	72.65	6.35	6.45
106				67.00	73.30	6.40	6.50
107				67.45	73.95	6.45	6.55
108				68.05	74.60	6.50	6.60
109				68.50	75.30	6.55	6.65
110				68.95	75.90	6.60	6.70
111				69.40	76.50	6.65	6.75
112				69.85	77.10	6.70	6.80
113				60.30	77.65	6.75	6.85
114				60.75	78.25	6.80	6.90
115				61.20	78.85	6.85	6.95
116				61.65	79.40	6.90	7.00
117				62.10	80.00	6.95	7.05
118				62.55	80.60	7.00	7.10
119				63.00	81.20	7.05	7.15
120				63.45	81.80	7.10	7.20
121				63.90	82.40	7.15	7.25
122				64.35	83.00	7.20	7.30
123				64.80	83.60	7.25	7.35
124				65.25	84.20	7.30	7.40
125				65.70	84.80	7.35	7.45
126				66.15	85.40	7.40	7.50
127				66.60	86.00	7.45	7.55
128				67.05	86.60	7.50	7.60
129				67.50	87.20	7.55	7.65
130				67.95	87.80	7.60	7.70
131				68.40	88.40	7.65	7.75
132				68.85	89.00	7.70	7.80
133				69.30	89.60	7.75	7.85
134				69.75	90.20	7.80	7.90
135				70.20	90.80	7.85	7.95
136				70.65	91.40	7.90	8.00
137				71.10	92.00	7.95	8.05
138				71.55	92.60	8.00	8.10
139				72.00	93.20	8.05	8.15
140				72.45	93.80	8.10	8.20
141				72.90	94.40	8.15	8.25
142				73.35	95.00	8.20	8.30
143				73.80	95.60	8.25	8.35
144				74.25	96.20	8.30	8.40
145				74.70	96.80	8.35	8.45
146				75.15	97.40	8.40	8.50
147				75.60	98.00	8.45	8.55
148				76.05	98.60	8.50	8.60
149				76.50	99.20	8.55	8.65
150				76.95	99.80	8.60	8.70
151				77.40	100.40	8.65	8.75



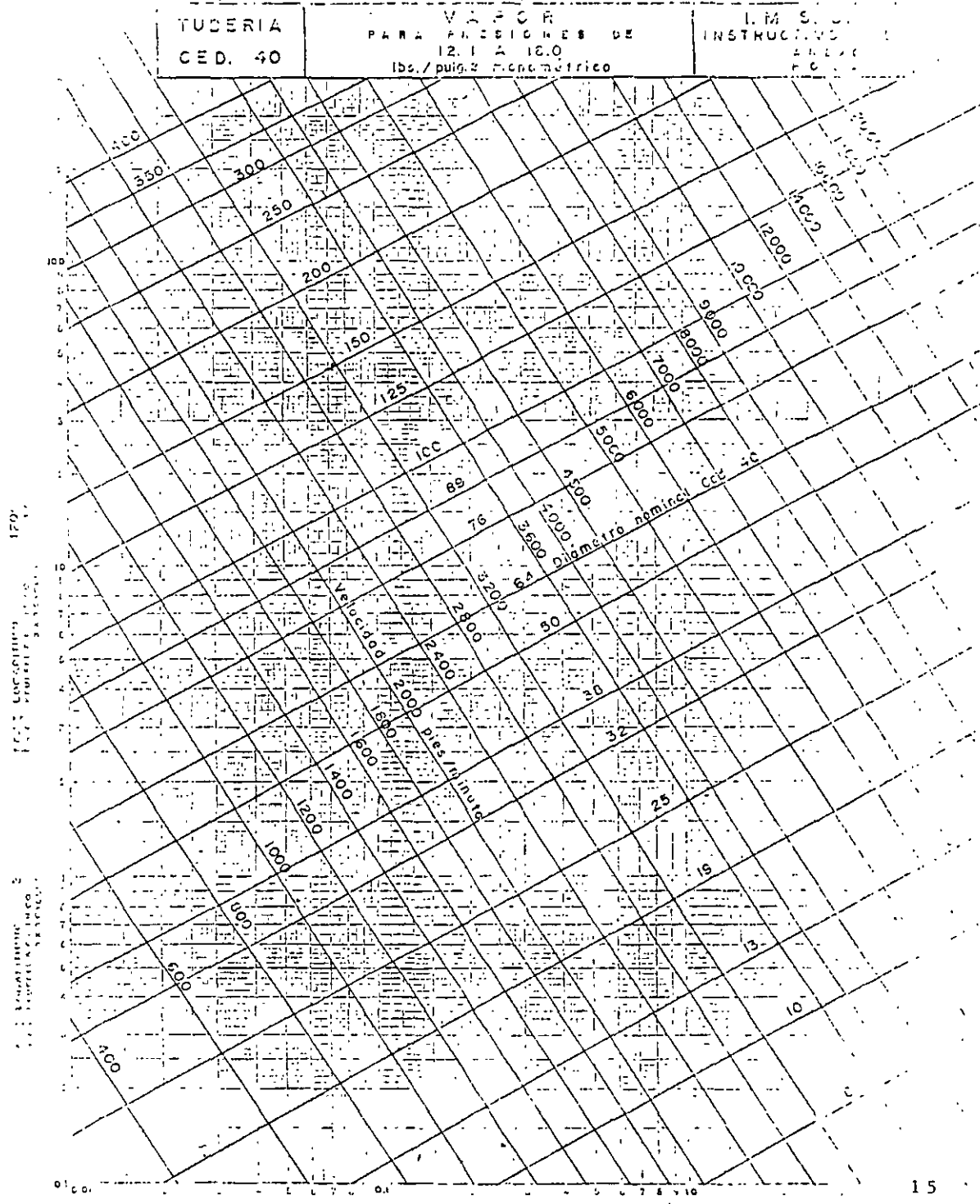
INSTITUTO MEXICANO DEL SEGURO SOCIAL
SUBDIRECCION GENERAL ADMINISTRATIVA
JEFATURA DE PROYECTOS

CLAVE 651

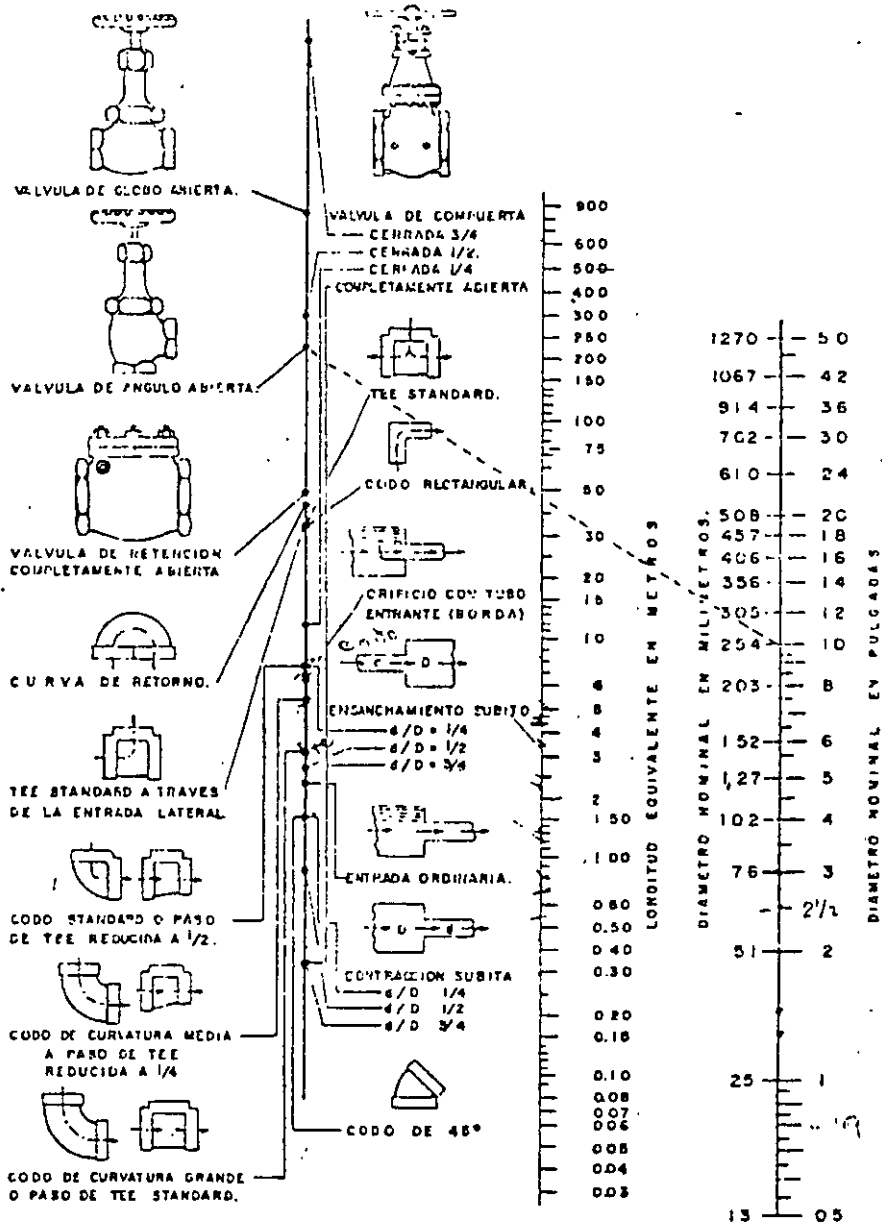
PROYECTO
UBICACION
LOCALIZACION
FECHA

TABLA AUXILIAR DE PESOS DE LAMINA GALVANIZADA Y AISLA-
MIENTO.

SEMPER: METRO PULGADA	L A M I N A G A L V A N I Z A D A N o.					A I S L A M I E N T O	
	26	24	22	20	18	1 PULGADA m ² /m	2 PULGADAS m ² /m
	KG/m.	KG/m.	KG/m.	KG/m.	KG/m.		
54		18.60	22.80			2.80	2.90
55		18.90	22.80			2.85	2.96
56		19.25	23.25			2.90	3.00
57		19.65	23.70			2.95	3.05
58		19.95	24.00			3.00	3.10
59		20.25	24.30			3.05	3.15
60		20.55	24.75			3.10	3.20
61		20.85	25.20			3.15	3.25
62		21.15	25.60			3.20	3.30
63		21.45	25.80			3.25	3.35
64		21.75	26.25			3.30	3.40
65		22.05	26.70			3.35	3.45
66		22.35	27.00			3.40	3.50
67		22.65	27.30			3.45	3.55
68		22.95	27.75			3.50	3.60
69		23.25	28.20	38.70		3.55	3.65
70		23.55	28.60	39.30		3.60	3.70
71			28.80	39.75		3.65	3.75
72			29.25	40.20		3.70	3.80
73			29.70	40.80		3.75	3.85
74			30.00	41.25		3.80	3.90
75			30.30	41.70		3.85	3.95
76			30.70	42.40		3.90	4.00
77			31.30	42.70		3.95	4.05
78			31.50	43.20		4.00	4.10
79			31.80	43.80		4.05	4.15
80			32.25	44.25		4.10	4.20
81			32.70	44.85		4.15	4.25
82			33.00	45.30		4.20	4.30
83			33.30	45.75		4.25	4.35
84			33.75	46.35		4.30	4.40
85			34.20	46.80		4.35	4.45
86			34.80	47.25		4.40	4.50
87			35.20	47.85		4.45	4.55
88			35.25	48.30		4.50	4.60
89			35.70	48.75		4.55	4.65
90			36.00	49.35		4.60	4.70
91			36.30	49.80		4.65	4.75
92			36.75	50.40		4.70	4.80
93			37.20	50.85		4.75	4.85
94			37.50	51.35		4.80	4.90
95			37.80	51.90		4.85	4.95
96			38.25	52.35		4.90	5.00
97				52.80		4.95	5.05
98				53.40	65.25	5.00	5.10
99				53.85	65.85	5.05	5.15
100				54.30	66.45	5.10	5.20
101				54.75	70.05	5.15	5.25
102				55.20	70.80	5.20	5.30



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



NOTA:

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

SELECCIÓN Y CONTROL DE VÁLVULAS DE AGUA FRÍA PARA AIRE ACONDICIONADO

Las válvulas más comúnmente usadas para el control de agua en los sistemas de agua fría y calefacción son:

- De dos vías: de un o dos asientos, esta última se llama también balanceada.
- De tres vías: de mezcla y divergentes.

Por su característica se pueden clasificar como:

- Apertura rápida (usadas en válvulas de dos posiciones, on/off).
- Lineares (usadas normalmente para control de vapor).
- Igual Porcentaje.

Para linearizar el comportamiento de la válvula con la capacidad del serpentín, se usa normalmente las válvulas de igual porcentaje.

Cuando se selecciona una válvula se debe considerar:

- a)** La autoridad de esta sobre el sistema, y el efecto de esta autoridad en el comportamiento válvulas serpentín. Ya que las características de la válvula se obtienen a una caída de presión constante, lo que raramente sucede.

Se recomienda que la válvula represente de entre un 25 aun 50% de la caída total del sistema, algunos textos recomiendan hasta 65 % de la caída total para válvulas de dos vías. Para el caso pueden hacerse diagramas de caída de presión e investigar el comportamiento de la válvula en el sistema en particular.

- b)** Como práctica común la válvula se dimensiona para igual la caída depresión del serpentín. De esta forma usando la definición del coeficiente de flujo Cv, se dice que la válvula deberá tener cumplir con:

$$Q_v = Q(dp)^{1/2}$$

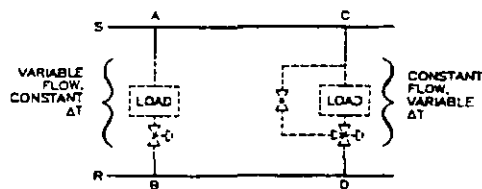


Fig 18 System Flow with Two-Way and Three-Way Valves

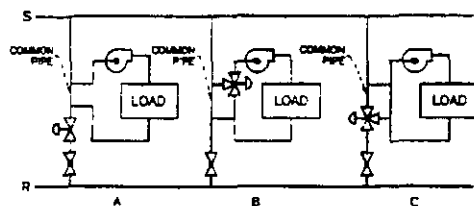


Fig 19 Load Pumps with Valve Control

SIZING CONTROL VALVES

For stable control, the pressure drop in the control valve at the full-open position should be no less than one-half the pressure drop in the branch. For example, in Figure 18, the pressure drop at full-open position for the two-way valve should equal one-half the pressure drop from A to B, and for the three-way valve, the full-open pressure drop should be half that from C to D. The pressure drop in the bypass balancing valve in the three-way valve circuit should be set to equal that in the coil (load).

Control valves should be sized on the basis of the valve coefficient C_v . For more information, see the section on Control Valve Sizing in Chapter 41.

If a system is to be designed with multiple zones of control such that load response is to be by constant flow through the load and variable Δt , control cannot be achieved by valve control alone; a load pump is required.

Several control arrangements of load pump and control valve configurations are shown in Figure 19. Note that in all three configurations the common pipe has no restriction or check valve. In all configurations there is no difference in control as seen by the load. However, the basic differences in control are

- 1 With the two-way valve configuration (Figure 19A), the distribution system sees a variable flow and a constant Δt , whereas with both three-way configurations, the distribution system sees a constant flow and a variable Δt .
2. Configuration B differs from C in that the pressure required through the three-way valve in Figure 19B is provided by the load pump, while in Figure 19C it is provided by the distribution pump(s).

LOW-TEMPERATURE HEATING SYSTEMS

These systems are used for heating spaces or processes directly, as with standing radiation and process heat exchangers, or indirectly, through air-handling unit coils for preheating, for reheating, or in hot water unit heaters. These systems are generally designed with supply water temperatures from 180 to 240°F and temperature drops from 20 to 100°F.

In the United States, hot water heating systems were historically designed for a 200°F supply water temperature and a 20°F temperature drop. This practice evolved from earlier gravity system designs and provides convenient design relationships for heat transfer coefficients related to cc tubing and finned-tube radiation and for calculations (one gallon per minute conveys 10,000 Btu/h at 20°F Δt). Because many terminal devices still require these flow rates, it is important to recognize this relationship in selecting devices and designing systems.

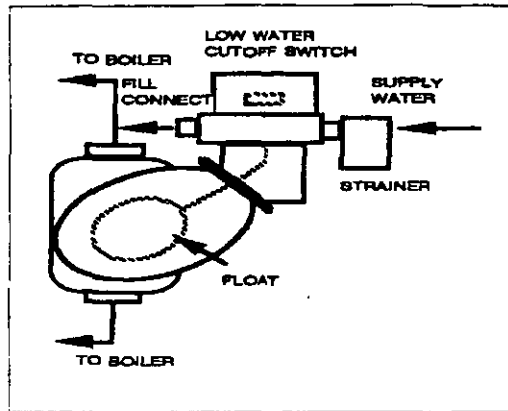


Fig. 14 Float Valve and Cutoff Steam Boiler Application

the mixing valve. (Figure 8 in Chapter 45 of the 1999 *ASHRAE Handbook—Applications* shows typical cross sections of three-way mixing and diverting valves.)

Special Purpose Valves

Special purpose valve bodies may be used on occasion, such as the four-way valve used to allow separate circulation in the boiler loop and a heated zone. Another form of four-way valve body is used as a changeover refrigeration valve in heat pump systems to reverse the evaporator to a condenser function.

Float valves are used to supply water to a tank or reservoir or serve as a special purpose boiler valve to maintain an operating water level at the float level location (Figure 14).

Butterfly Valves

In some applications, it is not possible to use standard three-way mixing or standard three-way bypass valves because of size limitations or space constraints. In these cases, two butterfly valves are mounted on a piping tee and cross-linked to operate as either three-way mixing or three-way bypass valves (Figure 15). Note that the flow characteristics of butterfly valves are different from standard seat and disk-type valves, so that their use is limited to applications where their flow characteristics suffice.

Control Valve Flow Characteristics

Generally, valves control the flow of fluids by an actuator, which moves a stem with an attached plug of various geometric shapes. The plug seats within the valve port and against the valve seat with a composition disk or metal-to-metal seating.

Based on the geometry of the plug, three distinct flow conditions can be developed (Figure 16):

1. **Quick Opening.** When started from the closed position, this valve allows a considerable amount of flow to pass for small stem travel. As the stem moves toward the open position, the rate at which the flow is increased per movement of the stem is reduced in a nonlinear fashion. This characteristic is used in two-position or on/off applications.
2. **Linear.** Linear valves produce equal flow increments per equal stem travel throughout the travel range of the stem. This characteristic is used on steam coil terminals and in the bypass port of three-way valves.
3. **Equal Percentage.** This type of valve produces an exponential flow increase as the stem moves from the closed position to the open. The term equal percentage means that for equal increments of stem travel, the flow increases by an equal percentage. For example, in Figure 16, if the valve is moved from 50 to 70% of full stroke, the percentage of full flow changes from 10 to 25%, an increase of 150%. Then, if the valve is moved from 80 to 100% of full stroke, the percentage of full flow changes from 40 to 100%,

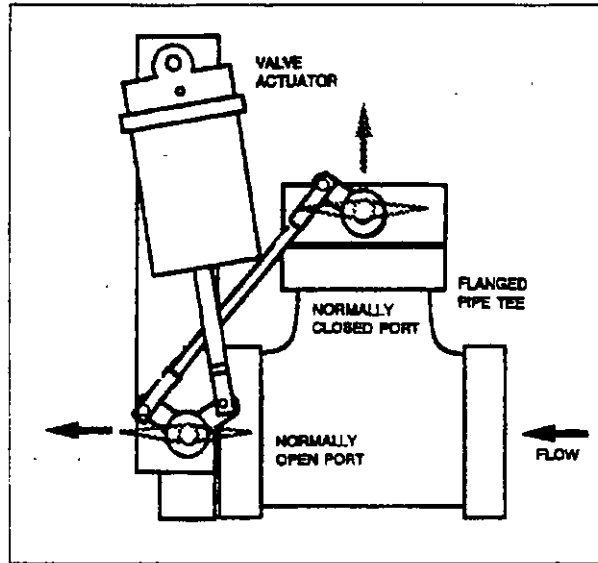


Fig. 15 Butterfly Valves—Diverging Tee Application

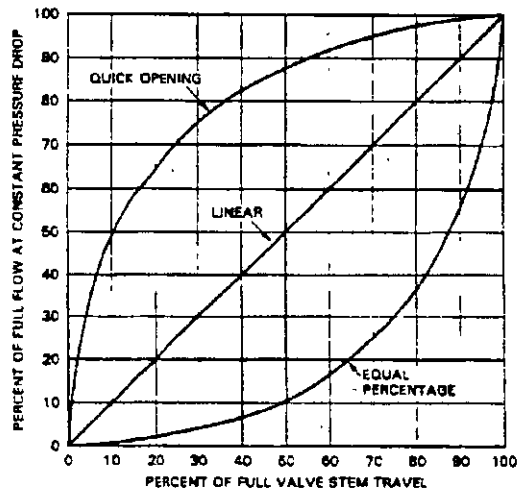


Fig. 16 Control Valve Flow Characteristics

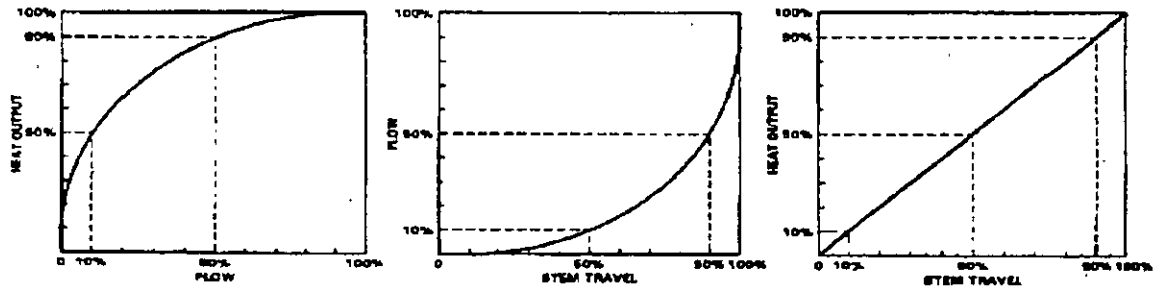


Fig. 17 Heat Output, Flow, and Stem Travel Characteristics of Equal Percentage Valve

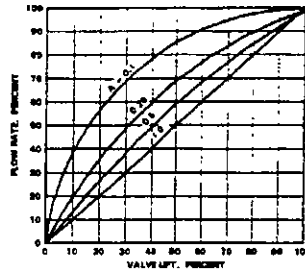


Fig. 18 Authority Distortion of Linear Flow Characteristics

again, an increase of 150%. This characteristic is recommended for control on hot and chilled water terminals.

Control valves are commonly used in combination with a coil and some other valve within a circuit to be controlled. To minimize control problems and design a more efficient system, the designer should note that when these actual flow characteristics are combined with coil performance curves (heating or cooling), the resulting energy output profile of the circuit versus the stem travel alters. Taking the valve flow characteristic and the coil heat emission curve values, a new plot can be shown resulting in an improved percentage output emission compared to the valve position (Figure 17). For a typical hydronic heating or cooling coil, the equal percentage results in the closest to a linear change and provides the most efficient control (Figure 17).

The three flow patterns are obtained by imposing a constant pressure drop across the modulating valve, but in actual conditions, the pressure drop across the valve is not constant and varies between a maximum (when it is controlling) and a minimum (when the valve is near full open). The ratio of these two pressure drops is known as *authority*. Figure 18 and Figure 19 show how the valve flow characteristic for the linear and equal percentage is distorted as the control valve authority is reduced by the choice of low valve pressure drops. The quick-opening characteristic, not shown, is distorted to the point that it approaches two-position or on/off control. The selection of the control valve pressure drop directly affects the valve authority and should be at least 25 to 50% of the system loop pressure drop, that is, the pressure drop from the pump discharge flange, supply main, supply riser, supply branch, heat transfer coil, return branch, fittings, balancing valve, and return main to the pump suction flange. The location of the control valve in the system results in unique pressure drop selections for each control valve. The higher valve pressure drop results in a smaller valve pipe size and better control.

Control Valve Sizing

Liquids. A valve creates fluid resistance in a circuit to limit the flow of the medium at a calculated pressure drop. Each passive element in a circuit creates a pressure drop according to the following general equation:

$$\Delta P = RQ^n \left(\frac{\rho}{\rho_w} \right) \quad (1)$$

where

ΔP = pressure drop, psi

R = resistance

ρ = fluid density, lb/ft³

ρ_w = density of water at 60°F, lb/ft³

Q = volumetric flow, gpm

n = system coefficient

For turbulent flows, the coefficient n is assumed to be 2, although for steel pipes $n = 1.85$.

For a valve, assuming $n = 2$, Equation (1) can be solved for flow.

$$Q = \sqrt{\left(\frac{\Delta P}{R} \right) \left(\frac{\rho_w}{\rho} \right)} \quad (2)$$

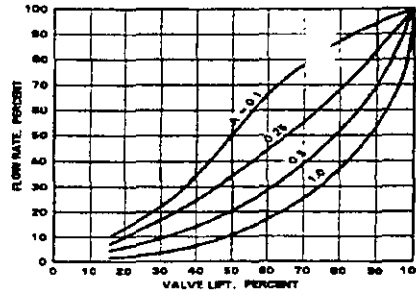


Fig 19 Authority Distortion of Equal Percentage Flow Characteristic

The term $\sqrt{1-R}$ can be replaced by the flow coefficient C_v , the ratio $\sqrt{\rho_w}$ is approximately one for water at temperatures below 250°F, and Equation (2) becomes

$$Q = C_v \sqrt{\Delta p} \quad (3)$$

or

$$Q = 0.67 C_v \sqrt{\Delta h} \quad (4)$$

where Δh = pressure drop, ft of water.

The control valve size should be selected by calculating the required C_v to provide the design flow at an assumed pressure drop Δp . A pressure drop of 25 to 50% of the available pressure between the supply and return riser (pump head) should be selected for the control valve. This pressure drop gives the best flow characteristic as described in the section on Control Valve Flow Characteristics.

For liquids with a viscosity correction factor V_f ,

$$Q = \frac{C_v}{V_f} \sqrt{\Delta p \left(\frac{\rho_w}{\rho} \right)} \quad (5)$$

Steam. For steam flow,

$$w = 2.1 \frac{C_v}{K} \sqrt{\Delta p (P_1 - P_2)} \quad (6)$$

where

w_s = steam flow, lb/h

$K = 1 + 0.0007 \times (\text{degrees of superheat})$

C_v = flow coefficient, gpm at $\Delta p = 1$ psi

P_1 = entering steam absolute pressure

P_2 = leaving steam absolute pressure

Δp = steam pressure drop across the valve $P_1 - P_2$

Note: Some manufacturers list the constant in Equation (6) as high as 3.2 but most agree on 2.1. As part of good practice, always confirm valve sizing with the manufacturer

Steam reaches critical or sonic velocity when the downstream pressure is 58%, or less, of the absolute inlet pressure. Increasing the pressure drop below the critical pressure produces no further increase in flow. As a result, when $P_2 \leq 0.58 P_1$, the following critical pressure drop formula is used:

$$C_v = \frac{w}{1.61 P_1} \quad (7)$$

Applications

Automatically controlled valves are applied to control many different variables. The most common examples are temperature, humidity, flow, and pressure. However, a valve can be used directly only to control flow or pressure. When flow is controlled, a pressure drop is implied, and when pressure is controlled, some maximum flow rate is implied. These two factors must be

considered in selecting control valves. For a general discussion of control theory and some typical valve applications, refer to Chapter 45 of the 1999 *ASHRAE Handbook—Applications*.

Although the discussion in this chapter applies to hot water, chilled water, and steam, control valves can be used with virtually any fluid. The fluid characteristics must be considered in selecting materials for the valve. The requirements are particularly strict for use with high-temperature water and high-pressure steam.

Steam is controlled in two ways:

1. When steam pressure is too high for use in a specific application, the pressure must be reduced by a pressure-reducing valve (PRV). This is normally a globe-type valve, because modulating control is required. The valve may be externally or internally piloted and is usually self-contained, using the steam pressure to drive the actuator. The load may vary, so it is sometimes desirable to use two or more valves in parallel, adjusted to open in sequence, for more accurate control.

2. Steam flow to a heat exchanger may be controlled in response to temperature or humidity requirements. In this case, an external control system is used with the steam valve as the controlled device. In selecting a steam valve, the maximum flow rate for the specific valve and entering steam pressure must be considered. These factors are determined from the critical pressure drop, which limits the flow.

Hot and chilled water are usually controlled in response to temperature or humidity requirements. When selecting a valve for controlling water flow, a pressure drop sufficiently large to allow the valve to control properly should be specified. The response of the heat exchanger coil to a change in flow is not linear; therefore, an equal percentage plug should be used, and the temperature of the water supply should be as high (hot water) or as low (chilled water) as required by the load conditions.

BALANCING VALVES

Two approaches are available for balancing hydronic systems: (1) a manual valve with integral pressure taps and a calibrated port, which permits field proportional balancing to the design flow conditions; (2) or an automatic flow-limiting valve selected to limit the circuit's maximum flow to the design flow.

Manual balancing valves can be provided with the following features:

- Manually adjustable stems for valve port opening or a combination of a venturi or orifice and an adjustable valve
- Stem indicator and/or scale to indicate the relative amount of valve opening
- Pressure taps to provide a readout of the pressure difference across the valve port or the venturi/orifice
- Capability to be used as a shutoff for future service of the heat transfer terminal
- Locking device for field setting the maximum opening of a valve
- Body tapped for attaching drain hose

Manual balancing valves may have rotary, rising, or nonrising stems for port adjustment (Figure 20).

Meters with various scale ranges, a field carrying case, attachment hoses, and fittings for connecting to the manual balancing valve should be used to determine its flow by reading the differential pressure. Some meters employ analog measuring elements with direct-reading mechanical dual-element Bourdon tubes. Other meters are electronic differential pressure transducers with a digital data display.

Many manufacturers of balancing valves produce circular slide rules to calculate circuit flow based on pressure difference readout across the balancing valve, its stem position, and/or the valve's flow coefficient. This calculator can also be used for determining the valve size selection and setting when the terminal design flow conditions are known.

CONTROLLED DEVICES

The controlled device regulates the flow of steam, water, electricity or air in an HVAC system. Water and steam flow regulators are known as **valves**, and airflow control devices are called **dampers**; both devices perform essentially the same function and must be properly sized and selected for the particular application. The control link to the valve or damper is called an operator, or actuator. This device uses electricity, compressed air, or hydraulic fluid to power the motion of the valve stem or damper linkage through its operating range.

Valves

An automatic valve is designed to control the flow of steam, water, gas, or other fluids. It may be considered as a variable orifice positioned by an electric or pneumatic operator in response to impulses, or signals from the controller. It may be equipped with a throttling plug or V-port specially designed to provide a desired flow characteristic.

Renewable composition discs are common. They are made of materials best suited to the media handled by the valve, the operating temperature, and the pressure. For high pressure or for superheated steam, metal discs are often used. Internal parts of valves, such as the seat ring, throttling plug, or V-port skirt, disc holder, and stem, are sometimes made of stainless steel or other hard and corrosion-resistant metal for use in severe service.

Various types of automatic valves include the following:

A **single-seated valve** (Figure 8A) is designed for tight shutoff. Appropriate disc materials for various pressures and media are used.

A **double-seated or balanced valve** (Figure 8B) is designed so that the media pressure acting against the valve disc is essentially balanced, reducing the operator force required. It is widely used where fluid pressure is too high to permit a single-seated valve to close. It cannot be used where a tight shutoff is required.

A **three-way mixing valve** (Figure 9A) has two inlet and one outlet connections and a double-faced disc operating between two seats. It is used to mix two fluids entering through the inlet connections and leaving through the common outlet, according to the position of the valve stem and disc.

A **three-way diverting valve** (Figure 9B) has one inlet and two outlet connections and two separate discs and seats. It is used to divert the flow to either of the outlets or to proportion the flow to both outlets.

A **butterfly valve** consists of a heavy ring enclosing a disc that rotates on an axis at or near its center and is similar to a round single-blade damper. In principle the disc seats against a ring machined within the body or a resilient liner in the body. Two butterfly valves can be used together to act like a three-way valve for mixing or diverting.

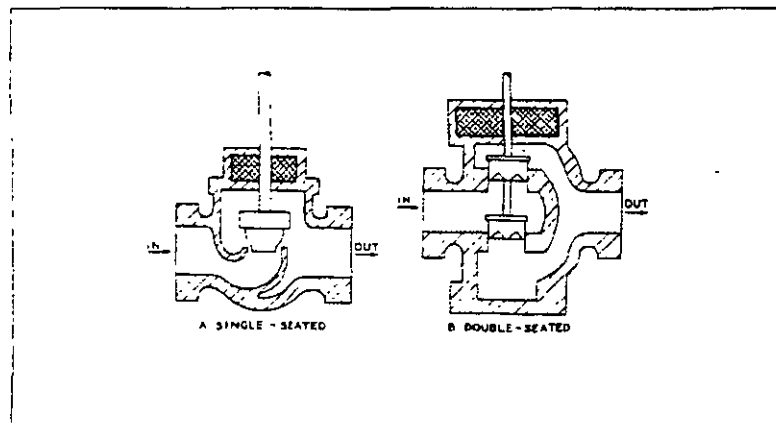


Fig. 8. Typical Single- and Double-Seated Two-Way Valves

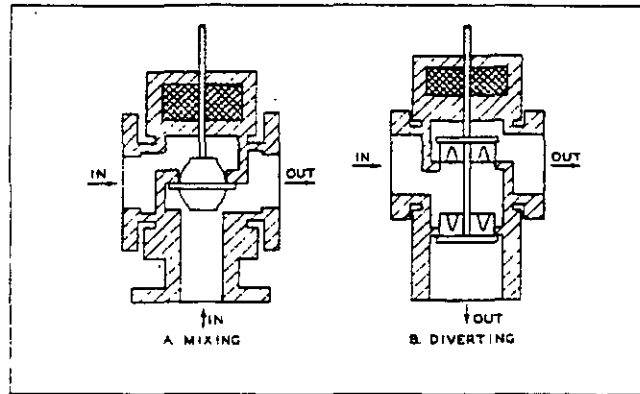
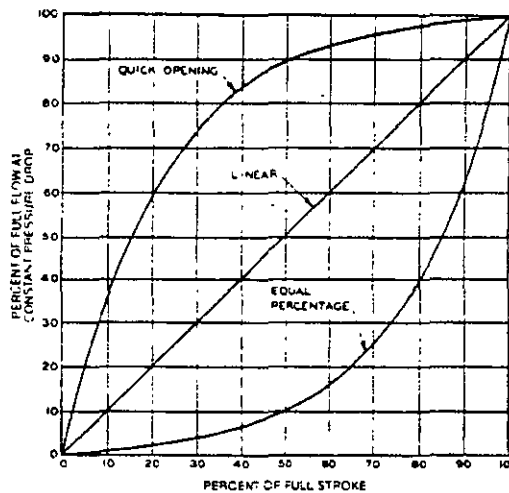


Fig. 9 Typical Three-Way Mixing and Diverting Valves

Characteristics. The performance of a valve is expressed in terms of its flow characteristics as it operates through its stroke, based on a constant pressure drop. Three common characteristics are shown in Figure 10 and are defined as follows:

- **Quick opening.** Maximum flow is approached rapidly as the device begins to open.
- **Linear.** Opening and flow are related in direct proportion.
- **Equal percentage.** Each equal increment of opening increases the flow by an equal percentage over the previous value.

Because the pressure drop across a valve seldom remains constant as its opening changes, actual performance usually deviates from the published characteristic curve. The magnitude of the deviation is determined by the overall design. For example, in a system arranged so that control valves or dampers can shut off all flow, the pressure drop across a controlled device increases from a minimum at design conditions to the total pressure drop at no flow. Figure 11 shows the extent of the resulting deviations for a valve or damper designed with a linear characteristic, when selection is based on various percentages of total system pressure drop. To allow for adequate control by valve or damper, the design pressure drop should be a reasonably large percentage of the total system pressure drop, or the system should be designed and controlled so that the pressure drop remains relatively constant.



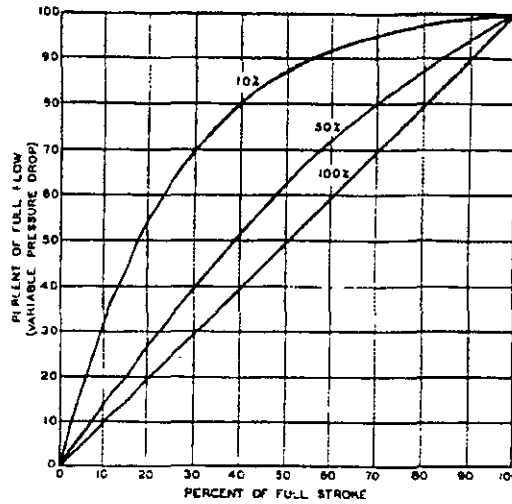


Fig. 11 Typical Performance curves for Linear Devices at Various Percentages of Total System Pressure Drop

Selection and Sizing. Higher pressure drops for controlled devices are obtained by using smaller sizes with a possible increase in size of other equipment in the system. Because sizing techniques are different for steam, water, and air, each is discussed separately.

Steam Valves. Steam-to-water and steam-to-air heat exchanger are typically controlled through regulation of steam flow using a two-way throttling valve. One-pipe steam systems require a line-size, two-position valve for proper condensate drainage and steam flow, while two-pipe steam systems can be controlled by two-position or modulating (throttling) valves.

Water Valves. Valves for water service may be two- or three-way and two-position or proportional. Proportional valves are used most often, but two-position valves are not unusual and are sometimes essential (e.g., on steam preheat coils). While it is possible to design a water system in which the pressure differential from supply to return is kept constant, it is seldom done. It is safer to assume that the pressure drop across the valve increases as it modulates from fully open to fully closed. Figure 12 shows the effect in a simple system with one pump, one two-way control valve, and a heat exchanger. The system curve represents the pressure loss in the piping and heat exchanger at various flow rates. The pump curve is the typical curve for a centrifugal pump. At design flow rates, the valve is selected for a specific

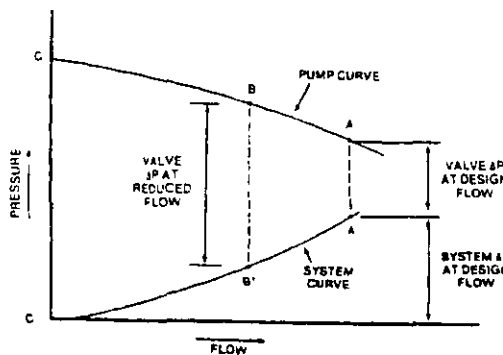


Fig. 12 Effect of a Valve in a Simple System with One Pump, One Two-Way Control Valve, and a Heat Exchanger

10

pressure drop, A-A'. At part load, the valve must partially close to provide a higher pressure drop, B-B'. The ratio between the design pressure drop A-A' and the zero flow pressure drop C-C' influences the control capability of the valve.

✓ Better control at part load is obtained by using equal percentage valves, particularly in hot water coils where the heat output of the coil is not linearly related to flow. As flow is reduced, a greater amount of heat is transferred from each unit column of water, counteracting the reduction in flow. The use of equal-percentage valves linearizes the heat transfer from the coil with respect to the control signal.

Two-way control valves should be sized to provide from 20 to 60% of the total system pressure drop. The valve operator should be sized to close the valve against the full pump head-pressure to insure complete shut-off during no-flow condition. For additional information on control valve sizing and selection, see chapters 12 and 41 of the 1996 *ASHRAE Handbook—Systems and Equipment*.

Operators. Valve operators include the following general types:

- A **pneumatic operator** consists of a spring-opposed, flexible diaphragm or bellows attached to the valve stem. An increase in air pressure, above the minimum point of the spring range, compresses the spring and simultaneously moves the valve stem. Springs of various pressure ranges, can sequence the operation of two or more devices, if properly selected or adjusted. For example, a chilled water valve operator may modulate the valve from fully closed to fully open over a spring range of 3 to 8 psig, while a sequenced steam valve may operate from 8 to 13 psig.

Two-position pneumatic control is accomplished using a two-position pneumatic relay to apply either full air pressure or no pressure to the valve operator. Pneumatic valves and valves with spring-return electric operators can be classified as normally open or normally closed.

A **normally open valve** assumes an open position, providing full flow, when all operating force is removed.

A **normally closed valve** assumes a closed position, stopping flow, when all operating force is removed.

✓ **Springless pneumatic operators**, which use two opposed diaphragms or two sides of a single diaphragm, are generally limited to special applications involving large valves or high fluid pressure.

- An **electric-hydraulic actuator** is similar to a pneumatic one, except that it uses an incompressible fluid circulated by an internal electric pump.
- A **solenoid** consists of a magnetic coil operating a movable plunger. Most are for two-position operation, but modulating solenoid valves are available with a pressure equalization bellows or piston to achieve modulation. Solenoid valves are generally limited to relatively small sizes (up to 4 in.).
- An **electric motor** operates the valve stem through a gear train and linkage. Electric motor operators are classified in the following three types:

Unidirectional—for two-position operation. The valve opens during one-half revolution of the output shaft and closes during the other one-half revolution. Once started it continues until the half revolution is completed, regardless of subsequent action by the controller. Limit switches in the operator stop the motor at the end of each stroke. If the controller has been satisfied during this interval, the operator continues to the other position.)

Spring-return—for two-position operation. Electric energy drives the valve to one position and a spring returns the valve to its normal position.

Reversible—for floating and proportional operation. The motor can run in either direction and can stop in any position. It is sometimes equipped with a return spring. In proportional control applications, a feedback potentiometer for rebalancing the control circuit is also driven by the motor.

Dampers

Types and Characteristics. Automatic dampers are used in air-conditioning and ventilation to control airflow. They may be used (1) for modulating control to maintain a controlled variable such as mixed air temperature or supply air duct static pressure; or (2) for two-position control to initiate operation such opening minimum outside air dampers when a fan is started.

✓ Two damper arrangements are used for airflow control—parallel-blade and opposed-blade (Figure 13). Parallel-blade dampers are adequate for two-position control and can be used for modulating control when they are the primary source of system pressure drop. However, opposed-blade dampers are

CONTROLES AUTOMÁTICOS EN EL AIRE ACONDICIONADO



Figure 1

El propósito de un sistema de control dentro del aire acondicionado es el de modificar el rendimiento del equipo para balancear la capacidad del sistema con los requerimientos de carga prevaletientes. Fig. 1

Todos los sistemas de control automático no emplean el mismo tipo de acción de control para lograr este objetivo. El método particular, o la combinación de métodos empleados se discute en el presente

Primero debemos revisar la terminología de control

Terminología.

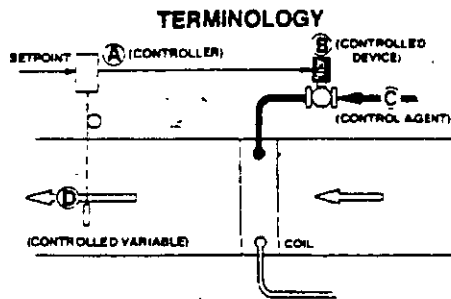


Figure 2

(Fig. 2)...Usando la ilustración los términos comúnmente usados se definen.

A) *Controlador*...Censa la condición de la variable de control (temperatura del aire en este caso) el controlador compara este valor con el punto de referencia (setpoint). Cuando existe una diferencia el controlador trasmite una señal correctiva al aparato controlado.

B) *El Equipo Controlado*... reacciona a la señal recibida del controlador. Varía el flujo al agente de control.

C) *El Agente de Control*...es el medio manipulado por el Equipo Controlado. En este ejemplo el equipo de control es la válvula y el agente de control el agua fría.

D) *La Variable de Control*... es la condición a controlar. En el ejemplo la temperatura del aire

Loops de Control.

CONTROL LOOPS

- Open Loop
- Closed Loop

Figure 3

(Fig. 3)... En aire acondicionado se han usado dos tipos de configuración

- Loop Cerrado
- Loop Abierto

(Fig. 4)...Un ejemplo de un loop abierto es aquel en que un termostato que censa la temperatura exterior controla la capacidad del sistema de enfriamiento de un edificio. En este arreglo, una relación preestablecida y fija entre la temperatura exterior y la ganancia ó pérdida de calor del edificio es asumida. La acción de control se basa en la temperatura exterior solamente. La temperatura del espacio no influye en el control.

(Fig. 5)...En este se muestra el esquema de control de la temperatura de suministro de aire, mediante un loop cerrado. El Loop Cerrado es superior al Loop Abierto. Este arreglo el controlador censa la temperatura del aire directamente. Se inicia una acción de control al notarse un cambio de temperatura. El resultado de cada acción correctiva es medido por el controlador. La acción correctiva se continúa hasta que la

temperatura llegó al valor deseado. La transmisión de los resultados de regreso al controlador se le llama retroalimentación (feedback).

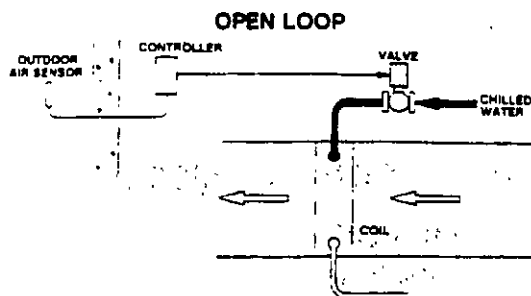


Figure 4

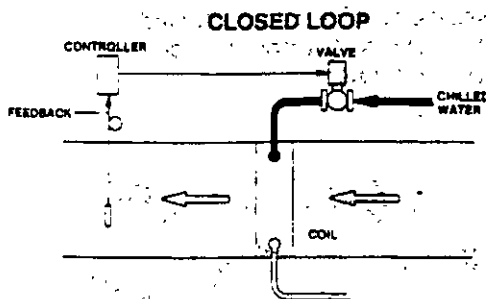


Figure 5

Modos de control

CONTROL MODES

Figure 6

(Fig. 6)... La parte esencial de cualquier control automático de control es el modo de control. O tipo de acción que el controlador toma como respuesta a una señal de error. Una señal de error resulta de la desviación de la variable controlada respecto al punto de selección (setpoint) o condición deseada.

On-Off.

CONTROL MODES

• On - Off

Figure 7

(Fig. 7)... El modo de control más simple y quizás el más común es el de dos posiciones ú on-off. En él el controlador cambia el valor del agente de control de un extremo (on) a otro (off) conforme el valor medido de la variable controlada varía por arriba o debajo del punto de referencia.

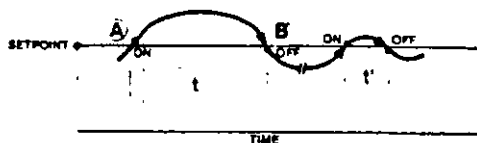


Figure 8

(Fig. 8)...Por ejemplo, conforme la variable controlada (la temperatura del cuarto en este ejemplo) aumenta al punto de control (A), el controlador arranca el agente de control a máxima capacidad.

En respuesta, el aire oscila regresando al punto de control en B. El lapso de tiempo (t) entre el arranque y el paro (on-off) y la amplitud de la oscilación están influenciados por la ganancia de calor y la cantidad de calor almacenado dentro del espacio acondicionado

Conforme el calor almacenado se pierde, el lapso de tiempo entre el arranque el paro (on-off) y la amplitud de la oscilación disminuyen. Una respuesta rápida puede resultar en arranque / paro indeseable, o una situación de corto circuito.

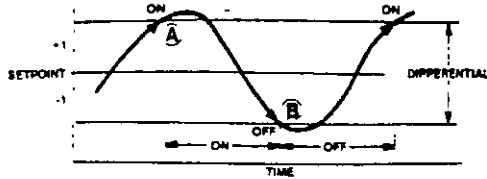


Figure 9

(Fig. 9)...Para resolver el problema de ciclado del modo de control de dos posiciones; se usa un diferencial de temperatura entre el arranque y el paro. A este se le llama huelgo diferencial (differential gap) o simplemente diferencial.

En esta ilustración, el diferencial es el setpoint mas o menos 1 grado, o en total de 2 grados. En una aplicación de enfriamiento, el agente de control no se mueve hasta que la variable controlada logra el limite superior del diferencial (A), y se apaga hasta que cae por debajo de su valor inferior (B).

Note que el diferencial aumenta la amplitud de la oscilación de la variable por arriba y abajo del setpoint. Sin embargo, esta reducción en la sensibilidad del control justifica una reducción en el ciclado

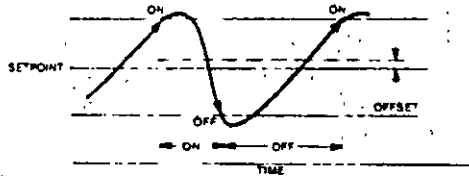


Figure 10

(Fig. 10)...Otra característica del control de dos posiciones se tiene cuando la carga de enfriamiento es reducida. Durante este tiempo, el agente de control se encuentra apagado la mayoría del tiempo, como resultado, el valor promedio de la variable controlada se desplaza del setpoint. Esta diferencia entre el setpoint y el punto de control actual, bajo condiciones estables se conoce como desviación, offset o caída (drop).

Flotante.

CONTROL MODES

- On - Off
- Floating

Figure 11

(Fig. 11)... Similarmente que el control de dos posiciones, el control flotante realiza solo dos operaciones. Opera el equipo a controlar en su posición de arranque (on) o en la posición de paro (off), generalmente a una velocidad de viaje constante.

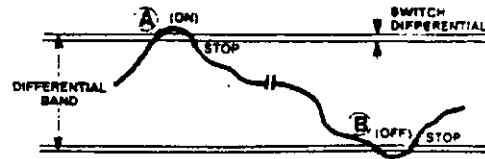


Figure 12

(Fig. 12)... El control flotante se fija con un interruptor para mover el equipo de control hacia el arranque (ON), y otro para moverlo a paro (OFF). Los puntos de operación del interruptor ON (A) y OFF (B) se encuentran separados por un diferencial. A la temperatura de la variable de control le es permitido flotar dentro de la banda diferencial A-B sin acción de control.

Cuando la temperatura de la variable controlada se mueve fuera del diferencial, el equipo controlado se mueve en la dirección necesitada para regresar dentro de la banda

Por ejemplo, asumiendo que fuera una aplicación de enfriamiento, un aumento en la temperatura al límite superior del diferencial (A) mueve el equipo controlado a la posición de arranque (ON). La temperatura se reduce hasta que pase el interruptor diferencial, regresándola a su banda diferencial. En este punto, el equipo controlado se detiene en su posición actual. Similarmente, una caída en la temperatura por debajo del límite inferior

(B) mueve al equipo controlado a su posición de paro (OFF). Una vez que la temperatura aumenta sobrepasando el interruptor diferencial, el equipo controlado se detiene nuevamente.

ejemplo una válvula de agua fría, asume una posición dada.

Entonces, la posición de la válvula es una función continua del valor de la variable controlada con respecto el punto de control.

Control Proporcional.

CONTROL MODES

- On - Off
- Floating
- Proportional

Figure 13

(Fig. 13)...En el modo de control proporcional la respuesta del control es proporcional a la desviación del valor de la variable controlada del punto de referencia (setpoint).

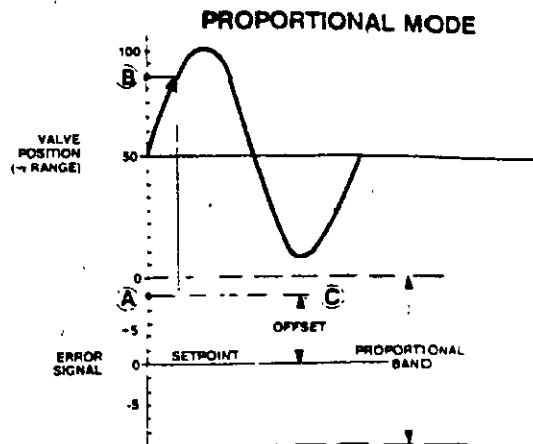


Figure 15

(Fig.15)... Para demostrar el funcionamiento del control proporcional, asumimos que la variable de control esta en punto de control, y que la válvula de agua helada esta en una posición del 50 %.

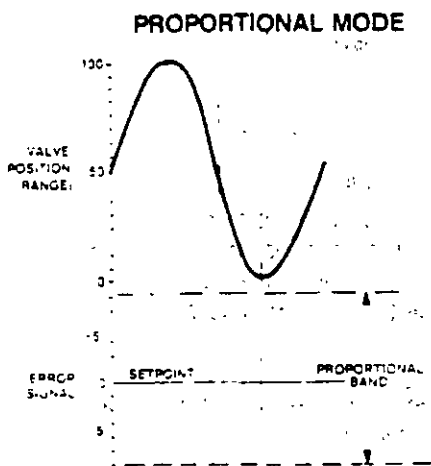


Figure 14

(Fig. 14)...En este ejemplo, el equipo controlado es puesto sobre un rango establecido de valores de temperatura. El rango de temperatura en este ejemplo o banda proporcional es de 10 grados. Esto es más o menos 5 grados.

Nuevamente, asumiendo que la carga aumenta esta incrementa la temperatura de la variable a controlar, resultando en una señal de error hasta A. Para producir la capacidad adicional necesitada para estabilizar la temperatura en aumento, la válvula abre hasta una posición B. Y para mantener la estabilidad en la temperatura la válvula debe mantenerse en esa posición por todo el tiempo que la carga adicional persista. Entonces, debido a que la posición de la válvula es función de la desviación de la temperatura esta desviación deberá siempre existir para mantener la posición de la válvula.

Por cada valor del error dentro de la banda proporcional, el equipo controlado en este

Debido a esta característica, existe un error estable o desviación (offset) (C) en modo de control proporcional bajo todas las cargas excepto en una. Esa carga es la que balancea la posición de la válvula que produce el setpoint.

Note que la desviación resultante del aumento de la carga en este ejemplo produce un aumento en la temperatura de suministro, inversamente, una reducción en la carga produce lo opuesto.

Por lo tanto contrario a los requerimientos, el aire más caliente se produce a las cargas mayores, y él mas frío a las menores cargas térmicas.

helada. Nótese que mientras que la temperatura del aire este sobre o por debajo del setpoint, la válvula es reposicionada de una forma constante. Entre mayor sea el error y mas tiempo persista, mayor será el movimiento de la válvula. La válvula se abre hasta que la temperatura llega al setpoint. Una vez logrado el setpoint, el movimiento de la válvula se detiene y se mantiene en la posición existente, balanceando la carga a la temperatura de selección Este retorno de la temperatura del aire al setpoint elimina la desviación.

Control Integral.

CONTROL MODES

- On - Off
- Floating
- Proportional
- Integral

Figure 16

(Fig. 16)...Para evitar la desviación, se usa el modo integral de control.

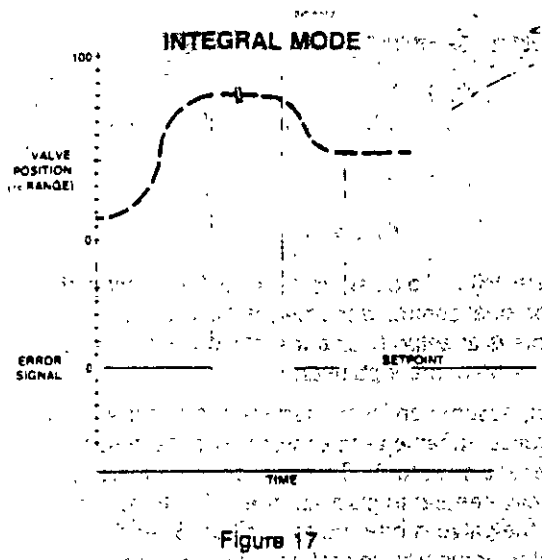


Figure 17

(Fig. 17)...El modo integral de control puede describirse como un control flotante proporcional a la velocidad. Por ejemplo, en respuesta a una señal de error resultante de una desviación de la variable controlada con respecto al punto de control, el control integral cambia de forma constante su salida nivelándose solamente hasta que la señal de retorno regresa a cero

En esta ilustración, la temperatura del aire es controlada posicionando la válvula de agua

Control Derivativo.

CONTROL MODES

- On - Off
- Floating
- Proportional
- Integral
- Derivative

Figure 18

(Fig. 18)... El último modo de control a discutir es el control derivativo.

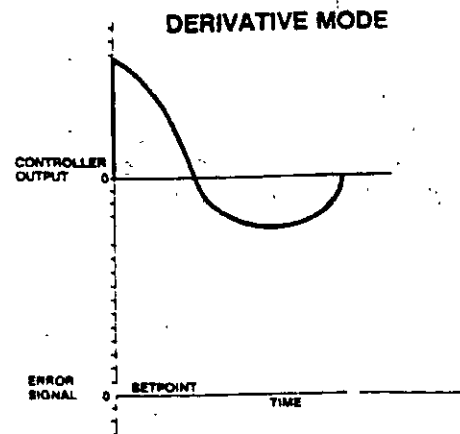


Figure 19

(Fig. 19)...Contrario a los otros modos, el control derivativo aplica corrección únicamente cuando la condición de la variable controlada cambia. De otra forma, no se aplica corrección alguna al error, sin importar su magnitud.

En la figura se muestra la relación entre una señal de error y la respuesta en un control derivativo.

El control derivativo actúa en dirección opuesta al cambio, ya sea hacia o en contra del setpoint. La magnitud de la acción es directamente proporcional a la tasa de cambio ó pendiente.

Debido a su característica de solo aplicar corrección cuando la condición de la variable controlada cambia, el modo derivativo no es satisfactorio como una función de control por sí mismo. Por esta razón, se usa en combinación con otros modos de control para proveer de estabilidad y efecto de amortiguamiento. Esto se discutirá mas adelante.

COMBINACIÓN DE LOS MODOS DE CONTROL.

PERIOD 2



COMBINATION MODES

Figure 20

(Fig. 20)...Muchos diseños actuales combinan los modos de control. En la siguiente discusión los modos proporcional, integral y derivativos han sido combinados. Estos modos se usarán para demostrar como las mejores cualidades de cada uno pueden combinarse para proveer un control estable y exacto.

Control Proporcional e Integral (PI).

Proportional
 Plus
 Integral
 (PI)

Figure 21

(Fig. 21)...Combinando los modos proporcional e integral (PI), se tiene uno de los métodos de control mas usados en los sistemas de aire acondicionado (HVAC).

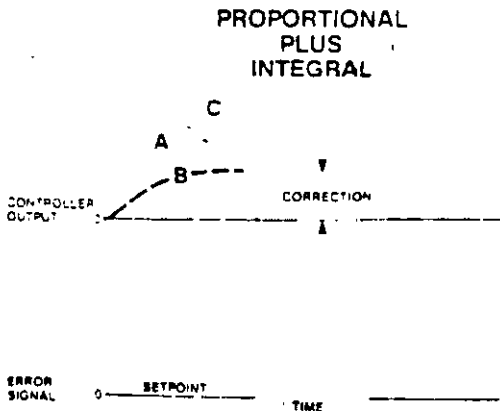


Figure 22

(Fig. 22)...La ilustración muestra la respuesta de un control proporcional e integral con relación a desviación del setpoint. Note que en este ejemplo en particular, las señales de control proporcional (A) e integral (B) ocurren simultáneamente. Las dos señales son aditivas, produciendo una señal C.

También note que cuando la temperatura regresa al setpoint, la señal proporcional (A) disminuye a cero Sin embargo la señal integral (B) persiste, proveyendo la corrección necesaria para vencer la desviación.

En el control proporcional e integral, el componente proporcional provee de una respuesta relativamente rápida al cambio de temperatura. Por otra parte el componente integral de retorna a la variable controlada al setpoint. Esto elimina la característica de error constante del control proporcional.

Control Proporcional, Integral y Derivativo (PID).

Proportional +
 Integral +
 Derivative (PID)

Figure 23

(Fig. 23)...La adición del modo derivativo al control proporcional e integral da como resultado

- Un control proporcional directo
- La eliminación de la desviación
- Acción rápida de estabilización

(Fig. 24)...Como discutimos, el control derivativo aplica corrección solamente cuando la condición de la variable controlada cambia.

En la ilustración. Conforme la temperatura aumenta sobre el setpoint, el control derivativo responde con una señal de salida que es proporcional a la velocidad de cambio. En el ejemplo de enfriamiento, la

señal actúa para abrir la válvula de agua fría para oponerse al aumento de temperatura.

Conforme la velocidad de incremento de temperatura disminuye y termina, la señal de salida del controlador es cero.

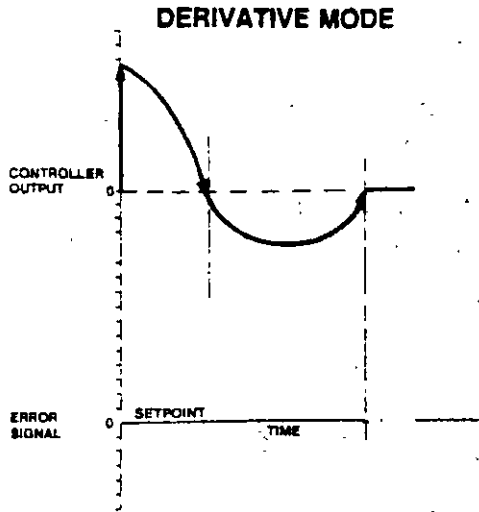


Figure 24

Opuestamente, cuando la temperatura regresa y se aproxima al setpoint, la señal de control actúa para cerrar la válvula. Nuevamente, la señal se opone al cambio, produciendo una acción de frenado.

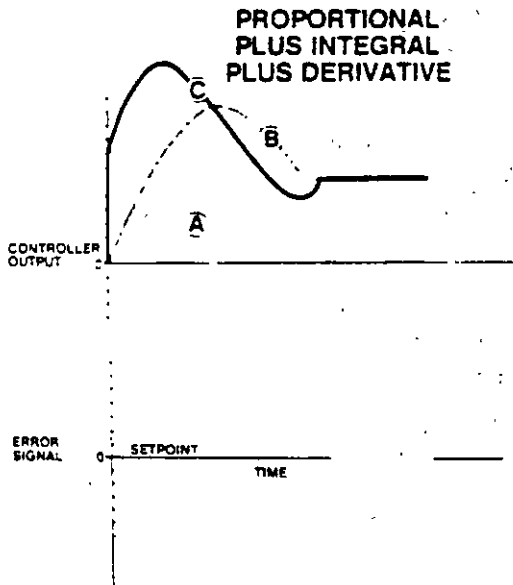


Figure 25

(Fig. 25)...Considerando los efectos sumatorios de las acciones de control derivativo (A) en el ejemplo anterior de modo proporcional e integral (B). Note como cambia el contorno del efecto resultante (C).

La adición del modo derivativo, con su rápida respuesta que anticipa y guía la señal de error hace posible controlar los sistemas que tienen un cambio rápido en la carga.

Esta característica anticipatorio del control derivativo que produce un efecto de frenado puede incrementar significativamente la estabilidad del sistema, a la vez de permitir una respuesta rápida y una buena exactitud de control.

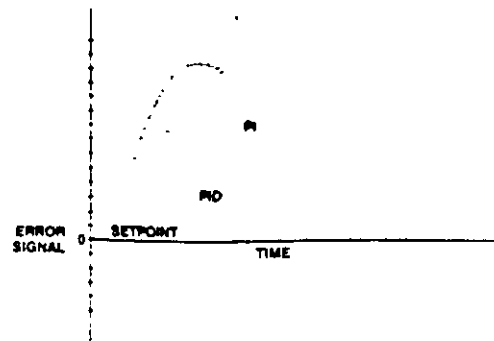


Figure 26

(Fig. 26)...Esta ilustración compara las respuestas de los modos PI y PID. Note como la adición de los modos derivativos reducen la magnitud y duración de la desviación de la variable controlada con respecto al setpoint.

LOS COMPUTADORES EN EL CONTROL AUTOMÁTICO.

PERIOD 3



TRANE™

COMPUTERS IN AUTOMATIC CONTROL

Figure 27

(Fig.27)...Las combinaciones del modo de control pueden ejecutarse mediante sistemas neumáticos o eléctrico analógicos. Estos sistemas dependen del secuenciamiento de timers y relevadores para establecer el circuito neumático o eléctrico necesario para generar el patrón de control.

Similarmente, los modos de control pueden ejecutarse mediante un control computarizado. La diferencia entre el control basado en micro componentes y otros es el procesamiento de la información de entrada, y el desarrollo de la acción de control de salida toma lugar dentro del programa del microprocesador. Los cambios en la lógica de control son posibles simplemente cambiando el programa.

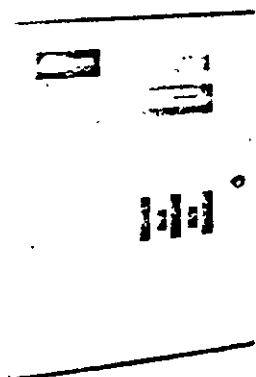


Figure 28

(Fig. 28)...Considerando como ejemplo un control basado en microcomponentes el cual funciona independientemente (stand alone) para controlar una manejadora. Este es programable y montado en la manejadora.

Como tal, se refiere a él como Módulo de Control de la Unidad (UCM).

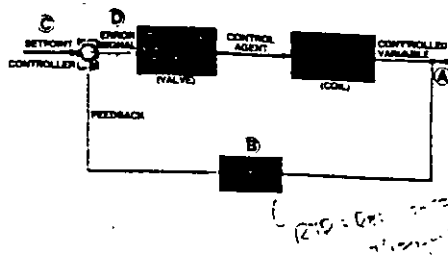


Figure 29

(Fig. 29)...Antes de seguir, veamos un diagrama de bloque que muestra la relación entre las variables del sistema dentro de un loop de control.

Un loop de control es un conjunto de componentes asociados con una función determinada de mantener una variable a controlar dentro de un setpoint. Un loop de control incluye aun censor, un controlador con un setpoint y un equipo a controlar.

Como se discutió, la función de un sistema de control es mantener la variable de control (A) dentro de un valor que corresponda al setpoint (C).

Para iniciar la discusión, la condición de la variable a controlar (A) se transforma en una señal de retroalimentación por el elemento censor (B). La diferencia entre la señal de retroalimentación y el setpoint (C) se establece y convierte en una señal de error (D).

La señal de error posiciona al equipo a controlar (válvula, en este ejemplo), ajustando el flujo del agente a controlar (agua fría). Esta se ajusta en la dirección a balancear la capacidad del serpentín con la carga, regresando a la variable controlada a un valor que corresponde al setpoint. Esto reduce la señal de error a cero.

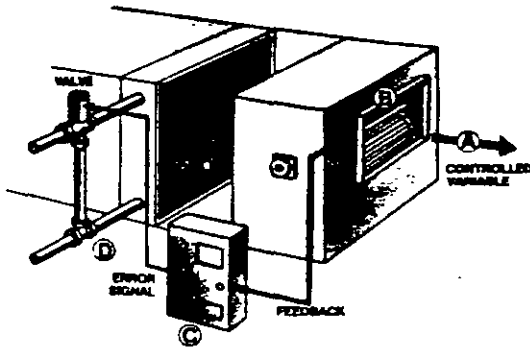


Figure 30

(Fig. 30)...Transfiriendo esta secuencia a un ejemplo de una manejadora de volumen de aire variable, que provee volúmenes de aire variable a una temperatura fija, la temperatura de salida del aire (A) se censa con un elemento B. La variación de temperatura se transforma en una señal de resistencia variable o analógica al micro controlador (C). Debido que el microprocesador del ejemplo es un equipo digital que "piensa" en términos "on" u "off" o "1" ó "0", opuestamente a la señal analógica a procesarse, esta señal es convertida a digital.

Una vez convertida, el microprocesador procesa la información de la temperatura de acuerdo aun procedimiento del programa o algoritmo. Por definición, un algoritmo es un término que se aplica aun método específico de resolver un problema en particular.

El ejemplo algoritmo combina los modos de control proporcional, integral y derivativo (PID). Como se discutió esta combinación reconoce no solo la desviación de la temperatura del setpoint, sino también la velocidad de cambio de esta. En cambio, se formula una señal de error que genera una respuesta anticipatoria al cambio, retornando la temperatura al setpoint de una manera rápida y estable.

La señal de error (D) usada para reposicionar la válvula en este ejemplo puede ser digital como una salida directa del microprocesador, o puede convertirse en analógica.

Si es analógica, normalmente es un voltaje variable. Manteniendo este, el actuador de la

válvula entiende la posición que corresponde al cada voltaje que recibe.

Si fuera digital se utiliza una estrategia diferente, la válvula no recibe una instrucción de que posición tomar, mas bien es instruida a moverse en una u otra dirección por un tiempo determinado.

Adicionalmente del control de la temperatura de suministro, este sistema tiene dos mas loops de control.

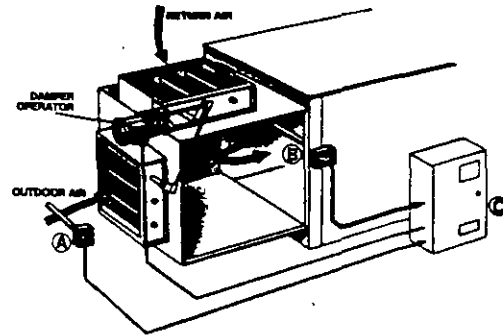


Figure 31

(Fig. 31)...Uno puede administrar la cantidad de aire de retorno y exterior, y así obtener una temperatura de mezcla al sistema. Censando la temperatura de aire exterior (A) y la temperatura de mezcla (B), el controlador (C) vía la manipulación de las compuertas de aire de aire exterior y de retorno, limita la temperatura de mezcla al sistema dentro de un rango predeterminado.

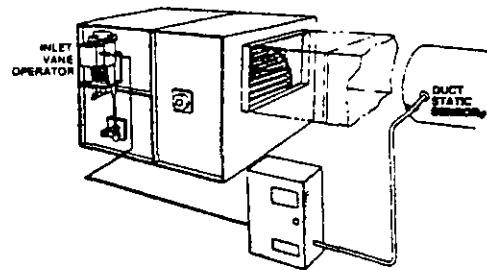


Figure 32

(Fig. 32)...Como este se describe como un sistema de volumen de aire variable, el otro loop de control es la capacidad del ventilador. Conforme el sistema usa más o menos volumen de aire, la capacidad del ventilador se controla mediante unas venas en la entrada de este o bien mediante su velocidad

de giro usando variadores de frecuencia. Con esto se logra una presión estática uniforme.

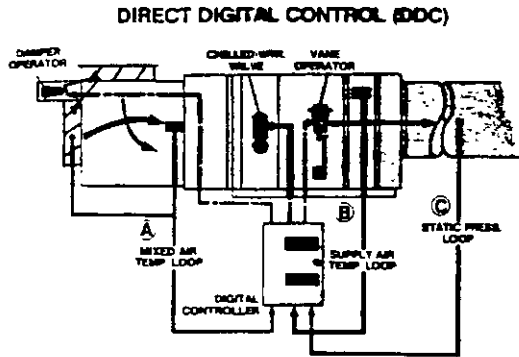


Figure 33

(Fig. 33)...Cuando se instala un controlador digital dentro de los loops de control para ejercer control directo, la configuración se nombra como Control Digital Directo (DDC).

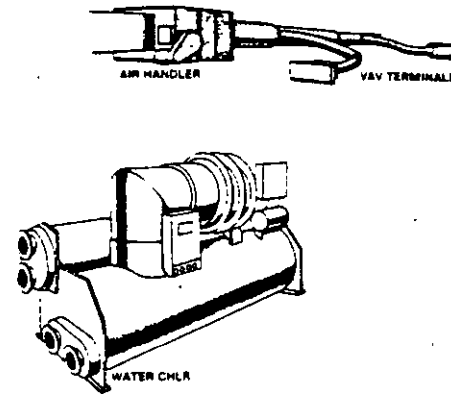
Los tres loops de control cerrados dentro de esta manejadora son: temperatura de mezcla (A), temperatura de suministro (B) y presión estática (C).

Debido a que el control se encuentra al nivel de la unidad para establecer los modos de operación y control de la manejadora de aire de acuerdo a los parámetros programados y algoritmos, no se puede hacer nada para integrar ala manejadora en el resto del sistema.

(Fig. 34)...Considerando un sistema de acondicionamiento de aire que consiste en varias clases de unidades, cada una con su propio microprocesador basado al nivel de la unidad (UCM). Por ejemplo una manejadora de aire, terminales de volumen de aire variable (VAV) y un enfriador de agua

Cada pieza de equipo se controla independientemente El control de agua fría de la enfriadora provee de agua a una temperatura constante. Los termostatos de cada espacio regulan las terminales VAV controlando la cantidad de aire suministrado a cada zona. Y como se discutió la manejadora controla la temperatura y el volumen de aire a suministrar al sistema.

Para poder unir estas unidades y lograr una estrategia de control global del edificio, debe existir un controlador a un nivel superior.



- Figure 34

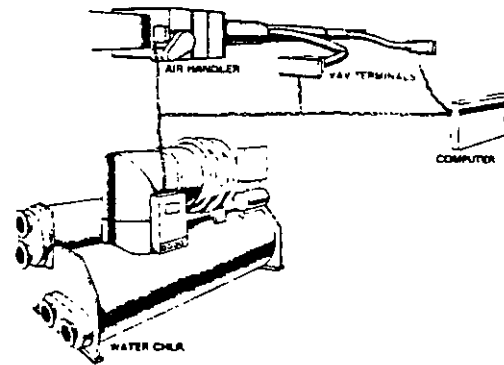


Figure 35

(Fig. 35)...En este ejemplo, el controlador de mayor nivel es una computadora del sistema de automatización del edificio. Conectado via un par de cables trenzados al chiller la manejadora y las terminales VAV.

El enlace de comunicación provee de comunicación serial de dos vías, permitiendo a la computadora enviar y recibir comandos a y de los UCMs de cada componente.

Para demostrar la operación de este arreglo, asumamos que el sistema será arrancado después de una noche caliente.

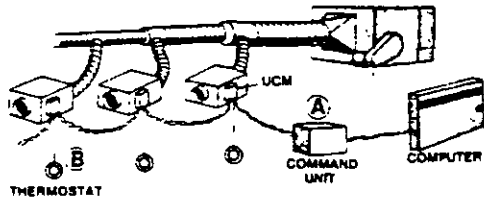


Figure 36

(Fig. 36)...Para lograr obtener los setpoints al momento que el edificio sea ocupado, la computadora anticipa el momento de arranque.

Este momento de arranque se calcula, usando un historial de velocidad enfriamiento en términos de minutos por grado de temperatura de reducción, calculado sobre los pasados días.

Este cálculo se basa en la transmisión de datos de temperatura transmitidos a la computadora de la Unidad de Comando de las terminales VAV (A), provenientes de los termostatos (B).

El propósito de la Unidad Comando es proveer de comunicación necesaria a la computadora para transmitir el setpoint y los cambios de modos de operación a las terminales VAV y de estas recibir información.

El momento de arranque se establece usando: la diferencia entre la temperatura de zona actual y el setpoint deseado al ocuparse la zona, la velocidad de enfriamiento y la hora en que el edificio se ocupará.

Cuando se logra el momento de arranque, la computadora informa a la Unidad de Comando y esta a las terminales VAV controlar a condiciones de ocupación. Bajo condiciones de pre-enfriamiento, el espacio esta caliente y las válvulas abren totalmente.

(Fig. 37)...La señal de arranque se direcciona al UCM de la manejadora de aire. En respuesta el ventilador es arrancado. En este momento, el control de presión estática asume control sobre la presión del ducto.

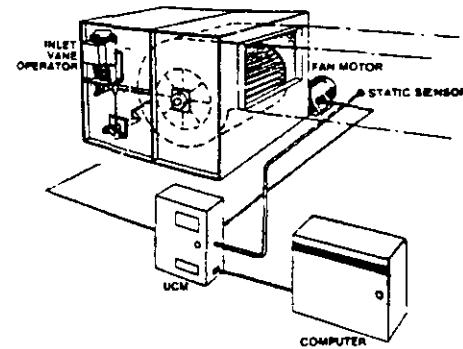


Figure 37

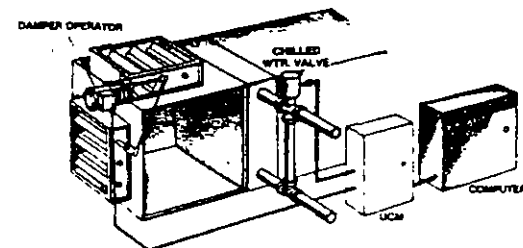


Figure 38

(Fig. 38)...Adicionalmente, el sistema de compuertas de aire exterior y retorno, llamadas economizador, se operan para mantener la temperatura del aire de la mezcla dentro de un rango deseado. Este rango cae dentro de la temperatura de diseño del sistema y la temperatura de suministro del aire.

Cuando la temperatura exterior es igualo menor que la temperatura de descarga del aire, se usa solamente aire exterior para producir enfriamiento.

Sin embargo, cuando la temperatura de aire exterior excede la temperatura de descarga de diseño, aumentando la temperatura de suministro de la manejadora. El UCM modulara la válvula de enfriamiento a una posición de apertura.

Esta posición de la válvula es monitoreada por la computadora mediante el enlace de

comunicación.

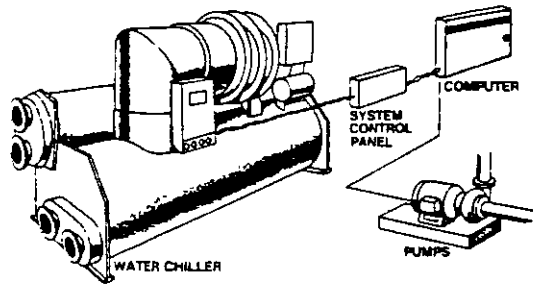


Figure 39

(Fig. 39)...Como respuesta, la computadora comunica una señal de arranque a la bomba del enfriador. Siguiendo una señal de arranque al enfriador a través del Panel de

Control del Sistema. Este panel provee de comunicación entre la computadora y el UCM del enfriador.

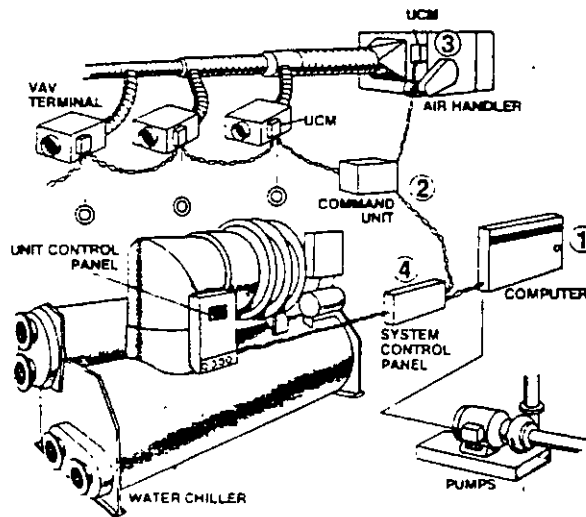


Figure 40

(Fig. 40)...Esta ha sido la descripción de una secuencia típica de arranque, donde una computadora automática se comunica y coordina el funcionamiento del equipo con tres loops de control independientes.

tiempo de enfriamiento promedio sobre los días pasados.

Revisando, la computadora sincroniza el tiempo, da seguimiento de los días de la semana, incluyendo vacaciones, y las horas programadas de ocupación y desocupación. Además, guarda los requerimientos de

Conociendo el setpoint de ocupación para una zona en particular, el tiempo de arranque se adelanta para lograr la temperatura deseada al ocuparse.

Cuando este tiempo llega, la primera comunicación de la computadora introduce a la Unidad de Comando de la terminal VAV (2)

para informar a la terminal VAV de zona el asumir el modo de control de enfriamiento de ocupación.

Seguidamente, informa al UCM de la manejadora (3) para arrancar el ventilador. Una vez arrancado, el UCM asume el control sobre la temperatura de descarga y la presión del ducto. Si las condiciones lo permiten, el economizador usa el aire exterior para suministrar las condiciones de diseño de suministro. Cuando esto no es posible, el UCM modula la válvula de control del serpentín a una posición de apertura. Esta señal de apertura a la válvula se comunica de regreso a la computadora.

En respuesta, la computadora envía un comando de "arrancar la bomba de agua fría". Una vez dado este comando, el Panel de Control del Sistema (4) es introducido a preparar el enfriador. Esto permite arrancar el enfriador si la temperatura de suministro sube por arriba del setpoint. Esta secuencia de eventos pone al sistema en plena operación.

Nótese que una vez que cada uno de los loops de control recibe la señal de arranque, cada uno actúa de acuerdo a sus propios setpoints y algoritmos programados. Así es como la comunicación de dos vías entre los loops de control y la computadora.

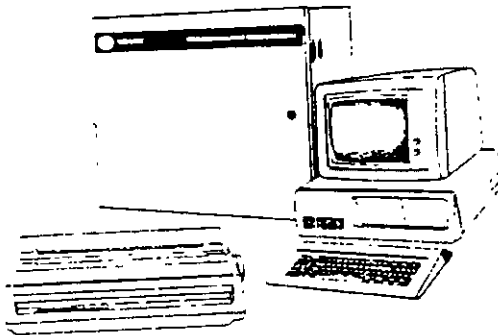


Figure 41

(Fig. 41)...La comunicación es la mayor fuerza en los controles con microprocesador. Con el uso de computadoras e impresoras; las temperaturas, presiones, estado de operación del equipo y cualquier otra condición censada desde el UCM puede

comunicarse a la computadora y ser impresa o visualizada mediante un monitor.

Esto no solo le da oportunidad al operador de ver las condiciones de operación del sistema, pero permite comunicarse a través de la computadora los cambios en los setpoints o algoritmos para corregir problemas o ajustar la operación del sistema.

Solo se han discutido una pequeña porción de las capacidades de un sistema de este tipo. Además de establecerse un tiempo optimo de arranque y de secuenciar las funciones de los equipos como se necesite, y así balancear la carga del sistema, muchos sistemas de automatización proveen de funciones adicionales como son:

- Night Setback
- Morning Warmup
- Night Setup
- Night Economizing
- Override Of Schedule
- Demand Limiting
- Diagnostics And Alarm
- Duty Cycling

Figure 42

Fig. 42...

Respaldo Nocturno
Precalentamiento por la Mañana
Operación Nocturna
Economizadores Nocturnos
Operación fuera de Programa
Limite de Demanda Eléctrica
Diagnostico y Alarmas
Ciclado de Componentes
Respaldo Nocturno.

Durante la época de invierno, el edificio es controlado cuando no esta ocupado a una temperatura que ahorra energía.

• Precalentamiento por la Mañana...Al terminar el respaldo nocturno, el sistema se arranca óptimamente en modo de calefacción, logrando la temperatura de ocupación al momento de ser ocupado.

- Operación Nocturna...Durante la temporada de verano, el edificio es controlado a una temperatura elevada, que ahorra energía.
- Economizadores Nocturnos...Cuando las condiciones lo permiten, la temperatura del edificio se mantiene durante la noche en operación nocturna usando aire exterior, minimizando así la necesidad de enfriamiento mecánico.
- Operación fuera de Programa...Para una ocupación nocturna o durante fines de semana, este modo reestablece las condiciones de temperatura de ocupación a una zona que esta programada a estar desocupada.
- Limite de Demanda Eléctrica...Generalmente, la computadora automática puede programarse para tomar acciones apropiadas, desconectando las cargas seleccionadas cuando la demanda eléctrica del edificio se aproxima al límite programado.
- Diagnostico y Alarmas...En el evento de una falla, una alarma puede mostrarse o imprimirse en forma de un mensaje de diagnóstico.
- Ciclado de Componentes...Ciertas cargas como calefactores eléctricos, hieleras, fuentes, etc. Pueden desconectarse periódicamente durante el día reduciendo el consumo eléctrico y el nivel de demanda.

Nótese que el sistema de automatización de un edificio no esta limitado al control del aire acondicionado exclusivamente. Puede programarse para manejar el alumbrado del edificio, el acceso a este, realizar reportes y programas mantenimiento impresos. Cuando se le asignan todas estas responsabilidades la computadora se convierte en el corazón del Sistema de Automatización de Edificios (BAS).

Se ha mostrado la automatización integral del aire acondicionado con otras funciones del edificio como todo un sistema. Este sistema cuya operación se maneja automáticamente de acuerdo a instrucciones personalizadas y programadas.

• Coeficiente de caudal

Caída de presión *depende del coeficiente de la válvula y de la velocidad del fluido*

Cv = caudal que pasa a través de la válvula en gpm con un ΔP de 1 psi

Kv = caudal que pasa a través de la válvula en m³/h con un ΔP de 1 bar

Equivalencia **$Cv = 1.17Kv$**

Para vapor saturado

$$Q = 12KvP_1 \sqrt{1 - 5.67(0.42 - X)^2}$$

Donde: Q= caudal en kg/h

P_1 =presión aguas arriba en bar abs

$X = (P_1 - P_2) / P_1$

P_2 =presión aguas abajo en bar abs

spirax
sarco

Liquidos

$$K_v = V \frac{G}{\Delta P} \quad \text{or} \quad V = K_v \frac{\Delta P}{G}$$

• Donde

- ◆ V = caudal m³/h
- ◆ G = Gravedad específica del fluido (agua = 1)
- ◆ ΔP = Caída de presión bar.
- ◆ K_v = Coef de la válvula

Velocidad crítica

Cuándo la válvula de control modula hacia la posición de cierre

La velocidad del fluido aumenta

Para gases y vapor la velocidad alcanza un valor máximo ≈ 340 m/s

La velocidad del sonido Mach = 1

Caída de presión crítica

Experimentalmente se ha observado :

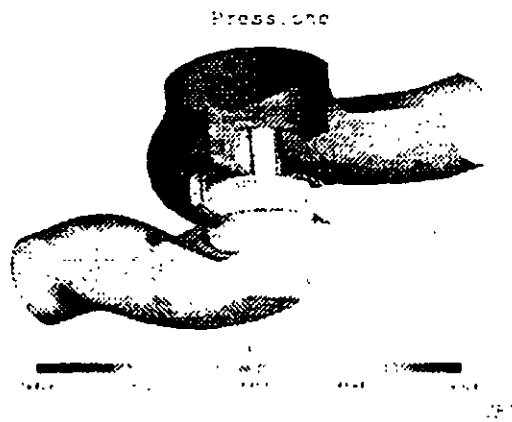
$$P_2 \leq 0.58P_1$$

la velocidad es crítica

Esto significa que el caudal se vuelve independiente de la presión aguas abajo

P_2

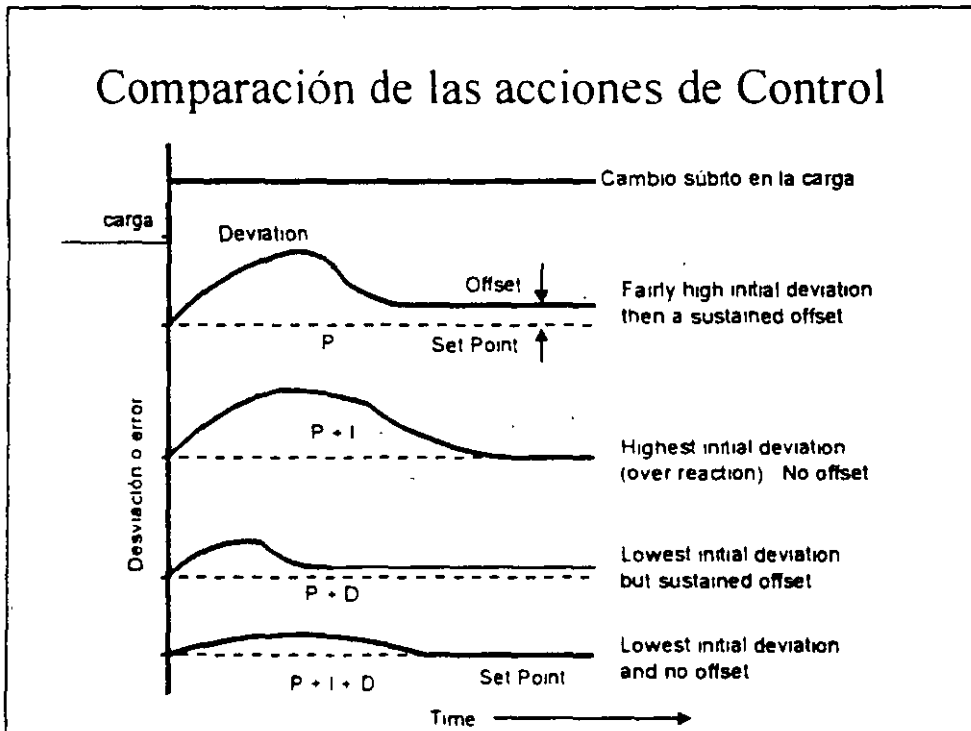
Análisis de presiones

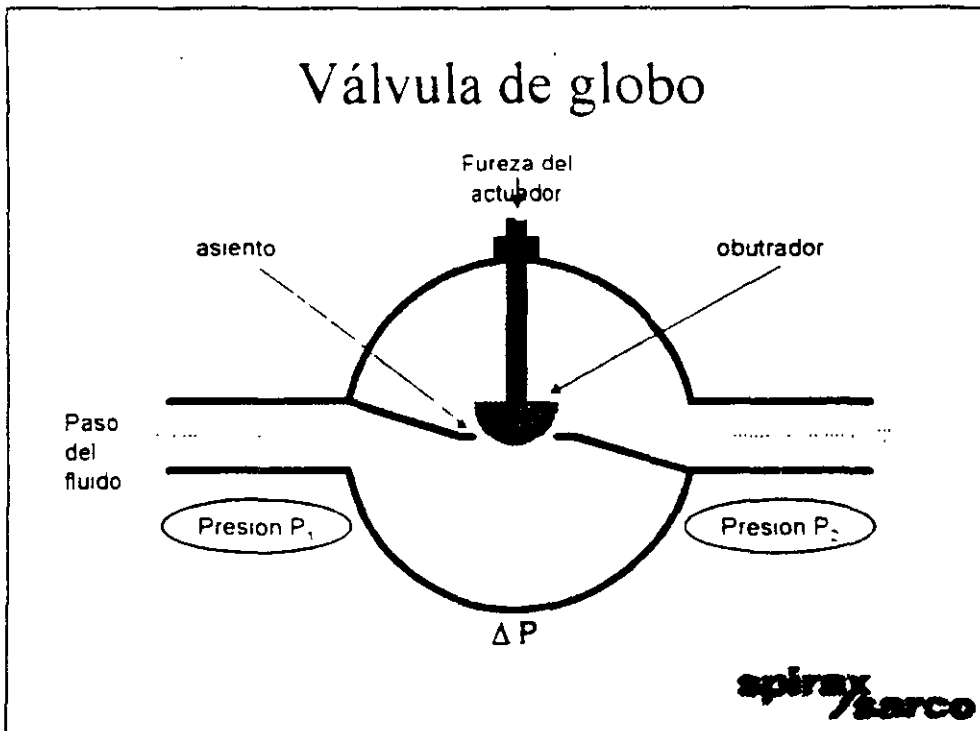
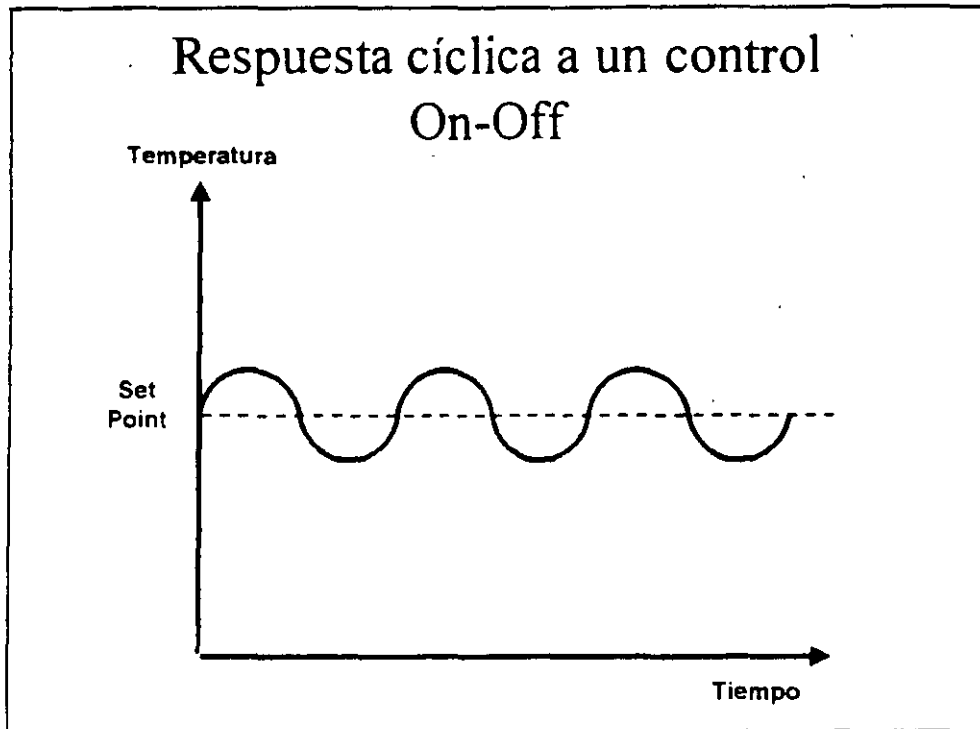


spirax
sarco

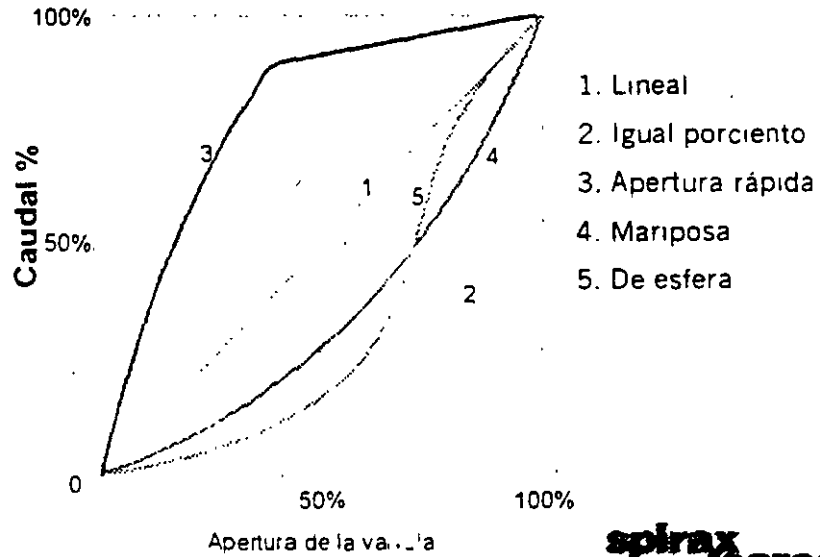
Control P+I+D	
PROPORCIONAL	la válvula se mueve en proporción al error
INTEGRATIVO	la válvula responde en función de la Σ (desviaciones)
DERIVATIVO	la pendiente del error permite estimar la tendencia y corregir anticipadamente.

spirax
sarco

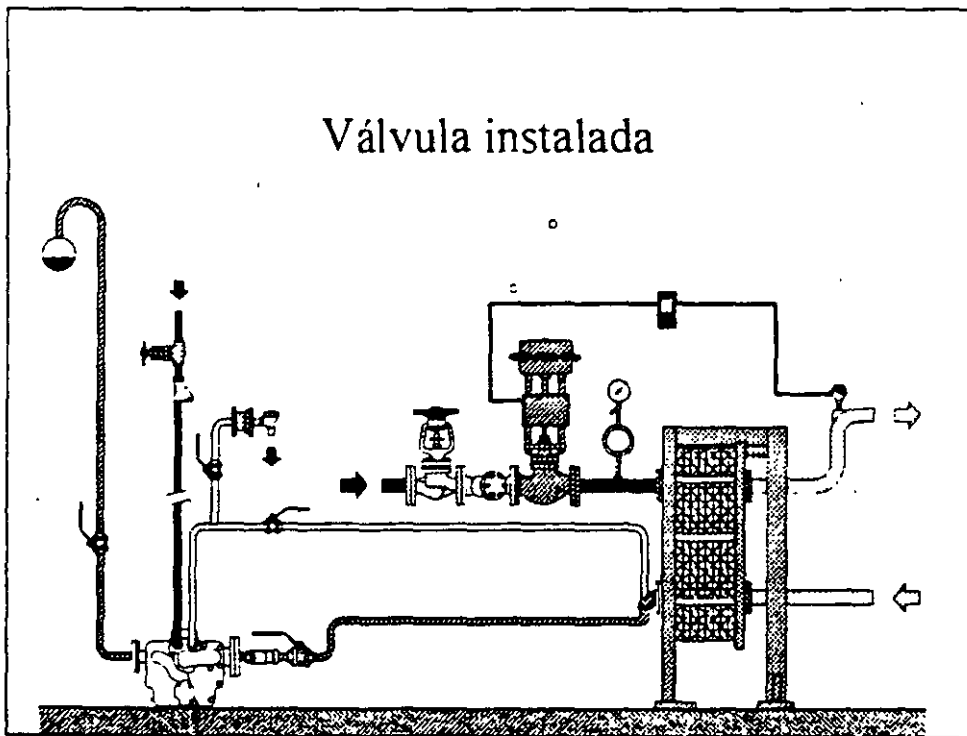




Curvas características de flujo



Válvula instalada



- The air pressure drops and water pressure drops through each coil should be taken into consideration to try to reduce fan and pumping horsepower whenever possible.

Modulating Control Valve Design

Control valves are a critical part of the variable volume hydronic system. The control valve is responsible for properly varying flow through the water coil at a variety of building load conditions. Because of their critical nature, great care must be taken when selecting control valves so they may perform properly. Undersized valves may provide insufficient capacity and oversized valves provide poor control. Let's examine control valves now in more detail.

Control Valve Components:

- **Actuator** - Causes valve motion in response to an external signal.
- **Body** - Portion of valve which regulates the flow of fluid.
- **Trim** - All portions of the valve in contact with the fluid (seats, disc, stem, etc..).
- **Disc** - Part which makes contact with the valve seat when the valve is closed.
- **Plug** - Characterizes the flow of fluid. The disc is often an integral part of the plug.

Equal percentage type valves are typically applied to cooling and heating coils because of their favorable flow characteristic. It provides a high degree of control accuracy with wide variations in pressure, flow rates, load changes, and other variables, such as long time lags. When combined with the heat transfer characteristic of a cooling coil, the change in stem position almost provides a linear change in heat transfer if an equal percentage control valve is used. Figure 2-10a depicts the relationship between flow and heat transfer for a cooling coil, while Figure 2-10b depicts the relationship between lift and flow for an equal percentage control valve. By combining the first two curves, we can depict the relationship between the control valve's lift and heat transfer characteristic of the cooling coil.

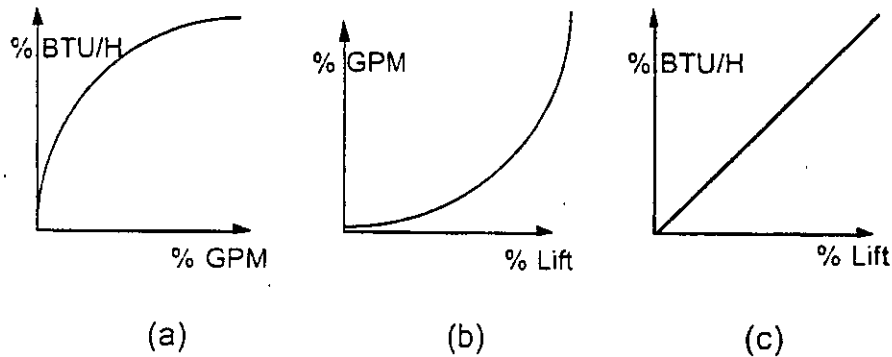


Figure 2-10 Relationships Between Coils and Control Valves

In addition to the flow characteristic, the valve's rangeability and authority can effect the linear relationship described above. Valve rangeability is defined as the ratio of maximum controlled flow over minimum controlled flow, i.e. $V_r = \text{Flow}(\text{max})/\text{Flow}(\text{min})$. The greater the rangeability of the valve, the greater the ability of the valve to control accurately during low flow conditions as well as design flow conditions. For example, if a valve is selected with a rangeability of 30, the minimum controlled flow is approximately 3.3%. $V_r = 30 = 100\%/\text{Flow}(\text{min})$. $\text{Flow}(\text{min})$ then equals 3.3%.

Valve authority, or Beta, is defined as the ratio of minimum differential pressure over maximum differential pressure. $\text{Beta} = \Delta P(\text{valve})/\Delta P(\text{max})$. See Figure 2-11 below for a better indication.

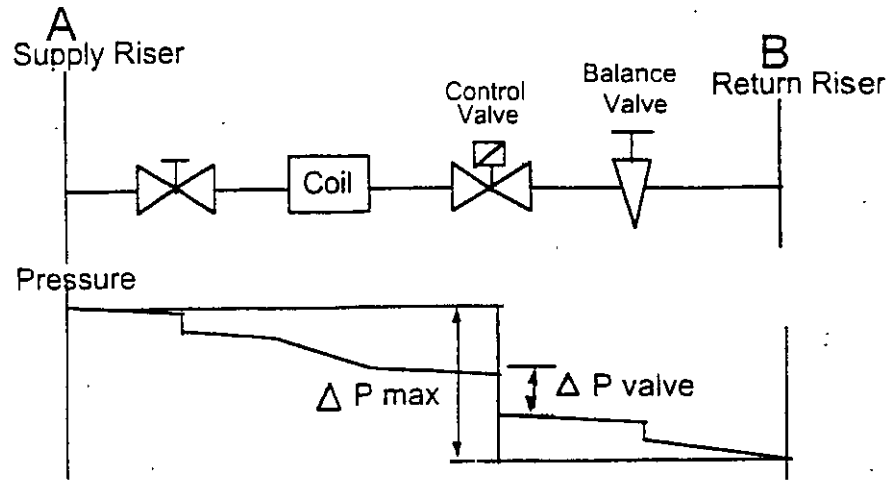


Figure 2-11 Differential Pressure Across Control Valve

In variable volume systems, control valves operate the majority of the time at reduced loads and under higher differential pressures than those at design flow. The following picture depicts the distortion of the equal percentage valve's flow characteristic with varying valve authority.

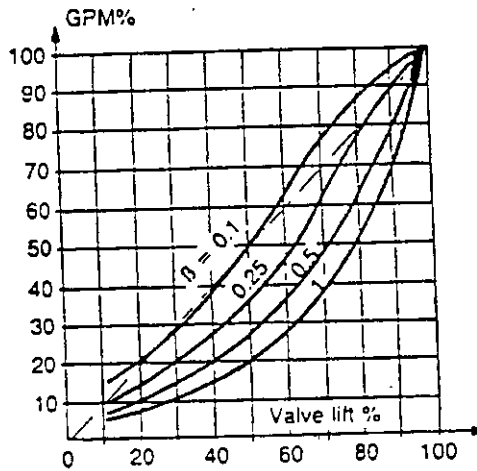


Figure 2-12 Valve Authority of an Equal Percentage Valve

Control Valve Sizing

As we stated earlier, sizing control valves is extremely important in variable volume hydronic systems because:

- Undersized valves provide insufficient capacity.
- Oversized valves provide poor control.

There are basically five things to consider when sizing a control valve:

- Maximum flow capacity.
- Differential pressure across valve at maximum flow.
- Fluid specific gravity and viscosity.
- Inlet pressure and temperature at maximum flow.
- Maximum differential pressure across valve at any flow.

Let's examine each of these items individually:

Maximum Flow

Maximum flow across the valve is usually determined by the hydronic system designer's design and coil selection. As we discussed earlier, the design flow rate of the coil is a function of the maximum heat load of the space being cooled. The maximum flow rate of the coil is obviously the maximum flow rate used for selecting the coil's control valve, and is the first step towards calculating valve C_v.

Valve Pressure Drop

The next step in calculating the valve C_v is to determine the pressure drop across the valve when the valve is in the full open position. A valve's C_v is determined by the construction of the valve itself, and is defined as the amount of flow (in gpm) that will flow through a fully open valve resulting in 1 psi of pressure drop across the valve. The more pressure drop across the valve, the more controllability you will receive from the valve. However there is a tradeoff. Increasing the pressure drop across the valve may improve controllability, but it also increases the pumping horsepower required to flow the design gpm through the valve and coil circuit as well as increasing noise. For these reasons, a "not to exceed" maximum pressure drop across the valve is often stated. On the other hand, too low a pressure drop across the valve is also undesirable. If the pressure differential allocated to the valve is 10% or less of the load circuit pressure drop (A to B in Figure 2-11), the valve selected will be so large that it cannot throttle effectively until near its fully closed position. The result is poor control, noise, and excessive trim wear. In general, 25-50% of pressure drop across the load circuit (A to B in Figure 2-11) is a good rule of thumb.

Now that maximum valve flow and maximum allowable pressure drop at design flow are known, valve C_v can be calculated.

$$C_v = \frac{\text{MaximumFlow}}{\sqrt{\text{Design}\Delta P}}$$

Fluid Specific Gravity and Viscosity

For fluids other than water, the C_v formula must be adjusted to accommodate the more viscous nature of the fluid. Thus the valve C_v should be as shown below:

$$C_v = \frac{\text{MaximumFlow}}{\sqrt{\text{Design}\Delta P \div \text{SpGr}}}$$

fluid

Inlet Pressure and Temperature

For long valve life, the operating pressure and temperature should not exceed the valve rating. Although most equipment is designed with some margin of safety, it is generally better to select a valve rated for the highest inlet pressure and temperature the valve may experience.

Maximum Differential Pressure Across the Valve at any Flow

This parameter is an important criteria for valve selection for two reasons: 1. choosing the appropriate actuator, and 2. avoiding valve noise and possible valve cavitation.

In variable volume systems, the valve actuator must be selected to be capable of supplying sufficient force to close the valve against the maximum pump head pressure. In variable volume closed loop systems all loads could be reduced causing the pump to ride back on the pump curve. As the pump rides back on the curve, the head being produced by the pump increases. The control valve actuator must be strong enough to continue modulating the

valve closed as this pressure increases. In the worst case, this could be the "shutoff pressure" being produced by the pump. Refer to Section VI and XII for further information.

Finally, excessive valve noise and valve cavitation are caused by high liquid velocities. As water passes through a valve, it is accelerated in such a manner that pressure is decreased below vapor pressure and bubbles form. Then immediately downstream of the valve, velocity decreases and pressure increases so the bubbles collapse causing noise and excessive wear on the valve and piping. Maximum valve differential pressure can be calculated using the following equation:

$$\Delta P \text{ Max.} = K_c(\text{Inlet pressure} - \text{Vapor Pressure})$$

For example, butterfly valves are used sometimes as modulating control valves for large loads. Let's examine the maximum differential pressure across the valve at 100 psig (114.7 psia) inlet pressure with water at 68 °F (vapor pressure = .339 psia). The butterfly valve's $K_c = .35$.

$$\Delta P \text{ Max.} = K_c(\text{Inlet pressure} - \text{Vapor Pressure})$$

$$\Delta P \text{ Max.} = .35 (114.7 - .339)$$

$$\Delta P \text{ Max.} = 40.0 \text{ psid}$$

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 cisterna subterránea. El aire cada vez más húmedo y caliente formará 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 forza 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.

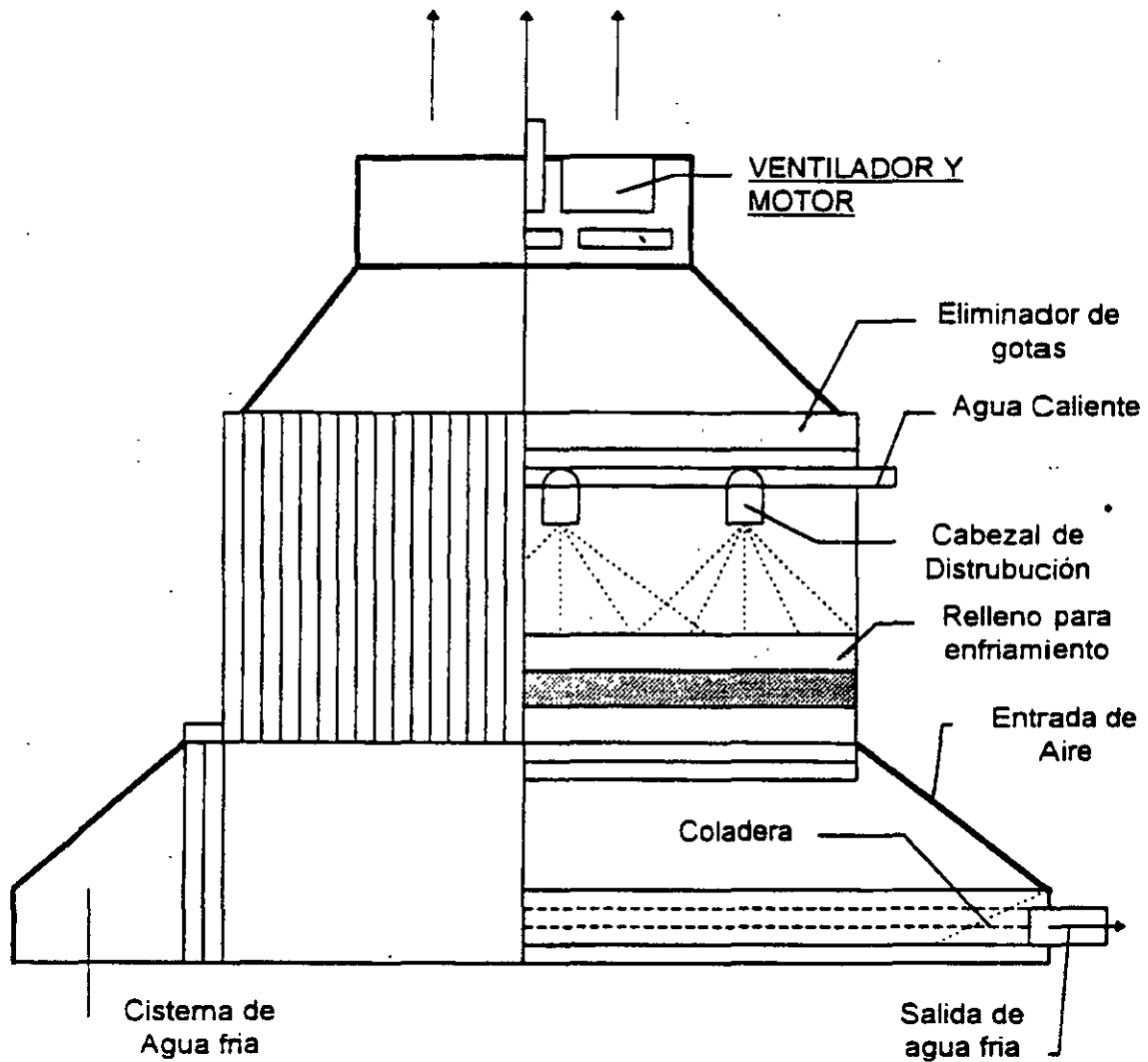
Los empaques se clasifican en dos tipos principales Película y Salpiqueo.

Empaque de Película.

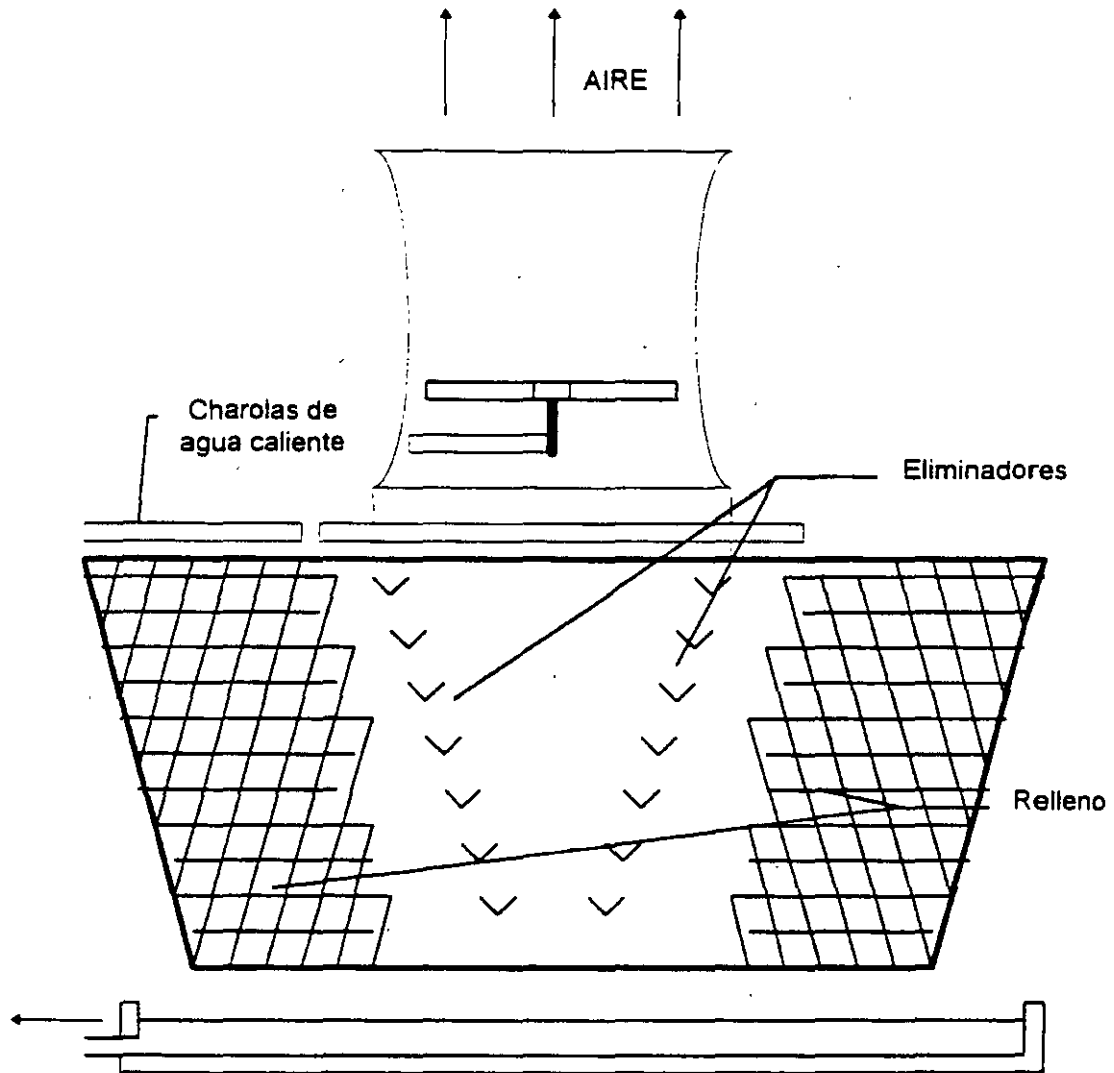
Se pretende formar una película de líquido de muy pequeño espesor sobre la superficie del empaque para que el aire, al tener contacto con ella, pueda efectuar la transferencia de masa y calor.

Empaque de Salpiqueo.

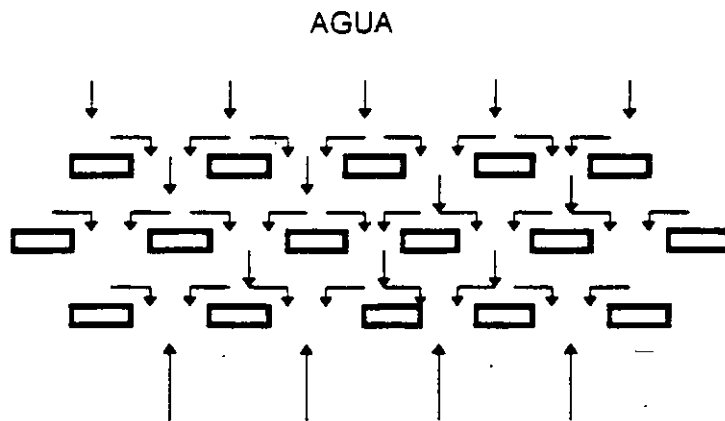
Se pretende formar una serie de pequeñas cascadas en el interior de la torre para que el aire circule a través de ellas, humidificándose y realizando la transferencia.



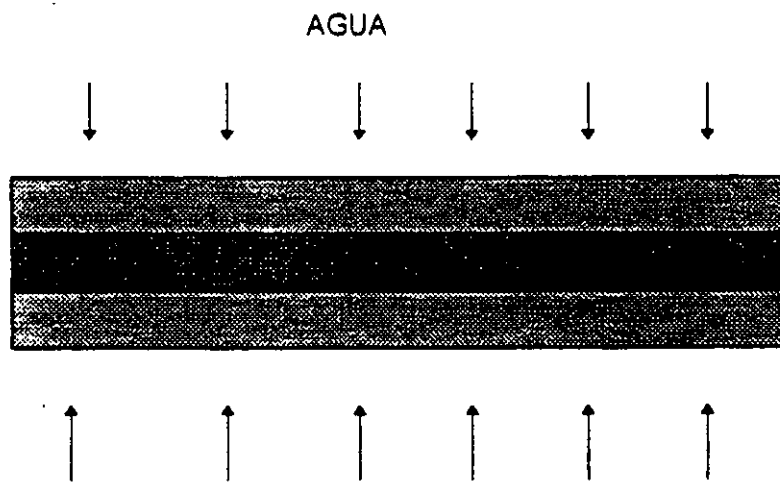
TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO MECANICO INDUCIDO
(Empaque Tipo Pelicula)



TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO MECANICO INDUCIDO
DE FLUJO CRUZADO (Empaque Pelicula o Salpiqueo)



EMPAQUE DE SALPIQUEO

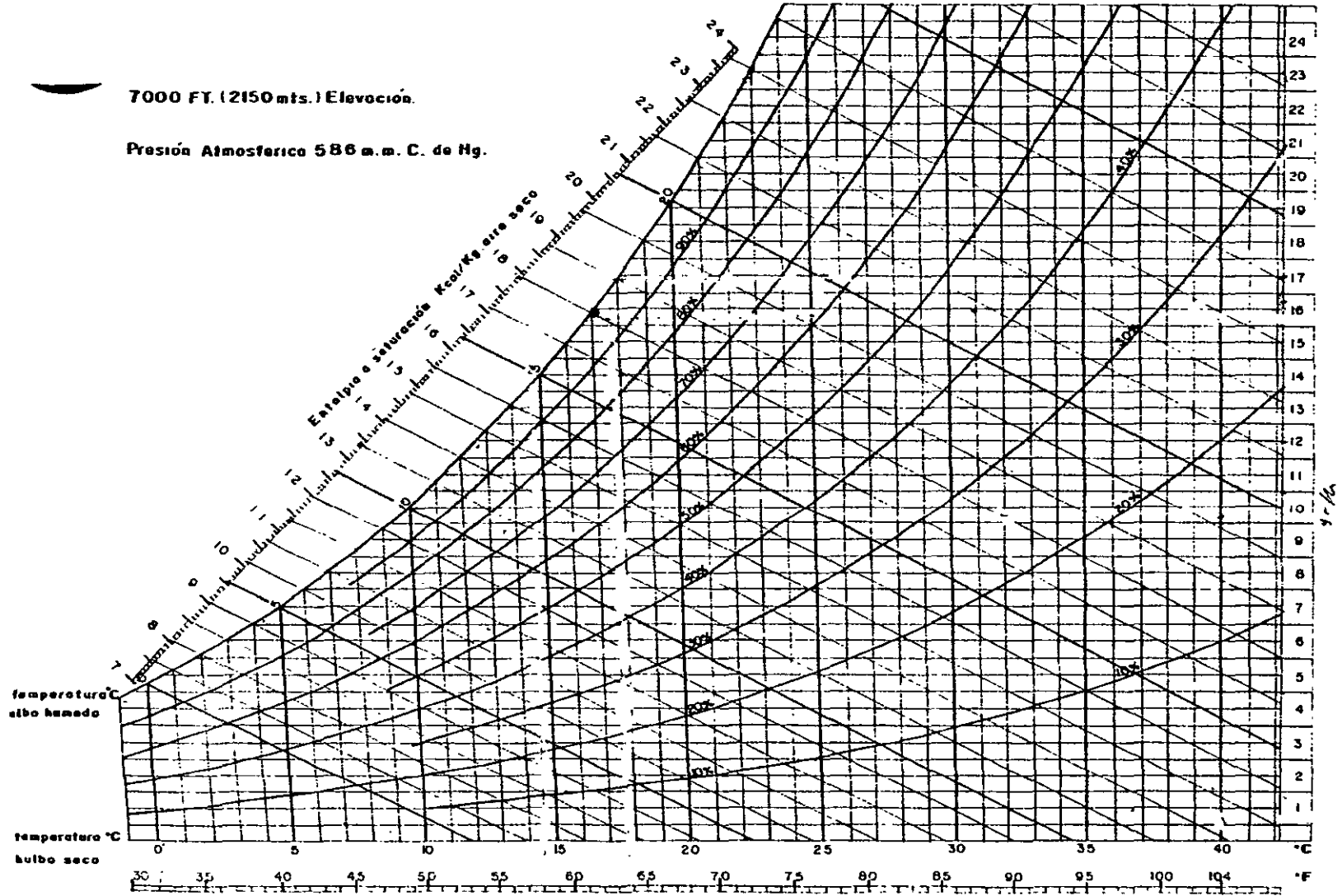


EMPAQUE DE PELICULA

DIAGRAMA PSICROMETRICO

7000 FT. (2150 mts.) Elevación.

Presión Atmosférica 586 m.m. C. de Hg.



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 PESIMA opción. El costo de los equipos, refacciones y horas-hombre desperdiciados por el sistema debe ser erradicado como una pésima inversión ya que su productividad es muy escasa y siempre habrá problemas "urgentes" que no se podrán resolver.

En las instalaciones actuales se debe VIGILAR el equipo, esperar a que falle y solucionarlo con medidas de emergencia.

Un director de mantenimiento de una importante cadena hotelera comentaba "estoy tranquilo tomando un café con usted porque Sé 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 problemas. El "mantenimiento" normal como la lubricación, verificación de presiones, tensión de bandas, análisis de aguas de calderas, etc. se realiza con un programa perfectamente definido, cada miembro del departamento tiene asignados determinados equipos y un programa semanal para la 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 reemplazo.

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

- a) PROGRAMAS DE MANTENIMIENTO.
- b) BITÁCORAS DE OPERACIÓN
- c) ANÁLISIS ESTADÍSTICO DE OPERACIONES Y REEMPLAZO.
- d) CAPACITACIÓN DEL PERSONAL.

A) PROGRAMAS DE MANTENIMIENTO.

Es físicamente imposible revisar, lubricar y verificar 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 a los equipos de tratamientos de agua, se programará una revisión al día, o tal vez por turno; si la instalación lo requiere; para calderas, unidades enfriadoras, etc. normalmente hay un encargado u

operador por turno; el se deberá encargar del mantenimiento general de su equipo así como del equipo accesorio.

Es fundamental que cada equipo este asignado a una persona específica y que se lleve un informe de que se le hizo al equipo durante su mantenimiento; (Si se encontró en perfectas condiciones el informe debe decirlo NO SE HIZO NADA).

B) BITÁCORA DE OPERACIONES.

Los equipos principales, enfriadores, calderas, torres de enfriamiento, etc. deben llevar una bitácora de operación, en la cual se registraran sus condiciones de operación probablemente 3 o 4 veces por turno; es fundamental la veracidad de la información de la bitácora, ya que el estado interno y las condiciones de operación se deben obtener de la 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 mas 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 de realizar estos estudios permanentemente. Es común que el jefe de mantenimiento no tenga tiempo para realizar este trabajo; esto indica 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.- ESPECIFICA:

Es común el reclutamiento de personal para el mantenimiento entre el personal de intendencia o el mercado libre de trabajo donde la preparación que tiene el

personal escasamente cubre la educación secundaria; es necesario darle una capacitación general sobre plomería, electricidad y mecánica básicamente para que este personal pueda ser útil en las labores que le serán asignadas; la capacitación que obtiene en el campo adolece de fallas profundas en la teoría de las operaciones que realiza y la calidad del trabajo es muy deficiente; es conveniente que se capaciten por medio de cursos especiales para el nivel en el que se desarrollaran ya que su rendimiento y calidad justificaran ampliamente la inversión.

Para el caso de los operadores de calderas, subestaciones, equipos de enfriamiento, etc. es necesario que se tenga una preparación específica, ya que los equipos a su cargo son complicados y pueden llegar a presentar riesgos, a este respecto hay cursos magníficos que dan algunas empresas fabricantes o instituciones especializadas.

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

Tipos de Compresores

Existen básicamente 5 tipos de compresores en refrigeración y aire acondicionado.

- 1.-Compresores reciprocantes.
- 2.-Rotativos
- 3.-Scroll
- 4.-Tornillo
- 5.-Centrífugos.

1.- COMPRESORES RECIPROCANTES

Funcionamiento básico de los compresores reciprocantes.

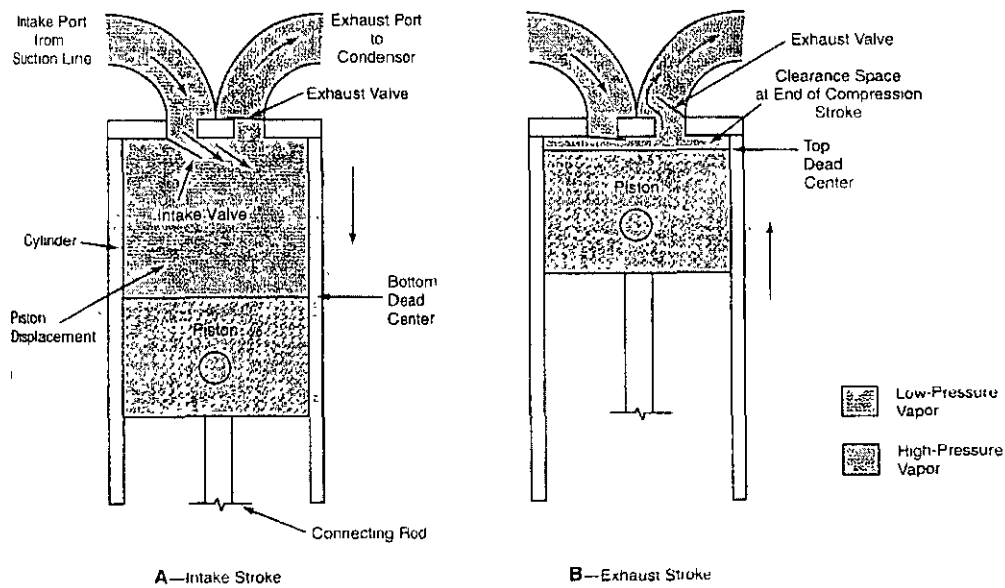
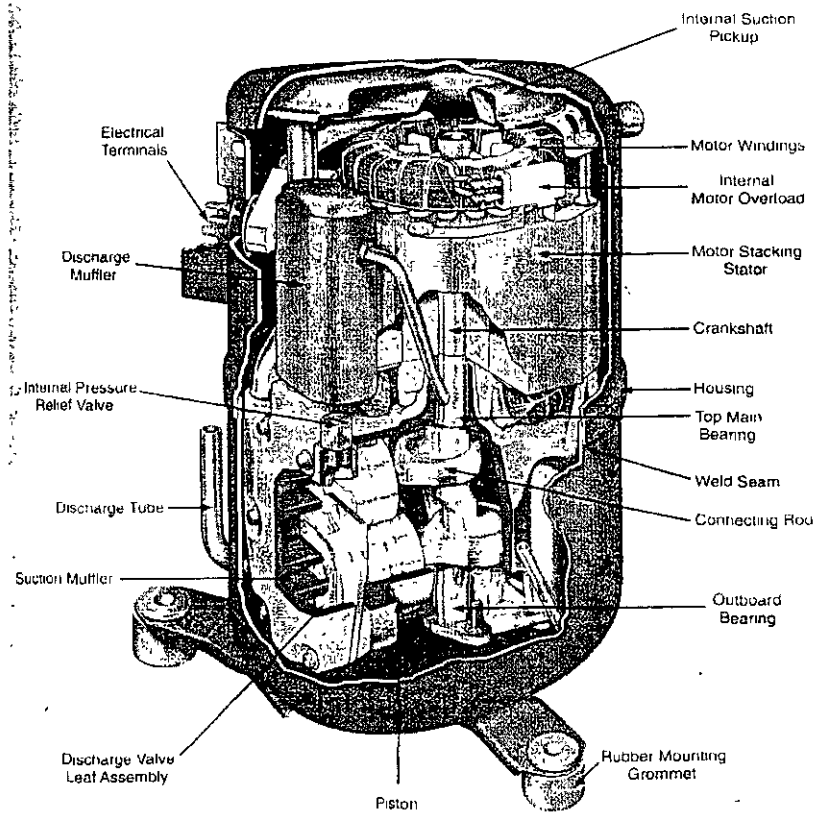


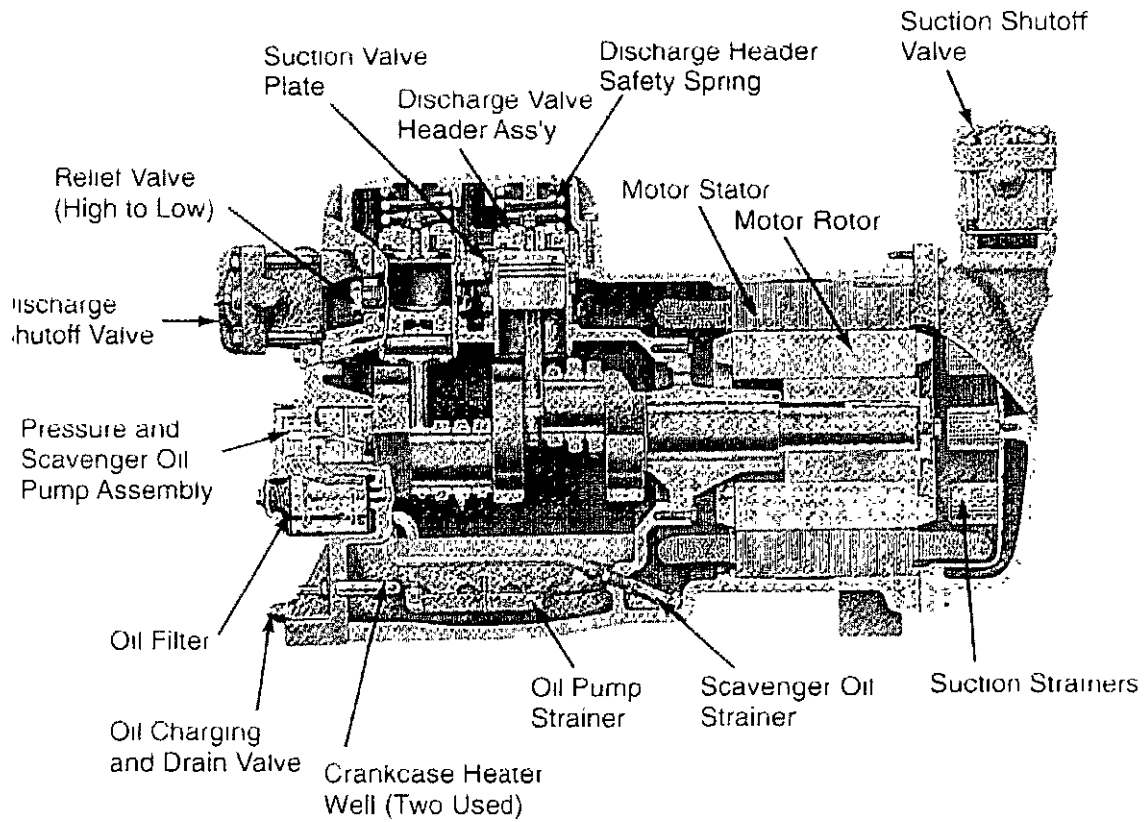
Figure 4-29. Basic construction of reciprocating compressor A—Intake stroke B—Exhaust stroke

a) Compresores Herméticos.



Compresor hermético de dos cilindros, apropiado para uso para una aplicación comercial o como una parte de un sistema de aire acondicionado residencial

b) Compresores Semi-Herméticos.



Compresor reciprocante semi-hermético comercial.

c) Compresores Abiertos.

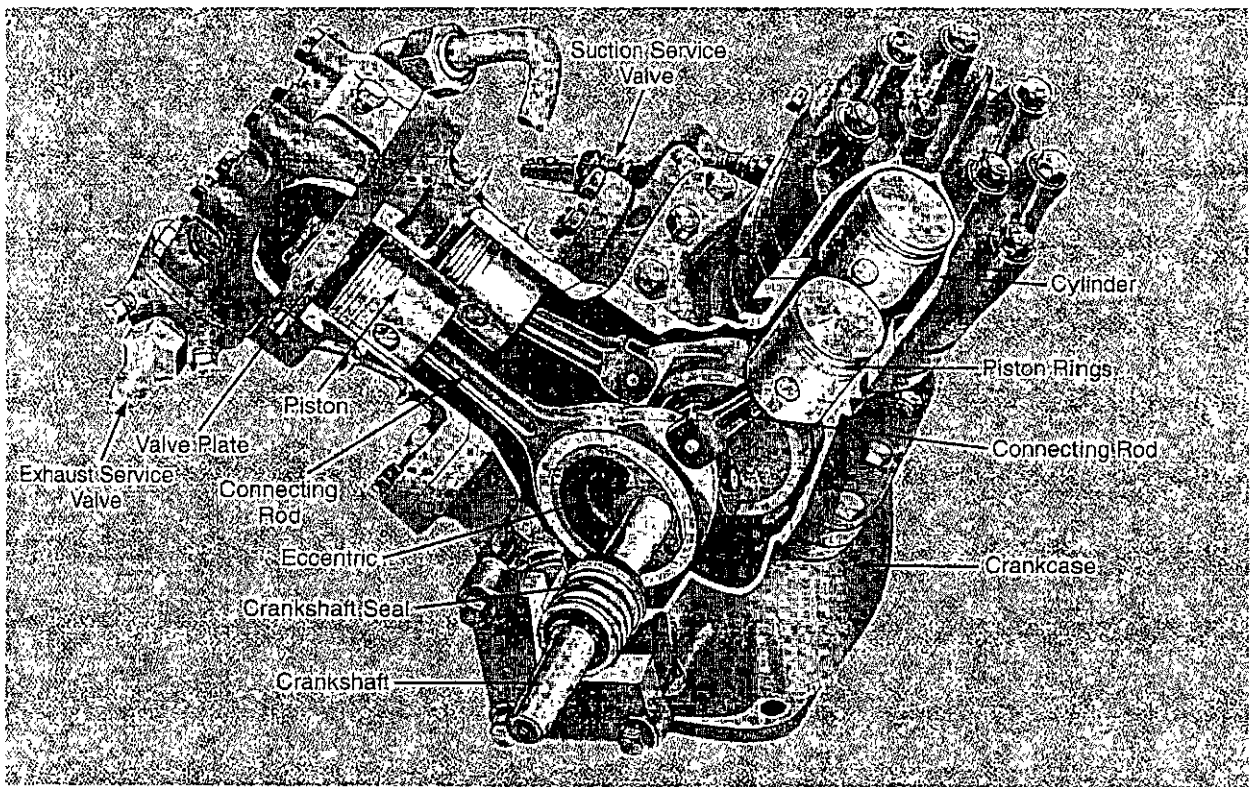


Figure 4-26. A four-cylinder, external-drive, V-type, air-cooled compressor. (Frick Co.)

2.- COMPRESORES ROTATIVOS.

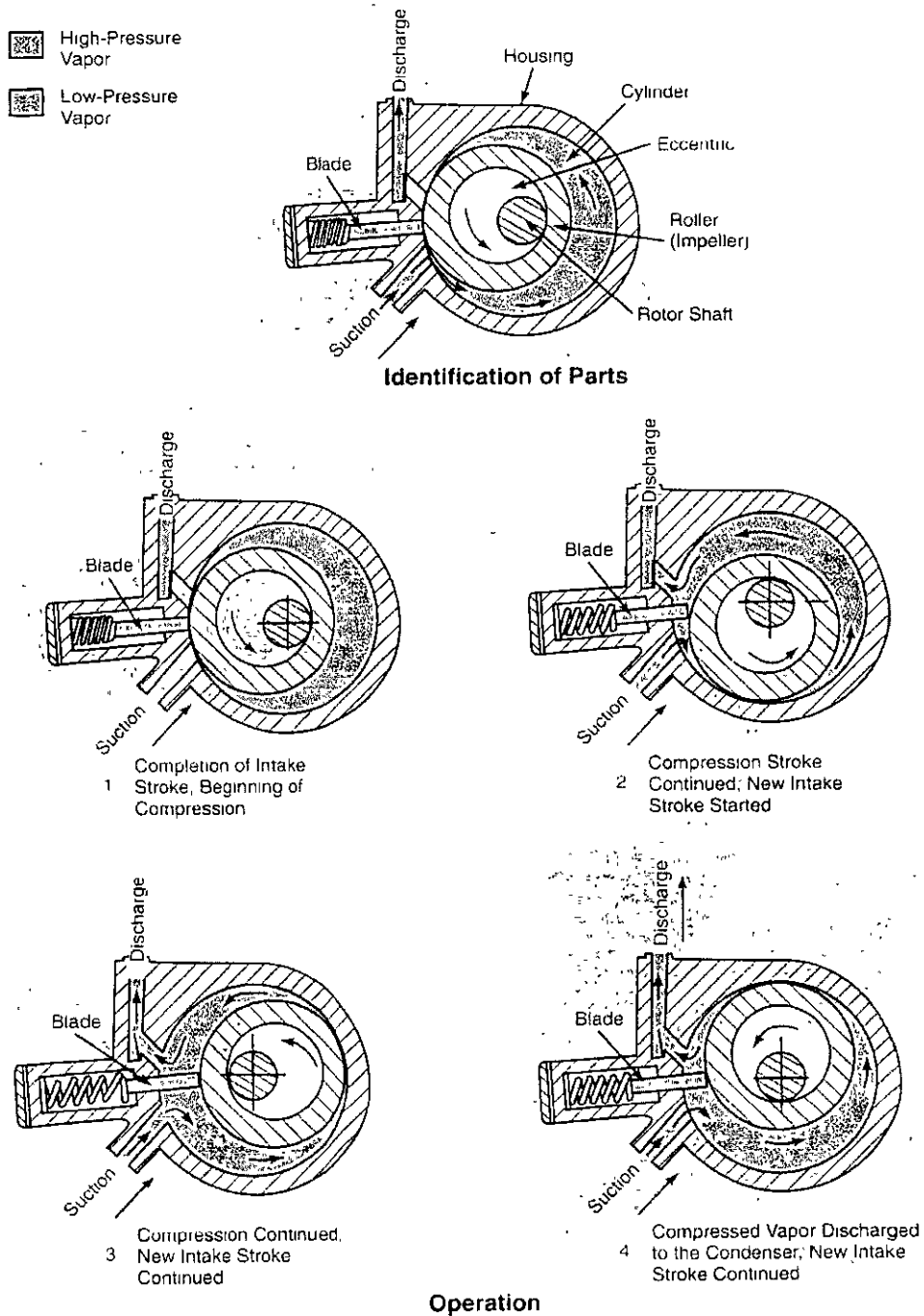


Figure 4-56. Rotary compressor. Stationary blade or divider block is in contact with an impeller

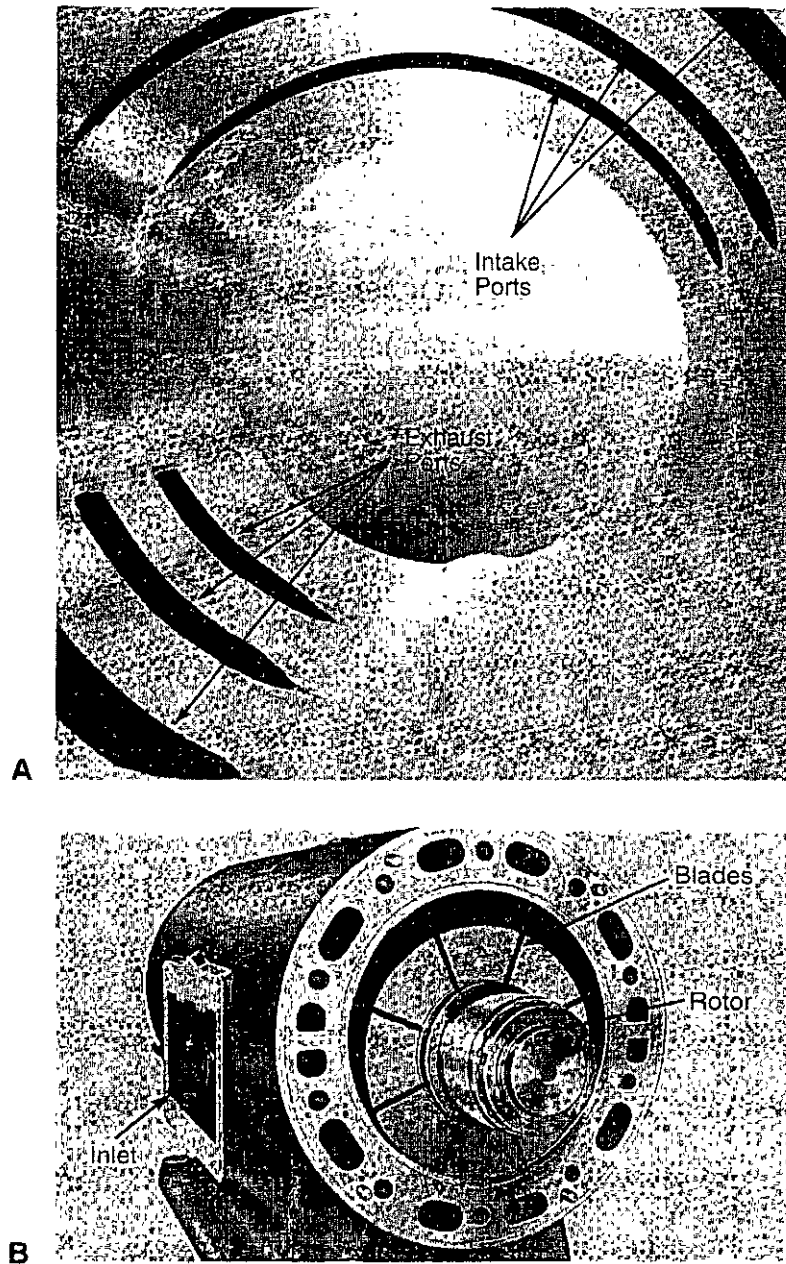


Figure 4-55. Detail of cylinder and rotor shown in Figure 4-54. A—The inside of the cylinder showing port openings. Note that the intake ports are longer than the exhaust ports. B—Relative position of rotor and blades inside cylinder.

3.- COMPRESORES SCROLL.

1. INTRODUCCIÓN

Desde su introducción al mercado unitario de aire acondicionado a finales de la década de los 80, los compresores scroll han tenido un gran éxito en una amplia variedad de aplicaciones tanto residenciales como comerciales. En aire acondicionado, los compresores más pequeños (de 1 a 6 toneladas) se utilizan en sistemas residenciales, tales como los sistemas de bombas térmicas empleados para calentar o enfriar hogares y negocios. Los compresores más grandes (de 7 a 25 toneladas), se usan en aplicaciones comerciales como enfriadores de líquido (chillers) y en una variedad de sistemas de unidades condensadoras. Los compresores scroll de refrigeración se emplean en una amplia gama de aplicaciones que incluyen: sistemas paralelos para supermercados, tanques enfriadores de leche, transporte automotor de carga refrigerada y contenedores marinos. La tecnología scroll también ha sido exitosamente aplicada en criogenia y gas natural.

Una de las razones del amplio éxito de la tecnología scroll es que ésta ha sido diseñada y fabricada a bajo costo, alta eficiencia, y alto volumen. Además, permite desarrollar y producir compresores de más alta eficiencia, teniendo en cuenta el recalentamiento global y los requerimientos de conservación de energía, aspectos cada vez más importantes a considerar por los fabricantes de compresores de hoy. La tecnología scroll ofrece todos los medios para responder satisfactoriamente a estos retos técnicos; proporciona al usuario final un beneficio real en lo que se refiere a eficiencia, confiabilidad, tamaño, peso y bajo nivel de ruido, más allá que otras tecnologías existentes. El uso de mecanismos de conformidad en los compresores scroll ha mejorado su capacidad para manejar refrigerantes líquidos e impurezas presentes en el sistema. Estas características, junto a las mejoras en los dispositivos de protección, desarrollados específicamente para resolver problemas de aplicación en el campo, han permitido el uso del scroll en forma exitosa a nivel mundial tanto en aire acondicionado como en refrigeración.

2. VENTAJAS DEL SCROLL

Los compresores scroll, como otras tecnologías rotativas, requieren pocas partes móviles en comparación con los compresores a pistón. Debido a la baja velocidad de deslizamiento en todos los puntos de contacto, el mecanizado de precisión y las ajustadas tolerancias de los elementos del scroll, es posible usar el contacto físico entre ambas espirales como un sello, lo que elimina la necesidad de usar un gran volumen de aceite como sellador. El contacto físico entre las espirales también tiene la ventaja de eliminar los espaciamientos y reducir las fugas, para que sea posible crear compresores de alto rendimiento con máquinas de menor desplazamiento. Esto está en directo contraste con los compresores a tornillo,

donde las superiores proporciones de fuga se compensan usando desplazamientos más grandes. Los compresores scroll son de por sí máquinas silenciosas y de baja vibración. El ruido generado por un compresor scroll es relativamente independiente de la pulsación de gas y está generalmente asociado sólo con los dispositivos mecánicos reales del scroll. Las irregularidades en el mecanismo de los elementos del scroll pueden incrementar los efectos del contacto mecánico durante el funcionamiento. En el caso de compresores scroll para aire acondicionado, no existe válvula de descarga interior, lo cual ayuda a reducir el ruido al eliminar los cambios abruptos de flujo. En los compresores scroll de refrigeración, se usa una válvula para mejorar la eficiencia a bajas condiciones de evaporación, diseñada especialmente para minimizar su impacto sobre ruido del compresor. La vibración del compresor se minimiza con el uso de contrapesos balanceados dinámicamente y al utilizar un proceso de compresión continua, también se minimiza la pulsación de torque asociada. Debido a que dos elementos de precisión del scroll definen completamente el proceso de compresión, no es necesario utilizar una cubierta para ubicar el ensamblaje del scroll en forma precisa dentro del compresor. Aprovechando las ventajas de esta capacidad intrínseca del diseño, las espirales pueden alinearse por sí mismas libremente durante la operación del compresor. A esta capacidad se le denomina conformidad y es de gran importancia para el manejo de refrigerante en estado líquido durante condiciones de inundación y también de las pequeñas cantidades de impurezas que pueden estar presentes en el sistema. Esencialmente, la conformidad permite que las espirales se separen ligeramente ante los excesos de presión asociados con la presencia de un alto volumen de líquido.

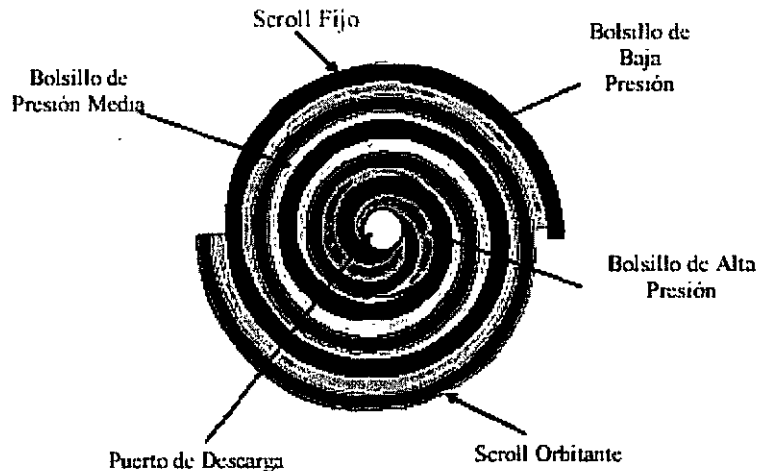
3. GEOMETRÍA DE LA ESPIRAL

Las espirales pueden construirse en distintas formas y tamaños. Sin embargo, una geometría de círculos envolventes es ampliamente satisfactoria para el diseño y fabricación de los compresores scroll. Esta geometría ha sido exitosamente aplicada en perfiles de engranajes de dientes y provee el desplazamiento requerido para el rodaje y el deslizamiento. Un perfil específico se define por el uso de un movimiento giratorio de un miembro flexible alrededor de un círculo base para crear un perfil arqueado. Este perfil establece las superficies funcionales que las espirales necesitan. Al aumentar o disminuir el diámetro del círculo base se pueden crear perfiles diferentes y únicos. Si los puntos de partida se escalonan a lo largo del círculo base, se puede generar un espesor de pared. Después de establecer el círculo base y el espesor de pared, todo lo que se requiere es agregar una altura para crear una espiral funcional. Un compresor scroll consta de dos elementos en forma de espiral. Uno estacionario y otro que gira en un movimiento orbitante alrededor del centro del eje motor. Las dos espirales son idénticas y están ensambladas con una diferencia de fase de 180° . El movimiento orbital de la espiral giratoria es circular, tiene la misma amplitud que el motor y se mantiene a 180° de diferencia de fase con el uso de un dispositivo antirotación, el cual se conoce generalmente como un típico acople Oldham. La

magnitud del movimiento orbital depende del radio del círculo base y el espesor de la pared. Durante el funcionamiento, las dos espirales hacen contacto en varios puntos formando una serie independiente de bolsillos en cada posición del movimiento orbital. Estos bolsillos disminuyen progresivamente de tamaño hacia el centro. El proceso de compresión de un compresor scroll se describe como un proceso de desplazamiento positivo. Este tipo de proceso aumenta la presión del vapor refrigerante, reduciendo el volumen interno de la cámara de compresión mediante un esfuerzo mecánico. Ambos bolsillos sellados, interno y externo, se definen exclusivamente por la geometría del scroll y el movimiento orbital. Por su diseño, el dispositivo de involución en espiral del scroll tiene ya la capacidad incorporada de reducir el volumen y generar así una relación de compresión propia.

Durante cada revolución consecutiva del motor, la masa de vapor inicial se mueve hacia el centro por el movimiento giratorio y su volumen se reduce significativamente a medida que se mueve de bolsillo a bolsillo. El proceso de compresión se completa finalmente cuando el refrigerante se comprime a su máxima presión de descarga y es liberado a través de un puerto de descarga. Éste es un puerto común localizado en el bolsillo más profundo formado por los elementos combinados. Como toma varias revoluciones completar este proceso, en realidad existe un proceso continuo de compresión durante la operación. Vea la Figura 1.

Figura 1. Cómo Trabaja el Scroll



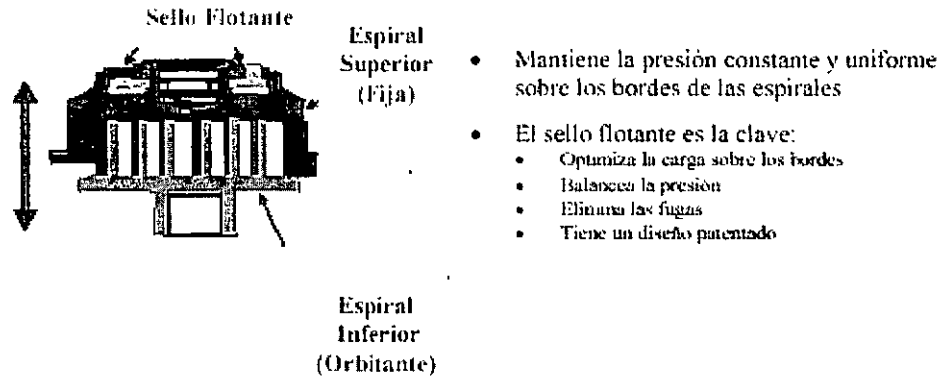
4. CONFORMIDAD AXIAL Y RADIAL DEL SCROLL

La conformidad se define como la capacidad que permite que las dos espirales del scroll se separen ligeramente en la dirección axial o radial debido a la acción de elevadas presiones o de la presencia de impurezas. La conformidad axial se define en términos generales como la separación de la punta de una espiral, de la base de la espiral opuesta. Hay varios métodos para lograr este tipo de conformidad.

Un método es usar sellos para la punta de la espiral. En este caso se le hace una ranura pequeña a lo largo de la punta de cada elemento espiral y luego se inserta un sello flexible en esta ranura. Este sello generalmente está hecho de un material de anillo de pistón y esencialmente realiza la misma función de un anillo de pistón, esto es, cuando las espirales se separan, este sello mantiene el contacto con la base contraria. Con este diseño la fabricación se hace más compleja en los casos en que los perfiles de las espirales son muy anchas.

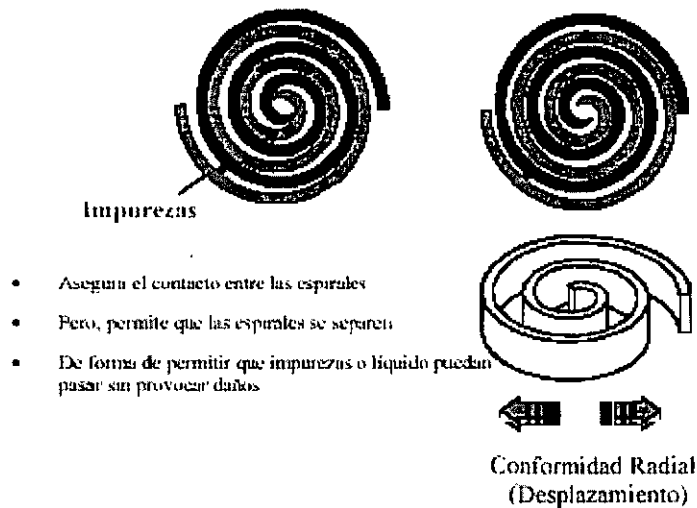
Otra aproximación es aplicar una carga, ya sea a la espiral fija o la orbitante, mediante presión de gas, para mantener sellada la punta y la base de contacto. Un método típico para lograr esto, es permitir un pequeño grado de movimiento axial al scroll fijo, entonces se instala un sello en una cavidad hecho en el scroll fijo; este sello tiene dos propósitos principales: uno es mantener sellados y separados el lado de alta presión (descarga) del lado de baja presión (succión), el otro objetivo es proporcionar la carga de gas requerida para mantener el contacto necesario entre la punta de la espiral y la base. Esto se logra mediante el uso de una cavidad intermedia que se forma bajo el sello después de que éste se inserta en el scroll fijo. Durante la operación, esta cavidad intermedia se presuriza mediante la alimentación de gas a través de un pequeño pasaje que conecta la cavidad y uno de los bolsillos de compresión formado en el scroll. Durante el arranque, el sello está en una posición relajada sin carga, lo que significa que incluso a presiones elevadas de succión el torque es bajo debido a la fuga a través de los bordes. Pero a medida que el compresor alcanza su condición de operación, la presión de la cavidad intermedia crece y carga el ensamblaje de las espirales. El scroll orbitante en este arreglo es soportado por una superficie de propulsión rígida. Esto proporciona una ventaja al reducir la carga real sobre las puntas, necesaria para generar un sello, ya que el buje rígido acomoda el momento lateral del scroll orbitante creado por las cargas tangenciales de gas. Un método de carga de un gas orbitando tendría cargas mayores en los bordes con el propósito de contrarrestar el momento lateral, incrementando así la fricción y reduciendo la eficiencia del compresor. La conformidad axial también proporciona los beneficios de una presión constante de sellado durante la operación y de una carga automática al momento del arranque. Vea la Figura 2.

Figura 2. Conformidad Axial



La conformidad radial es simplemente la habilidad que tienen los flancos de las espirales de separarse ligeramente en la dirección radial. Esto se logra permitiendo que la espiral móvil se desplace una distancia pequeña en la dirección radial y mediante el uso de un buje descargador en el extremo del eje del compresor. La fuerza centrífuga generada por la masa rotatoria del scroll orbitante crea el sellado de los extremos de ambas espirales. Las fuerzas de gas generadas por el proceso de compresión se oponen a esta carga y son proporcionales al diferencial de presión de operación. Durante la operación normal, la fuerza centrífuga es mayor que la fuerza de gas que mantiene el sello. Al permitir que la espiral se mueva hacia adentro o que "descargue", el conjunto del scroll tiene la capacidad de manipular pequeñas cantidades de impurezas o de líquido adicional. La conformidad radial es un método excelente para asegurar el correcto sellado y proporciona protección contra pequeñas impurezas y refrigerante líquido. Vea la Figura 3.

Figura 3. Conformidad Radial



5. INYECCIÓN DE LÍQUIDO Y DE VAPOR

La inyección de vapor es un método usado para mejorar el rendimiento de los compresores scroll en refrigeración. Incluso puede extender el rango de operación un compresor a más bajos niveles de temperaturas de evaporación. El esquema de inyección de vapor generalmente usado en un scroll en refrigeración consiste de los siguientes componentes básicos: un condensador, un evaporador, un compresor, un intercambiador de calor, un tubo capilar y una válvula solenoide de cierre. Vea la Figura 1. Una pequeña cantidad de refrigerante es removida después del condensador y luego es circulada a través de un lado de un intercambiador de calor. Este refrigerante se inyecta entonces en el compresor scroll como un vapor saturado. La cantidad de refrigerante inyectada se determina por la diferencia entre la presión del condensador y la presión del bolsillo del scroll, así como por el diámetro del tubo capilar. El refrigerante restante del condensador circula a través del otro lado del intercambiador de calor antes de ser expandido y entrar al evaporador. Al circular a través de un intercambiador de calor, el refrigerante que entra en el evaporador es subenfriado y por lo tanto se obtiene un incremento en el efecto frigorífico obtenido. La entalpía del líquido refrigerante subenfriado h_{sc} , en KJ/Kg, puede calcularse por la ecuación siguiente:

$$h_{sc} = h_{con} - C_{pr}(T_{con} - T_{se})$$

Donde:

h_{con} = entalpía del refrigerante líquido saturado a la temperatura de condensación (KJ/Kg).

C_{pr} = calor específico del refrigerante líquido a presión constante (KJ/Kg ° C).

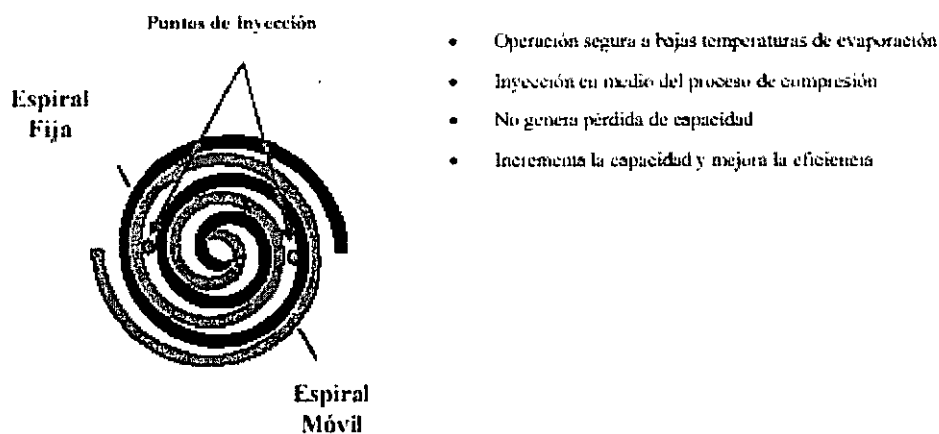
T_{con} = temperatura de saturación del refrigerante líquido a la presión de condensación (° C).

T_{sc} = temperatura del refrigerante líquido subenfriado ($^{\circ}$ C).

Esto produce un aumento en la capacidad de enfriamiento del sistema. También hay un ligero aumento en el consumo de potencia del compresor, debido al aumento del trabajo al comprimir el refrigerante inyectado adicionalmente. Sin embargo, el efecto neto logrado es un aumento tanto en la capacidad como en la eficiencia del compresor.

Hay otras ventajas que ofrece la inyección de vapor, además de una ganancia en eficiencia neta. El aumento de capacidad es mayor a temperaturas de evaporación más bajas y a más altas temperaturas de condensación. Esto está de acuerdo con los requerimientos de la mayoría de los sistemas de refrigeración. Como el esquema de inyección de vapor puede detenerse, cerrando la solenoide que habilita el paso del líquido que se expande a uno de los lados del intercambiador, también permite el potencial de proveer modulación, es decir, aumentar o disminuir la capacidad en función de la demanda. La inyección de vapor también proporciona la habilidad de extender el rango de operación, enfriando el compresor con el refrigerante inyectado. Vea la Figura 4.

Figura 4. Puertos Internos de Inyección



Otro método para extender el rango de operación a más bajas temperaturas de evaporación es usar un esquema de inyección de líquido. Este esquema generalmente consiste de cuatro elementos: el compresor, el condensador, el evaporador y un tubo capilar con un solenoide, para cortar la inyección cuando el compresor se detiene. Un método alternativo en lugar de un tubo capilar para controlar la inyección, es una válvula controlada por la temperatura de la descarga. En estos casos, una pequeña conexión va de la línea líquida del condensador a un tubo capilar o a una válvula controlada por la temperatura. La válvula o el tubo capilar están unidos directamente al puerto de inyección del compresor. Una pequeña cantidad de refrigerante se toma desde la línea de

líquido y hará las veces de masa de inyección. Como en el proceso de inyección de vapor, esta masa de inyección está directamente relacionada con la diferencia de presión entre el condensador y la presión del bolsillo de intermedio del scroll, y con el diámetro del capilar de inyección y de la tubería de los pasajes internos del scroll por donde se inyecta esta masa. Aquí también se observa un ligero aumento en la potencia consumida por el compresor, debido al aumento de trabajo al comprimir el refrigerante inyectado adicionalmente. Sin embargo, el efecto neto es el enfriamiento del gas de la descarga suficientemente, de manera de permitir la operación a las más elevadas relaciones de compresión hallados comúnmente a las condiciones de bajas temperaturas de evaporación y de elevadas temperaturas de condensación. Tanto la Inyección de Líquido como la Inyección de Vapor emplean puertos de inyección intermedia dentro del scroll.

6. MODULACIÓN

Hay varios métodos para lograr la modulación en un compresor. Un método ya discutido es la inyección de vapor. Existen tres formas comunes de modulación, ellas son: velocidad variable, modulación mecánica y succión variable. La modulación de velocidad variable requiere del uso de un motor trifásico de inducción de velocidad variable y también requiere de un regulador que se una al sistema de tal forma, que pueda ajustar la velocidad del motor con precisión para alcanzar los requerimientos de capacidad (demanda del sistema), puesto que la capacidad es directamente proporcional a la velocidad del motor. También se necesitan otras modificaciones en el compresor scroll: una es aumentar o reforzar la conformidad radial para permitir que la estructura del scroll se ajuste a las diferentes velocidades del motor manteniendo el sellado requerido; otra es una bomba de aceite para mantener la lubricación apropiada de los bujes o rodamientos y las superficies en contacto, y finalmente en conjunto con la anterior, un sistema de lubricación mejorado para acrecentar el flujo y el retorno interno de aceite.

La modulación mecánica se logra separando el scroll fijo y el orbitante en dirección axial. Esto genera un patrón de fuga que disminuye la capacidad del compresor, la disminución de capacidad es proporcional a la duración de la separación. Esta separación se logra físicamente con el uso de un pistón de elevación dentro de una tapa sobre el puerto de descarga (alta presión). La tapa tiene un volumen adicional que actúa como la cámara de un pistón, por lo queda una pequeña distancia entre el pistón y el tope de su cámara. Bajo circunstancias normales, la presión por encima y por debajo del pistón se iguala usando un pequeño pasadizo en el propio pistón. Sin embargo, cuando se requiere modulación de capacidad, hay una gran liberación de presión fuera del tubo que se localiza sobre el área del pistón y se fuga a la línea de succión que se abre a través de una válvula solenoide. A medida que la presión sobre el pistón disminuye, el pistón es empujado hacia arriba a la cámara extendida, esta acción

levanta el scroll fijo causando la separación y la consecuente fuga, y además reduciendo el flujo de masa y la capacidad.

El método de succión variable es similar en concepto al esquema de modulación mecánica. En este caso, sin embargo, en lugar de crear una separación forzada entre las espirales para disminuir el flujo de masa y la capacidad, la masa de succión inicial se disminuye liberando o dando salida a un porcentaje del gas del bolsillo inicial de succión. Esta liberación es controlada por una válvula de solenoide y un pasadizo que va hacia el bolsillo de succión. El efecto global de la eliminación de un porcentaje del gas del bolsillo inicial de succión es una reducción en la capacidad.

7. DIFERENCIAS DE DISEÑO EN EL SCROLL PARA REFRIGERACIÓN Y PARA AIRE ACONDICIONADO

Debido a que los scroll de refrigeración operan sobre un más amplio rango de temperaturas y relaciones de compresión, existen algunas diferencias de diseño entre un scroll de refrigeración y uno de aire acondicionado. La temperatura de descarga no es el único problema que se puede encontrar a bajas temperaturas de evaporación y a elevadas temperaturas de condensación. También hay relaciones de presión significativamente más altas, las cuales pueden causar un aumento del estrés sobre los elementos del scroll. Estos aumentos de la proporción de compresión también pueden afectar el puerto de descarga, generando un flujo de retorno hacia el scroll que puede afectar el consumo de energía significativamente, ya que produce la recompresión de una porción del gas de descarga.

Una de las modificaciones incorporadas al scroll de refrigeración es el "mecanizado especial para elevadas relaciones de compresión" (HCR). El mecanizado especial genera un fuerte incremento de la fuerza e incluso una reducción en el volumen final de descarga, lo que provoca un aumento en la relación de volumen e inherentemente en la relación de compresión. Vea la Figura 5.

Figura 5. Mecanizado para Altas Relaciones de Compresión

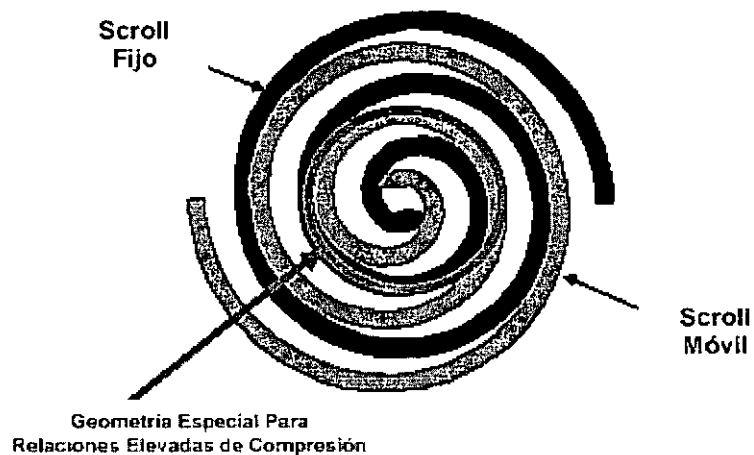
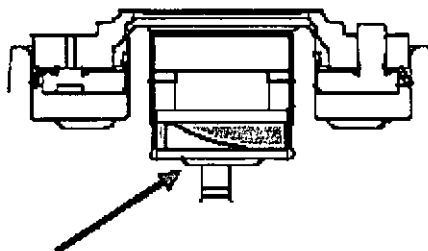


Figura 6. Válvula de Descarga Dinámica



- Mejora la eficiencia
- Menor diferencia de presión que la válvula recíprocante
- Su mal funcionamiento no para la operación del compresor

Otra modificación es el uso de una válvula dinámica de descarga para controlar el reflujo. Esta válvula se diseña para reducir el reflujo sin crear restricciones u obstrucciones adicionales en la vía y se combina con un puerto de dimensiones reducidas para las condiciones de bajas temperaturas de evaporación y el flujo de baja masa resultante. Vea la Figura 6.

Adicionalmente, tal y como se discutió anteriormente, el uso de los esquemas de inyección de vapor y de inyección de líquido normalmente se usan para aumentar el rango de operación. La inyección de vapor y de la inyección de líquido también crean la necesidad de usar conexiones externas, tubería interna adicional y puertos de inyección.

8. RENDIMIENTO Y NIVEL DE RUIDO

Existen dos métodos para entender las comparaciones de rendimiento entre compresores: eficiencia volumétrica y eficiencia isoentrópica. Las definiciones se detallan a continuación:

$$\text{Eficiencia Volumétrica} = \frac{\text{volumen del flujo de succión que entra}}{\text{Desplazamiento del compresor}} \quad (2)$$

$$\text{Eficiencia Isoentrópica} = \frac{\text{potencia ideal aplicada para comprimir el gas}}{\text{Potencia eléctrica aplicada}} \quad (3)$$

Los compresores scroll tienen una ventaja inherente de un 5 a un 10% de rendimiento por encima de los compresores rotativos a pistón. Esto se manifiesta en una reducción de las fugas de gas y de las pérdidas de flujo. Un compresor scroll en general tiene casi cero fugas de gas, comparado con una máquina rotativa con holgaduras fijas de operación. Además, para un compresor rotativo estas holgaduras aumentarán con el tiempo, a medida que sus componentes se desgastan. Los compresores scroll mantienen su capacidad de sellado durante el funcionamiento normal, ya que las partes aparejadas se desgastan juntas en su encastre, es decir, se acoplan entre ellas con el uso. Para los compresores scroll de aire acondicionado, las pérdidas de fluido también se reducen, debido a la ausencia de válvulas en la succión y en la descarga. En los compresores scroll de refrigeración, el uso de una válvula para relaciones de compresión por encima de 5 también manifiesta una mejora significativa en la eficiencia volumétrica, la cual compensa las pérdidas inherentes de fluido asociadas a la válvula. Otro efecto de la válvula de descarga y el puerto menor es la disminución de la recompresión de gas, lo que produce un menor intercambio de calor entre el gas de la descarga y de la succión, ayudando a crear una curva plana de eficiencia volumétrica.

Los compresores scroll también experimentan mayores cargas en los rodamientos que los compresores rotativos, generalmente en el orden de 15 a 30%. Existe incluso un incremento de las cargas de fricción relativas con respecto a un compresor rotativo, debido al contacto entre las espirales del scroll y el empuje axial. En conjunto, esto conduce a una pérdida superior por fricción en el orden del 1 al 2%.

Los compresores scroll funcionan generalmente mejor en aplicaciones de refrigeración que algunos compresores semiherméticos. Sin embargo, el rendimiento del compresor scroll puede presentarse en desventaja en relación al compresor semihermético de alta eficiencia. A elevadas relaciones de presión el compresor semihermético a pistón es mejor. La inyección de vapor puede usarse para mejorar el compresor scroll y el rendimiento del sistema, al proporcionar al líquido mayor subenfriamiento. Esta mejora del rendimiento puede igualar generalmente la elevada eficiencia de los compresores semiherméticos en las mismas condiciones de operación. A más bajas temperatura de condensación, las ventajas inherentes de las bajas fugas de gas y pérdidas de fluido permiten al

scroll desempeñarse mejor hasta que el compresor semihermético de alta eficiencia.

Para las aplicaciones de aire acondicionado, los compresores scroll ofrecen algunas ventajas intrínsecas, al reducir los niveles de ruido y vibración. Con la ausencia de válvulas dinámicas y un proceso de flujo casi continuo, hay una contribución mínima de las pulsaciones de gas al ruido del compresor. En los compresores rotativos, grandes pulsaciones de gas dan contra la carcasa, lo cual irradia ruido adicional. En los compresores scroll, la mayor contribución de sonido es el contacto mecánico entre los elementos. El nivel de sonido de un compresor rotativo y uno scroll del mismo tamaño es comparable. Sin embargo, un compresor scroll a menudo puede ser de 3 a 8 dBA más silencioso que un compresor semihermético.

Para los compresores scroll de refrigeración la situación es algo diferente, ya que existen ambos efectos, el del ruido mecánico y el del ruido de gas generado por la válvula y el puerto. A menudo el ruido de gas se reduce internamente con el uso de un silenciador especialmente diseñado.

La vibración asociada a un compresor scroll es generalmente muy baja. El proceso de flujo continuo baja significativamente la vibración de torsión experimentada por el compresor. Combinando esta vibración de baja torsión con el uso de contrapesos dinámicamente balanceados que compensan la rotación interna de los elementos, se pueden alcanzar niveles de vibración estables de menos de las 50 micrones.

9. CONSIDERACIONES DE APLICACIÓN

Tal como se estableció previamente, los compresores scroll son ampliamente utilizados en aire acondicionado y refrigeración. Aunque no es la intención de este documento considerar todas las posibles aplicaciones, hay ciertos lineamientos importantes a considerar cuando se diseña un sistema.

Como protección de temperatura, generalmente se recomienda usar un termostato de línea de descarga que detenga el compresor si la temperatura de descarga sobrepasa ciertos límites. Algunos modelos de compresor traen un dispositivo interno de temperatura de descarga de manera estándar.

Generalmente los compresores scroll son fabricados con protección interna del motor o con un módulo de protección de control externo. Los módulos de control externos normalmente actúan en base a la variación de la resistencia de una cadena de termistores localizada en el motor, la cual puede estar en serie o en paralelo.

Los estándares de regulación de seguridad locales generalmente exigen control y corte por alta presión. En EE.UU., Underwriter Laboratories (UL) requiere el corte mecánico por alta presión. Los compresores scroll también pueden tener aplicación en una variedad de unidades de múltiples compresores, como los tándem y los sistemas paralelos. Una consideración importante a tener en cuenta, cuando se usan compresores scroll en estos tipos de aplicaciones, es el sistema de lubricación. Los diseños típicos en tándem incluyen tubos de ecualización de aceite para mantener los niveles de aceite apropiados. Para las aplicaciones de sistemas paralelos, se usan generalmente dispositivos electrónicos de control del nivel de aceite. En ambos casos, ciertas consideraciones de diseño del sistema, como el tamaño del separador de aceite, recipientes de aceite, válvulas de corte del flujo de aceite de retorno cuando el compresor no está operando, entre otras, pueden proporcionar protección extra y vida adicional a los compresores instalados, aumentando así la vida del sistema.

Una consideración adicional en el diseño de sistemas es la manipulación de impurezas y humedad que puede mejorar significativamente la vida del sistema y del compresor.

10. FUTURO DEL SCROLL Y DE LOS REFRIGERANTES ALTERNATIVOS

Basados en el éxito del compresor scroll durante la última década, el futuro de este tipo de compresor en todos sus tamaños es en extremo brillante. El rendimiento del scroll y su bajo nivel de ruido han demostrado que él es claramente superior a otras tecnologías en aire acondicionado y, con algunas mejoras de eficiencia adicionales, también en refrigeración. El scroll es comparable a los compresores semiherméticos de alta eficiencia de hoy.

Los compresores scroll ofrecen una amplia variedad de opciones en la modulación de capacidad y en esquemas mejorados de inyección de vapor, que pueden proporcionar un incremento en la eficiencia del compresor y del sistema. Esto es cada vez más importante para cumplir con los requerimientos futuros de conservación de energía y las obligaciones globales para reducir las emisiones de anhídrido carbónico. Adicionalmente, la tecnología scroll ofrece la mejor opción para diseñar y fabricar en el futuro compresores más silenciosos y confiables.

Una ventaja adicional para los compresores scroll en el futuro es el uso creciente de R-410A. El scroll se ajusta naturalmente a este tipo de refrigerante. Los compresores scroll poseen una mayor eficiencia isoentrópica con R-410A y son más silenciosos. Incluso comparados con los compresores alternativos a pistón con R-22 actuales, resultan ser más silenciosos hoy; los compresores recíprocos equivalentes demuestran ser entre 6-8 dBA más ruidosos. Los compresores scroll específicamente diseñados para el refrigerante R-410A están demostrando ser tan confiables como los compresores scroll de hoy en día.

BIBLIOGRAFÍA (Compresores Scroll):

VI congreso iberoamericano de aire acondicionado y refrigeración

4.- COMPRESORES DE TORNILLO.

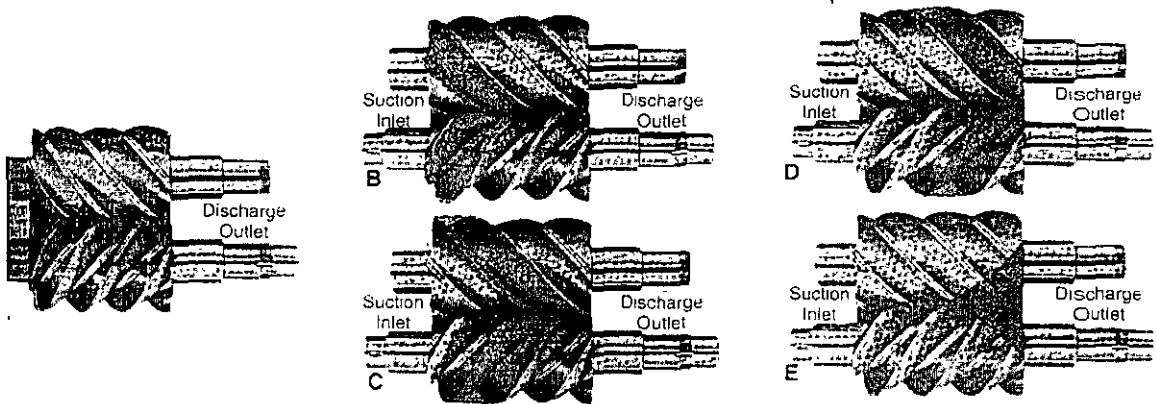


Fig. 4-64. Basic operation of screw compressor. Revolving rotor compresses vapor A—Compressor interlobe being filled B—Beginning of compression C—Full compression of trapped vapor D—Beginning of discharge E—Compressed vapor fully discharged from interlobe spaces (Dunham-Bush, Inc.)

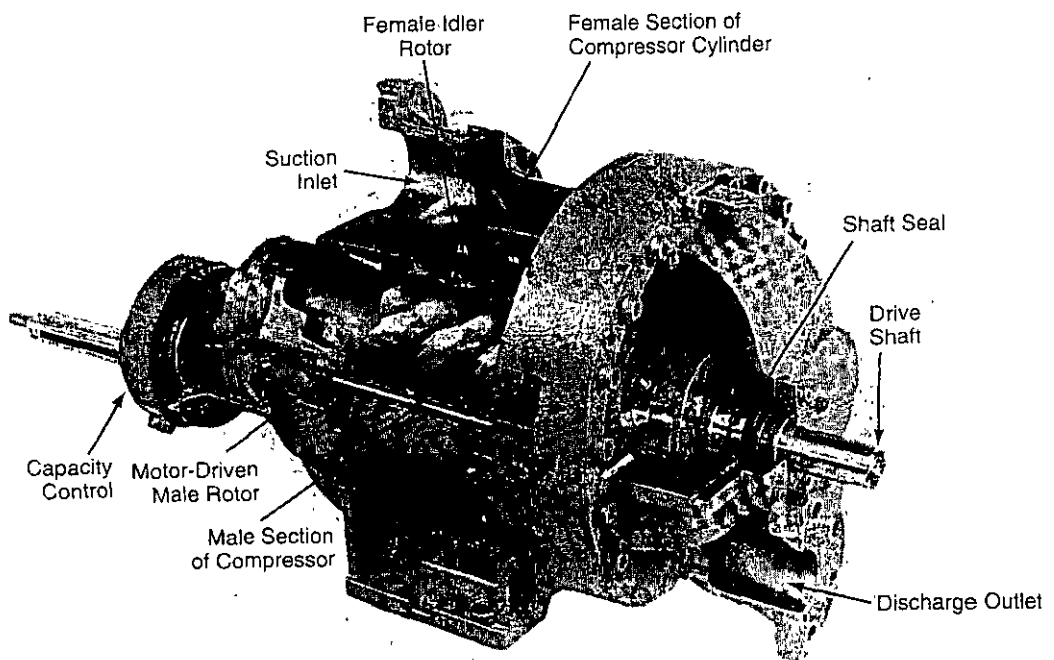


Figure 4-65. Screw compressor which uses a matched set of helical rotors. (Dunham-Bush, Inc)

5.- COMPRESORES CENTRÍFUGOS

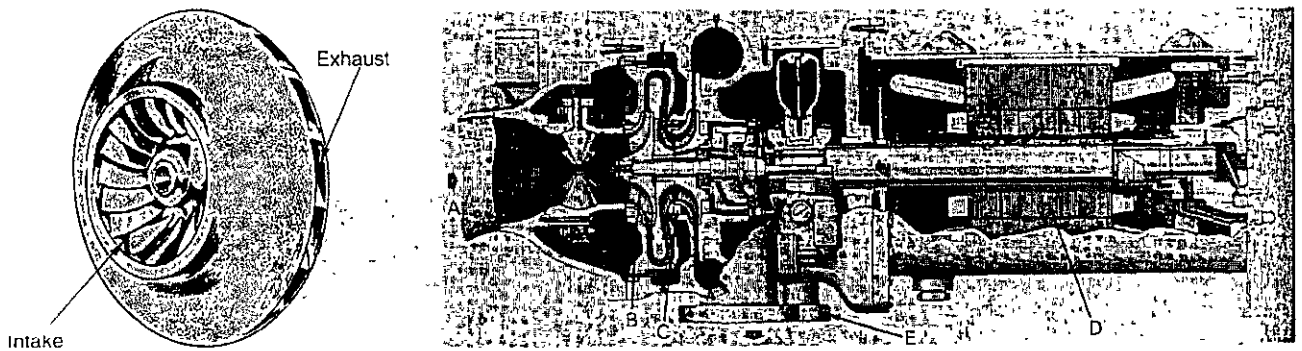
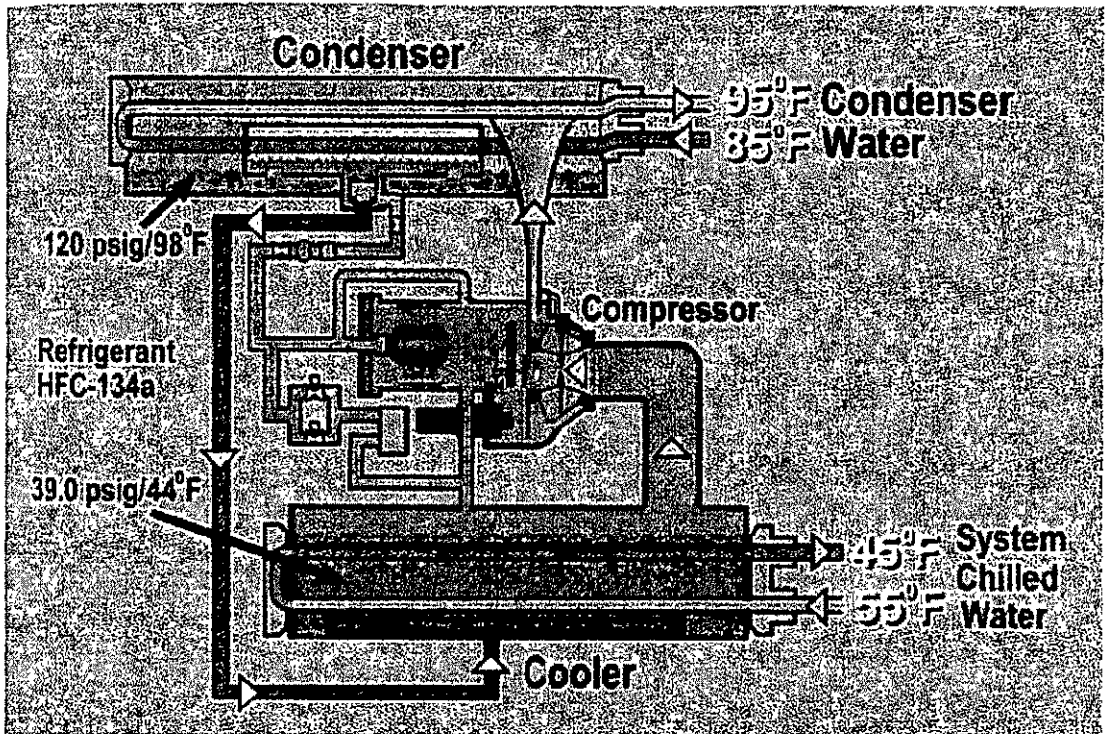
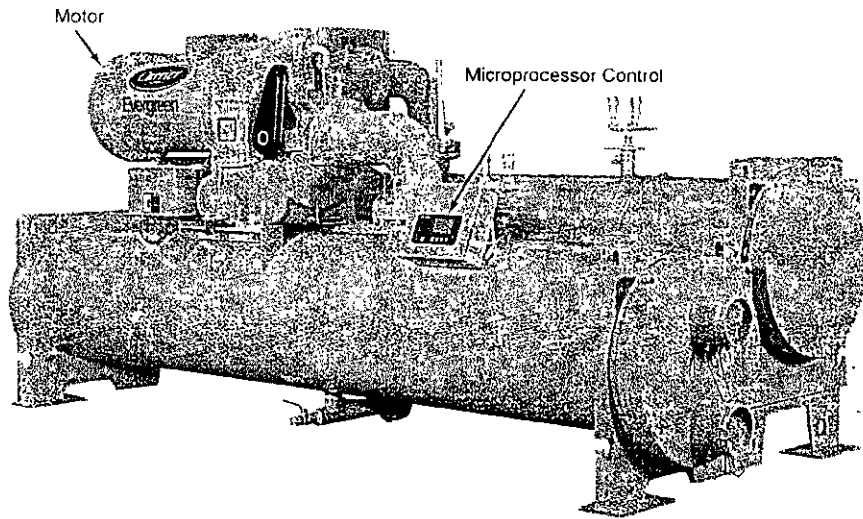


Figure 4-72. Hermetic centrifugal compressor. The impeller is shown at left above. Major components of the compressor are: A—Intake. B—First-stage impeller. C—Second-stage impeller. D—Hermetic motor. E—Exhaust. (Carrier Corporation, Subsidiary of United Technologies Corporation)



Hermetic centrifugal liquid chiller, single-stage compressor that uses R-134a. A—Note the use of a microprocessor control. B—Refrigerant flow diagram showing system operation. (Carrier Corporation, Subsidiary of United Technologies Corporation)