



**FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA**

A LOS ASISTENTES A LOS CURSOS

Las autoridades de la Facultad de Ingeniería, por conducto del jefe de la División de Educación Continua, otorgan una constancia de asistencia a quienes cumplan con los requisitos establecidos para cada curso.

El control de asistencia se llevará a cabo a través de la persona que le entregó las notas. Las inasistencias serán computadas por las autoridades de la División, con el fin de entregarle constancia solamente a los alumnos que tengan un mínimo de 80% de asistencias.

Pedimos a los asistentes recoger su constancia el día de la clausura. Estas se retendrán por el periodo de un año, pasado este tiempo la DECFI no se hará responsable de este documento.

Se recomienda a los asistentes participar activamente con sus ideas y experiencias, pues los cursos que ofrece la División están planeados para que los profesores expongan una tesis, pero sobre todo, para que coordinen las opiniones de todos los interesados, constituyendo verdaderos seminarios.

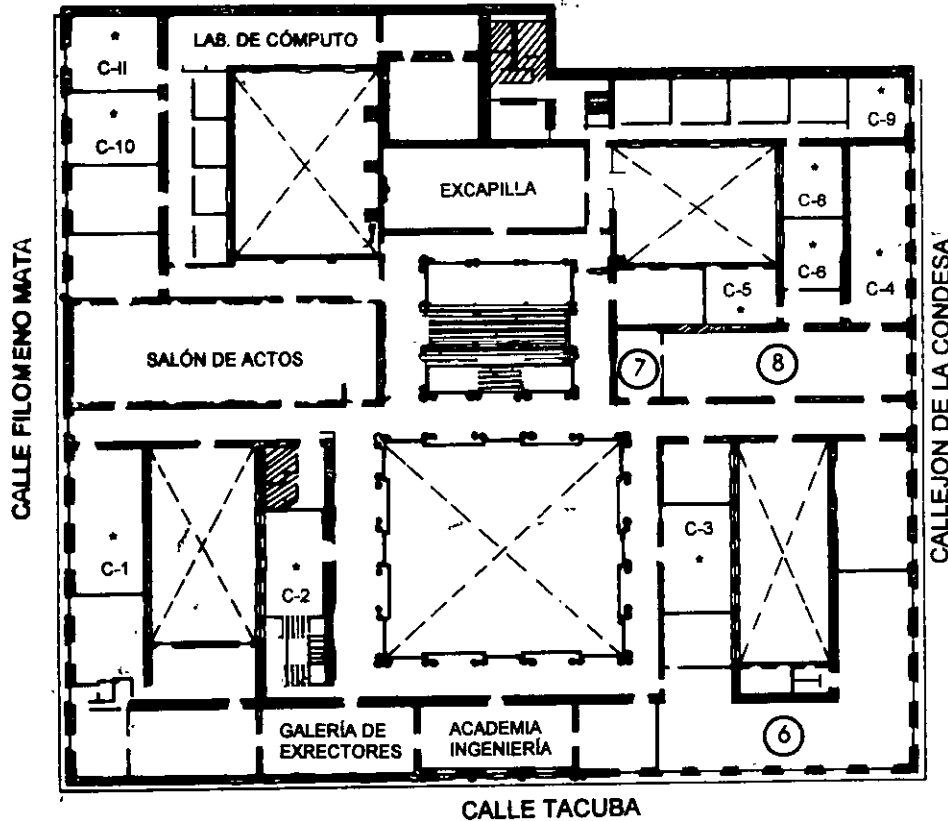
Es muy importante que todos los asistentes llenen y entreguen su hoja de inscripción al inicio del curso, información que servirá para integrar un directorio de asistentes, que se entregará oportunamente.

Con el objeto de mejorar los servicios que la División de Educación Continua ofrece, al final del curso deberán entregar la evaluación a través de un cuestionario diseñado para emitir juicios anónimos.

Se recomienda llenar dicha evaluación conforme los profesores impartan sus clases, a efecto de no llenar en la última sesión las evaluaciones y con esto sean más fehacientes sus apreciaciones.

**Atentamente
División de Educación Continua.**

PALACIO DE MINERÍA



GUÍA DE LOCALIZACIÓN

1. ACCESO
2. BIBLIOTECA HISTÓRICA
3. LIBRERÍA UNAM
4. CENTRO DE INFORMACIÓN Y DOCUMENTACIÓN "ING. BRUNO MASCANZONI"
5. PROGRAMA DE APOYO A LA TITULACIÓN
6. OFICINAS GENERALES
7. ENTREGA DE MATERIAL Y CONTROL DE ASISTENCIA
8. SALA DE DESCANSO

SANITARIOS

* AULAS

1er. PISO

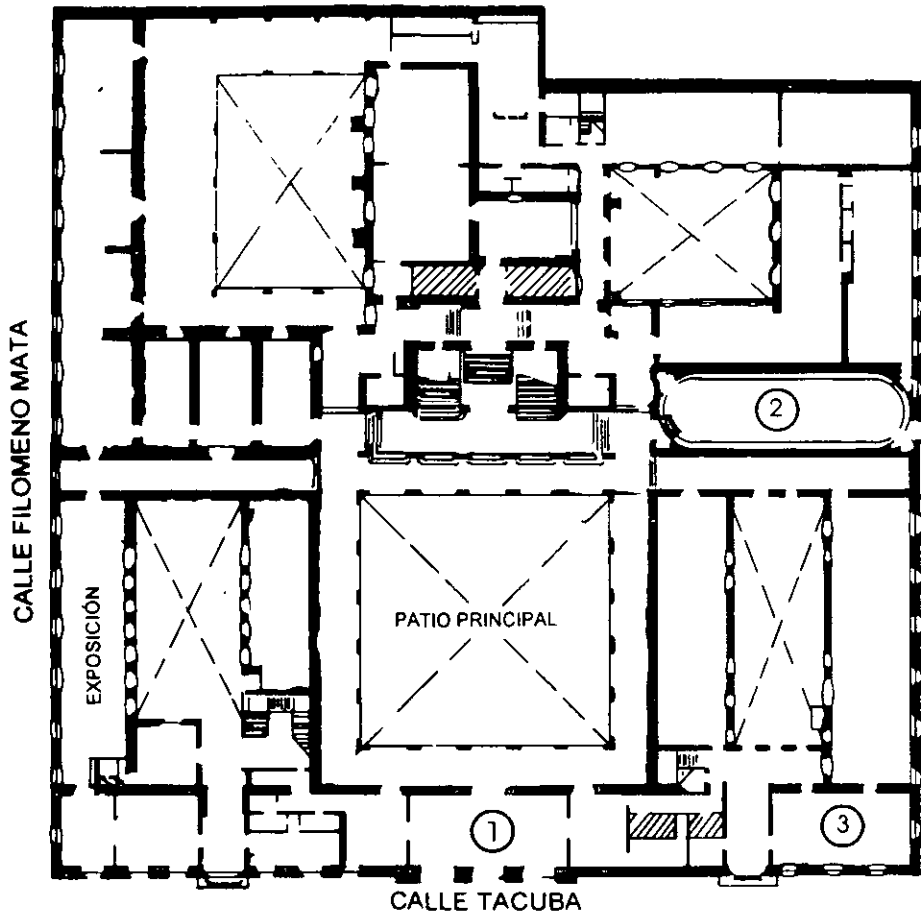


DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERÍA U.N.A.M.
CURSOS ABIERTOS

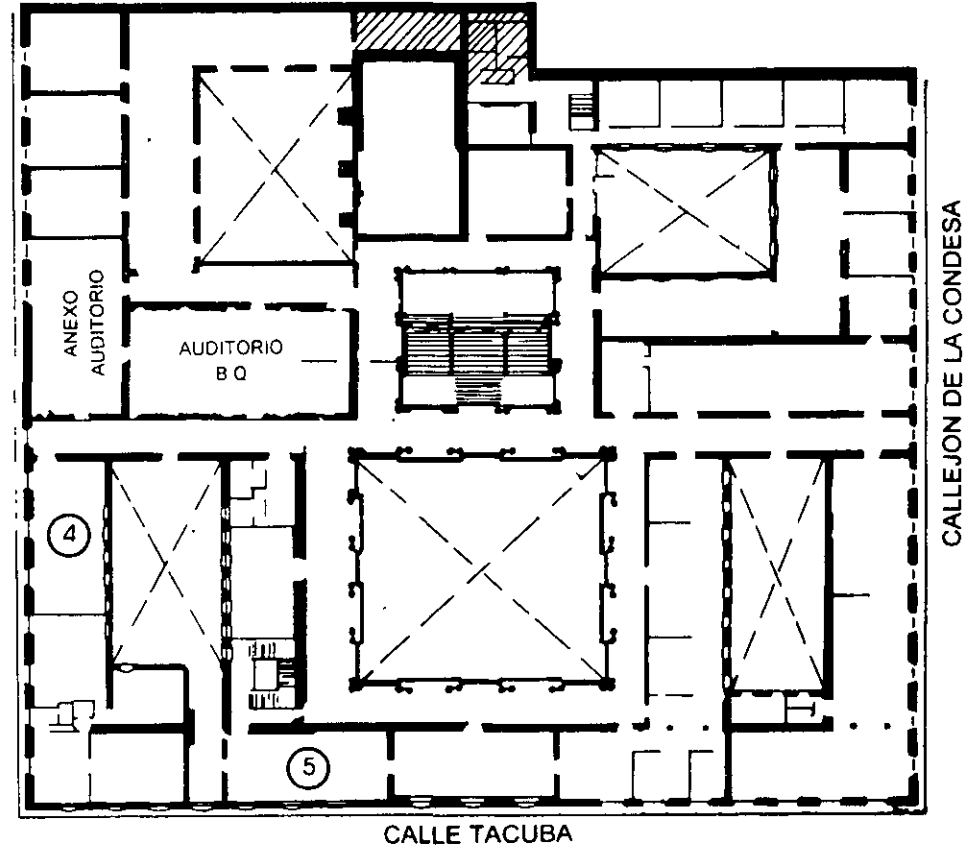
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA



PALACIO DE MINERIA



PLANTA BAJA



MEZZANINNE



FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA



División de Educación Continua, Facultad de Ingeniería, UNAM

CURSOS ABIERTOS

AIRE ACONDICIONADO Y CALEFACCIÓN CA 384

TEMA

APUNTES GENERALES

**INSTRUCTOR: ING. FRANCISCO LÓPEZ LÓPEZ
DEL 09 AL 13 DE ABRIL DE 2007
PALACIO DE MINERÍA**

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>



**FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA**



División de Educación Continua, Facultad de Ingeniería, UNAM.

CURSOS ABIERTOS

AIRE ACONDICIONADO Y CALEFACCIÓN CA 384

TEMA

INTRODUCCIÓN

**INSTRUCTOR: ING. FRANCISCO LÓPEZ LÓPEZ
DEL 09 AL 13 DE ABRIL DE 2007
PALACIO DE MINERÍA**

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 substancialmente las condiciones de vida de millones de personas en todas las latitudes del mundo.

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

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

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.

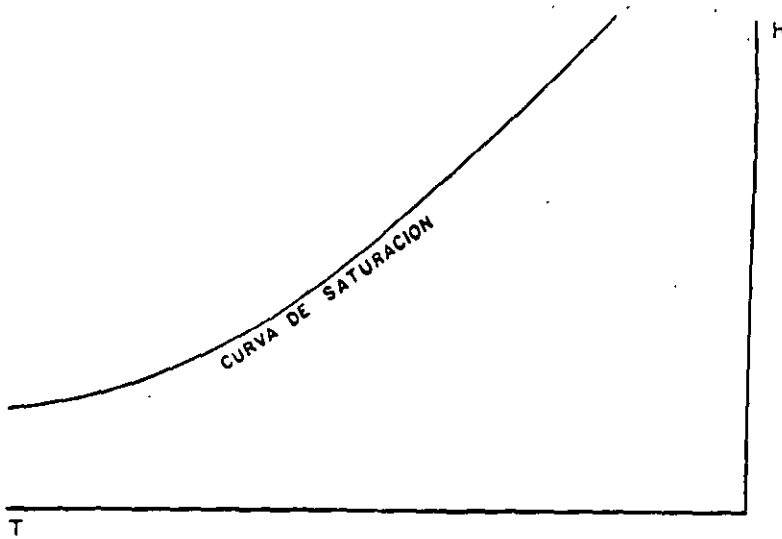


FIG. 1

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.

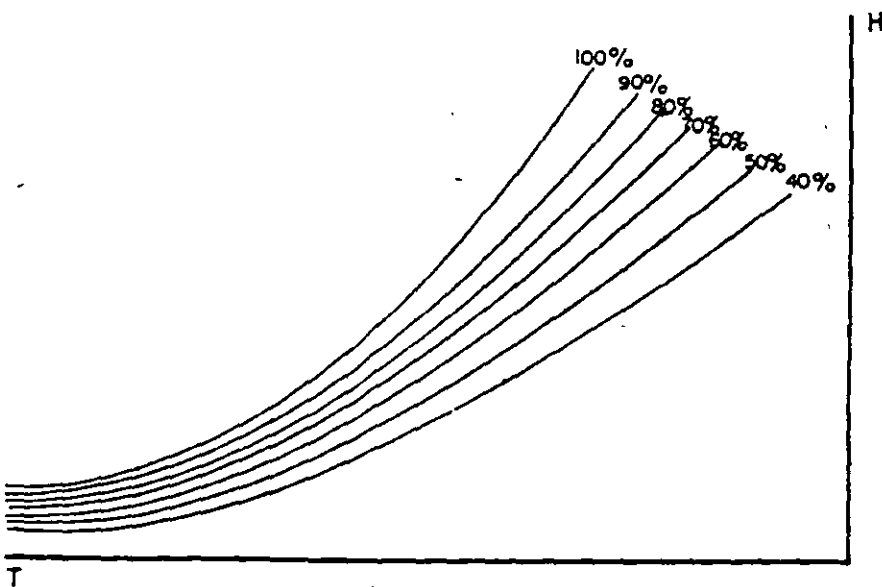


FIG. 2

TEMPERATURA DE BULBO SECO.

Es aquélla 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:

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

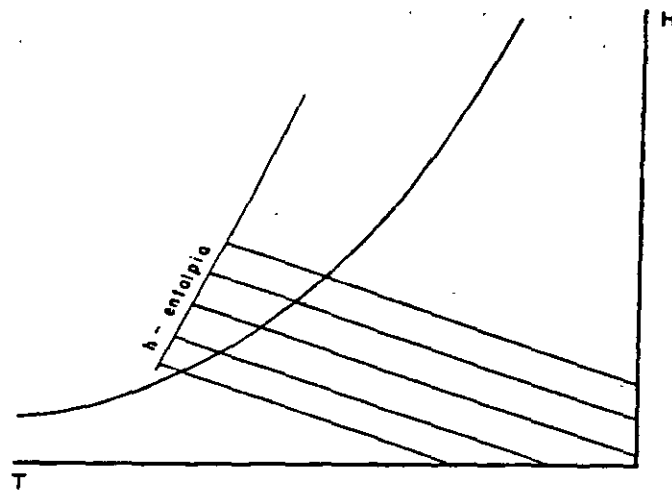
Se considera que el agua añadida al aire se calentará como agua desde un cierto punto de referencia (T_r) hasta la temperatura de rocío del aire final (T_w), a esa temperatura se convertirá en vapor y de ahí se recalentará hasta la temperatura considerada del punto (T_i).

Evidentemente la temperatura de referencia lógica es $0\text{ }^\circ\text{C}$, con lo que se simplifica un poco la ecuación.

Las variables de estas ecuaciones son las siguientes:

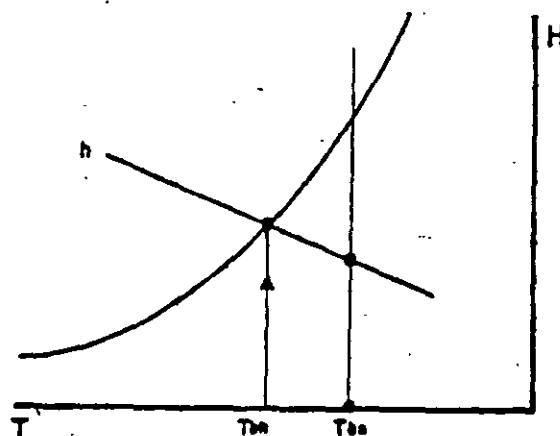
- H:* Humedad absoluta ó específica.
- h_a:* Entalpía del aire seco
- h_w:* Entalpía de la humedad contenida por kg de aire
- C_p:* Calor específico a presión constante del aire
- C_{pw}:* Calor específico del agua.
- C_{pv}:* Calor específico del vapor de agua
- h_{fgw}:* Calor de vaporización del agua a T_w
- T_r:* Temperatura de referencia del sistema ($0\text{ }^\circ\text{C}$)
- 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:

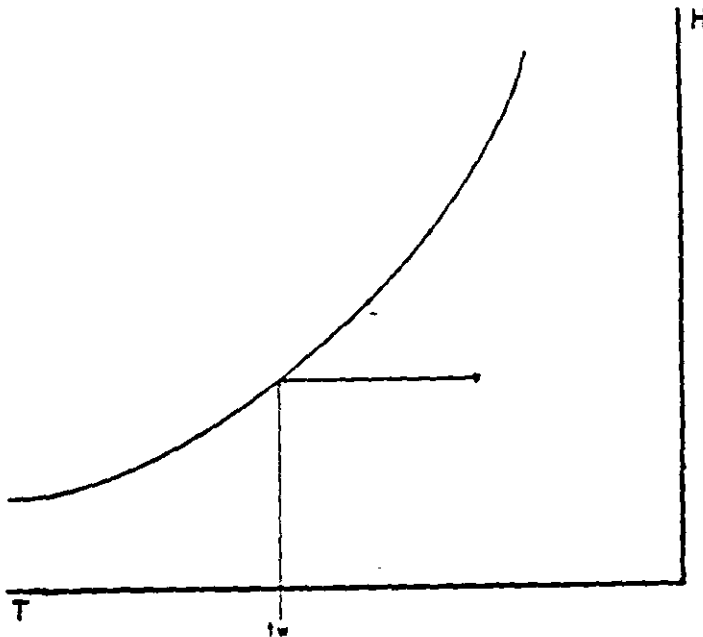
Se determina por medio de un PSICRÓMETRO, (Aparato que tiene un termómetro para bulbo seco y otro para bulbo húmedo), las temperaturas de bulbo seco (tbs) de bulbo húmedo (tbh); se marcan dos líneas verticales sobre una carta psicrometrica, una para bulbo seco y otra para bulbo húmedo, al tocar la línea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



TEMPERATURA DE ROCIO.

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

Una forma simple de percibir 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.





**FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA**



División de Educación Continua, Facultad de Ingeniería, UNAM

CURSOS ABIERTOS

AIRE ACONDICIONADO Y CALEFACCIÓN CA 384

TEMA

PROCESOS PSICROMÉTRICOS

**INSTRUCTOR: ING. FRANCISCO LÓPEZ LÓPEZ
DEL 09 AL 13 DE ABRIL DE 2007
PALACIO DE MINERÍA**

PROCESOS PSICROMÉTRICOS.

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

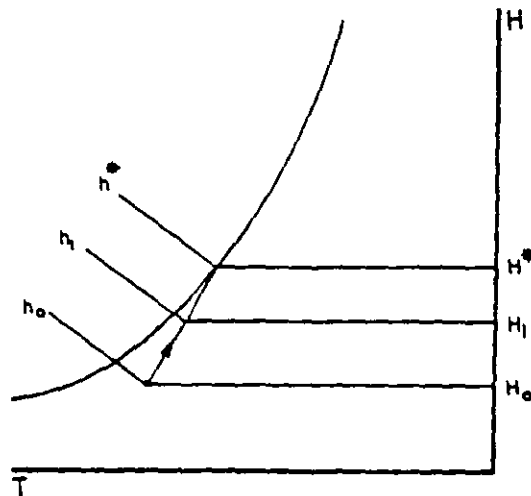
1.- MEZCLA DE DOS FLUJOS DE AIRE

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:

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

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

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



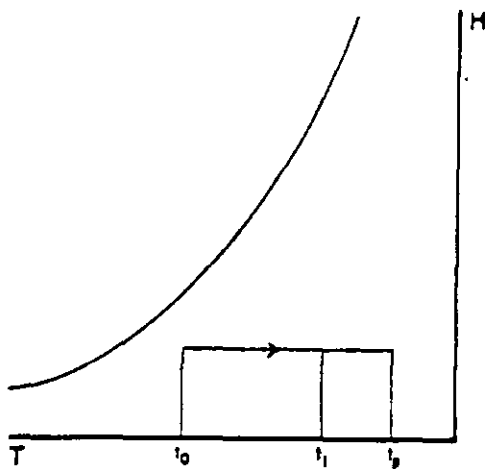
2.- FLUJO DE AIRE SOBRE UNA SUPERFICIE SECA Y MÁS CALIENTE.

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.

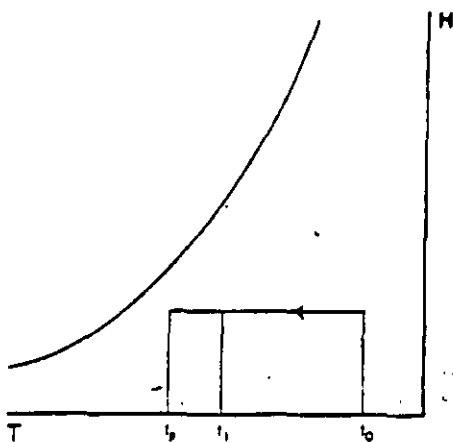


t_p : Temperatura de placa
 t_o : Temperatura de aire de entrada
 t_1 : Temperatura de aire de salida

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

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

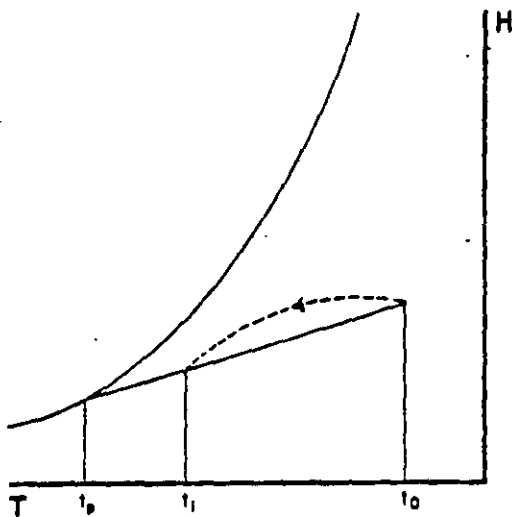
El aire se enfría al paso por el serpentín conservándose su humedad absoluta constante (no llegará a saturación y el proceso se lleva a cabo de forma similar al anterior):



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

4.- ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACIÓN.

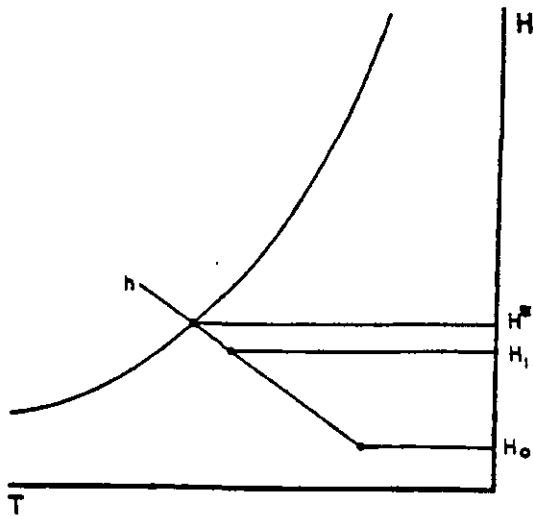
En este caso la temperatura de placa estará a un valor menor que la temperatura de rocío del aire y por lo tanto se presentará una condensación de humedad que reducirá la humedad total del aire de salida. El comportamiento real del aire se presenta aproximadamente por medio de la línea punteada, pero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

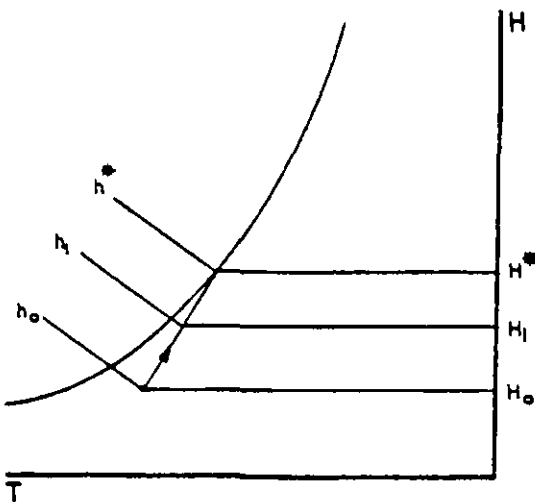
Al pasar aire no saturado a través de una cortina de agua, el aire tratará de saturarse, pero al no existir una fuente externa de calor que le permita conservar su temperatura, simultáneamente a la ganancia de humedad existirá una pérdida de temperatura ya que el calor necesario para la evaporación del 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.

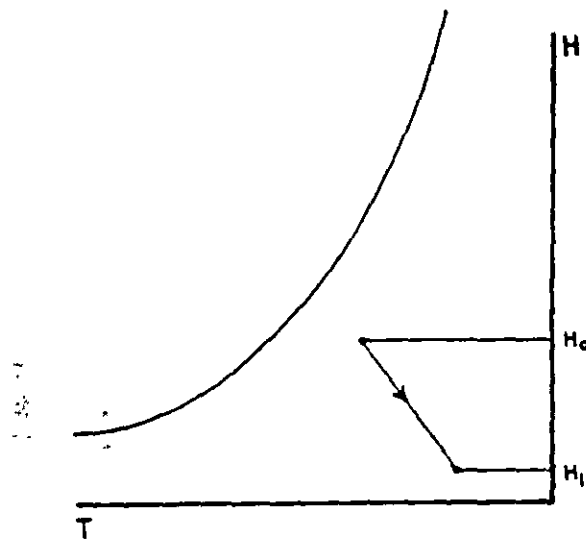
Si durante el proceso de humidificación se introduce calor al sistema, generalmente calentando el agua, se logrará humidificar y calentar simultáneamente; este proceso presenta una variación de entalpía entre la entrada y la salida del aire que es la cantidad de calor requerida para poder llevar a efecto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



**FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA**



División de Educación Continua, Facultad de Ingeniería, UNAM.

CURSOS ABIERTOS

AIRE ACONDICIONADO Y CALEFACCIÓN CA 384

TÉMA

CANTIDAD DE AIRE NECESARIO

**INSTRUCTOR: ING. FRANCISCO LÓPEZ LÓPEZ
DEL 09 AL 13 DE ABRIL DE 2007
PALACIO DE MINERÍA**

CANTIDAD DE AIRE NECESARIO.

Calor sensible.

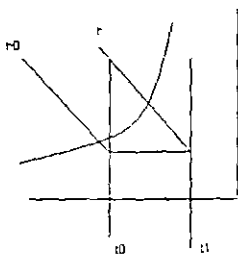
El aire que se inyecta a un determinado local, tiene como primera función "dar temperatura" o "quitarla", si hablamos de calefacción, el aire deberá introducirse al área por acondicionar a una temperatura mayor a la temperatura del local para suplir el calor que se está perdiendo y mantener las condiciones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

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

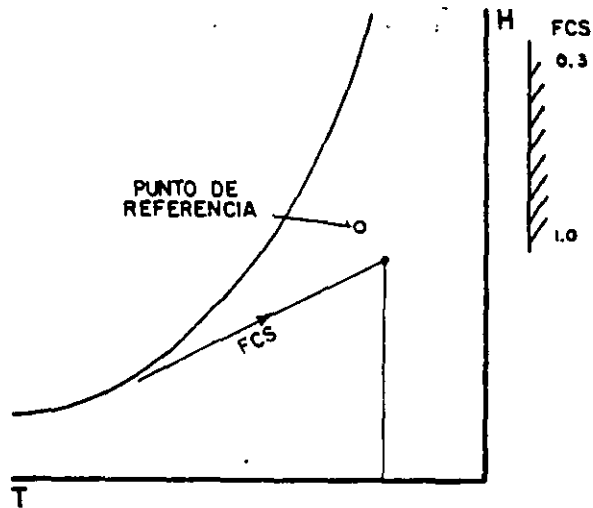
Factor de calor sensible.

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 a un local, deberá ser de 10 a 20 veces su volumen en una hora". A este criterio se le llama "cambios por hora". No es un criterio absoluto; pero es una buena guía.

b) Temperatura máxima de inyección.

Mientras 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

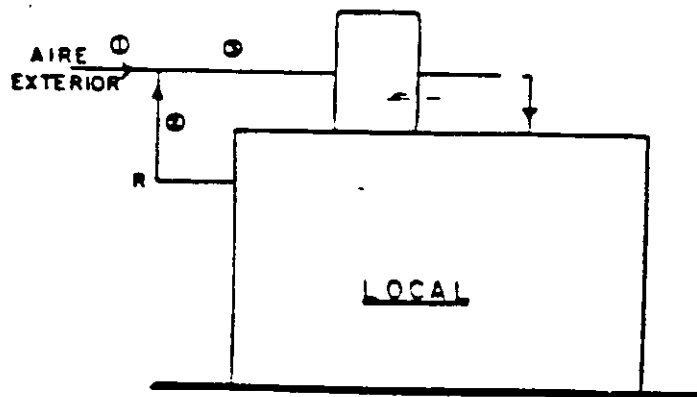
temperatura alta provocará mayores pérdidas en los ductos y un problema importante de radiación en los difusores. Como regla general, deberá tenerse una temperatura de inyección no mayor de 45 °C.

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.

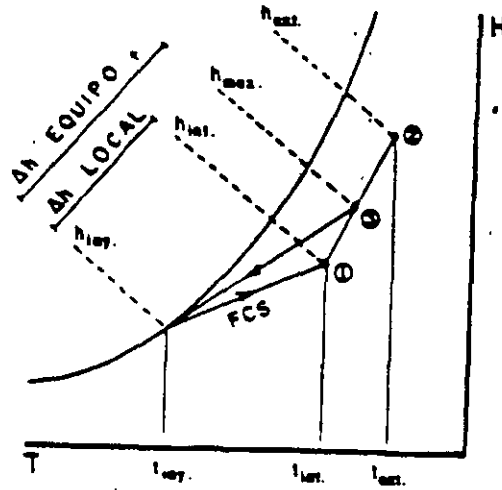
Una vez que el aire acondicionado ha llegado a las condiciones interiores establecidas para el local considerado, debe salir de él para ser substituido por mas aire proveniente del acondicionador; sin embargo, en la mayoría de los casos es más fácil acondicionar éste aire que tirarlo al exterior, obteniéndose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

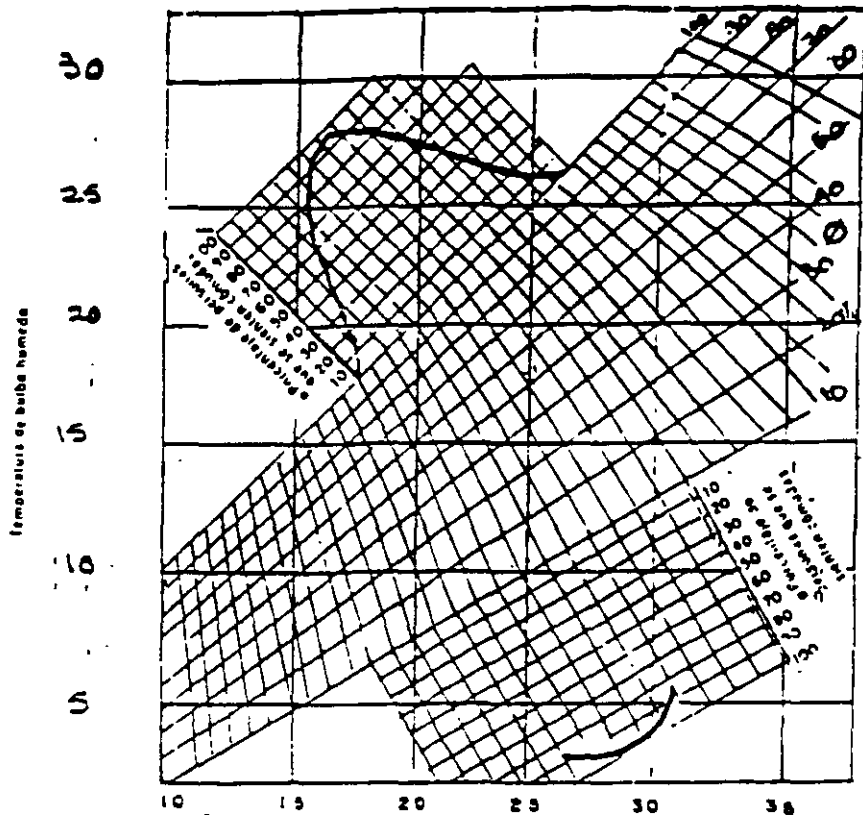
Se recirculará todo el aire que sea permisible y se completará al 100 % por medio de la adición de aire exterior (éste será determinado por el número de personas en el local y su tipo de actividad).



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).

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%.

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.

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	—
Peiuquenas	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	—
Cafeteria	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 {cafetera comedor	Considerable	12	10	—
	Considerable	15	12	—
Salones de clase	—	—	—	—
Teatros	Nada	7.5	5	—
Teatros	Poco	15	10	—
Tocadores	—	—	—	2.0

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

ESPACIOS A VENTILARSE	Cambios por hora:	Minutos por cambio:
Almacenes	4 - 6	15 - 12
Auditorios	6	10
Casetas de Proyección.	60	1
Clubes	12	5
Cocinas	30	2
Garages	12	5
Laboratorios	10 - 20	6 - 3
Lavanderías	20 - 30	3 - 2
Oficinas	10	6
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

FECHA

DICIEMBRE 94

FECHA ANTERIOR A LA ESPECIF. 1983

ALCI SIN
ISC 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	BH				

ESTADOS UNIDOS MEXICANOS												
Aguascalientes	21 53	102 18	1878	816	812	36 8	34	19	248	-4 7	0	330
Elmicon de Ramos	22 14	102 14	1950	809	817	37 8	35	19	—	-7 0	2	220
BAJA CALIFORNIA NOROCCIDENTAL												
Ensenada	31 52	115 36	13	1012	759	36 5	34	28	109	1 1	5	482
Mexicali	32 29	115 30	1	1013	760	47 8	43	28	1660	-3 7	1	372
Tijuana	32 29	117 02	28	1010	758	38 2	35	28	754	3 3	2	558
BAJA CALIFORNIA SUR												
La Paz	24 10	110 07	18	1011	758	38 0	38	27	1827	8 0	13	558
Miltepa	26 53	112 00	33	1009	757	41 9	38	28	—	-3 0	0	630
Cabo San Lucas	23 03	109 4	25	1010	758	37	35	27	1740	7 0	11	630
CAMPECHE												
Campeche	18 51	90 32	25	1010	758	38 9	38	28	2087	12 7	18	—
Ciudad del Carmen	18 36	91 49	3	1013	760	41 0	37	28	2128	10 8	14	—
Champoton	19 21	90 43	2	1013	760	47 0	42	28	—	7 0	10 8	—
COAHUILA												
Monclova	26 55	101 28	588	848	711	42 0	38	24	1168	-7 8	-3	328
Nueva Rosita	27 55	101 17	430	865	724	45 0	41	25	1538	-8 5	3	481
Piedras Negras	28 42	100 31	220	888	741	43 9	40	28	1547	-11 8	8	478
Saltillo	25 26	101 00	1809	842	832	38 0	35	22	208	8 6	-4	523
Torreón	25 32	103 27	1013	889	867	45 0	40	21	—	-10 0	-5	221
COLIMA												
Colima	18 14	103 45	494	958	718	39 5	36	24	1683	6 5	12	—
Manzanillo	19 04	104 20	3	1013	760	38 8	35	27	2229	12 1	15	—
GUERRERO												
CUILAPAS												
Tehuacan	14 51	92 18	168	994	748	37 4	34	25	2081	12 8	18	—
Tuxtla Gutierrez	19 45	93 06	536	953	715	38 5	35	25	1601	7 2	11	—
Comitan	16 15	92 17	1635	839	630	36 2	33	20	—	0 5	4	64
CHIHUAHUA												
Chihuahua	30 38	108 04	1423	860	845	38 5	35	23	651	-11 5	6	793
Ciudad Juarez	31 44	108 29	1137	889	887	43	39	24	695	10	-5 0	1289
Opame	29 34	104 25	841	920	590	50 0	45	24	—	-12 0	6 5	680
Edoardo del Parra	26 58	103 39	1652	838	628	34 2	32	20	—	-18 0	8	—

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-008-84-000

FECHA
DICIEMBRE 84FECHA ANTERIOR DE LA ESPECIF.
1983

REVISOR	SIM
DISEÑADOR	SIM

LUGAR DE LA REPUBLICA	DATOS SITUACION					DATOS VERANO				DATOS INVIERNO		
	Posicion G. Latitud Norte	Geografica Long. 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	BIH				

DISTRITO FEDERAL												
Ciudad de Mexico Chapultepec	19 25	99 10	2240	780	585	33.8	31	17	78	-4.8	0	847
Ciudad de Mexico Tacubaya	19 24	99 12	2309	776	582	32.8	30	17	—	-6.9	-1	880
Ciudad de Mexico Santa Fe	19 20	99 14	2400	—	575	32.0	30	17	82	-6.0	-2	880
Ciudad de Mexico Arroyuelo	19 23	99 11	2200	768	—	34.5	31	17	74	-4.0	0	830
GUANAJUATO												
Guanajuato	24 01	104 40	1898	814	610	35.8	34	17	100	-5.0	0	830
Ciudad Lerdo	25 30	103 32	1140	889	687	45.0	40	21	1082	-10.9	-5	227
Santiago Papasqueme	25 02	105 26	1740	829	622	42.0	38	21	—	-14.0	-8	158
GUANAJUATO												
Guanajuato	20 32	100 49	1754	828	610	41.5	38	20	857	-4.5	0	138
Guanajuato	21 01	101 15	2037	801	601	33.8	31	18	49	0.1	5	243
Leon	21 07	101 41	1809	822	617	38.5	34	20	182	-2.6	2	178
Salamanca	20 13	109 53	1761	827	620	38.0	35	19	367	-2.0	3	40
Sanmiguel	20 40	101 21	1724	831	623	38.2	35	19	—	-1.5	3	—
GUERRERO												
Acapulco	18 50	99 54	3	1013	760	35.8	33	27	2613	18.8	19	—
Lahiguancingo	17 33	99 30	1250	878	658	35.2	33	23	434	5.0	8	—
Taxco	18 33	99 36	1755	828	621	36.5	34	20	518	8.0	12	—
Atlixco Zihuatanejo	17 58	101 48	38	1009	757	44.0	40	27	—	11.5	14	—
HIDALGO												
Artapan	20 08	98 45	2445	784	563	31.4	29	19	—	-9.8	-1	1007
Tulancingo	20 05	98 22	2181	787	590	34.7	32	19	12	5.8	-1	848
Pachuca	20 08	98 45	2444	784	574	31.5	30	19	—	-6.0	-1	—
Tepequihuan	20 29	99 13	1745	829	622	41.0	37	19	—	-8.0	-1	—
JALISCO												
Ensenada	20 41	103 20	1549	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
San Juan de los Rios	20 37	105 15	2	1013	760	39.0	36	26	2090	11.0	14	—
Ameca	20 34	104 04	1235	879	660	39.6	36	24	—	1.0	5	—
MEXICO												
Mexico	19 31	99 52	2218	784	588	34.0	32	19	175	8.0	-1	500
Mexico	19 17	99 39	2615	743	557	28.8	25	17	—	3.0	2	1570
Mexico	19 12	99 33	2080	797	598	35.0	33	19	—	8.0	-1	—

AA-008-84-000

AMERIC A.C./C.N.I.C.	
ACOI	SIN
ESC	SIN

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

ESPECIF: AA 006 94 000

FECHA

DICIEMBRE 94

FECHA ANTERIOR DE LA ESPECIF
1983

LUGAR DE LA REPUBLICA	DATOS SITUACION					DATOS VERANO				DATOS INVIERNO		
	Posicion Geografica 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				

BIERTARO												
Guernlaro	20 36	100 23	1842	819	614	36 2	33	21	159	-4.9	0	248
San Juan del Rio	20 23	100 00	1800	815	610	35 2	32	21	---	-4.9	0	
SAN LUISPOTOSI												
San Luis Potosi	22 09	99 58	1877	816	612	37 3	34	18	86	-2.7	2	349
Marhuata	23 36	100 39	1597	848	632	39 8	36	22	---	-10.0	-3	
Hig Verde	21 56	99 59	987	905	679	41 4	38	24	---	-3.4	-1	
SINALOA												
Culiacan	24 48	107 24	53	1007	755	40 9	37	27	1659	31.1	7	
Mazatlan	23 11	106 25	78	1004	753	33 4	31	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	
Guemuchil	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	1806	7.0	11	
Hermosillo	29 05	110 58	211	969	742	45 0	41	28	1875	2.0	8	84
Nogales	30 21	110 58	1117	885	664	41	37	28	655	-2.5	0	979
Ciudad Obregon	27 29	109 55	40	1009	757	48 0	43	28	2443	-1.1	4	
Ahaz	30 44	111 46	397	969	726	47 0	42	28	---	1.0	4	
Nevoaya	27 07	109 28	38	1009	757	46 0	41	28	---	-1.0	4	
TABASCO												
Villahermosa	17 59	92 55	10	1012	759	41 0	37	26	2206	12.2	15	
Alvaro Obregon	16 32	92 39	2	1013	760	44 5	40	29	---	14.0	18	
Otros Ciudades	17 33	92 57	60	1004	753	41 0	37	26	---	11.0	16	
VERACRUZ												
Xalapa	19 32	96 55	1399	863	647	34 6	32	21	245	2.2	6	208
Pozz Rica	20 33	97 28	150	995	748	40 0	37	27	---	0.5	4	
Orizaba	18 51	97 05	1248	878	659	37 0	34	21	184	1.5	6	134
Veracruz	18 12	96 08	18	1011	758	35 8	33	27	1763	9.6	13	
Coatzacoalcos	18 09	94 24	14	1012	759	41 0	37	28	---	10.0	13.5	
Izapan	20 57	97 24	15	1013	760	40 4	37	27	---	6.0	5.5	

AMERIC AC / 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 008 94 000
		FECHA DICIEMBRE-94
		FECHA ANTERIOR DE LA ESPECIF. 1983
CLASIF. SIB		
ISO. SRI		

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				

MICHUACAN												
Aguiluzangon	19 05	102 15'	682	837	703	43 0	38	25	3013	11.5	19	270
Mulan	19 42	101 07'	1923	812	609	31 3	30	18	185	1.8	8	270
Zamora	19 59	102	1633	840	630	37 5	35	20	320	-0.2	4	25
Zitacuaro	19 45	101 45'	2000	840	603	34 8	32	19	168	-8.0	-1	878
La Piedad	20 26	102	1775	828	618	37 0	34	20	---	-3.0	2	---
Huautla	19 26	101 58'	1611	842	631	36 5	34	20	---	-0.5	4	---
MORELOS												
Cuauhtlan	18 48	98 57'	1291	874	655	47 4	42	22	825	5.3	8	---
San Juanico	18 55	99 14'	1538	849	637	32 8	31	20	250	6.8	11	---
San Juan de los Rios	18 37	99 10'	900	814	688	42 0	38	22	---	---	---	---
MAYAHUEN												
San Blas	21 32	105 10'	7	1013	780	36 0	35	20	1482	7.3	11	---
San Blas	21 31	104 53'	918	912	684	38 9	36	26	800	1.8	8	---
Acapulco	22 30'	105	25	1010	758	40 0	37	27	---	---	---	---
MEXICO												
Mexico	25 12	99 50'	432	985	724	42 8	38	26	1858	0.8	8	---
Mexico	25 40'	100 18'	534	854	715	41 5	38	26	1181	-8.4	8	173
Guadalupe	27 02'	100 31'	340	875	731	41 5	38	25	---	-10.8	-8	---
MEXICO												
Mexico	17 04	96 42'	1583	848	635	38 0	35	22	290	2.4	7	---
Mexico	18 12	95 12'	58	1007	755	36 8	34	26	2403	18.0	18	---
Mexico	17 48	97 47'	1597	843	632	42 0	38	22	---	-3.0	0	---
Mexico	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
Puebla	18 18	97 27'	1878	835	627	37 0	34	20	198	-5.0	0	80
Puebla	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	---

AMERIC A.C./C.N.I.C.
 ACUT SIN
 ISP SIN

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

ESPECIF AA 0-0 91-000
 FECHA DICIEMBRE 91
 FECHA ANTECEDENTE DE LA ESPECIF 1983

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

PUEBLA												
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	
Yucatlan	20 41	88 13	22	1011	758	40 0	37	27	11 8	15	
ZACATECAS												
Lezandito	23 10	102 53	2250	781	586	39 0	36	18	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	36 5	34	18	-6 0	-4	
QUINTANA ROO												
Cuztumul	20 31	86 57	3	1013	760	35 8	33	27	1988	10 3	14	
Chetumel	18 30	88 20	4	1013	760	37	34	27	2120	8 5	13	
Can Cun	19 35	88 02	3	1013	760	37	33	27	2010	6 5	12	
Teya del Carmen	19 10	88 15	3	1013	760	38	34	27	2050	10	14	
TAMAULIPAS												
Mtamoros	25 32	87 20	12	1012	759	39 3	37	26	1815	1 8	4 3	67
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	736	39 3	36	26	1835	-2 5	2	
Crudad Victoria	23 44	99 08	221	977	733	41 7	36	26	1397	2 3	2	87
Reynosa	23 46	98 12	25	1010	758	45 0	41	28	-7 7	3	
TLAXCALA												
Huacala	19 32	98 15	2252	781	686	29 4	28	17	34	-1 4	3	512

ESPECIFICACION DE LA MEXICANA 001

AA-006-04-000



**FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA**



División de Educación Continua, Facultad de Ingeniería, UNAM

CURSOS ABIERTOS

AIRE ACONDICIONADO Y CALEFACCIÓN CA 384

TEMA

ANÁLISIS DE CARGAS TÉRMICAS

**INSTRUCTOR: ING. FRANCISCO LÓPEZ LÓPEZ
DEL 09 AL 13 DE ABRIL DE 2007
PALACIO DE MINERÍA**

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:

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

En donde:

h_0 : 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:

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

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

La conductividad térmica " k " está definida como

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

y la distancia o espesor " x " en metros.

COEFICIENTES DE CONVECCION

	$\frac{kcal}{m^2 h^{\circ}C}$
SUPERFICIE AL AIRE EXTERIOR.	
Velocidad del viento m/seg 12 km/hr ó menos (3.33 m/seg ó menos).	20
Velocidad del viento 5 m/seg 18 km/hr ó menos (5 m/seg).	25
Velocidad del viento m/seg 24 km/hr ó más (6.67 m/seg ó mas).	30

SUPERFICIE VERTICAL INTERIOR	5
SUPERFICIE HORIZONTAL INTERIOR	
Flujo hacia abajo	6
SUPERFICIE HORIZONTAL INTERIOR	
Flujo hacia arriba	9

NOTA 1:

Los coeficientes de conductividad k están expresados en kilocalorías por metro cuadrado, por hora y por grado 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 TÉRMICA 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	680 510 410	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 barro (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
Aserrín relleno suelto, seco	120	0.10
Aserrín relleno empacado, seco	200	0.07
Bolas de plástico celular, empacado, seco	10- 20	0.05
Virutas como relleno, seco		0.07
Masa de magnesia, seco	190	0.05
Fibra de vidrio, diámetro de la fibra 6 micras	15 - 100	0.04
Fibra de vidrio, diámetro de la fibra 20 micras	40 - 200	0.04
Lana de escoria	35 - 200	0.04
Lana mineral	35 - 200	0.04
Plástico celular de poliestireno	15 - 30	0.035
Cartón ruberoide con brea	1.200	0.20
Cartón ruberoide como aislamiento		0.14
Cartón corrugado, seco, poros horizontales	40	0.04
Piso de corcho comprimido	500	0.07
Placa de corcho expandido, seco	140	0.035
Placa de corcho expandido, seco	210	0.04
Placa de paja comprimido, seco	300	0.08
Celotex	350	0.07
Fibracel, duro, seco	1,000	0.11
Fibracel, medio duro, seco	600	0.07
Fibracel, poroso, seco	300	0.045
Varios materiales		
Vidrio	2, 600	0.70
Madera de encino, seco, 90° de la fibra	700	0.14
Madera de pino blanco, seco, 90° de la fibra	500	0.12
Madera de pino blanco, expuesto a la lluvia		0.18
Asfalto para fundir	2, 100	0.70
Asfalto bituminoso	1, 050	0.15
Linóleo, seco		0.16
Algodón, seco		0.04
Lana pura, seco		0.04
Cascañilla 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		
			Hombre	Mujer	Niño		BTU /hr		BTU /hr		BTU /hr		BTU /hr		BTU /hr	
			Sens. Lat.		Sens. Lat.		Sens. Lat.		Sens. Lat.		Sens. Lat.					
		BTU /hr														
Sentado	Teatro	390	45	45	10	350	175	175	195	155	210	140	230	120	260	90
Sentado; trabajo ligero	Escuela	450	50	50	0	400	180	220	195	205	215	185	240	160	275	125
Trabajo de oficina, actividad moderada	Oficinas, hoteles, departamentos	475	50	50	0	450	200	270	200	250	215	235	245	205	285	185
Parados; caminando despacio	Tienda de ropa, almacenes	550	10	70	20	450	200	270	200	250	215	280	245	205	285	185
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	385	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	460	540
Jugando	Boliche	1500	75	25		1450	450	1,000	465	985	485	965	525	925	605	845

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

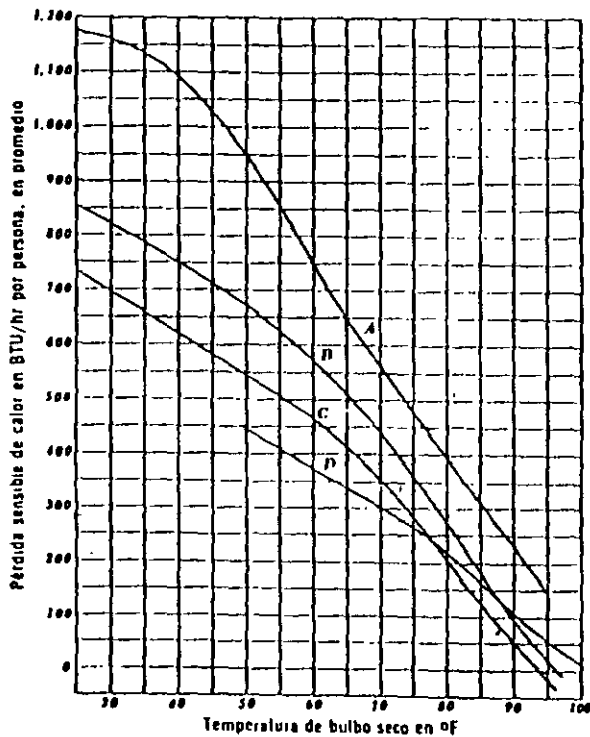


Figura IX-34. Pérdida de calor sensible de un ser humano a varias temperaturas de bulbo seco en aire quieto.

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.

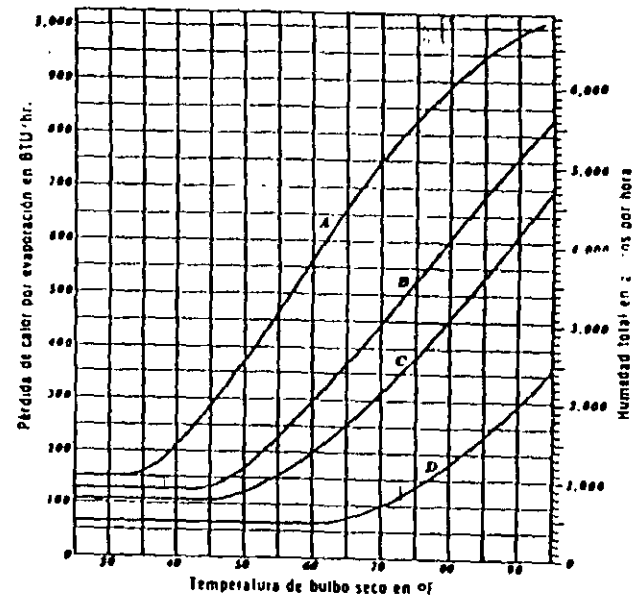


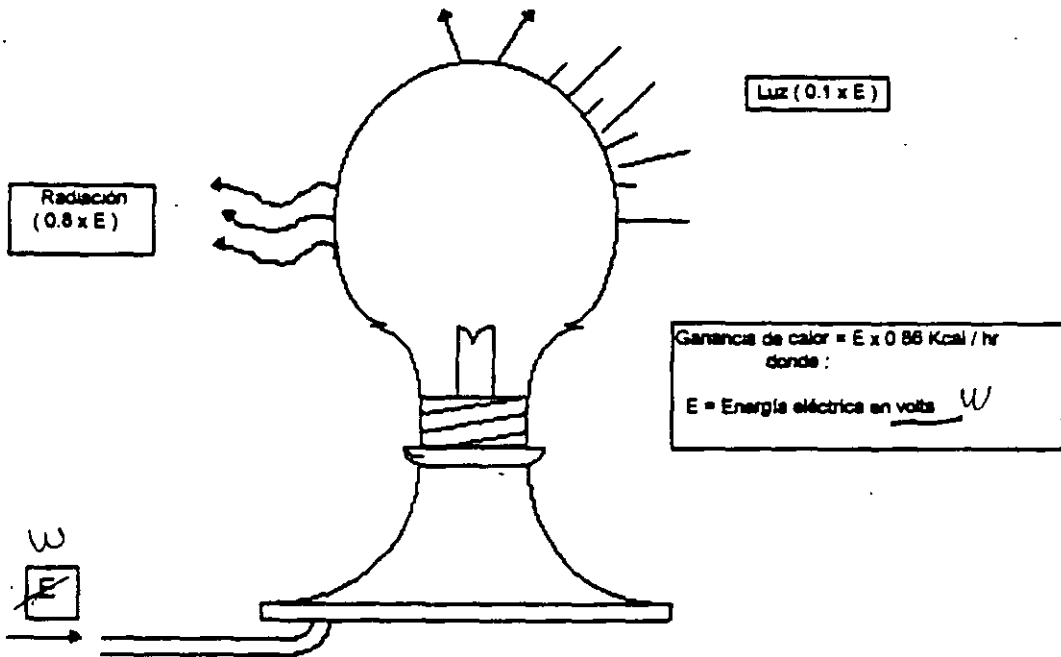
Figura IX-35. Pérdida de calor latente del ser humano por evaporación y humedad evaporada a varias temperaturas de bulbo seco en aire quieto.

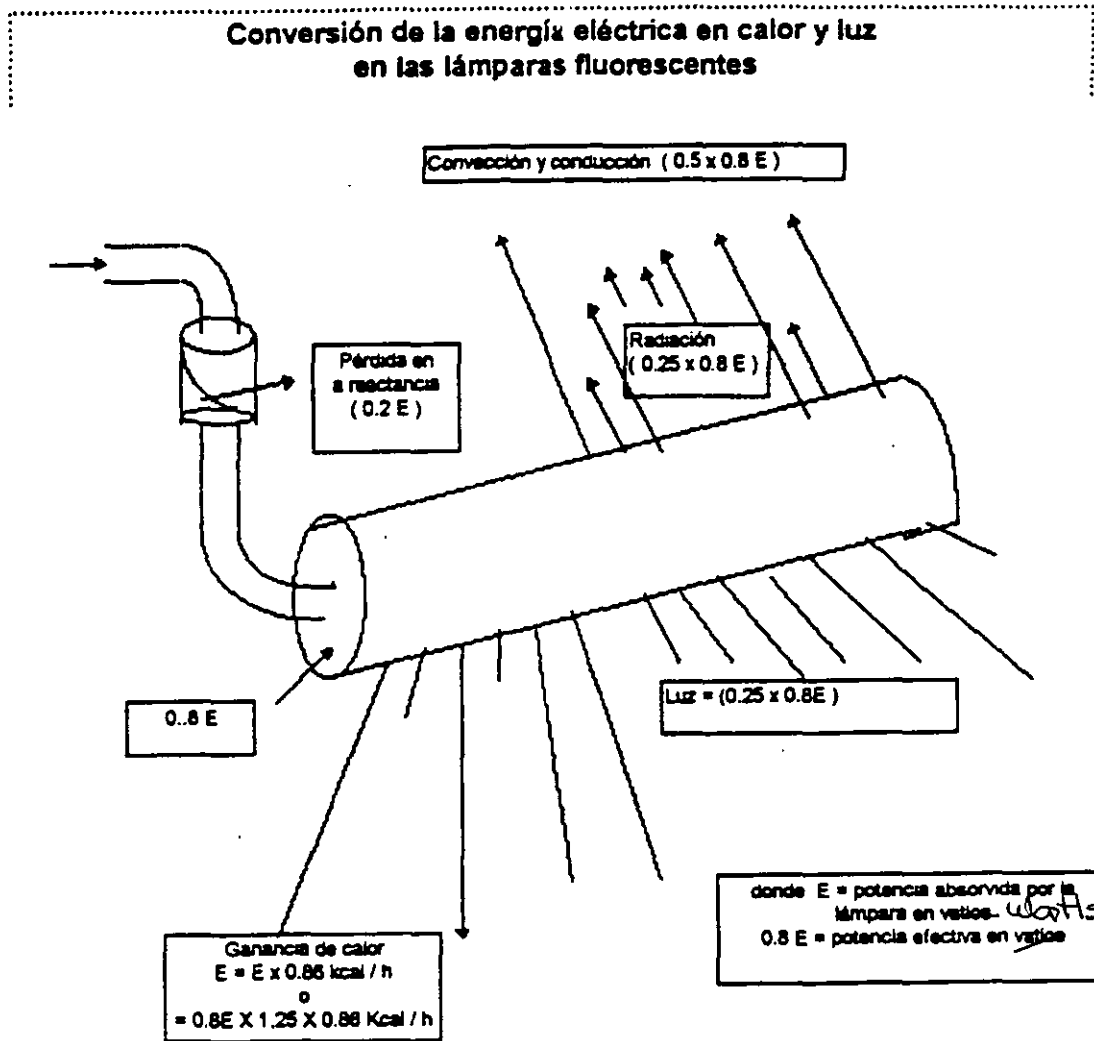
De *Air Conditioning and Refrigeration*, 4ª edición, por Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis, con autorización de International Textbook Company.

- 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

Convección y conducción ($0.1 \times E$)





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 pie ni asa (mm)	MANDO	DATOS DIVERSOS	POTENCIA NOMINAL (kcal/h)	POTENCIA EN MARCHA CONTINUA (kcal/h)	GANANCIAS 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	50	22	80	
4 percoladores con reserva de 17 litros	500 x 762 x 680 H	Auto	Calentador agua 2000 vatios Percolador 2000 vatios	4225		1200	300	1500	
Cafetera	10 litros	381 φ x 864 H	Manual	Negro	3000	750	650	425	1075
	10 litros	305x584 ovalx533 H	Auto	Niquelado	3655	650	550	375	925
	20 litros	457 φ 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	
Cocedoras para huevos	254 x 330 x 635 H	Manual	Medio 550 vatios						
			Lenta 275 vatios	935		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	
Fritadora 5 litros aceite	305 φ x 355 H	Auto		2220	275	400	600	1000	
Fritadora 10 litros aceite	405 x 457 x 305 H	Auto	Superficie 300 x 360 mm	5895	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	
Tostador (continuo)	381 X 381 X 711 H	Auto	Para 2 cortes 360 cortes/h	1875	1250	1275	325	1600	
Tostador (continuo)	508 X 381 X 711 H	Auto	Para 4 cortes 720 cortes/h	2570	1500	1525	650	2175	
Tostador (automático)	152 X 279 X 228 H	Auto	2 cortes	1025	250	617	113	730	
Molde de tortas	305 X 330 X 254 H	Auto	1 torta de 180 mm	620	150	275	185	460	
Molde de tortas	355 X 330 X 254 H	Auto	12 tortas de 64 x 95 mm	1890	375	775	525	1300	

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

TABLA 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)
	en pla ní esa (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 782 x 680 H		4 percoladoras con reserva de 17 litros			1815	455	2270
Cafetera	11 litros 381φ x 864 H 11 litros 30φx584 ovalx533 H 19 litros 457φ x 940 H	Auto Auto Auto	Negra Niquelada Niquelada	608 856 1180	983 856 1180	730 630 990	730 630 990	1460 1260 1980
Calentaplato por m ² de superficie		Manual	Tipo baño María	5430	2450	2310	1220	3530
Freidora, 6,6 kg. de grasa	304 x 508 x 457H	Auto	Superficie 250 x 250 mm.	3560	755	1060	705	1765
Freidora, 12,7 kg de grasa	381 X 689 X 272 H	Auto	Superficie 275 x 400 mm	6050	1135	1615	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.	2960		895	895	1790
Tostador continuo	381 x 381 x 711 H	Auto	2 cortes 360 cortes / h.	3000	2500	1940	630	2770
VAPOR								
Cafetera	11 litros 381φ x 864 H 11 litros 30φx584 ovalx533 H 19 litros 457φ x 940 H	Auto Auto Auto	Negra Niquelada Niquelada			730 600 655	480 400 580	1210 1000 1435
Cafetera	11 litros 381φ x 864 H 11 litros 30φx584 ovalx533 H 19 litros 457φ x 940 H	Manual Manual Manual	Negra Niquelada Niquelada			780 655 930	780 655 930	1560 1310 1860
Mesa caliente por m ² de superficie		Auto				100	125	225
Calentaplato 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	580	100	680
Casco secapelo 6.5 a 115 V.	Manual	Ventilador 80 W (bajo 300 W fuerte 710 W)	600	470	85	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	5820	8840
Letrero de neón, por 30 cm. de longitud		Diámetro exterior : 12 mm		8		8
		Diámetro exterior : 10 mm		15		15
Calentador de toallas		460 x 760 x 1830 mm		300	750	1050
		490 x 820 x 1830 mm		285	605	870
Esterilizador de ropa	Auto Auto	408 x 820 mm		2420	2190	4610
		508 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 1087 x 2144 mm		40700	24580	65280
	Auto	1087 x 1219 x 2438 mm		46350	35280	81630
	Auto	1219 x 1382 x 2438 mm		52850	45400	98250
Esterilizador agua	Auto	40 litros		1030	4160	5190
	Auto	60 litros		1540	6200	7740
	Auto	152 x 205 x 432 mm		688	600	1288
	Auto	228 x 254 x 508 mm		1260	980	2270
	Auto	254 x 305 x 814 mm		2040	1480	3530
	Auto	254 x 305 x 914 mm		2570	2370	4940
	Auto	305 x 408 x 620 mm		2300	2150	4450
Esterilizador utensilios	Auto Auto	408 x 408 x 620 mm		2670	5140	7810
		508 x 508 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
Alambiques agua		20 l/h		430	680	1110
Aparato de radiografía		Para médicos y dentistas		Ninguna	Ninguna	Ninguna
Aparato de radioscopia		Las ganancias pueden ser grandes Solicitar información del constructor				
A GAS						
Pequeño mechero Bunsen	Manual	Quemador 11 mm de diám con gas ciudad	450	240	60	300
Pequeño mechero Bunsen	Manual	Quemador 11 mm de diám con gas natural	750	420	110	530
Quemador de llama plana		Quemador 11 mm de diám con gas natural	680	500	120	620
Mechero Bunsen y otros		Quemador 11 mm de diám con gas natural	1380	780	190	970
Quemador de llama plana	Manual	Quemador 38 mm de diám con gas natural	1510	840	230	1070
Encendedor de cigarras	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	8320	3780	1010	4790
10 cascos				5290	1510	6800

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

ACION 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



**FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA**



División de Educación Continua, Facultad de Ingeniería, UNAM.

CURSOS ABIERTOS

AIRE ACONDICIONADO Y CALEFACCIÓN CA 384

TEMA

CÁLCULO DE INVIERNO (CALEFACCIÓN)

**INSTRUCTOR: ING. FRANCISCO LÓPEZ LÓPEZ
DEL 09 AL 13 DE ABRIL DE 2007
PALACIO DE MINERÍA**

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

$$q = m(h_{my} - h_{mi})$$

8.- Cálculo de la capacidad del equipo

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

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

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

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





**FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA**



División de Educación Continua, Facultad de Ingeniería, UNAM.

CURSOS ABIERTOS

AIRE ACONDICIONADO Y CALEFACCIÓN CA 384

TÉMA

EJEMPLO DE CALEFACCIÓN

**INSTRUCTOR: ING. FRANCISCO LÓPEZ LÓPEZ
DEL 09 AL 13 DE ABRIL DE 2007
PALACIO DE MINERÍA**

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.

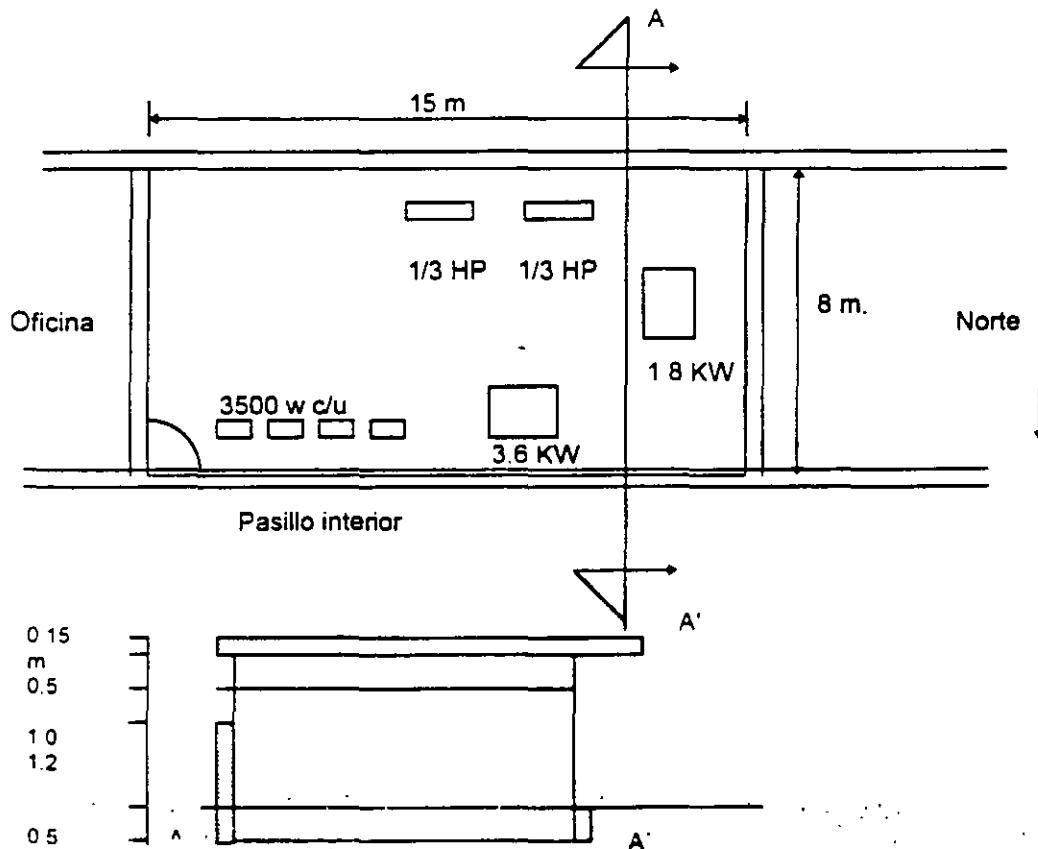
<i>Ubicación</i>	<i>ciudad de México</i>
<i>Altura</i>	<i>2200 m S.N.M.</i>

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 flourecente.
 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.

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

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

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

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

Vidrios: los vidrios deberán tener la misma consideración anterior.

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

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

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

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

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

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

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 fluorescentes deberán llevar un factor de corrección de 1.17

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

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

PERSONAL

Tipo de actividad: trabajo de oficina actividad moderada

$$q_s = 285 \frac{BTU}{h \text{ persona}} \qquad 75 \frac{kcal}{h \text{ persona}}$$

$$q_L = 165 \frac{BTU}{h \text{ persona}} \qquad 41 \frac{kcal}{h \text{ persona}}$$

7 personas

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

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

EQUIPO

Computador "A"

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

Computador "B"

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

Terminales 1 a 4

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

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

Motores de 0.5 a 3 HP, 1071 Kcal/HP

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

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:

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

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

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

$$q_s = mC_p\Delta T$$

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

Temperatura de inyección:

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

Humedad de inyección:

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

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

ΔH es despreciable por lo que se puede considerar:

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

las condiciones de inyección serán:

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

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

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

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

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

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

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

Aire mezcla

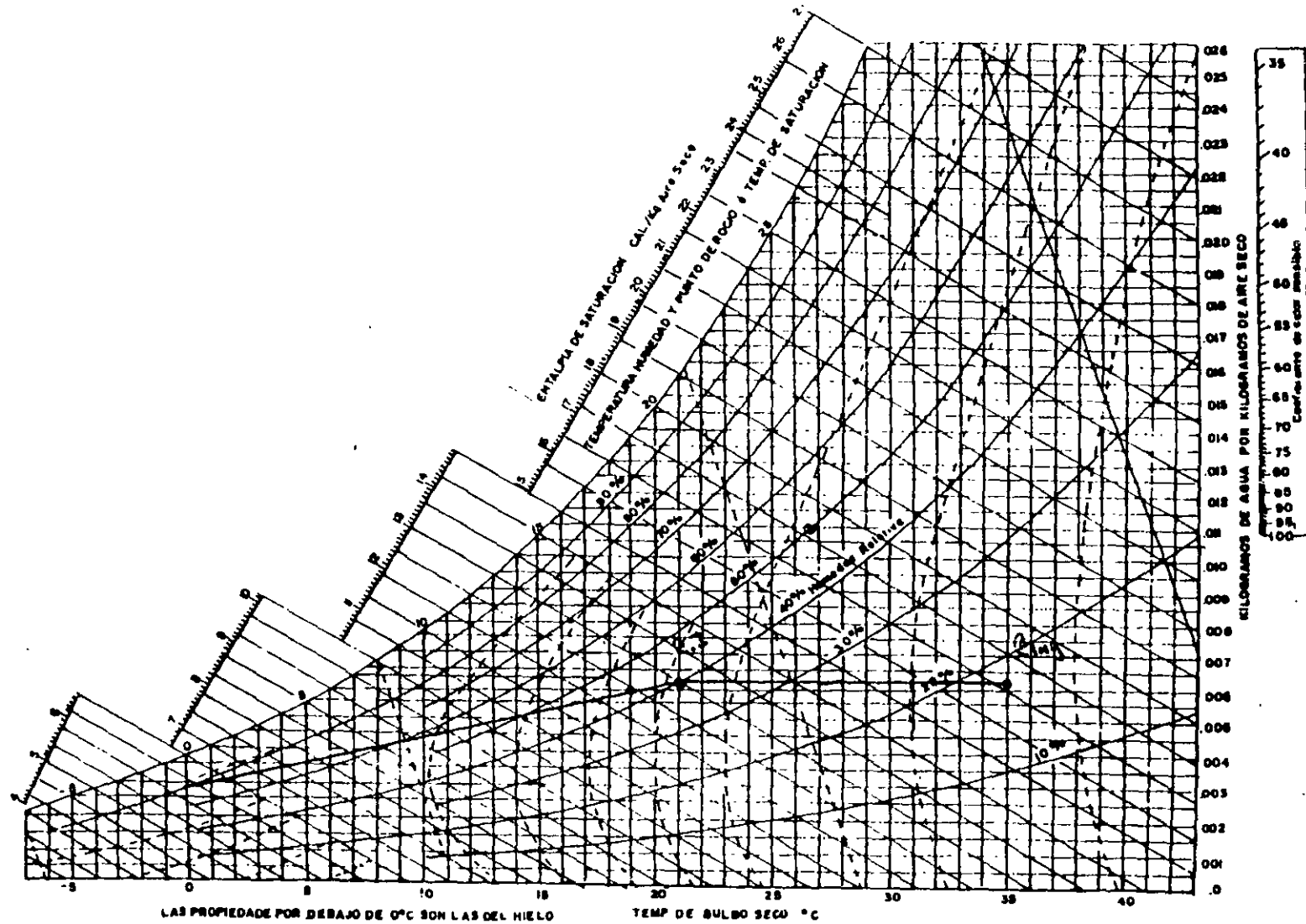
$$m_1 h_1 + m_2 h_2 = m_3 h_3$$

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

CAPACIDAD DE DEL EQUIPO.

$$q_E = m(h_{iny} - h_{mesc}) = 2429(16.75 - 12.36) = 10.663 \frac{\text{cal}}{h}$$

La humedad absoluta del aire de mezcla es de $0.0059 \text{ Kg H}_2\text{O} / \text{kg aire}$ como se ha considerado despreciable el valor calculado de ΔH en q_L se compensara con esta pequeña diferencia.





**FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA**



División de Educación Continua, Facultad de Ingeniería, UNAM.

CURSOS ABIERTOS

AIRE ACONDICIONADO Y CALEFACCIÓN CA 384

TEMA

CÁLCULO DE CARGAS VARIABLES EN
VERANO

**INSTRUCTOR: ING. FRANCISCO LÓPEZ LÓPEZ
DEL 09 AL 13 DE ABRIL DE 2007
PALACIO DE MINERÍA**

CALCULO DE CARGAS VARIABLES EN VERANO

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

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

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

1.- Parte de la carga térmica exterior se da debido a la transmisión por muros, pisos, techos, ventanas, puertas, etc., y la cual es provocada por la diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior.

2.- Otra parte de la carga térmica exterior se produce debido a la "Radiación Solar" que llega a los mismos elementos antes mencionados (muros, ventanas, etc.).

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

- a) VENTANAS
- b) MUROS y TECHOS

Ganancia solar a través de ventanas.

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

1. Latitud del lugar en estudio.
 2. Orientación de la ventana.
 3. Mes y hora del estudio.
 4. Nubosidad del cielo.
 5. Tipo de cristal empleado.
-

6. Elementos de sombra existentes.

7. Diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior.

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

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

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

$$Q = A(FGS)F$$

Donde:

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

A = 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 x (m² de abertura)

0°		HORA SOLAR																0°	
0° LATITUD NORTE		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	0° LATITUD SUR				
Época	Orientación																	Orientación	Época
21 Junio	N	0	122	176	200	211	217	222	217	211	200	176	122	0	21 Diciembre	S			
	NE	0	322	423	417	380	267	143	54	38	35	29	16	0		SE			
	E	0	314	398	366	252	116	38	38	38	35	29	16	0		E			
	SE	0	100	113	73	40	38	38	38	38	35	29	16	0		NE			
	S	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0		N			
	SO	0	16	29	35	38	38	38	38	40	73	113	100	0		NO			
22 Julio y 21 Mayo	N	0	100	144	163	174	179	181	179	174	163	144	100	0	21 Enero y 21 Noviembre	S			
	NE	0	320	414	406	334	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	38	48	97	141	124		0	NO		
24 Agosto y 20 Abril	N	0	44	75	84	89	92	92	92	89	84	75	44	0	20 Febrero y 23 Octubre	S			
	NE	0	298	382	360	276	165	63	38	38	35	32	16	0		SE			
	E	0	349	442	401	279	125	38	38	38	35	32	16	0		E			
	SE	0	181	214	174	94	41	38	38	38	35	32	16	0		NE			
	S	0	16	32	35	38	38	38	38	38	35	32	16	0		N			
	SO	0	16	32	35	38	38	38	40	94	174	214	181	0		NO			
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	326	273	184	84	38	38	38	35	32	16	0		SE			
	E	0	363	452	409	290	127	38	38	38	35	32	16	0		E			
	SE	0	257	326	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	40	94	184	273	326	257		0	NO		
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	174	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	63	38	38	35	32	16	0		NE			
	S	0	44	75	84	89	92	92	92	89	84	75	44	0		N			
	SO	0	16	32	35	38	38	38	40	94	174	214	181	0		NO			
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	320	414	406	334	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	100	144	163	174	179	181	179	174	163	144	100	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	94	174	214	181		0	NO		
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	100	113	73	40	38	38	38	38	35	29	16	0		NE			
	S	0	122	176	200	211	217	222	217	211	200	176	122	0		N			
	SO	0	16	29	35	38	38	38	40	73	113	100	0	NO					

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

Correcciones	Marco metálico o ningún marco + 1.085 ó 1.17	Defecto de limpieza 15 % más	Amenor + 0.7 % por 300 m	Punto de roca superior a 19.5° C - 14 % por 10° C	Punto de roca 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 < (m² de abertura)

10°

10°

◦ LATITUD NORTE		HORA SOLAR																◦ LATITUD SUR	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época			
21 Junio	H	51	119	135	122	119	116	111	116	119	122	135	119	5	S	22 Diciembre			
	NE	149	355	414	379	287	176	75	38	38	35	29	21	5	SE				
	E	146	163	470	377	265	111	38	38	38	35	29	21	5	E				
	SE	48	132	149	116	67	38	38	38	38	35	29	21	5	NE				
	S	5	21	29	35	38	38	38	38	38	35	29	21	5	N				
SO	5	21	21	35	38	38	38	38	67	116	169	132	48	NO					
O	5	21	21	35	38	38	38	111	765	377	420	343	148	O					
NO	5	21	21	35	38	48	73	176	287	379	414	355	149	SO					
Horizontal	10	119	290	450	538	631	659	631	558	450	290	119	10	Horizontal					
22 Junio y 21 Mayo	H	13	92	105	94	89	84	81	84	89	94	105	92	13	S	21 Enero y 21 Noviembre			
	NE	113	344	401	360	295	151	59	38	38	35	29	19	2	SE				
	E	135	366	478	385	263	116	38	38	38	35	29	19	2	E				
	SE	70	154	179	151	86	38	38	38	38	35	29	19	2	NE				
	S	2	19	29	35	38	38	38	38	38	35	29	19	2	N				
SO	2	19	29	35	38	38	38	86	151	179	154	70	2	NO					
O	2	19	29	35	38	38	116	265	385	428	344	135	13	O					
NO	2	19	29	35	38	38	59	151	295	360	401	344	113	SO					
Horizontal	8	113	290	450	569	640	669	640	569	450	290	113	8	Horizontal					
24 Agosto y 20 Abril	H	2	40	47	40	40	38	38	38	40	40	47	40	2	S	20 Febrero y 23 Octubre			
	NE	46	304	352	301	217	92	38	38	38	35	29	19	2	SE				
	E	67	374	467	404	262	124	38	38	38	35	29	19	2	E				
	SE	48	214	254	220	162	73	38	38	38	35	29	19	2	NE				
	S	2	19	29	35	38	38	38	38	38	35	29	19	2	N				
SO	2	19	29	35	38	38	38	73	162	230	254	214	48	NO					
O	2	19	29	35	38	38	124	282	404	467	374	304	67	O					
NO	2	19	29	35	38	38	92	217	301	352	304	217	46	SO					
Horizontal	5	102	284	452	577	656	678	656	577	452	284	102	5	Horizontal					
22 Septiembre y 22 Marzo	H	2	16	29	35	38	38	38	38	35	29	16	2	S	22 Marzo y 22 Septiembre				
	NE	2	241	279	217	122	46	38	38	38	35	29	16	2		SE			
	E	2	352	444	409	287	127	38	38	38	35	29	16	2		E			
	SE	2	243	366	330	254	151	57	38	38	35	29	16	2		NE			
	S	2	16	35	51	65	73	73	73	65	51	35	16	2		N			
SO	2	16	29	35	38	38	57	151	254	330	366	243	2	NO					
O	2	16	29	35	38	38	127	287	409	444	352	241	2	O					
NO	2	16	29	35	38	38	46	122	217	279	241	2	SO						
Horizontal	2	84	263	433	561	637	669	637	561	433	263	84	2	Horizontal					
23 Octubre y 20 Febrero	H	0	13	27	35	38	38	38	38	35	27	13	0	S	20 Abril y 24 Agosto				
	NE	0	157	129	119	75	38	38	38	38	35	27	13	0		SE			
	E	0	320	420	393	271	108	38	38	38	35	27	13	0		E			
	SE	0	279	198	140	84	33	219	124	48	38	35	27	13		0	NE		
	S	0	48	108	149	174	192	198	192	174	149	108	48	0		N			
SO	0	48	13	27	35	38	48	124	219	332	404	398	279	0	NO				
O	0	13	27	35	38	38	108	271	393	420	320	157	0	O					
NO	0	13	27	35	38	38	38	75	119	129	157	0	SO						
Horizontal	0	59	230	377	523	596	623	596	523	377	230	59	0	Horizontal					
21 Noviembre y 21 Enero	H	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	S	21 Mayo y 23 Junio			
	NE	0	73	100	46	35	38	38	38	35	32	24	10	0	SE				
	E	0	268	387	358	252	105	38	38	38	35	32	24	10	0		E		
	SE	0	268	414	428	394	293	199	84	46	32	24	10	0	NE				
	S	0	94	176	246	260	282	282	260	246	176	94	0	0	N				
SO	0	10	24	32	35	38	169	295	396	428	414	298	0	NO					
O	0	10	24	32	35	38	38	105	252	358	387	268	0	O					
NO	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	SO					
Horizontal	0	46	168	355	476	547	569	547	476	355	168	46	0	Horizontal					
Correcciones	H	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	S	21 junio			
	NE	0	40	75	46	35	38	38	38	35	32	24	10	0	SE				
	E	0	233	325	359	246	113	38	38	38	35	32	24	10	0		E		
	SE	0	268	414	442	404	328	214	97	42	32	24	10	0	NE				
	S	0	135	200	254	295	314	325	314	295	254	200	135	0	N				
SO	0	10	24	32	35	38	38	328	404	442	417	268	0	NO					
O	0	10	24	32	35	38	38	113	246	352	371	233	0	O					
NO	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	SO					
Horizontal	0	38	176	325	452	523	547	523	452	325	176	38	0	Horizontal					
Correcciones	Marco metálico o ningún marco	Dejado de limpieza				Altitud + 0.7% por 300 m				Punto de ración superior a 19.5°C				Punto de ración superior a 19.5°C				Latitud sur Dic o enero	
	+ 1.0 85 6 1 17	15% max								- 14% por 10°C				- 14% por 10°C				+ 7%	

Valores subrayados máximos mensuales

Valores encuadrados máximos anuales

CAPITULO 4 GANANCIAS POR INSOLACIÓN DE LAS SUPERFICIES DE VIDRIO

1-39

TABLA 15. APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO SENCILLO (Cont.)
kcal/h 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 ¹	Orientación	Epoca			
21 Junio	N	76	111	90	68	51	44	40	46	51	67	90	111	75	S	22 Diciembre			
	NE	219	217	390	330	225	102	40	38	38	38	32	24	8	SE				
	E	219	40	434	287	260	111	38	38	38	38	32	24	8	E				
	SE	75	168	181	176	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	57	119	179	198	169	75	NO				
22 Julio y 21 Mayo	O	8	24	32	38	38	38	38	111	240	387	426	401	220	O	21 Enero y 21 Noviembre			
	NO	8	24	32	38	38	38	40	103	275	330	390	417	220	SO				
	Horizontal	30	162	328	477	585	629	678	629	585	477	328	162	30	Horizontal				
	N	54	75	67	46	40	38	38	38	40	46	67	75	54	S				
	NE	197	158	372	301	199	84	38	38	38	35	32	21	8	SE				
	E	202	401	447	393	268	124	38	38	38	35	32	21	8	E				
24 Agosto y 20 Abril	SE	84	189	230	214	154	78	38	38	38	35	32	21	8	NE	20 Febrero y 23 Octubre			
	S	8	21	32	35	38	38	38	38	38	35	32	21	8	N				
	SO	8	21	32	35	38	38	38	78	154	214	230	189	84	NO				
	O	8	21	32	35	38	38	38	124	268	393	447	401	220	O				
	NO	8	21	32	35	38	38	38	84	198	301	374	358	192	SO				
	Horizontal	8	149	320	474	565	650	680	650	565	474	320	149	8	Horizontal				
22 Septiembre y 22 Marzo	N	16	27	29	35	38	38	38	38	38	35	29	27	16	S	22 Marzo y 22 Septiembre			
	NE	122	301	320	241	155	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	306	292	265	149	54	38	38	35	29	19	5	NE				
	S	5	19	29	35	38	38	38	48	85	149	219	19	5	N				
	SO	5	19	29	35	38	38	54	149	265	292	306	241	78	NO				
23 Octubre y 20 Febrero	O	5	19	29	35	38	38	38	138	267	404	447	385	143	O	20 Abril y 24 Agosto			
	NO	5	19	29	35	38	38	38	68	135	241	320	301	122	SO				
	Horizontal	13	130	290	452	569	637	669	637	569	452	290	130	13	Horizontal				
	N	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0	S				
	NE	0	225	235	140	59	38	38	38	38	35	29	16	0	SE				
	E	0	352	447	404	282	122	38	38	38	35	29	16	0	E				
21 Noviembre y 21 Enero	SE	0	268	368	379	225	227	111	40	38	35	29	16	0	NE	21 Mayo y 23 Junio			
	S	0	21	59	103	141	170	178	172	141	103	59	21	0	N				
	SO	0	16	29	35	38	40	111	227	325	378	368	268	0	NO				
	O	0	16	29	35	38	38	38	122	262	404	447	352	0	O				
	NO	0	16	29	35	38	38	38	59	140	235	225	0	SO					
	Horizontal	0	81	252	414	537	610	631	610	537	414	252	81	0	Horizontal				
22 Diciembre	N	0	5	19	29	32	35	35	35	32	29	19	5	0	S	21 Junio			
	NE	0	63	78	38	35	35	35	35	32	29	19	5	0	SE				
	E	0	151	220	328	230	92	35	35	32	29	19	5	0	E				
	SE	0	140	377	452	431	363	263	162	54	29	19	5	0	NE				
	S	0	67	200	301	358	396	404	296	158	101	70	67	0	N				
	SO	0	5	19	29	34	36	36	36	32	29	19	5	0	NO				
Correcciones	O	0	5	19	29	32	35	35	92	230	328	320	151	0	O	Latitud Sur Dic. o enero - 7 %			
	NO	0	5	19	29	32	35	35	35	32	29	19	5	0	SO				
	Horizontal	0	10	97	249	366	436	461	436	366	249	97	10	0	Horizontal				
	Marco metálico o ningún marco = 1.085 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 inferior a 19.5° C + 14 % por 10° C																			

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

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

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR														0° LATITUD SUR	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época	
21 Junio	N	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	32	27	13	SE		
	E	282	435	434	387	265	119	38	38	38	38	32	27	13	E		
	SE	113	203	244	244	198	119	46	38	38	38	32	27	13	NE		
	S	13	27	32	38	40	51	57	51	40	38	32	27	13	M		
21 Julio y 21 Mayo	N	99	54	38	35	38	38	38	38	38	38	38	38	38	S	21 Enero y 21 Noviembre	
	NE	252	333	333	261	124	43	38	38	38	35	32	24	10	SE		
	E	270	426	444	393	244	119	38	38	38	35	32	24	10	E		
	SE	113	222	271	271	225	143	39	38	38	35	32	24	10	NE		
	S	10	24	32	38	54	73	81	73	54	38	32	24	10	M		
24 Agosto y 20 Abril	N	16	21	29	35	35	38	38	38	35	35	29	21	16	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	35	35	29	21	5	E		
	SE	100	245	344	348	303	222	105	40	35	35	29	21	5	NE		
	S	5	21	35	35	35	40	105	157	127	73	35	21	5	M		
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	200	244	100	40	38	38	38	35	32	27	13	0	SE		
	E	0	334	428	390	274	130	38	38	35	32	27	13	0	E		
	SE	0	243	355	412	382	304	181	67	35	32	27	13	0	NE		
	S	0	24	48	142	172	243	284	245	222	142	48	24	0	M		
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	33	25	38	35	32	29	21	8	0	SE		
	E	0	214	344	358	254	114	38	35	32	29	21	8	0	E		
	SE	0	198	385	442	431	348	249	127	40	29	21	8	0	NE		
	S	0	48	134	249	328	377	393	377	328	249	134	48	0	M		
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	2	16	24	29	32	32	32	29	24	16	2	0	S	21 Mayo y 21 Junio	
	NE	0	21	43	24	29	32	32	32	29	24	16	2	0	SE		
	E	0	73	295	314	225	94	32	32	29	24	16	2	0	E		
	SE	0	73	344	424	435	387	287	173	62	24	16	2	0	NE		
	S	0	27	184	295	371	417	417	371	295	184	27	0	0	M		
22 Agosto	N	0	2	16	24	29	32	32	32	29	24	16	2	0	S	21 Agosto	
	NE	0	0	27	24	29	32	32	32	29	24	16	2	0	SE		
	E	0	0	249	284	212	84	32	32	29	24	16	2	0	E		
	SE	0	2	309	425	425	387	292	195	75	24	16	2	0	NE		
	S	0	0	173	304	381	431	442	431	385	304	173	0	0	M		

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

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

CAPÍTULO 4. GANANCIAS POR INSOLACIÓN DE LAS SUPERFICIES DE VIDRIO

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	Orientación	Época	
21 Junio	N	87	54	32	35	38	38	38	38	38	35	32	54	84	SE	21 Junio	
	NE	220	340	303	198	81	38	38	38	38	35	32	27	16	SE		
	E	341	436	438	285	257	119	38	38	38	35	32	27	16	E		
	SE	138	238	295	301	258	192	92	38	38	35	32	27	16	NE		
	S	16	27	32	35	38	38	38	38	35	32	27	16	N			
	SO	16	27	32	35	38	38	38	38	35	32	27	16	NO			
21 Enero y 21 Mayo	N	65	38	32	35	38	38	38	38	38	35	32	38	65	S	21 Enero y 21 Noviembre	
	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	379	296	222	113	40	38	35	32	27	13	NE		
	S	13	27	32	35	38	38	38	38	38	35	32	27	13	N		
	SO	13	27	32	35	38	38	38	38	38	35	32	27	13	NO		
20 Febrero y 23 Octubre	N	19	21	29	35	38	38	38	38	38	35	32	21	19	S	20 Febrero y 23 Octubre	
	NE	184	276	222	124	43	38	38	38	38	35	32	21	8	SE		
	E	227	398	439	393	275	122	38	38	38	35	32	21	8	E		
	SE	120	284	374	396	377	290	179	67	38	35	32	21	8	NE		
	S	8	21	29	35	38	38	38	38	38	35	32	21	8	N		
	SO	8	21	29	35	38	38	38	38	38	35	32	21	8	NO		
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	13	24	32	35	35	38	35	35	32	24	13	0	S	22 Septiembre y 22 Septiembre	
	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	479	425	360	244	111	38	35	32	24	13	0		NE
	S	0	32	119	219	298	330	379	330	298	219	119	32	0	N		
	SO	0	32	119	219	298	330	379	330	298	219	119	32	0	NO		
20 Abril y 24 Agosto	N	0	5	16	27	29	32	32	32	29	27	16	5	0	S	20 Abril y 24 Agosto	
	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	356	447	390	390	170	54	27	16	5	0	NE		
	S	0	57	160	282	371	417	417	371	282	160	57	0	N			
	SO	0	57	160	282	371	417	417	371	282	160	57	0	NO			
21 Noviembre y 23 Julio	N	0	0	8	19	24	27	28	27	24	19	8	0	0	S	21 Noviembre y 23 Julio	
	NE	0	0	32	19	24	27	28	27	24	19	8	0	0	SE		
	E	0	0	244	371	200	89	29	27	24	19	8	0	0	E		
	SE	0	0	295	190	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	160	282	377	428	450	428	377	282	160	0	0	NO		
21 Junio	N	0	0	5	16	24	27	27	27	24	16	5	0	0	S	21 Junio	
	NE	0	0	19	16	24	27	27	27	24	16	5	0	0	SE		
	E	0	0	195	333	184	84	27	27	24	16	5	0	0	E		
	SE	0	0	358	363	401	385	311	198	81	19	5	0	0	NE		
	S	0	0	138	268	363	428	447	428	363	268	138	0	0	N		
	SO	0	0	138	268	363	428	447	428	363	268	138	0	0	NO		

Correcciones	Marco metálico o ningún marco = 1/0.85 ó 1.17	Defecto de limpieza = 15 % máx.	Altitud = 0.7 % por 300 m	Punto de rocío superior a 19.5°C = 14 % por 10°C	Punto de rocío superior a 19.5°C = 14 % por 10°C	Latitud sur Dic. o Enero + 7 %
--------------	---	---------------------------------	---------------------------	--	--	--------------------------------

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

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

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR																0° LATITUD SUR	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época			
21 Junio	N	78	37	32	35	38	38	38	38	38	35	32	32	28	S	22 Diciembre			
	NE	341	339	254	135	-43	38	38	38	38	35	32	27	21	SE				
	E	377	444	439	368	254	111	38	38	38	35	32	27	21	E				
	SE	173	276	341	366	336	265	163	62	38	35	32	27	21	NE				
	S	21	27	43	105	184	235	252	235	184	105	43	27	21	N				
22 Julio y 21 Mayo	SO	21	27	32	35	38	38	38	38	38	43	135	254	339	SO	21 Noviembre			
	O	21	27	32	35	38	38	38	111	254	368	439	444	377	O				
	NO	21	27	32	35	38	38	38	38	43	135	254	339	341	NO				
	Horizontal	119	233	260	469	534	580	596	580	534	469	360	233	119	Horizontal				
	N	27	29	32	35	38	38	38	38	38	35	32	29	27	N				
24 Agosto y 20 Abril	NE	309	317	235	119	40	38	38	38	38	35	32	27	21	SE	20 Febrero y 23 Octubre			
	E	355	434	442	382	260	116	38	38	38	35	32	27	21	E				
	SE	176	290	363	387	368	295	189	70	38	35	32	27	21	NE				
	S	16	27	57	125	217	265	287	265	217	139	57	27	16	N				
	SO	16	27	32	35	38	38	38	38	40	119	233	317	309	NO				
22 Septiembre y 22 Marzo	O	16	27	32	35	38	38	38	116	260	362	442	436	335	O	22 Septiembre			
	NO	16	27	32	35	38	38	38	38	40	119	233	317	309	NO				
	Horizontal	89	203	222	431	509	556	572	556	509	431	322	203	89	Horizontal				
	N	21	21	27	32	35	38	38	38	38	35	32	27	21	S				
	NE	206	254	189	64	35	38	38	38	38	35	32	27	21	SE				
23 Octubre y 20 Febrero	E	254	292	428	382	265	122	38	38	35	32	27	21	E	20 Abril y 24 Agosto				
	SE	143	301	390	425	414	358	341	108	15	32	27	21	NE					
	S	10	24	87	198	284	352	374	352	284	198	87	24	N					
	SO	10	21	27	32	35	38	38	38	38	414	425	390	301		NO			
	O	10	21	27	32	35	38	38	38	122	265	382	428	393		O			
21 Noviembre y 21 Enero	NO	10	21	27	32	35	38	38	38	35	32	27	21	NO	21 Mayo y 23 Julio				
	Horizontal	35	124	241	355	433	485	501	485	433	355	241	124	35		Horizontal			
	N	0	10	21	27	32	32	32	32	32	32	27	21	10		S			
	NE	0	157	124	43	32	32	32	32	32	32	27	21	10		SE			
	E	0	278	374	352	252	116	32	32	32	32	27	21	10		E			
22 Diciembre	SE	0	233	377	439	462	393	284	151	46	27	21	10	NE	21 Junio				
	S	0	29	138	252	355	406	428	406	252	138	29	0	N					
	SO	0	10	21	27	46	151	284	393	447	439	377	233	0		NO			
	O	0	10	21	27	32	32	32	32	116	252	352	374	276		O			
	NO	0	10	21	27	32	32	32	32	32	32	43	124	137		NO			

Valores subrayados máximos mensuales

Valores encuadrados máximos anuales

Correcciones	Marco metálico o ningún marco = 1,085 ó 1,17	Defecto de limpieza 15% max	Altitud = 0,7% por 300 m	Punto de rocio superior a 19,5°C = 14% por 10°C	Punto de rocio superior a 19,5°C = 14% por 10°C	Latitud sur Dic o ene J = 7%
--------------	--	-----------------------------	--------------------------	---	---	------------------------------

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

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

TIPO DE VIDRIO	SIN PERSIANA O PANTALLA	PERSIANAS VENECIANAS INTERIORES* Listones horizontales o verticales inclinados 45° O CORTINAS DE TELA			PERSIANAS VENECIANAS EXTERIORES Listones horizontales inclinados 45°		PERSIANA EXTERIOR Listones inclinados 7° (horizontales)**		CORTINA EXTERIOR DE TELA Circulación de aire libre y laterales	
		Color claro	Color medio	Color oscuro	Color claro	Esmeril claro u oscuro	Color medio ****	Color oscuro ***	Color claro	Color medio u oscuro
VIDRIO SENCILLO ORDINARIO	1,00	0,56	0,65	0,75	0,15	0,13	0,22	0,15	0,20	0,25
VIDRIO SENCILLO 6 mm	0,94	0,56	0,65	0,74	0,14	0,12	0,21	0,14	0,19	0,24
VIDRIO ABSORBENTE****										
Coefficiente de absorción 0,40 a 0,48	0,80	0,56	0,62	0,72	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Coefficiente de absorción 0,48 a 0,56	0,73	0,53	0,59	0,62	0,11	0,10	0,16	0,11	0,15	0,18
Coefficiente de absorción 0,56 a 0,70	0,62	0,51	0,54	0,56	0,10	0,10	0,14	0,10	0,12	0,16
VIDRIO DOBLE										
Vidrios ordinarios	0,90	0,54	0,61	0,67	0,14	0,12	0,20	0,14	0,18	0,22
Vidrios de 6 mm	0,80	0,52	0,59	0,65	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Vidrio interior ordinario										
Vidrio ext. absorbente de 0,48 a 0,56	0,52	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10	0,10	0,13
Vidrio interior de 6 mm										
vidrio ext. absorbente de 0,48 a 0,56	0,50	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10	0,10	0,12
VIDRIO TRIPLE										
Vidrio ordinario	0,83	0,48	0,56	0,64	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Vidrio de 6 mm	0,69	0,47	0,52	0,57	0,10	0,10	0,15	0,10	0,14	0,17
VIDRIO PINTADO										
Color claro	0,28									
Color medio	0,39									
Color oscuro	0,50									
VIDRIO DE COLOR*****										
Amber	0,70									
Rosa 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	0,88	1,00
Placa regular 0,65 mm	0,18	0,08	0,77	0,94
Vidrio absorbente térmico	según fabricante	0,09	(1-0,8-a)	-
Persiana veneciana color claro	0,37	0,51	0,12	0,56***
color medio	0,58	0,39	0,03	0,65***
color oscuro	0,72	0,27	0,01	0,78***
Tela de fibra de vidrio blanquecina (5,72-81,58)	0,05	0,60	0,35	0,48***
Tela de algodón, beige (6,18-81,38)	0,28	0,51	0,23	0,58***
Tela de fibra de vidrio gris claro	0,30	0,47	0,23	0,59***
Tela de fibra de vidrio color canela (7,55-57,28)	0,44	0,42	0,14	0,64***
Tela de vidrio blanca con franjas doradas	0,05	0,41	0,54	0,88***
Tela de fibra de vidrio gris oscura	0,80	0,29	0,11	0,78***
Tela «Dacron» blanca (1,8-88,81)	0,02	0,28	0,70	0,78***
Tela de algodón gris oscura con revestimiento de vinilo (análoga al estor)	0,85	0,16	0,00	0,88***
Tela de algodón, gris oscura (5,06-91,38)	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 número 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 señalo 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 (Kcal/hr m² °C)

A = Area del techo o muro (m²)

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

Q = U A ΔTe

TABLA DE TEMPERATURA EQUIVALENTE PARA MUROS EN G. CENTIGRADOS

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

Partición

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

Tabique de 4 plg. o piedra.

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

Ladrillo hueco de 8 plg.

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

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

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

TABLA DE TEMPERATURA EQUIVALENTE PARA MUROS EN G. CENTIGRADOS

lat. Norte	TIEMPO SOLAR																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	4	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	8	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

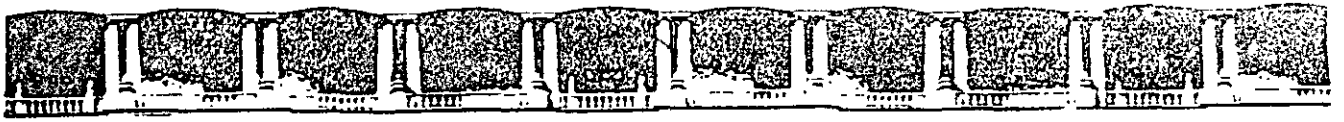
Techos expuestos al sol. Construcción pesada.

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



**FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA**



División de Educación Continua, Facultad de Ingeniería, UNAM.

CURSOS ABIERTOS

AIRE ACONDICIONADO Y CALEFACCIÓN CA 384

TEMA

EQUIPO TERMINAL

**INSTRUCTOR: ING. FRANCISCO LÓPEZ LÓPEZ
DEL 09 AL 13 DE ABRIL DE 2007
PALACIO DE MINERÍA**

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:

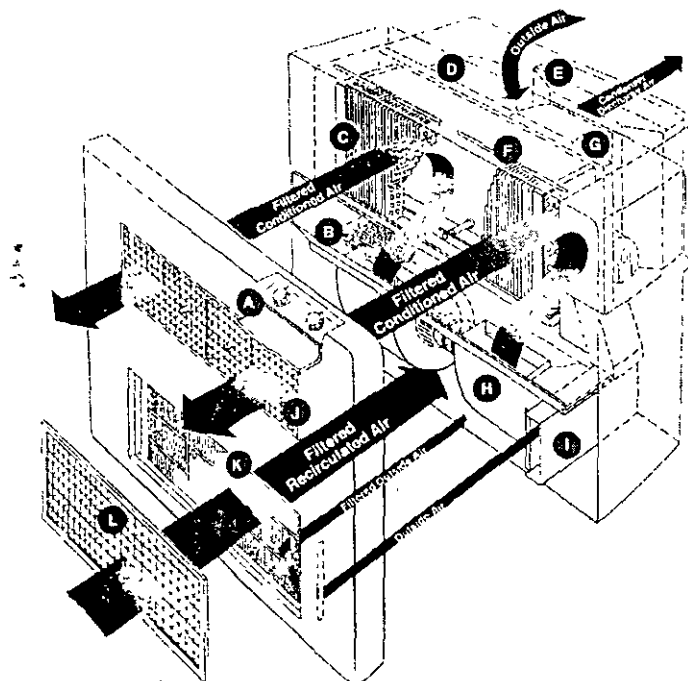
- a) Unidad paquete
- b) Manejadora de Aire
- c) Fan & Coil.
- d) Split

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.

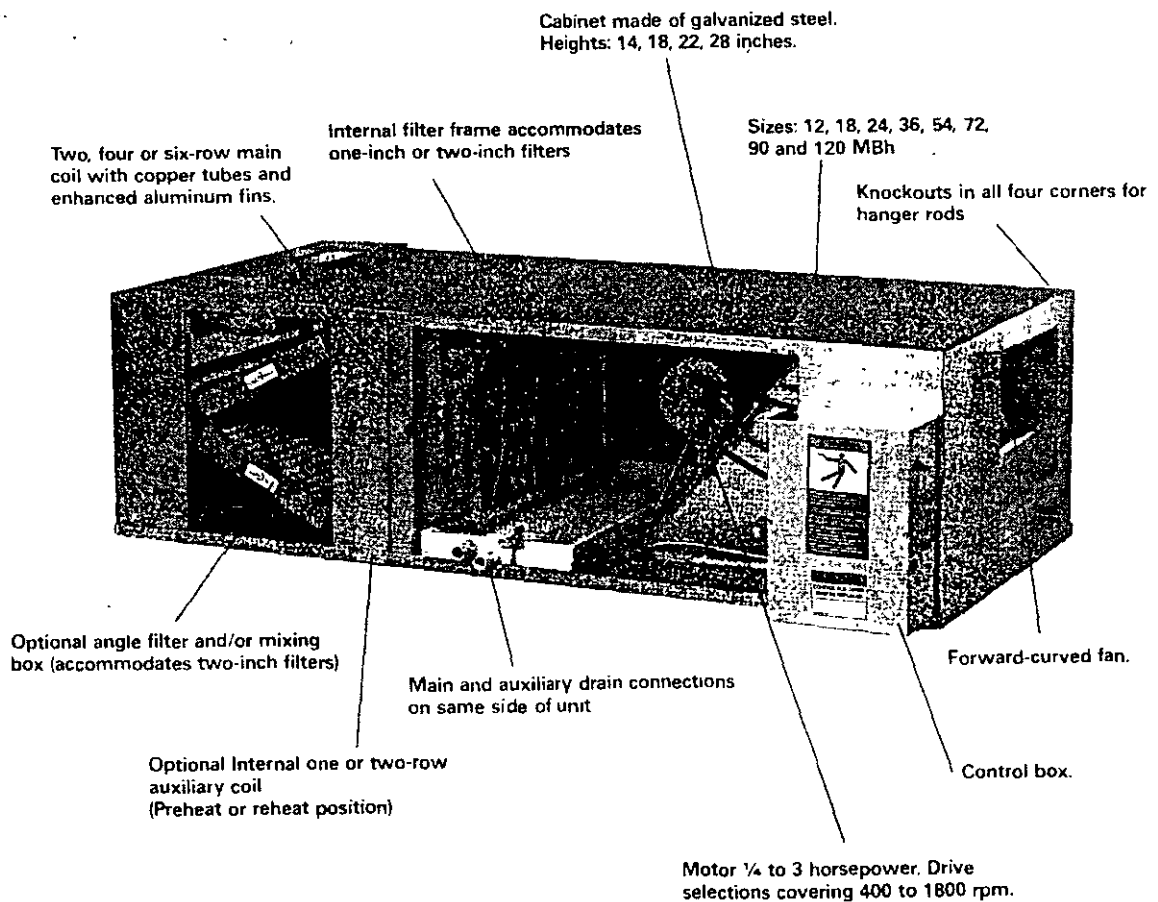
Esta unidad para instalaciones pequeñas es la más cómoda, ya que requiere una inversión moderada y su costo de instalación es relativamente bajo.



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 premitirán que el aire sea mas frío o más caliente; esto regulará por medio de sistemas de control de temperatura.

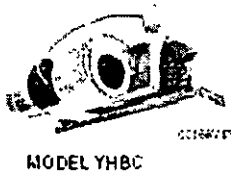
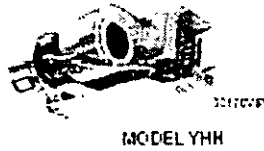
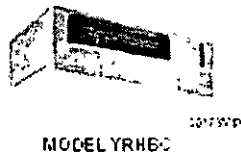
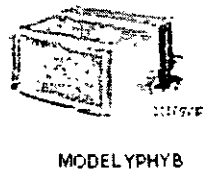
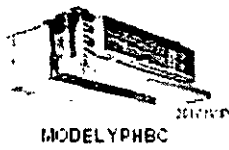


FAN & COIL.

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





**FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA**



División de Educación Continua, Facultad de Ingeniería. UNAM

CURSOS ABIERTOS

AIRE ACONDICIONADO Y CALEFACCIÓN CA 384

TEMA

SELECCIÓN DE SERPIENTES

**INSTRUCTOR: ING. FRANCISCO LÓPEZ LÓPEZ
DEL 09 AL 13 DE ABRIL DE 2007
PALACIO DE MINERÍA**

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, tbs
- b.- Condiciones de mezcla del aire; aire exterior y aire de recirculación que se alimentarán al equipo enfriador; tbs, tbs
- 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.

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

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

FANS AND DIAMETER 2 - 18" **MODEL 140 FC**
COILS—W x L 25 1/2" x 79"
 Tubes 14
 Face Area 14.0 Sq. Ft.

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

CFM	Coil FV	Filter Vol	Flat Filter TA	Static Pressure LY	Pressure RW
5600	400	389	.15	.07	.08
7000	500	484		.10	.11
8400	600	583			.15
9800	700	687			.19
11200	800	783			

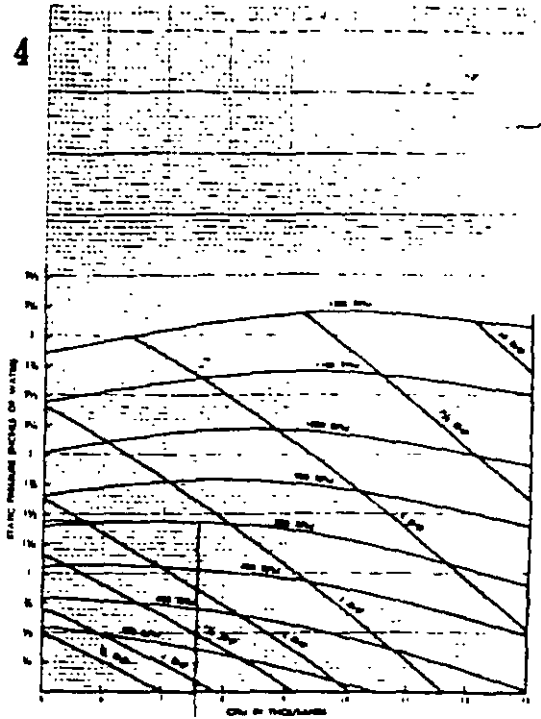
ANGLE FILTER 9 - 16" x 25" x 2"

CFM	Coil FV	Filter Vol	Angle Filter TA	Static Pressure LY	Pressure RW
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 FV	Zone Diameter	Static Pressure
5600	400	04	
7000	500	12	
8400	600	18	
9800	700	28	

Max. No. of Zones — 16



FANS AND DIAMETER 2 - 12" **MODEL 140 AIRFOIL**
COILS—W x L 25 1/2" x 79"
 Tubes 14
 Face Area 14.0 Sq. Ft.

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

CFM	Coil FV	Filter Vol	Flat Filter TA	Static Pressure LY	Pressure RW
5600	400	389	.15	.07	.08
7000	500	484		.10	.11
8400	600	583			.15
9800	700	687			.19
11200	800	783			

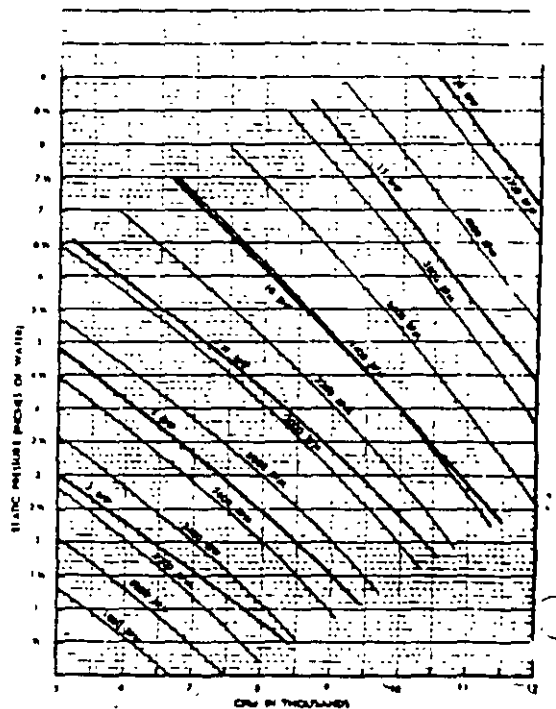
ANGLE FILTER 9 - 16" x 25" x 2"

CFM	Coil FV	Filter Vol	Angle Filter TA	Static Pressure LY	Pressure RW
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 FV	Zone Diameter	Static Pressure
5600	400	04	
7000	500	12	
8400	600	18	
9800	700	28	

Max. No. of Zones — 16





**FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA**



División de Educación Continua, Facultad de Ingeniería, UNAM.

CURSOS ABIERTOS

AIRE ACONDICIONADO Y CALEFACCIÓN CA 384

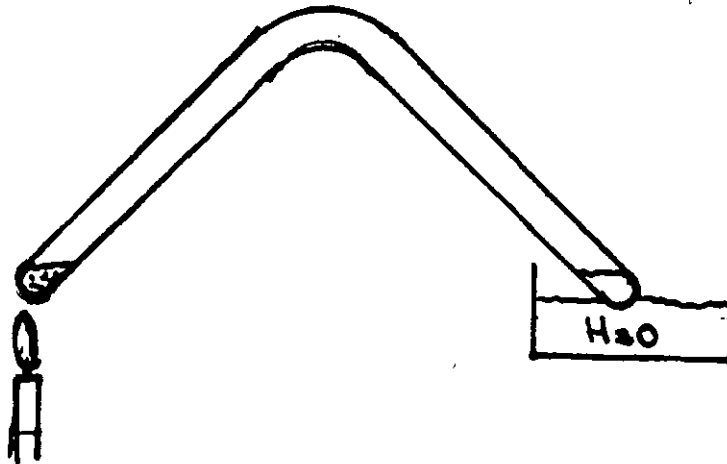
TEMA

ENFRIADORAS POR ABSORCIÓN

**INSTRUCTOR: ING. FRANCISCO LÓPEZ LÓPEZ
DEL 09 AL 13 DE ABRIL DE 2007
PALACIO DE MINERÍA**

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:

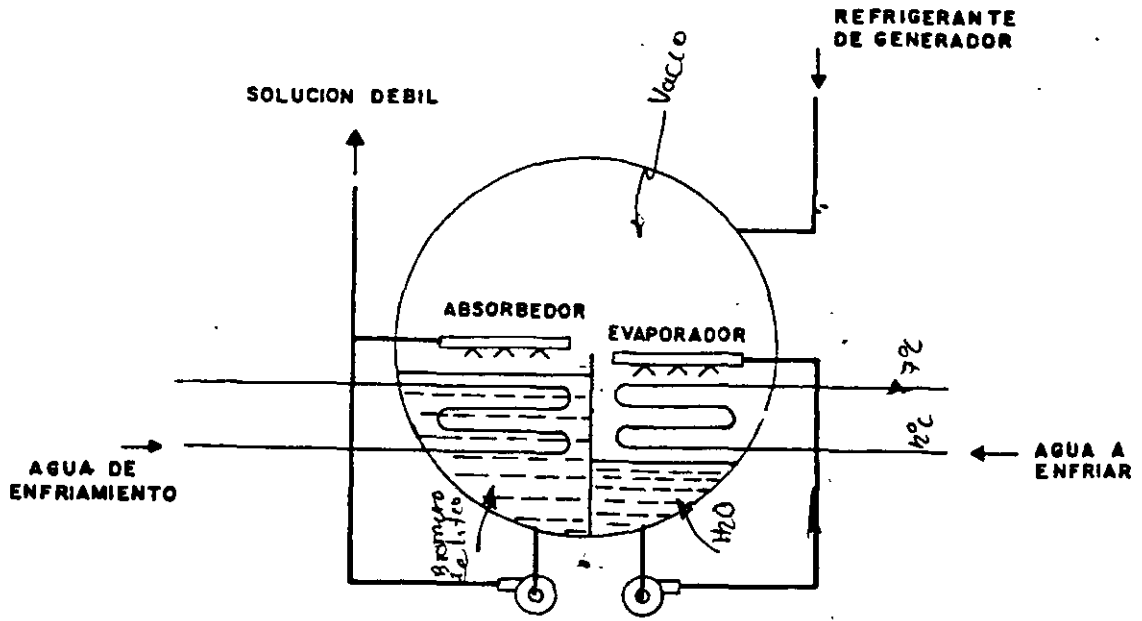


Fig 1

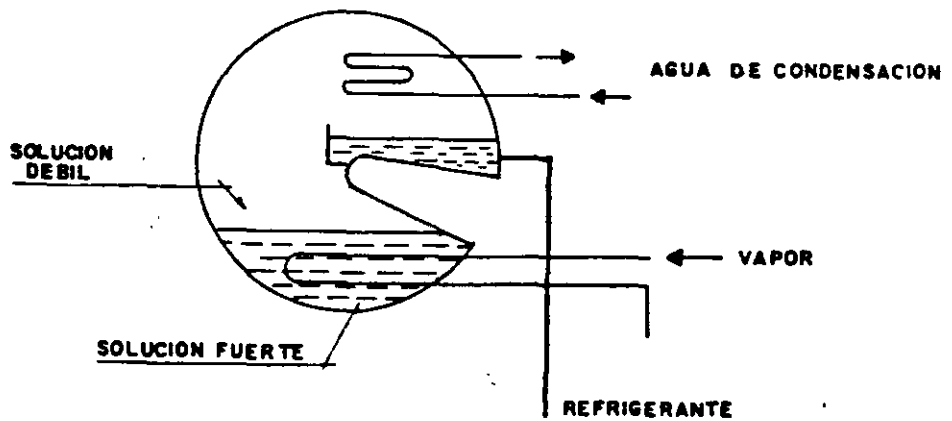


Fig. 2

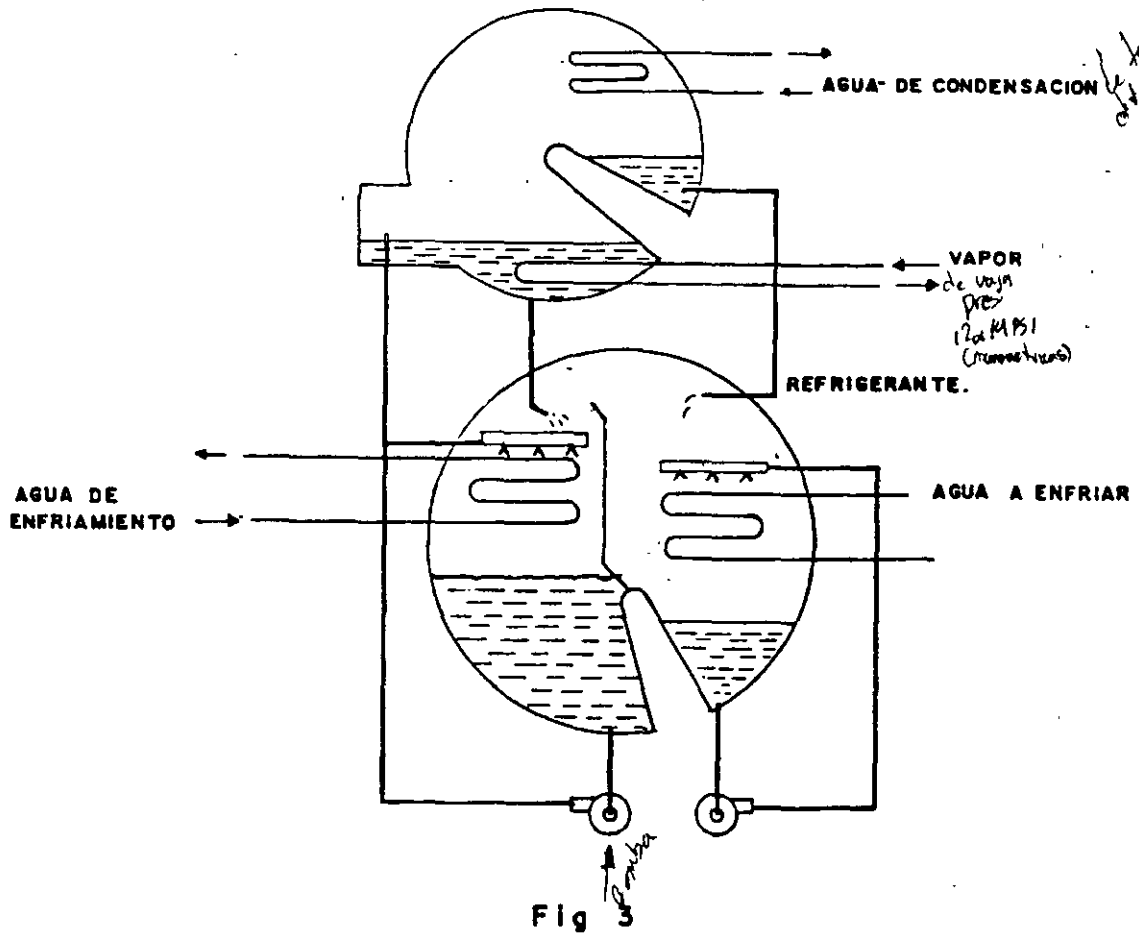
La figura (1) representa un recipiente hermético que contiene el ABSORBEDOR y el EVAPORADOR divididos por medio de una mampara, el absorbedor contiene

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.

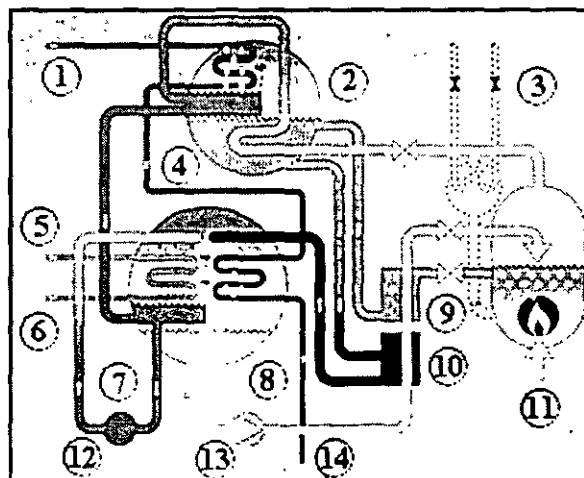


En la figura (3) se representa esquemáticamente el ciclo completo de un sistema de refrigeración por absorción y es importante hacer notar que uno de los elementos fundamentales en la economía del sistema es un cambiador de calor que enfria la solución "fuerte" obtenida en el generador por medio de la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

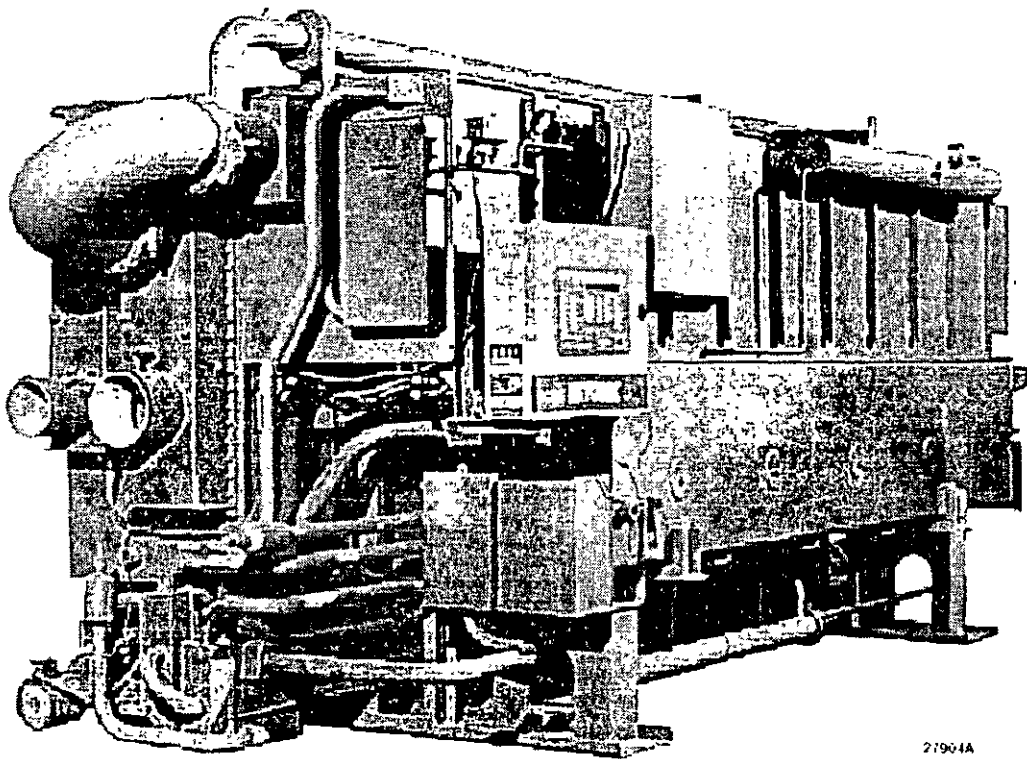
- 1.- Salida de agua de refrigeración (37 °C-39 °C)
- 2.- Generador de baja temperatura (90 °C, 0.08 atm.).
- 3.- Generador de alta temperatura (150 °C, 0.9 atm.).
- 4.- Condensador.
- 5.- Salida de agua fría (7 °C).
- 6.- Entrada de agua (12 °C).
- 7.- Evaporador (5 °C, 0.01 atm)
- 8.- Absorbedor.
- 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™

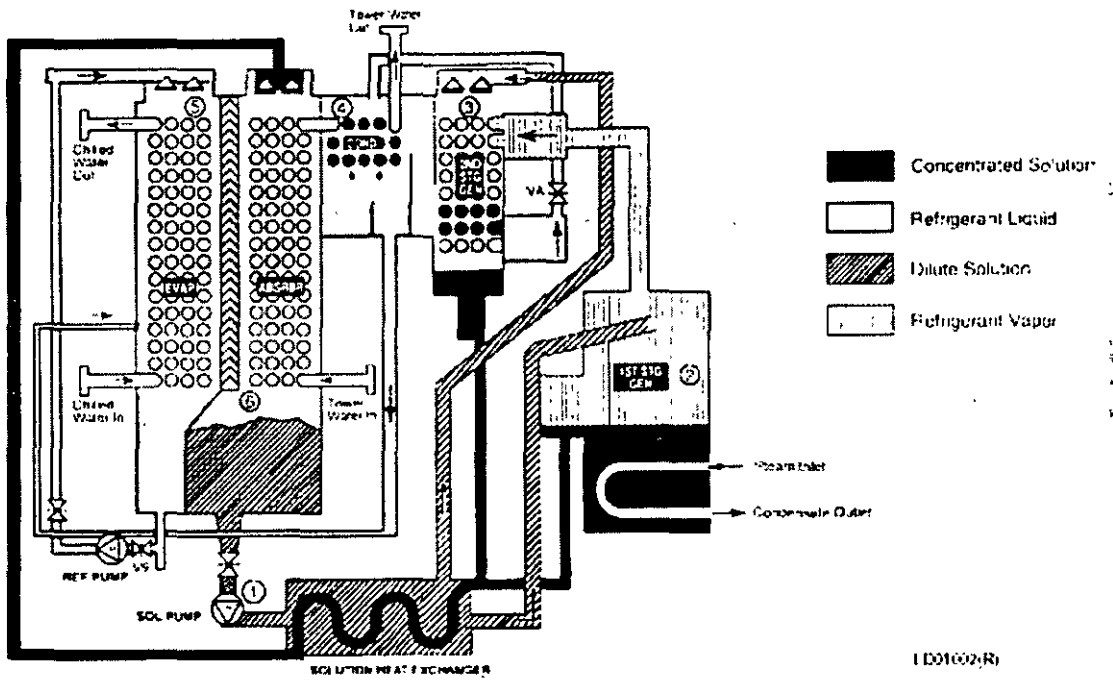
YPC Two-Stage Steam-Fired Absorption Chiller



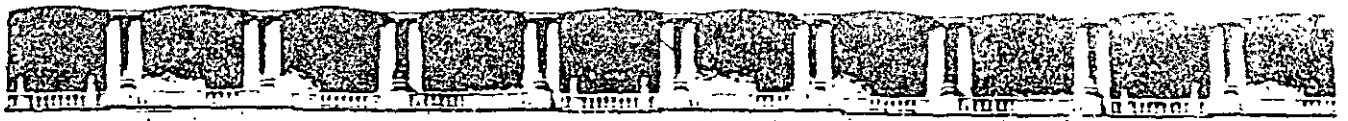
27901A

Models YPC-ST-14SC through YPC-ST-19S
300 through 675 Tons
1650 through 2373 kW

CHILLING CYCLE



LD01002(R)



**FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA**



División de Educación Continua, Facultad de Ingeniería, UNAM

CURSOS ABIERTOS

AIRE ACONDICIONADO Y CALEFACCIÓN CA 384

TEMA

SELECCIÓN DE VÁLVULAS DE AGUA FRÍA
PARA AIRE ACONDICIONADO

**INSTRUCTOR: ING. FRANCISCO LÓPEZ LÓPEZ
DEL 09 AL 13 DE ABRIL DE 2007
PALACIO DE MINERÍA**

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 a un 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:

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

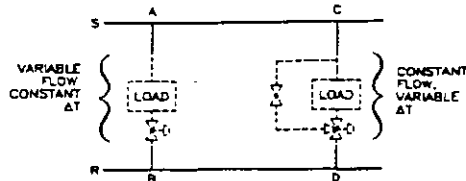


Fig. 18 System Flow with Two-Way and Three-Way Valves

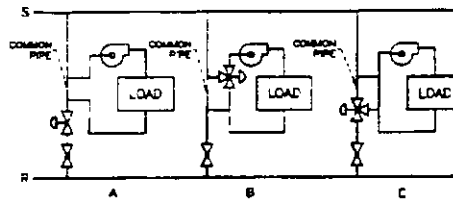


Fig. 19 Load Pumps with Valve Control

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.

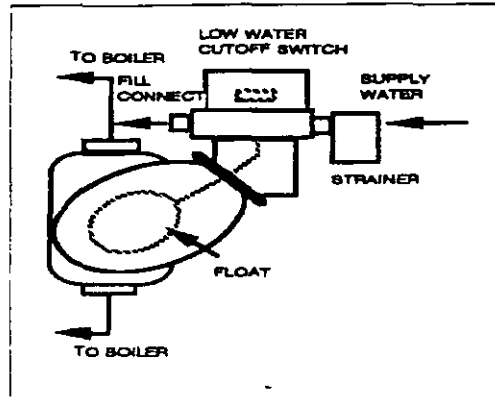


Fig 14 Float Valve and Cutoff Steam Boiler Application

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%,

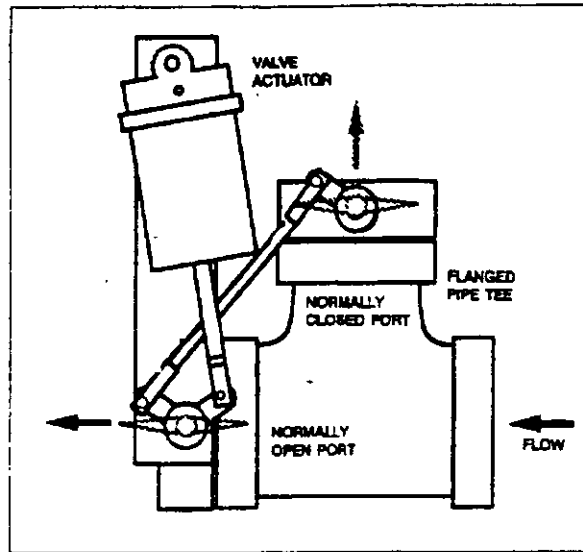


Fig 15 Butterfly Valves—Diverting Tee Application

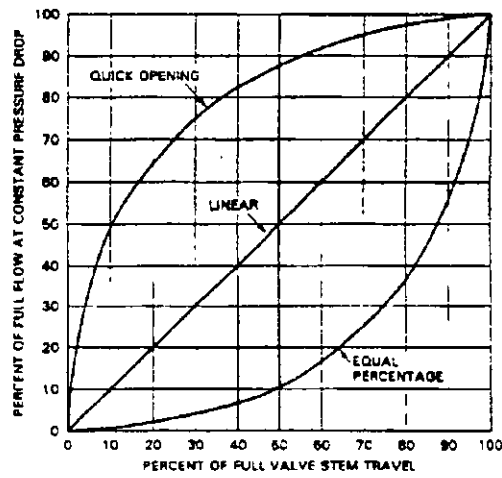


Fig 16 Control Valve Flow Characteristics

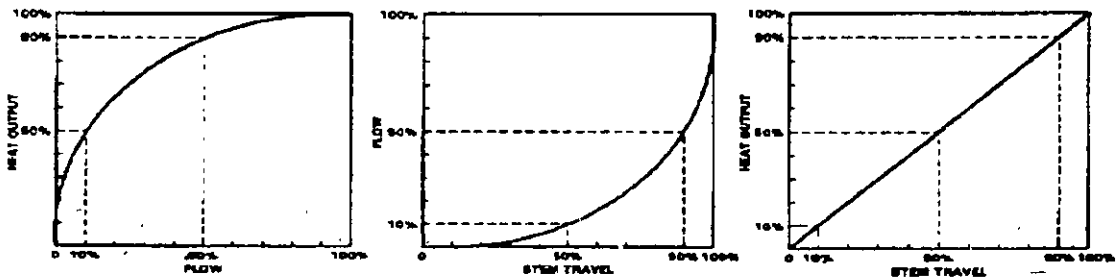


Fig 17 Heat Output, Flow, and Stem Travel Characteristics of Equal Percentage Valve

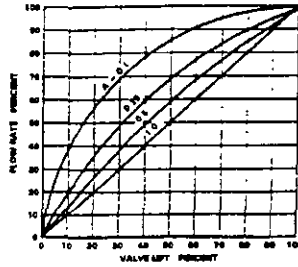


Fig 18 Authority Distortion of Linear Flow Characteristics

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

$$\Delta p = R Q^n \left(\frac{\rho}{\rho_w} \right) \tag{1}$$

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:

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

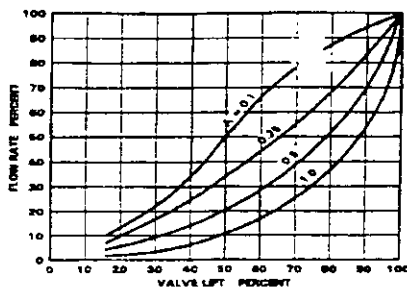


Fig 19 Authority Distortion of Equal Percentage Flow Characteristic

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

$$Q = C_v \sqrt{\Delta p} \tag{3}$$

or

$$Q = 0.67 C_v \sqrt{\Delta h} \tag{4}$$

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 ,

$$Q = \frac{C_v}{V_f} \sqrt{\Delta p \left(\frac{P_2}{P_1} \right)} \tag{5}$$

Steam. For steam flow,

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

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.

$$C_v = \frac{w_s}{1.61 P} \tag{7}$$

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-sealed 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.

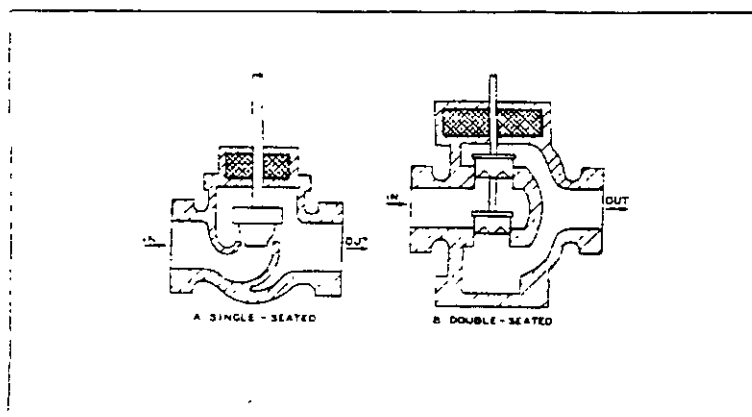


Fig. 8 Typical Single- and Double-Seated Two-Way Valves

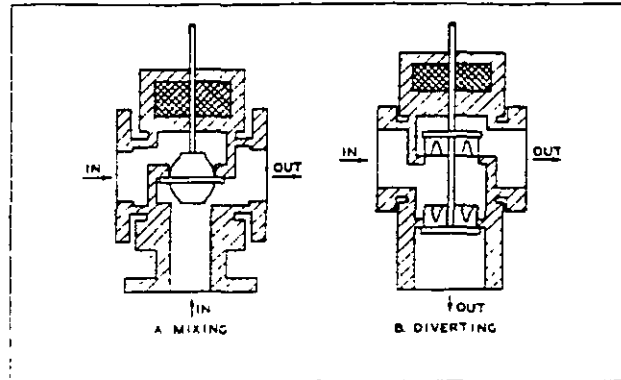
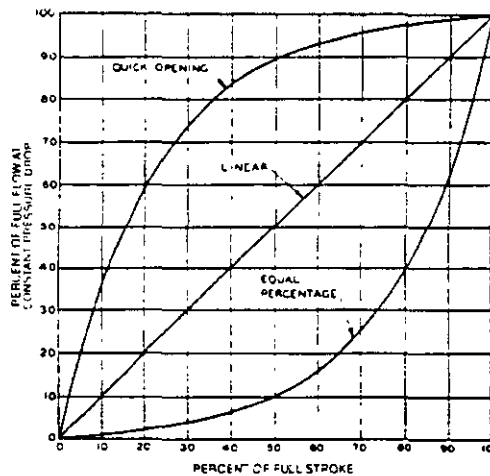


Fig. 9 Typical Three-Way Mixing and Diverting Valves

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.



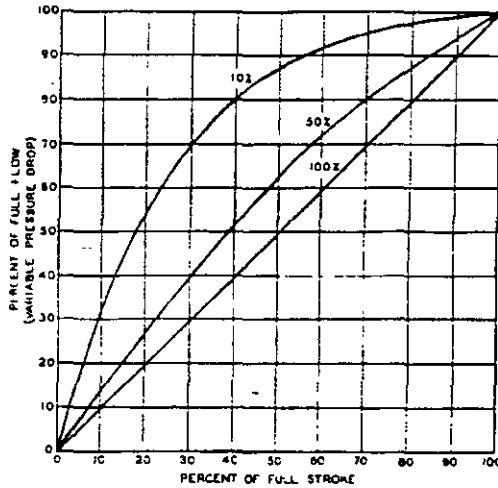


Fig. 11 Typical Performance curves for Linear Devices at Various Percentages of Total System Pressure Drop

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

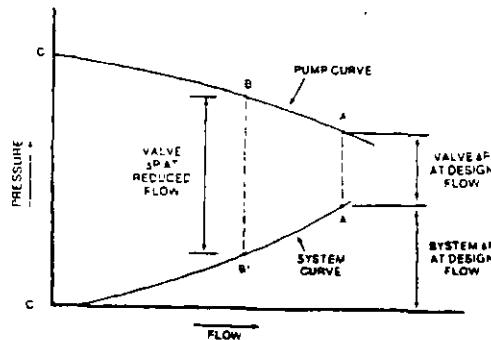


FIG. 12 Effect of Valve Selection on System Pressure Drop

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.

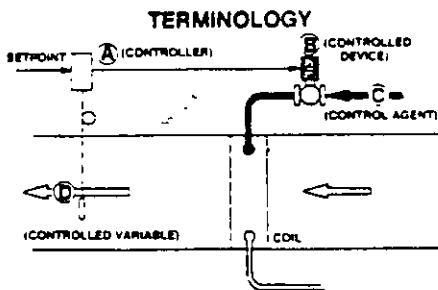


Figure 2

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

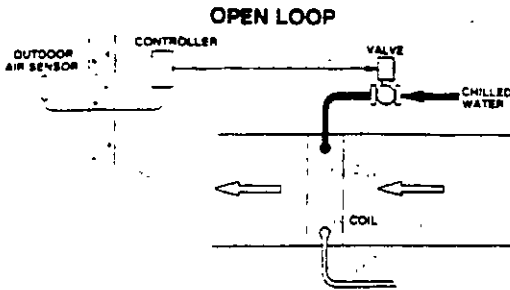


Figure 4

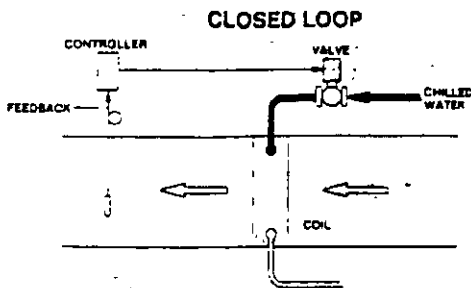


Figure 5

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 él 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.

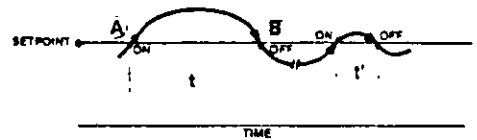


Figure 8

(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.

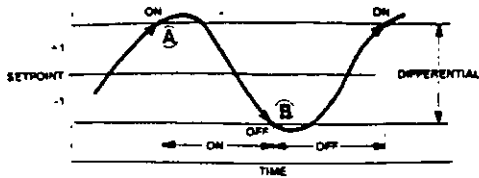


Figure 9

(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 límite 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

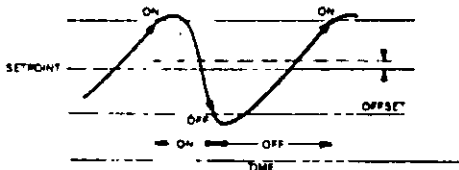


Figure 10

(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.

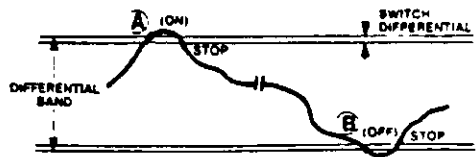


Figure 12

(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.

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).

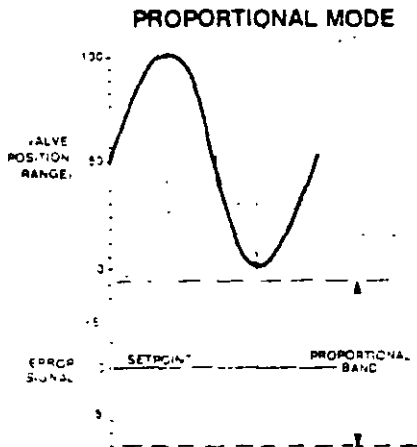


Figure 14

(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 menos 5 grados.

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

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.

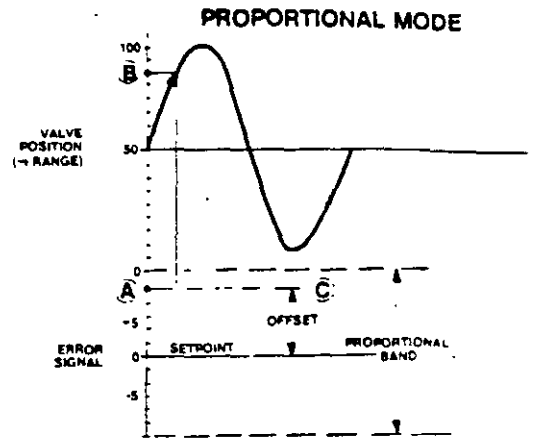


Figure 15

(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 %.

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.

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

Control Integral.

CONTROL MODES

- On - Off
- Floating
- Proportional
- Integral

Figure 16

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

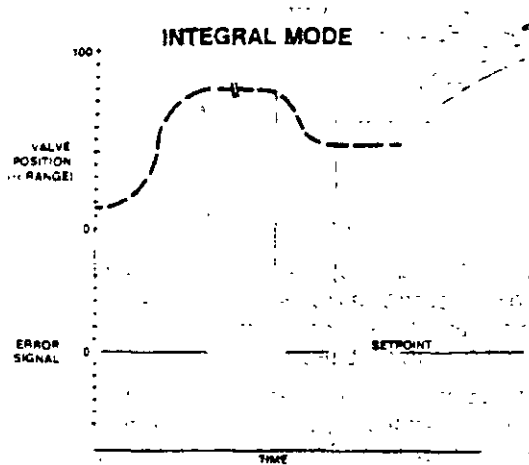


Figure 17

(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

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 Derivativo.

CONTROL MODES

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

Figure 18

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

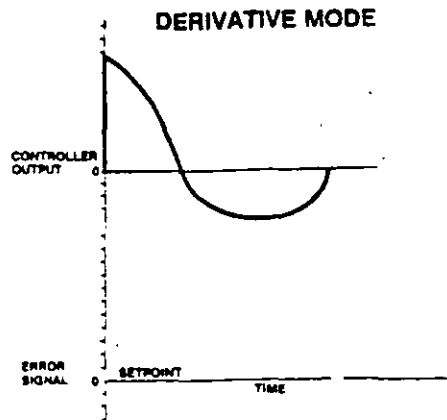


Figure 19

(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



TRANE™

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 más usados en los sistemas de aire acondicionado (HVAC)

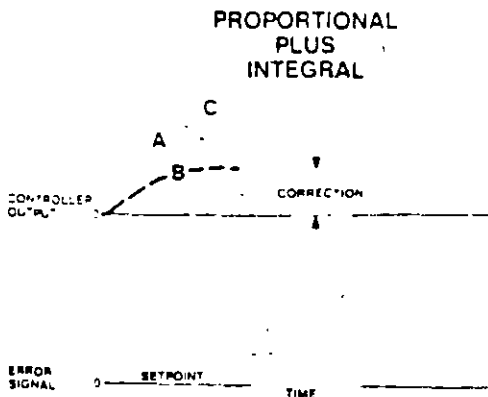


Figure 22

(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.

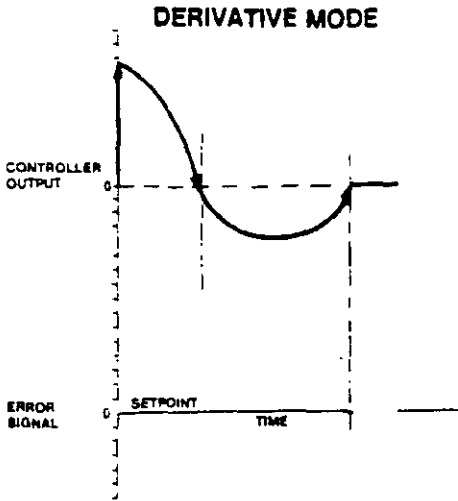


Figure 24

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.

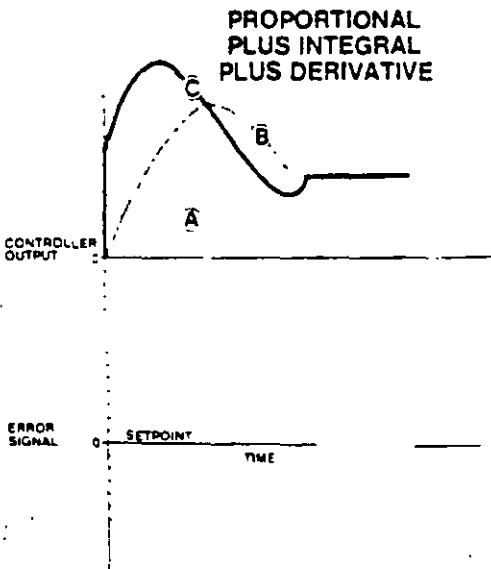


Figure 25

(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.

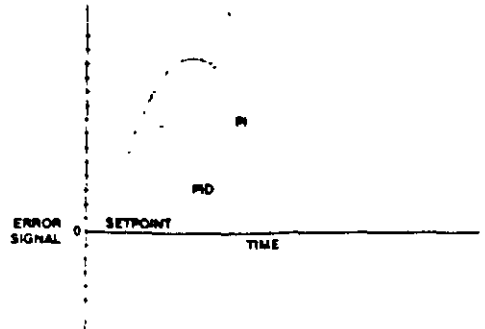


Figure 26

(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.

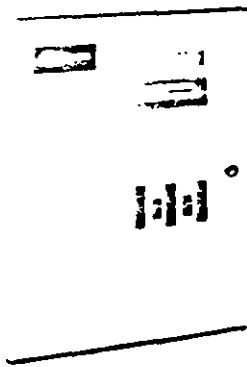


Figure 28

(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).

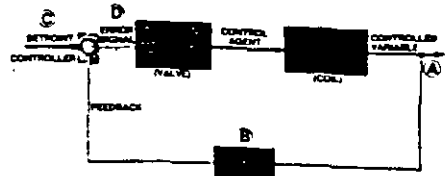


Figure 29

(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.

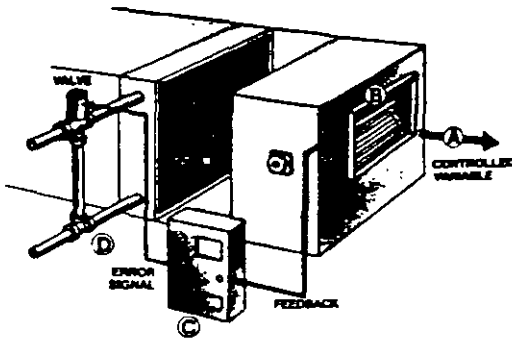


Figure 30

(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.

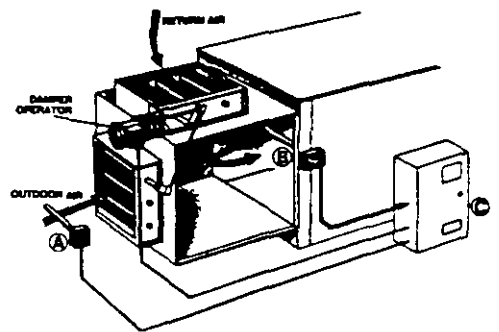


Figure 31

(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

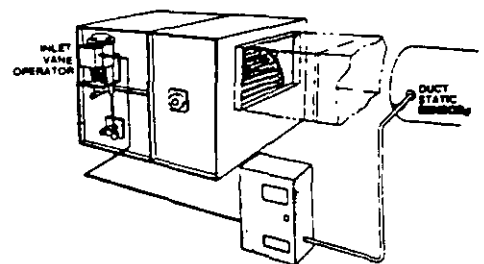


Figure 32

(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

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

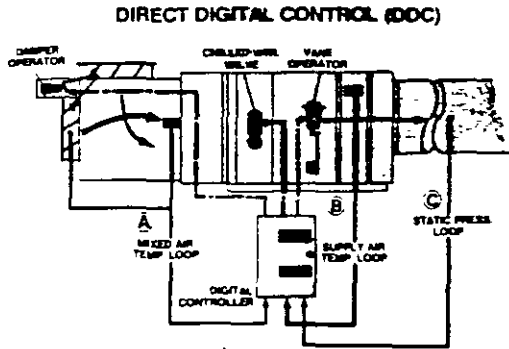


Figure 33

(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 a la 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.

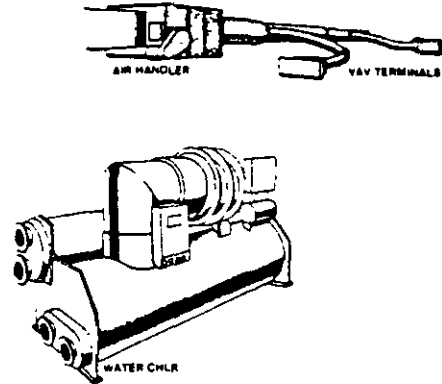


Figure 34

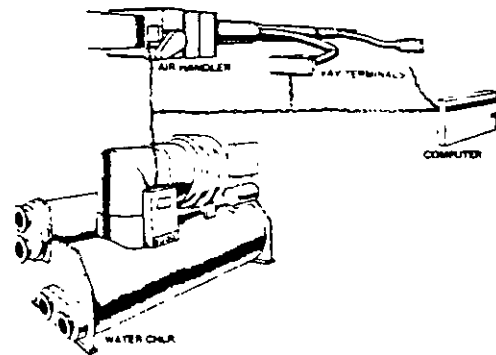


Figure 35

(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 chiler 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

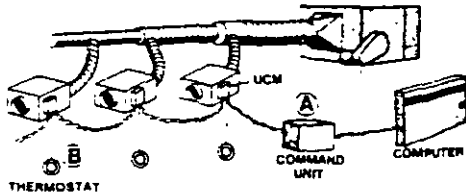


Figure 36

(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.

Entonces, la capacidad del ventilador y por tanto la presión del ducto es controlada.

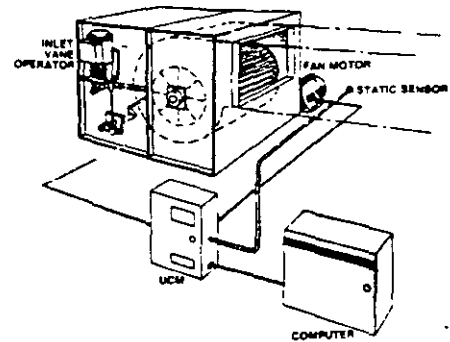


Figure 37

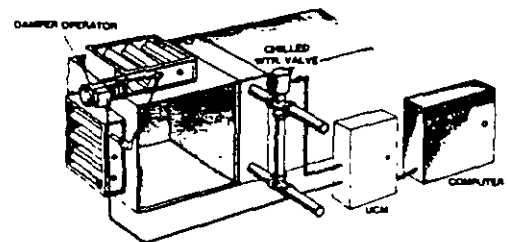


Figure 38

(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.

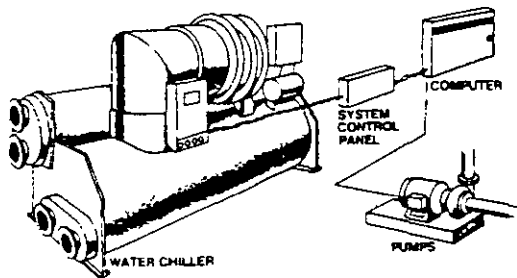


Figure 39

(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.

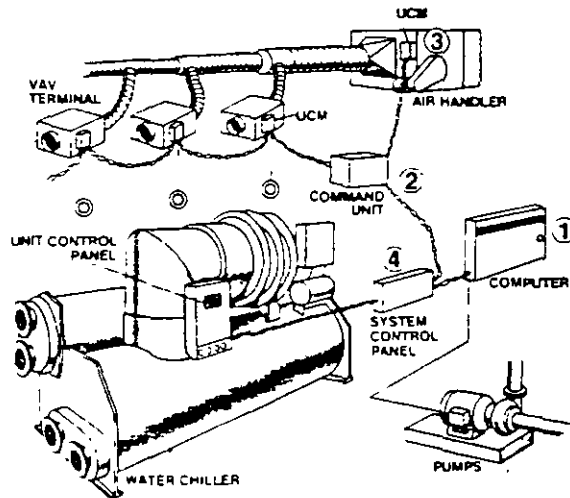


Figure 40

(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

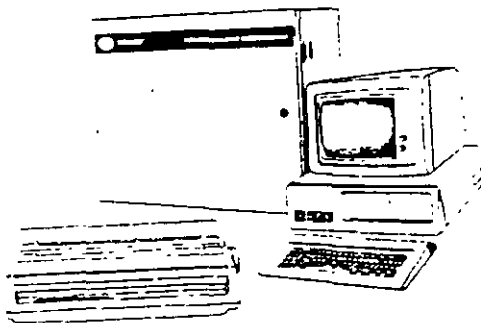


Figure 41

(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 óptimo 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

 P₁=presión aguas arriba en bar abs

 X=(P₁-P₂)/P₁

 P₂=presión aguas abajo en bar abs

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 :

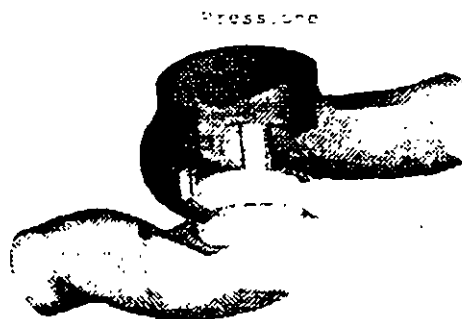
$$P_2 \leq 0.58P_1$$

la velocidad es crítica

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

P_2

Análisis de presiones

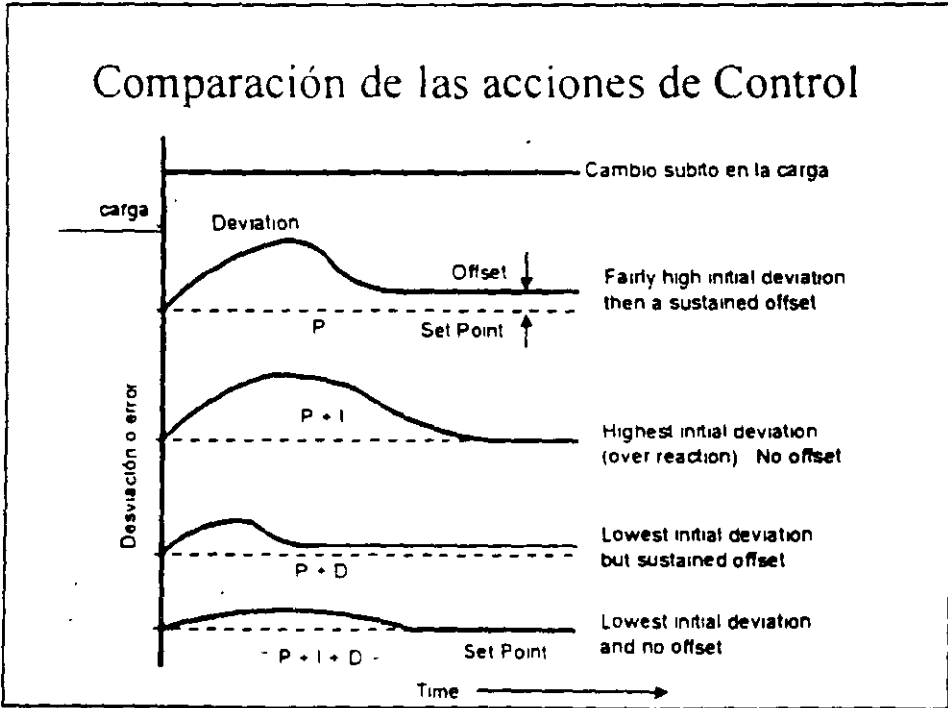


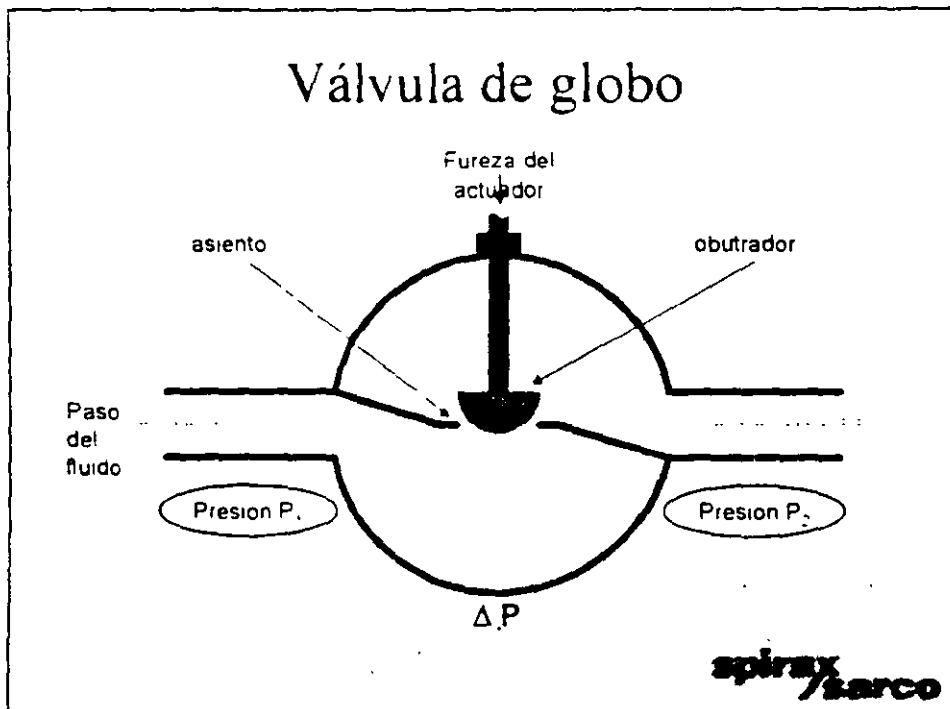
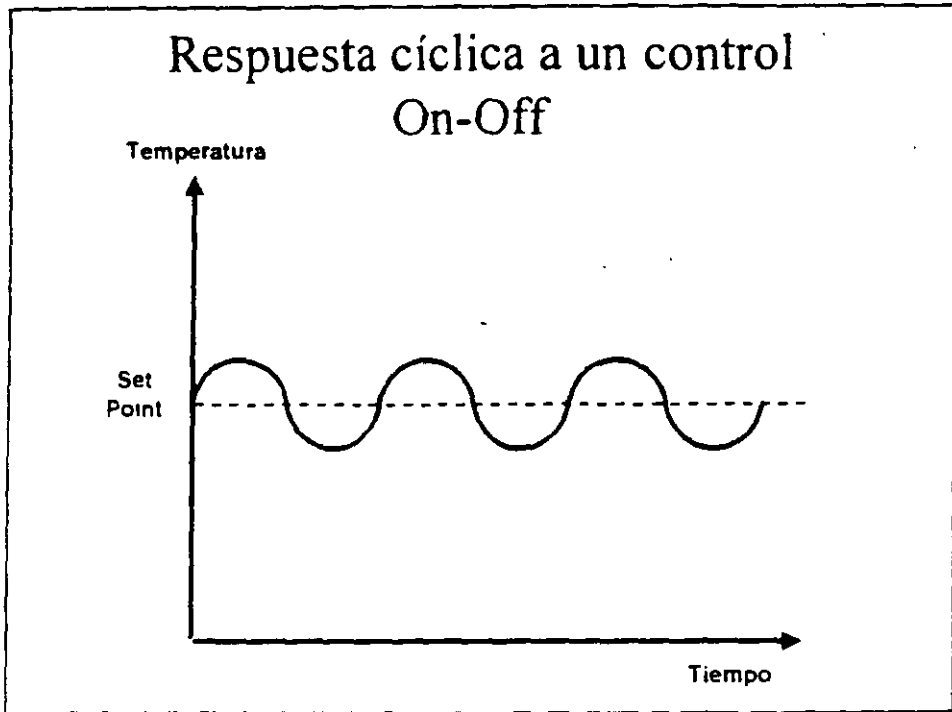
spirax
sarco

Control P+I+D

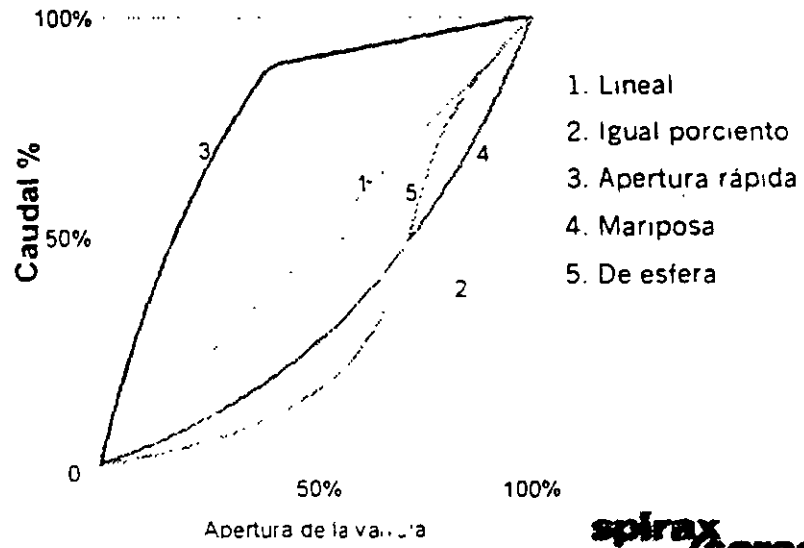
PROPORCIONAL	la válvula se mueve en proporción al error
INTEGRATIVO	la válvula responde en función de la Σ (desviaciones)
DERIVATIVO	

spirax sarco

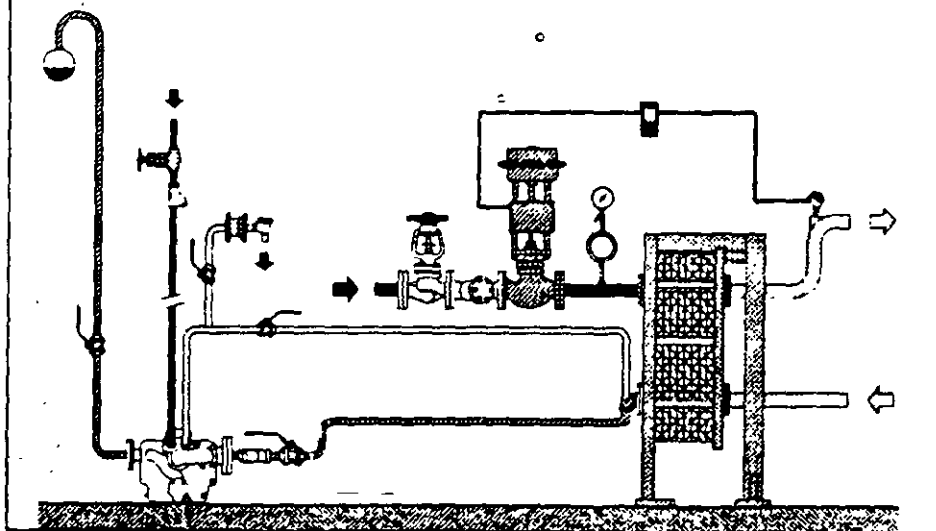




Curvas características de flujo



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.

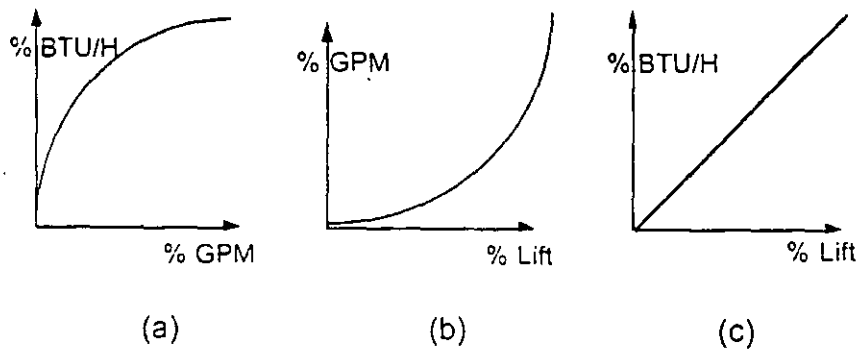


Figure 2-10 Relationships Between Coils and Control Valves

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.

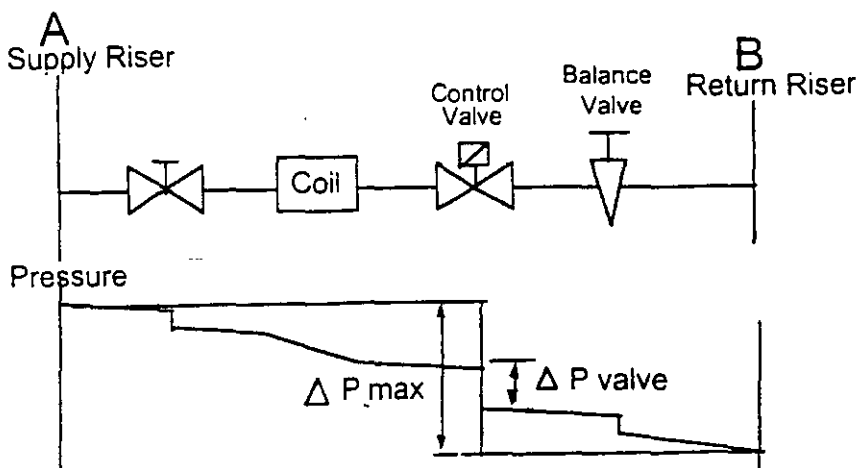


Figure 2-11 Differential Pressure Across Control Valve

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.

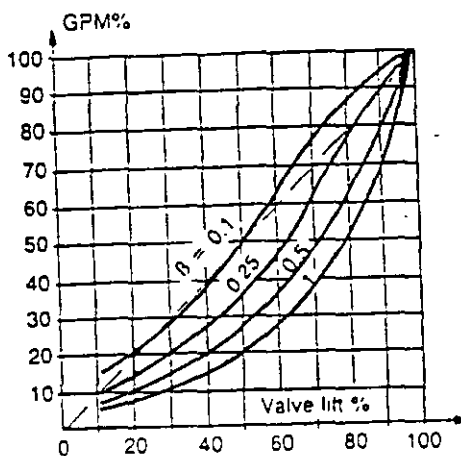


Figure 2-12 Valve Authority of an Equal Percentage Valve

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 Cv.

Valve Pressure Drop

The next step in calculating the valve Cv is to determine the pressure drop across the valve when the valve is in the full open position. A valve's Cv 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 Cv can be calculated.

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

Fluid Specific Gravity and Viscosity

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

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

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 $K_c = .35$.

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

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

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



**FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA**



División de Educación Continua, Facultad de Ingeniería, UNAM.

CURSOS ABIERTOS

AIRE ACONDICIONADO Y CALEFACCIÓN CA 384

TEMA

TORRES DE ENFRIAMIENTO

**INSTRUCTOR: ING. FRANCISCO LÓPEZ LÓPEZ
DEL 09 AL 13 DE ABRIL DE 2007
PALACIO DE MINERÍA**

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.

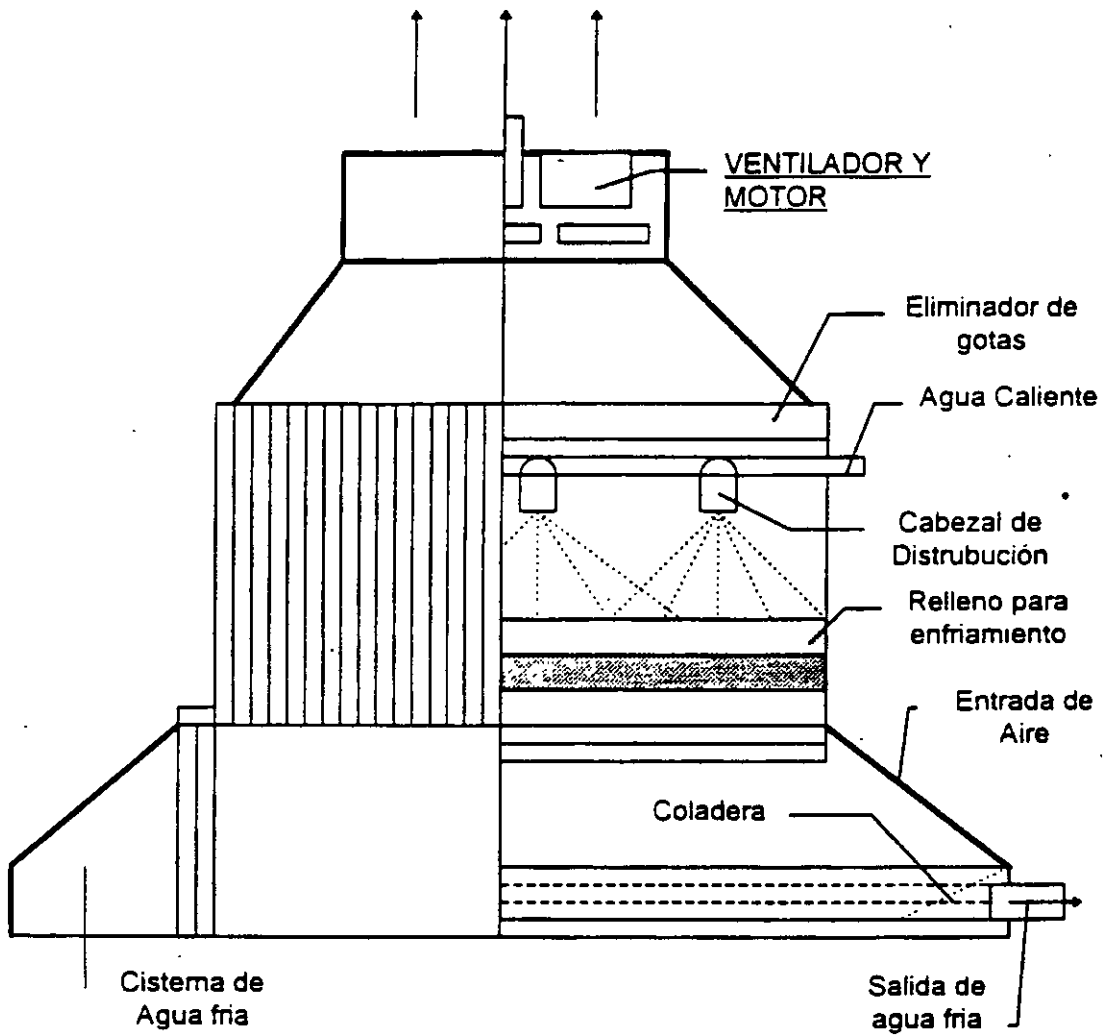
Los empaques se clasifican en dos tipos principales Película y Salpiqueo.

Empaque de Película.

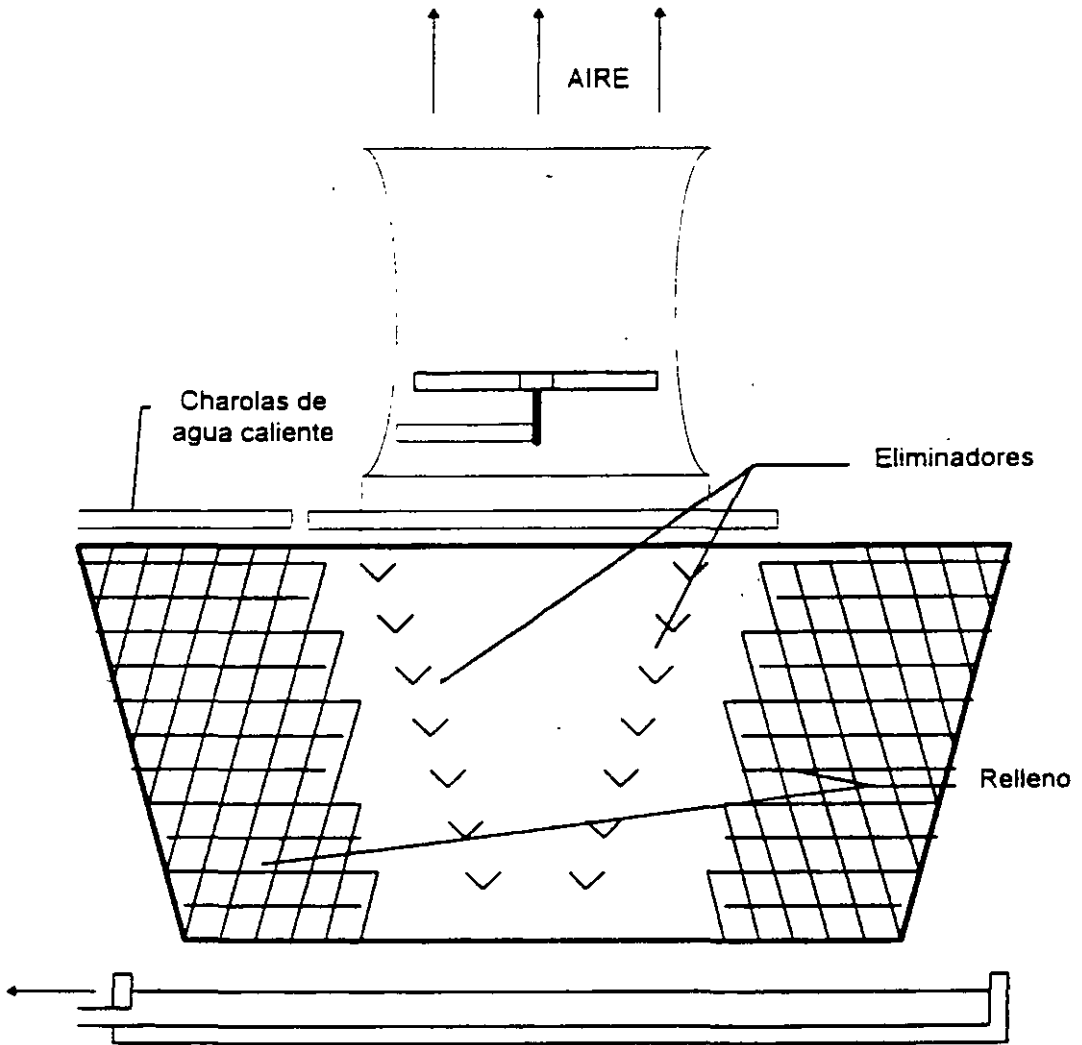
Se pretende formar una película de líquido de muy pequeño espesor sobre la superficie del empaque para que el aire, al tener contacto con ella, pueda efectuar la transferencia de masa y calor.

Empaque de Salpiqueo.

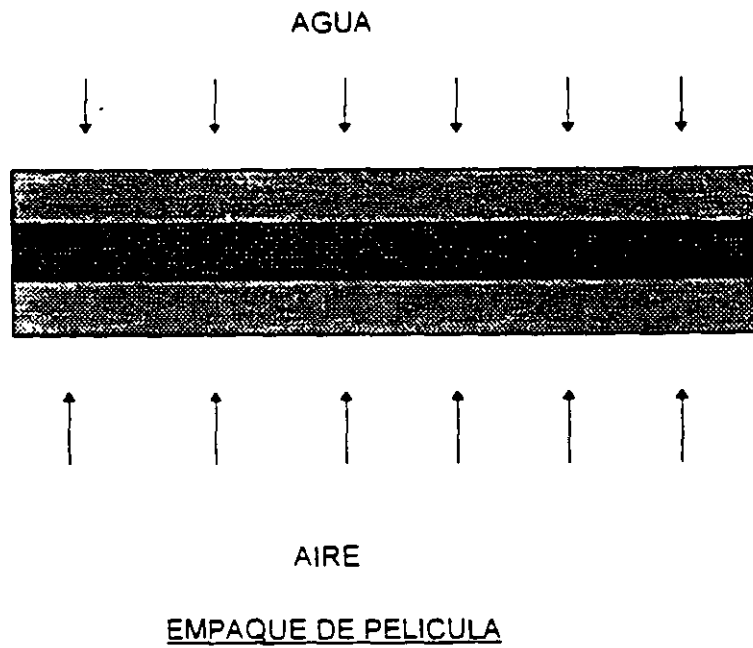
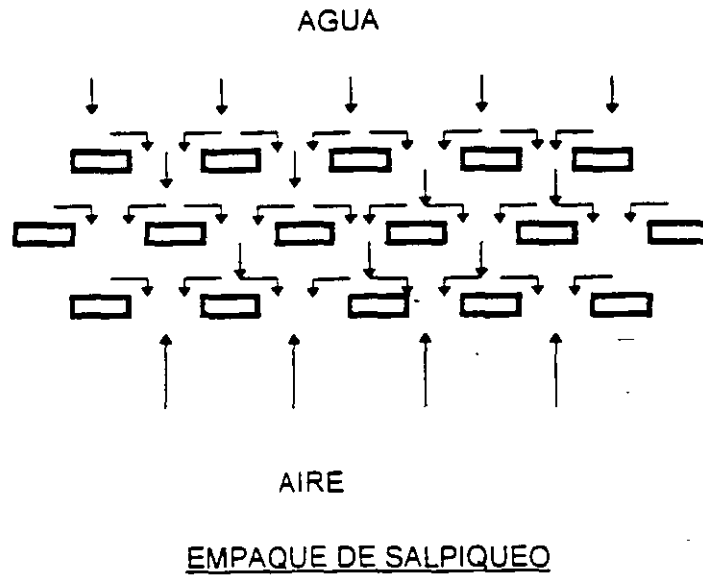
Se pretende formar una serie de pequeñas cascadas en el interior de la torre para que el aire circule a través de ellas, humidificándose y realizando la transferencia.



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



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





FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA



División de Educación Continua, Facultad de Ingeniería, UNAM.

CURSOS ABIERTOS

AIRE ACONDICIONADO Y CALEFACCIÓN CA 384

TEMA

MANTENIMIENTO

**INSTRUCTOR: ING. FRANCISCO LÓPEZ LÓPEZ
DEL 09 AL 13 DE ABRIL DE 2007
PALACIO DE MINERÍA**

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.



**FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA**



División de Educación Continua, Facultad de Ingeniería, UNAM.

CURSOS ABIERTOS

AIRE ACONDICIONADO Y CALEFACCIÓN CA 384

TEMA

ANEXO 1: COMPRESORES

**INSTRUCTOR: ING. FRANCISCO LÓPEZ LÓPEZ
DEL 09 AL 13 DE ABRIL DE 2007
PALACIO DE MINERÍA**

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.

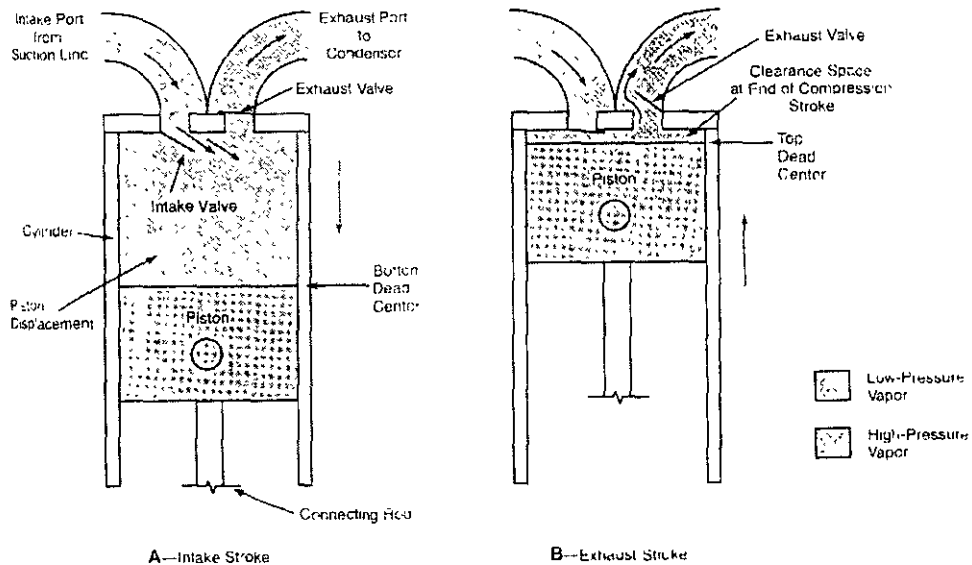
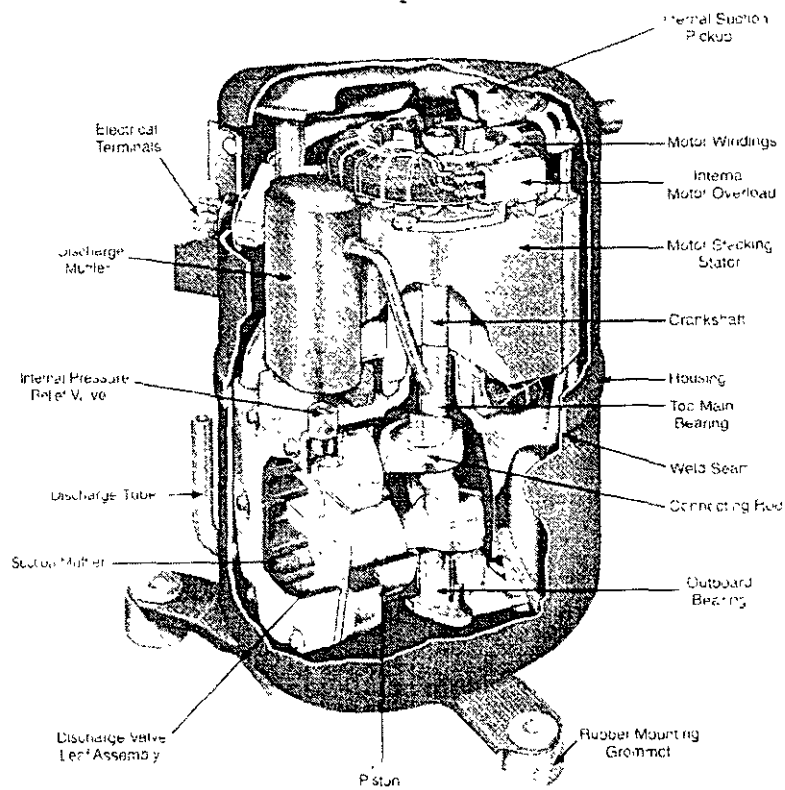


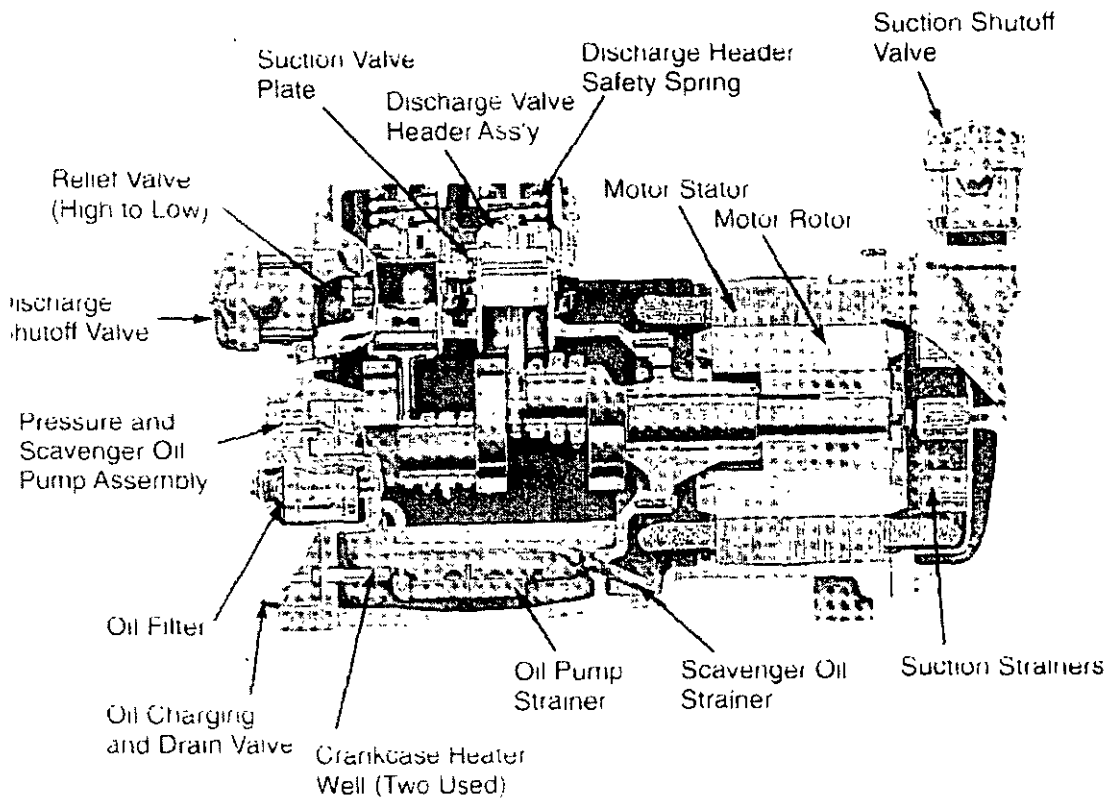
Figure 4-29. Basic construction of reciprocating compressor, A—Intake stroke, B—Exhaust stroke.

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 recíprocante semi-hermético comercial.

c) Compresores Abiertos.

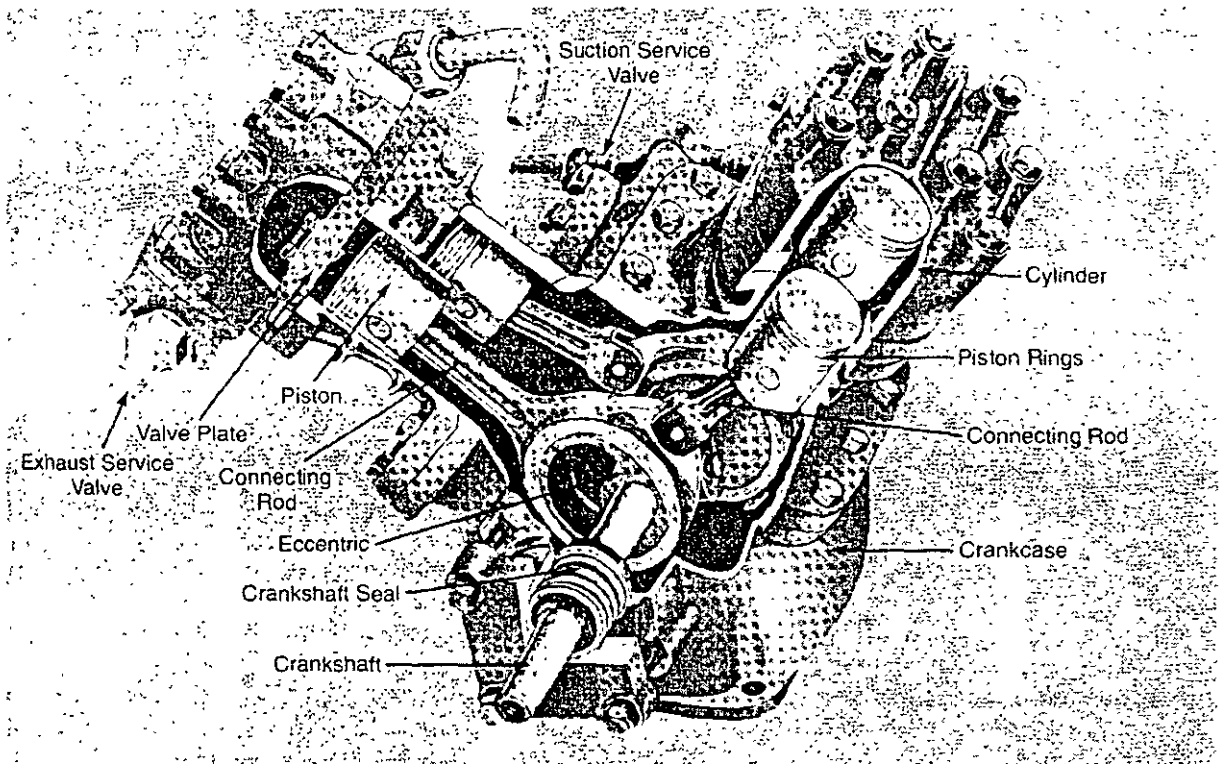


Figure 4-26. A four-cylinder, external-drive, V-type, air cooled compressor. (Frick Co.)

2.- COMPRESORES ROTATIVOS.

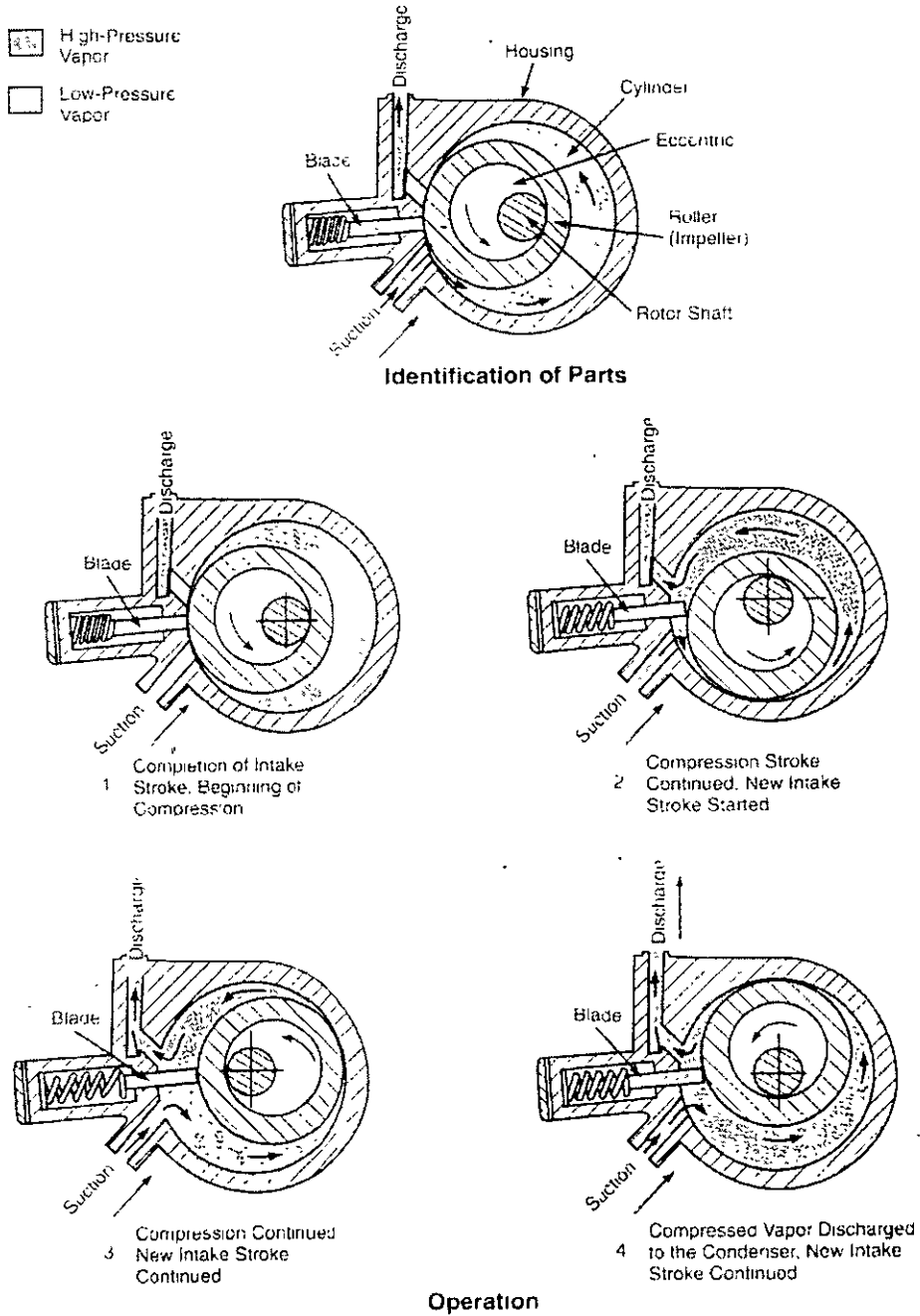


Figure 4-56. Rotary compressor. Stationary blade or divider block is in contact with an impeller.

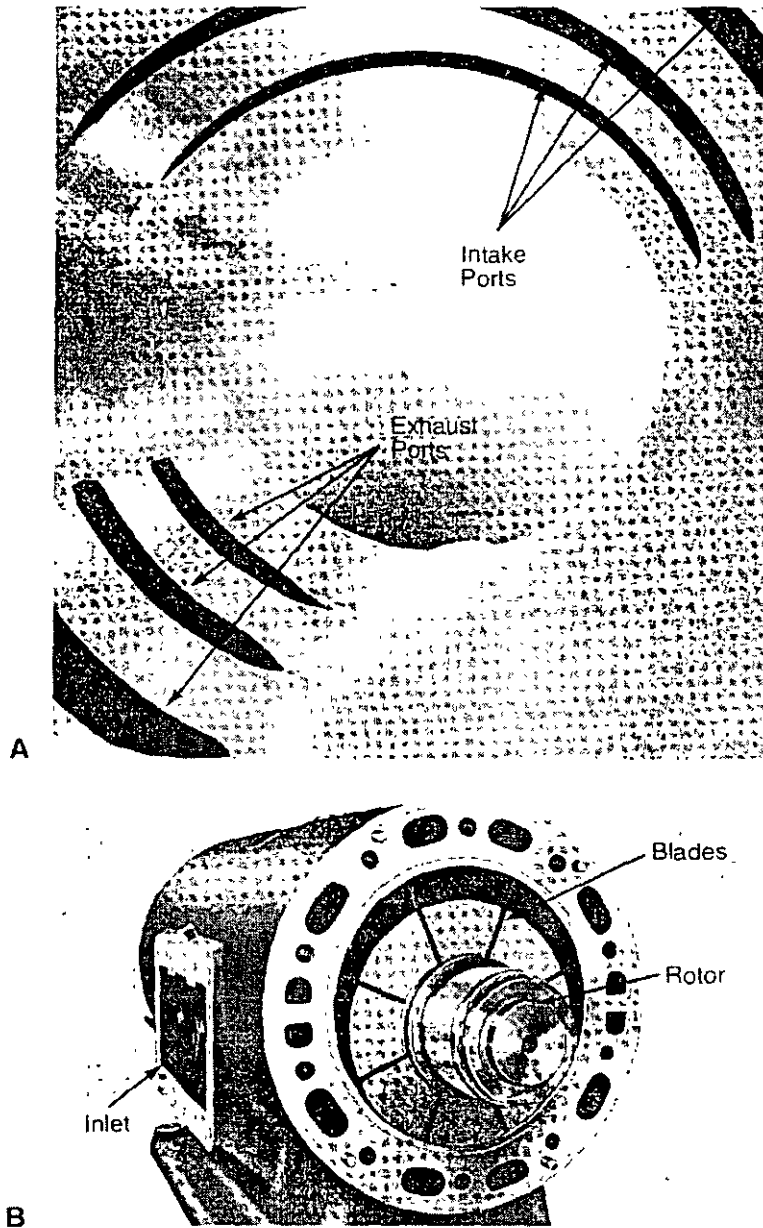


Figure 4-55. Detail of cylinder and rotor shown in **Figure 4-54**. A—The inside of the cylinder showing port openings. Note that the intake ports are longer than the exhaust ports. B—Relative position of rotor and blades inside cylinder.

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.

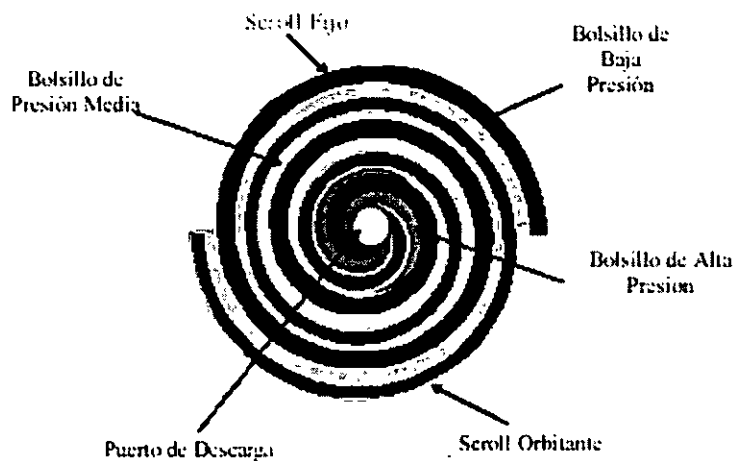
3. GEOMETRÍA DE LA ESPIRAL

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



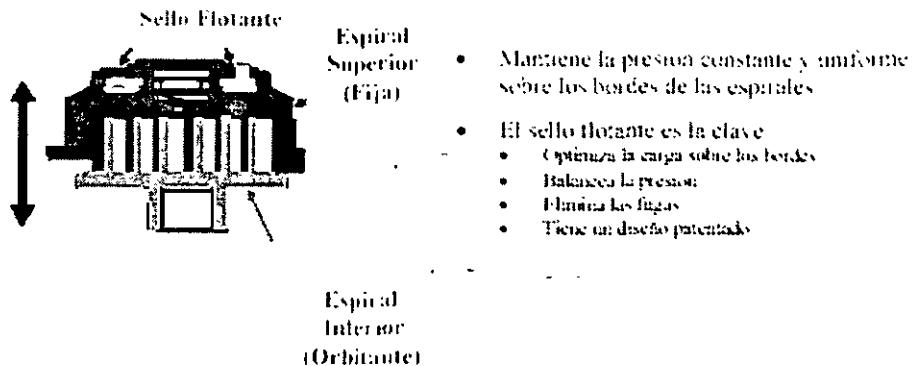
4. CONFORMIDAD AXIAL Y RADIAL DEL SCROLL

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.

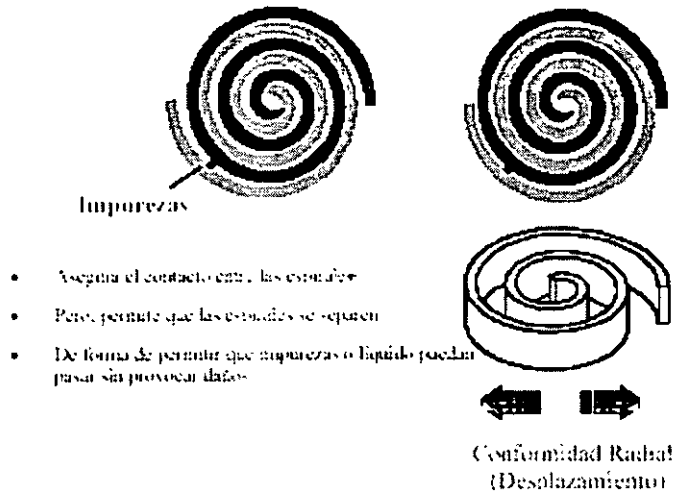
Otra aproximación es aplicar una carga, ya sea a la espiral fija o la orbitante, mediante presión de gas, para mantener sellada la punta y la base de contacto. Un método típico para lograr esto, es permitir un pequeño grado de movimiento axial al scroll fijo, entonces se instala un sello en una cavidad hecha 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:

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

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).

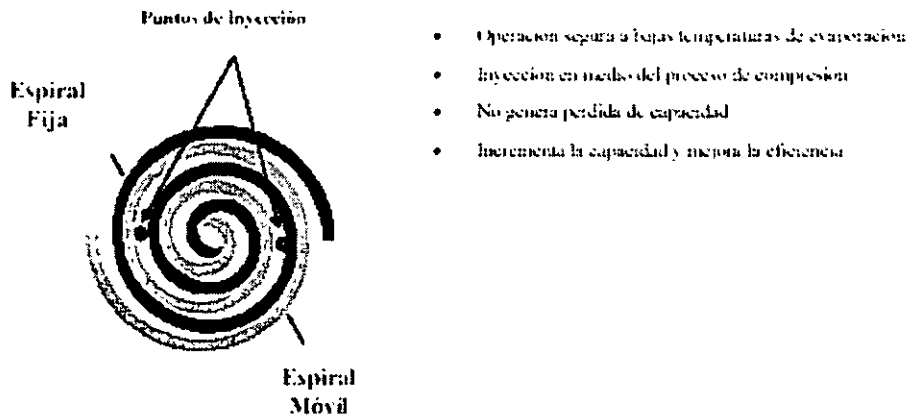
T_{con} = temperatura de saturación del refrigerante líquido a la presión de condensación (° C).

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

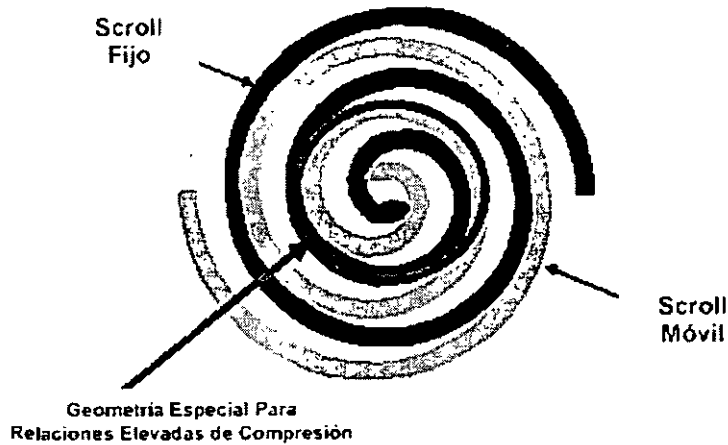
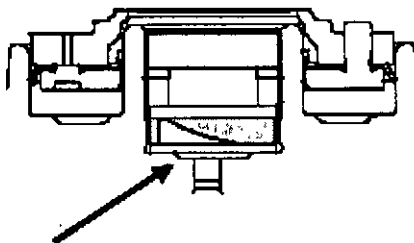


Figura 6. Válvula de Descarga Dinámica



- Mejora la eficiencia
- Menor diferencia de presión que la válvula recíproca
- 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 equalización 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.

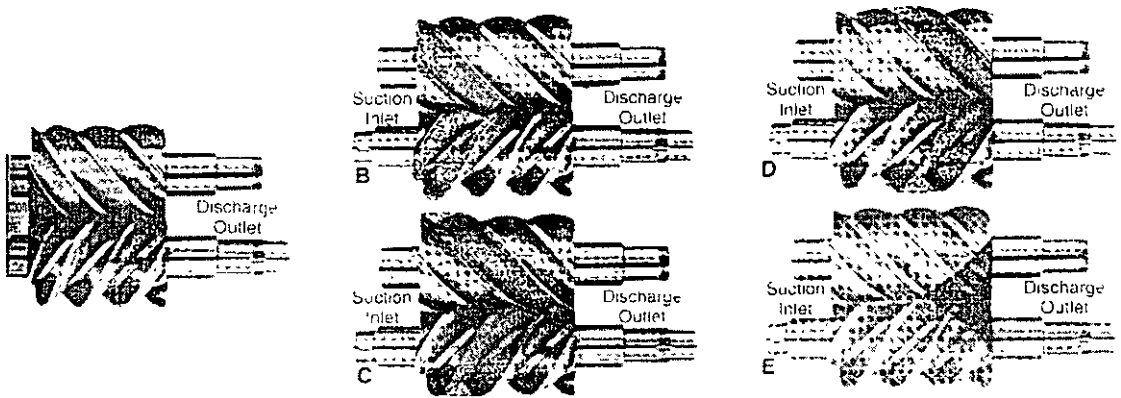


Fig. 4-64 Basic operation of screw compressor. Revolving rotor compresses vapor. A-- Compressor interlobe spaces being filled. B-- Beginning of compression. C-- Full compression of trapped vapor. D-- Beginning of discharge. E-- Compressed vapor fully discharged from interlobe spaces. (Dunham Bush, Inc.)

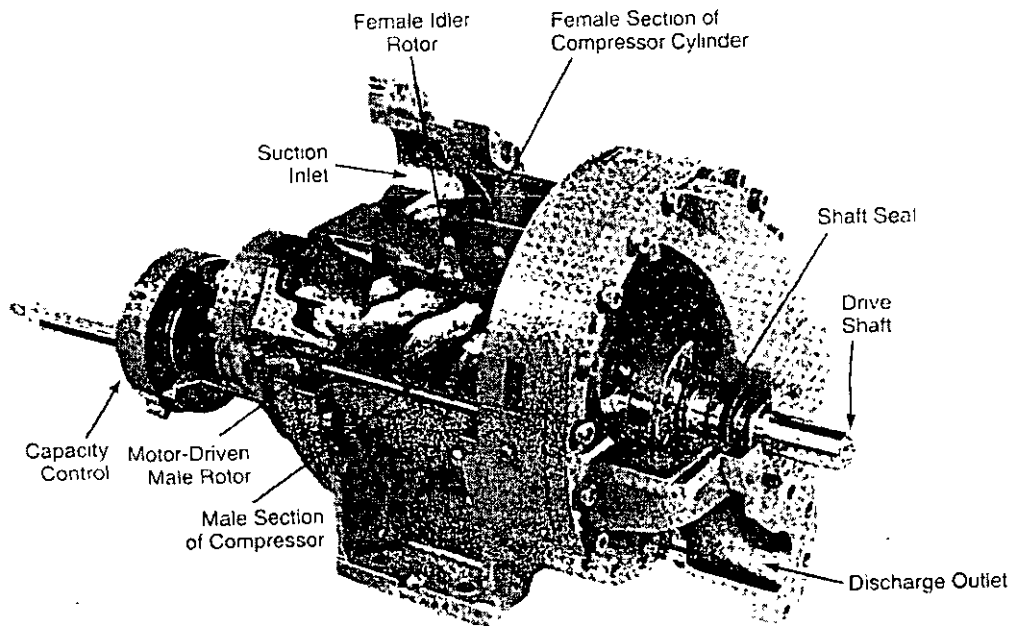


Figure 4-65. Screw compressor which uses a matched set of helical rotors. (Dunham-Bush, Inc)

5.- COMPRESORES CENTRÍFUGOS

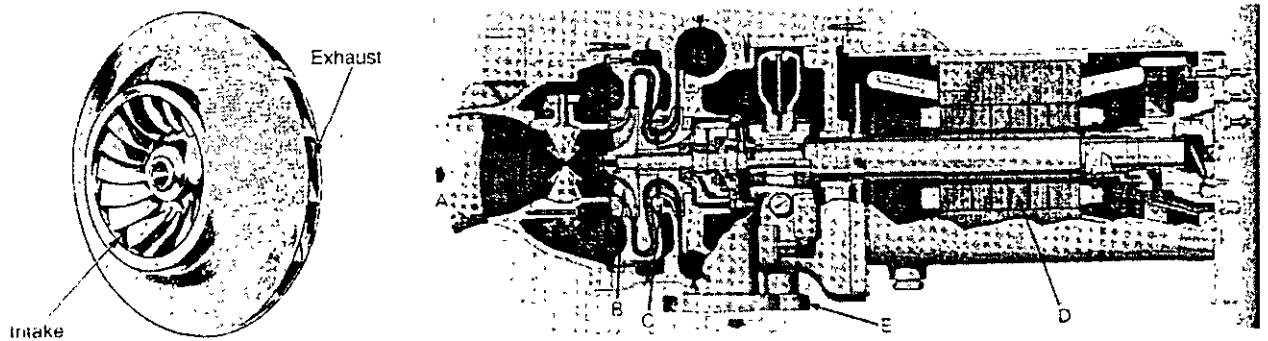
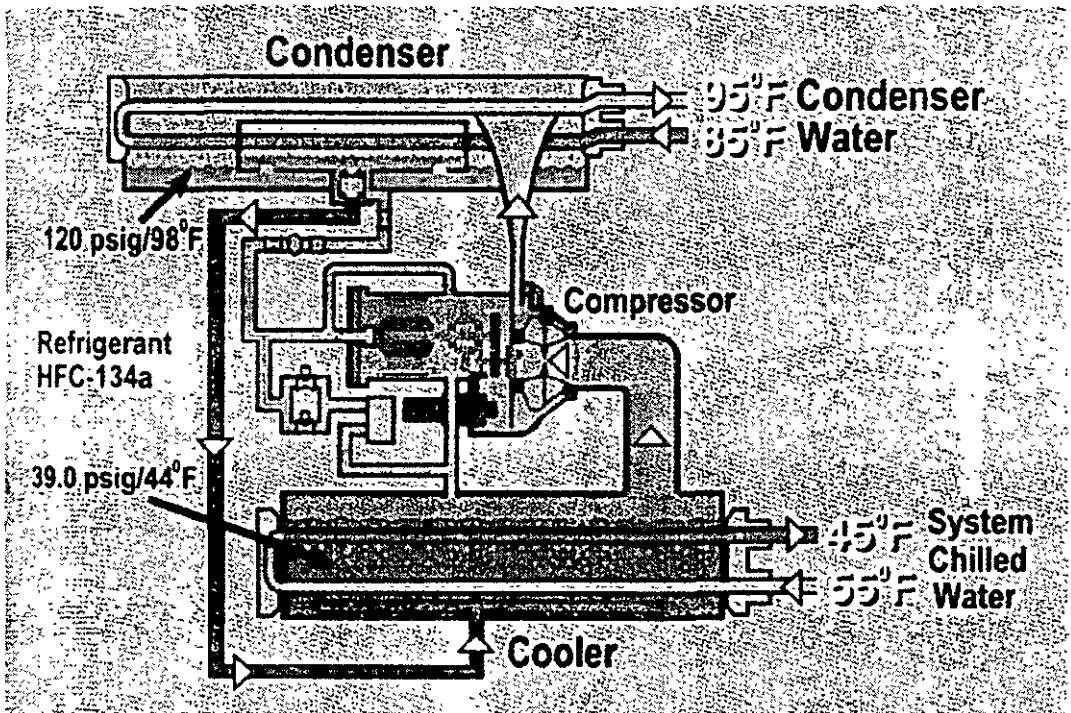
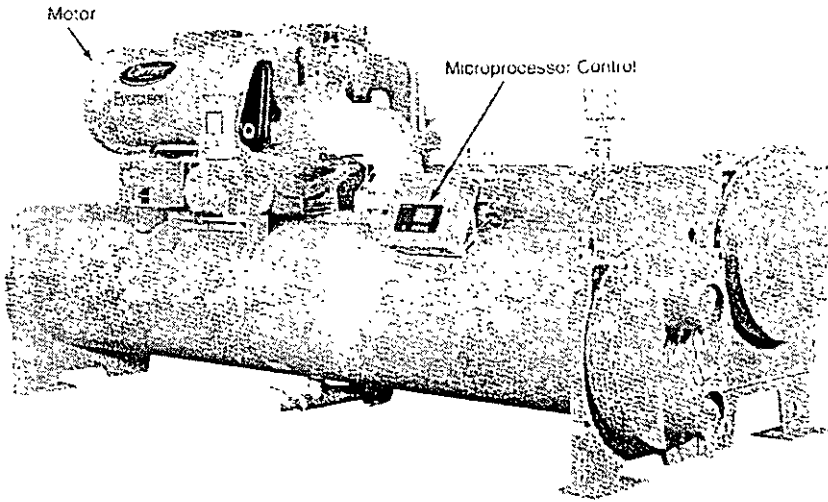
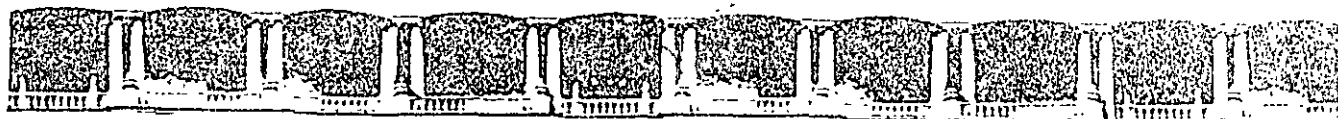


Figure 4-72. Hermetic centrifugal compressor. The impeller is shown at left above. Major components of the compressor are: A—Intake, B—First-stage impeller, C—Second-stage impeller, D—Hermetic motor, E—Exhaust. (Carrier Corporation, Subsidiary of United Technologies Corporation)



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)



FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA



División de Educación Continua, Facultad de Ingeniería, UNAM.

CURSOS ABIERTOS

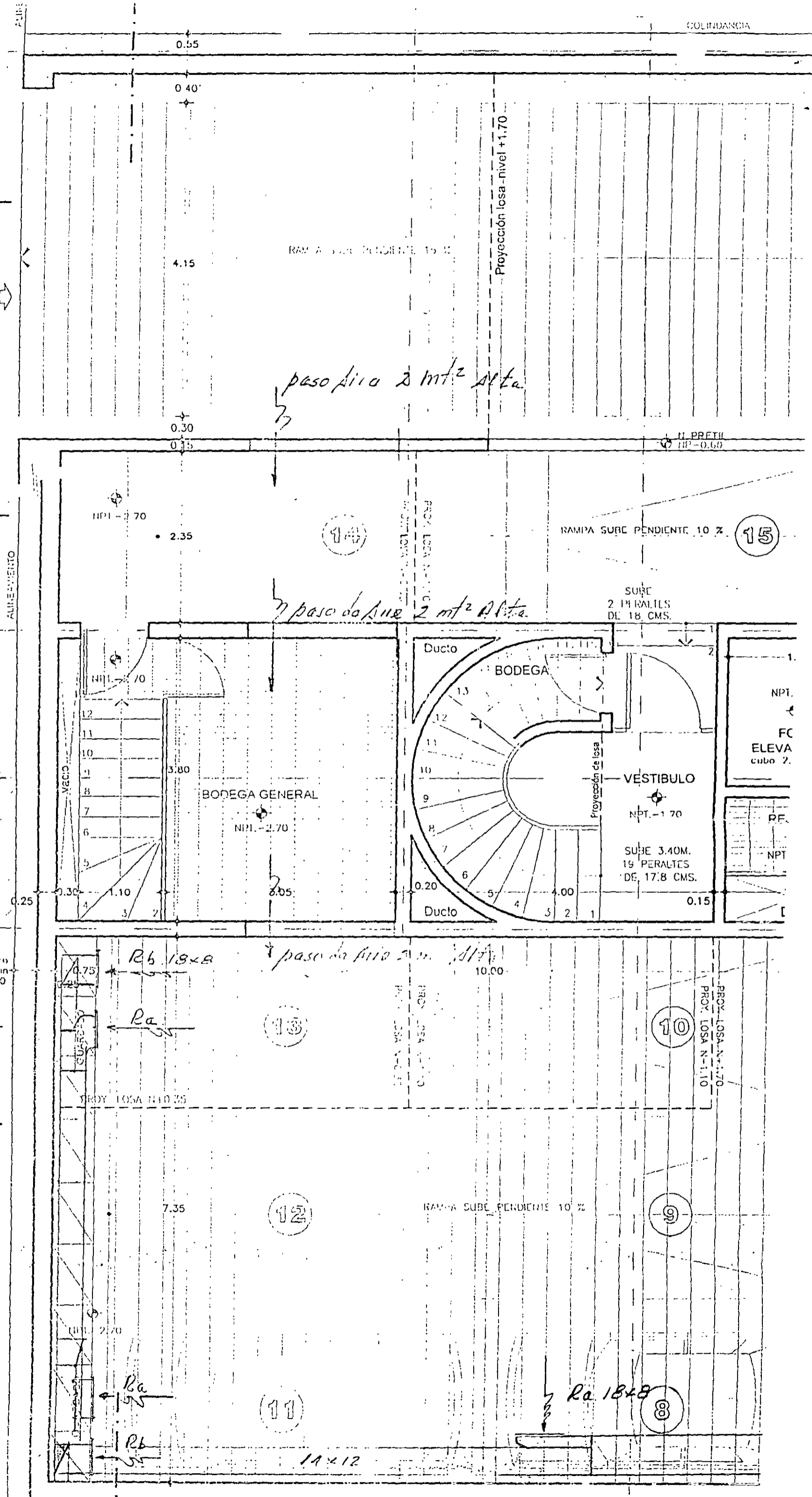
AIRE ACONDICIONADO Y CALEFACCIÓN CA 384

TEMA

ANEXO 2

**INSTRUCTOR: ING. FRANCISCO LÓPEZ LÓPEZ
DEL 09 AL 13 DE ABRIL DE 2007
PALACIO DE MINERÍA**

ACCESO VEHICULAR
NIV 10.00



0.30 MUR BERLIN

0.25

0.55

4.85

2.50

2.00

1.05

0.60

0.15

7.35

1.2 x 12

0.55

ESTACIONAMIENTO 2

NPI -1.70

CAPACIDAD

18

AUTOS

(18)

1

2

3

4

(17)

5

6

(16)

VENTILACION ESTACIONAMIENTO

COLUMNANCA

EJ

4.20

18.90

5.70

PUERTA DE VENTILACION Y
RECIPIENTE DE CTO. DE MAQUINAS

R6 18x18

Ra

4.80

0.25

0.55
MUR
BERL
0.30

COLUMNANCA

26 x 12

CAMARA 18x18

(11) EXTRACTOR TAT

36 x 12

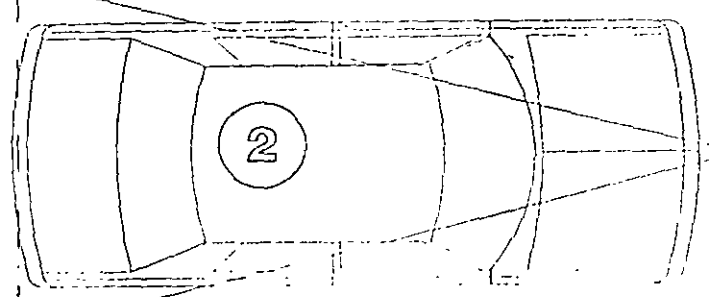
0.50

VENTILACION ESTACIONAMIENTO

1

Corte 1-1
plano A-12

7.50



8.33

5.70

5.00

0.25

JUNTA CONSTRUCTIVA 0.10

3

Corte 5-5
plano A-15

ESTACIONAMIENTO 1

NPT. +1.70

0.60

0.35

PROTECCION DE DUCTO VENTILACION ESTACIONAMIENTO

COLINDANCIA

Corte 3-3
plano A-14

CAPACIDAD

9

AUTOS

2.50

4

EJE DE TORRE

2.85

suba ducto 26x12

5.70

5.00

JUNTA CONSTRUCTIVA 0.10

5

Corte 2-2
plano A-13

7.50

6

8.3

1.70

7

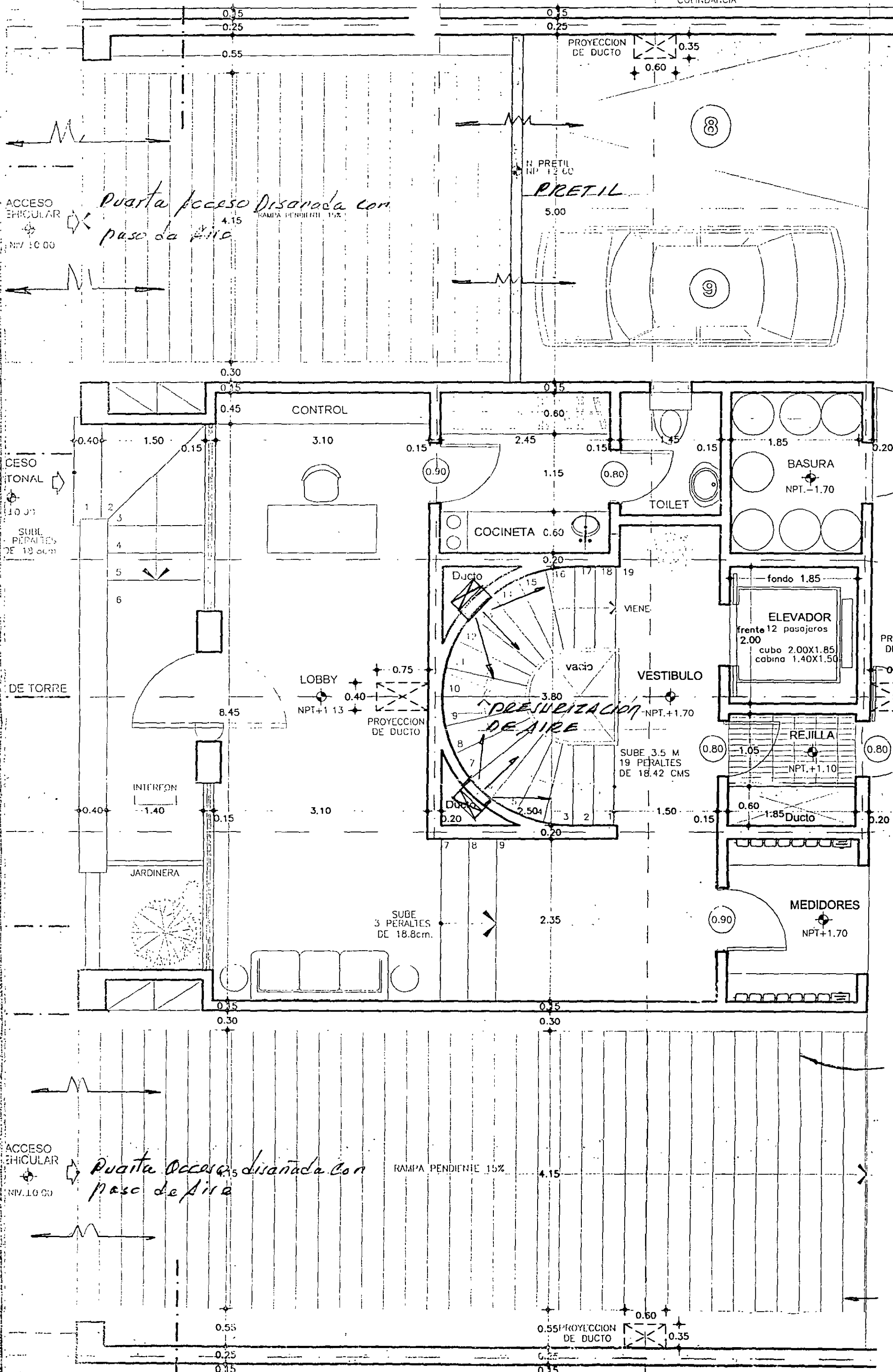
VENTILACION ESTACIONAMIENTO

0.50

25

C

STRUCTIP



Puerta acceso diseñada con paso de aire
RANPA PENDIENTE 15%
4.15

N. PRETIL
NPT. -1.20
PRETIL
5.00

PRESURIZACION DE AIRE
vacío

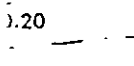
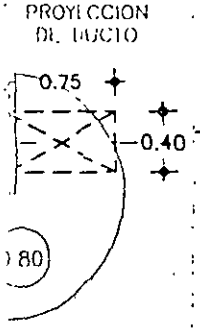
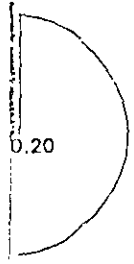
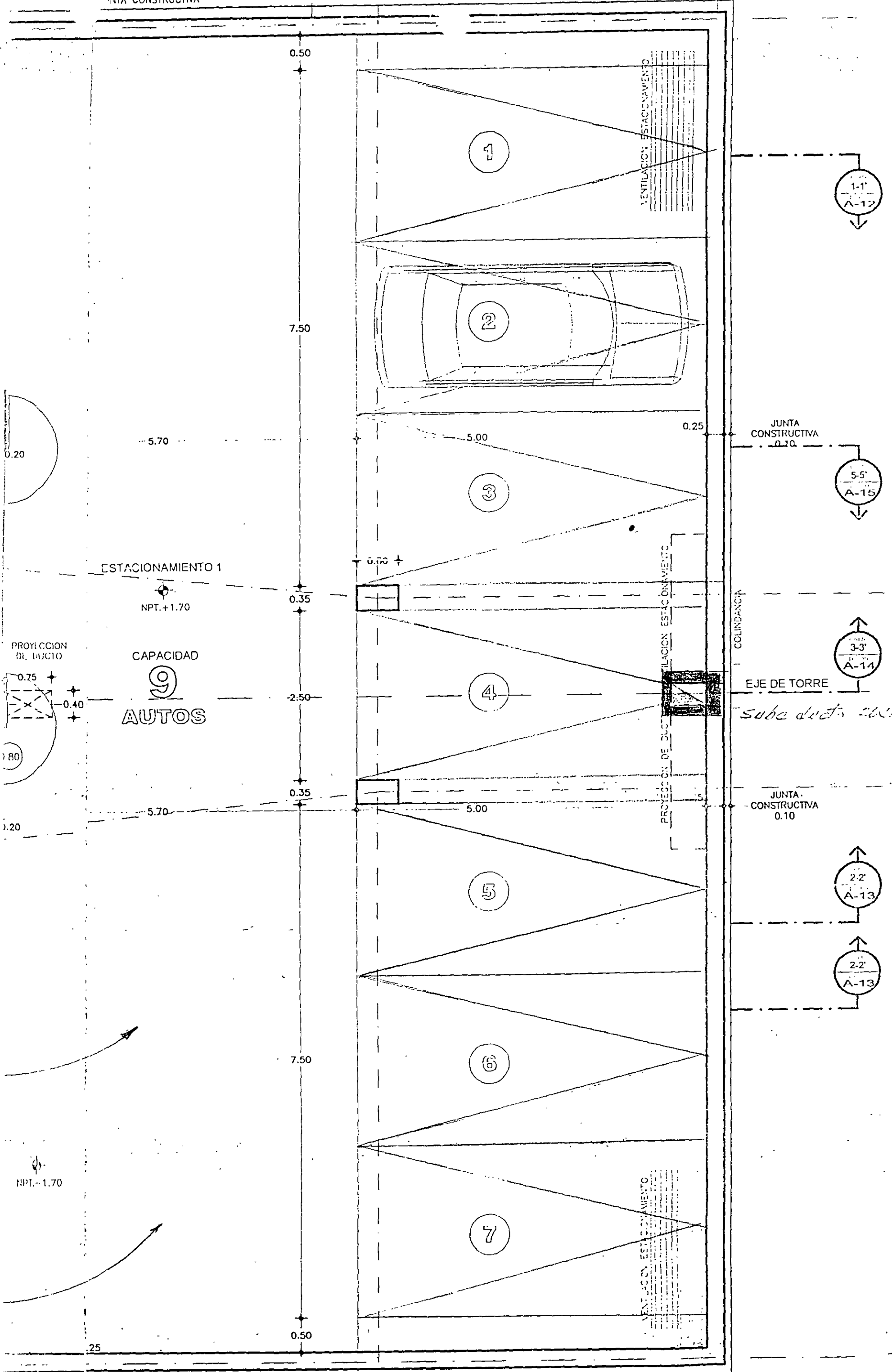
ELEVADOR
frente 12 pasajeros
2.00
cubo 2.00X1.85
cabina 1.40X1.50

LOBBY
NPT.+1.13

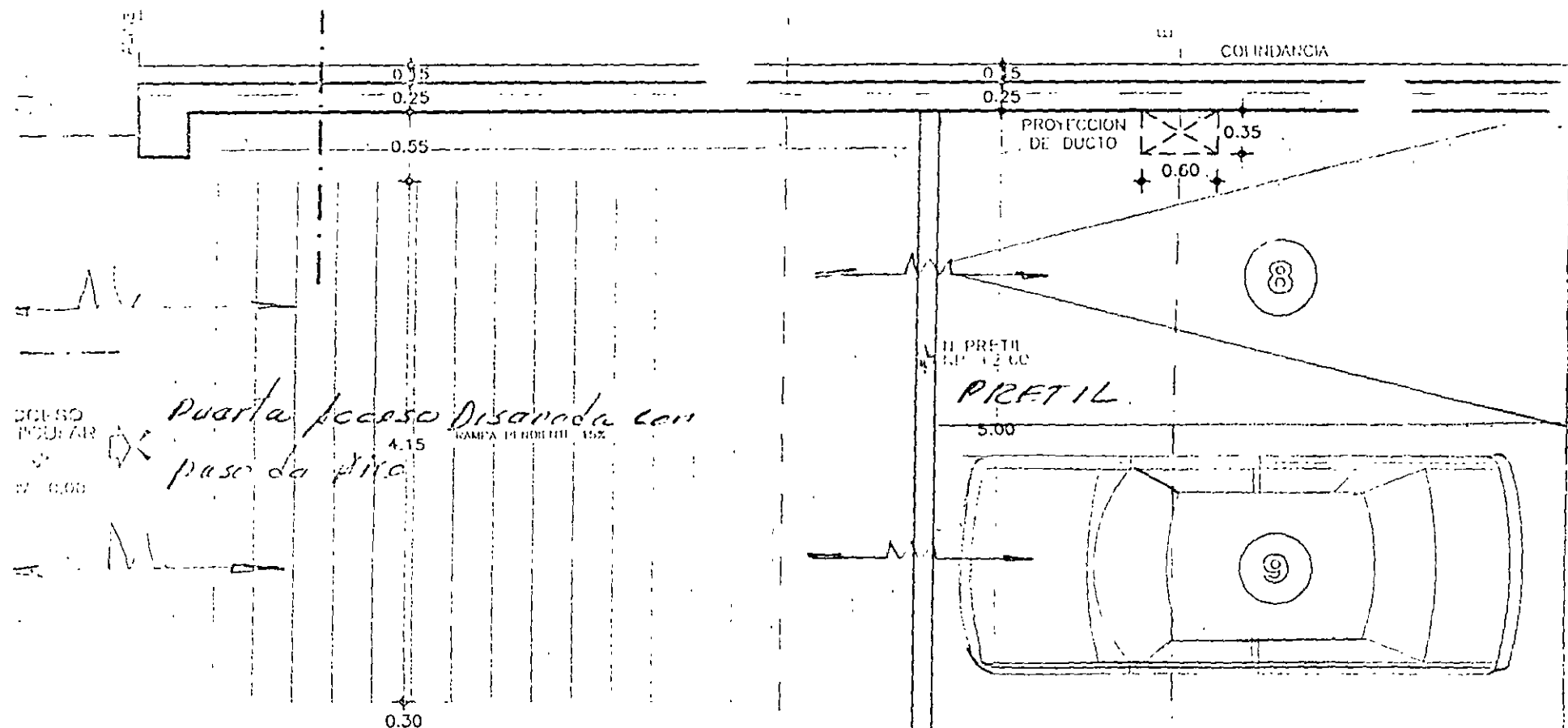
VESTIBULO
NPT.+1.70

MEDIDORES
NPT.+1.70

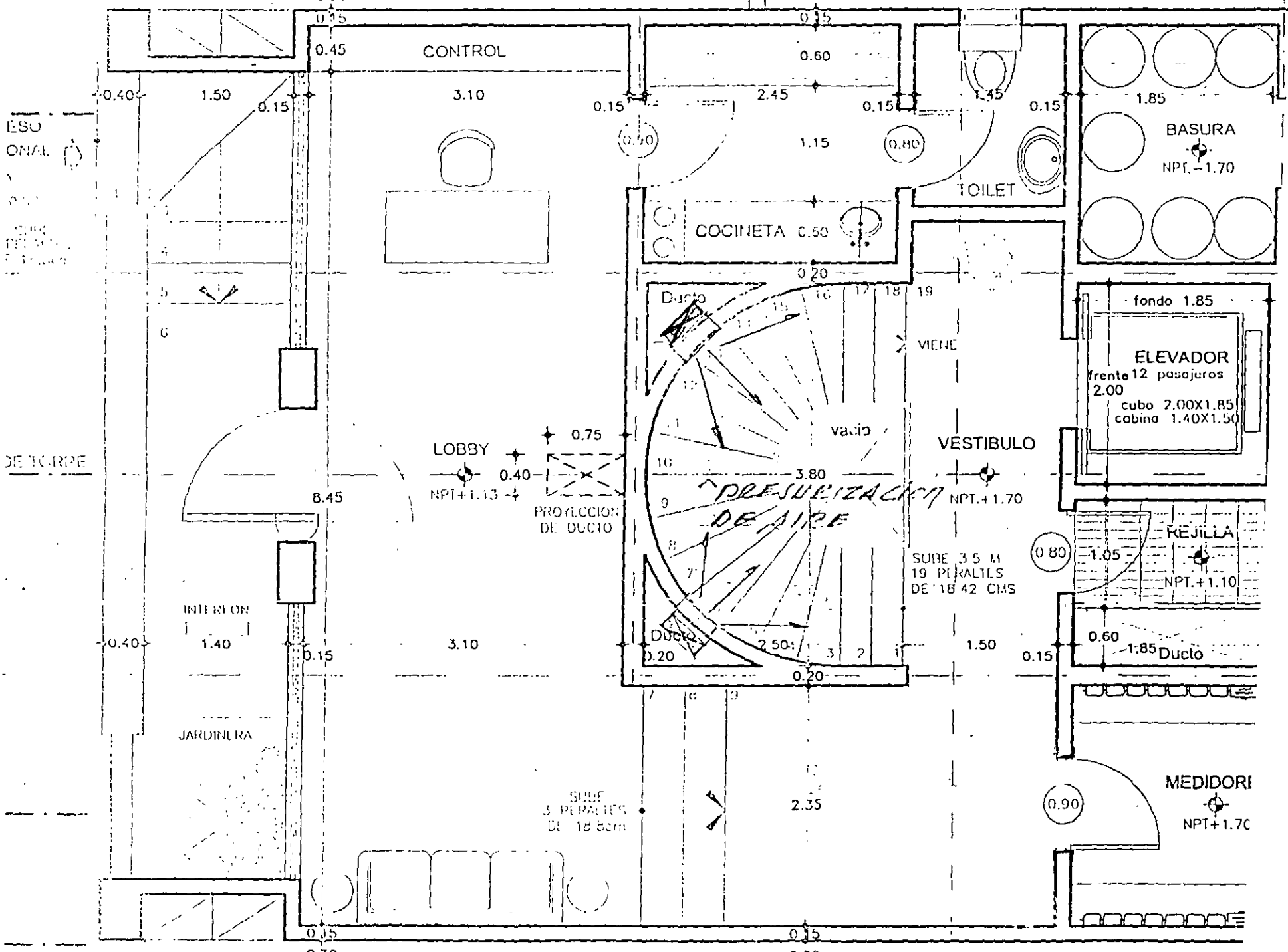
Puerta acceso diseñada con paso de aire
RANPA PENDIENTE 15%
4.15



NPT. -1.70

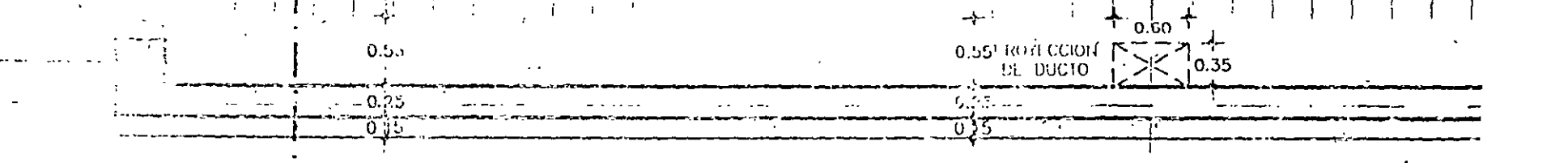


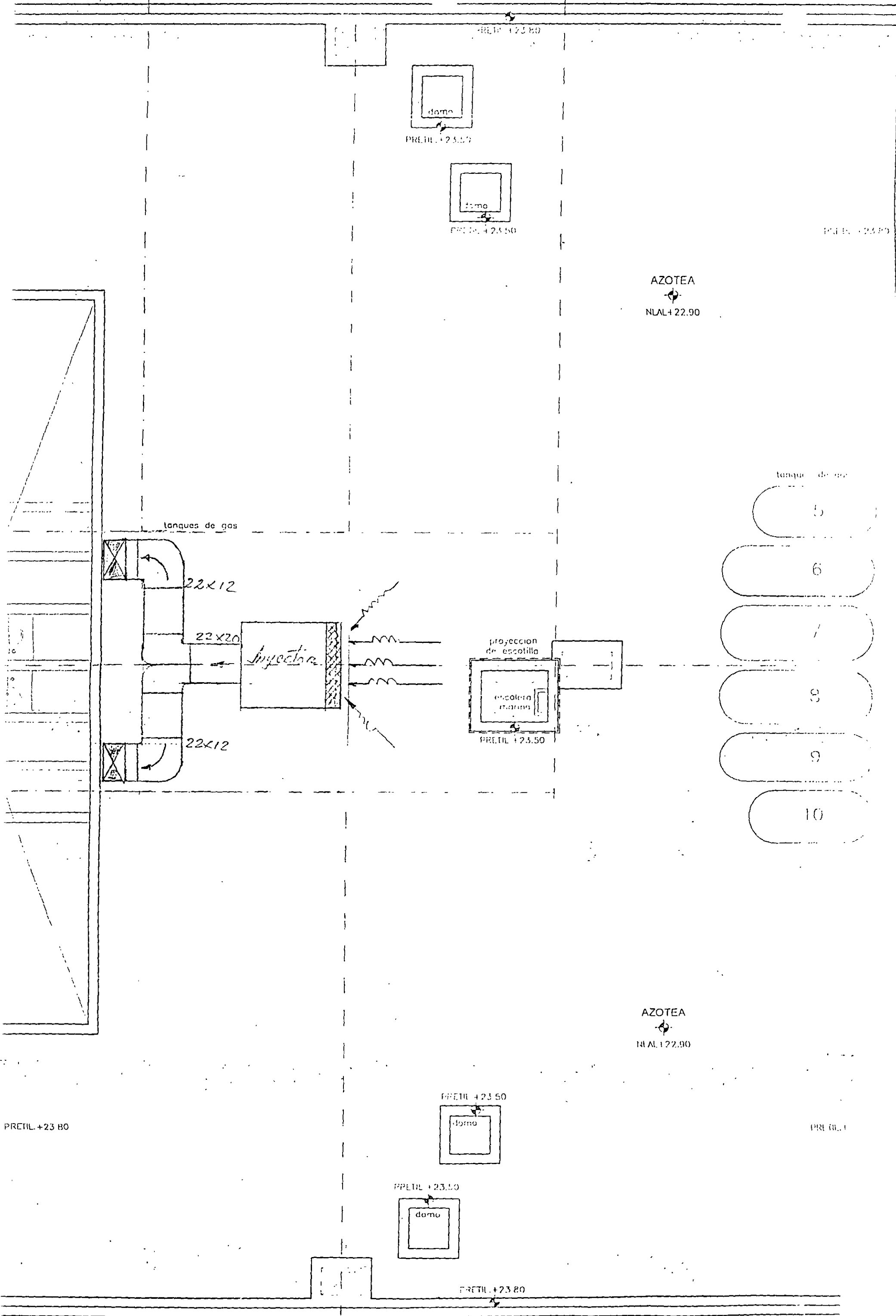
COFISO INCLINAR
 Puerta Accessoria diseñada con
 paso de 4.15
 RAMPA PENDIENTE 15%



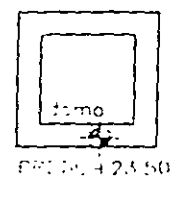
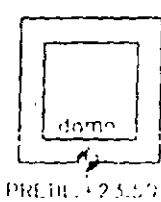
ESQUEMA DE TORPE
 LOBBY
 NPT+1.13
 PROYECCION DE DUCTO

COFISO INCLINAR
 Puerta Accessoria diseñada con
 paso de 4.15
 RAMPA PENDIENTE 15%





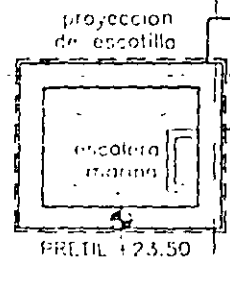
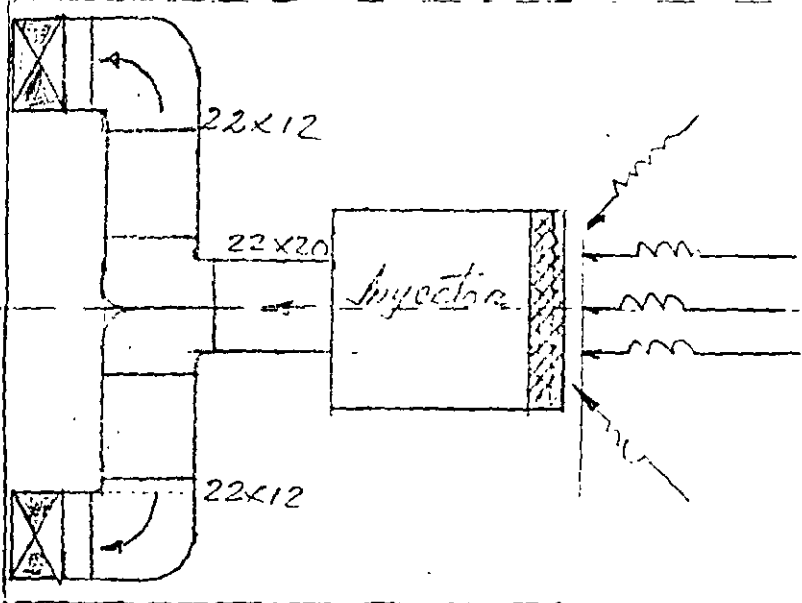
PREIL +23.80



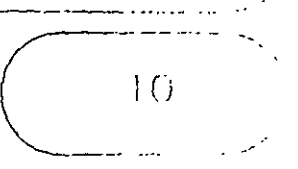
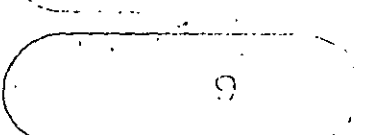
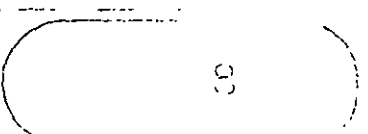
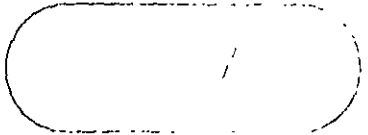
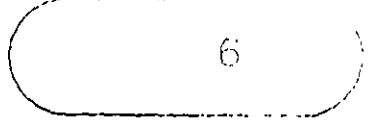
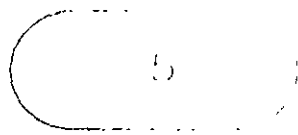
PREIL +23.80

AZOTEA
NLAL +22.90

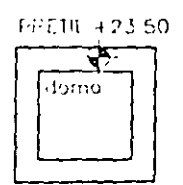
tanques de gas



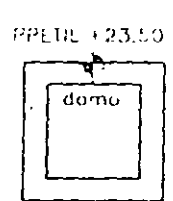
tanque de gas



PREIL +23.80

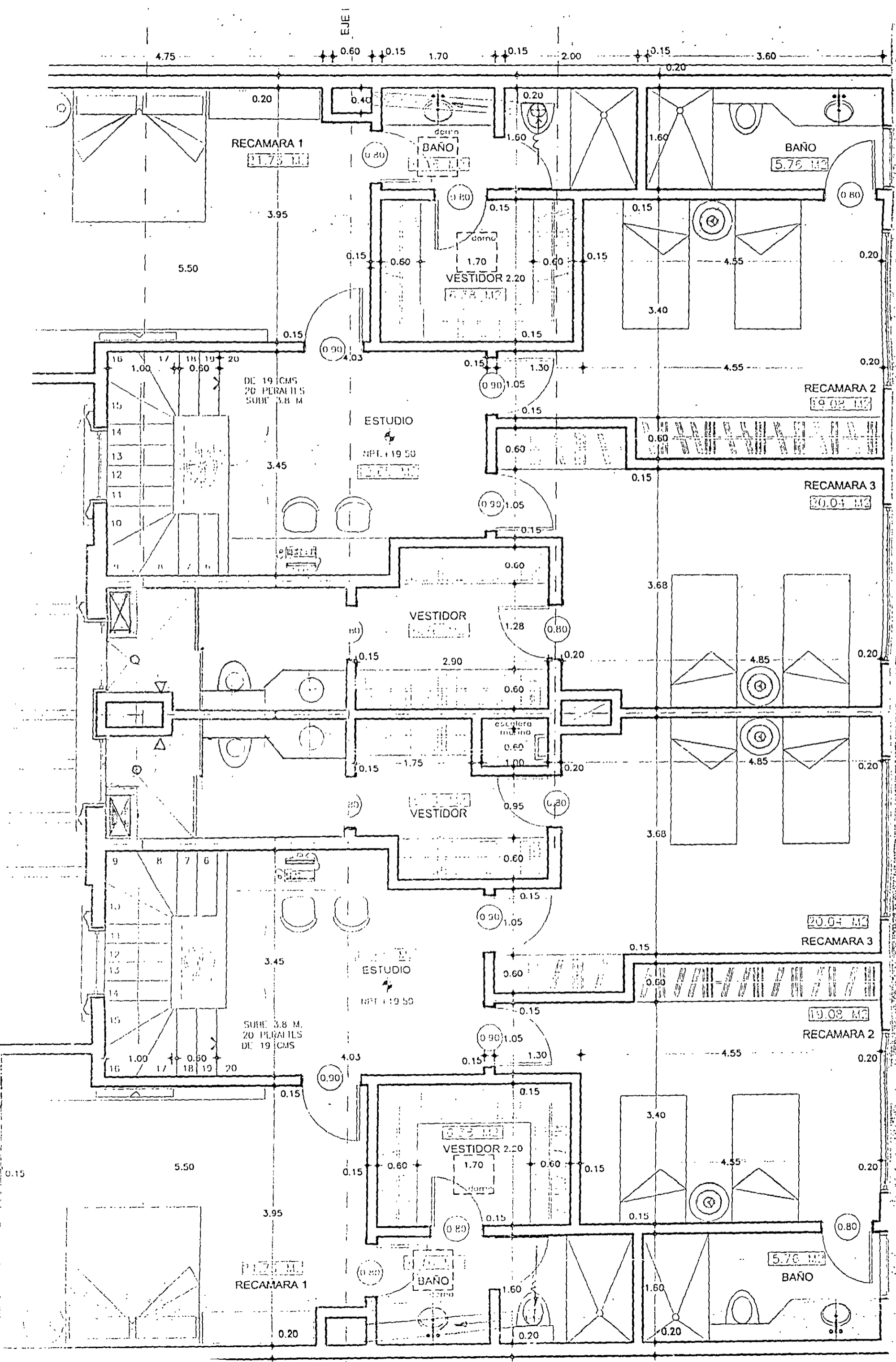


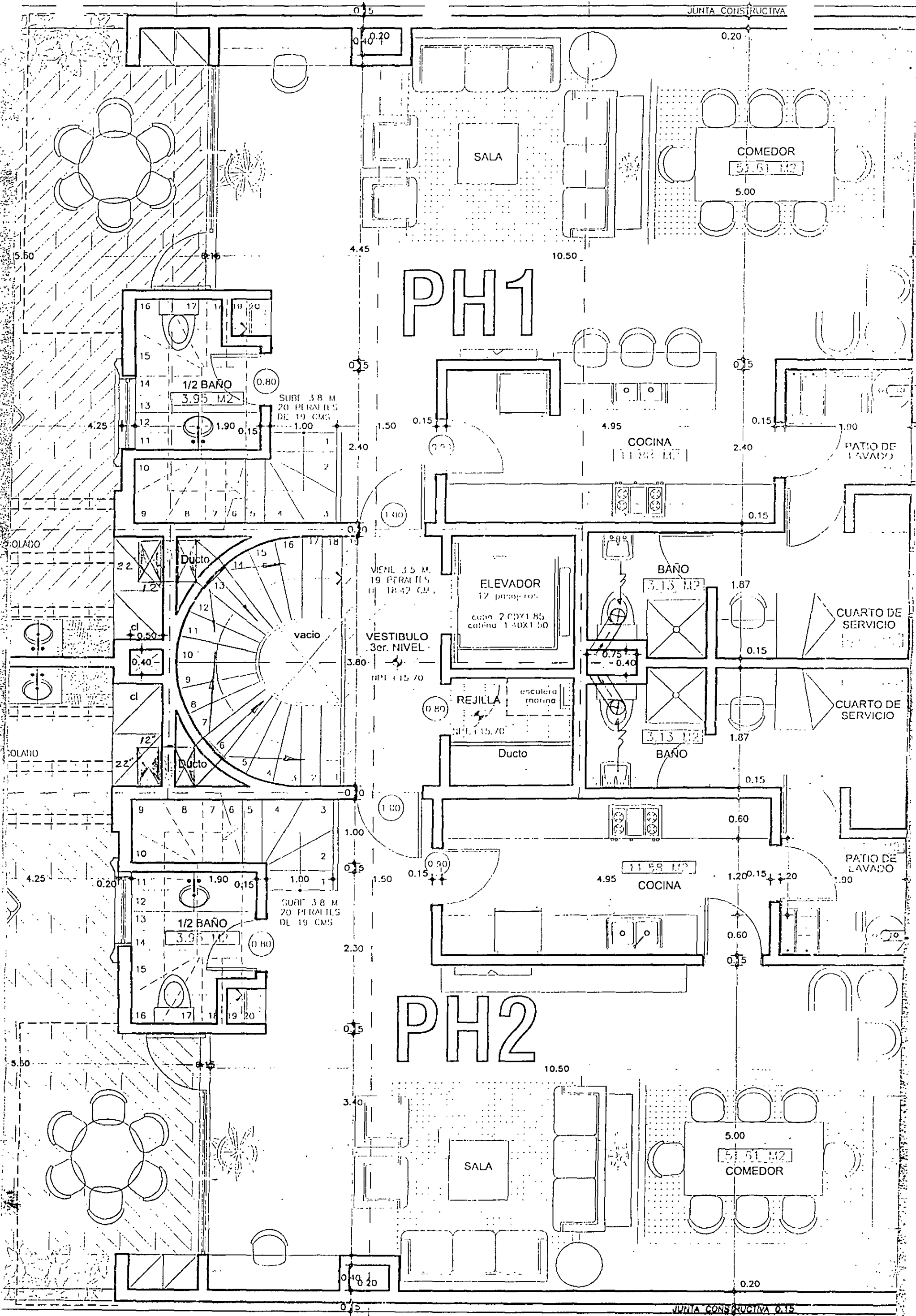
PREIL +23.80

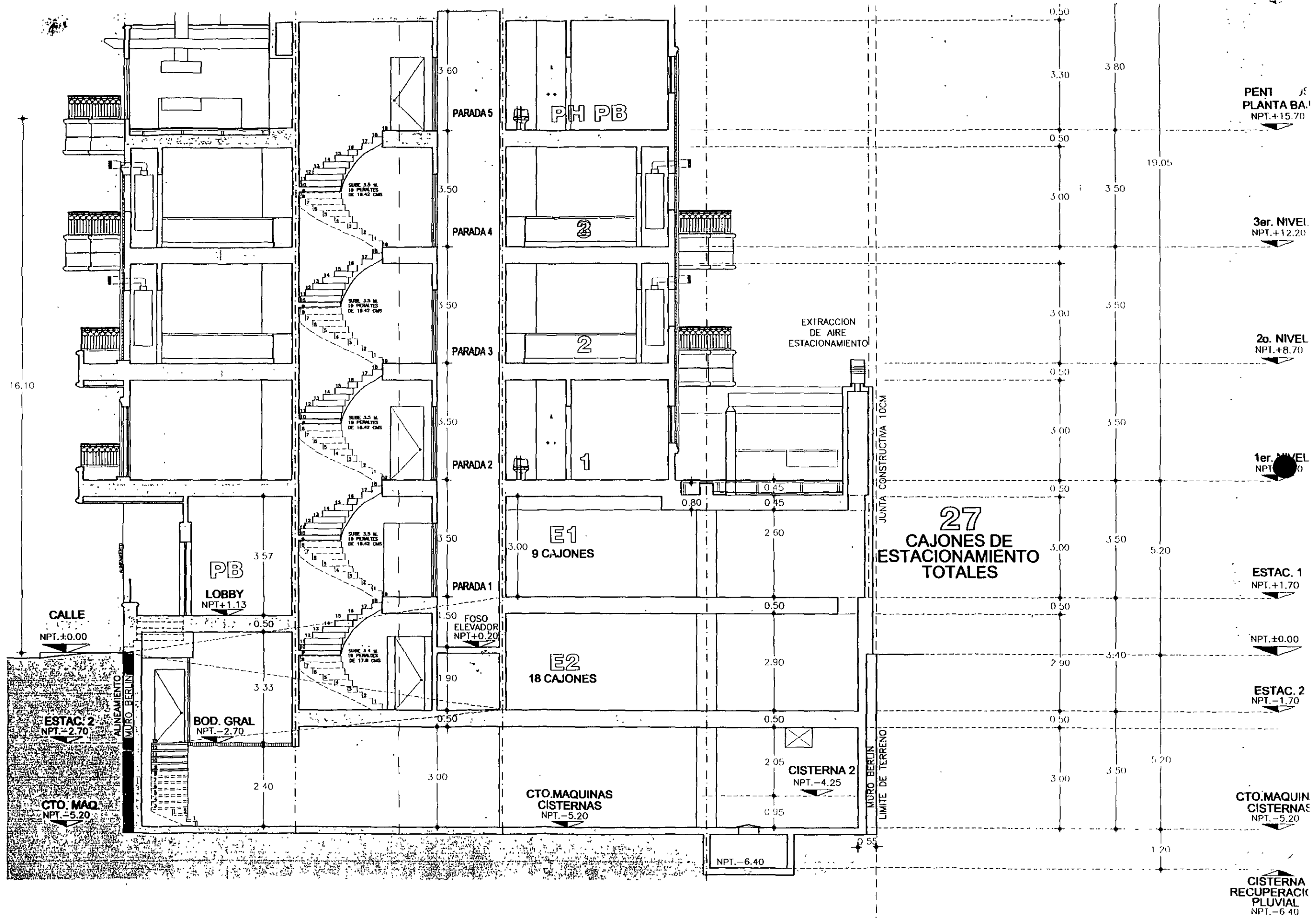


PREIL +23.80

EJE I

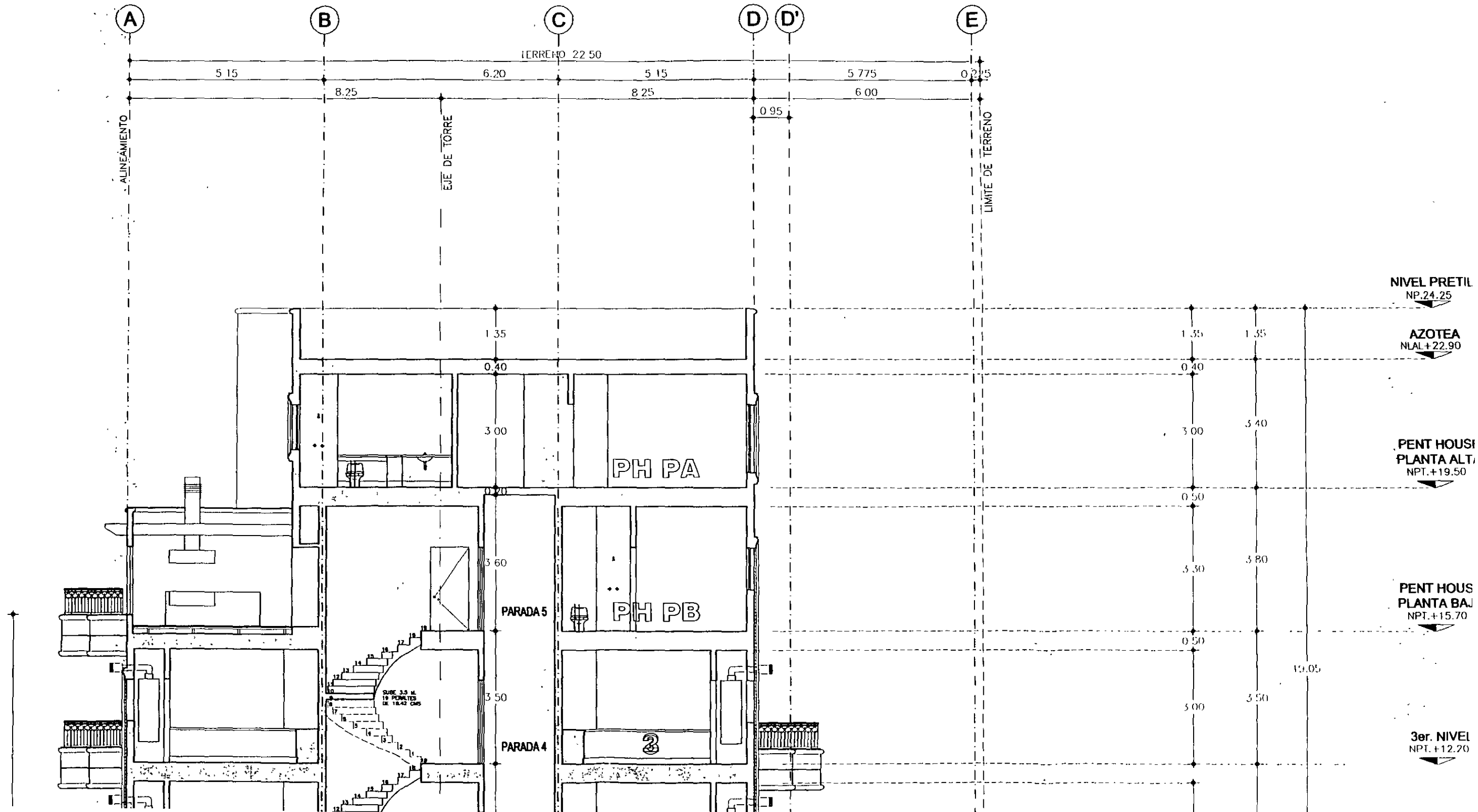






CORTE 3-3'

27 CAJONES DE ESTACIONAMIENTO TOTALES



MANDUJANO Y MENDOZA, S.A. DE C.V.

TABLA AUXILIAR REFERENTE A LOS PESOS EN LIBRAS POR PIES EN FUNCION DE CALIBRE Y SEMIPERIMETRO

SEMI PERIMETRO (PULGADAS)	PESO POR CADA PIE DE LONGITUD (LIBRAS)					PIES CUADRADOS DE AISLAMIENTO POR PIE DE DUCTO LINEAL	
	26 CALIBRE DE LAMINA	24 CALIBRE DE LAMINA	22 CALIBRE DE LAMINA	22 CALIBRE DE LAMINA	20 CALIBRE DE LAMINA	1 PULGADA ESPESOR	2 PULGADAS ESPESOR
8	2.40	3.0	3.75			1.64	
9	2.56	3.2	4.00			1.81	
10	2.72	3.4	4.25			1.98	
11	2.88	3.6	4.50			2.15	
12	3.04	3.8	4.75			2.32	
13	3.20	4.0	5.00			2.49	
14	3.36	4.2	5.25			2.46	
15	3.52	4.4	5.50			2.83	3.17
16	3.68	4.6	5.75			3.00	3.34
17	3.84	4.8	6.00			3.17	3.50
18	4.00	5.0	6.25			3.34	3.66
19	4.16	5.2	6.50			3.50	3.83
20	4.32	5.4	6.75			3.66	4.00
21	4.48	5.6	7.00			3.83	4.17
22	4.64	5.8	7.25			4.00	4.34
23	4.80	6.0	7.50			4.17	4.50
24	4.96	6.2	7.75			4.34	4.66
25	5.12	6.4	8.00			4.50	4.83
26	5.28	6.6	8.25			4.66	5.00
27	5.44	6.8	8.50			4.83	5.17
28	5.60	7.0	8.75			5.00	5.34
29	5.76	7.2	9.00			5.17	5.50
30	6.00	7.5	9.33			5.34	5.66
31	6.16	7.7	9.63			5.50	5.83
32	6.32	7.9	9.88			5.66	6.00
33	6.48	8.1	10.18			5.83	6.17
34	6.64	8.3	10.38			6.00	6.34
35	6.80	8.5	10.63			6.17	6.50
36	6.96	8.7	10.38			6.34	6.66
37	7.12	8.9	11.13			6.50	6.83
38	7.28	9.1	11.38			6.66	7.00
39	7.44	9.3	11.68			6.83	7.14
40	7.60	9.5	11.98			7.00	7.34
41	7.76	9.7	12.13			7.17	7.50
42	7.92	9.9	12.38			7.34	7.60

MANDUJANO Y MENDOZA, S.A. DE C.V.

TABLA AUXILIAR REFERENTE A LOS PESOS EN LIBRAS POR PIES EN FUNCION DE CALIBRE Y SEMIPERIMETRO

SEMI PERIMETRO (PULGADAS)	PESO POR CADA PIE DE LONGITUD (LIBRAS)					PIES CUADRADOS DE AISLAMIENTO POR PIE DE DUCTO LINEAL	
	26 CALIBRE DE LAMINA	24 CALIBRE DE LAMINA	22 CALIBRE DE LAMINA	22 CALIBRE DE LAMINA	20 CALIBRE DE LAMINA	1 PULGADA ESPESOR	2 PULGADAS ESPESOR
43	8.16	10.2	12.25		17.2	7.50	7.83
44		10.4	12.50		17.5	7.66	8.00
45		10.6	12.80		17.8	7.83	8.17
46		10.8	13.00		18.2	8.00	8.34
47		11.0	13.20		18.5	8.17	8.50
48		11.2	13.50		18.8	8.34	8.66
49		11.4	13.80		19.2	8.50	8.83
50		11.6	14.00		19.5	8.66	9.00
51		11.8	14.20		19.8	8.83	9.17
52		12.0	14.50		20.2	9.00	9.34
53		12.2	14.80		20.5	9.17	9.50
54		12.4	15.00		20.8	9.34	9.66
55		12.6	15.20		21.2	9.50	9.83
56		12.8	15.50		21.5	9.66	10.00
57		13.1	15.80		21.8	9.83	10.17
58		13.3	16.00	17.5	22.2	10.00	10.34
59		13.5	16.20	17.8	22.5	10.17	10.50
60		13.7	16.50	18.0	22.8	10.34	10.66
61		13.9	16.80	18.3	23.2	10.50	10.83
62		14.1	17.00	18.5	23.5	10.66	11.00
63		14.3	17.20	18.8	23.8	10.83	11.17
64		14.5	17.50	19.1	24.2	11.00	11.34
65		14.7	17.80	19.4	24.5	11.17	11.50
66		14.9	18.00	19.6	24.8	11.34	11.66
67		15.1	18.20	19.8	25.2	11.50	11.83
68		15.3	18.50	20.1	25.5	11.66	12.00
69		15.5	18.80	20.4	25.8	11.83	12.17
70		15.7	19.00	20.6	26.2	12.00	12.34
71			19.20	20.9	26.5	12.17	12.50
72			19.50	21.2	26.8	12.34	12.66
73			19.80	21.4	27.2	12.50	12.82
74			20.00	21.7	27.5	12.66	13.00
75			20.20	21.9	27.8	12.83	13.17
76			20.50	22.2	28.2	13.00	13.34
77			20.80	22.4	28.5	13.17	13.50

MANDUJANO Y MENDOZA, S.A. DE C.V.**TABLA AUXILIAR REFERENTE A LOS PESOS EN LIBRAS POR PIES EN
FUNCION DE CALIBRE Y SEMIPERIMETRO**

SEMI PERIMETRO (PULGADAS)	PESO POR CADA PIE DE LONGITUD (LIBRAS)					PIES CUADRADOS DE AISLAMIENTO POR PIE DE DUCTO LINEAL	
	24 CALIBRE DE LAMINA	22 CALIBRE DE LAMINA	22 CALIBRE DE LAMINA	20 CALIBRE DE LAMINA	18 CALIBRE DE LAMINA	1 PULGADA ESPESOR	2 PULGADAS ESPESOR
78		21.0	22.70	28.8		13.34	13.66
79		21.2	23.00	29.2		13.50	13.83
80		21.5	23.20	29.5		13.66	14.00
81		21.8	23.50	29.9		13.83	14.17
82		22.0	23.80	30.2		14.00	14.34
83		22.2	24.00	30.5		14.17	14.50
84		22.5	24.30	30.9		14.34	14.66
85		22.8	24.60	31.2		14.50	14.83
86		23.0	24.80	31.5		14.66	15.00
87		23.2	25.10	31.9		14.83	15.17
88		23.5	25.40	32.2		15.00	15.34
89		23.8	25.60	32.5		15.17	15.50
90		24.0	25.80	32.9		15.34	15.66
91		24.2	26.10	33.2		15.50	15.83
92		24.5	26.10	33.6		15.66	16.00
93		24.8	26.60	33.9		15.83	16.17
94		25.0	26.90	34.2		16.00	16.34
95		25.2	27.20	34.6		16.17	16.50
96		25.5	27.40	34.9		16.34	16.66
97			27.70	35.2		16.50	16.83
98			28.00	35.6		16.66	17.00
99			28.20	35.9	45.9	16.83	17.17
100			28.50	36.2	46.3	17.00	17.34
101			28.80	36.5	46.7	17.17	17.50
102			29.00	36.8	47.2	17.34	17.66
103			29.20	37.1	47.6	17.50	17.33
104			29.50	37.4	48.0	17.66	18.00
105			29.80	37.7	48.4	17.83	18.17
106			30.00	38.0	48.9	18.00	18.34
107			30.30	38.3	49.3	18.17	18.50
108			30.50	38.7	49.7	18.34	18.66
109			30.80	39.0	50.2	18.50	18.83
110			31.10	39.3	50.6	18.66	19.00
111			31.30	39.6	51.0	18.83	19.17
112			31.60	39.9	51.4	19.00	19.34

MANDUJANO Y MENDOZA, S.A. DE C.V.

CALIBRES DE LAMINA EN FUNSION DE SU UTILIZACION

OFICINAS:

LADO MAYOR DE DUCTO	CALIBRE
4-12	26
13-30	24
31-60	22
61-120	20
121-mas	18

RESIDENCIAS:

LADO MAYOR DE DUCTO	CALIBRE
4-17	26
18-30	24
31-60	22