

Proyecto, Instalación y Conservación de Sistemas de Acondicionamiento de Aire

Del 25 de octubre al 9 de noviembre

1982.

Fecha	Tema	Horario	Profesor
Octubre 25	CONCEPTOS FUNDAMENTALES. SISTEMA INTERNACIONAL DE UNIDADES.	17 a 21 h	Ing. Manuel de Anda Flores Ing. Carlos M. Gutiérrez Arango
Octubre 26	PSICROMETRIA	17 a 21 h	Ing. Roberto E. Tatemura Ing. Ricardo Briceño López
Octubre 27	BALANCE TERMICO	17 a 21 h	Ing. Manuel A. de Anda Flores Ing. Carlos M. Gutiérrez Arango
Octubre 28	CALCULO Y SELECCION DE CONDUCTOS DE AIRE. DIFUSION Y CONTROL DE AIRE	17 a 21 h	Ing. Ricardo Briceño López Ing. Javier Pink Serralde
Octubre 29	CICLOS DE REFRIGERACION	17 a 21 h	Ing. Roberto E. Tatemura Ing. Ricardo Briceño López
Noviembre 3	SISTEMAS DE MANEJO Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	17 a 21 h	Ing. Roberto E. Tatemura Ing. Manuel de Anda Flores
Noviembre 4	SISTEMAS DE MANEJO Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	17 a 21 h	Ing. Manuel de Anda Flores Ing. Javier Pink Serralde Ing. Ricardo Briceño López
	FILTRACION, PUREZA Y HUMEDIFICACION		Ing. Javier Cruz Figueroa
Noviembre 5	CUANTIFICACION DE DOCTOS Y AISLAMIENTOS ARRANQUE Y PROTECCION DE MOTORES ELECTRICOS. CONTROLES	17 a 21 h	Ing. Carlos M. Gutiérrez Arango Ing. Javier Chapa Ing. Alfredo Arellano
Noviembre 8	EJEMPLO PRACTICO		Ing. Roberto E. Tatemura Ing. Ricardo Briceño López
Noviembre 9	EJEMPLO PRACTICO	17 a 21 h	Ing. Manuel de Anda Flores Ing. Carlos M. Gutiérrez Arango



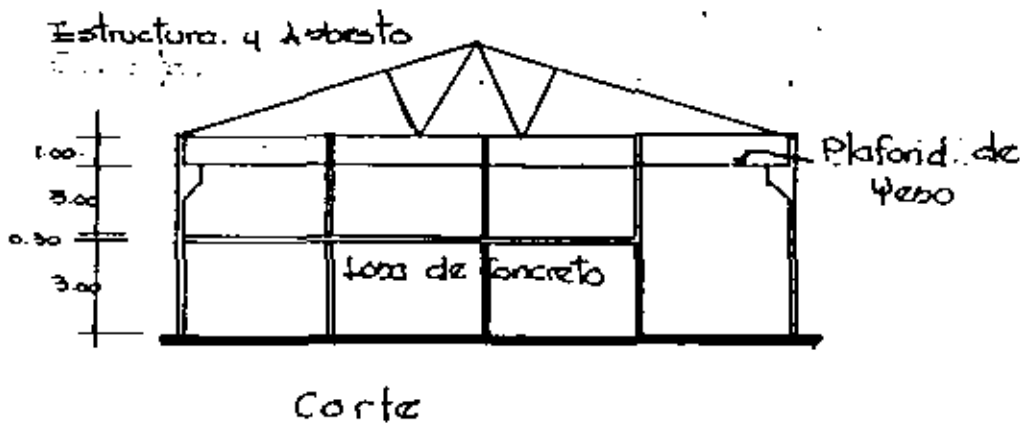
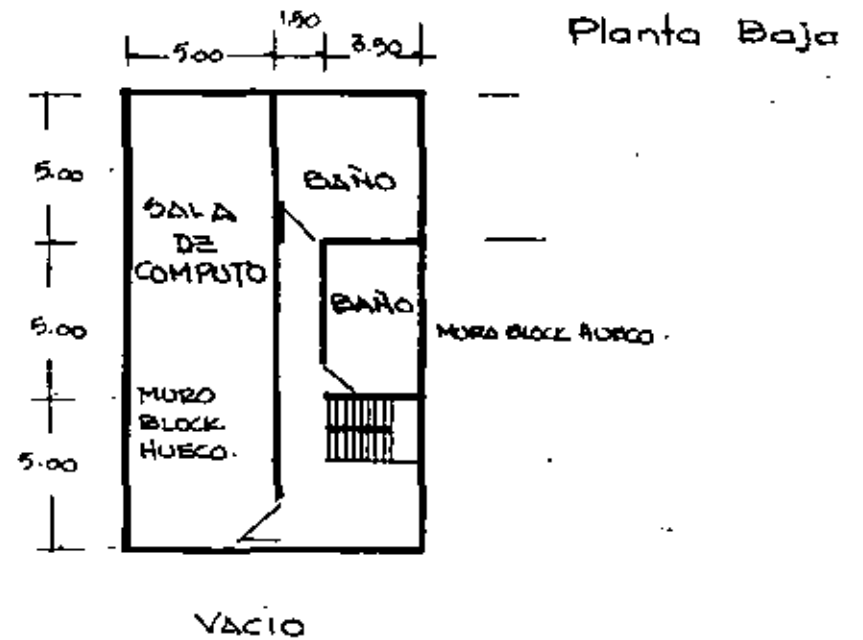
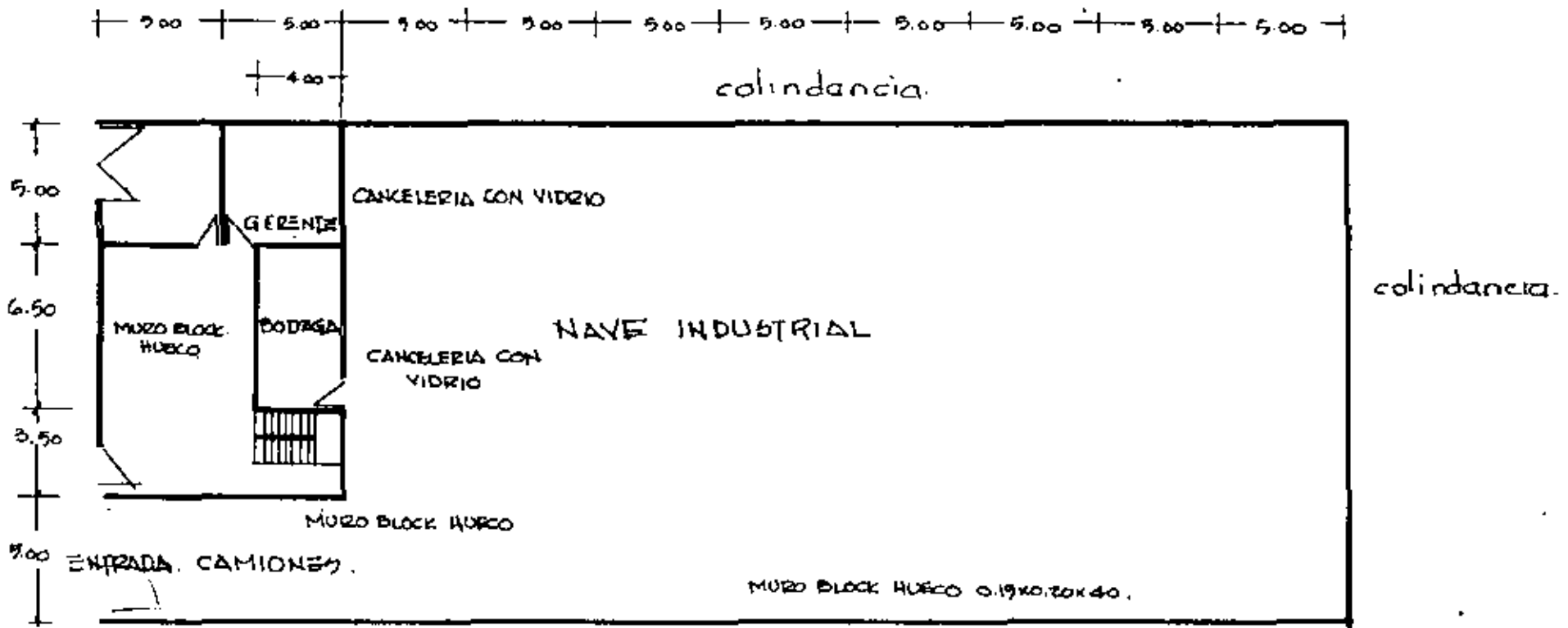
**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

PROYECTO, INSTALACION Y CONSERVACION DE SISTEMAS DE
ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

EJEMPLO PRACTICO

OCTUBRE, 1982

EJEMPLO PRACTICO



Planta Alta.



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

**PROYECTO, INSTALACION Y CONSERVACION DE SISTEMAS DE
ACONDICIONAMIENTO DE AIRE**

FUNDAMENTOS DEL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

OCTUBRE, 1982

FUNDAMENTOS DEL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

FUNDAMENTOS DEL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

Existen dos motivos principales para condicionar el aire: Mantener la comodidad del ser humano, y mejorar o controlar un proceso industrial. Las condiciones que deben mantenerse en un proceso industrial dependen de la naturaleza del mismo o de los materiales que se manejan. En un sistema para el confort humano, las condiciones son dictadas por las demandas del cuerpo y por lo tanto es necesario conocer las funciones esenciales de éste para saber lo que es requerido de un sistema para el acondicionamiento del aire.

Podemos considerar al hombre como a una máquina que produce calor. Los alimentos que consume los convierte en energía; en este proceso el cuerpo genera calor. El cuerpo requiere de esta energía para efectuar cualquier movimiento, aún el más ligero parpadeo. La cantidad de calor producido por el cuerpo depende de su actividad.

Cualquier exceso de calor debe ser desalojado por el cuerpo si éste ha de mantener su temperatura normal de 36.5°C . Como el cuerpo produce siempre más calor del que necesita, su disipación de ser constante, segundo a segundo, durante todo el año. Al hablar del acondicionamiento del aire se debe explicar primero las tres formas distintas de las que simultáneamente se vale el cuerpo para disipar el calor; estas son:

convección, radiación y evaporación.

Convección es el proceso por el cual el aire al hacer contacto con el cuerpo se calienta, haciéndose más liviano, y se eleva. Al mismo tiempo que el aire caliente se eleva, aire fresco ocupa su lugar para a su vez ser calentado y así continuar el proceso.

La radiación es el segundo método del cual se vale el cuerpo para disipar calor. El calor es irradiado directamente del cuerpo a las superficies más frescas de su alrededor en igual forma que los rayos del sol atraviesan el espacio para calentar la superficie de la tierra. El calor puede fluir de la piel hacia una pared, techo o superficie de cualquier objeto que esté más fresco que el cuerpo. La radiación se produce independientemente de la convección, por lo tanto la temperatura ambiente no afecta este proceso. Algo similar ocurre cuando uno se acerca a una hoguera, la parte del cuerpo expuesta a la hoguera se calienta aunque el aire a su alrededor este frío .

La evaporación es el tercer método del que se vale el cuerpo para disipar calor. La transpiración que se produce a través de los poros de la piel absorbe el calor del cuerpo a medida que se evapora o -- transforma en vapor invisible. El efecto de la transpiración puede sentirse más fácilmente si se frota alcohol en la piel pues éste se vaporiza más pronto absorbiendo más rápidamente el calor. Aunque -- no siempre se perciba, la evaporación se produce continuamente; cuando se notan gotas de sudor es porque el cuerpo está produciendo más calor del que puede disipar.

Debemos recordar que los tres procesos descritos anteriormente se suceden en forma simultánea.

Para disipar el exceso de calor, el cuerpo se vale de la convección, radiación y evaporación. Las condiciones del ambiente dictan cual de estas tres formas tomará precedencia en la disipación del calor. Por lo tanto las condiciones del ambiente juegan un papel muy importante en la disipación del calor.

La facilidad con que el cuerpo disipa calor depende en mucho de la temperatura, humedad relativa y circulación del aire.

Cualquier variación en estas propiedades aumenta o disminuye la convección, radiación o evaporación. Consideramos cada una de estas propiedades por separado por la temperatura.

La temperatura baja del aire aumenta el grado de convección; o sea -- que cuanto más frío esté el aire, más calor pierde el cuerpo por convección. El calor siempre fluye de una substancia a temperatura alta a otra a temperatura más baja y cuanto mayor la diferencia de temperatura, mayor el flujo de calor. Por lo tanto, cuanto mayor es la diferencia de temperatura entre el aire y el cuerpo, mayores son las corrientes de aire producidas por la convección; si la diferencia es excesiva, el cuerpo pierde demasiado calor y sobreviene la incomodidad.

Pues de otro modo, mientras mayor la temperatura del aire, menor el -- grado de convección. Así pues, al aproximarse la temperatura amb. -- a la del cuerpo, éste pierde menos calor por convección. Como hemos podido ver, la temperatura es un factor importante en el confort humano. La experiencia demuestra que una temperatura confortable para -- la mayoría de las personas es de 22 a 27°C, ó (72 a 80° F).

La temperatura de las superficies próximas al cuerpo también son importantes porque afectan el grado de radiación. Cuando más baja la temperatura de las superficies, es decir cuanto mayor la diferencia de -- temperatura entre el cuerpo y la superficie a su alrededor, mayor la -- cantidad de calor radiado por el cuerpo. La radiación disminuye al -- aproximarse la temperatura de las superficies a la del cuerpo.

Si la temperatura de las superficies es mayor que la del cuerpo, el -- proceso de radiación se invierte en este caso el cuerpo recibe calor -- de las superficies y debe tratar de disipar una mayor cantidad de calor por medio de la convección y evaporación para mantenerse confortable.

Además de la temperatura existen otras propiedades que afectan la disipación del calor por el cuerpo humano.

La humedad relativa afecta la cantidad de calor que el cuerpo puede disipar por evaporación; podemos decir que la humedad relativa es una indicación de la capacidad del aire para absorber más humedad.

El concepto de la humedad relativa es básico en el acondicionamiento del aire, por lo tanto primero daremos su definición exacta. Se define como la relación de la presión real del vapor de agua contenido en el aire húmedo y la presión del vapor saturado a la misma temperatura.

Una aproximación gráfica del significado de la humedad relativa es, el siguiente:

Si la humedad relativa es baja, el cuerpo es capaz de desalojar más calor por evaporación que cuando la humedad relativa es alta.

La evaporación aumenta al bajar la humedad relativa y disminuye al aumentar ésta. La experiencia demuestra que a una temperatura de 26°C, la humedad relativa debe ser aproximadamente 50% para obtener condiciones de confort.

La circulación del aire es el tercer medio del cual se vale el cuerpo para disipar calor. Un resultado de la circulación es el aumentar el grado de la evaporación. Como hemos visto, la evaporación depende de la capacidad del aire para absorber humedad. El aire que circula sobre el cuerpo aleja el aire saturado permitiendo continuamente evaporar la humedad de la piel.

Si no hubiera circulación, la capa de aire que rodea al cuerpo pronto se vería cargada de humedad. Su humedad relativa aumentaría al grado de no poder absorber más vapor de agua y la evaporación del cuerpo se detendría. Así pues, la circulación del aire evita la formación de una capa de aire saturado alrededor del cuerpo.

La circulación del aire también acelera el proceso de la convección retirando el aire tibio cercano al cuerpo y así alejando el calor - disipado por éste. El aire en circulación también quita el calor de las paredes, techos y otras superficies que rodean al cuerpo acelerando así el proceso de la radiación. Principalmente debemos recordar que la circulación del aire es otro de los factores que afectan el confort humano.

Así vemos que la comodidad del cuerpo humano depende de tres factores:

Temperatura, humedad relativa y circulación del aire.



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

PROYECTO, INSTALACION Y CONSERVACION DE SISTEMAS DE
ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

OCTUBRE, 1982

SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE

I. INTRODUCCION:

La función de una instalación de aire acondicionado, es la de mantener un ambiente dentro de las condiciones exigidas por los usuarios, procesos o materiales que se encuentran en los espacios acondicionados.

Para cumplir con esta función los fabricantes de aire acondicionado ofrecen diversos equipos, los que utilizados en forma coordinada en una instalación, constituyen un sistema.

La evaluación de los diferentes sistemas que puedan cumplir con los requisitos fijados por el beneficiario de la instalación de aire acondicionado es un paso básico e indispensable para un proyectista o persona que asume la responsabilidad por el diseño de la instalación. Para ello el diseñador debe estar familiarizado con las características, ventajas, desventajas y limitaciones de cada sistema.

II. SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO:

Según el medio refrigerante que se lleva al espacio acondicionado, los sistemas de aire acondicionado se pueden clasificar en cuatro grupos:

- Sistemas unitarios de expansión directa.
- Sistemas todo agua.
- Sistemas combinados agua-aire.
- Sistemas todo aire.

Los tres últimos sistemas son conocidos como sistemas centrales, si el equipo de refrigeración se encuentra centralizado en una área fuera del ambiente acondicionado.

Una instalación puede utilizar uno o más de estos sistemas para poder llenar mejor los requisitos de cada ambiente.

III. SISTEMAS UNITARIOS DE EXPANSION DIRECTA:

Los sistemas unitarios de expansión directa consisten de una o más unidades instaladas dentro del ambiente acondicionado, en las cuales el aire que circulan estas unidades es enfriado directamente por el refrigerante. Ejemplos de unidades para uso en este tipo de sistema, son las unidades de ventana y los equipos paquete o "split" que se instalan dentro del ambiente con un plenum y rejilla o difusor para la distribución del aire.

Unidades de expansión directa que se instalan fuera del área acondicionada con ductos para suministrar y retornar el aire, no pueden clasificarse como sistemas unitarios de expansión directa, ya que ellos forman p

te de los sistemas todo aire que se verán más adelante.

Este sistema es muy popular por las ventajas que se verán más adelante y su uso se ha difundido a toda clase de instalaciones, tales como edificios de oficinas, hoteles, centros comerciales, etc.. Versiones especiales de este tipo de unidades se utilicen en el acondicionamiento de salas de computadoras y laboratorios donde los requisitos de control son más exigentes.

IIIa. VENTAJAS:

Las principales ventajas de los sistemas unitarios de expansión directa son:

- Costo inicial generalmente bajo.
- El uso de unidades múltiples permite el control individual de ambientes pequeños a bajo costo.
- Su disponibilidad es generalmente para entrega inmediata.
- De fácil instalación u operación.
- De fácil mantenimiento y servicio, no requiere de personal altamente especializado.
- Muchos fabricantes ofrecen estos equipos de diseño, cuyas capacidades han sido probadas y certificadas por organismos independientes para garantía del usuario.
- Permite apagar las unidades en áreas que no se estén usando sin afectar las otras.
- El daño a un equipo afecta únicamente el área que éste sirve sin tener ningún afecto en las áreas vecinas.
- La responsabilidad por los equipos no se diluye, pues estos provienen de un solo suplidor.

IIIb. DESVENTAJAS:

Algunas de las desventajas y limitaciones de los equipos unitarios de expansión directa son:

- La vida útil de estos equipos es generalmente limitada y depende mucho del diseño y calidad del equipo, por lo tanto esta limitación en gran parte varía entre los diferentes fabricantes de estas unidades.

- No existe opción de escoger componentes de la unidad para llenar - mejor las condiciones requeridas por la instalación. Por ejemplo las unidades de ventana son diseñadas para un factor de calor sensible de aproximadamente 70%, y su capacidad es determinada considerando que las condiciones en el ambiente acondicionado son 80F - (26.7C) bulbo seco y 67F (19.4C) bulbo húmedo, si los requisitos - del ambiente difieren de estos, es necesario corregir la capacidad indicada para estos equipos.
Existen limitaciones similares con los equipos paquete.
- El consumo de energía de estos equipos es generalmente mayor a sistemas centrales, a menos que en la instalación existan áreas de - uso intermitente que permita se apaguen las unidades que sirven a estas áreas.
- El control de estas unidades es únicamente un termostato que arranca y detiene el compresor, por lo que la temperatura del ambiente tiende a fluctuar en forma notable.
- El nivel de ruido dentro del área acondicionada, y a menudo fuera de ella, es mayor cuando se usan estos equipos, que cuando se trata de un sistema central.
- La apariencia, tanto dentro como fuera del área acondicionada, puede ser causa de problemas estéticos con la fachada del edificio o el decorado interior de los ambientes. Otro problema estético, - lo presenta el condensado que a menudo gotea de estas unidades.
- El mantenimiento y servicio requiere que los mecánicos ingresen a - las áreas de trabajo de los espacios acondicionados con la consiguiente interrupción de la rutina de trabajo y posible daño al mobiliario.
- La capacidad de ventilación es limitada o inexistente, por lo que la dilución de olores es inadecuada.
- La eficiencia de filtración es baja, por lo que no es aconsejable su uso en áreas que requieren un alto nivel de limpieza.

IV. SISTEMAS TODO AGUA:

Los sistemas todo agua, consisten de un enfriador de agua, las unidades terminales dentro de los ambientes acondicionados, la red de tubería que une a estos dos elementos y una bomba que circula el agua entre el enfriador y las terminales.

En los sistemas todo agua, el enfriamiento total requerido por el ambiente se efectúa en las unidades terminales que se encuentran instaladas dentro de éste. Las unidades terminales son conocidas con el nombre de "fan coil", y consisten de un serpentín de enfriamiento, por el que circula el agua helada y un ventilador que circula el aire del ambiente por el serpentín. La ventilación puede obtenerse a través de huecos en la pared a través de los cuales toma aire fresco la unidad "fan coil".

Durante el invierno se puede lograr la calefacción circulando agua caliente en vez de agua helada. Una simple modificación al serpentín del "fan coil" y a la tubería del sistema, permite que la unidad pueda enfriar o calentar el ambiente, dando mayor flexibilidad a la instalación.

El sistema todo agua es comunmente utilizado en hoteles y edificios de apartamentos. También se le utiliza para acondicionar las áreas perimetrales de edificios de oficinas en combinación con un sistema todo aire para el interior. Ha sido utilizado en ocasión para acondicionar salas de pacientes en hospitales, aunque su baja eficiencia de filtración y requisitos de mantenimiento hacen de este, uso limitado.

Va. VENTAJAS:

- El sistema todo agua o "fan coil", requiere de poco espacio para sala de máquinas y para paso del servicio, ya que sólo ingresa al local las tuberías que alimentan al fan coil.
- Permite la centralización del equipo de refrigeración (agua helada), haciendo más fácil el servicio y mantenimiento de este.
- El uso de la planta central de agua helada permite el uso del factor de diversificación, permitiendo la instalación de unidades de refrigeración de menor capacidad.
- Permite el uso del equipo de enfriamiento más conveniente para el proyecto, pues este puede movido eléctricamente (enfriadores recíprocos y centrífugos) o térmicamente (unidades de absorción).
- Permite el control individual y no permite la contaminación de un ambiente por otro.
- Permite apagar los equipos en áreas, que no estén en uso permitiendo así un ahorro en el consuno de energía de la instalación.
- Puede enfriar o calentar el ambiente, dependiendo si se suministra agua fría o caliente al serpentín. Con la modificación del doble-serpentín permite el enfriamiento y la calefacción en forma simultánea, ofreciendo así mayor flexibilidad.

-Es posiblemente el sistema central más fácil de utilizarse en un edificio ya existentes por requerir poco espacio para el paso de los servicios.

IVb. DESVENTAJAS.

-Requiere de mantenimiento dentro de las áreas acondicionadas, lo cual interrumpe la rutina de funcionamiento dentro de éstas.

-La ventilación es limitada, a no ser que se use en combinación con un sistema todo aire.

-La eficiencia de filtración es pobre, y los filtros requieren ser cambiados con cierta frecuencia, porque de otra forma la unidad pierde capacidad sensiblemente.

-El control de humedad es muy limitado, por lo que este sistema es recomendado únicamente para instalaciones de confort.

-El nivel de ruido en el área acondicionada, depende la calidad del "fan coil". Con los años estas unidades generalmente tienden a hacerse más ruidosas.

SISTEMAS COMBINADOS AGUA-AIRE.

Estos sistemas al medio refrigerante que llega al ambiente que se desea acondicionar es aire frío y agua fría. Este sistema surgió para aprovechar las ventajas del sistema todo agua, y eliminar sus desventajas.

El aire y el agua que llegan al espacio acondicionado son enfriados o calentados, según sea necesario, en aparatos ubicados en salas de máquinas fuera de las áreas acondicionadas.

La unidad terminal más comúnmente utilizada para este sistema, es la unidad de inducción. También se ha utilizado como unidad terminal en este sistema, la unidad fan coil, suministrándole una cantidad de aire ya tratado.

El aire tratado que se suministra a la unidad fan coil se denomina aire primario para distinguirlo del aire del ambiente que la terminal hace circular, el cual recibe el nombre de aire secundario.

Este sistema permite suministrar todo el enfriamiento requerido en el verano y toda la calefacción requerida en el invierno de los espacios donde van instaladas las unidades terminales. Además permite dar calefacción a unas áreas y enfriamiento de otras.

El sistema agua-aire se utiliza en áreas perimetrales de edificios, don de existen grandes variaciones de carga. Además ha sido utilizado en hoteles, edificios de apartamentos, hospitales, escuelas, laboratorios etc., ya que el aire primario puede dar la ventilación y filtración -- que puedan ser requeridas por la obra. Las zonas interiores se acondicionan con un sistema convencional todo aire.

Va. VENTAJAS.

- Permite el control individual de la temperatura en los espacios acondicionados.
- Permite el suministro de la cantidad de ventilación requerida.
- La unidad de inducción requiere poco mantenimiento por no tener partes mecánicas móviles sujetas a desgaste.
- Permite enfriar o calentar los ambientes en forma simultánea, permitiendo mayor flexibilidad en el control de la temperatura.
- El mantenimiento del sistema es más fácil por estar los equipos mecánicos centralizados.
- El área necesaria para el paso de los servicios es relativamente pequeña, pues la cantidad de aire primario se puede limitar a la mínima requerida por la ventilación.
- Los componentes del sistema tienen una mayor duración.
- Si las terminales están bien seleccionadas, el nivel de ruido en las áreas acondicionadas es bajo.
- Las salas de máquinas para las unidades que acondicionan el aire primario son de menor tamaño, porque estos equipos solo acondicionan una cantidad mínima de aire.
- En época fría se hace el uso del aire exterior para acondicionar los ambientes, sin utilizar el equipo de refrigeración.

Vb. DESVENTAJAS.

- Su costo inicial es generalmente superior a otros sistemas.
- El diseño y operación de un sistema de inducción es generalmente más complejo que el de otros sistemas, por lo que su diseño y operación requiere de mayor experiencia.
- No es posible cerrar el suministro de aire primario a las áreas que no están en uso.

- Requiere mantenimiento de las unidades terminales que están instaladas dentro de los ambientes acondicionados.
- En muchas aplicaciones sólo se le puede usar en la periferie del edificio, requiriéndose de otro sistema para las zonas interiores.
- No es posible usarlo en áreas que requieren mucha ventilación, a menos de que ésta se provea con otro sistema.
- Generalmente requiere de una baja temperatura de suministro de agua a la unidad que acondiciona el aire primario para poder deshumedecer adecuadamente este aire.
- Condiciones extraordinarias pueden causar condensación en las unidades de inducción, lo cual no estaba previsto en el diseño original con la consiguiente posibilidad de que se produzcan daños en el mobiliario del ambiente.

V. SISTEMAS TODO AIRE:

En los sistemas todo aire la capacidad total de enfriamiento, sensible y latente, requerida por el ambiente, lo suministra la corriente de aire frío y deshumedecido que se introduce al ambiente.

Existe una gran variedad de unidades que caen dentro de la clasificación de sistemas todo aire, por lo que estos pueden considerarse como los sistemas más versátiles. Debido a la gran variedad de unidades disponibles, estas se pueden primero clasificar en dos grandes grupos:

- Sistemas de una corriente de aire.
- Sistemas de dos corrientes de aire.

En los sistemas de una corriente de aire, el aire pasa en serie por los serpentines de enfriamiento y calefacción, y se lo suministra a todos los ambientes a una temperatura común. Dentro de esta categoría se encuentran los siguientes sistemas:

- Unizona de conducto sencillo, caudal constante.
- Unizona de conducto sencillo, caudal variable.
- Unizona de conducto sencillo, inducción/caudal variable.
- Unizona de conducto sencillo, con recalentamiento por zona.

En los sistemas de dos corrientes de aire, la unidad acondicionadora suministra dos corrientes de aire a diferentes temperaturas, las que posteriormente se mezclan para suministrarse como una sola al ambiente acondicionado.

La temperatura del aire que ingresa a cada ambiente varía según la cantidad de aire que se tome de una corriente o la otra. Esta mezcla de las dos corrientes puede efectuarse en la unidad acondicionadora o en una caja de mezcla en el ambiente, lo que permite dividir a estos sistemas en dos:

- Multizona.
- Doble ducto.

En la multizona la mezcla se efectúa en la unidad acondicionadora y se lleva un solo ducto a cada zona. El número de zonas de control posible a obtenerse está limitado por el número disponible en la unidad multizona. En el sistema doble ducto, la mezcla se efectúa en una caja de mezcla terminal a la cual se le suministra dos corrientes de aire. La operación es similar a la multizona, excepto que no hay límite práctico al número de zonas de control posibles de obtener.

Los sistemas todo aire pueden utilizarse prácticamente en todo tipo de instalación, tanto comercial como industrial. Desde instalaciones donde se requieren gran multiplicidad de zonas pequeñas de control como son edificios de oficinas, hasta aquellas con grandes áreas abiertas, como fábricas, aeropuertos, auditorios, teatros, etc.. Permite un control muy preciso de la temperatura, humedad, ventilación y filtración por lo que es también adaptable a usarse en laboratorios y otras áreas donde esta cualidad es importante.

VENTAJAS.

- Centralización de los equipos de acondicionamiento permite su fácil operación y mantenimiento, y éste no se lleva a cabo en los ambientes acondicionados. También reduce el número de equipos que hay que operar y mantener.
- El uso de unidades centrales para acondicionar el aire, hace posible el uso de filtros más efectivos, proporcionar mejor ventilación y obtener una instalación silenciosa.
- Permite el uso de aire exterior para enfriar los ambientes durante la época fría, economizándose la operación del equipo de refrigeración.
- Dependiendo del sistema que se escoja, permite gran flexibilidad en el número de zonas de control para permitir un control prácticamente individual.
- En general, estos sistemas son de fácil diseño y operación.
- No interfiere con el decorado interior de los espacios, pues no requiere de equipos que vayan dentro de estos espacios.
- Economía de operación en los sistemas de caudal variable.

- Pueden utilizarse con cualquier medio refrigerante, agua helada o expansión directa.

Vb. DESVENTAJAS:

- Requiere de más espacio para el paso de los servicios (ductos), especialmente en instalaciones de baja velocidad.
- Los sistemas que no usan terminales de balanceo automático, requieren de balanceo del aire.
- Si se usan terminales de aire, el acceso a ellas requiere de una buena coordinación en el diseño y ejecución de la obra.



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

**PROYECTO, INSTALACION Y CONSERVACION DE SISTEMAS DE
ACONDICIONAMIENTO DE AIRE**

FILTRACION Y PUREZA DEL AIRE

OCTUBRE, 1982

1

FILTRACIÓN Y PUREZA DEL AIRE

" EL AIRE QUE NOS RODEA " se escribió sin perder de vista los problemas a que se en frentan día a día tanto los ingenieros - proyectistas como los usuarios de filtros. No está encaminado hacia la preferencia de algún filtro o método de limpieza del aire, sino que más bién contiene la información requerida para auxiliar a dichas personas a definir qué tipo de limpieza de aire - desean conforme a sus necesidades, así co mo los pasos necesarios a seguir para alcanzar dicha limpieza.

CLIMATRON, S. A.

EL AIRE QUE NOS RODEA

¿ ES REALMENTE TAN MALO COMO PARECE ?



PODEMOS AFIRMAR QUE AUN ES PEOR !

Gran parte de la contaminación en el aire consiste de partículas demasiado pequeñas para poderse ver a simple vista. En una ciudad cada km. cúbico de aire contiene cerca de una tonelada de suciedad. Aún - en áreas rurales la calidad del aire es solamente 50% mejor. Y cuando consideremos que un edificio localizado en una área típica metropolitana acumulará más de mil kilogramos de suciedad en un período de tres meses, podemos comenzar a apreciar el valor de los filtros de aire.



LOS FILTROS DE AIRE PUEDEN AYUDAR PERO
COMO PODEMOS SELECCIONAR LOS CORRECTOS ?

PRIMERO DEBEMOS COMENZAR POR CONOCER UNOS
HECHOS BASICOS.

Cualquier filtro retiene parte del polvo del aire pero, los fabricantes están en libertad de reportar cuánto polvo retendrán sus filtros en cualquiera de las tres siguientes pruebas:

1. POR PESO.- Esto es, el peso total del polvo retenido del aire.
2. POR CONTEO.- O sea el número actual de partículas retenidas del aire.
3. POR AREA.- Este método de prueba es muy poco tomado en cuenta, pero es muy útil para la gente de mantenimiento en los edificios. Es la medición de la habilidad de un filtro para reducir las manchas causadas por la suciedad que retiene del aire.










¿ CUAL METODO DE PRUEBA SE DEBE USAR ?

ES MUY FACIL DETERMINARLO,
UNA VEZ QUE CONOCEMOS QUE
PARTICULAS QUEREMOS FILTRAR



El aire contiene partículas de diferentes tamaños. La mayoría de esas partículas son tan pequeñas que es imposible observarlas a simple vista, y aún la otra parte no llega a ser mayor en diámetro que un cabello humano. Si pensamos en la relación que existe entre las partículas menores con respecto a las mayores, observamos que es de un millón a uno, en caso de las partículas mayores representan casi la totalidad del peso del polvo en el aire. Debido a que las partículas pequeñas son tan ligeras, es imposible pesarlas, - sin embargo, se puede medir su efecto manchador o se pueden contar.

CABELLO HUMANO 150 MICRAS APROX.	
 25 micras	Residuos y otras partículas visibles a simple vista.
 10 micras	Polvo atmosférico pesado y cenizas volátiles.
 5-10 micras	Polen Mohos Polvo atmosférico promedio
 1-5 micras	Bacterias Polvo atmosférico ligero
 3-1 micras	Humo de tabaco Bacterias Humos de fundición

Ahora ya podemos ver que hablando de partículas de polvo en base a su peso o en base a su número, nos darán dos puntos de vista totalmente diferentes. Esta distribución de partículas por peso y tamaño tiene un gran significado cuando se aplica a pruebas de eficiencia de filtros.

P E S O

Recordando que las partículas mayores son responsables de la mayoría del peso en el aire es fácil ver porqué la prueba de peso (llamada también de arrestancia) es la medida de la habilidad de un filtro para retener partículas grandes. De igual manera es fácil ver el porque una persona interesada en remover cenizas volátiles o polvo atmosférico pesado debe buscar un filtro probado mediante el método de peso.

A R E A

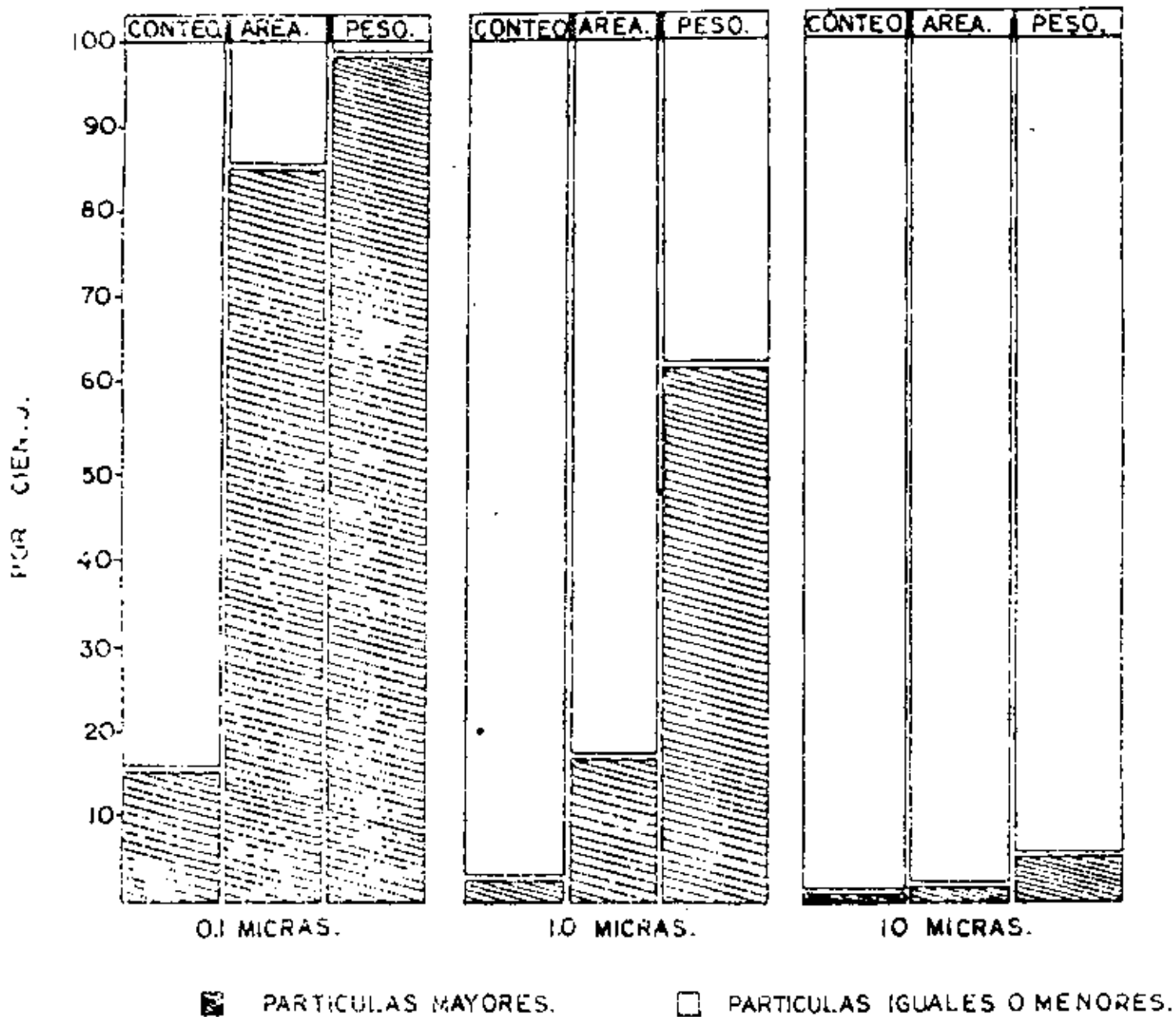
El método de prueba llamado de área consiste en remover en cualquier tamaño de partícula que la manche. Es particularmente relevante para el mantenimiento de edificios debido a que las manchas afectan directamente el volumen de trabajo para limpieza y mantenimiento. La prueba del " área " nos indica la capacidad del filtro para reducir la habilidad del aire para manchar.

C O N T I N U

Debido a que una vasta mayoría de las partículas de polvo son de una variedad pequeña y ligera, un conteo de partículas nos dará una imagen más realista de la efectividad de un filtro para remover este tipo de partículas pequeñas de aire.

En aplicaciones tales como cuartos limpios y cuartos de operación en hospitales (donde las condiciones sanitarias son críticas) debemos aplicar este método de prueba.

DISTRIBUCION TIPICA DE PARTICULAS EN LA ATMOSFERA.

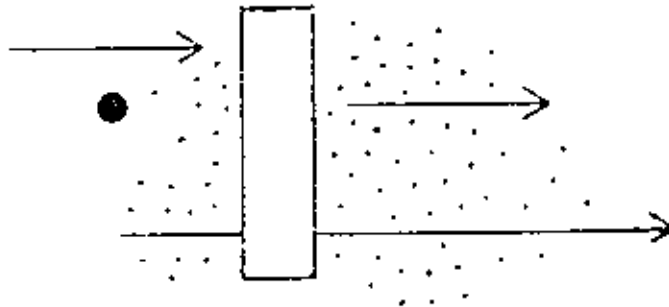


Muy bien, para partículas grandes y pesadas efectuamos la prueba de peso. Para partículas pequeñas y ligeras, efectuamos la prueba de conteo. Para reducir la capacidad de manchado, usamos la prueba de Area... Ahora.

¿ PODEMOS EXAMINAR UN EJEMPLO ?

VEAMOS :

Supongamos que tenemos un filtro de aire y 101 partículas esféricas de la misma densidad en el aire. - Estas 101 partículas están formadas por una grande de 10 micras y 100 pequeñas de 1 micra. Ahora, supongamos que estas partículas son proyectadas hacia el filtro y que la partícula grande es retenida y - las 100 pequeñas pueden pasar. En forma visual tenemos:



La fórmula básica para determinar la eficiencia es:

$$\frac{\text{Polvo Capturado}}{\text{Polvo Emitido}} \times 100 = \% \text{ Eficiencia}$$

Matemáticamente tendríamos las siguientes eficiencias

Cada partícula pesa su diámetro al cubo. La partícula de 10 micras pesará 1000 unidades mientras que las cien partículas de una micra tendrán un peso total de 100 - unidades, de tal manera que:

$$\frac{1,000}{1,000 + 100} \times 100 = 91\% \text{ ARRESTANCIA (Eficiencia por peso)}$$

91%

Conclusión: Como se remueve 91% del peso de las partículas, significa que esta prueba es ideal en el caso de que nos interese filtrar partículas grandes y pesadas.

La habilidad para manchar de cada partícula es igual a su diámetro al cuadrado. Por lo tanto, la partícula de 10 micras tendrá un valor de manchado de $10^2 = 100$. Las 100 partículas de una micra tendrán un valor de manchado de $1^2 \times 100 = 100$ y producirán un sombreado total de 100 unidades, de tal manera:

$$\frac{100}{100 + 100} \times 100 = 50\% \text{ EFICIENCIA DE AREA}$$

50%

Conclusión:

El área relaciona la capacidad del filtro para eliminar la habilidad de manchado. A 50% de eficiencia, resulta un filtro significativamente efectivo.

En base a un conteo, la relación de partículas es de 100 a 1, de tal manera que:

$$\frac{1}{1 + 100} \times 100 = 0.99\% \text{ EFICIENCIA DE CONTEO}$$

0.99%

Conclusión:

La prueba de conteo relaciona directamente a las partículas ligeras y pequeñas y en este caso el filtro operó a menos de 1% de eficiencia. Por el hecho de permitir el paso de las partículas pequeñas, sería una selección muy pobre para el filtrado de partículas de este tamaño.

RESUMIENDO

Podemos ver que las tres pruebas de eficiencia nos dirán cosas diferentes acerca de un mismo filtro. Por ejemplo, este filtro sería altamente efectivo removiendo partículas grandes tales como cenizas volátiles y hollín visible del aire, pero sería de poco valor en la prevención de la introducción de bacterias a cuartos de operación o a cuartos limpios. La habilidad del filtro para reducir el manchado en un 50% lo hace una herramienta moderadamente efectiva para reducir tiempo y costos de limpieza. Ahora que la importancia de la Arrestación (Peso) y de Área (Reducción de habilidad de manchado) se hacen patentes, es necesario conocer que el estándar 52-68 de ASHRAE reporta ambas. Estas dos pruebas son las más comúnmente referidas para aplicaciones Industriales y Comerciales. La eficiencia de conteo (la cual representa únicamente partículas estrechamente pequeñas) viene incrementando su importancia conforme se van requiriendo filtros con alto grado de eficiencia.

TABLA DE CARACTERISTICAS DE TIPOS DE FILTROS

<u>TIPO DE FILTRO</u>	<u>PESO</u>	<u>AREA</u>	<u>CONTEO</u>
CLIMAFIL I (ABSOLUTO)	*	*	99-97
CLIMAFIL II	*	99	95
CLIMAFILU 95	*	93-97	80-85
CLIMAFILU 85	99	60-85	50-60
PRECIPITADOR ELECTRONICO	99	85-90	60-70
CLIMACAP	95	30-35	15-20
LAVABLES DE "2" O PREFILTROS	76	8-12	2-5



¿ PREGUNTAMOS SI ES TODO LO CONCERNIENTE A LOS FILTROS ?

PODRIA DECIRSE QUE SI, SOLO QUE DEBERA REVISARSE DOBLEMENTE EL TIPO DE POLVO UTILIZADO EN LA PRUEBA.



Al efectuar una prueba bajo las bases de "PESO" (referido como arrestancia) se usa polvo artificial. Este polvo artificial para pruebas consta de partículas largas y pesadas para facilitar el proceso. Debido a que la arrestancia es una medida de la habilidad de un filtro para retener partículas grandes y pesadas, esta prueba trabaja maravillosamente.

Por otro lado debido a que el polvo atmosférico contiene una mezcla de partículas grandes y pequeñas, es el único polvo que nos puede dar lecturas más realistas de la habilidad de un filtro para reducir el manchado. El estándar ASHRAE* 52-68 utiliza ambos, el polvo sintético y el polvo atmosférico.

Es importante recordar que la clasificación de los filtros mediante las características de pesos utilizando polvos de prueba se llama " ARRESTANCIA ". -- las características de remoción de mancha usando polvo atmosférico, clasifica a los filtros por " EFICIENCIA ".

* (ASHRAE - American Society of Heating Refrigeration and Airconditioning Engineers).



¿ ES POSIBLE CLASIFICAR A LOS FILTROS DENTRO DE RANGOS APROXIMADOS DE EFICIENCIA ?

ABSOLUTAMENTE, YA QUE LA EFICIENCIA DE UN FILTRO RADICA EN SUS MATERIALES, DISEÑO Y CONSTRUCCION.



HE AQUI COMO TRABAJAN LOS DIFERENTES TIPOS DE FILTROS.

1.- FILTROS DE TABLERO

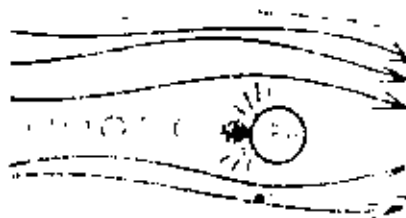
Consiste en una pieza plana, hecha de una media fibrosa relativamente abierta y se clasifican en el grupo de baja eficiencia.



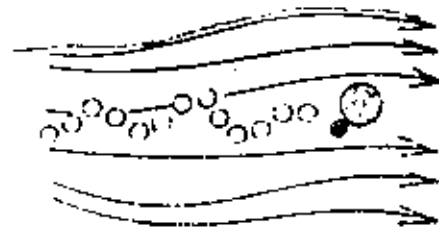
CLIMASOLE

INCIDENCIA POR INERCIA

Conforme las partículas se introducen en el filtro son forzadas a incidir en las fibras de la media filtrante, debido a su peso y a la alta velocidad con que viajan. Los recubrimientos adhesivos retienen en su lugar el polvo acumulado.



INCIDENCIA



INTERCEPCION

2.- FILTRO DE FIBRAS MENOS ABIERTAS Y POCOS PLEGUES

Caen dentro del grupo de baja a media eficiencia.

INCIDENCIA POR INERCIA-INTERCEPCION

Aquí nuevamente, la incidencia inercial es la mayor fuerza de trabajo en la remoción de partículas de polvo del aire, pero debido a que la media filtrante está dispuesta en forma de pliegues, también tiene lugar la intercepción. Conforme las partículas pequeñas de polvo pasan a través de los pliegues filtrantes, reducen su velocidad. Estas son bombardeadas por moléculas de aire



CLIMACAP

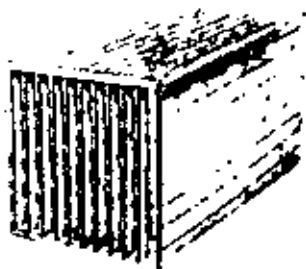


provocando que describan trayectorias muy irregulares a través de la media e incrementa grandemente las oportunidades de choque con las fibras del filtro. (La acción de las partículas de aire alterando el curso de las partículas de polvo es conocido como DIFUSION).

Las partículas grandes que hacen contacto con las fibras de la media, son atrapadas por la capa de adhesivo. Las partículas pequeñas son atrapadas por atracción superficial. Es fácil de comprender la importancia de la intercepción cuando se visualiza que este mecanismo es el método más económico y eficiente de remover aquellas partículas tan pequeñas (y ligeras de peso) que resulta difícil hacerlas incidir. Por el plegado podemos adivinar que un filtro está diseñado para la intercepción de pequeñas partículas y podría clasificarse dentro del rango de baja a mediana eficiencia.

3.- FILTROS CON FIBRAS RELATIVAMENTE FINAS Y BASTANTES PLIEGUES CUIDADOSAMENTE ESTRUCTURADOS Y PRECISAMENTE ESPACIADOS.

Se clasifican en el grupo de media a alta eficiencia.

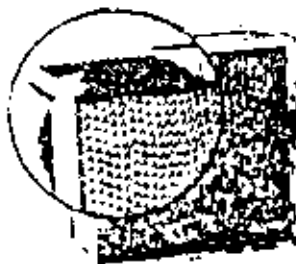


CLIMAFLO

Como se puede ver este tipo de filtro tiene un gran número de pliegues. Por esta razón la intercepción resulta la más poderosa en la retención de partículas de polvo del aire, mientras que la incidencia resulta en menor grado. Recordemos que a más pliegues, la velocidad de la partícula disminuye a través de la media y que se presenta una mayor oportunidad de intercepción. En este tipo de filtro, las fibras son finas y muy cercanas unas a otras. Las fibras finas retienen las partículas con una gran fuerza superficial.

4.- FILTROS TIPO HEPA*

Consisten en una media de fibras muy finas y opera en el rango de muy alta eficiencia.



CLIMAFIL

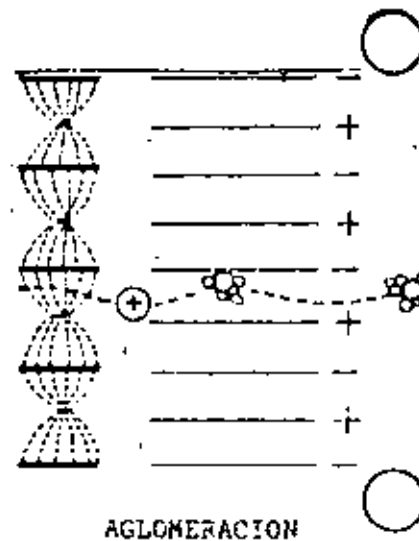
Debido a que este tipo de filtro es de una construcción muy precisa y consiste en fibras muy finas, la velocidad de las partículas a través de la media es drásticamente reducida. Esto es ideal para el proceso de intercepción, resultando en un alto grado de eficiencia. El fenómeno de incidencia casi no tiene lugar en este tipo de filtros.

(* High Efficiency Particulate Air Filter)

5.- AGLOMERADORES ELECTRONICOS

Son de apariencia distinta y cuando se usan en combinación con otros filtros, representan una completa variedad de rangos de eficiencia.

Como su nombre lo indica, la función de este filtro es la de cargar electrónicamente las partículas de polvo. Cuando esto se lleva a cabo, se colectan en unas placas con carga eléctrica opuesta donde pasan a formar parte de partículas llamadas aglomeradas, las que al alcanzar un tamaño suficientemente grande se desprenden de las placas. Estas partículas son entonces recapturadas por un filtro, ya sea por incidencia o por intercepción. La eficiencia dependerá del diseño y materialmente del sistema completo de tal manera que la eficiencia de un aglomerador electrónico puede variar de baja a muy alta eficiencia.



Muy bien, ahora veamos si tenemos todos los elementos necesarios para comprender como se lleva a cabo una clasificación de eficiencia. Para empezar sabemos que hay millones de pequeñas partículas de polvo en el aire por cada partícula grande. También sabemos que las pruebas de eficiencia de los filtros pueden hacerse por conteo de partículas, por peso o por área.

Como el plegado de un filtro provee mayor media filtrante al paso de las partículas e incrementa su habilidad para interceptar partículas pequeñas, ésta es la pauta más segura en la clasificación de filtros. La manera con que el filtro remueve partículas de polvo, así como la manera de probarlo, lo relacionan con el rango de tamaños de partículas que habrá de remover. De tal manera que para clasificar un filtro solo necesitamos saber:

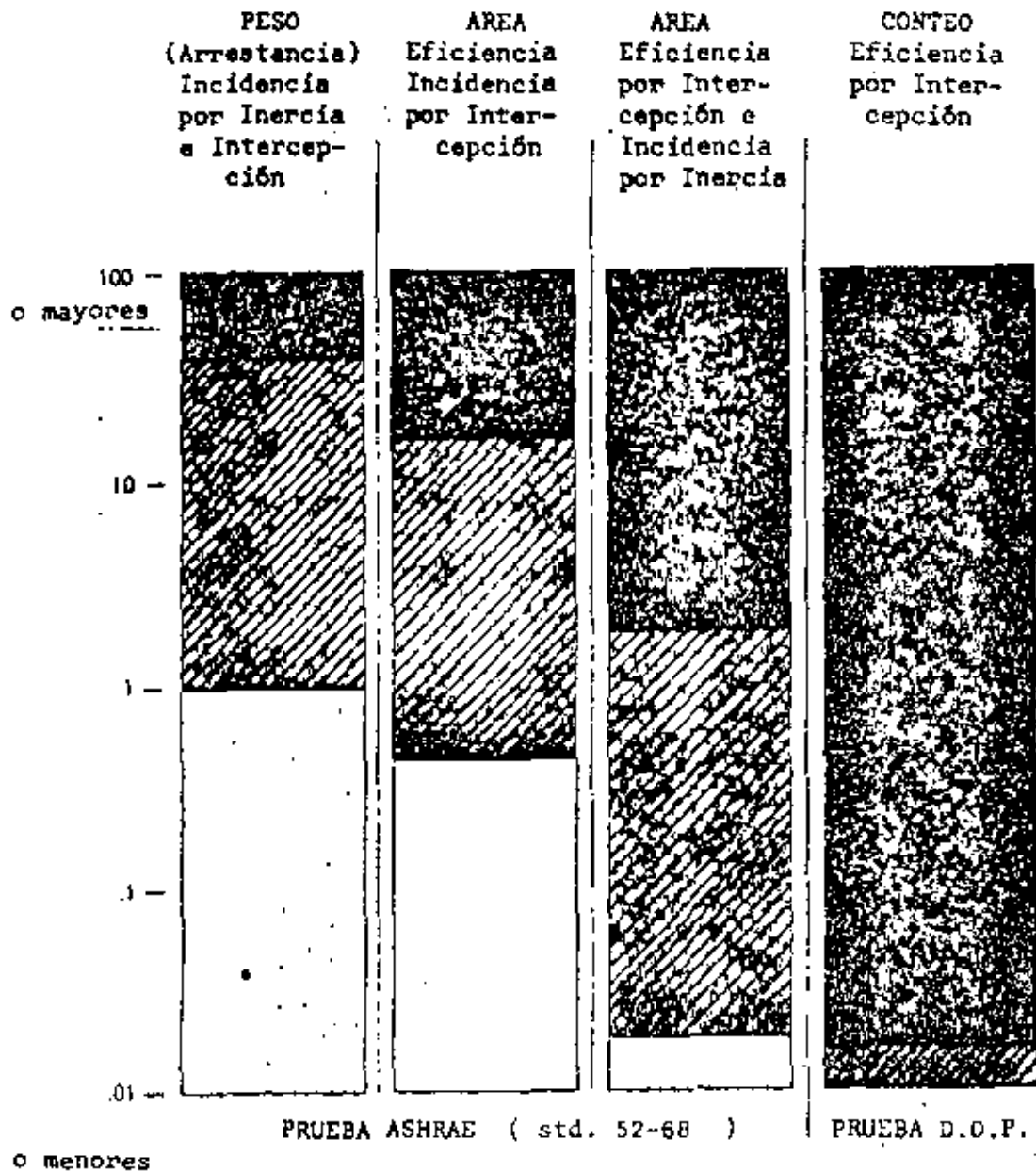


1. ¿ QUE METODO DE PRUEBA SE USO ?
2. ¿ QUE TIPO DE POLVO SE USO DURANTE LA PRUEBA ?



AHORA PODEMOS CLASIFICAR FILTROS

TAMAÑO DE LAS PARTICULAS EN MICRAS



PRUEBA ASHRAE (std. 52-68)

PRUEBA D.O.P.

- Muy Efectivo
- ▨ Regularmente Efectivo

OTRAS INFORMACIONES QUE DEBEMOS RECORDAR

El estándar 52-68 de ASHRAE, es particularmente de gran ayuda en mantenimiento de edificios, como se observa en la gráfica de barras anterior. Tres de los cuatro tipos de filtros pueden ser probados con gran aproximación mediante el estándar 52-68 de ASHRAE gracias a que reporta ambas, Arrastancia (Paso) y Eficiencia (Area).

La característica más importante de cualquier filtro es su habilidad de retener polvo del aire. Cuando dos filtros tienen la misma eficiencia, se pueden analizar otros factores también importantes. (Duración de los filtros por ejemplo). Mientras que el estándar 52-68 ASHRAE reporta toda la información de todas las características, de un filtro, existen otros equipos de prueba que examinan algunas de las características importantes solamente, de una manera rápida y también interesante.

Cuando se desarrolle una prueba ASHRAE para uno, debemos estar seguros de que está se haga por un laboratorio independiente y que este laboratorio independiente, - no el fabricante, seleccione los filtros a probar. De esta manera, estaremos seguros de tener un filtro de prueba escogido al azar.

Existen varios métodos para medir la eficiencia de un filtro de aire, pero en el caso de los filtros absolutos, el método de conteo es el más exacto. En este método de conteo con humo de dioctilftalato (D.O.P.), las partículas de humo sintético se cuentan a la entrada y a la salida del filtro. La eficiencia del filtro se considera en base a la cantidad de partículas que remueve. Este método consiste de un generador de humo sintético especial y un medio óptico-electrónico para determinar el porcentaje de humo que penetra a los filtros.

Esperamos que este artículo disipe muchas de las dudas que existen acerca de la selección de filtros de aire. Hay muchos factores que gobiernan la selección de filtros de aire que no fueron cubiertos en la presente discusión. Por esta razón, deberá usarse sólo como una guía y deberá complementarse con la información detallada de los filtros.



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

**PROYECTO, INSTALACION Y CONSERVACION DE SISTEMAS DE
ACONDICIONAMIENTO DE AIRE**

**SISTEMA INTERNACIONAL DE UNIDADES (SI) EN
EL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE**

OCTUBRE, 1982

1 - EL SISTEMA INTERNACIONAL "SI"

- 1.- Mucho antes de que se pensara en el sistema internacional de unidades, los electricistas reunidos en París en 1881 adoptaron el sistema CGS, cuyas unidades básicas fueron el centímetro de longitud, el gramo de masa y no de peso, y el segundo de tiempo.
- 2.- Con las bases establecidas 20 años después por el ingeniero italiano Giovanni Giorgi en 1901, quien propuso formar un sistema de cuatro unidades, agregando una unidad electromagnética al metro de longitud, al kilogramo de masa y al segundo de tiempo, la Oficina Internacional de Pesas y Medidas con sede cerca de París, en un predio de 43 520 m² del pabellón de Breteuil en el parque de Saint-Cloud, emprendió el trabajo de lograr un sistema de unidades coherente, completo para cualquier aplicación, admisible para todos y con cada unidad perfectamente definida y no sujeta a variación de ninguna especie. Esta labor llevó a la décima Conferencia General de Pesas y Medidas a adoptar un sistema de unidades racionalizado y coherente en 1954, añadiendo al sistema de cuatro unidades MKSA (metro, kilogramo, segundo, amperio) una unidad de temperatura (grado Kelvin) y una unidad de intensidad luminosa (candela). Después, en 1960 la undécima Conferencia General de Pesas y Medidas (con CGPM como siglas internacionales) dió al sistema el nombre de Sistema Internacional, mismo que se designaría "SI" en cualquier idioma. La décima segunda CGPM afinó algunos detalles en 1964 y en 1967 la 13a. CGPM redefinió el segundo de tiempo, designó a la unidad de temperatura como kelvin en vez de grado Kelvin y revisó la definición de la candela. Posteriormente la 14a. CGPM añadió en 1971 el mol como unidad de cantidad de sustancia, de tal manera que el sistema internacional de unidades o sistema "SI" tiene siete unidades fundamentales o de base, que son:

- el metro de longitud (símbolo: m)
- el kilogramo de masa (símbolo: kg)
- el segundo de tiempo (símbolo: s)
- el amperio de corriente eléctrica (símbolo: A)
- el kelvin como unidad de temperatura termodinámica (símbolo: K).
- la candela como unidad de intensidad luminosa (símbolo: cd)
- el mol como unidad de cantidad de sustancia (símbolo: mol)

A las unidades fundamentales se añaden las suplementarias, que son:

- el radián como unidad de ángulo plano (símbolo: rad)
- el estereorradián como unidad de ángulo sólido (símbolo: sr)

El sistema SI, con sus unidades fundamentales y suplementarias, así como con las unidades derivadas de las mencionadas y con los múltiplos y submúltiplos establecidos dentro del sistema y que más adelante se señalan, está contenido en la Norma Oficial Mexicana -- NOM-Z-1-1979, establecida por la Secretaría del Patrimonio y Fomento Industrial, con carácter de obligatoria, de orden público y jurisdicción federal habiendo aparecido en el Diario Oficial, del 13 de agosto de -- 1979, como reproducción del texto fechado en México, D. F., el 25 de julio de 1979 y firmado por el Director - General de Normas, Dr. Román Serra Castaños.

- 3.- El hecho de que el sistema de unidades SI sea coherente se debe a que cualquier unidad derivada se obtiene mediante una simple ecuación en la que únicamente interviene el coeficiente 1 (uno), de tal manera que la unidad de velocidad es un metro dividido entre un segundo, o sea 1 m/s ; la unidad de aceleración es 1 metro dividido entre 1 segundo al cuadrado, es decir 1 m/s^2 , y la unidad de fuerza, con el nombre de newton, es 1 kilogramo de masa multiplicado por 1 m/s^2 , o sea que -- $1\text{ N} = 1\text{ kg}\cdot\text{m/s}^2$.

Además de ser coherente, el sistema SI ofrece una gran ventaja, consistente en que para cada magnitud no hay más que una y sólo una unidad. Así, por ejemplo, la unidad de trabajo o de energía (que puede también ser de calor) es el julio o joule y se obtiene multiplicando 1 newton de fuerza por 1 m de distancia recorrida, por lo que la unidad de energía es $1\text{ J} = 1\text{ N}\cdot\text{m} = 1\text{ kg}\cdot\text{m}^2/\text{s}^2$, dejando de existir la caloría y la kilocaloría, siendo esta última equivalente a 4186.8 J.

- 4.- El sistema "SI" está basado en unidades perfectamente definidas e independientes de las dimensiones de nuestro planeta y de su velocidad de rotación. En efecto, el metro patrón de platino-iridio que fue depositado en los Archivos el año de 1799, en Francia, resultó -- ser, según mediciones posteriores, ligeramente menor que la diezmillonésima parte del cuadrante del meridiano terrestre, por lo cual la definición actual de la unidad de longitud del sistema "SI" no se relaciona -- con el meridiano terrestre. Por su parte, el segundo de tiempo no se define en el sistema internacional --- "SI" como $1/86\ 400$ del día solar medio, dado que el -- año varía aproximadamente 0.53 segundos en un siglo. Así pues, las siete unidades básicas o fundamentales y

Las dos unidades suplementarias del sistema SI se definen como sigue:

4.1-El metro (símbolo: m) es la longitud igual a --
1 650 763.73 longitudes de onda en el vacío de la -
radiación correspondiente a la transición entre los
niveles $2p_{1/2}$ y $5d_{3/2}$ del átomo de kriptón 86. (La pul-
gada anglo-norteamericana es igual a 25.4 mm exacta-
mente).

4.2-El kilogramo (símbolo: kg) es la masa del proto-
tipo internacional del kilogramo. (La libra anglo-
norteamericana es igual exactamente a 0.453 592 37
kg.).

4.3-El segundo (símbolo: s) es la duración de - - -
9 192 631 770 períodos de la radiación correspon-
diente a la transición entre los dos niveles hiper-
finos del estado fundamental del átomo de cesio 133.

4.4-El ampere (símbolo: A) es la intensidad de una
corriente eléctrica constante que, mantenida en dos
conductores paralelos, rectilíneos, de longitud in-
finita, de sección circular despreciable y coloca-
dos a un metro de distancia entre sí, en el vacío, -
produciría entre estos conductores una fuerza igual
a 2×10^{-7} newtons por metro de longitud.

4.5-El kelvin (símbolo: K), unidad de temperatura -
termodinámica, es la fracción $1/273.16$ de la tempe-
ratura termodinámica del punto triple del agua (o -
sea en el que coexisten hielo, agua y vapor). Aquí
conviene mencionar que el cero de la escala del Cel-
sius corresponde a 273.15 kelvins, de manera que, -
por ejemplo, treinta y siete grados Celsius, antes-
llamados grados centígrados, son $37^{\circ}\text{C} = 310.15 \text{ K}$.
También debe aclararse que no se debe decir grados-
kelvin, sino simplemente kelvins, de tal manera que
si la temperatura de un cuerpo sube o baja un grado
Celsius, también sube o baja un kelvin. De acuerdo
con lo antes dicho, si t_C es la temperatura en gra-
dos Celsius (antes centígrados) y si T es la tempe-
ratura kelvin, se tiene: $t_C = T - 273.15$ y - - - -
 $T = t_C + 273.15$. Por otra parte, si t_F es la tempe-
ratura en grados Fahrenheit se tiene que: - - - -
 $t_C = (5/9)(t_F - 32)$ y $t_F = 1.8 t_C + 32$.

4.6- La candela (símbolo: cd) es la intensidad lumi-
nosa, en dirección perpendicular, de una superficie
de $1/600\,000$ de metro cuadrado de un cuerpo negro, -
a la temperatura de solidificación del platino, ba-
jo una presión de 101 325 newtons por metro cuadra-
do. (Conviene comentar que la presión de - - - -
 $101\,325 \text{ N/m}^2$ es la presión atmosférica normal, antes
conocida como 760 mm Hg, ya que la densidad del mer-
curio es $13\,595.1 \text{ kg/m}^3$ y la aceleración normal de
la gravedad en la Oficina Internacional de Pesas y
Medidas es de $9.806\,65 \text{ m/s}^2$, por lo cual se tiene -

que $0.76 \text{ m} \times 13\,595.1 \text{ kg/m}^3 \times 9.806\,65 \text{ m/s}^2 = \dots = 101\,325 \text{ N/m}^2 = 1013.25 \text{ milibarios}$).

4.7-El mol (símbolo: mol) es la cantidad de sustancia de un sistema que contiene tantas unidades elementales como haya átomos de carbono en 0.012 kg de carbono 12. Hay que hacer notar que al emplear el mol debe especificarse de qué unidades elementales se trata, ya sean átomos, moléculas, iones, electrones u otras partículas o grupos de partículas.

Por cuando a las dos unidades complementarias o suplementarias, éstas se definen así:

4.8-El radián (símbolo: rad) es el ángulo plano que, teniendo su vértice en el centro de un círculo, intercepta en la circunferencia de ese círculo un arco igual a la longitud del radio. (El radián equivale a $180^\circ/\pi = 57.295\,779\,5^\circ = 206\,264.806'' = \dots = 57^\circ 17' 44.806''$).

4.9-El estereorradián (símbolo: sr) es el ángulo sólido que teniendo su vértice en el centro de una esfera, corta sobre la superficie de esa esfera un área igual a la de un cuadrado que tenga por lado el radio de la esfera. (Como el área de la esfera es $4\pi r^2$, resulta que el ángulo sólido que abarca todas las direcciones del espacio es de 4π estereorradianes, o sea $12.566\,371 \text{ sr}$).

5.- De las siete unidades básicas y de las dos complementarias, se derivan todas las demás unidades del sistema SI, como por ejemplo las siguientes:

- unidad de superficie: m^2
- unidad de volumen: m^3
- unidad de densidad: kg/m^3
- unidad de gasto: m^3/s
- unidad de viscosidad cinemática: m^2/s
- unidad de poder calorífico: J/kg

6.- Dentro del sistema SI hay unidades derivadas que llevan nombres y símbolos especiales aprobados por la CGPM.

6.1-El becquerel (símbolo: Bq) como unidad de actividad de radionúclidos con el valor de $1 \text{ Bq} = 1/\text{s}$.

6.2-El coulomb o culombio (símbolo: C) de cantidad de electricidad o carga eléctrica, con valor de $1 \text{ C} = 1 \text{ A}\cdot\text{s}$.

6.3-El farad o faradio (símbolo: F) de capacitancia, con valor de $1 F = 1 C/V$. (Ver 6.15 más adelante).

6.4-El gray (símbolo: Gy) de dosis de radiación absorbida, con valor de $1 Gy = 1 J/kg$. (Ver 6.7 más adelante).

6.5-El henry (símbolo: H) de inductancia, con valor de $1 H = 1 Wb/A$. (Ver 6.17 más adelante).

6.6- El hertz (plural: hertz; símbolo: Hz) de frecuencia de un fenómeno periódico, con valor de $1 Hz = 1/s$.

6.7-El joule o julio (símbolo: J) de energía, trabajo, - cantidad de calor, con valor de $1 J = 1 N \cdot m$.

6.8-El lumen (plural: lúmenes; símbolo: lm) de flujo luminoso, con valor de $1 lm = 1 cd \cdot sr$.

6.9-El lux (plural: lux; símbolo: lx) de iluminancia o nivel de iluminación, con valor de $1 lx = 1 lm/m^2$.

6.10-El newton (símbolo: N) como unidad de fuerza, con valor de $1 N = 1 kg \cdot m/s^2$.

6.11-El ohm (símbolo: Ω) de resistencia eléctrica, con valor de $1 \Omega = 1 V/A$.

6.12-El pascal (símbolo: Pa) de presión o de esfuerzo, - con valor de $1 Pa = 1 N/m^2$.

6.13-El siemens (se pronuncia símens; plural: siemens; - símbolo: S) de conductancia eléctrica, con valor de $1 S = 1 A/V$.

6.14-El tesla (símbolo: T) de densidad de flujo magnético, con valor de $1 T = 1 Wb/m^2$. (Ver 6.17 más adelante).

6.15-El volt o voltio (símbolo: V) de potencial eléctrico, diferencia de potencial o fuerza electromotriz, con valor de $1 V = 1 W/A$. (Ver 6.16).

6.16-El watt o vatio (símbolo: W) de potencia o de flujo radiante, con valor de $1 W = 1 J/s$.

6.17-El wéber (símbolo: Wb) de flujo magnético, con valor de $1 Wb = 1 V \cdot s$.

7.- MULTIPLOS Y SUBMULTIPLOS DEL SI.

7.1 En el sistema internacional de unidades de medida, - los múltiplos y submúltiplos de cualquiera de sus unidades, ya sean fundamentales o derivadas, van de mil en mil, correspondiendo a cada múltiplo o submúltiplo un - prefijo y un símbolo, como se indica a continuación:

<u>PREFIJO</u>	<u>SIMBOLO</u>	<u>V A L O R</u>
exa	E	1 000 000 000 000 000 000 = 10^{18}
peta	P	1 000 000 000 000 000 = 10^{15}
tera	T	1 000 000 000 000 = 10^{12}
giga	G	1 000 000 000 = 10^9
mega	M	1 000 000 = 10^6
kilo	k	1 000 = 10^3
mili	m	0.001 = 10^{-3}
micro	μ	0.000 001 = 10^{-6}
nano	n	0.000 000 001 = 10^{-9}
pico	p	0.000 000 000 001 = 10^{-12}
femto	f	0.000 000 000 000 001 = 10^{-15}
ato	a	0.000 000 000 000 000 001 = 10^{-18}

Cabe hacer notar que en los Estados Unidos "one billion" significa mil millones (10^9) y que "one trillion" quiere decir un millón de millones (10^{12}) o sea un billón en español.

7.2-Los prefijos hecto (símbolo: h, con valor 100), deca (símbolo: da, con valor 10), deci (símbolo: d, con valor 0.1) y centí (símbolo: c, con valor 0.01) deben evitarse en lo posible, aunque se admite la hectárea (ha) como nombre de 1 hm^2 (hectómetro cuadrado); se acepta el centímetro (cm) para medidas de ropa, zapatos o partes del cuerpo humano; se aprueba el nombre de litro (L) para el decímetro cúbico (dm^3), cuando se miden líquidos o gases y el de mililitro (ml) como nombre del centímetro (cm^3); el nombre de tonelada o tonelada métrica (símbolo: t) se acepta para el comercio, en sustitución del megagramo -- ($1 \text{ Mg} = 1 000 \text{ kg}$).

7.3-En los prefijos de múltiplos y submúltiplos no debe cargar el acento, sino en el nombre de la unidad: kg (kilogramo), GW (gigawatt), nm (nanometro), μm (micro metro), kW (kilowatt, no kilowatt como en inglés). Recordemos que micrómetro es un instrumento de medición.

8.- ESCRITURA DE LAS CANTIDADES Y DE SUS UNIDADES.

8.1-El único signo de puntuación admitido es el punto decimal (o la coma, al estilo europeo), debiendo separarse las cifras en grupos de tres en tres, antes y después del punto decimal, con un pequeño blanco intermedio entre cada tres cifras. Así por ejemplo: nueve mil ochocientos setenta y seis millones quinientos cuarenta y tres mil doscientos diez se escribirá 9 876 543 210; veintitrés unidades con cuatrocientas cincuenta y seis milésimas y setecientas ochenta y nueve millonésimas se escribirá: 23.456 789; cuando se trate de números de cuatro cifras, éstas pueden escribirse juntas (1980) o separada la primera cifra de las otras tres (5 832 kg).

8.2-Nunca se agregará "s" de plural a los símbolos de unidades, ni se les pondrá punto (porque no son abreviaturas), a menos que sea el punto final de una frase. Se escribirá, por ejemplo 1 kg, 50 kg, 3 mm, - - 75 mm, 1 200 L, etc.

9.- OTRAS UNIDADES USADAS CON LAS DEL "SI"

9.1-Para el tiempo, aparte del segundo (símbolo: s) como unidad fundamental, se usa el minuto de tiempo (símbolo: min), con valor $1 \text{ min} = 60 \text{ s}$; la hora (símbolo: h), con valor de $1 \text{ h} = 60 \text{ min} = 3\,600 \text{ s}$, y el día (símbolo: d), con valor $1 \text{ d} = 24 \text{ h} = 1\,440 \text{ min} = 86\,400 \text{ s}$.

9.2- Para los ángulos planos, se acepta el grado sexagesimal y sus fracciones decimales (para facilitar operaciones con calculadoras), de modo que en vez de describir $\cos 38^\circ 27' 45''$, se pondrá $\cos 38.4625^\circ$, al igual que se escribirá 47.81° en vez de - - - - - $47^\circ 48' 36''$. Sin embargo, cuando se trata de cartas geográficas sí se aceptan los grados, minutos y segundos de latitud o de longitud.

9.3-Como unidad itineraria para la navegación aérea o marítima, se emplea la milla náutica internacional, equivalente a $1\,852 \text{ m} = 1.852 \text{ km}$ exactamente.

9.4-El andar de las embarcaciones o la velocidad de las aeronaves puede expresarse en nudos, siendo un nudo equivalente a una milla náutica por hora, o sea $1.852 \text{ km/h} = 0.514\,444 \dots \text{ m/s}$. El uso de la milla náutica y del nudo de velocidad se debe a que la milla náutica (o milla marina) corresponde con gran aproximación a un minuto de arco de meridiano terrestre, lo cual resulta útil en la navegación, ya que la posición de una nave se da en grados y minutos de latitud y longitud.

Es claro que la milla náutica no tiene ninguna relación con la milla terrestre anglo-norteamericana -- (statute mile), que mide 1 609.344 m exactamente y -- que se originó en un millar de pasos dobles de las legiones romanas, cuando las islas británicas eran colonia del imperio romano. Dicha milla terrestre se divide en 8 estadios (furlongs) de 201.168 m, el estadio en 10 cadenas (chains) de 20.1168 m o sean 22 yardas de 914.4 mm cada yarda, con 3 pies de 0.3048 m y el pie con 12 pulgadas de 25.4 mm exactamente.

9.5-Aunque actualmente se emplea el kWh (kilowatt-hora) como unidad comercial para medir el consumo de energía eléctrica, hay que recordar que $1 \text{ kWh} = (1000 \text{ J/s}) \times 3600 \text{ s} = 3600000 \text{ J} = 3.6 \text{ MJ}$, por lo cual se recomienda introducir el megajulio (MJ) como unidad de energía, por ser legítima unidad del SI.

9.6-En los manómetros europeos se acostumbra graduar la carátula en barios o bares, siendo $1 \text{ bar} = 100000 \text{ Pa} = 100 \text{ kPa}$, de manera que, como la aceleración en gèvres, donde están los prototipos del metro y del kilogramo, es de 9.80665 m/s^2 , 1 bar de 100000 pascuales, o sea 100000 newtons por metro cuadrado, equivale a $100000/9.80665 = 10197.162$ kilogramos de fuerza (kilopondios por metro cuadrado), o sea que $1 \text{ bar} = 10197.162 \text{ kgf/m}^2 = 10197.162 \text{ kp/10000 cm}^2 = 1.0197162 \text{ kgf/cm}^2 = 1.0197162 \text{ kp/cm}^2$. Esto hace que los manómetros graduados en barios, marquen presiones 1.97% mayores que si estuvieran en "kilogramos-fuerza por centímetro cuadrado", llamados también "kilopondios por centímetro cuadrado" (kp/cm^2) o "atmósferas técnicas" o también "atmósferas métricas", ya en desuso en Europa.

9.7-Los meteorólogos emplean como unidad de presión atmosférica el milibario (mbar) que equivale a 100 Pa (cien pascuales) y muy aproximadamente corresponde a 0.75 mm Hg de presión barométrica medida en unidades (milímetros de columna de mercurio) que deben descartarse. Hay que recordar que la presión barométrica normal, al nivel del mar, es de 1013.25 mbar, o sean 101.325 kPa, en sustitución de los antiguos 760 mm Hg, o las desechables 29.921" Hg. Es de recomendarse, además, que en la información al público, la presión atmosférica, o sea la presión barométrica, se dé en kilopascuales (kPa).

9.8-Si para los esfuerzos de los materiales, se emplea como unidad SI el megapascal (MPa), como éste vale un millón de newtons por metro cuadrado, vale también un newton por milímetro cuadrado (1 N/mm^2), lo cual equivale a decir que 1 MPa es aproximadamente igual a 10.197 kilogramos-fuerza por centímetro cuadrado en unidades que deben desecharse. (Ver conversión en 9.6).

10.- UNIDADES QUE DEBEN ABANDONARSE.

10.1-No deberán usarse unidades de sistemas que no sean del sistema internacional, como por ejemplo el barril de petróleo, que es unidad de volumen equivalente a 42 galones americanos de 231 pulgadas cúbicas anglo-norteamericanas, y como una pulgada mide 25.4 mm exactamente, el barril contiene $42 \times 231 \times 0.254^3 \text{ dm}^3 = 158.987\ 294\ 928$ litros exactamente. Tampoco deberá usarse el caballo de potencia norteamericano que equivale exactamente a 746 W, ni otras unidades norteamericanas, como la tonelada de refrigeración (1 TR = 3516.853 W), el caballo de caldera equivalente a 9809.5 W, los grados Fahrenheit, etc.

10.2-Deben abandonarse las unidades del sistema CGS, tales como la dina, el erg, el poise, el stokes, el lambert, así como las unidades cgs electrostáticas ("esu") y electromagnéticas ("emu"), al igual que el gauss, el gilbert, el oersted, el maxwell, etc., y tampoco se usarán el abampere, el statvolt y las otras con estos prefijos.

10.3-Se excluirán las unidades métricas del sistema gravitacional, tales como el kilogramo-fuerza (que vale 9.806 65 N); el milímetro de columna de mercurio, llamado torr (que vale 133.322 Pa aprox.); el milímetro de columna de agua (que vale 9.8 Pa aprox.); el caballo métrico de potencia (735.5 W aproximadamente), etc.

II.-EL SISTEMA INTERNACIONAL "SI" EN EL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

En esta especialidad es posible trabajar con las unidades del sistema "SI" si se tienen en cuenta las equivalencias siguientes:

1 Tonelada de refrigeración = 1 TR = 3516.8 W

1 Btu = 1055.055 852 62 julios (J) exactamente, o bien 1.055 056 kJ aproximadamente.

1 Btu/h = 1.055 056 kJ/3.6 ks = 0.293 071 1 W (watts de flujo de calor).

1 kcal = 4.186 8 kJ

1 Kcal/h = 4.186 8 kJ/3.6 ks = 1.163 W

1" = 25.4 mm exactamente.

$$1 \text{ CFM} = 0.3048^3 \text{ m}^3 / 60 \text{ s} = 0.000 471 947 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$= 1.699 \text{ m}^3 / \text{h} \text{ o aprox. } 1.7 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$1 \text{ lb/ft}^3 = 16.018 462 \text{ kg/m}^3$$

Temperatura en grados Celsius, en función de grados Fahrenheit :

$$t_C = \frac{5}{9} \cdot (t_F - 32)$$

Recíprocamente, temperatura Fahrenheit

$$t_F = 1.8 t_C + 32$$

Temperatura en kelvins:

$$t_F = \frac{5}{9} (t_K - 273.15) + 32 = t_C + 273.15$$

Temperatura Fahrenheit en función de kelvins:

$$t_F = 1.8 t_K - 459.67$$

Con los datos anteriores podemos calcular las ganancias por transmisión, en watts, mediante la ecuación

$$C = U (t_e - t_i) S$$

En la que C es el flujo térmico en watts, U es la conductancia del material (muro, vidrio, etc.,) en watts por metro cuadrado y por kelvin de diferencia de temperaturas (o sea por grado Celsius de diferencia de temperaturas), t_e es la temperatura exterior en grados Celsius, y t_i la interior, siendo S la superficie de transmisión en metros cuadrados (m^2).

$$\text{Pero como } \frac{1}{U} = \frac{1}{f_e} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \dots + \frac{1}{f_i}$$

Siendo f_e el coeficiente de convección exterior en watts por metro cuadrado y por grado Celsius o kelvin de diferencia de temperaturas; x_1, x_2, \dots , los espesores en metros de las capas de material; k_1, k_2, \dots , las conductividades de los materiales, en watts-metro por metro cuadrado y por grado Celsius o kelvin de diferencia de temps. , y f_i el coeficiente de convección interior, resulta necesario conocer la manera de pasar del sistema norteamericano o del métrico convencional a unidades "SI"

$$\text{Para } U, f_e \text{ y } f_i \quad 1 \frac{\text{Btu}}{^\circ\text{F}\cdot\text{h}\cdot\text{ft}^2} = 5.678 263 \frac{\text{W}}{^\circ\text{C}\cdot\text{m}^2}$$

$$\text{y } 1 \frac{\text{kcal}}{^\circ\text{C}\cdot\text{h}\cdot\text{m}^2} = 1.163 \text{ W/}^\circ\text{C}\cdot\text{m}^2$$

Para la conductividad k:

$$1 \text{ Btu}\cdot\text{in}/^\circ\text{F}\cdot\text{h}\cdot\text{ft}^2 = 0.144 \text{ 227 9 W}/^\circ\text{C}\cdot\text{m}.$$

$$1 \text{ Kcal}/^\circ\text{C}\cdot\text{h}\cdot\text{m} = 1.163 \text{ W}/^\circ\text{C}\cdot\text{m}$$

En cuanto a ganancias solares, el que esto escribe emplea la siguiente fórmula:

$$C_{\text{sol}} = 930 \sqrt{\text{sen } \alpha \cdot \text{cos } \beta} \cdot A \cdot S \frac{U}{T_e} \text{ (W)}$$

Siendo 930 W/m^2 la intensidad de los rayos solares cuando caen verticalmente, incluyendo radiación difusa, α el ángulo de altura del sol sobre el horizonte, β el ángulo que forman los rayos solares con la perpendicular a la superficie iluminada, A el coeficiente de absorción de la superficie expuesta al sol (0.9 para tonos muy oscuros, 0.7 para tonos intermedios, 0.5 para colores claros y 0.2 para acabados con aluminio), y S la superficie iluminada por el sol, en metros cuadrados.

Si se trata de vidrios:

$$C_{\text{sol}} = 930 (\text{sen } \alpha)^{1/3} \text{cos } \beta \cdot c_s \cdot S \text{ (W)}$$

en la que c_s es el coeficiente de sombreado, que para vidrios antisolares puede valer $c_s = 0.67$.

Claro es que este procedimiento es simplificado y no toma en cuenta otros factores que intervienen en las ganancias solares.

Las ganancias por alumbrado o por aparatos se conocen en watts directamente.

Para los ocupantes de una oficina a 24°C (75°F aprox.), la ganancia sensible por persona es de unos 70 W (240 Btu/h aprox.), y la latente de unos 60 W (205 Btu/h aprox.)

Por lo que toca a la cantidad de aire refrigerado que deba introducirse a un local acondicionado, hay que considerar que normalmente el aire seco está mezclado con cierta cantidad de vapor de agua, que para facilitar el cálculo consideraremos que sea de 10 gramos por cada kilogramo de aire seco, o sean 70 granos por cada libra de aire seco.

En estas condiciones, como el calor específico del aire seco es 0.24 veces el del agua, y es de 0.44 el del vapor, tendremos que el calor específico de un kilogramo de mezcla será:

$$\frac{(0.24 + 0.010 \times 0.44) \times 4186.8 \text{ J/}^\circ\text{C}}{1.010 \text{ kg}} = 1013.12 \frac{\text{J}}{\text{C} \cdot \text{kg}}$$

Y entonces la cantidad de aire frío que deberá introducirse al local será proporcional a las ganancias (C_s) de calor sensible, e inversamente proporcional a la densidad del aire (1.2 kg/m^3 a 20°C , 50 % de humedad relativa y al nivel del mar, o sea aproximadamente 0.075 lb/ft^3) corregida esta densidad de acuerdo con la presión barométrica (b) del lugar, expresada en milibarios, con relación a los 1013.25 mbar al nivel del mar (equivalentes a 760 mm Hg ó a $29.921'' \text{ Hg}$) así como también inversamente proporcional a la diferencia de temperatura ($t_i - t_a$) entre la del aire refrigerado que entra al local (t_a) y la temperatura (t_i) del interior del espacio acondicionado, ambas en grados Celsius. En esta forma, si designamos con (Q) la cantidad de aire necesaria, en metros cúbicos por segundo, y con (C_s) las ganancias de calor sensible en watts ($1 \text{ W} = 1\text{J/s}$), obtendremos:

$$Q = \frac{C_s}{(1.2 \text{ kg/m}^3) \times (b/1013.25 \text{ mbar}) \times (1013.12 \text{ J/}^\circ\text{C} \cdot \text{kg}) \times (t_i - t_a)}$$

y como 1013.12 y 1013.25 son prácticamente iguales, queda, dado que C_s está en $\text{W}=\text{J/s}$:

$$Q = \frac{C_s}{1.2 b (t_i - t_a)} \quad \text{m}^3/\text{s}$$

Pongamos como ejemplo una oficina de $4\text{m} \times 5\text{m} \times 2.5 \text{ m}$ rodeada por espacios acondicionados, tanto a los lados como por arriba y por abajo y con exposición únicamente a fachada en $4\text{m} \times 2.5\text{m}$ siendo la mitad vidrio y la otra mitad muro de 15 cm , de tabique con aplanado, con vista al NW, a las 15 h del 21 de mayo, con 32°C afuera y 24°C adentro. La intensidad de los rayos solares se considera de 402 W/m^2 (127 Btu/h ft^2), ya afectada por el coseno del ángulo de incidencia, y la penetración a través del vidrio de 350 W/m^2 ($111 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2$)

Las conductividades del ladrillo y del aplanado son por coincidencia, iguales y valen $k = 0.75 \text{ W/}^\circ\text{C} \cdot \text{m}$ ($5.2 \text{ Btu} \cdot \text{in/}^\circ\text{F} \cdot \text{ft}^2$); El coeficiente de convección exterior se tomará $f_e = 30 \text{ W/}^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2$ ($5.28 \text{ Btu/}^\circ\text{F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2$) para viento de 10 nudos ($18.52 \text{ km/h} = 11.5 \text{ mi/h}$) y al interior se le dará un valor de $f_i = 8.3 \text{ W/}^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2$ ($1.46 \text{ Btu/}^\circ\text{F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2$)

La resistencia térmica del muro será:

$$R = 1/U = (1/30) + (0.15/0.75) + 1/8.3 = 0.353 \quad 815 \frac{^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2}{\text{W}}$$

y entonces el coeficiente de transmisión

$$U = 2.825 \text{ W/}^\circ\text{C}\cdot\text{m}^2$$

De lo anterior resulta que las ganancias sensibles serán:

-Transmisión del muro:	
4m x 1.25m x 2.825 W/°Cm ² (32°-24°) =	113 W
-Transmisión del vidrio:	
4m x 1.25m x 6 W/°Cm ² (32°-24°) =	240 W
-Insolación del vidrio:	
4m x 1.25m x 350 W/m ² =	1750 W
-Personas 3 x 70 W	210 W
-Lámparas 2 x 100W =	200 W
-Insolación del muro	
(2.825/30) (402W/m ²) x 0.7 x 5m ² =	132 W
<hr/>	
C _S =Calor sensible interior =	2645 W
C _L =Calor lat. int. 3 pers. x 60 W =	180 W
<hr/>	

Calor de acondicionamiento

$$C_a = C_s + C_L = 2825 \text{ W}$$

Cantidad de aire necesaria, con aire frío de 13°C

$$Q = \frac{2645 \text{ W}}{1.2 \times 780 \times (24^\circ - 13^\circ)} = 0.2569 \text{ m}^3/\text{s} = 925 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$(925 \text{ m}^3/\text{h}) / (1.699 \text{ m}^3/\text{h CFM}) = 544 \text{ CFM}$$

NOTA.-En este caso se tomó la presión barométrica de México D. F., que es de 780 mbar = 585 mm Hg

Como una tonelada de refrigeración tiene una capacidad de 1 TR=3516.8 W, es de suponerse que en el ejemplo que nos ocupa, los 692 W que sobran de una tonelada, basten para el aire de ventilación y entonces la habitación requerirá en total un aparato de 1 TR.

CAPACIDAD DE LOS EQUIPOS CENTRALES

Dado que la norma IEEE std 268-1976 y la E-380-76 de la ASTM fijan como equivalencia de la tonelada de refrigeración 3.5168 kW y para el caballo de caldera 9.8095 kW, es probable que en lo sucesivo se conozca por ejemplo, un equipo de:

100 TR como de 350 kW de refrigeración y que una caldera de 100 caballos se designe 100 c.c. como 980 kW de potencia térmica.

Si se trata de máquinas de absorción, es posible que se diga, por ejemplo, que su consumo de vapor es de 2.4 kg/h por cada kW de refrigeración, lo cual equivaldría a decir que consume 2.4 x 3.5168 = 844kg = 18.6 lb/h por tonelada de refrigeración.

En cuanto a las bombas de agua refrigerada, deberán mover (0.24 L/s) / ($\Delta t^{\circ}\text{C} \cdot \text{kW}$) por cada kW de refrigeración. En efecto, si la diferencia de temperatura fuera de 10°F o sea de 50/9 de grado Celsius, el gasto sería de $0.24 \times 9/50 = 0.0432$ L/s por cada kW de refrigeración, o bien $0.0432 \times 3.5168 = 0.15192576$ L/s = 9.1155456 L/min = 2.408 GPM por tonelada de refrigeración, que es aproximadamente lo acostumbrado.

CALCULO DE DUCTOS

Se puede aplicar la ecuación racional para la caída de presión en pascales, o sea :

$$\Delta p = f \frac{L}{D} \times \frac{v^2 d}{2} \text{ (Pa)}$$

Cuando el largo (L) del ducto esté en metros, al igual que el diámetro; La velocidad en metros por segundo y la densidad del aire en kg/m^3 (normalmente 1.2 kg/m^3 , equivalente a 0.075 lb/ft^3). En efecto, como (f) es valor abstracto, y también lo es la relación (L/D), queda ($v^2 d$) que está en $(\text{m}^2/\text{s}^2) \times (\text{kg/m}^3) = \text{N/m}^2 = \text{Pa}$.

Para la conducción de aire en ductos de lámina el coeficiente de fricción es :

$$f = 0.0216/v^{0.18} D^{0.22} \text{ y entonces :}$$

$$\Delta p = 0.0216 \frac{L v^{1.82}}{2 D^{1.22}} \frac{1.2}{1} = 0.01296 \frac{L v^{1.82}}{D^{1.22}}$$

y entonces la caída por metro lineal de ducto será:

$$\frac{\Delta p}{L} = 0.01296 \frac{v^{1.82}}{D^{1.22}} \text{ (Pa/m)}$$

En esta fórmula el diámetro equivalente por velocidad a un ducto rectangular es cuatro veces el radio hidráulico o sea $2ab/(a+b)$. Se aclara también que 1" de agua equivale a 249 pascales, y entonces 1 Pa/m vale $30.48/249$ pulgadas por cien pies : $1 \text{ Pa/m} = 0.1224"/100'$, y $1" \text{ H}_2\text{O}/100' = 8.17 \text{ Pa/m}$, como en alta velocidad, y $0.05"/100'$ son aproximadamente 0.4 Pa/m.

Si el ducto conduce (Q) metros cúbicos por segundo, la velocidad en m/s será: $v = 4Q/\pi D^2$ y entonces:

$$\frac{\Delta p}{L} = 0.01296 \times 1.552 \frac{159Q^{1.82}}{D^{4.86}}$$

$$\frac{\Delta p}{L} = 0.020116 \frac{Q^{1.82}}{D^{4.86}} \text{ (Pa/m)}$$

Por lo que:

$$Q = 8.553 (\Delta p/L)^{0.549} D^{2.67}$$

$$y \quad D = \frac{0.447646}{(\Delta p/L)^{0.2048}} Q^{0.3745}$$

Si el ducto es rectangular, de lados (a x b), su diámetro equivalente por gasto es:

$$D = 1.3 (a \cdot b)^{0.625} / (a+b)^{0.25}$$

Para el caso del ejemplo en que se requieren - - 0.2569 m³/s, si se pone un ducto de llegada de 40 cm x 20 cm, la velocidad será:

$$v = \frac{0.2569 \text{ m}^3/\text{s}}{0.4 \times 0.2 \text{ m}^2} = 3.21 \text{ m/s}$$

o sean 3.21/0.0500 = 632 FPM, ya que 1000 FPM = 5.08 m/s, y el diámetro equivalente $D=1.3(0.4 \times 0.2)^{0.625} / (0.4+0.2)^{0.25}$ lo que da $D = 0.305 \text{ m} = 12"$

Así en función del gasto $Q=0.2569 \text{ m}^3/\text{s}$

$$\Delta p / L = 0.020 \ 116 (0.2569)^{1.92} / 0.305^{4.86}$$

$$= 0.54 \text{ Pa/m} = 0.066"/100'$$

Cuando se trata de alta velocidad, debe tenerse en cuenta la presión dinámica o presión de velocidad

$$P_v = \frac{v^2 \cdot 1.2}{2} = 0.6 v^2 \text{ en pascuales}$$

Recordando que 1" H₂O = 249 Pa

Por ejemplo, para $v = 20 \text{ m/s} = 3937 \text{ FPM}$ se tiene una presión dinámica : $P_v=0.6 \times 20^2=240 \text{ Pa}$. En sistema norteamericano: $P_v = (3937/4005)^2 = 0.966"$

$$\text{y } 0.966 \times 249 \text{ Pa} = 240.5 \text{ Pa.}$$

NOTA SOBRE CAIDAS DE PRESION Y VELOCIDADES DEL AIRE

Para ductos de baja velocidad se recomienda que las caídas de presión puedan llegar a ser desde 0.65 Pa/m, sin que la velocidad exceda de 11 m/s, hasta 1.2 Pa/m, sin que la velocidad pase de 13 m/s, y que para ductos de alta velocidad las caídas de presión puedan ser desde 3.25 Pa/m, sin que la velocidad exceda de 18 m/s, hasta 6 Pa/m, sin que la velocidad rebase los 23 m/s, recordando que 1 Pa/m=0.1224 pulgadas de columna de agua por cada 100 pies de ducto y - que 1 m/s equivale aproximadamente a 200 pies por minuto - exactamente: 196.85 pies por minuto).



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

**PROYECTO, INSTALACION Y CONSERVACION DE SISTEMAS DE
ACONDICIONAMIENTO DE AIRE**

CARGA TERMICA

OCTUBRE, 1982

C A R G A T E R M I C A

I. M. S. S. OF DE INSTALACIONES Y EQUIPOS.	C O N D I C I O N E S A T M O S F E R I C A S D E D I S E Ñ O	A M I C A
--	---	-----------

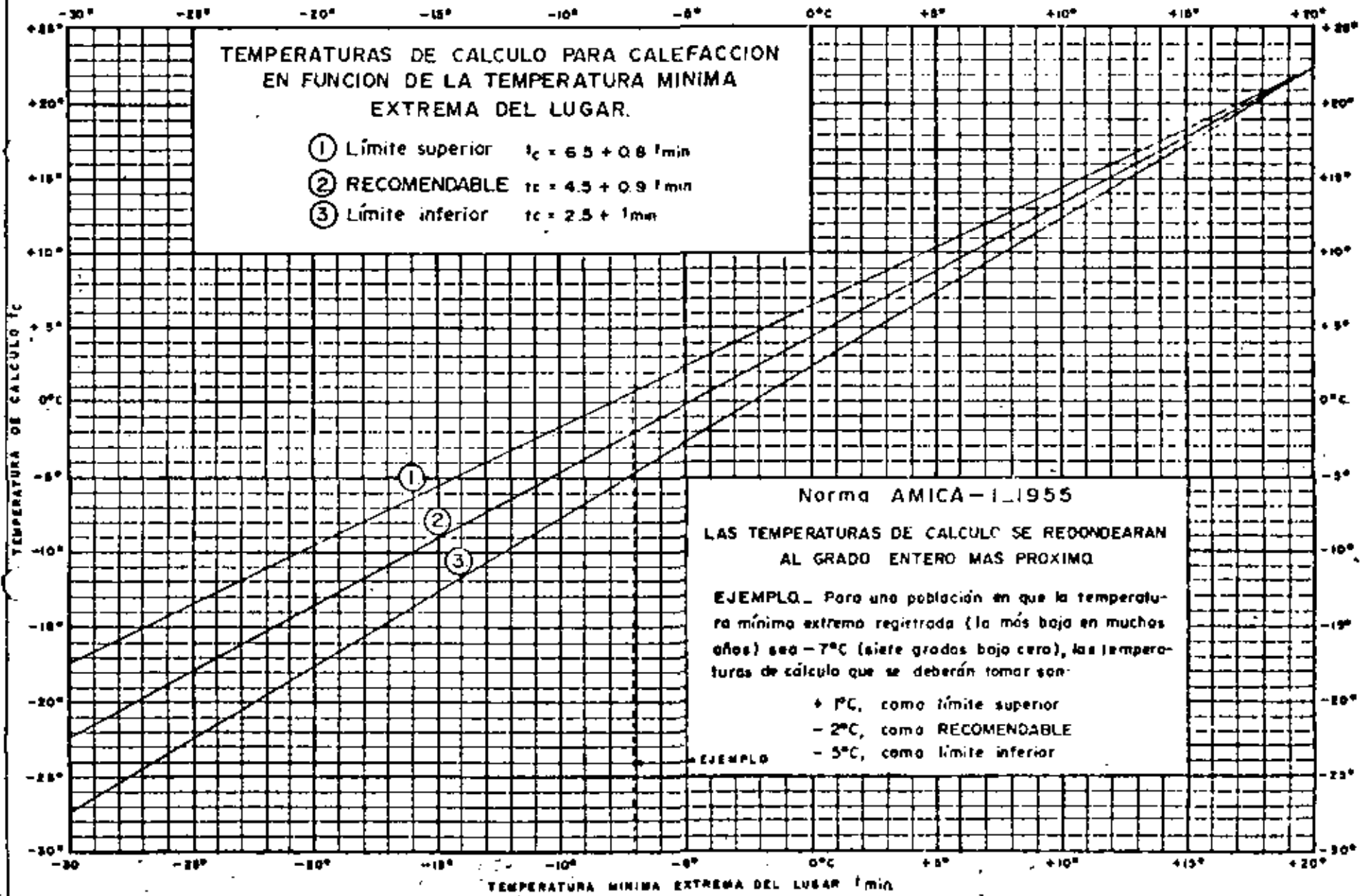
100

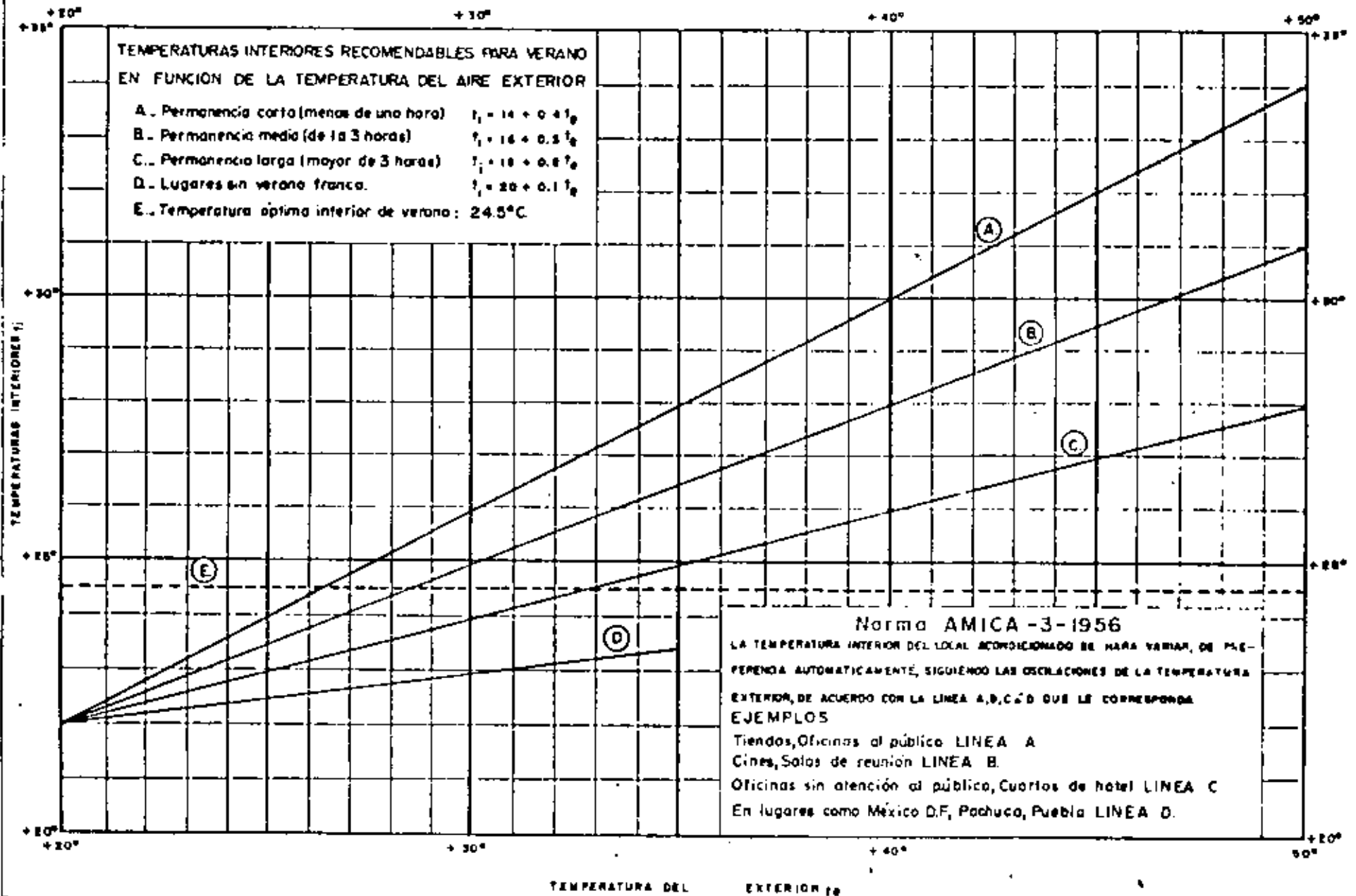
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	
DATOS SITUACION				DATOS VERANO				DATOS INVIERNO					
E S T A D O	Posición	Geográfica	Altura	Presión			Temp.	Temp.de		Grados-día	Temp.	Temp.de	Grados=d
	Latitud	Longitud	S.N.M.	Barométrica	Máx-Ext.	Cálculo	Anuales	Min-Ext.	Cálculo	Anuales			
	N	W	M	Mb	MM	Hg	°C	HS	BH	°C	°C		
AGUASCALIENTES													
Aguascalientes	21° 53'	102° 18'	1879	816	612	36.8	34	19	248	- 4.7	0	330	
BAJA CALIFORNIA													
Ensenada	31° 52'	116° 38'	13	1012	759	36.5	34	26	109	+ 1.1	+ 5	492	
Mexicali	32° 29'	115° 30'	1	1013	760	47.8	43	28	1660	- 3.7	+ 1	372	
La Paz	24° 10'	110° 07'	18	1011	758	38.0	36	27	1827	+ 9.0	+13	556	
Tijuana	32° 29'	117° 02'	28	1010	758	38.2	35	26	754	- 3.3	+ 2	556	
CAMPECHE													
Campeche	19° 51'	90° 32'	25	1010	758	38.9	36	26	2087	+12.7	+16		
Ciudad del Carmen	18° 38'	91° 49'	3	1013	760	41.0	37	26	2126	+10.8	+14		
COAHUILA													
Monclova	26° 55'	101° 26'	586	948	711	42.0	38	24	1169	- 7.8	- 3	326	
Nueva Rosita	27° 55'	101° 17'	430	965	724	45.0	41	25	1539	- 8.5	- 3	481	
Piedras Negras	28° 42'	100° 31'	220	988	741	43.9	40	25	1547	-11.9	- 6	479	
Saltillo	25° 26'	101° 00'	1609	842	632	38.0	35	22	208	- 9.6	- 4		
COLIMA													
Colima	19° 14'	103° 45'	494	958	719	39.5	36	24	1683	+ 8.5	+12		
Manzanillo	19° 04'	104° 20'	3	1013	760	38.6	35	27	2229	+12.1	+15		
CHIAPAS													
Tapachula	14° 54'	92° 16'	168	994	746	37.4	34	25	2081	+12.8	+16		
Tuxtla Gutiérrez	16° 45'	93° 06'	536	953	715	38.5	35	25	1601	+ 7.2	+11		
CHIHUAHUA													
Chihuahua	28° 38'	106° 04'	1423	860	645	38.5	35	23	651	-11.5	- 6	793	
Ciudad Juárez	31° 44'	106° 29'	1137	889	667	41.2	37	24	695	-16.0	-10	1289	

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)
	N	W	M	Mb	MM	Hg	°C	BS	BH	°C	°C	
101												
DISTRITO FEDERAL												
México Chapultepec	19° 25'	99° 10'	2240	780	585	33.8	30	17	78	- 4.8	0	847
DURANGO												
Durango	24° 01'	104° 40'	1898	814	610	35.6	33	17	100	- 5.0	0	550
Ciudad Lerdo	25° 30'	103° 32'	1140	889	667	39.0	36	21	1082	- 4.2	+ 1	227
GUANAJUATO												
Celaya	20° 32'	100° 49'	1754	828	610	41.5	38	20	657	- 4.5	0	1
Guanajuato	21° 01'	101° 15'	2037	801	601	33.8	32	18	49	+ 0.1	+ 5	245
-León	21° 07'	101° 41'	1809	822	617	36.5	34	20	192	- 2.5	+ 2	176
Salvatierra	20° 13'	100° 53'	1761	827	620	38.0	35	19	367	- 2.0	+ 3	40
GUERRERO												
Acapulco	16° 50'	99° 56'	3	1013	760	35.8	33	27	2613	+15.8	+19	
Ciudad Bravo (Chilpancingo)	17° 33'	99° 30'	1250	878	658	35.2	33	23	434	+ 5.0	- 9	
Taxco	18° 33'	99° 36'	1755	828	621	36.5	34	20	518	- 8.0	+12	20
HIDALGO												
Actopan	20° 08'	98° 45'	2445	764	573	31.4	29	18		- 5.8	- 1	1007
Tulancingo	20° 05'	98° 22'	2181	787	590	34.7	32	19	12	- 5.8	- 1	849
JALISCO												
Guadalajara	20° 41'	103° 20'	1589	844	633	36.0	33	20	204	- 3.7	+ 1	164
Lagos	21° 22'	101° 56'	1880	816	612	43.2	39	20	574	- 3.2	+ 2	162
Puerto Vallarta	20° 37'	105° 15'	2	1013	760	39.0	36	26	2090	+11.0	+14	
MEXICO												
Texcoco	19° 31'	98° 52'	2216	784	588	34.0	32	19	175	- 6.0	- 1	500
Toluca	19° 17'	99° 39'	2675	743	557	26.8	26	17		- 3.0	+ 2	1570
MICHOACAN												
Apatzingán	19° 05'	102° 15'	682	937	703	43.0	39	25	3013	+11.5	+15	270
Morelia	19° 42'	101° 07'	1923	812	609	31.3	30	19	165	+ 1.6	+ 6	270
Zamora	19° 59'	102° 18'	1633	840	630	37.5	35	20	320	- 0.2	+ 4	25
Zacapu	19° 45'	101° 45'	2000	804	603	34.8	32	19	168	- 6.0	- 1	675

	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)
	N	W	M	Mb	MM	Hg	°C	ES	BH	°C	°C	
152												
MORELOS												
Cuatla	18° 48'	98° 57'	1291	874	655	47.4	42	22	825	+ 5.3	+ 9	
Guernavaca	18° 55'	99° 14'	1538	849	637	32.6	31	20	250	+ 6.9	+11	
NAYARIT												
San Blas	21° 32'	105° 19'	7	1013	760	36.0	33	26	1462	+ 7.3	+11	
Tepic	21° 31'	104° 53'	918	912	684	38.9	36	26	600	+ 1.9	+ 6	
JEVO LEON												
Montemorelos	25° 12'	99° 50'	432	965	724	42.8	39	25	1856	+ 0.5	+ 5	99
Arrey	25° 40'	100° 18'	534	954	715	41.5	38	26	1181	- 5.4	0	173
OAXACA												
Oaxaca	17° 04'	96° 42'	1563	846	635	38.0	35	22	290	+ 2.4	+ 7	
San Juan Cruz	16° 12'	95° 12'	56	1007	755	36.8	34	26	2403	+16.0	+19	
PUEBLA												
Puebla	19° 02'	98° 11'	2150	790	593	30.8	29	17	144	- 1.5	+ 3	418
Tehuacán	18° 28'	97° 23'	1676	835	627	37.0	34	20	196	- 5.0	0	80
QUERETARO												
Querétaro	20° 36'	100° 23'	1842	819	614	36.2	33	21	159	- 4.9	- 0	248
SAN LUIS POTOSI												
San Luis Potosí	22° 09'	100° 58'	1877	816	612	37.3	34	18	86	- 2.7	+ 2	345
SINALOA												
Culiacán	24° 48'	107° 24'	53	1007	755	40.9	37	27	1659	+31.1	+ 7	
Motlán	23° 11'	106° 25'	78	1004	753	33.4	31	26	1373	+11.2	+14	
Toluca	25° 36'	109° 03'	3	1013	760	41.1	37	27	1754	+ 8.0	+12	
SONORA												
Guaymas	27° 55'	110° 53'	4	1013	760	47.0	42	22	1809	+ 7.0	+11	
Hermosillo	29° 05'	110° 58'	211	989	742	45.0	41	28	1875	+ 2.0	+ 6	84
Nogales	30° 21'	110° 58'	1117	885	664	41.0	37	26	655	- 9.0	- 4	979
Ciudad Obregón	27° 29'	109° 55'	40	1009	757	48.0	43	28	2443	- 1.1	+ 4	
TABASCO												
Villahermosa	17° 59'	92° 55'	10	1012	759	41.0	37	26	2206	+12.2	+15	

	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	
	N	W	M	Mb	MM	Hg	°C	Es	BH	°C	°C		
103													
ERACRUZ													
Tlalapa	19° 32'	96° 55'	1399	863		647	34.6	32	21	245	+ 2.2	+ 6	208
Coahuila Rica													
Orizaba	18° 51'	97° 05'	1246	878		659	37.0	34	21	184	+ 1.5	+ 6	134
Veracruz	19° 12'	96° 08'	16	1011		758	35.6	33	27	1763	+ 9.6	+13	
TUCATAN													
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	
YUCAS													
Presnillo	23° 10'	102° 53'	2250	781		586	39.0	36	19	235	- 4.5	0	794
Acatecas	22° 47'	102° 34'	2612	784		561	29.0	28	17		- 7.5	- 2	1383
QUINTANA ROO													
Cozumel	20° 31'	86° 57'	3	1013		760	35.8	33	27	1969	+10.3	+14	
Payo Obispo	18° 30'	88° 20'	4	1013		760	37.2	34	27	2120	+ 9.5	+13	
TAMAULIPAS													
Matamoros	25° 32'	87° 20'	12	1012		759	39.3	36	26	1815	- 4.7	0	47
Nuevo Laredo	27° 29'	99° 30'	140	967		748	45.0	41	32	2042	- 7.0	- 2	118
Tampico	22° 12'	97° 81'	18	1011		738	39.3	36	26	1635	- 2.5	+ 2	
Ciudad Victoria	23° 44'	99° 08'	221	977		733	41.7	36	26	1397	- 2.3	+ 2	87
PLAXCALA													
Tlaxcala	19° 32'	98° 15'	2252	781		686	29.4	38	17	34	- 1.4	+ 3	512

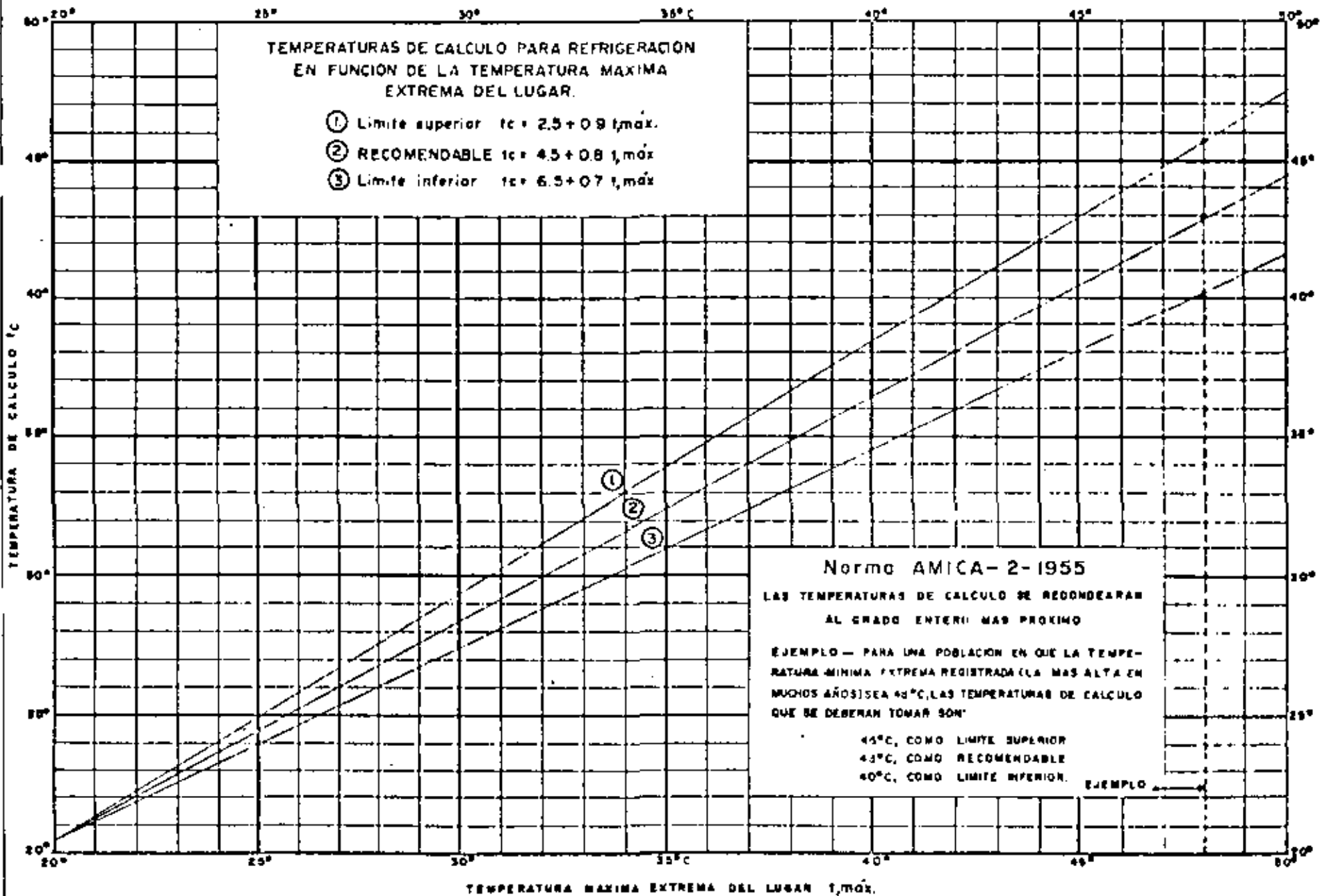




9.

TEMPERATURAS DE CALCULO PARA REFRIGERACION
EN FUNCION DE LA TEMPERATURA MAXIMA
EXTREMA DEL LUGAR.

- ① Limite superior $t_c = 2.5 + 0.9 t_{max}$.
- ② RECOMENDABLE $t_c = 4.5 + 0.8 t_{max}$.
- ③ Limite inferior $t_c = 6.5 + 0.7 t_{max}$.



Air Conditioning Load Estimate

8

PROJECT: _____ DATE: _____
 PREPARED BY: _____
 NAME OF BLDG: _____
 LOCATION: _____

OFFICE: _____
 PROGRAM: _____
 APPROVED: _____

SPACE OR FACT					ESTIMATE HOUR	LOCAL TIME SUN TIME	PEAK LOAD	LT	SL
ITEM	AREA OR QUANTITY	SUN GAIN OR TEMP DIFF	FACTOR	BTU HOUR	EQUIPMENT OPERATION	WEEK DAY			
					CONDITIONS	DN	WN	SWH	OP
					OUTDOOR DBA				
					FROM INSH				
					DIFFERENCE	FXX	YXX	ZXX	
SOLAR GAIN - GLASS									
GLASS	SO FT X	X							
GLASS	SO FT X	X							
GLASS	SO FT X	X							
GLASS	SO FT X	X							
EXPOSURE	SO FT X	X							
SOLAR & TRANS. GAIN - WALLS & ROOF									
WALL	SO FT X	X							
WALL	SO FT X	X							
WALL	SO FT X	X							
WALL	SO FT X	X							
ROOF UN	SO FT X	X							
ROOF SHADED	SO FT X	X							
TRANS GAIN - EXCEPT WALLS & ROOF									
ALL GLASS	SO FT X	X							
WARTION	SO FT X	X							
CEILING	SO FT X	X							
FLOOR	SO FT X	X							
INFILTRATION	CFM X	Y	100						
INTERNAL HEAT									
PEOPLE		X							
POWER	HP OR KW X								
LIGHTS	WATTS X	34							
APPLIANCE ETC		X							
ADDITIONAL HEAT GAINS		X							
SUB TOTAL									
SUB TOTAL									
SAFETY FACTOR									
ROOM SENSIBLE HEAT (RSM) #									
SUPPLY DUCT LEAKAGE LOSS		FAN HP							
OUTDOOR AIR	CFM X	F.A.	PF X 100						
EFFECTIVE ROOM SENSIBLE HEAT (ERSH) #									
LATENT HEAT									
INFILTRATION	CFM X	GR LB X DB							
PEOPLE	X								
WATER	LB HR X 1000								
APPLIANCE ETC									
ADDITIONAL HEAT GAINS									
VAPOR GAIN	SO FT X 1000 X	GR LB							
SUB TOTAL									
SAFETY FACTOR									
ROOM LATENT HEAT (RLH) #									
SUPPLY DUCT LEAKAGE LOSS									
OUTDOOR AIR	CFM X	GR LB	EF X 100						
EFFECTIVE ROOM LATENT HEAT (ERLH) #									
EFFECTIVE ROOM TOTAL HEAT (ERTH) #									
OUTDOOR AIR HEAT									
NEW AIR	CFM X	F.A.	DBF X 100						
FAH	CFM X	GR LB X DB	DBF X 100						
RETURN AIR		RETURN DB							
LEAKAGE GAIN									
OUTDOOR AIR HEAT (OAH) #									
WHEN BYPASSING A VENT OFF SET									
WHEN BYPASSING A VENT ON WITH 1% USE OF HUMIDIFIED AIR									

OUTDOOR AIR
 PEOPLE X _____ CFM PERSON
 SOFT X _____ CFM SOFT
 CFM VENTILATION # _____
 SWINGING REVOLVING DOORS _____ FT (PLS) X _____ CFM PERSON
 OPEN DOORS _____ DOORS X _____ CFM DOOR
 EXHAUST FAN _____
 CRACK _____ FEET X _____ CFM FT
 CFM INfiltration # _____
 CFM OUTDOOR AIR THRU APPARATUS # _____

APPARATUS DEW POINT & DEHUMIDIFIED AIR QUANT
 EFFECTIVE SENSIBLE HEAT FACTOR _____ ERSH
 INDICATED ADP _____ F SELECTED ADP _____
 100 R _____ ERSH
 100 R _____ DEMUN RIF

SUPPLY AIR QUANTITY
 100 R _____ RSH
 100 R _____ CFM OA
 100 R _____ RSH
 100 R _____ DESIRED DMF
 100 R _____ CFM OA
 100 R _____ CFM OA

RESULTING ENT & LGD CONDITIONS AT APPARATUS
 FROM PSYCH CHART T_{WB} _____ T_{WB} _____
 FROM PSYCH CHART T_{WB} _____ T_{WB} _____

NOTES

Materiales que intervienen en la Sección del Techo	Resistencia Térmica "R"	Resistencia Total "R"	Valor de "U"
A	a	9	$\frac{1}{R}$
B	b		
C	c		
D	d		

Obteniendo el valor de U, se tiene:

$$Q_{s. a.} = U_{s. a.} \times \Delta T \text{ y } Q_{c. a.} = U_{c. a.} \times \Delta T$$

$Q_{s. a.} - Q_{c. a.}$ = Cantidad de calor en BTU (sft-h) demandada por el Aislamiento.

$$A \frac{Q_{s. a.} - Q_{c. a.}}{Q_{s. a.}} \times 100 = \text{Eficiencia del Aislamiento}$$

U = Coeficiente

U_{s. a.} = Coeficiente de transmisión total sin aislamiento

U_{c. a.} = Coeficiente de transmisión total con aislamiento

Q_{s. a.} = Cantidad de calor sin aislamiento en BTU (sft-h)

Q_{c. a.} = Cantidad de calor con aislamiento en BTU (sft-h)

ΔT = Diferencia de Temperatura en °F. entre las caras de la sección considerada.

Con objeto de facilitar los cálculos anteriores, se incluye la siguiente tabla que muestra la resistencia térmica de varios materiales:

MATERIAL	RESISTENCIA
1. Sencillado incluyendo inserto e impermeabilización.	0.73
2. Losa de Concreto de 8 cms. *	0.26
3. Losa de Concreto de 10 cms. *	0.33
4. Losa de Concreto de 15 cms. *	0.50
5. Losa de Concreto con block hueco de 10 cms.	0.71
6. Losa de Concreto con block hueco de 20 cms.	1.11
7. Losa de Concreto con block hueco de 30 cms.	1.26
8. Acabado de yeso de 1.5 cms. *	0.32
9. Películas de aire en superficies exterior e interior.	0.77
10. Láminas de asbesto cemento de 0.7 cms. *	0.06
11. Láminas de aluminio o de Fibra *	0.00
12. Techos de madera de 3.81 cms. *	1.40
13. Alce (no mayor de 25 cms.) *	0.78
14. Falso plafón de Yeso de 1.9 cm. con metal desmontado *	0.47
15. Plafón de Fibra de Madera *	2.00
16. Plafón de Lana Mineral *	3.00
17. Plafón de Fibra de Vidrio *	4.25

Especificaciones de instalación:

El espesor que debe usarse, varía según sea el tipo de techo, el % de humedad relativa durante el invierno en el interior de la construcción, y el costo de la calefacción o aire acondicionado.

Usualmente para edificios con calefacción, se usa un factor "U" de 0.15 ó menos y para edificios con aire acondicionado, de 0.10 BTU ó menos.

BARRERA DE VAPOR: En todos los casos deberá tomarse en cuenta la acción de una barrera de vapor y su localización más adecuada, pues de otra forma se expondrá el techo, cualquiera que fuera el aislamiento a perjudiciales condensaciones de vapor de agua.

VITROTEC puede aplicarse sobre cualquier superficie si ésta se encuentra lisa, limpia y seca. Su adhesión a la superficie se hace con asfalto caliente (76°C) en contacto con la cara que no está cubierta con papel kraftado. Cuando la pendiente de la cubierta es mayor de 17%, las placas de **VITROTEC**, deberán fijarse mecánicamente a aquella. Las juntas formadas por la dimensión más corta de las placas, deben ser discontinuas (dentalillo).

En el perímetro de las cubiertas o de las protuberancias existentes en aquellas, deberá colocarse, fijándolo mecánicamente un listón de madera de 7.5 cms. de ancho y espesor igual al del aislamiento **VITROTEC**. Tanto el aislamiento como los listones, deberá impermeabilizarse adecuadamente.

Limitaciones:

VITROTEC no debe usarse sobre superficies cuya temperatura sea mayor de 232°C y donde se excedan las cargas permanentes arriba citadas.

VITROTEC deberá colocarse interiormente en forma de falso plafón en los casos de techos con curvatura pronunciada o con pendiente mayor de 34%.

VITROTEC debe conservarse seco y limpio en lugares protegidos de la intemperie.

CARACTERÍSTICAS DEL VITROTEC

TIPO	ESPESOR	DIMENSIONES DE LA PLACA	CONDUCTANCIA BTU/24h h. °F C	RESISTENCIA TÉRMICA R=1/C	PREZAS POR LAQUETE	NO. POR PLACA
Residencial	1.27 cm. (1/2")	1.22 m. x 1.22 m. (48" x 48")	0.443	2.257	12	1.49
	1.91 cm. (3/4")	0.91 m. x 1.22 m. (36" x 48")	0.285	3.506	12	1.12
	2.54 cm. (1")	0.91 m. x 1.22 m. (36" x 48")	0.222	4.505	9	1.12
	3.81 cm. (1 1/2")	0.91 m. x 1.22 m. (36" x 48")	0.148	6.757	6	1.12
Comercial	1.91 cm. (3/4")	0.91 m. x 1.22 m. (36" x 48")	0.297	3.363	10	1.12
	2.54 cm. (1")	0.91 m. x 1.22 m. (36" x 48")	0.223	4.484	7	1.12
	3.81 cm. (1 1/2")	0.91 m. x 1.22 m. (36" x 48")	0.148	6.756	6	1.12

Los valores de conductancia están dados a 25°F (24°C)

VITRO-FIBRAS, S. A. Reforma 332-6° Piso Tels: 5 11-63-77 y 5 11-67-05

México 6, D. F.

DRY BULB	F	F	(T _o -T _i)
WET BULB	F	F	X X X X
DEW POINT	F	F	X X X X
RELATIVE HUMIDITY	%	%	X X X X
TOTAL ENTHALPY (BTU PER LB. OF DRY AIR)			(H _o -H _i)
GRAINS OF MOISTURE PER LB. OF DRY AIR			(W _o -W _i)
WINTER	F	F	T.O.

COOLING AND HEATING LOAD ESTIMATE SHEET

COPYRIGHT 1965
THE TRANE COMPANY
LA CROSSE, WISCONSIN

NAME _____
 ADDRESS _____
 CITY & STATE _____
 BRANCH OFFICE _____
 ROOM _____ FLOOR _____ BH. NO. _____
 LGTH. _____ WIDTH _____ HT. _____ VOL. _____ CU. FT _____

LATITUDE _____ TIME _____ AM. _____ PM. _____

WALL COLOR _____ ROOF COLOR _____ WINDOWS _____
 LIGHT LIGHT AWNINGS
 MEDIUM MEDIUM SHADES
 DARK DARK BARE

TRANSMISSION & SOLAR SENSIBLE HEAT GAIN							HEAT LOSS		
ITEM NO.	ITEM	AREA SQ. FT.	TEMP. DIFF.	"U" FACTOR	BTU/HR.	TEMP. DIFF.	"U" FACTOR	BTU/HR.	
1	EXTERIOR WALL								
2	EXTERIOR WALL								
3	EXTERIOR WALL								
4	EXTERIOR WALL								
5	ROOF								
	GLASS SUMMARY CALCULATIONS	AREA SQ. FT.		SOLAR FACTOR					
6	EXTERIOR GLASS								
7	EXTERIOR GLASS								
8	EXTERIOR GLASS								
9	EXTERIOR GLASS								
10	SKYGLASS								
11	TOTAL TRANSMISSION & SOLAR								

SUMMARY OF HEAT GAINS

ITEM NO.	ITEM	SENSIBLE	LATENT
11	TRANS. & SOLAR		
17	TRANSMISSION		
18	DUCTS		
22	BODY		
29	EQUIPMENT		
32	INFILTRATION		
33	TOTAL SENSIBLE		X X X X X X
34	TOTAL LATENT		←
35	TOTAL HEAT GAINS		

TRANSMISSION SENSIBLE HEAT

12	FLOORS				
13	CEILINGS				
14	PARTITIONS				
15	GLASS IN PARTITIONS				
16	MISCELLANEOUS INFILT. FOR HEATING				
17	TOTAL TRANSMISSION				
18	DUCT GAINS				

SENSIBLE HEAT RATIO

ITEM 33	_____
ITEM 35	_____
37	DRY BULB TEMP AIR SUPPLY _____ F
38	WET BULB TEMP AIR SUPPLY _____ F
38	RISE IN DRY BULB TEMP. OF AIR SUPPLY ROOM D. B. - ITEM 37 _____ F
40	TOT. AIR SUPPLY = $\frac{\text{ITEM 33}}{\text{ITEM 37}}$ = _____ CFM

		SENSIBLE	LATENT
18	BODY HEAT GAINS		
19	SENSIBLE NO. PEOPLE _____ X		
20	LATENT (QUIET) NO. PEOPLE _____ X		
21	LATENT (ACTIVE) NO. PEOPLE _____ X		
22	TOTAL BODY HEAT GAINS		
23	EQUIPMENT HEAT GAINS		
24	ELECTRIC LIGHTS _____ WATTS X 3.4		
25	SMALL ELECTRIC MOTORS (2 H.P. & SMALLER) _____ H.P. X 3600		
26	LARGE ELECTRIC MOTORS (3 H.P. & LARGER) _____ H.P. X 3000		
27	ELECTRIC EQUIPMENT _____ WATTS X 3.4		
28	GAS EQUIPMENT _____ NO. X		
29	MISC. _____ NO. X		
29	TOTAL EQUIPMENT GAINS		
30	INFILTRATION GAINS (CHECK VENTILATION ITEM 42)		
30	RESIDUAL ROOM VOL. _____ CF X .018 X _____ AIR CHANGES _____ (F _o -T _i)		X X X X X X
31	LATENT ROOM VOL. _____ CF X .011 X _____ AIR CHANGES _____ (W _o -W _i)	X X X X X X	
32	TOTAL INFILTRATION HEAT GAINS		

41	HEAT LOAD OF VENTILATION AIR	
41	NO. PEOPLE _____ CFM/PERSON _____ CFM	
42	CFM O. A. _____ 45 X _____ (H _o -H _i) = _____ BTU/HR	
TOT. COOLING LOAD ON COILS & REFR. APPAR.		
43	ITEM 35 _____	
43	PLUS ITEM 42 _____	
43	TOT. COOLING LOAD (BTU/HR.) _____	
44	TONNAGE EQUIVALENT OF COOLING LOAD _____ TONS	

ITEM 45
12000 } 17000
26.04 (7)

DATE: _____ OFFICE: _____
PROJECT NO: _____ JOB NO: _____
APPROVED: _____

ITEM	AREA OR QUANTITY	SUN GAIN OR TEMP. DIFF.	FACTOR	BTU-HOUR
SOLAR GAIN - GLASS				
GLASS	SQ FT X	X		
GLASS	SQ FT X	X		
GLASS	SQ FT X	X		
GLASS	SQ FT X	X		
GLASS	SQ FT X	X		
SOLAR & TRANS GAIN - WALLS & ROOF				
WALL	SQ FT X	X		
WALL	SQ FT X	X		
WALL	SQ FT X	X		
WALL	SQ FT X	X		
WALL	SQ FT X	X		
ROOF - SHA	SQ FT X	X		
ROOF - UNSH	SQ FT X	X		
TRANS GAIN - EXCEPT WALLS & ROOF				
ALL GLASS	SQ FT X	X		
PARTITION	SQ FT X	X		
Ceiling	SQ FT X	X		
FLOOR	SQ FT X	X		
INFILTRATION	CFM X	F	109	
INTERNAL HEAT				
PEOPLE		X		
LIGHT	HP OR W X			
MOTORS	WATTS X	34		
APPLIANCES, ETC		X		
ADDITIONAL HEAT GAINS		X		
SUB TOTAL				
STORAGE	SQ FT X	X (-)		
SUB TOTAL				
SAFETY FACTOR				
ROOM SENSIBLE HEAT (RSH) #				
SUPPLY DUCT HEAT GAIN	% SUPPLY DUCT LEAK LOSS	CFM FAN HP	%	
OUTDOOR AIR	CFM X	F X	BF X 1.09	
EFFECTIVE ROOM SENSIBLE HEAT (ERSH) #				
LATENT HEAT				
INFILTRATION	CFM X	GR LB X 0.66		
PEOPLE		X		
GLASS	LB HR X 1050			
APPLIANCES, ETC				
ADDITIONAL HEAT GAINS				
VAPOR TRANS	SQ FT X 7,100 X	GR LB X		
SUB TOTAL				
SAFETY FACTOR				
ROOM LATENT HEAT (RLH) #				
SUPPLY DUCT LEAKAGE LOSS				
OUTDOOR AIR	CFM X	GR LB	CF X 0.66	
EFFECTIVE ROOM LATENT HEAT (ERLH) #				
EFFECTIVE ROOM TOTAL HEAT (ERTH) #				
OUTDOOR AIR HEAT				
SENSIBLE	CFM X	F X 1.1	BF X 1.09	
LEAK	CFM X	GR LB X 1.1	BF X 0.66	
RETURN DUCT LEAKAGE GAIN	NSH	RETURN DUCT LEAKAGE GAIN	NSH	
RETURN AIR OR BLEND THROUGH FAN	HP X 2545			
CONDENSATE HEAT (GTH) OR DEHUMIDIFIER LOAD #				
PUMP HP	WTH	PIPING HEAT GAIN	WTH	
REFRIGERATION LOAD #				

EQUIPMENT OPERATION	LOCAL TIME	PEAK LOAD	LOAD
CONDITIONS	ON	WE	SRH
OUTDOOR (OAI)			
ROOM (RM)			
DIFFERENCE		XXX	XXX

OUTDOOR AIR	
PEOPLE X	CFM/PERSON
SQ FT X	CFM/SQ FT
CFM VENTILATION #	
SWINGING, REVOLVING DOORS	PEOPLE X CFM/PERSON
OPEN DOORS	DOORS X CFM/DOOR
EXHAUST FAN	
CRACK	FEET X CFM/FT
CFM INFILTRATION #	
CFM OUTDOOR AIR THRU APPARATUS #	

APPARATUS DEWPOINT & DEHUMIDIFIED AIR QUANTITY	
EFFECTIVE SENSIBLE HEAT FACTOR	ERSH
INDICATED ADP	SELECTED ADP
$11 = \frac{ERSH}{109} \times \frac{CFM}{F - T_{ADP}} = T_{ADP} \text{ (F)}$	
$ERSH$	
$109 \times \text{DEHUM. RISE}$	

SUPPLY AIR QUANTITY	
RSH	CFM/DA
CFM/DA	
ASH	DESIRED DIFF.
CFM/SA	CFM/DA

RESULTING ENT & LVG CONDITIONS AT APPARATUS	
TRM	$F + \frac{CFM_{OA}}{CFM} \times (T_{OA} - F) - TRM = F + T_{DB}$
TADP	$F + \frac{BF \times T_{DB}}{F - T_{ADP}} = F + T_{DB}$
FROM PSYCH CHART: T _{WB} = F, T _{WB} = F	

WHEN BYPASSING A MIXTURE OF OUTDOOR AND RETURN AIR, USE SUPPLY AIR QUANTITY FORMULA. WHEN BYPASSING RETURN AIR ONLY, USE DEHUMIDIFIED CFM.

NOTES

LOW VELOCITY SYSTEMS

HIGH VELOCITY SYSTEMS

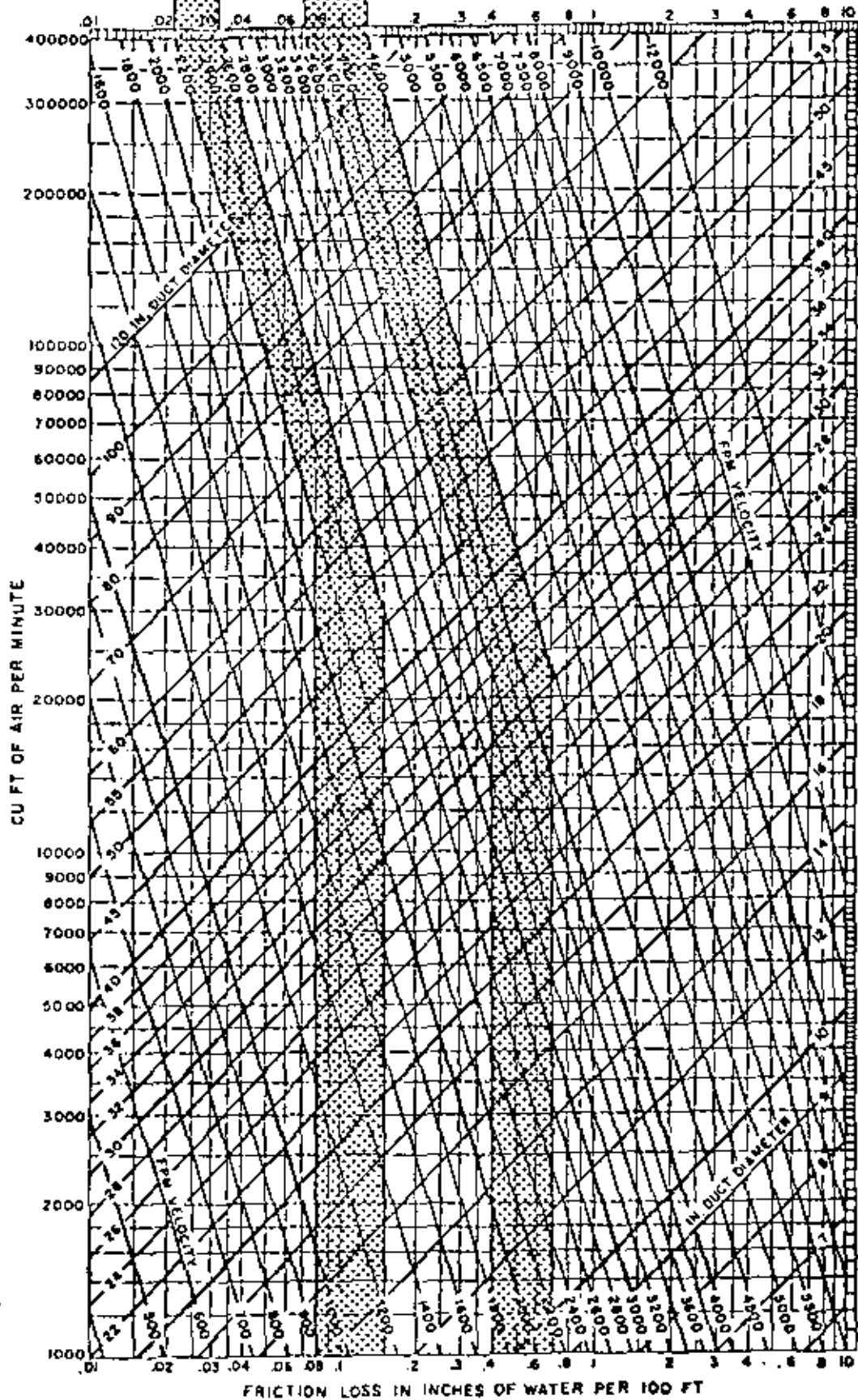
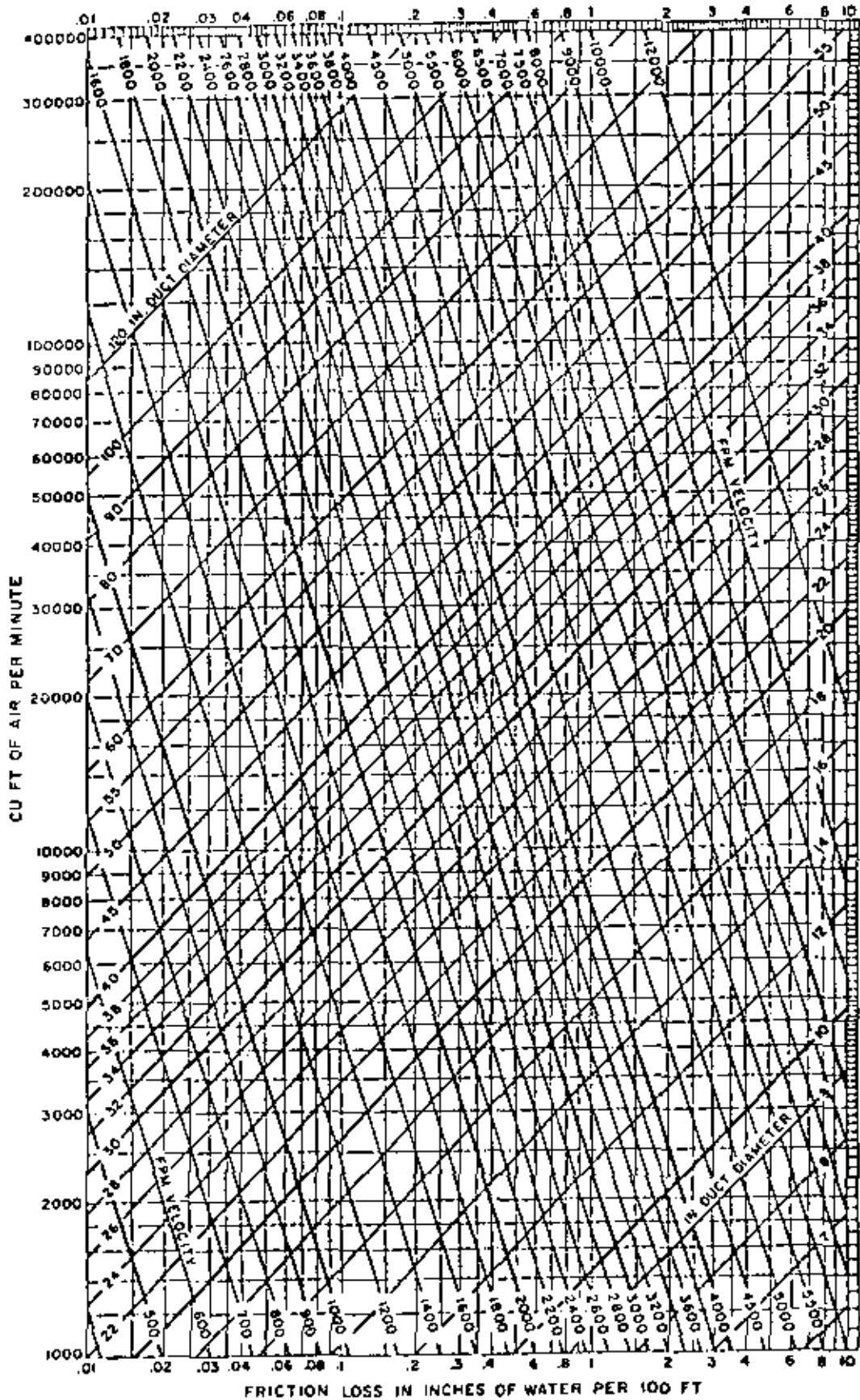


Fig. 9 Suggested Velocity and Friction Rate Design Limits



(Based on Standard Air of 0.075 lb/ft³ density flowing through average, clean, round, galvanized metal ducts having approximately 40 joints per 100 ft)

Fig. A-2 Friction of Air in Straight Ducts for Volumes of 1000 to 400 000 cfm



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

PROYECTO, INSTALACION Y CONSERVACION DE SISTEMAS DE
ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

CONSERVACION DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO
DE AIRE

OCTUBRE, 1982

CONSERVACIÓN DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO
DE AIRE

ESTUDIO SOBRE FALLAS EN SISTEMAS DE AIRE
ACONDICIONADO Y REFRIGERACION

POR EL ING. LUCIO JAVIER CRUZ FIGUEROA
GERENTE GENERAL DE CLIMATRON, S. A.

Cuando nos enfrentamos a fallas en sistemas de Aire Acondicionado, pocas veces tenemos la oportunidad de realizar un verdadero diagnóstico basado en el historial de dicho sistema que nos informe y nos ayude a contestar las siguientes interrogantes:

Bajo que condiciones se diseño?

Condiciones interiores	Proteccion adecuada
Condiciones exteriores	Areas de Servicio adecuadas
Ocupancia	Equipo de reserva o "Stand By"
Equipo	
Tipo de Servicio	

Qué se esperaba del equipo cuando se diseño?

Es capaz de soportar las sobrecargas en etapas pico.
Sus rangos de eficiencia de operación son satisfactorios.
Una vida útil que justifica la inversión.
Una operación satisfactoria con mínimo consumo de energía.

Su instalación se realizó respetando sus especificaciones?

Velocidades de Operación
Dimensiones y formas correctas
Materiales durables y resistentes
Se realizó una instalación barata por que no se contaban con los recursos suficientes.
Se ajustaron correctamente todos los parámetros.

Se previeron los factores externos?

Variaciones fuertes de voltaje en la zona
Contaminación atmosférica
Calidad del agua
Condiciones climatológicas.

Se opera eficientemente el programa de mantenimiento?

- Se lleva un registro al día de los equipos
- Se cuentan con planos actualizados
- Se tiene información completa de los equipos incluyendo listas de partes, instructivos de instalación y mantenimiento
- Se registran todos los parámetros
- Se cuenta con mano de obra especializada
- Se llevan a cabo programas de Capacitación
- Se cuenta con herramienta, instrumentación y equipo adecuados

Contando con el historial del sistema podemos ahora no solo reparar el equipo, sino prevenir problemas mayores en el futuro.

Otra herramienta importantísima para un diagnóstico adecuado y preciso, son las estadísticas.

Desafortunadamente en nuestro país aún no se lleva una estadística precisa de fallas y daños en sistemas de aire acondicionado.

En este artículo analizaremos algunas de las cifras estadísticas relativas a fallas en sistemas de Aire Acondicionado aparecidas en la revista "The Locomotive" número 3, vol. 62 publicado por la Compañía de Seguros e Inspección de Calderas de Vapor "HARTFORD" de Hartford Connecticut, U.S.A.

Para lograr su estudio, dicha compañía recopiló la más amplia información que jamás se había logrado, realizando un cuidadoso análisis de las estadísticas de accidentes mediante computadoras.

Con dicho estudio se pretende predecir la vida de los equipos, las raíces de las causas de diferentes tipos de fallas y lo más importante, recomendar medidas correctivas para reducir el número de fallas en el futuro.

El estudio se basó en el análisis de 1643 accidentes ocurridos durante 1979 en equipos de varios tipos para refrigeración y aire acondicionado. Se deshecharon algunos tipos de equipo que por su número, se consideró insuficiente para un análisis confiable.

De las 1643 fallas, 1282 corresponden a compresores y motores herméticos, centrífugos y recíprocos.

Motores y Compresores Centrífugos Herméticos para Fluorocarbonos

Para quienes ahora experimentan fallas de este tipo de equipos, las estadísticas indican que si esta involucra los devanados del motor hermético existe la probabilidad de que la unidad tenga una edad aproximadamente de 7 años y que su devanado sea el original.

Si el motor ya fué rebobinado, es probable que la unidad tenga 16 años de servicio y por supuesto algunos motores de este grupo de edad tendrán aún el devanado original.

Si la falla involucra el compresor centrífugo, es posible que la unidad tenga 9 años de servicio aproximadamente y también es posible que nunca haya tenido un servicio mayor desde su instalación.

Si se le efectuó una inspección o servicio mayor en el pasado, es probable que cuente con 17 años de servicio. Sin embargo, pocos compresores de este tipo pueden operar este tiempo sin haber tenido cuando menos algún ajuste mecánico.

Motores y Compresores Reciprocantes Herméticos

Para quienes ahora experimenten fallas en este tipo de equipos, existe la posibilidad de que el equipo tenga 8 años de servicio y la mayoría tendrán sus devanados originales.

Aún más, en casi una de cada tres fallas, la unidad tendrá aproximadamente 16 años de servicio y pocas unidades tendrán su devanado original.

Si la falla es debido a daños mecánicos en los compresores, es probable que tres de cada cuatro compresores tengan alrededor de 8 años de servicio y la mayoría nunca tuvieron una inspección o servicio mayor desde que fueron instalados.

El resto, es decir uno de cada cuatro probablemente tuvieron servicio mayor o fueron reconstruidos y cuentan aproximadamente con 8 años de servicio.

Estas cifras reflejan el promedio de fallas ocurridas en todo el territorio de los E.E.U.U.

Debido a que el estudio fue realizado por una compañía aseguradora, los datos de los equipos fueron recopilados por su clasificación en el área de seguros, por lo tanto a continuación se describen brevemente algunos de los términos usados para efectos de seguro, ya que la mayoría de los usuarios y propietarios no están familiarizados con esta terminología para identificar sus equipos, así como también evitar una interpretación errónea de la información, particularmente cuando algunos equipos se agrupan con fines estadísticos que son del mismo tipo pero con distinta clasificación.

UNIDAD DE AIRE ACONDICIONADO

De acuerdo a las pólizas standard de calderas y maquinaria, es posible asegurar como "Unidad de Aire Acondicionado" al sistema de capacidad nominal no mayor de 600 000 BTUH (50 T.R.). Se incluyen todos los compresores y sus motores, circuitos de refrigerante, serpentines o recipientes conteniendo refrigerante y todo condensador evaporador, ventiladores, bombas y motores usados únicamente con la unidad.

Sistemas con capacidad nominal mayor de 600 000 BTUH pueden asegurarse por sus componentes principales, compresores, motores de compresores, recipientes y tuberías conteniendo refrigerante. Un sistema que cae dentro de la categoría "Unidad de Aire Acondicionado" puede asegurarse también en base a sus componentes principales, como los sistemas grandes.

MOTORES (Máquinas eléctricas rotatorias)

Por definición, un motor asegurado incluye cualquier equipo no rotatorio usado únicamente para arrancar, parar o controlar dicho motor, excepto cualquier computador electrónico ó equipo electrónico procesador de datos.

COMPRESORES CENTRIFUGOS O RECIPROCANTES (Fluorocarbono o Amoniaco)

Significa un compresor completo como se establece en la póliza, y no incluye tanques de aire, excepto aparatos de control montados en el compresor. Tampoco incluye cualquier aparato eléctrico, condensador ó su adaptación, ni cualquier tubería o ducto conectado desde ó hacia dicho compresor.

TUBERIA Y RECIPIENTES DE REFRIGERACION Y AIRE ACONDICIONADO (sistema)

Este sistema incluye todos los recipientes de interconexión serpentines y tuberías conteniendo el refrigerante especificado y todas las válvulas y conexiones en dichos recipientes.

ANALISIS DE CAUSAS**DETERIORO DE AISLAMIENTO DEBIDO A LA EDAD Y/O SERVICIO.-**

Como la mayoría de las fallas en embobinado de motores involucran deterioro de aislante de una forma u otra, esta categoría es tan amplia que dificulta asignar causas especificas.

En general, el aislamiento de los devanados de motores se selecciona principalmente para las temperaturas a las cuales operarán los motores. Sin embargo se considera que las temperaturas anormalmente altas son la principal causa del deterioro del aislamiento de los devanados.

Como regla general los fabricantes de motores han determinado que un incremento de 10°C sobre la temperatura de diseño resulta en un decremento del 50% de la vida de los devanados.

VOLTAJE DESBALANZADO

En términos de los efectos de calentamiento en un motor trifásico, un desbalance entre fases de un 3%, produce un incremento aproximado del 25% en la temperatura de los devanados.

En general, los motores se diseñan para voltajes nominales con una tolerancia de $\pm 10\%$ de dicho voltaje. Los motores que operan dentro de dichos límites u otros indicados en la plaza del motor, no experimentarán sobrecalentamientos, no así aquellos que operan fuera de las tolerancias indicadas, los cuales producirán calentamientos anormales que consecuentemente afectarán la vida de los devanados.

OPERACION EN UNA FASE

En motores trifásicos, la operación en una fase ocurre cuando hay interrupción de suministro de voltaje en una de las tres fases. Una operación continuada en estas condiciones da como resultado un sobrecalentamiento y rompimiento del aislante.

763 FALLAS

EDAD DEL GRUPO	%	EDAD PROMEDIO (Año de construcción)
TODOS	100	1969
1968 - 1978	72.5	1972
1953 - 1967	27.5	1963
TIPOS DE FALLA	No. de FALLAS	%
Eléctrica	498	65.3
Mecánica	222	29.2
Circ. de Refrigeración	43	5.5
TOTAL	763	100
PARTES MECANICAS QUE FALLARON	No. DE FALLAS	%
Válvulas resortes de Compresor	127	57.2
Rodamientos	72	32.4
Bielas/pistones	23	10.4
TOTAL	222	100
PARTES ELECTRICAS QUE FALLARON	No. DE FALLAS	%
Devanados de Motores	465	93.4
Equipo Auxiliar de Control del Motor	12	2.4
Motores/Ventiladores	21	4.2
TOTAL	498	100
CIRCUITO DE REFRIGERACION QUE FALLARON	No. DE FALLAS	%
Tuberías	34	79
CIRCUITO	No. DE FALLAS	%
Recipientes/Serpentines	9	21
TOTAL	43	100

MOTORES HERMETICOS ACOPADOS A COMPRESORES RECIPROCANTES
PARA FLUOROCARBONOS

175 FALLAS

EDAD DEL GRUPO	%	EDAD PROMEDIO (Año de construcción)
TODOS	100	1970
1968 - 1978	64	1972
1953 - 1967	36	1964
PARTES QUE FALLARON	No. DE FALLAS	%
Devanados de Motor	152	86.8
Equipo Auxiliar de Control del Motor	18	10.3
Barras del rotor	5	2.9
TOTAL	175	100

TABLA No. 2

MOTORES HERMETICOS ACOPADOS A COMPRESORES CENTRIFUGOS PARA
FLUOROCARBONOS

175 FALLAS

EDAD DEL GRUPO	%	EDAD PROMEDIO (Año de construcción)
TODOS	100	1969
1968 - 1978	53	1973
1953 - 1967	47	1964
PARTES QUE FALLARON	No. DE FALLAS	%
Devanados de Motores	89	75
Equipo Auxiliar de Control del Motor	14	12
Barras del Rotor	7	6
Rodamientos	7	6
TOTAL	117	100

TABLA No. 3

MOTORES HERMETICOS DE TODOS TIPOS, RESUMEN DE CAUSAS
706 FALLAS DE DEVANADOS

Unidades de Aire Acondicionado	465
Motores/Compresores reciprocantes	152
Motores/Compresores Centrífugos	59
TOTAL	- 706

TABLA No. 4

Nota: Las cifras anteriores pueden proveer una base estadística, cuyos datos podrán compararse y usarse con cierta reserva en nuestro país por correlación.

RESIDUOS EN EL SISTEMA

Al quemarse un motor hermético, el sistema se contamina. Antes de reinstalar el motor reparado, se procede a realizar una limpieza muy minuciosa.

Sin embargo pueden quedar partículas de materiales extraños producto del quemado del devanado. Las partículas más peligrosas son las de carbón ya que es altamente conductor y al alojarse entre los devanados puede provocar cortocircuitos. Se recomienda instalar a la succión del compresor unos filtros que eliminen estas partículas, así como para eliminar la acidez que aún permanece en el sistema a pesar de la limpieza efectuada.

FALLA EN EL EQUIPO DE CONTROL DE MOTORES HERMÉTICOS.

Los accidentes en los equipos de control de motores en términos de su incidencia pueden no ser significantes, sin embargo el potencial para futuros daños en los motores que controlan sí es importante.

Por equipo de control de motores nos referimos al arrancador magnético que conecta las terminales del motor a la línea, incluyendo sus componentes del circuito de control.

Dependiendo del diseño, el arranque del motor puede ser con arrancador magnético a través de la línea, para devanado bipartido ó para devanado estrella delta, que son los más comúnmente usados en aire acondicionado y refrigeración.

Un arrancador magnético consiste simplemente de un juego de contactos estacionarios y unos móviles. Los contactos móviles son actuados por una bobina electromagnética. La cual cierra los contactos con los estacionarios para energizar el motor y abre los contactos para desenergizar o parar el motor.

No obstante que la operación de un arrancador es simple, los contactos que ordinariamente están limpios y tersos, las caras de los contactos recubiertos de plata se deterioran por el arqueo que se produce cada vez que abren los contactos. Cuando los contactos se deterioran por el arqueo, el área de contacto se reduce, no proveen buen contacto eléctrico al cerrar, presentándose puntos de alta resistencia eléctrica.

Invariablemente los contactos deteriorados muestran evidencia de calentamiento anormal, cuyo exceso puede afectar los componentes mecánicos del arrancador magnético resultando la falla eléctrica o mecánica.

En algunos aspectos podemos considerarnos afortunados si la falla se reduce sólo al arrancador magnético y no se haya extendido al motor como frecuentemente sucede.

Cuando el arqueo funge los contactos unos con otros, se obliga al motor y al compresor a operar indefinidamente volviéndose inoperantes todos los controles e interruptores de seguridad. Los fusibles de línea o interruptores de circuito deberían entonces funcionar para poder parar el motor, lo cual usualmente ocurre después que se dañaron los devanados del motor.

RECICLAJE

Esta es una condición muy frecuente y ocurre cuando los controles del compresor funcionan deficientemente y causan continuos paros y arranques del motor.

Estos continuos arranques ocurren con corrientes de rotor bloqueado que incrementan rápidamente la temperatura de los devanados y en el peor de los casos llega a quemarse.

En otras ocasiones cuando la falla no ocurre, la vida de los devanados se ve afectada adversamente y en el futuro puede aparecer bajo condiciones aparentemente normales.

Algunos motores están equipados con detectores térmicos entre los devanados e integrados al circuito de control del motor para prevenir daños por sobrecalentamiento. Además también existe la posibilidad de daños en los devanados por esfuerzos mecánicos debido a los constantes arranques con corrientes de rotor bloqueado.

Este tipo de fallas se pueden detectar cuando el daño aparece en el extremo de las ranuras del estator.

En motores herméticos de compresoras centrífugas grandes es menos adverso el reciclaje, ya que estas unidades cuentan con relevador de retardo en el circuito de arranque del motor, limitando el arranque del motor a un máximo de tres veces en una hora sin embargo es conveniente consultar con el fabricante en cada caso.

REFRIGERANTE CONTAMINADO

Algunos refrigerantes hidrocarburo reaccionan con la humedad y los lubricantes produciendo ácidos que contribuyen al deterioro del cobre y la corrosión de los metales. El grado de contribución de los refrigerantes contaminados al deterioro de los aislantes y la falla de los motores herméticos es muy significativa por lo que se deben utilizar técnicas analíticas y medidas muy estrictas para minimizar la posibilidad de deterioro de componentes mecánicos y eléctricos en contacto con los refrigerantes.

FALLAS EN LAS BARRAS TERMINALES EN ROTORES DE MOTORES HERMETICOS

Comparada con otros tipos de fallas esta es muy poco frecuente sin embargo es conveniente analizarla.

En los motores herméticos de compresores centrífugos, las barras son de aluminio fundido y cuentan además con anillos terminales. Al examinar las barras más allá de los anillos terminales, se observan porosidades en la fundición. Dichas porosidades dependiendo de su tamaño, resultan en una reducción localizada del área transversal de las barras.

Como dichas barras son los conductores del circuito del rotor, una sección transversal reducida actúa como un punto de alta resistencia a la corriente del rotor produciendo excesivo calentamiento en ese punto y llegando a romper, para precipitar la falla en el circuito del rotor.

En vista de lo poco frecuente de este tipo de falla, y que el motor operará por varios años antes de que ocurra la falla, esta situación no tiene una solución inmediata más que un mejor control de calidad por parte del fabricante de motores.

Un arrancador magnético seleccionado y dimensionado apropiadamente para una determinada aplicación ofrecerá en términos generales una parte confiable del equipo eléctrico. Quizás esta confiabilidad se reducirá considerablemente si no recibe el mantenimiento requerido.

FATIGA DE METALES EN VALVULAS Y RESORTES

En todos los accidentes a compresores registrados, más del 50% involucraron la falla de las válvulas internas de succión y descarga y en cerca de 3 de cada 4 casos la falla de las válvulas se atribuyó a fatiga del metal asociada con la edad y el uso.

Para poder apreciar mejor por qué ocurre la fatiga en el metal de las válvulas del compresor, observamos el número de ciclos de operación en un período determinado. Por ejemplo las válvulas abren y cierran una vez por cada revolución del cigüeñal. Como la mayoría de los compresores operan entre 1750 y 1770 R.P.M., convirtiendo esto en el número de ciclos de operación para compresores que trabajan alrededor de 4,000 horas al año. (Esto en México sucede en el norte del país, ya que en el sur y principalmente en las costas los equipos operan todo el año, es decir 8760 hrs. ó sea más del doble que el promedio en los E.U.A.) Vemos que las válvulas operarán 472 400 000 veces. En cada ciclo de operación se presenta un esfuerzo en el retroceso de las válvulas y resortes, por lo que no es remoto encontrar fallas en las válvulas a los cuatro ó cinco años de operación aún bajo las mejores condiciones de operación.

FUERZAS HIDRAULICAS DEBIDO A GOLPEO DE LIQUIDO

Los compresores para refrigeración y aire acondicionado son diseñados para manejar vapores y probablemente pequeñas cantidades de líquido sin provocar daños sustanciales. Sin embargo cuando cantidades grandes de líquido entran a los cilindros del compresor, este se convertirá en una verdadera bomba de líquidos, y como dice un antiguo adagio del ramo "Un compresor de vapor se vuelve una bomba de líquido justo antes de ser un desastre"

Los líquidos por supuesto, son incompresibles y al intentarlo, se provocan fuerzas hidráulicas que actúan sobre las válvulas, platos de válvulas, pistones y bielas. Las más de las veces se rompen las válvulas y los platos, resultando una cascada de daños mecánicos en el compresor.

Generalmente el golpeo de líquido ocurre cuando se arranca un compresor debido a la acumulación de refrigerante líquido en el cárter por la migración del refrigerante mientras está parado el compresor.

Para evitar al máximo los daños por golpeo de refrigerante líquido, los compresores se equipan con calentadores de cárter que mantienen el aceite a una temperatura mayor que las otras partes del sistema mientras el compresor está ocioso. Esto mantiene el refrigerante en su fase de vapor y previene la migración al cárter.

COMPRESORES HERMETICOS RECIPROCANTES DE FLUOROCARBONOS

157 FALLAS

EDAD DEL GRUPO	%	EDAD PROMEDIO (Año de construcción)
TODOS	100	1970
1968 - 1979	74.6	1972
1953 - 1967	25.4	1964
PARTES QUE FALLARON	No. DE FALLAS	%
Válvulas/Resortes	80	51
Rodamientos	57	36.3
Biclas/Pistones	17	10.8
Cigüeñales	3	1.9
TOTAL	157	100%

TABLA No. 5

COMPRESORES RECIPROCANTES No. HERMETICOS DE FLUOROCARBONOS

157 FALLAS

EDAD DEL GRUPO	%	EDAD PROMEDIO (Año de construcción)
TODOS	100	1966
1967 - 1977	55	1972
1942 - 1966	45	1962
PARTES QUE FALLARON	No. DE FALLAS	%
Válvulas/Resortes	63	53.4
Rodamientos	32	27.1
Biclas/Pistones	16	13.5
Cigüeñales	3	2.6
Sellos	4	3.4
TOTAL	118	100%

TABLA No. 6

COMPRESORES RECIPROCANTES DE AMONIACO

76 FALLAS

EDAD DEL GRUPO	%	EDAD PROMEDIO (Año de construcción)
TODOS	100	1966
1963 - 1978	55.3	1970
1947 - 1962	44.7	1954
PARTES QUE FALLARON	No. DE FALLAS	%
Válvulas/Resortes	34	44.7
Rodamientos	22	28.9
Bielas/Pistones	8	10.6
Cigüeñales	4	5.3
Sellos de flecha	2	2.6
Carcasa	6	7.9
TOTAL	76	100

TABLA No. 7

COMPRESORES CENTRIFUGOS HERMETICOS

EDAD DEL GRUPO	%	EDAD PROMEDIO (Año de construcción)
TODOS	100	1968
1967 - 1977	67.1	1971
1956 - 1966	32.9	1963
PARTES QUE FALLARON	No. DE FALLAS	%
Rodamientos	30	42.8
Rodamientos de empuje	16	22.8
Impulsores	10	14.3
Engranajes/partes	5	7.2
Aletas directrices	5	7.2
No. determinadas	4	5.7
TOTAL	70	100 %

TABLA No. 8

INSUFICIENCIA O PÉRDIDA DE LUBRICACION EN RODAMIENTOS.

El daño de rodamientos debido a pérdida de lubricación en rodamiento ascendió a un 33% de todos los accidentes a compresores muchos de los cuales pudieron adversarse.

Debido a la construcción de los compresores herméticos los sellos de la flecha no permiten las fugas de aceite y refrigerante. Sin embargo, existen pequeñas cantidades de vapor de aceite que viajan a través de todo el sistema durante la operación del compresor para finalmente regresar al cárter del compresor con el gas refrigerante de succión.

En un sistema totalmente ensamblado de fábrica, el fabricante asegura el regreso del aceite al compresor en el rango completo de cargas de operación.

En algunos sistemas ensamblados en obra es posible que durante la operación a cargas bajas, el aceite puede quedar atrapado en el sistema y no regrese al compresor en la misma cantidad que salió. Esto da como resultado un bajo nivel de aceite en el cárter del compresor con una posible disminución de lubricación.

Como en la actualidad la mayoría de los sistemas salen ensamblados de fábrica, el problema de pérdida de aceite se hace menos frecuente cada día.

Los estudios muestran que cuando se encuentran rodamientos dañados por pérdida de lubricación es debido a cantidad insuficiente de aceite en el cárter.

En los casos en que la pérdida de lubricación fué total, esto se debió a falla en la bomba de aceite. Sin embargo se debe hacer notar que el número de fallas en la bomba de aceite es relativamente pequeño comparado con las otras fallas.

También existen buenas razones para creer que la mayoría de los daños a rodamientos son resultado de aceite diluido por el refrigerante líquido en el cárter.

El resultado de arrancar un compresor con aceite diluido es ampliamente conocido por Ingenieros y fabricantes en el ramo. En pocas palabras el aceite saturado con líquido refrigerante, al arrancar el compresor, hierve violentamente y espuma el aceite en el interior del cárter y la bomba de aceite, produciéndose la escasez de aceite en los rodamientos.

El hallazgo más significativo de lo anterior es que se encontró el interruptor diferencial inoperante y que no se probó a intervalos regulares previos a la falla. Obviamente el uso de calentadores de cárter y la prueba del interruptor de aceite de seguridad reducen enormemente la posibilidad de daño en rodamientos.

FALLA POR FATIGA EN LOS TORNILLOS DE LAS BIELAS

Aunque es poco frecuente, esta falla aparece cuando se usan varias veces los tornillos de la bielas al quitarlos y apretarlos repetidamente.

Al examinar los tornillos se revelan fracturas originadas en la raíz de las cuerdas y ocurren en el punto que coincide con el asiento de la contratuerca.

Como no se está en condición de asegurar qué tan frecuente pueden reusarse los tornillos con seguridad, es conveniente hacer una prueba no-destructiva a los tornillos y las tuercas que nos pueda revelar una fractura progresiva.

RUPTURA DE CIGUEÑAL POR FLEXIÓN

La ruptura de cigueñal es más frecuente en los compresores abiertos que en los herméticos.

El examen de cigueñal roto, frecuentemente revela la naturaleza del esfuerzo que produjo la ruptura. Esto se relaciona con las características de operación. Por ejemplo, si la fractura del cigueñal se aprecia a la altura de la unión de la manivela, nos revela que la manivela estuvo sujeta a esfuerzos flexionantes, con concentraciones de esfuerzo en la banda de trabajo. Este esfuerzo da como resultado una ruptura por fatiga que comienza en la banda de trabajo y se extiende hasta que se presenta la ruptura total.

Investigaciones posteriores indicaron excesiva tensión en las bandas aplicada al rodamiento frontal y produciendo el esfuerzo de flexión. Esta información se obtuvo de las bitácoras de los equipos que indicaban reportes de altas presiones de descarga anormales y comentarios sobre ruido en bandas.

DAÑOS DEBIDOS A REPARACIONES IMPROPIAS

La atención a reparaciones de cigueñales por uso ó daño, frecuentemente es impropia y poco satisfactoria al tratar de alargar la vida útil del cigueñal, particularmente cuando se tratan las áreas de trabajo con soldadura por fusión ó rociado de metal.

No es recomendable utilizar dichas prácticas como un método permanente de reparación.

DAÑOS POR GOLPEO EN RODAMIENTOS DE EMPUJE

El propósito de los rodamientos de empuje es el de mantener dentro de ciertos límites, el movimiento axial de la flecha e impelentes del compresor para prevenir que las partes móviles entren en contacto con partes estacionarias.

Los compresores centrífugos acoplados directamente, de dos etapas, llevan montados los impelentes en ambos extremos de la flecha del motor, presentan un empuje balanceado y son menos propensos al daño en rodamientos por golpeo, que los de una sola etapa.

El daño en rodamientos por golpeo se presenta durante periodos de operación a cargas parciales.

El golpeo es una condición que ocurre cuando hay un reducido flujo de masa de vapor a través de los impelentes.

Cuando un reducido flujo de vapor no satisface el impelente del compresor para producir la presión requerida, resulta un flujo inverso de vapor a través del impelente produciendo un agudo incremento en el ruido de operación y fluctuación de la presión de descarga.

El golpeo produce cargas anormales que pueden dañar los rodamientos de empuje y producir daños mecánicos serios al resto de los componentes del compresor. El golpeo se presenta generalmente en compresores que operan a cargas mayores del 40%.

Como además existen otros factores que pueden contribuir al golpeo, es recomendable recurrir al fabricante del equipo para evaluar y corregir el problema.

FRICCIÓN DE IMPELENTES CONTRA PARTES ESTACIONARIAS.

Además del daño en impelentes por rozamiento causado por falla en los rodamientos de empuje, también se puede producir por desgaste en los mismos rodamientos. Si el rozamiento es fuerte, es posible que el daño sea extenso ya que la reacción Aluminio-Refrigerante es altamente exotérmica.

FRACTURAS POR CHOQUE DE CARGAS.

Los impelentes con cuñas y cuñeros para asegurarlos contra la flecha motriz, han presentado daños aunque en menor escala, si son serios en términos de los daños a los bienes. Generalmente se fracturan en la raíz del cuñero en el barrenado del impelente.

Como un cuñero es una área sujeta a grandes esfuerzos, la raíz es un punto de esfuerzos concentrados donde se puede originar una fractura progresiva y en el 100% de los casos registrados resulta en una destrucción total de los impelentes. En otros casos, se presenta vibración a causa de la fractura, debiendo parar el compresor antes de que se presenten daños serios.

Determinar la causa de las fracturas en impulsores es difícil ya que una fractura es usualmente una condición progresiva que pudo existir durante mucho tiempo. En algunos casos se pudo determinar como causa de las fracturas, el choque de cargas por interrupciones de energía eléctrica que resultaron en un par transitorio entre el motor del compresor y el tren motriz.

CHOQUE DE CARGAS EN ENGRANAJES.

En compresores que utilizan engranajes incrementadores de velocidad, los daños registrados mostraron daños por posibles condiciones de pares transitorios.

FATIGA POR USO

Generalmente hablando, la experiencia con engranajes incrementadores de velocidad integrales es buena, pero como cualquier parte mecánica en movimiento sobre rodamientos, existe la condición anticipada del uso. Por lo tanto los límites de un engranaje están condicionados al tiempo de duración de los rodamientos.

ASPAS DIRECTRICES

El propósito de las aspas directrices de entrada, es el de balancear el flujo de vapor refrigerante a través del impelente conforme a la evaporación en el enfriador.

En la mayoría de los ensambles de aspas directrices se incorpora algún medio de acoplamiento entre aspas.

La ruptura del acoplamiento puede causar el daño del ensamble completo.

Los ensambles operados hidráulicamente experimentan ruptura como resultado de imponer un esfuerzo localizado en las aspas al cerrar estas. Esto ocurre generalmente debido a un mal ajuste.

DAÑOS POR CONGELAMIENTO EN TUBERIAS Y SERPENTINES DE AGUA HELADA. BAJA TEMPERATURA AMBIENTE.

La mayoría de las fallas en recipientes de refrigerante involucraron tubos en enfriadores y condensadores. No obstante que los tubos pueden fallar por varias razones, la mayoría de las veces fué causado por deterioro en los tubos, adelgazamiento por uso en los espejos y soportes de los tubos y por corrosión en el lado del agua. Frecuentemente el deterioro de los tubos produce fugas de agua hacia el lado de refrigerante una vez que se ha perdido el refrigerante, reduciéndose finalmente la presión.

bastante frecuentes son los daños en motores y/o compresores por la entrada de agua en el circuito de refrigerante.

El examen de los tubos defectuosos indicó que el adelgazamiento se debió probablemente a vibración de los tubos.

No obstante en algunos casos la corrosión es una posible causa.

La corrosión por ausencia de un programa de tratamiento químico del agua puede producir fugas en tubos.

Se reconoce que un apropiado tratamiento de agua reduce a el mínimo la posibilidad de corrosión pero sólo mediante el análisis de las "corrientes de eddy" puede evaluarse la condición total de los tubos como medio de prevención de fallas.

CONGELAMIENTO EN ENFRIADORES.

Considerando el hecho de que los enfriadores se equipan con "Interruptores de Flujo", "Interruptores de corte por baja temperatura del refrigerante" y de "baja presión de succión", todos ellos para protección contra daño por congelamiento, aparentemente no debe existir la posibilidad de congelamiento, sin embargo sí se presentan este tipo de daños.

El congelamiento produce arqueo y rajaduras en los tubos. Cuando se nota el arqueo no existe duda de la naturaleza de la falla. Muy frecuentemente las fallas resultan en daños más serios a los motores y compresores.

Generalmente se encontró que uno ó más de los elementos de protección estaban fuera de operación, mal ajustados ó ambos. En cualquier caso, es evidente que los controles no se prueban para verificar que funcionan conforme al diseño.

TUBERÍAS Y SERPENTINES DE REFRIGERACION

Cuando una tubería ó un serpentín falla, usualmente resulta una pérdida de refrigerante y consecuentemente un daño mecánico ó eléctrico.

La causa principal de falla en tuberías de refrigeración resultando fracturas por fatiga en puntos de unión rígida, es la vibración.

También la vibración produce adelgazamiento con el tiempo en las tuberías en los puntos donde pasan a través de compartimientos muros y paneles divisorios.

En muchos casos, este problema se reduce localizando apropiadamente los soportes de las tuberías.

DAÑOS DEBIDOS A FUERZAS EXTERNAS.

Cuando las tuberías se localizan en el exterior de un edificio, pueden estar expuestas a daños por vehículos ó personas. El mismo riesgo existe en el interior de los edificios en ambos casos deberán protegerse debidamente.

Vehículos que golpean secciones de condensación al operarlos en reversa, escaleras recargadas en tuberías colgadas, y gente que se sube a las tuberías para alcanzar algo; se pueden evitar colocando barreras alrededor de los equipos.

SYSTEMA DE REFRIGERACION POR FLUOROCARBONO

139 FALLAS

Filad del Grupo	%	Edad Promedio (Año de construcción)	
Todos	100	1965	
1964 - 1978	84.2	1970	
1951 - 1963	15.8	1958	
Partes que fallaron	No. de Fallas	%	Causas
Tubos enfriador y Condensador	85	61.1	Adelgazamiento por uso en baffles, soportes de tubos. Corrosión en el lado de agua, congelamiento
Tubería de Refrigeración y Serpentina	22	15.8	Fracturas por fatigas y vibración, fuerzas externas congelamiento
Tubería de agua helada y Serpentina	32	23.1	Indeterminadas
	130	100%	

TABLA No. 9

TUBERIA DE AGUA HELADA - SERPENTINES

No drenar los componentes del sistema de agua helada para temporada de invierno puede dañarlos por congelamiento al ocurrir bajas temperaturas impredecibles. Lo mismo sucede en los serpentines de calefacción con tomas de aire exterior cuando fallan los controles termostáticos y no cierran perfectamente las compuertas de la toma.

Con mucha frecuencia, el personal olvida seguir un procedimiento establecido para proteger los equipos durante la temporada de invierno.

SISTEMAS DE REFRIGERACION POR AMONIACO

28 FALLAS

Edad del grupo	%	Edad promedio (Año de construcción)	
1945 - 1975	100	1961	
Partes que fallaron	No. de Fallas	%	Causas
Tuberías de Refrigeración, conexiones, etc.	18	64.4	Fatiga de metal por vibración, expansión, contracción y por sucias externas.
Serpentines y tubos de Refrigeración	6	21.4	Fraetruas por fatigas debidas a expansión, contracción, sobrepresión.
Tubos de Condensador	2	7.1	Corrosión externa
Tubería de Salmuera	2	7.1	Corrosión externa
Total	28	100%	

TABLA No. 10

SUMARIO

Los análisis de las fallas en equipos se realizaron más allá de la simple inspección visual para determinar la raíz de las causas. Se realizaron grandes esfuerzos para determinar un evento o combinación de eventos que se consideraron como responsables de las fallas.

Estos esfuerzos combinados con la ayuda del sistema de recolección de datos computarizada se considera producirán resultados cuantificables y verificables.

Las medidas formuladas y propuestas se espera resulten en menor número de fallas y vidas útiles más largas de los equipos.

Se considera además que los accidentes a equipos mecánicos y eléctricos pueden prevenirse cuando se identifican las causas y se actúa de una manera inteligente. Así mismo se recomienda adoptar los procedimientos de prevención de accidentes si no los tienen incluidos en sus programas.



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

PROYECTO, INSTALACION Y CONSERVACION DE SISTEMAS DE
ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

PSICOMETRIA

OCTUBRE, 1982

PSICROMETRIA

COEFICIENTES DE CONDUCTIVIDAD TERMICA DE DIVERSOS MATERIALES.

	<u>K</u> Kcal/mh°C	<u>U</u> Kcal/m2h°C.
1.- LADRILLO O TABIQUE RECOCIDO		
Muros de ladrillo al exterior	0.75	
Muros de ladrillo al exterior con recubrimiento impermeable por fuera.	0.66	
Muros de ladrillo interiores	0.60	
1a. LADRILLO COMPRIMIDO		
vidriado para acabado aparente	1.1	
1b. AZULEJOS Y MOSAICOS	0.90	
En muros exteriores.	0.90	
En muros interiores	0.80	
3.- PIEDRAS NATURALES.		
Piedras compactas, como grani to, mármol, basalto, etc., -- con peso específico mayor de 2600 Kg/m3	2.5	
Piedras porosas, como la are nisca y la caliza blanda o -- arenosa.	1.5	
4.- APLANADO CON MORTERO DE CAL.		
Al exterior	0.75	
Al interior	0.60	
4a. MORTERO DE CEMENTO	1.5	
Terrazzo y pisos de cemento	1.5	
4b. TEZONTLE.		
Como relleno o terrado seco	0.16	
5.- CONCRETO.		
Armado	1.3 a 1.5	
Pobre, de 2200 Kg/m3	1.1	
Ligero, de 1250 Kg/m3 al exte rior.	0.60	
Colchoneta lana de vidrio	0.04	
Canceles de plástico	0.65	
Ligero de 1250 Kg/m3, al inte rior.	0.50	
Ligero con agregado de piedra pómez	0.45	

	K Kcal/mh°C	U Kcal/m2h°C.
Ligero de 800 Kg/m3, al exterior.	0.40	
Ligero de 800 Kg/m3, al interior.	0.30	
Concreto celular (como siporex), de 350 a 100 Kg/m3	0.09 a 0.40	
Muros de concreto celular (siporex) aproximadamente	0.40	
6.- BARRA		
Adobes, al exterior	0.80	
Adobes, al interior	0.50	
Enbarro (con paja y carrizos)	0.40	
7.- ARENA Y TIERRA.		
Rellenos de tierra, arena o grave, expuestos a la lluvia.	2.0	
Rellenos de terrado, secos, en azoteas.	0.50	
8.- TEJADOS DE ASEBESTO	0.19	
9.- MADERA		
Seca	0.12	
Expuesta a la lluvia	0.18	
Virutas como relleno	0.10	
Aserrín como relleno	0.07	
10.- LINOLEO	0.16	
11.- CARTON		
Ruberoide (con brea) como aislante	0.12 0.06	
12.- CORCHO		
De menos de 250 Kg/m3	0.04	
de 250 a 400 Kg/m3	0.05 a 0.06	
13.- PUERTAS.		
De acero exteriores		5.5
De acero interiores		3.0
De madera maciza de 2 a 6.5cms.		2.5
De espesor real (1" a 3" nominales)	3.4 a	1.6
14.- VENTANAS Y TRAGALUCES		
Sencillos	5.5 a	6.5
Dobles	2.2 a	3.3
Triples		1.4
15.- BOCK DE CRISTAL 20x20x10cm.		
Al exterior		2.4
Al interior		2.0

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

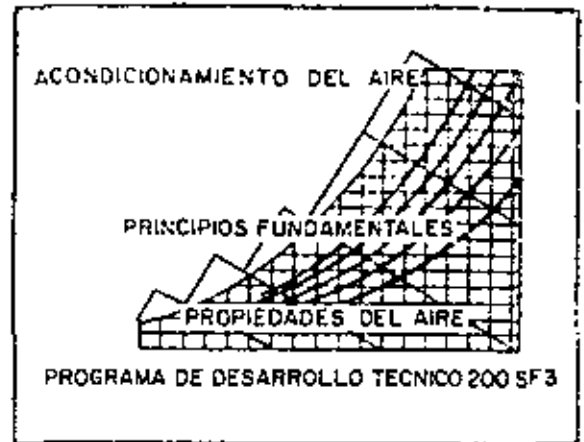
NOTA 1:

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

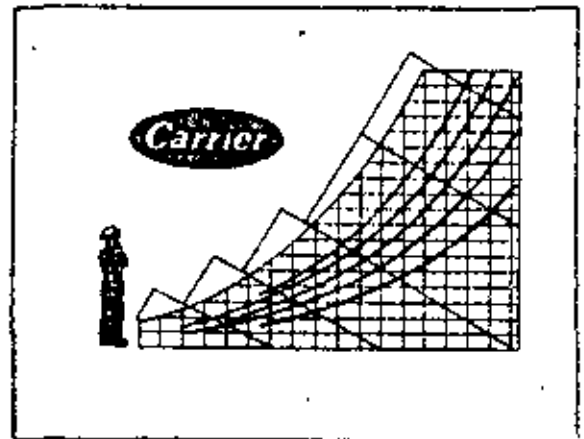
NOTA 2:

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

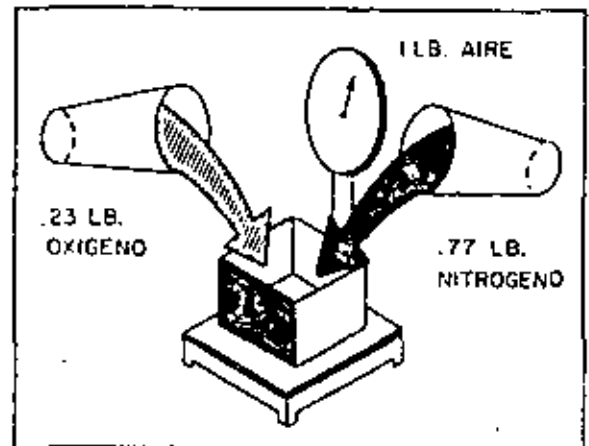
Propiedades del Aire



¿Cuál es el significado de humedad relativa?
 ¿Cómo se produce la condensación de la humedad en un serpentín de enfriamiento?
 ¿Por qué sucede un conducto de aire frío?
 Las respuestas a las preguntas anteriores tienen que ver con las propiedades de la mezcla de aire y vapor de agua (humedad).
 El conocimiento de las propiedades del aire es requisito previo para su acondicionamiento en forma apropiada y económica.
 Comencemos pues por considerar lo que es el aire.

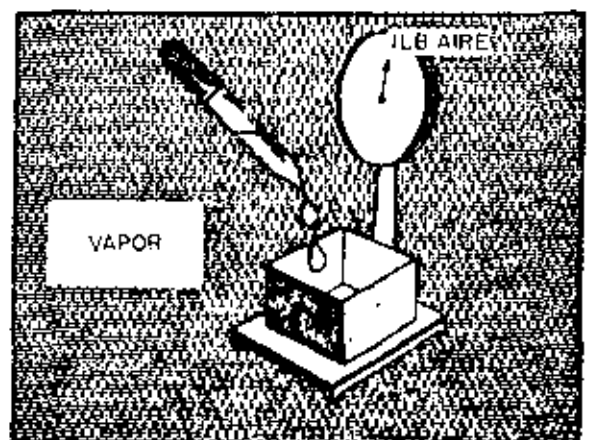


El aire es principalmente una mezcla de oxígeno y nitrógeno. Aunque también contiene varios otros gases, éstos se encuentran en tan pequeñas cantidades que no vale la pena considerarlos en este estudio.

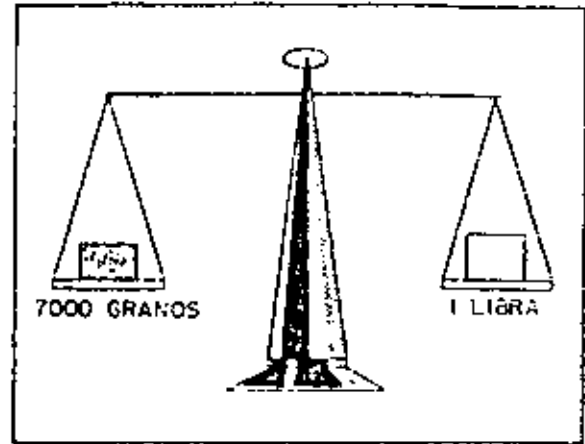


Si a esta mezcla de oxígeno, nitrógeno, etc. se le añade una pequeña cantidad de vapor de agua (humedad), obtendremos el aire tal como existe en la atmósfera.

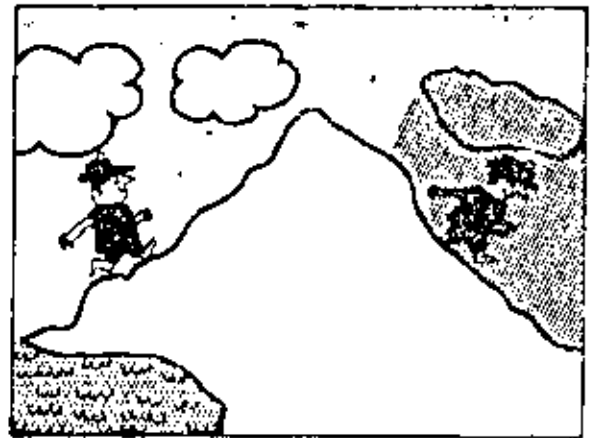
La cantidad de agua que se le puede añadir es tan pequeña que generalmente se la expresa en medidas tales como gramos o granos (grains). El grano es una medida común en el sistema métrico y equivale a 1/1,000 kilogramos. Pero, ¿qué es el grano (grain)?



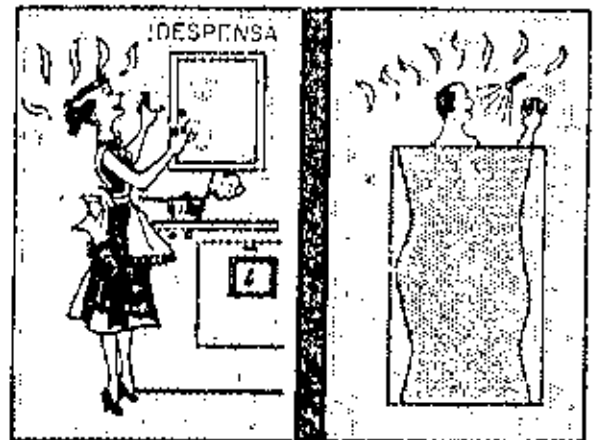
Un grano es una medida tan pequeña que se requieren 7.000 de ellos para formar una libra. Aunque la humedad representa menos del 3% del peso del aire, su efecto en el confort humano y en procesos industriales es muy importante. ¿De donde proviene el vapor de agua que se encuentra en el aire?



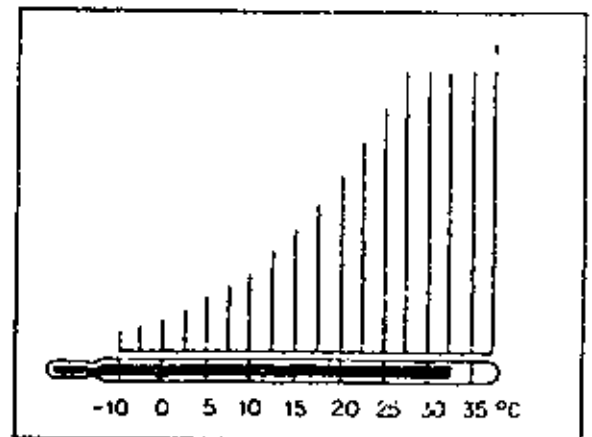
El vapor se produce por la evaporación del agua de océanos, lagos y ríos. Las nubes, también producto de esta evaporación, contribuyen a la humedad del ambiente al condensarse y precipitarse en forma de lluvia. Todo esto es lo que sucede a la intemperie.



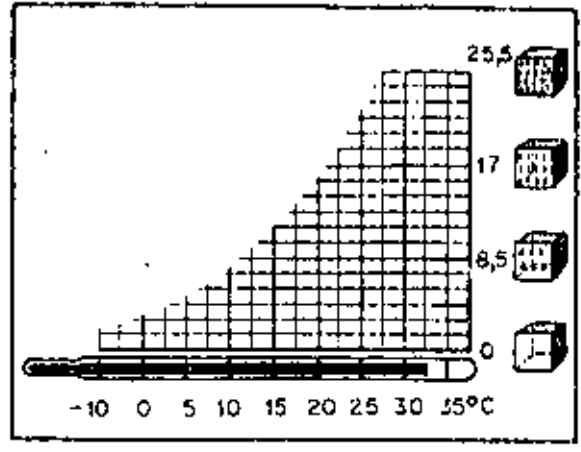
Dentro de una casa, el vapor puede provenir de la cocina, baño, personas, etc. En el acondicionamiento del aire nos interesa controlar las propiedades de éste; para poder controlar una propiedad es necesario primero poderla medir. Todos sabemos como medir temperaturas con un termómetro, pero ¿cómo podemos medir la humedad en el aire? ¿existe quizás alguna manera de relacionar la humedad con otra propiedad mas fácil de medir como ser la temperatura?



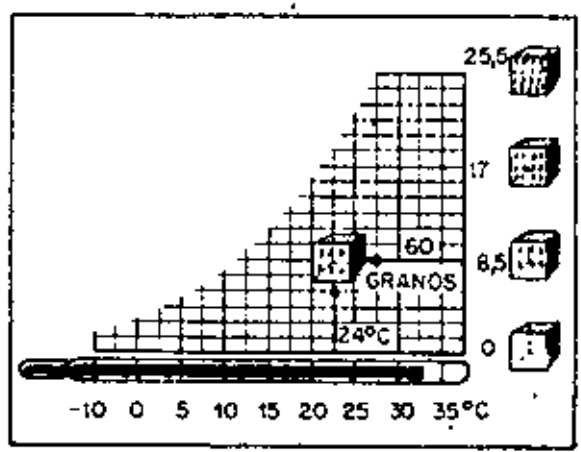
El uso del ábaco psicrométrico nos permite relacionar temperatura y humedad en forma simple y directa. La construcción de este ábaco es muy sencilla. La escala horizontal está constituida por los valores de la temperatura que se encuentran en un termómetro común, que aquí es llamado de Bulbo Seco (BS).



En la escala vertical colocamos la cantidad de vapor de agua (humedad) presente. Esta escala puede estar dimensionada en granos de agua por kg. de aire seco (métrico), o en granos de agua por libra de aire seco (inglés). Esta escala lleva el nombre de humedad específica.



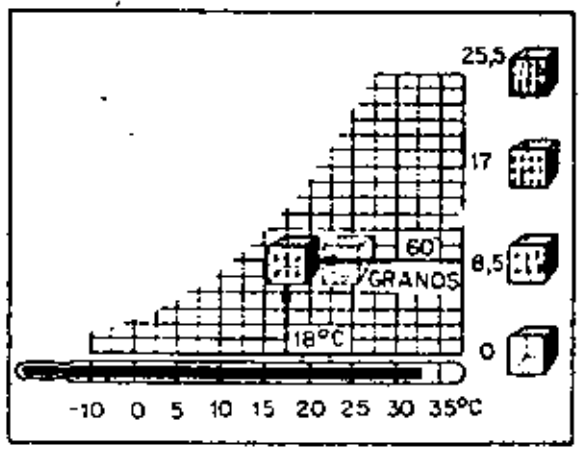
Es muy fácil encontrar cualquier propiedad del aire en este ábaco. Por ejemplo, el aire a 24°C temperatura del bulbo seco estará en algún punto de la línea vertical que pasa por 24°C. El aire que contiene 60 granos de vapor por libra de aire seco (8,5 gramos/kg. aire seco) se lo encuentra en la línea horizontal que pasa por 60 en la escala de la humedad específica.



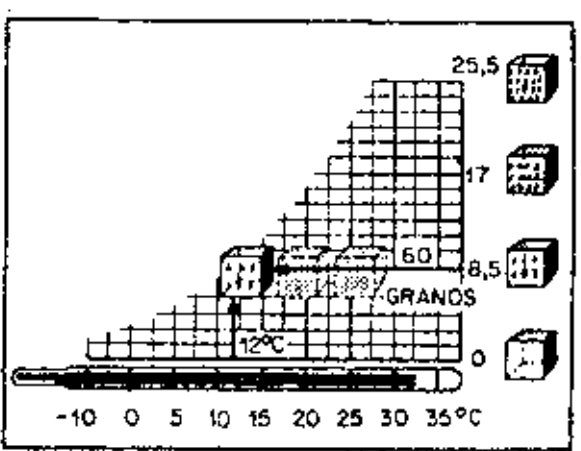
Ahora, si decimos que el aire se encuentra a 24°C temperatura B. S. y 8,5 g/kg. aire seco, esta condición la representa el punto donde se encuentran estas dos líneas.

Supongamos que este aire es enfriado...

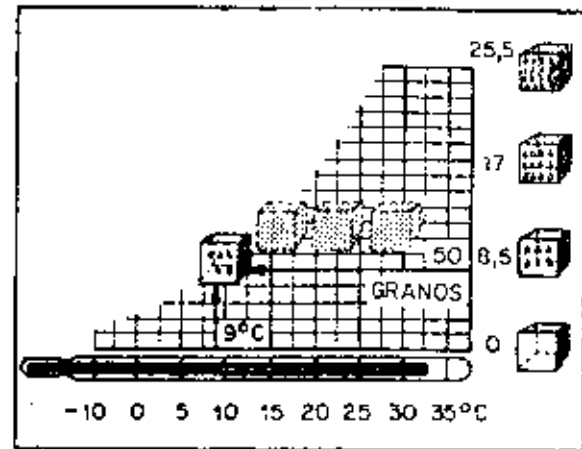
Al principio, sólo disminuye la temperatura, la cantidad de vapor no cambia hasta que el aire llega a su punto de humedad máxima que...



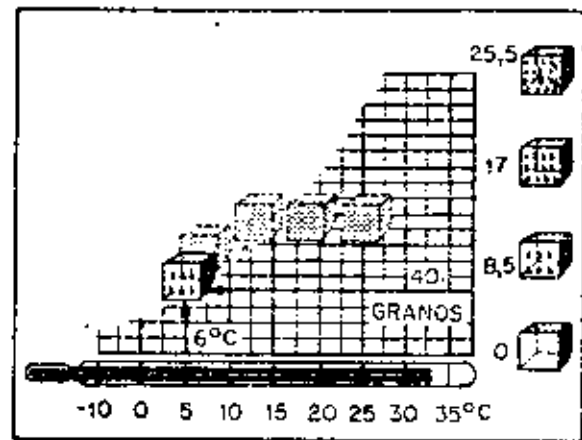
... en este ejemplo ocurre cuando la temperatura baja a 12°C. Si lo continuamos enfriando por debajo de 12°C, el vapor de agua que contiene comenzará a condensarse ya que el aire a menor temperatura no puede contener tanta humedad.



Por ejemplo si lo enfriamos a 9°C , el aire perderá aproximadamente 10 granos de agua por libra de aire seco porque a 9°C la máxima cantidad de vapor que el aire puede contener es de 50 granos por lb. de aire seco.

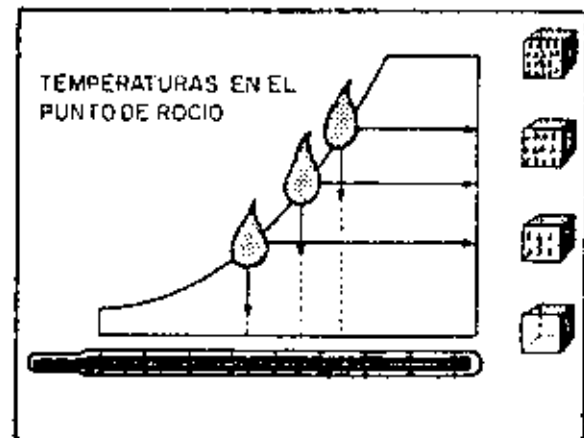


Si la temperatura del aire baja aun más, digamos a 6°C , el aire perderá aproximadamente otros 10 granos de vapor por lb. de aire seco. La temperatura a la que el aire debe bajar para que se comience a condensar el vapor que contiene se llama Temperatura del Punto de Rocío; por lo tanto, en el punto de rocío el aire se encuentra completamente saturado y podemos decir que su humedad relativa es 100%.



La línea que pasa por todos los puntos de saturación se llama línea de saturación, o línea de 100% de humedad relativa. Esta línea también da los valores de las temperaturas del punto de rocío.

La temperatura del punto de rocío depende de la cantidad de vapor de agua presente en el aire (humedad específica). En el ábaco psicrométrico, la temperatura del punto de rocío es la intersección de la línea horizontal trazada de la escala para la humedad específica y la línea de saturación (100% humedad relativa).

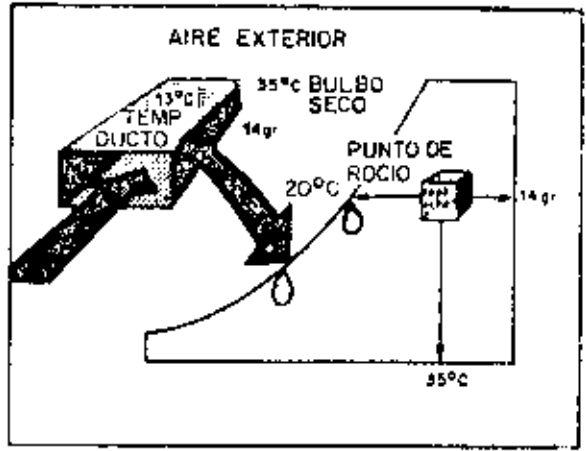


Para ilustrar como se aplica el conocimiento del punto de rocío, determinemos la posibilidad de que "sude" un conducto de impulsión que lleva aire a 13°C y que pasa por un espacio no acondicionado.

Supongamos que el espacio no acondicionado se encuentra a 35°C temperatura B. S. (bulbo seco) y que contiene 14 gramos de agua por Kg. de aire seco - su punto de rocío es entonces algo menos de 20°C. O sea que el conducto puede enfriar al aire de su alrededor por debajo de su punto de rocío y producir condensación.

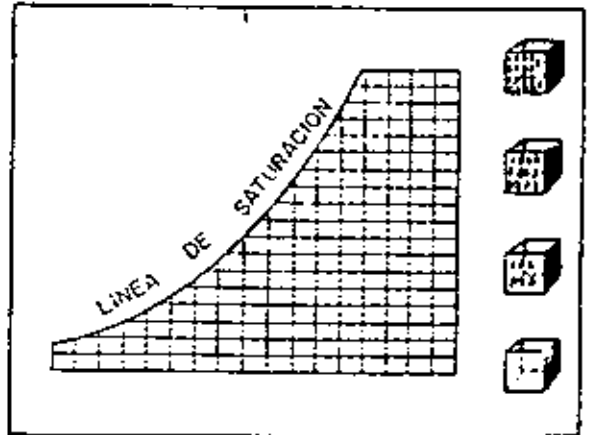
La humedad se condensa no solo en los conductos de aire frío sino también en cualquier cuya temperatura esté por debajo del punto de rocío del aire.

Si el agua que gotea del conducto no hace ningún daño, tal vez no convenga hacer nada acerca de la condensación; pero si hay peligro de que dañe mercadería, paredes o techo, el conducto debe ser cubierto con aislamiento y luego forrado con una barrera impermeable o con aislamiento que ya trae la barrera impermeable en una cara. El grosor del aislamiento debe ser lo suficiente para evitar que la temperatura de su superficie exterior esté por debajo del punto de rocío del aire.

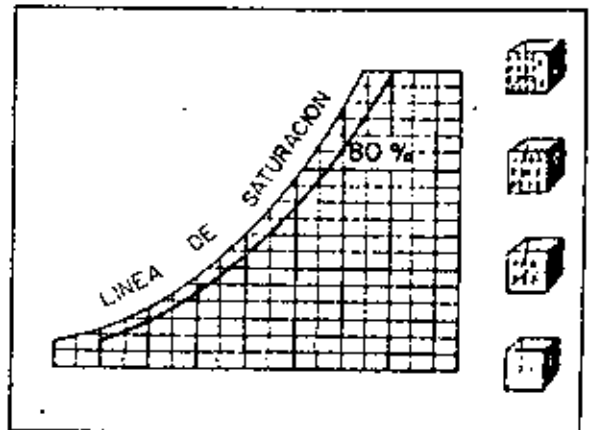


La utilidad del ábaco psicrométrico no está restringida a lo poco que hemos visto hasta ahora.

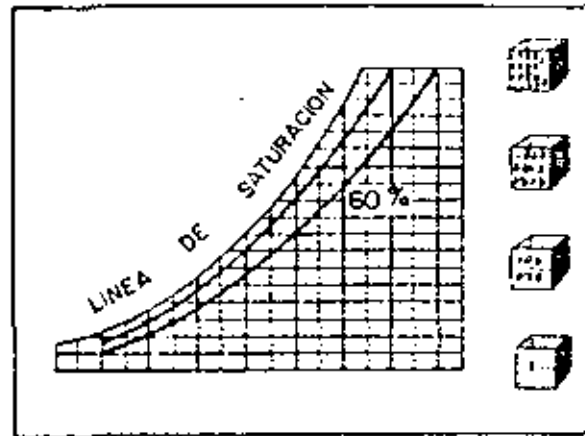
Las líneas de humedad relativa para el aire parcialmente saturado se parecen mucho a la línea de saturación. Por ejemplo...



La línea de 80% de humedad relativa...

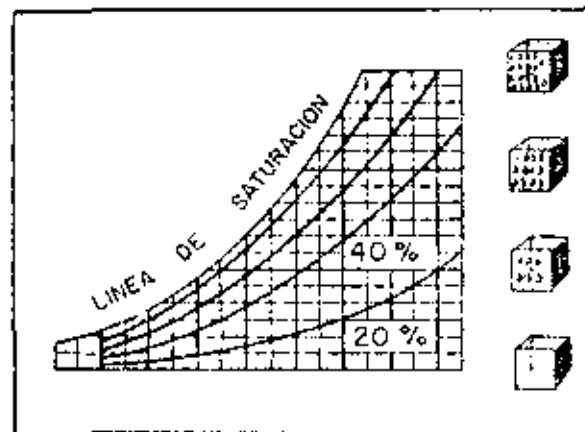


... la línea de 60% de humedad relativa...

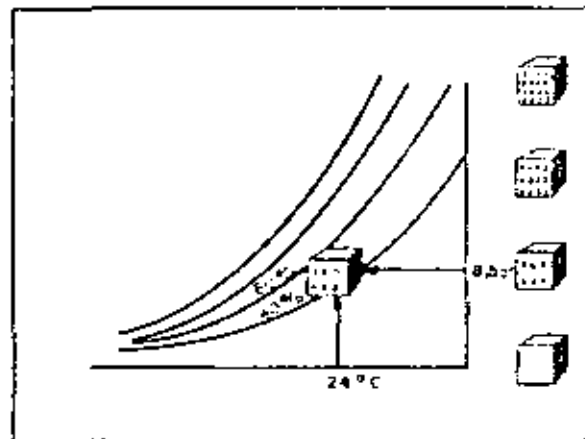


... la línea de 40% y la de 20%...

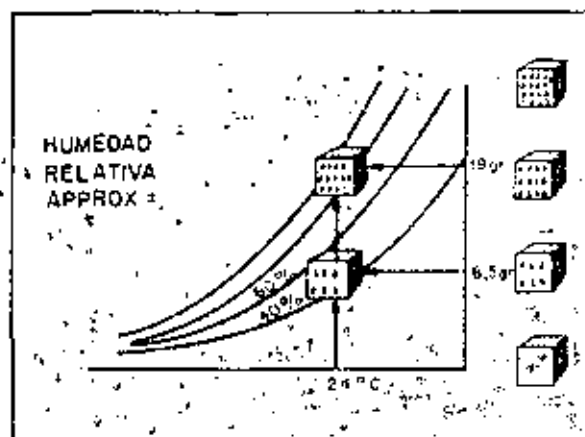
La humedad relativa compara la cantidad de humedad en el aire con la cantidad máxima posible a la misma temperatura. Por ejemplo...



el aire a 24°C bulbo seco y con 8,5 gramos de agua por kilogramo de aire seco, tendrá, de acuerdo al abaco psicrométrico, una humedad relativa de poco más de 40%; podemos aproximar un poco más este valor,

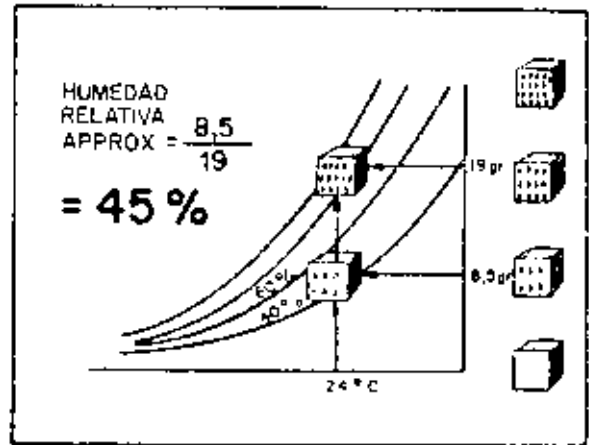


siguiendo la línea de 24°C bulbo seco hasta la línea de saturación encontramos que el aire saturado a esta temperatura contendría aproximadamente 19 gramos de agua (humedad)



El valor aproximado de la humedad relativa sería entonces $8,5 : 19 = 45\%$

El ábaco psicrométrico también nos permite...

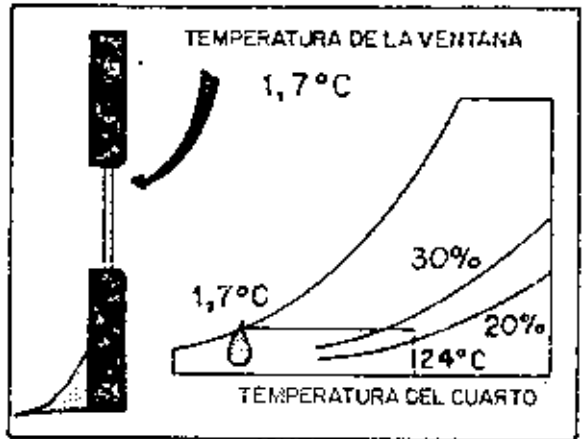


determinar la humedad relativa máxima que se puede mantener en una casa en el invierno sin que se produzca la condensación de la humedad en las ventanas.

Supongamos que la temperatura del vidrio de una ventana es 1,7°C y que se desea mantener la habitación a 24°C. La máxima humedad relativa posible se obtiene considerando al 1,7°C como el punto de rocío de la habitación y trazando una línea horizontal por este punto hasta intersectar la vertical que pasa por 24°C temperatura del bulbo seco. En este caso la intersección ocurre entre 20 y 30%, digamos 23%.

Por lo tanto, con los valores dados en este ejemplo no se debe exceder 23% de humedad relativa si se quiere evitar la condensación de la humedad en los cristales.

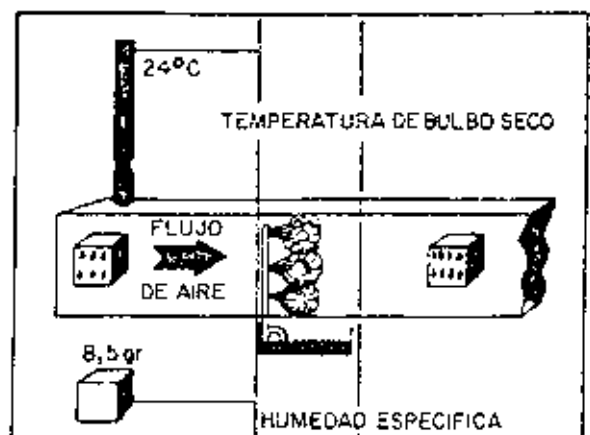
Otra propiedad muy importante y de mucho uso en el acondicionamiento del aire es la Temperatura del Bulbo Húmedo (BH). Se la obtiene de la siguiente manera.



Si se hace pasar una pequeña cantidad de aire por una batería de pulverizadores que producen una lluvia muy fina y en la que el agua es recirculada constantemente, el aire tenderá a absorber más humedad si no se encuentra ya saturado.

La cantidad de agua que debe introducirse para reemplazar la que al evaporarse es acarreada por el aire es tan pequeña que su efecto es mínimo en este proceso.

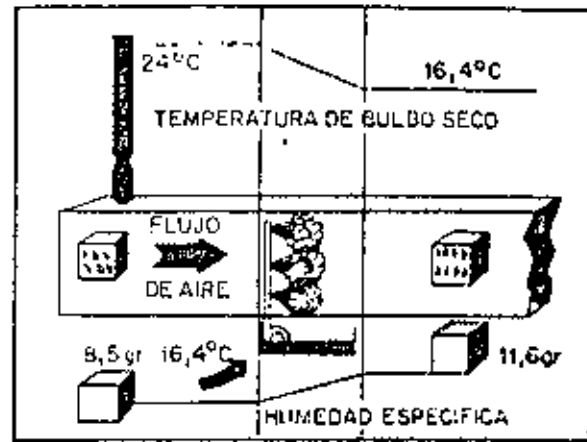
Supongamos que se introduce un kilogramo de aire y que éste contiene 8,5 gramos de vapor de agua (humedad).



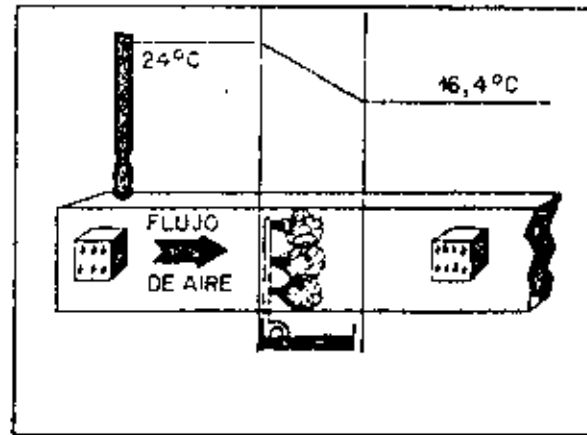
La temperatura del aire disminuye al pasar éste a través de los pulverizadores. Si los pulverizadores pudieran saturar completamente el aire, su temperatura bajaría a aproximadamente $16,4^{\circ}\text{C}$; el aire completamente saturado a esta temperatura contiene 11,6 gramos de agua.

La temperatura del aire después de pasar por los pulverizadores es la que llamamos Temperatura del Bulbo Húmedo. En este caso, $16,4^{\circ}\text{C}$ es la temperatura del bulbo húmedo del aire a 24°C bulbo seco y 9,5 gramos de agua.

Es de interés el notar que en este proceso la temperatura del agua usada en los pulverizadores es igual a la del bulbo húmedo del aire.

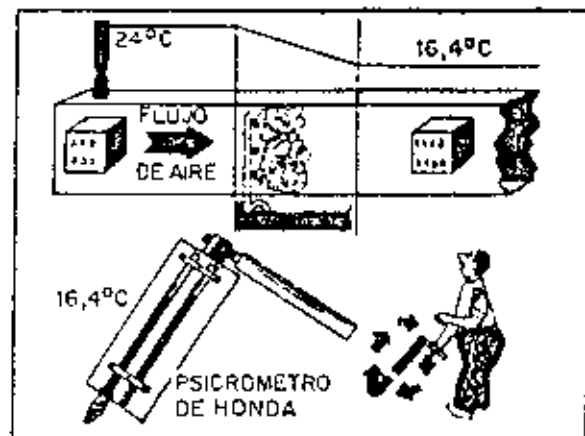


Es fácil ver que este experimento sería muy problemático y costoso de hacer cada vez que se necesitara la temperatura del bulbo húmedo.

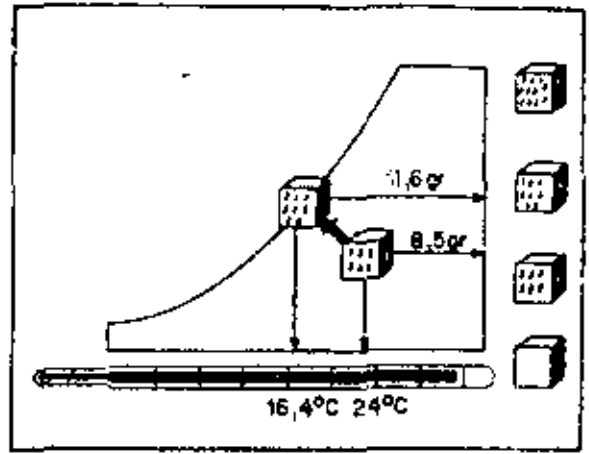


En su lugar resulta más conveniente usar un psicrómetro de honda pues da idéntico resultado. El psicrómetro consiste en dos termómetros uno de los cuales tiene la cubeta cubierta con una mecha de algodón humedecida en agua.

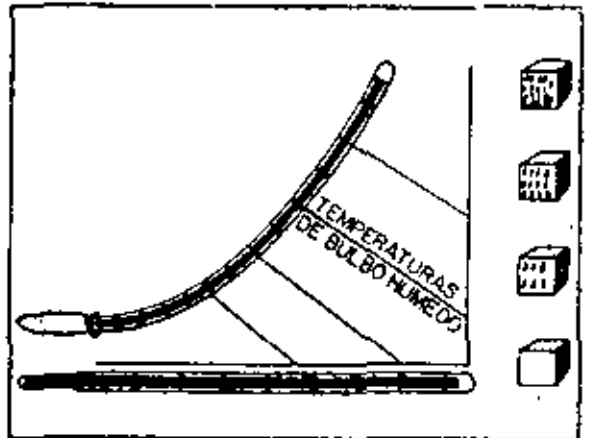
Cuando se hace girar el psicrómetro, parte de la humedad de la mecha se evapora y enfría al agua que queda permitiendo así al termómetro con la mecha marcar la temperatura a la que ocurre la evaporación que como vimos antes es también la del bulbo húmedo. En realidad el psicrómetro está sirviendo como un saturador en miniatura. Como se puede apreciar, el psicrómetro de honda es el instrumento más sencillo para determinar las características del aire.



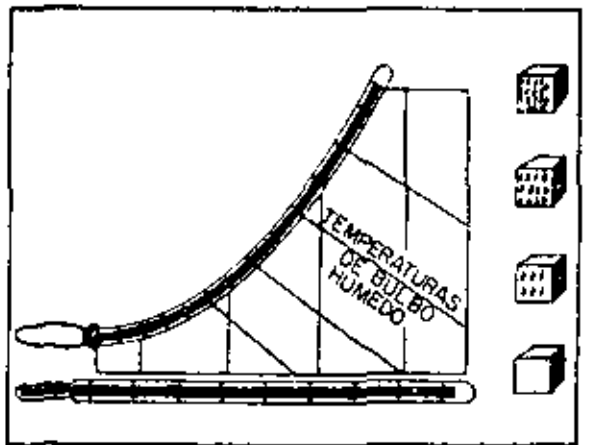
Ahora podemos incluir en nuestro ábaco psicrométrico la temperatura del bulbo húmedo. La línea de 16,4°C temperatura del bulbo húmedo sería la que une los puntos correspondientes a 24°C bulbo seco y 8,5 g. de agua por Kg. aire seco con 16,4°C bulbo seco y 11,6 g. de agua; este último punto se recordará queda en la línea de saturación.



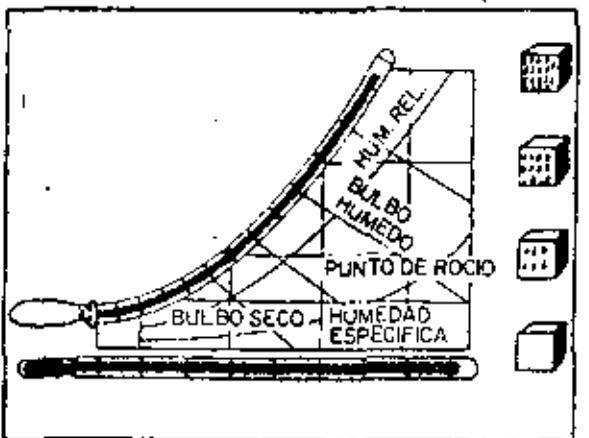
Otros valores de la temperatura del bulbo húmedo pueden ser determinados en la misma forma. En el ábaco psicrométrico las líneas del bulbo húmedo aparecerán en forma diagonal, corriendo de la parte inferior derecha a la parte superior izquierda hasta intersectar la línea de saturación. Los valores de la temperatura del bulbo húmedo se leen sobre la línea de saturación.



Conociendo los valores para la temperatura del bulbo seco y bulbo húmedo podemos saber las condiciones exactas del aire y determinar sus otras propiedades en el ábaco psicrométrico. Si ponemos todas las propiedades anteriormente descritas en el ábaco psicrométrico, éste aparecería así...



Nuestro ábaco ahora contiene la temperatura del Bulbo Seco, Temperatura del Bulbo Húmedo, Humedad Específica, Temperatura del Punto de Rocío o de Saturación y Humedad Relativa. Conociendo los valores para dos de las propiedades mencionadas nos permite localizar esta condición en el ábaco psicrométrico y determinar todas las otras propiedades.

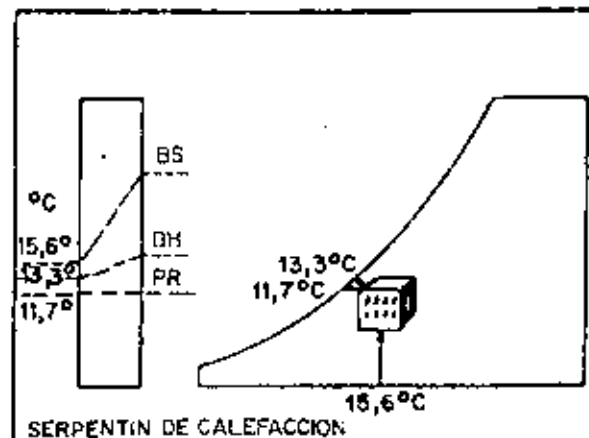
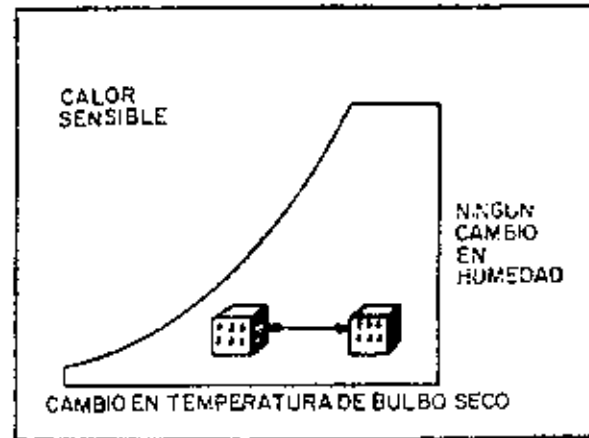
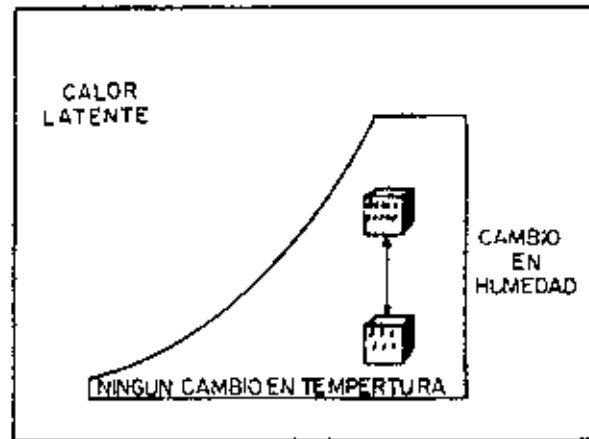
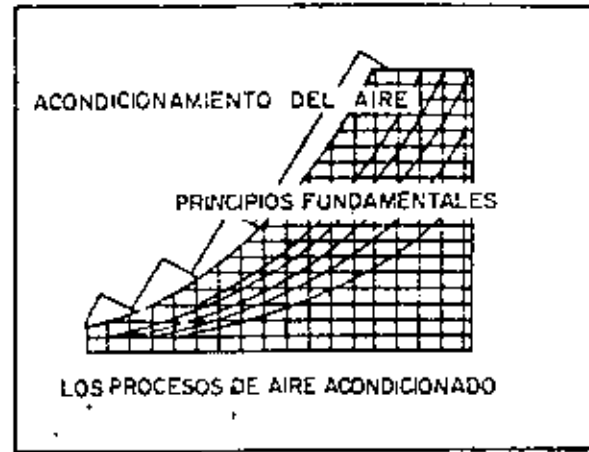


El ábaco psicrométrico que acabamos de construir nos es muy útil para estudiar muchos procesos comúnmente usados en el acondicionamiento del aire. Empecemos observando como cambian las propiedades del aire con el calor latente y sensible.

El calor latente es el producido por la condensación o evaporación del agua cuando estos no producen cambio alguno en la temperatura del bulbo seco. Por lo tanto, este proceso aparece como una línea vertical en el ábaco.

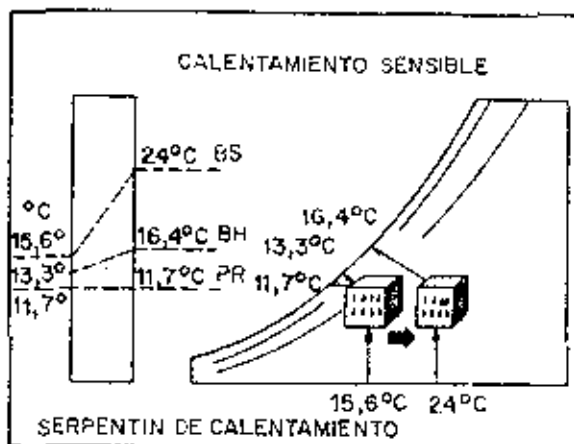
El calor sensible es el que produce cambio en la temperatura del bulbo seco pero no en la cantidad de vapor de agua presente en el aire (humedad específica). Este cambio aparece como una línea horizontal en el ábaco. Como un ejemplo del calor sensible citemos...

... el calentamiento del aire al pasar por un serpentín de calefacción. Supongamos que las condiciones iniciales del aire son $15,6^{\circ}\text{C}$ Bulbo Seco, y $13,3^{\circ}\text{C}$ Bulbo Húmedo. En el ábaco psicrométrico determinamos que el punto de rocío es $11,7^{\circ}\text{C}$.

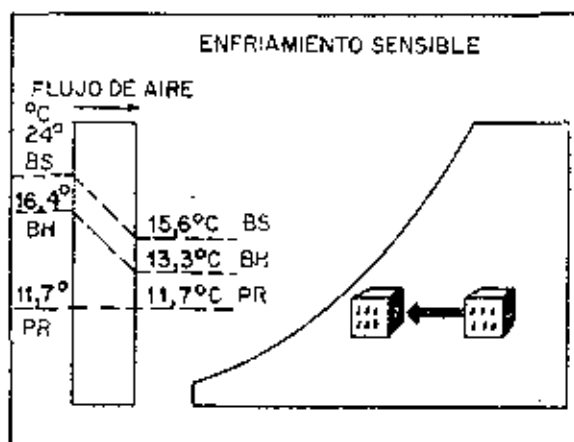


Supongamos que al pasar por el serpentín de calentamiento el aire es calentado a 24°C bulbo seco, la temperatura del bulbo húmedo sube a 16,4°C pero la temperatura del punto de rocío sigue igual ya que no hemos añadido ni quitado humedad al aire. Se debe también notar que la humedad relativa ha disminuido.

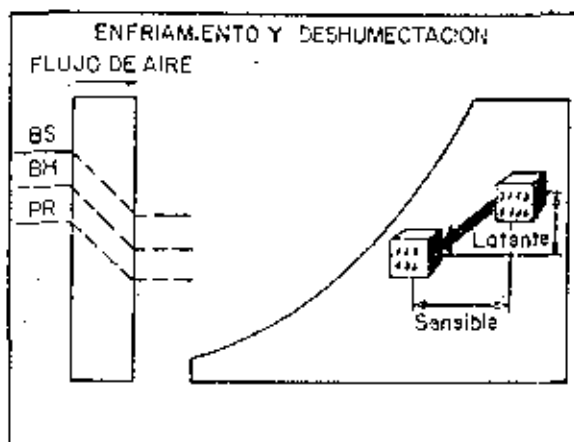
Algo parecido sucede en la atmósfera; en las primeras horas de la mañana la humedad relativa es alta pero conforme aumenta la temperatura del aire al calentar el sol, la humedad relativa baja.



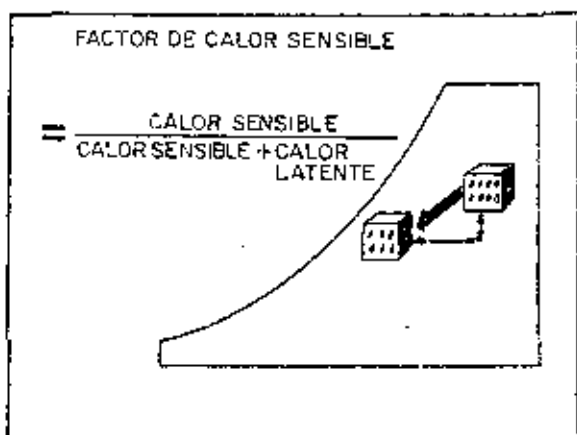
Si se invierte el proceso anterior, es decir si se enfría el aire de 24°C bulbo seco y 11,7°C punto de rocío a 15,6°C bulbo seco, tendremos un ejemplo de enfriamiento sensible. En este caso la temperatura del bulbo húmedo disminuye pero la temperatura del punto de rocío aun se mantiene igual.



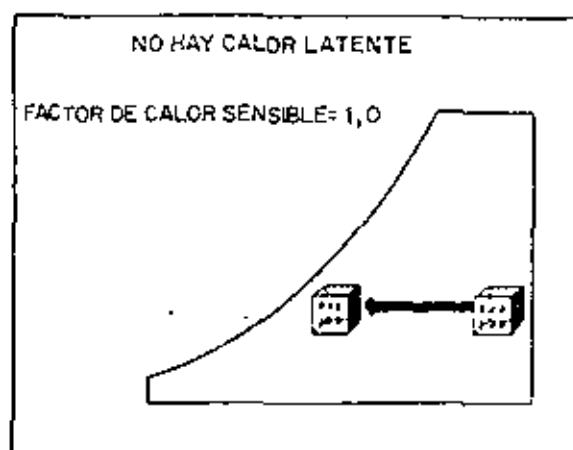
Si el enfriamiento (sensible) se combina con la deshumectación (latente), el proceso aparecerá en el ábaco como una línea inclinada hacia la izquierda. La inclinación de la línea depende de la proporción del calor sensible y latente que se quita en el proceso. Este proceso de enfriamiento y deshumectación simultáneo ocurre tan frecuentemente en el acondicionamiento del aire que el valor del ángulo formado por la línea que lo representa y la horizontal en el ábaco psicrométrico recibe el nombre de...



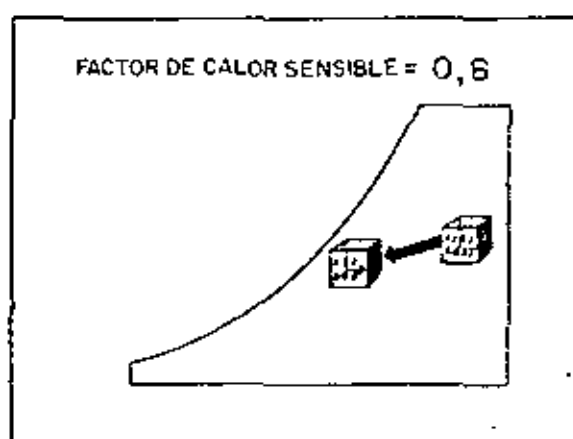
... Factor de Calor Sensible. Este factor es definido como la relación entre el calor sensible y la suma del calor sensible y latente, llamado también calor total.



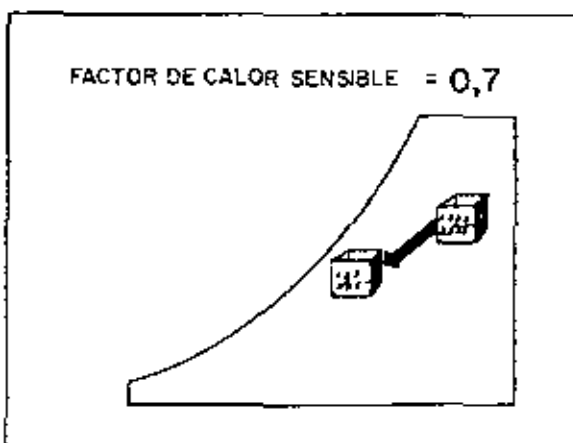
Si en un proceso no ocurre cambio alguno en el calor latente, el Factor de Calor Sensible es 1,0 y aparecerá como una línea horizontal en el ábaco psicrométrico.



Pero si el factor de calor sensible de un proceso es 0,8, la línea tendrá una pequeña inclinación. En este caso, el 80% del cambio total es debido al calor sensible y el calor latente representa 20%. Si la carga total de refrigeración es de 10 toneladas, 8 provienen del calor sensible y 2 del latente. Este sería aproximadamente el valor típico del factor de calor sensible para el acondicionamiento de una tienda bastante amplia.

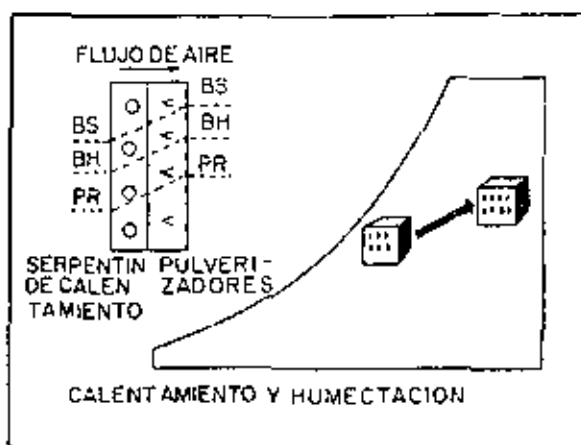


Si el factor de calor sensible es 0,7, la línea será aun más inclinada. En este caso, el calor latente representa un porcentaje mayor del calor total. Este valor sería típico en sistemas para teatros, iglesias, restaurantes, etc.

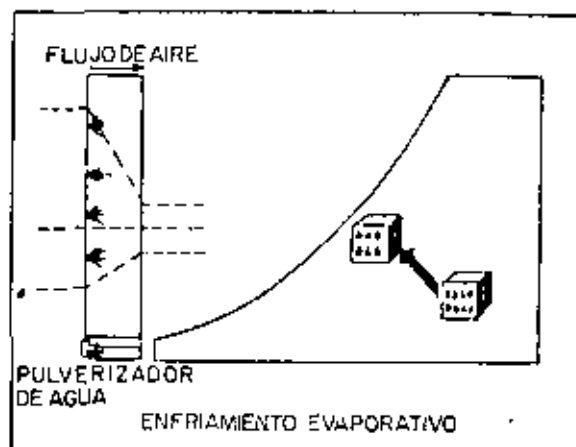


Si el proceso anterior es invertido, se convertiría en uno de calentamiento y humectación. Este proceso se podría llevar a cabo en dos etapas: primero el aire pasa por un serpentín de calentamiento que le añade calor sensible y luego por un pulverizador de agua que le añade humedad o calor latente.

Otro proceso muy común en el acondicionamiento del aire...

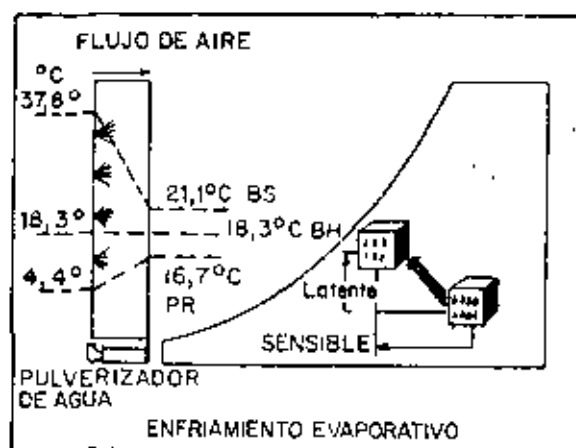


... es el enfriamiento evaporativo. Este proceso es esencialmente el mismo que el descrito anteriormente al definir la temperatura del bulbo húmedo. El aire al pasar por el pulverizador...



... pierde calor sensible y adquiere calor latente. Se puede apreciar en la figura que la temperatura del bulbo seco baja de $37,8^{\circ}\text{C}$ a $21,1^{\circ}\text{C}$ (sensible) al mismo tiempo que el punto de rocío sube (latente). Debemos notar que la temperatura del bulbo húmedo no ha sufrido cambio alguno en este proceso. La temperatura del bulbo seco máxima posible de obtener en este proceso es igual a la de la temperatura del bulbo húmedo; este mínimo se puede obtener con un pulverizador que sature completamente el aire - cosa no posible en pulverizadores comerciales.

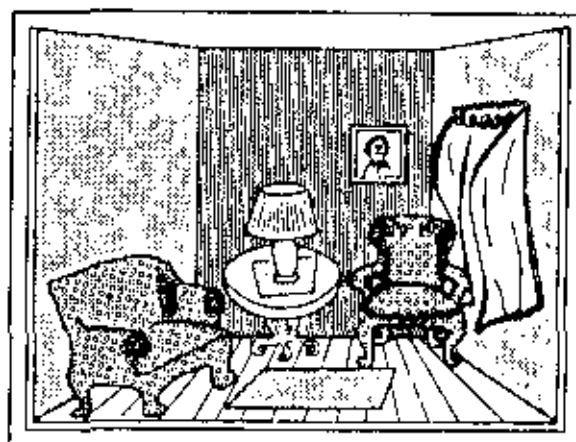
Este proceso es eficaz en aplicaciones que requieran una humedad relativa alta; como por ejemplo en fábricas textiles, de cigarrillos, etc.



El enfriamiento evaporativo ha sido usado con éxito muy limitado en el acondicionamiento para el confort humano en los pocos lugares donde la temperatura del bulbo húmedo es baja.

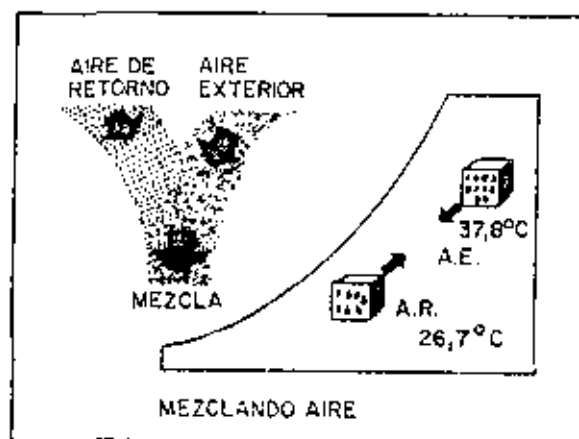
Cuando es usado para acondicionar residencias, tiendas, edificios, etc., la alta humedad resultante puede ser perjudicial para los muebles, alfombras, etc., además de que tiende a crear malos olores.

Otro problema es que generalmente se requiere una verdadera ráfaga de aire aun para mitigar parcialmente el calor.

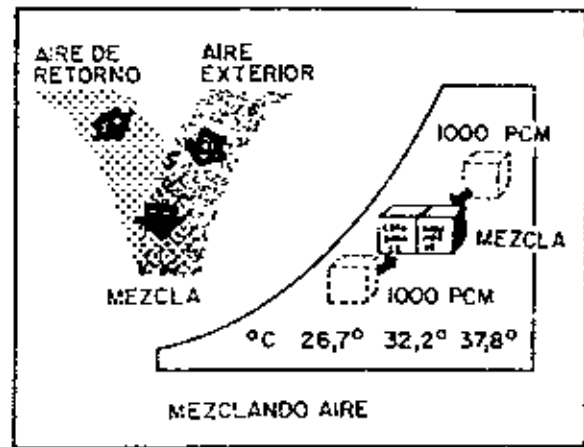


A continuación vemos como se representa en el abaco psicrométrico la mezcla de dos corrientes de aire cada una de las cuales tiene diferentes propiedades. Un ejemplo práctico de este proceso se ve en la mezcla del aire de retorno con el aire fresco que se introduce para ventilación. Las propiedades de la mezcla dependen de las propiedades y de la cantidad de cada una de las corrientes.

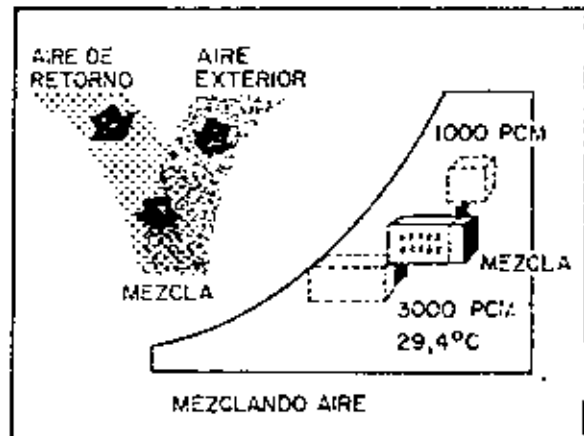
En el abaco psicrométrico, las propiedades de la mezcla aparecerán sobre la línea recta que une los puntos que representan las propiedades de cada una de las corrientes que constituyen la mezcla.



Por ejemplo si se mezcla 1,000 Pies Cúbicos por Minuto (PCM) de aire de retorno con 1,000 PCM de aire exterior, las propiedades de la mezcla aparecerán en el ábaco psicrométrico al medio de la línea que une los puntos que representan las propiedades de las dos corrientes. Si la temperatura del bulbo seco del aire exterior es $37,5^{\circ}\text{C}$ y la del aire de retorno $26,7^{\circ}\text{C}$, la temperatura del bulbo seco de la mezcla será $32,2^{\circ}\text{C}$.

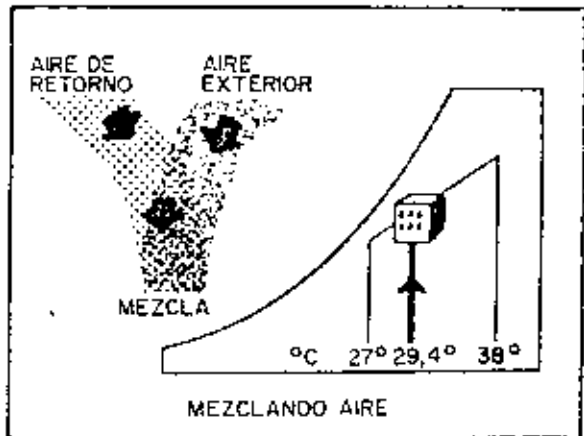


Pero si mezclamos 3.000 PCM de aire de retorno con 1.000 PCM de aire exterior, las propiedades de la mezcla estarán más aproximadas a las del aire de retorno por haber mayor cantidad de éste. En este caso, como el aire exterior representa la cuarta parte de la cantidad total de aire, la mezcla se encontrará a $1/4$ de la distancia entre los puntos que representan las dos corrientes de aire en el ábaco psicrométrico. La temperatura de la mezcla es entonces $29,4^{\circ}\text{C}$.

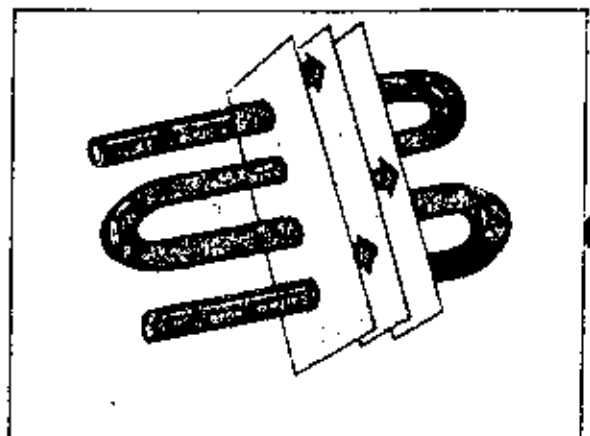


Las otras propiedades de la mezcla, como ser humedad específica, humedad relativa, temperatura del bulbo húmedo y punto de rocío se los obtiene del ábaco psicrométrico una vez se determina la intersección de la temperatura del bulbo seco de la mezcla con la línea que une las propiedades de las dos corrientes que forman la mezcla.

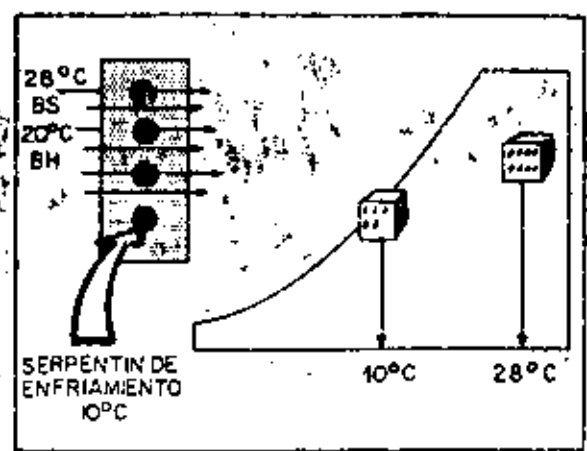
Los principios que se acaban de exponer sobre mezclas de dos corrientes de aire pueden ser utilizados para explicar el funcionamiento de un serpentín de enfriamiento.



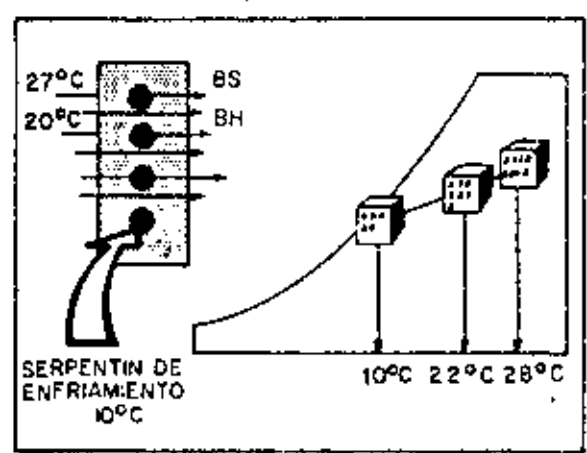
Esta figura representa a un tipo de serpentín muy comúnmente usado en el enfriamiento y deshumidificación del aire. Podemos decir que sólo una parte del aire que pasa a través de este serpentín hace contacto con los tubos o las aletas y que el resto pasa sin tocar ninguna de estas superficies. La porción del aire que pasa sin hacer contacto con el serpentín se llama aire de desvío o derivado y al restante se le llama aire de contacto o saturado.



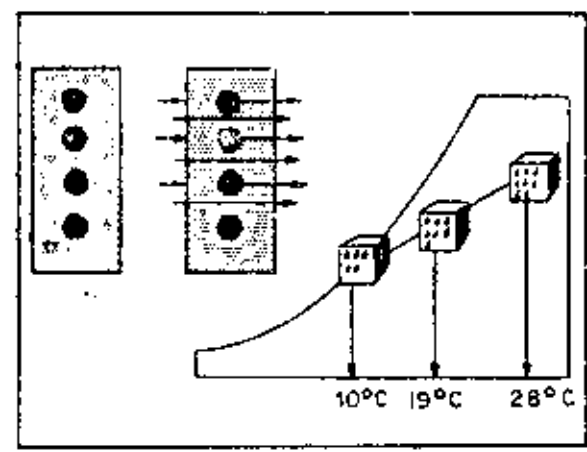
Supongamos que una corriente de aire a 28°C bulbo seco y 20°C bulbo húmedo pasa por un serpentín, cuya superficie se encuentra a 10°C. El aire que hace contacto con la superficie del serpentín resultará saturado a 10°C; el aire que pasa sin tocar el serpentín no sufre ningún cambio. Después de pasar por la primera hilera de tubos del serpentín, el aire es ya una mezcla de aire saturado a la temperatura de la superficie del serpentín y aire de desvío cuyas propiedades no han cambiado.



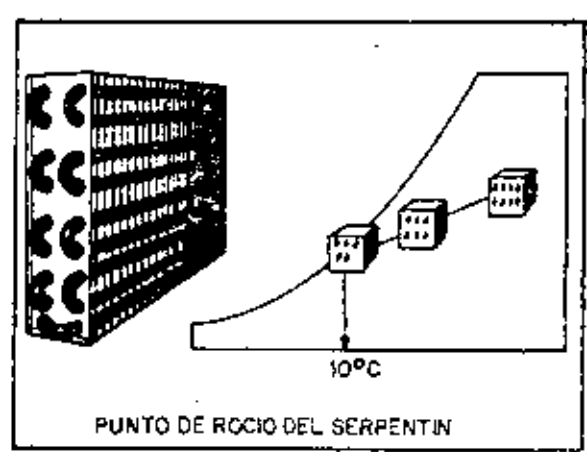
Si se dice que el Factor de Desvío es de dos tercios, 2/3 partes del aire pasan sin ser afectado por el serpentín. En este ejemplo, si el factor de desvío es 2/3, la temperatura de la mezcla a la salida del serpentín será 22°C. Este valor del factor de desvío sería normal para un serpentín de una sola hilera.



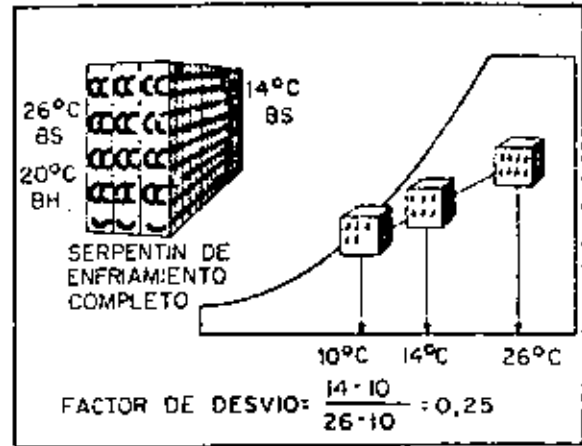
Si se añade una hilera más al serpentín (serpentín de dos hileras), la cantidad de aire de desvío será menor por tener este serpentín mayor superficie. El factor de desvío para un serpentín de dos hileras es de aproximadamente 0,5. Con este serpentín la temperatura del aire bajaría a 19°C. Si se necesita obtener aire casi saturado se debe utilizar un serpentín con mayor número de hileras.



Debemos indicar que la temperatura de la superficie del serpentín recibe el nombre de Punto de Rocío del Serpentín. En este caso el Punto de Rocío del Serpentín es de 10°C.



El factor de desvío para todo serpentín se puede determinar sabiendo las condiciones de entrada y salida del aire y la temperatura media de la superficie del serpentín o sea su punto de rocío. En la figura adjunta, el factor de desvío es igual a 0,25.



El factor de desvío depende en parte de la construcción del serpentín; es decir, del diámetro de los tubos, tamaño y tipo de aletas, distancia entre tubos, densidad de las aletas, etc. En la figura se muestran algunos valores típicos del factor de desvío para varios serpentines de enfriamiento. Es interesante notar que cada hilera que se añade produce un cambio cada vez menor en el factor de desvío. Esto quiere decir que el trabajo que hacen las primeras hileras es mayor que el que hacen las últimas, o sea que económicamente la sexta hilera es menos importante que la primera o que la quinta.

FACTORES DE DESVIO TÍPICOS

HILERAS	F.D.
2	0,31
3	0,18
4	0,10
5	0,06
6	0,03

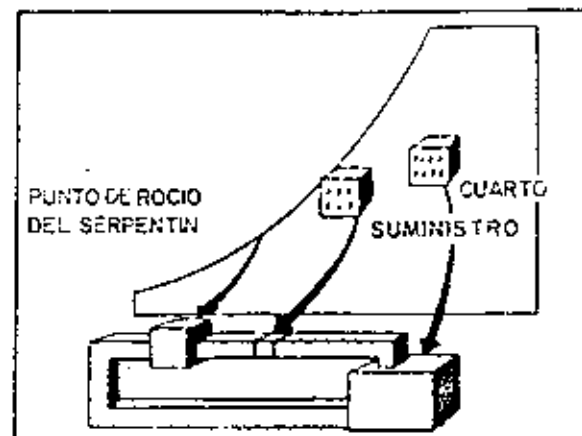
La velocidad del aire a través del serpentín también tiene un efecto muy importante en el valor del Factor de Desvío. En la figura adjunta se muestran valores típicos del factor de desvío de un serpentín a diferentes velocidades del aire. Se puede apreciar que si la cantidad de aire que pasa por un serpentín es menor, la velocidad es baja y por lo tanto el factor de desvío será también bajo. Pero, ¿qué importancia tiene el factor de desvío?, ¿conviene que éste sea grande o pequeño?

FACTORES DESVIO

VELOCIDAD DEL AIRE			
300PPM	400PPM	500PPM	600PPM
0,11	0,14	0,18	0,20

No existe respuesta sencilla para estas preguntas. Se debe recordar que si el factor de desvío es pequeño, el aire que sale del serpentín estará a una temperatura más baja.

En esta figura se muestra en esquema un acondicionador de aire enfriando una habitación. El aire frío es llevado por medio del conducto de alimentación para disipar el calor en la habitación y regresa tibio al acondicionador por el conducto de succión.



Compararemos la capacidad térmica del aire de suministro a $15,6^{\circ}\text{C}$ y a $12,8^{\circ}\text{C}$: su capacidad para absorber calor sensible depende de la diferencia de temperatura con el aire de la habitación. Supongamos que la habitación se encuentra a $26,7^{\circ}\text{C}$; el aire de suministro a $12,8^{\circ}\text{C}$ puede absorber más calor sensible que la misma cantidad a $15,6^{\circ}\text{C}$ porque su diferencia con la temperatura de la habitación es mayor. En otras palabras, se necesita una cantidad menor de aire a $12,8^{\circ}\text{C}$ que a $15,6^{\circ}\text{C}$ para absorber el calor sensible de la habitación. En este caso la diferencia sería de aproximadamente 25% en favor del aire a $12,8^{\circ}\text{C}$.

Por lo tanto, el factor de desvío pequeño produce temperaturas más bajas en el aire de suministro, lo que a su vez significa un menor volumen de aire, conductos más pequeños, y un ventilador y motor más pequeños. Todas estas son ventajas que tenderían a disminuir el costo de una instalación.

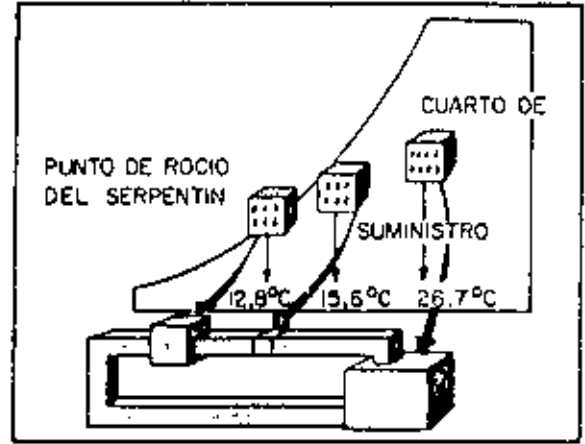
Pero también existen desventajas.

La obtención de temperaturas bajas en el aire de suministro generalmente requiere el uso de un serpentín de enfriamiento más grande y por lo tanto de mayor costo.

Podría también no ser posible suministrar el aire a una temperatura muy baja sin producir corrientes de aire que causen molestia a los ocupantes.

La temperatura mínima del aire de suministro depende de la manera como se lo introduce en la habitación, sea por el techo, la pared o el piso, y de la distancia entre la boca de suministro y los ocupantes.

En la mayoría de las instalaciones para el confort humano se usa serpentines de enfriamiento con dos a cinco hileras que tienen un factor de desvío de aproximadamente 0,30 a 0,10 respectivamente.



AIRE DE SUMINISTRO A MENOR TEMPERATURA IMPLICA

1. MENOR VOLUMEN DE AIRE
2. CONDUCTOS MAS PEQUEÑOS
3. VENTILADOR Y MOTOR MAS PEQUEÑOS

AIRE DE SUMINISTRO A MENOR TEMPERATURA IMPLICA

1. MENOR VOLUMEN DE AIRE
2. CONDUCTOS MAS PEQUEÑOS
3. VENTILADOR Y MOTOR MAS PEQUEÑOS

TAMBIEN IMPLICA

4. SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO MAS GRANDE
5. POSIBILIDAD DE CORRIENTES DE AIRE
6. MEJOR AISLAMIENTO DEL CONDUCTO DE SUMINISTRO

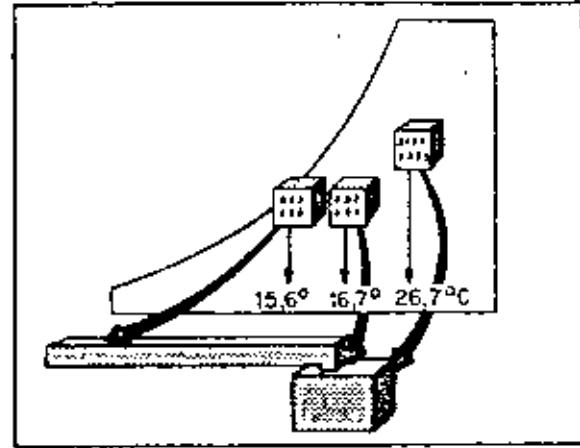
APLICACION PROMEDIO

FACTOR DE DESVIO 0,10 - 0,30

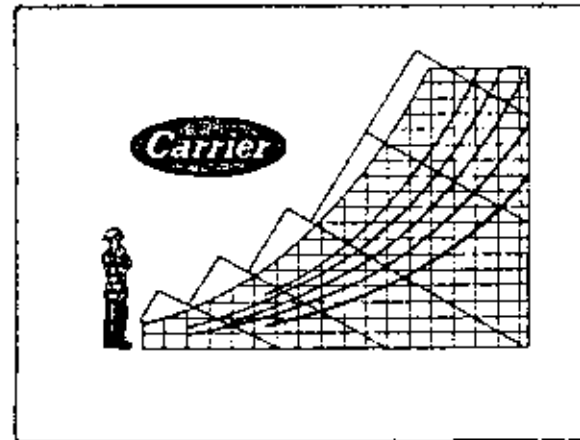
HILERAS DE SERPENTIN 2 - 5

Los principios de la psicrometría son también útiles para determinar si es más conveniente aislar el conducto de alimentación o usar un volumen mayor de aire. Si se requiere 1.000 PCM de aire a $15,6^{\circ}\text{C}$ para mantener una habitación a $26,7^{\circ}\text{C}$, ¿cuánto aire se requeriría si la temperatura sube a $16,7^{\circ}\text{C}$ al pasar por un conducto de suministro no aislado? El aire ha perdido $1,1^{\circ}\text{C}$ del diferencial requerido de $11,1^{\circ}\text{C}$ para absorber el calor sensible de la habitación. La pérdida es aproximadamente 10% del valor original y por lo tanto se requeriría un 10% más de aire, o sea 1.100 PCM a $16,7^{\circ}\text{C}$.

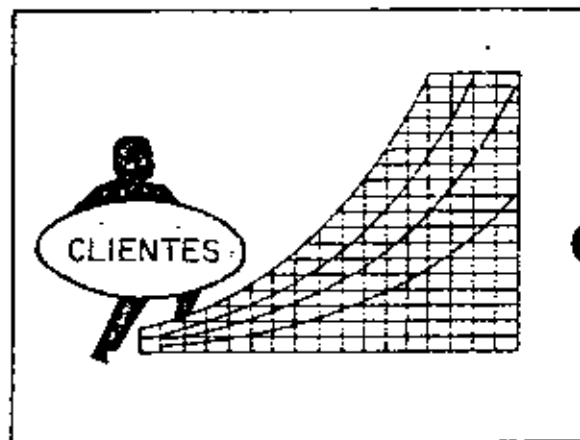
La alternativa es entonces entre aislar el conducto de suministro o usar un volumen mayor de aire.



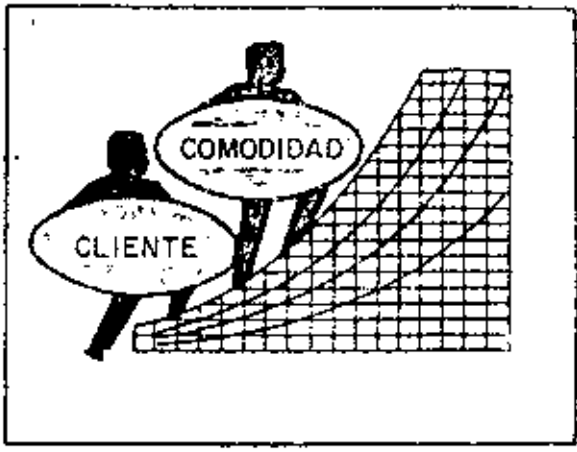
Hasta aquí hemos visto algunos de los procesos más sencillos del acondicionamiento del aire y como se los puede seguir en el ábaco psicrométrico. Por la psicrometría sabemos la cantidad de aire necesaria para mantener condiciones de confort, explicamos la operación de un serpentín de enfriamiento, vemos las posibilidades y limitaciones del enfriamiento evaporativo, determinamos la necesidad de aislar un conducto para evitar la condensación así como también todas las variaciones posibles en las propiedades del aire de suministro que pueden mantener las condiciones de confort deseadas.



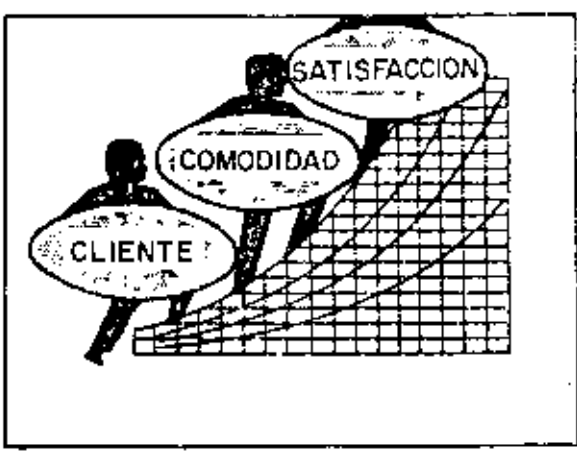
Aplicando estos sencillos principios de la psicrometría en la selección de un sistema para el acondicionamiento del aire dará como resultado un mayor número de clientes satisfechos...



gozando de mayor comodidad...



...para satisfacción tanto del cliente como del instalador.



Propiedades y Procesos Avanzados

Los principios y procesos anteriormente expuestos son sólo una base para adquirir nuevos conocimientos. Existen otras propiedades y procesos igualmente importantes que deben ser comprendidos si se desea seleccionar correctamente un sistema para el acondicionamiento del aire.

Una de estas propiedades es el volumen específico, que representa el volumen que ocupa la mezcla de aire y vapor de agua en metros cúbicos (o pies cúbicos) por kilogramo (o libra) de aire. Por ejemplo, un kilogramo de aire a 24°C temperatura del bulbo seco ocupa un volumen de aproximadamente 0,84 metros cúbicos al nivel del mar.

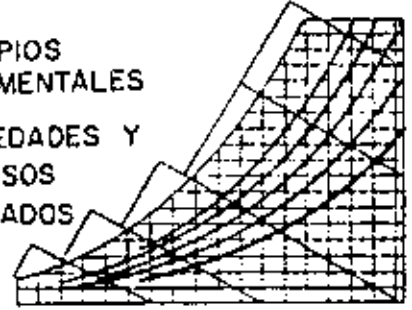
Si se lo calienta, a 35°C, este mismo kilogramo de aire ocupará un volumen de 0,87 metros cúbicos porque a la temperatura más alta el aire es menos denso.

Pero si se lo enfría a, digamos 13°C, este kilogramo de aire ocupará solamente 0,81 metros cúbicos porque al bajar la temperatura aumenta la densidad.

ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE I

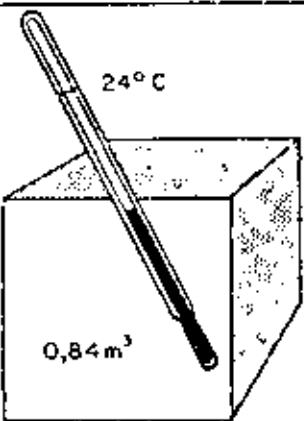
PRINCIPIOS
FUNDAMENTALES

PROPIEDADES Y
PROCESOS
AVANZADOS

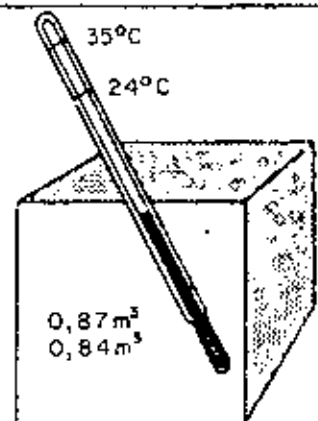


Programa de Desarrollo Técnico 200 SF 3

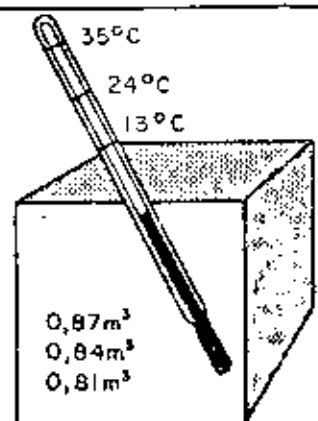
PRESION
BAROMETRICA
NORMAL



PRESION
BAROMETRICA
NORMAL

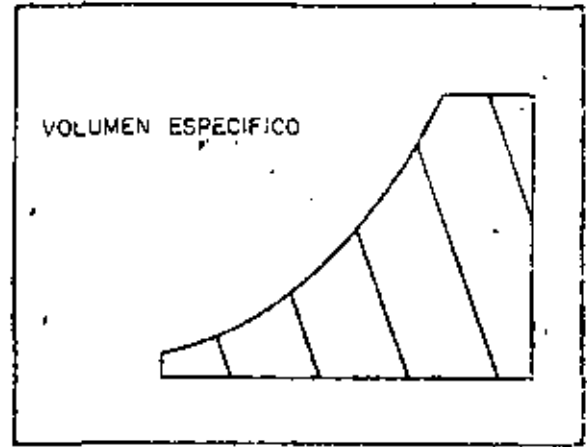


PRESION
BAROMETRICA
NORMAL

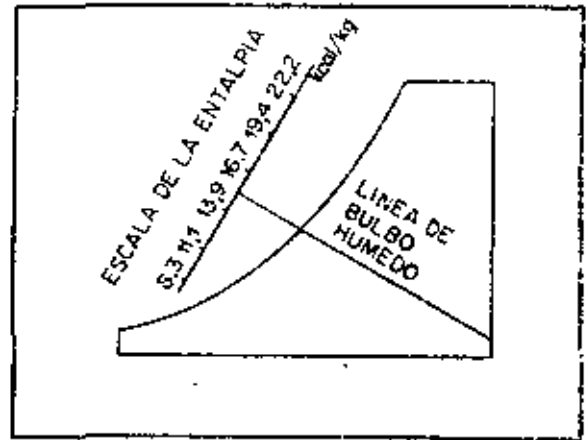


Las líneas de los volúmenes específicos aparecen en el ábaco como líneas oblicuas que se extienden de la parte inferior derecha a la parte superior izquierda.

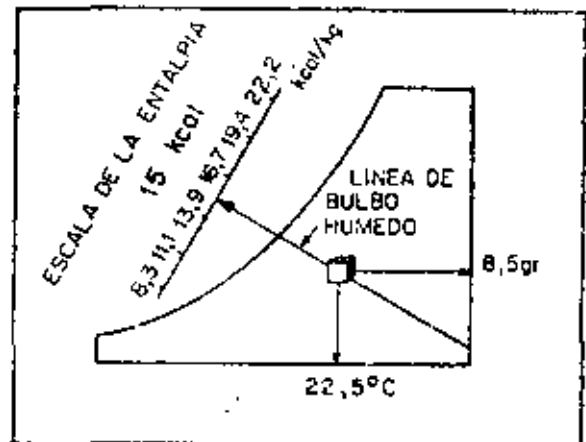
El volumen específico sirve principalmente para determinar la capacidad de un ventilador y el motor que requiere cuando las propiedades del aire son diferentes de las que se usa como "standard" en las tablas o curvas de capacidad de los ventiladores.



Otra propiedad muy útil en el acondicionamiento del aire es la llamada contenido total de calor o entalpía de la mezcla de aire y humedad. El uso de la entalpía permite determinar el calor añadido o quitado al aire en cualquier proceso. Las líneas de la entalpía aparecerían casi sobrepuestas a las de la temperatura del bulbo húmedo, por lo tanto solo estas últimas aparecen en el ábaco psicrométrico. Para determinar la entalpía, se sigue paralelamente a las líneas del bulbo húmedo del punto que representa la condición indicada hasta encontrar la escala de la entalpía en la parte superior izquierda.

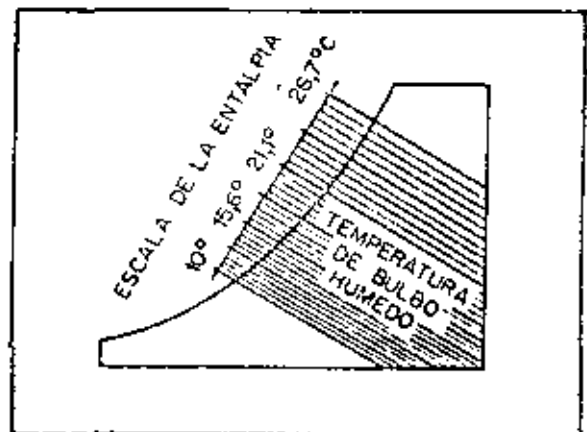


Por ejemplo, el aire a 22,5°C temperatura del bulbo seco y 8,5 gramos de agua por kilogramo de aire tiene una entalpía de 15,0 kilocalorías por kilogramo de aire.



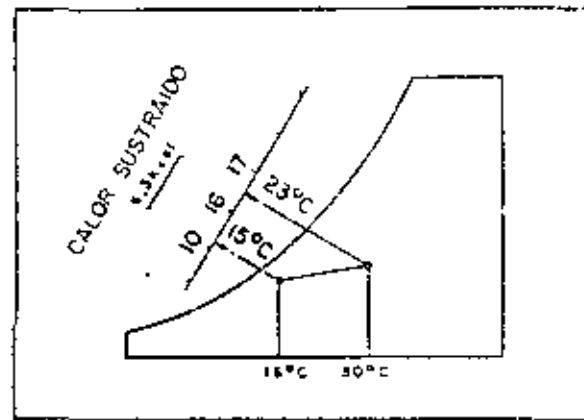
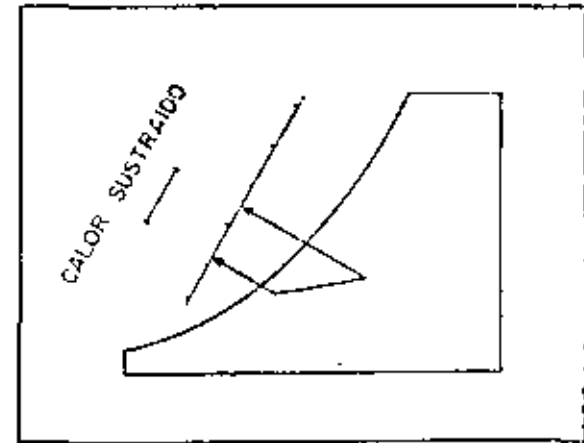
La escala de la entalpía aparece en la parte superior izquierda, al final de las líneas de la temperatura del bulbo húmedo. La entalpía depende casi exclusivamente de la temperatura del bulbo húmedo del aire.

La entalpía es una propiedad muy importante y por lo tanto será conveniente el explicar su uso más detenidamente.

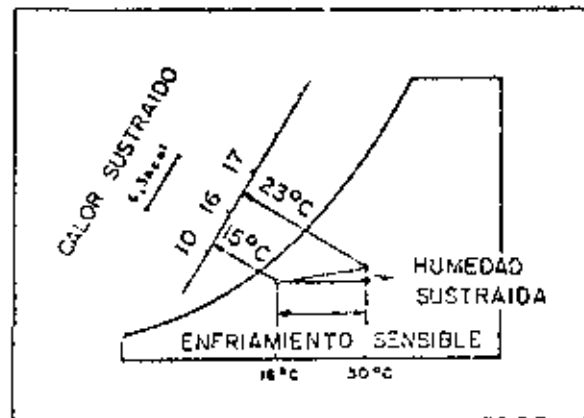


Si el aire es enfriado y deshumedecido, el calor total sustraído aparece en la escala de la entalpía entre las dos líneas del bulbo húmedo que representan la condición final e inicial del aire. Por ejemplo,

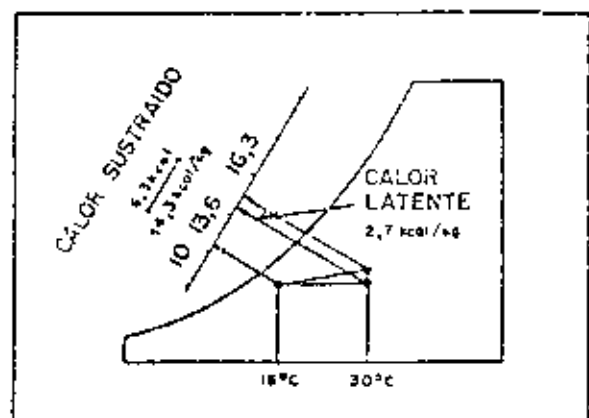
si se pasa aire a 30°C bulbo seco, 23°C bulbo húmedo cuya entalpía es de 16,3 Kcal/Kg por un serpentín de enfriamiento del que sale a 16°C bulbo seco, 15°C bulbo húmedo y 10 Kcal/Kg. de entalpía, cada kilogramo de aire pierde 6,3 kilocalorías.



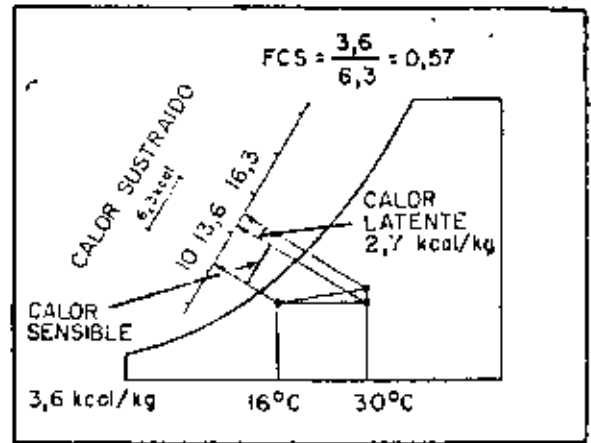
Si se dibuja un triángulo como el que aparece en la figura por los puntos que representan la condición inicial y final del aire, la distancia vertical representa la cantidad de humedad sustraída, es decir el calor latente, y la distancia horizontal representa el enfriamiento sensible del aire.



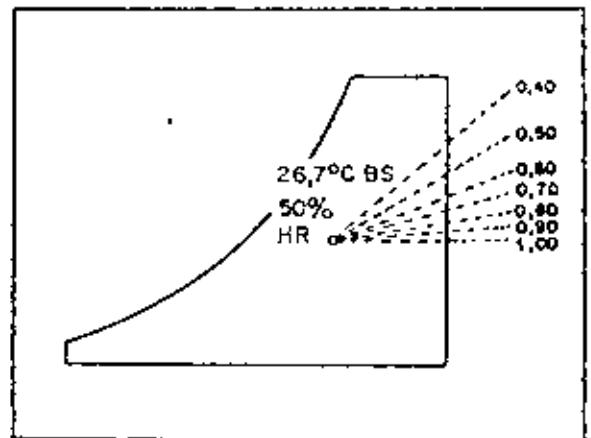
La entalpía en la intersección de las líneas vertical y horizontal que forman dos de los lados del triángulo es de 13,6 Kcal/Kg. El calor latente sustraído es entonces 16,3 menos 13,6 o sea 2,7 kilocalorías por kilogramo de aire.



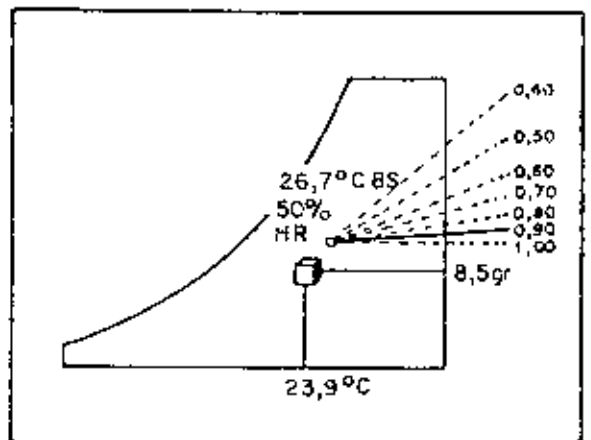
El calor sensible sustraído es la diferencia entre 13,6 y 10,0, o sea 3,6 kilocalorías por kilogramo. Con toda esta información podemos determinar el factor de Calor Sensible que se define como el producto de la división del calor sensible por el calor total, en este caso, 3,6 dividido por 6,3 o sea igual a 0,57.



Para mayor conveniencia, el ábaco psicrométrico incluye una escala para el Factor de Calor Sensible. El punto de referencia usado para la construcción de esta escala es el círculo blanco en la intersección de las líneas de 50% humedad relativa y 26,7°C temperatura del bulbo seco.

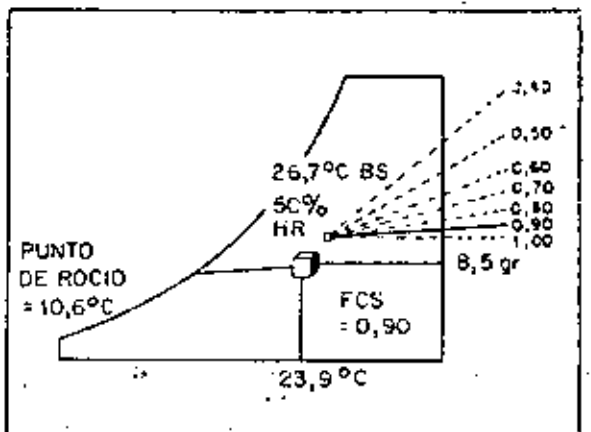


Supongamos que se quisiera mostrar la línea de 0,90 factor de calor sensible del aire a 23,9°C bulbo seco y 8,5 gramos de vapor de agua (humedad). Primero se determina la inclinación de la línea para el factor de calor sensible indicado uniendo 0,90 en la escala del factor de calor sensible con el círculo blanco que marca el punto de referencia.



A continuación se traza una línea paralela a la anterior que pase por el punto 23,9°C bulbo seco y 8,5 gramos.

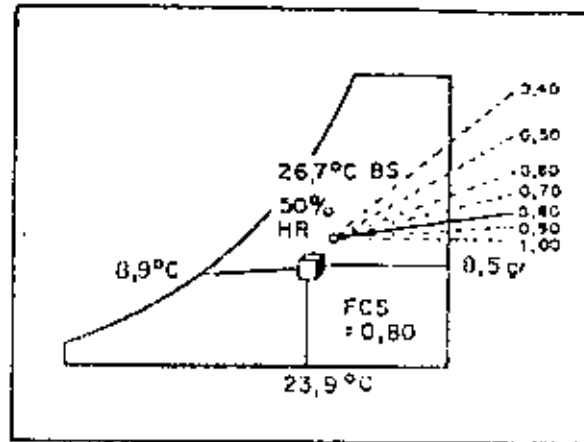
Si esta línea representara un proceso de enfriamiento y deshumectación, se podría determinar el valor requerido del Punto de Rocío del serbentón prolongando la línea del factor de calor sensible hasta que intersecte la curva de saturación. En este caso el punto de rocío sería aproximadamente 10,6°C.



Para un factor de calor sensible de 0,50, el punto de rocío del serpentín sería de 8,9°C.

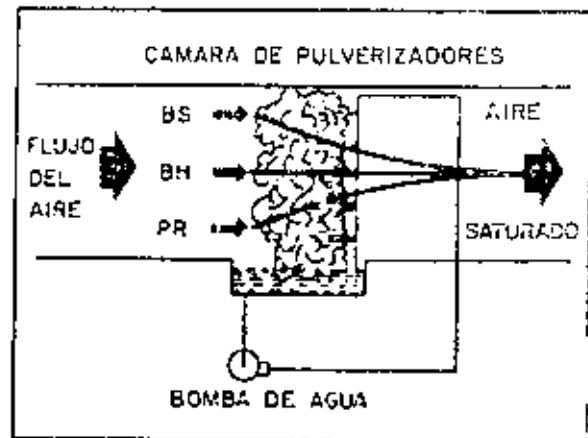
El factor de calor sensible es muy útil para la selección del equipo de acondicionamiento porque su uso permite determinar la temperatura a la cual debe operar el serpentín de enfriamiento.

Veamos nuevamente el proceso psicrométrico del enfriamiento evaporativo.



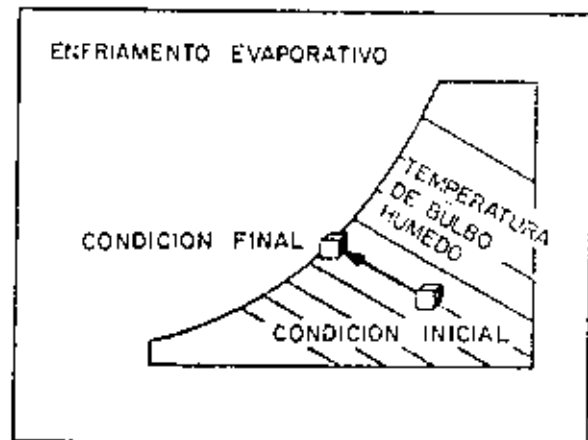
En el enfriamiento evaporativo el aire pasa a través de una batería de pulverizadores de agua que lo enfrían y humedecan. El agua que no llega a evaporarse es recogida en un tanque e impulsada nuevamente por los pulverizadores por la bomba de agua. En este proceso, la temperatura del agua es igual a la temperatura del bulbo húmedo del aire.

El aire sale de los pulverizadores casi completamente saturado; su punto de saturación depende de la eficiencia de la batería de pulverizadores.

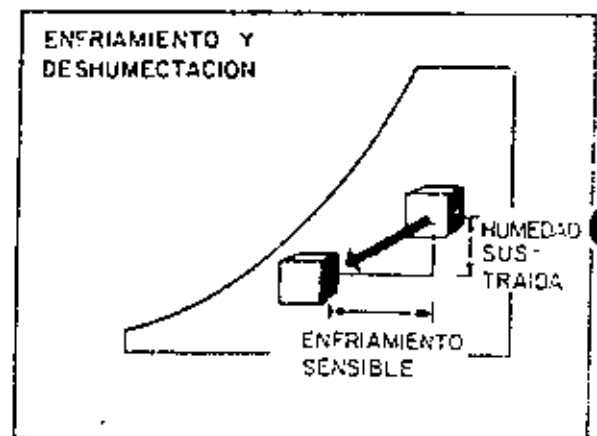


El enfriamiento evaporativo aparece en el gráfico psicrométrico como un desplazamiento sobre la línea de la temperatura del bulbo húmedo hacia la curva de saturación. El calor sensible que pierde el aire al entrarse es exactamente igual al calor latente que recibe al aumentar su humedad.

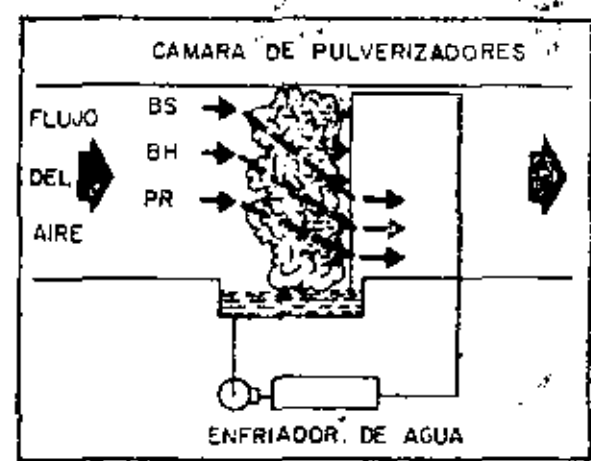
Si la eficiencia de la batería de pulverizadores fuera de 100%, el aire saldría completamente saturado. Generalmente el equipo que se usa para este proceso es entre 85 y 95% eficiente, por lo tanto el aire saldrá a un pequeño paso de la saturación completa.



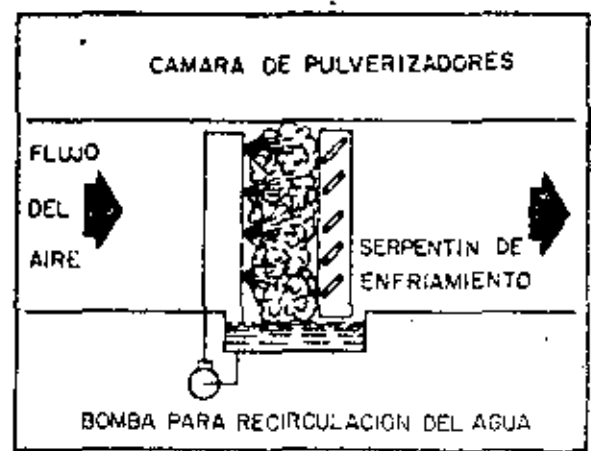
Si la batería de pulverizadores pudiera ser alimentada continuamente con agua a una temperatura por debajo del punto de rocío del aire de entrada, el aire podría ser enfriado y deshumectado por el agua de los pulverizadores en la misma forma que lo es al pasar por un serpentín de enfriamiento.



El agua fría necesaria para enfriar y deshumectar con los pulverizadores podría venir de un aparato de refrigeración para enfriar agua, o de un pozo cuya temperatura esté por debajo del punto de rocío requerido del aire de salida. Si se utiliza agua de pozo, la capacidad de éste debe ser lo suficiente para permitir desecar el agua una vez ésta es utilizada en los pulverizadores.

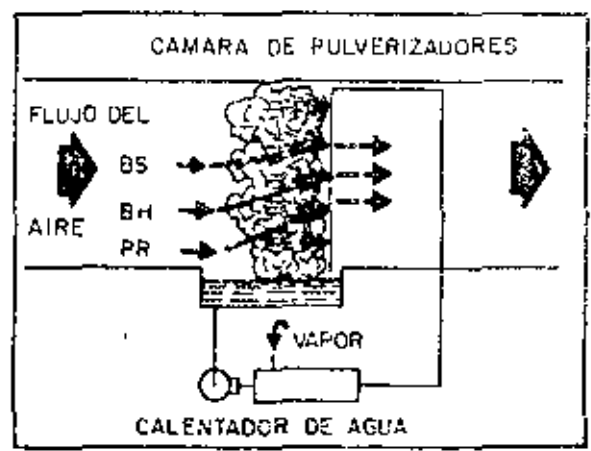


Existe también equipo que combina el uso de pulverizadores con un serpentín de enfriamiento para dar un mejor control de la humedad tanto en el verano como en el invierno. El agua que se pulveriza sobre el serpentín produce un mejor rendimiento de éste ya que permite un mayor contacto con el aire mejorando así el factor de desvío. El agua utilizada en este equipo es continuamente recirculada.

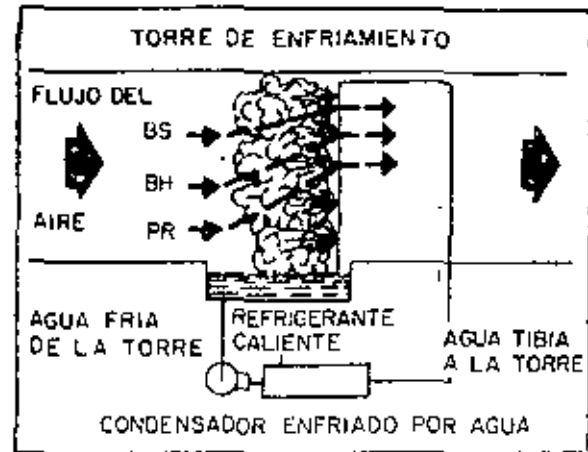


Este tipo de equipo es muy popular en instalaciones para hospitales e industrias que requieren un buen control de la temperatura y humedad durante todo el año. Esto es importante sobre todo en regiones que requieren de humectación en el invierno.

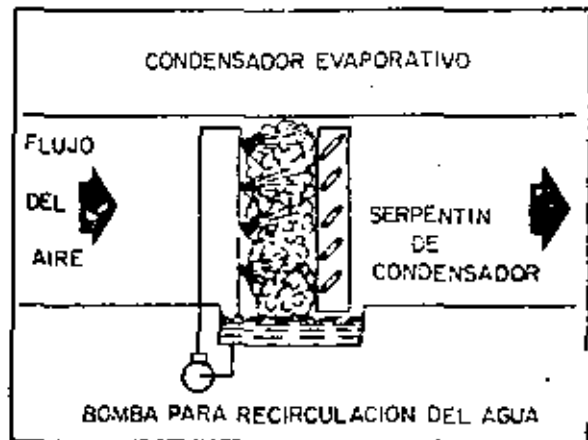
En el invierno, cuando no se requiere refrigeración pero sí humectación, este equipo lo proporciona. Si la humedad que se puede añadir por el calentamiento evaporativo descrito anteriormente no es suficiente, se puede calentar el agua; la temperatura del bulbo húmedo del aire de salida será ahora mayor que la del aire de entrada; la temperatura del bulbo seco del aire de salida dependerá de las condiciones del aire de entrada y de la temperatura del agua. Para añadir el calor sensible necesario este equipo puede tener una batería o serpentín de calefacción. Un proceso similar al de la humectación por el calentamiento del agua que se acaba de describir sucede en las torres de enfriamiento y condensadores evaporativos.



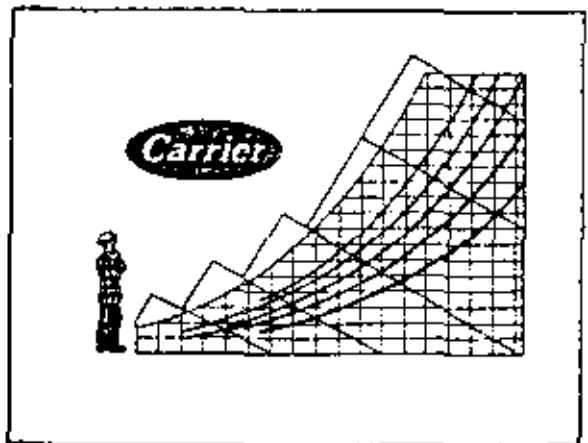
En este caso, el calor es añadido al agua en el condensador. El agua tibia pasa del condensador a la torre de enfriamiento donde es introducida en una corriente de aire en forma de una lluvia muy fina por las boquillas pulverizadoras. Una pequeña porción del agua se evapora para enfriar al resto; el aire sirve de vehículo al agua que se evapora y la acarrea fuera del sistema.



El proceso en un condensador evaporativo es similar al que sucede en una torre de enfriamiento. La única diferencia es que en el condensador evaporativo el serpentín del condensador, que es continuamente humedecido por los pulverizadores, se encuentra en la corriente de aire. Aquí también el calor de la condensación del refrigerante es recogido por el agua, la que a su vez lo cede al aire al evaporarse.



Estos son algunos de los procesos del acondicionamiento del aire que pueden ser estudiados con la ayuda del ábaco psicrométrico. Un conocimiento más profundo de esta herramienta tan útil de la ingeniería le permitirá seleccionar los sistemas más apropiados y económicos para cualquier proceso, dando a su vez como resultado la satisfacción del cliente.



REFRIGERACIÓN



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

PROYECTO, INSTALACION Y CONSERVACION DE SISTEMAS DE
ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

PRINCIPIOS DE LA REFRIGERACION POR MEDIOS MECANICOS

GENERALIDADES

REFRIGERANTE

EL CICLO DE REFRIGERACION

OCTUBRE, 1982

PREFACIO

Apenas puede hablarse de cualquier aspecto del acondicionamiento de aire que haya experimentado tan considerable desarrollo durante los últimos años como el de los aparatos integrados de varias capacidades para el hogar, los talleres y las oficinas. Algunas regiones del mundo se hallan ahora en la "encrucijada" de este período de desarrollo, el cual no parece tener perspectivas de declinar o de llegar a su fin.

Por tal razón, nos hemos empeñado en ofrecer un curso preliminar sobre los principios del acondicionamiento del aire por medio de pequeños aparatos de enfriamiento y calefacción autónomos, con las cuatro finalidades siguientes:

- (1) Que el curso proporcione una metodología elemental de entrenamiento y una explicación fácil de entender sobre todos los asuntos importantes en este campo, para aquellas personas que, como los representantes de CARRIER, se hallen interesadas en calcular las cargas de enfriamiento y calefacción, y en planear sistemas de distribución del aire.
- (2) Que sirva como medio de guía u orientación mediante el recurso de hacer referencia a los numerosos libros y folletos técnicos CARRIER, interesantes para quien necesite profundizar sobre cualquier aspecto de la materia.
- (3) Que constituya un manual de uso regular, el cual incluya, de manera práctica y debidamente ordenada, sólo aquellos valores y datos aplicables a materiales, etc. . . que sean necesarios para realizar cálculos básicos de las cargas de enfriamiento y calefacción, indicar el planeamiento de los sistemas de distribución del aire y exponer métodos y ejemplos de sus aplicaciones. En vista de que este objetivo es limitado, nos hemos abstenido intencional y estrictamente de expresar las derivaciones u orígenes de las respectivas fórmulas, factores y coeficientes dados. Esos elementos pueden hallarse fácilmente en las obras técnicas de CARRIER cuando quiera que se necesiten para efectuar cálculos de planeamiento más profundos y resolver problemas de índole compleja.
- (4) Que le brinde al experto en ventas o al técnico del ramo la posibilidad de proporcionar al cliente en perspectiva la mejor solución del problema particular que afronte, mediante cálculos simples, pero esencialmente precisos, y análisis correctos. Ello les permitirá proponer el aparato más apropiado para utilizarlo plenamente en cada caso de la manera más económica; es decir, ofrecer una instalación de rendimiento conocido y bien calculado para asegurar el pedido y vencer la oposición menos objetivamente orientada de dichos clientes.

La confianza del cliente sólo puede conquistarse convenciéndolo por medio de una labor que implique conocimientos profesionales y una exposición inteligente de todos los asuntos en los cuales se halle interesado. Una vez que se haya ganado esa confianza, podrá lograrse el pedido como resultado de la pericia profesional del experto en ventas. En último análisis, un cliente satisfecho constituye la mejor garantía de la prosperidad de un negocio y del logro de las utilidades cada vez mayores que ésta trae consigo.

Una instalación mal calculada es la fuente de muchos perjuicios, dificultades y costosas modificaciones del equipo. Una instalación cuyos equipos tengan capacidades insuficientes no sólo funcionará de manera poco satisfactoria durante un corto período sino que deberá ser reemplazada a un alto costo por otra que realmente satisfaga todas las exigencias.

1. INTRODUCCION

Definición

El diccionario define refrigeración como el proceso de enfriar, y frío se puede definir como la falta de calor; por lo tanto refrigeración es el proceso de quitar calor.

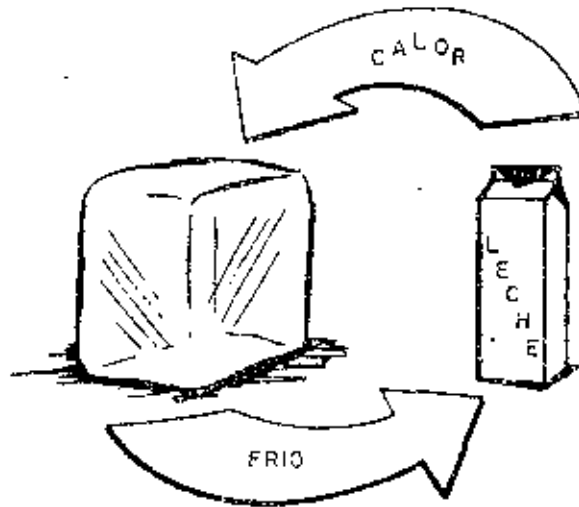


Figura 1-1

Calor es una forma de energía que puede transmitirse de un cuerpo a otro en virtud de la diferencia de temperatura entre ellos. Una ley fundamental, dice que el calor solo se transmite de una sustancia de temperatura más alta, a una de temperatura más baja. Por lo tanto, la refrigeración consiste en suministrar una sustancia a temperatura más baja que la de la sustancia que se desea enfriar.

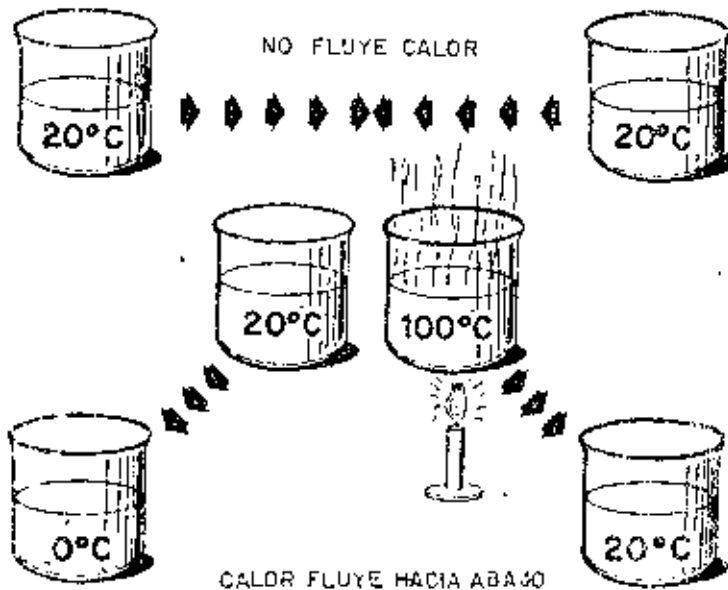


Figura 1-2

Historia — Hielo y Nieve

Las primeras y las más comunes de las sustancias frías usadas para quitar calor, fueron el hielo y la nieve. Los chinos fueron los primeros que aprendieron que el hielo hace las bebidas más agradables enfriándolas. En el tiempo de los griegos y los romanos se usaba esclavos para transportar nieve desde las cumbres de las montañas que se almacenaba en pilas con paja para luego ser usada en la confección de refrigerios. Este uso se extendió por toda Europa al extenderse la civilización y en Francia, durante el siglo XVI el hielo y la nieve se usaron para enfriar bebidas y hacer platos fríos que obtuvieron popularidad.

FRANCIS BACON, en 1626, fué el primero en pensar en la refrigeración como preservador de alimentos. Experimentó con un pollo cubierto con nieve para ver si podría conservarse, pero no fue hasta el descubrimiento del microscopio en 1683 en que se obtuvieron resultados tangibles. Con el microscopio los hombres de ciencia aprendieron acerca de las bacterias, fermentos y mohos. Descubrieron que estos microorganismos se multiplican con el calor, pero permanecen inactivos a temperaturas por debajo de 10°C. Las bajas temperaturas, no matan a dichos microorganismos pero retardan su multiplicación.

Esto permitía, por primera vez, conservar los alimentos frescos enfriándolos, en vez de secos, ahumados o salados. La introducción de la refrigeración convirtió a la conservación de alimentos en la gran industria que es hoy.

Historia — Refrigeración

Durante 100 años, toda la refrigeración de alimentos se efectuó con el uso del hielo y la nieve. No fue hasta 1775 que se realizaron experimentos para crear temperaturas más bajas artificialmente pero estos experimentos no pasaron más allá del laboratorio. En 1834 se concedió la primera patente de una máquina de refrigeración. Fue una patente inglesa y un apartado de la misma es interesante pues define el sistema de refrigeración como se usa hoy día.

"Lo que pretendo es enfriar o congelar líquidos usando fluidos volátiles que luego son condensados permitiendo así que estos fluidos volátiles puedan ser usados una y otra vez en el ciclo, sin desperdicio alguno".

A principios del siglo XX, con la popularización del uso de la electricidad y la aparición de motores eléctricos pequeños, la "planta de hielo" entró en el hogar.

2. PRINCIPIOS GENERALES

La Caloría

La unidad de medida para el calor es la caloría que se define como la cantidad de calor necesaria para elevar en un grado centígrado la temperatura de un gramo de agua. Una Kilo-caloría equivale a 1,000 calorías.

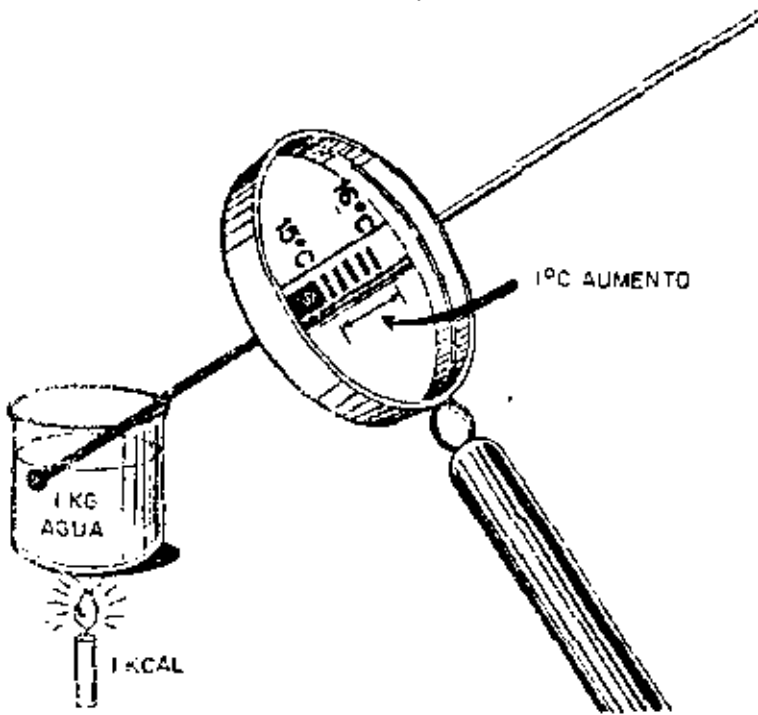


Figura 2-1

Cambio de Estado

Las heladeras del pasado eran periódicamente cargadas con un trozo de hielo. El hielo derretido goteaba a un recipiente debajo de la caja el que debía ser vaciado periódicamente.

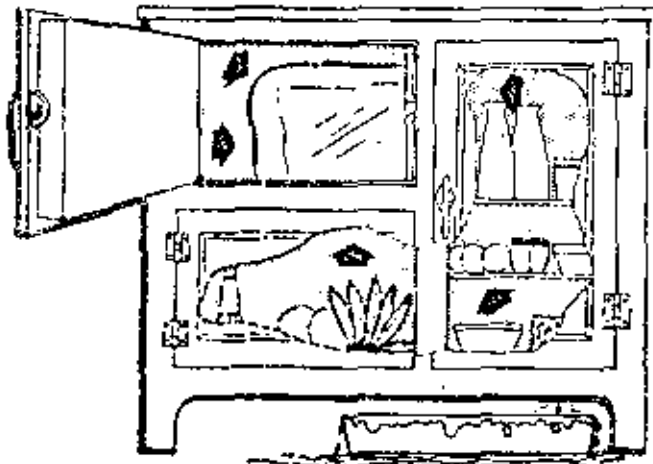


Figura 2-2

En el cambio de sólido a líquido, el hielo absorbe calor latente de fusión que es de aproximadamente 80 Kcal por Kg de hielo, este calor proviene de los alimentos en la heladera.

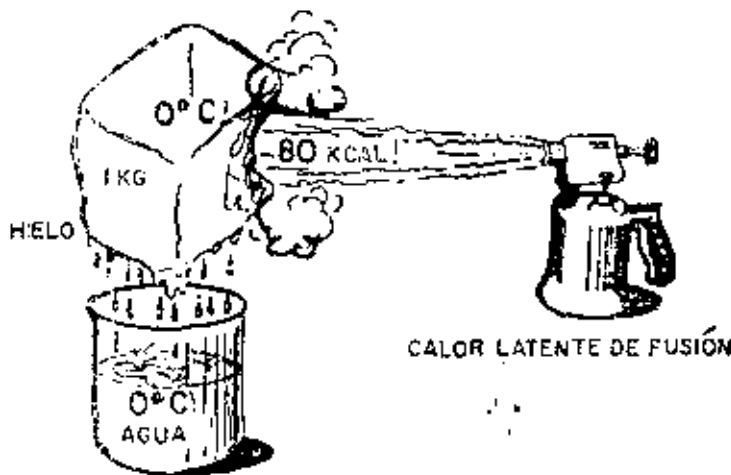


Figura 2-3

El agua, aunque fría, era eliminada porque su capacidad de refrigeración es limitada, ya que con sólo absorber 1 Kcal de calor su temperatura sube 1°C , o sea que al pasar de 0°C a 10°C el agua sólo absorbe 10 Kcal. Comparado esto con 80 Kcal que 1 Kg de hielo absorbe a 0°C .

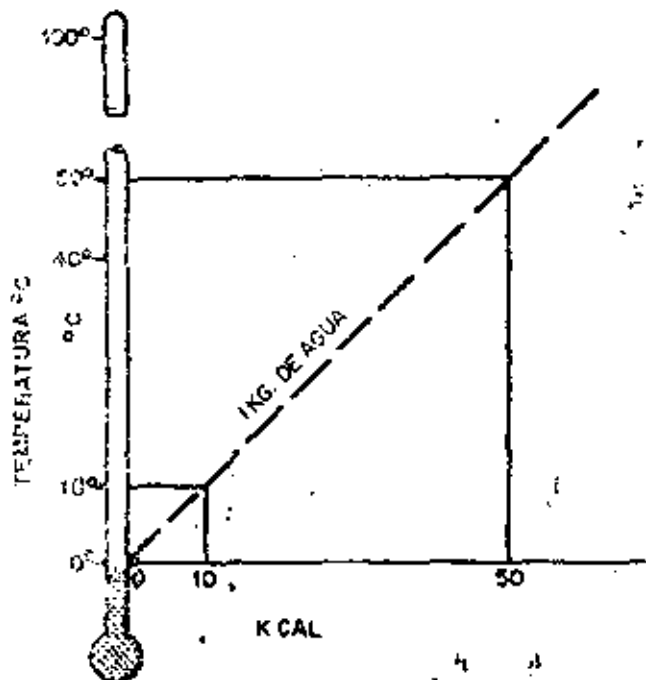


Figura 2-4

El proceso de cambio de estado, es importante en el ciclo de refrigeración por dos razones. Primero, una sustancia absorbe una cantidad de calor relativamente grande al cambiar de estado, segundo, este cambio se produce a temperatura constante.

El Proceso de Ebullición

Ya que las propiedades del agua son fáciles de observar y su comportamiento es muy similar al de los refrigerantes hoy en uso, utilizaremos el agua para explicar el proceso de ebullición.



Figura 2-5

Si tomamos 1 Kg de agua a 0°C y lo calentamos, su temperatura aumenta 1°C por cada Kcal añadida. Este proceso continúa hasta que el agua alcanza su punto de ebullición. El punto de ebullición es controlado por la presión sobre el agua. En un recipiente abierto la presión sobre el agua es la presión atmosférica. En un recipiente cerrado, la presión del vapor controla el punto de ebullición. A la presión normal de 760 mm de mercurio, el agua hierve a 100°C .

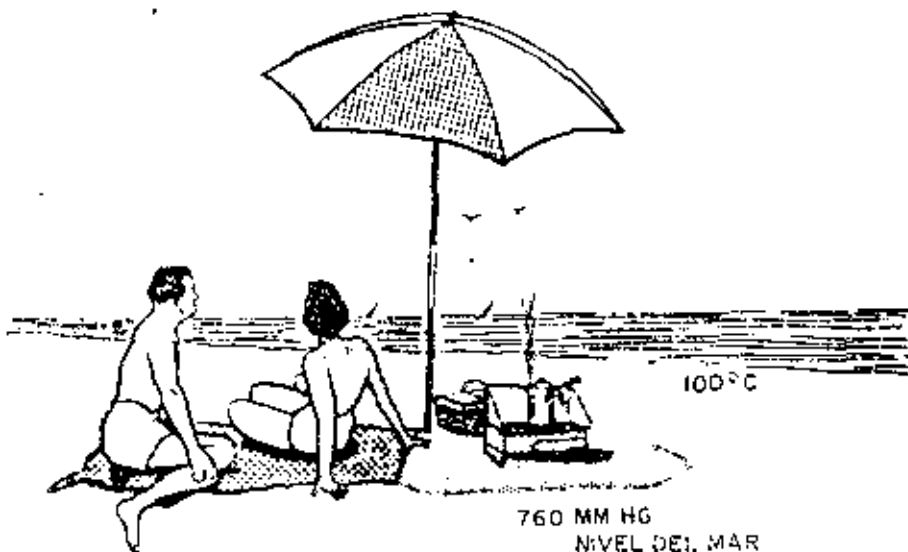


Figura 2-6

Si la presión es mayor que 760 mm Hg, la temperatura a la cual el agua hierve aumenta. Por ejemplo, el punto de ebullición para el agua en una olla de presión operando a $0,5 \text{ Kg/cm}^2$ es de $110,8^\circ\text{C}$ por encima de la presión atmosférica. A la presión de $4,0 \text{ Kg/cm}^2$ su temperatura aumenta a $151,1^\circ\text{C}$.

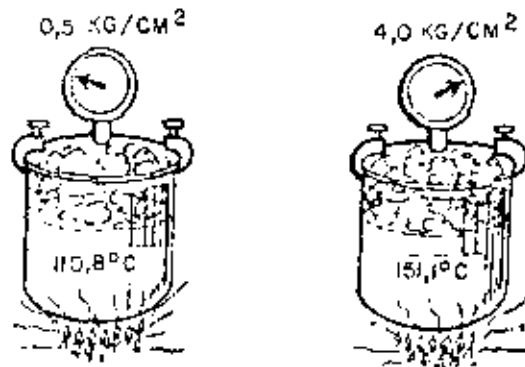


Figura 2-7

Por el contrario, si la presión es menor la temperatura de ebullición es menor por ejemplo a una presión correspondiente a 254 mm de vacío por debajo de la presión atmosférica, la temperatura de ebullición del agua es de 89°C y a 508 mm por debajo de la presión atmosférica es de 72°C .

Si la presión es lo suficientemente baja, el agua hierve a temperaturas que permiten su uso en el acondicionamiento del aire. Por ejemplo a 750 mm de Hg por debajo de la presión atmosférica el agua hierve a 11°C y a 755 mm a $1,1^\circ\text{C}$.



Figura 2-8

A cada presión corresponde un punto de ebullición o temperatura de saturación.

Temp. de ebullición °C.	Kg/m ² . Abs.	mm. Hg. Abs.	Kg./m ² . efectivos
151,1	5,0	3.800	4,0
116,8	1,5	1.140	0,5
100,0	1,03	760	0
89,4	0,70	531	229,0 mm Hg de vacío
68,7	0,30	228	532,0 mm Hg de vacío
12,7	0,015	11,4	748,6 mm Hg de vacío
6,7	0,010	7,6	752,4 mm Hg de vacío

Tabla 2-1

En el punto de ebullición, la presión o la temperatura definen otras propiedades del líquido, tal como el contenido de calor (entalpía), densidad y volúmen. El agua a la temperatura de ebullición para una presión dada se llama generalmente líquido saturado.

Calor de Vaporización

Después que se ha calentado un líquido hasta su punto de ebullición, si se continúa calentando, se inicia el proceso de evaporación del mismo. El calor necesario para evaporar el líquido a la temperatura de ebullición se llama calor de vaporización. A la presión barométrica normal se necesitan 539,4 Kcal para transformar completamente 1 Kg de agua a 100°C a vapor a 100°C. La cantidad de líquido que se evapora depende de la cantidad de calor añadido y del calor de vaporización del líquido en particular. Si se añaden 53,9 Kcal al agua a su temperatura de saturación de 100°C, se evaporará 100 gr. de agua.

Si solo se evapora parte del líquido, el resultado es una mezcla de líquido saturado y de vapor saturado.

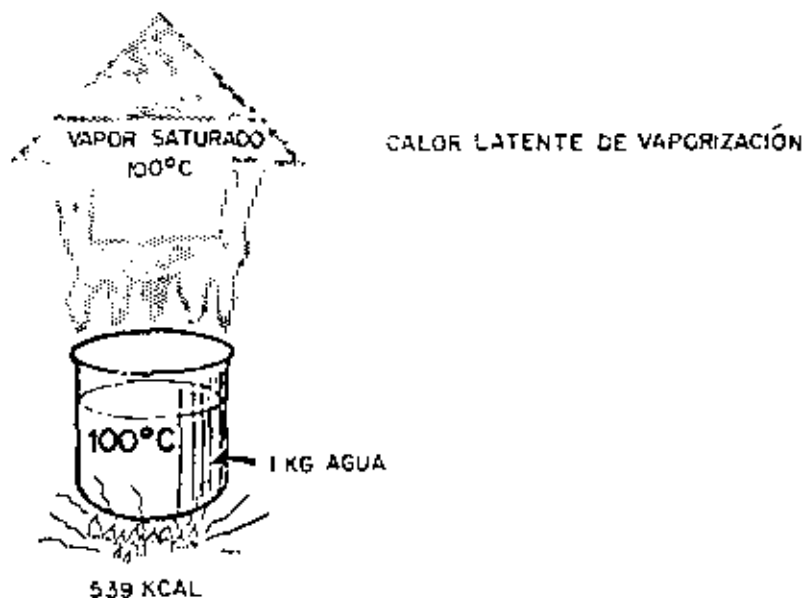


Figura 2-9

Sobrecalentamiento

El calor añadido al vapor saturado se llama sobrecalentamiento. Este término también se usa para expresar el cambio de temperatura que este calor produce en el vapor.

Si se calienta un líquido hasta convertirlo totalmente en vapor saturado y luego se continúa añadiendo calor, el vapor experimentará un aumento de temperatura, esta última cantidad de calor se llama calor de sobrecalentamiento. Una vez producido el cambio de estado, cualquier cantidad de calor añadido produce un aumento de temperatura en el vapor.

En la región sobrecalentada, el vapor aumenta su volumen al elevar su temperatura. El calor específico del vapor es diferente al del mismo fluido en forma líquida. Por ejemplo, se necesita solo 0,45 Kcal para elevar 1 Kg de vapor de agua 1 grado. Si un Kg de vapor está sobrecalentado 16°C entonces se requiere $16 \times 0,45 = 7,2$ Kcal.

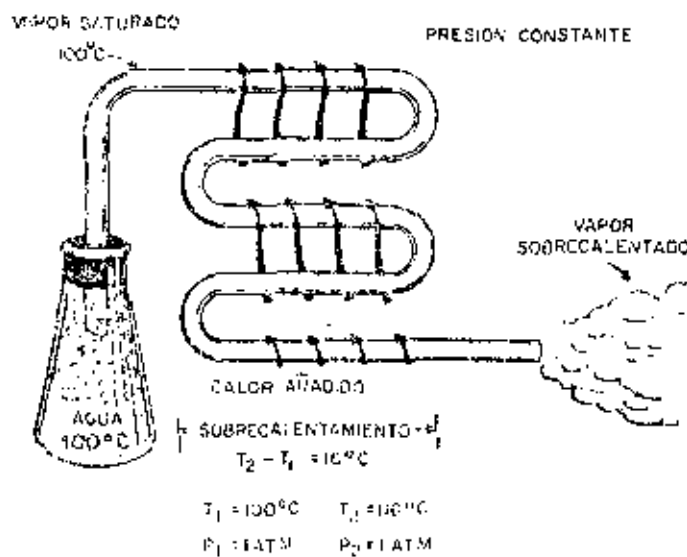


Figura 2-10

Diagrama de Temperatura — Entalpía

Las propiedades ya expuestas en esta sección, se comprenderán mejor observando el diagrama de temperatura - entalpía para cualquier presión dada. Para simplificar tomamos 1 Kg de agua a la presión barométrica normal de 760 mm de mercurio.

La fig 2-11 empezando en el punto A, muestra que 1 Kg de agua a 0°C no tiene contenido de calor o entalpía (Kcal/Kg). La línea A-B representa el calor sensible necesario para elevar la temperatura del agua de 0°C a 100°C que es su temperatura de ebullición o temperatura del líquido saturado a 100°C. La diferencia entre 0°C y 100°C representa un aumento de 100°C. Como se definió anteriormente, para cada grado de aumento el líquido debe absorber 1 Kcal.

Por lo tanto, el contenido de calor a 100°C es $100 \times 1 \text{ Kcal/}^\circ\text{C} = 100 \text{ Kcal}$.

La línea B-C representa el calor latente o de vaporización necesario para completar el cambio de 1 Kg de líquido saturado en el punto B a vapor saturado seco en el punto C. El calor de vaporización para el agua a la presión barométrica normal es 539 Kcal/Kg. Luego, la entalpía del vapor saturado seco en el punto C es $100 + 539 = 639$ Kcal/Kg. Como muestra el diagrama, el cambio de estado del punto B al C no representa cambio en temperatura; llamamos a este proceso latente. La línea CD ilustra el efecto al añadir calor al vapor saturado, este proceso se llama sobrecalentamiento.

Por cada grado de sobrecalentamiento se deben añadir 0.45 Kcal. Por ejemplo si se añaden 16° de sobrecalentamiento, la temperatura en el punto D es $100 + 16 = 116^{\circ}\text{C}$ y su capacidad añadir $16 \times 0.45 = 7.2$ Kcal/Kg. La entalpía del vapor sobrecalentado en el punto D es $639 + 7.2 = 646.2$ Kcal/Kg.

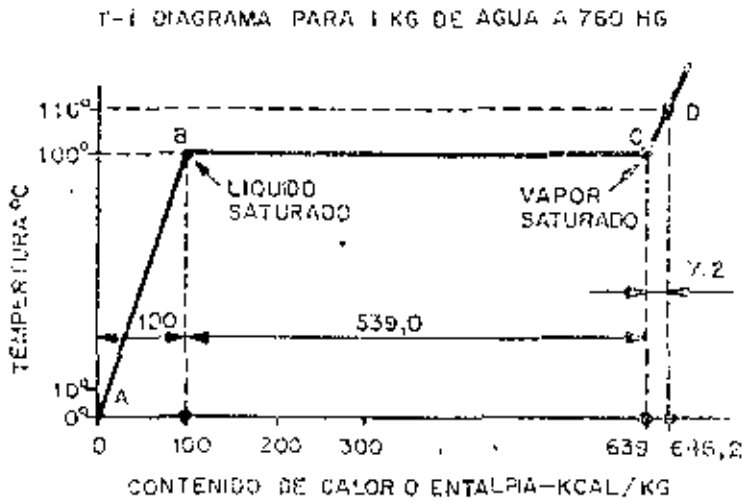


Figura 2-11

Diagrama de Presión-Entalpía

El diagrama de presión-entalpía es el que se usa comúnmente en el estudio de los ciclos de refrigeración. Como vimos anteriormente la temperatura y presión están correlacionados. La figura 2-12 muestra el diagrama de presión-entalpía para el agua.

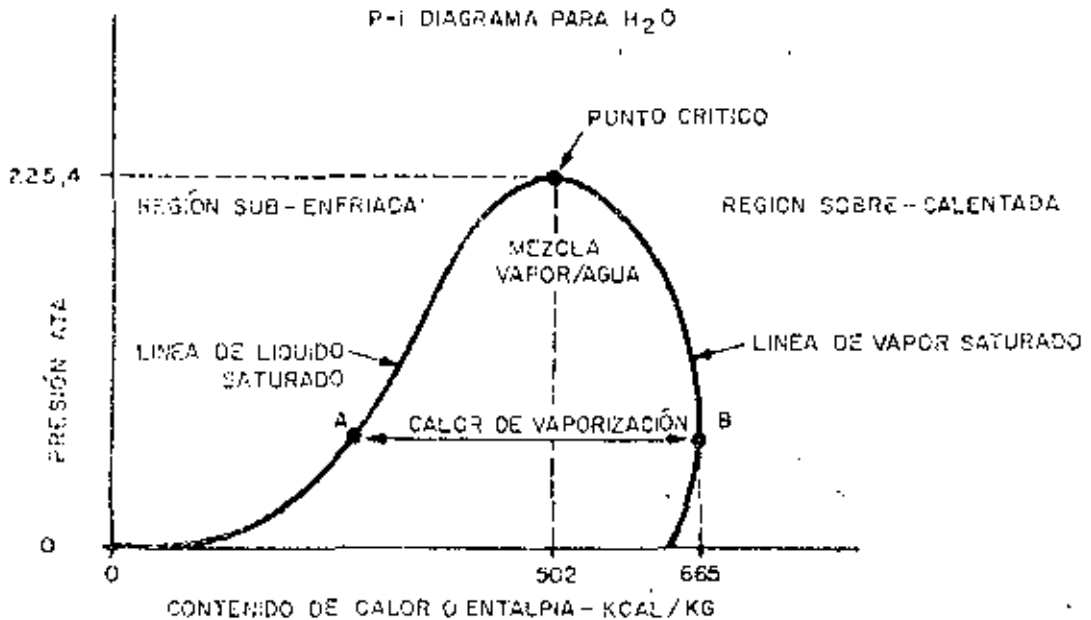


Figura 2-12

Diagramas similares se usan para los refrigerantes más corrientes. Trazando una línea horizontal a una cierta presión, es posible determinar el contenido de calor del líquido saturado leyendo en la escala Kcal/Kg. correspondiente al punto A en la línea de líquido saturado. El calor contenido en el punto B para el vapor saturado, puede determinarse de igual forma. La diferencia entre los puntos A y B es el calor de vaporización.

El Proceso de Condensación

El cambio de estado del líquido a vapor es reversible esto es, el fluido puede pasar de vapor a líquido; a este proceso se le llama condensación. Así como se debe añadir calor para efectuar la vaporización debe extraerse la misma cantidad para producir la condensación. De la misma forma que la presión determina la temperatura a la cual el fluido hierve, la presión fija la temperatura a la que la condensación toma lugar.

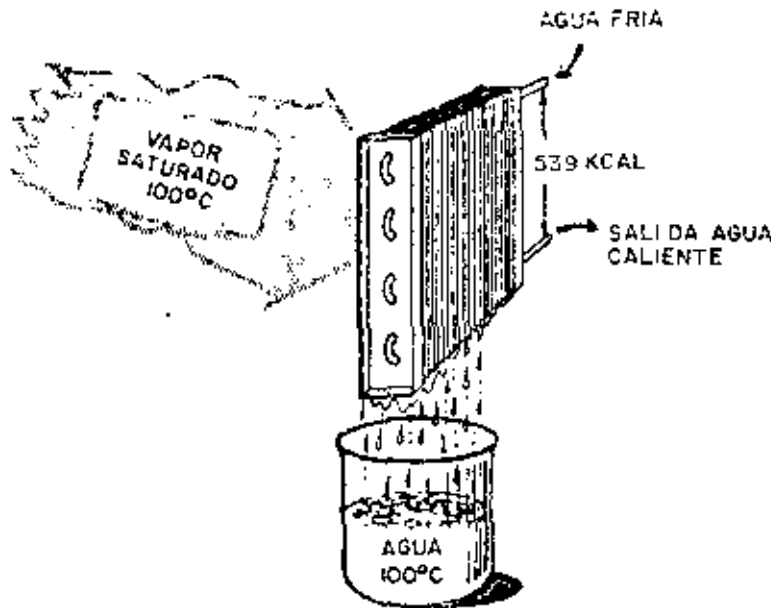


Figura 2-13

3. REFRIGERANTES

El Agua como Refrigerante

Los principios generales del ciclo de refrigeración han sido discutidos usando agua como fluido volátil. En realidad, el agua tiene varias propiedades requeridas de un refrigerante. Es de bajo costo y fácil obtención, es completamente inerte, no es tóxico, no es inflamable y tiene un gran calor de vaporización. Aunque el agua es usada como refrigerante en las máquinas de absorción, no es un refrigerante práctico para un ciclo de refrigeración mecánica.

El uso está limitado por su punto de congelación a 0°C . Por otra parte, para lograr una temperatura lo suficientemente baja que permita el uso del agua en el acondicionamiento del aire, se requiere operar a presiones muy bajas, es decir, bajo vacíos difíciles de conseguir con los compresores a pistón; a estas presiones tan bajas el volumen específico del vapor de agua no permite el empleo de tales compresores, ni tampoco el uso de compresores centrífugos.

Por lo tanto, es necesario utilizar otros fluidos volátiles que tengan un conjunto de características y propiedades que los hagan más prácticos para nuestro fin.

Características Deseadas

Los refrigerantes usados comercialmente deben tener ciertas características. Las siguientes están entre las más importantes y su orden de importancia varía dependiendo del uso y requerimientos específicos en cada caso particular.

- 1) El refrigerante no debe ser inflamable ni tóxico.
- 2) Las presiones correspondientes a las temperaturas de condensación, obtenibles mediante los medios de condensación disponibles, no deben ser excesivas para así poder eliminar la necesidad de una construcción pesada.
- 3) Las presiones correspondientes a las temperaturas requeridas para la mayoría de los procesos de acondicionamiento del aire y refrigeración, deberían estar por encima de la presión atmosférica para evitar las infiltraciones de aire y del vapor de agua.
- 4) El calor latente de vaporización debe ser relativamente importante, de modo que, el caudal de fluido refrigerante sea lo menor posible para una potencia frigorífica dada.
- 5) El volumen específico del refrigerante en estado de vapor debe ser lo menor posible dado que éste determina el tamaño del compresor. Esta propiedad es de mayor importancia en el compresor a pistón que en el centrífugo.
- 6) El refrigerante debe ser fácilmente detectable por los indicadores de que se dispone para localizar fugas en el sistema.
- 7) El refrigerante debe ser compatible con los lubricantes y aceites corrientes y no debe disminuir la efectividad de los mismos.
- 8) Los coeficientes de transmisión de calor y la viscosidad, deben ser adecuados para proporcionar una buena transmisión de calor.
- 9) El refrigerante debe ser de bajo costo y de fácil manejo.
- 10) El refrigerante no debe corroer los metales usualmente usados en el sistema de refrigeración y debe ser químicamente estable.

Refrigerantes de Uso más Corriente

El apéndice incluye una tabla con las propiedades físicas de varios refrigerantes. En los próximos párrafos hablaremos brevemente sobre algunos refrigerantes de uso más común. Se da en cada uno de ellos su fórmula química y su temperatura de ebullición a la presión barométrica normal.

1) AMONÍACO (NH_3) ($-33.3^{\circ}C$)

El amoníaco fue uno de los primeros refrigerantes. Se lo usa aun en instalaciones industriales tales como cervecerías, frigoríficos etc. por su alta eficiencia de refrigeración. Tiene bajo volumen específico, alto calor latente de vaporización y bajo costo. Sin embargo, a pesar de estas características, el uso del amoníaco está limitado a aplicaciones industriales, se lo excluye de las aplicaciones de acondicionamiento del aire para el confort porque es altamente tóxico e inflamable, requiriendo por lo tanto un manejo especial, además posee un penetrante olor.

2) ANHIDRIDO CARBÓNICO (CO₂) (-78.2°C)

El anhídrido carbónico es un gas inerte, incoloro e inodoro, no es tóxico y no es inflamable. La principal objeción para su uso es el equipo pesado necesario para su alta presión de trabajo. Esto y la potencia necesaria, ha limitado su uso como refrigerante.

3) CLORURO DE METILO (CH₃CL) (-23.3°C)

El cloruro de metilo es un refrigerante con olor dulce e incoloro. Se usó en los primeros modelos de refrigeradores caseros y substituyó al amoníaco y al anhídrido carbónico en muchas instalaciones. Se usó ampliamente en la segunda guerra mundial como sustituto del Freon, que estaba únicamente a disposición del gobierno; pero actualmente el cloruro de metilo es raramente usado.

4) COMPUESTOS HALOGENADOS DEL CARBONO

Estos refrigerantes son los más ampliamente usados de todos los refrigerantes. Son inodoros en concentraciones hasta del 20% por volumen en el aire, por encima de esta concentración aparece un suave olor semejante al éter.

Los vapores de estos refrigerantes son practicamente inodoros y no irritantes.

Los refrigerantes en esta serie, son esencialmente no tóxicos. Sus vapores y líquidos son ininflamables e incombustibles, pues no contienen elementos que sostengan combustión.

Ellos son corrosivos de los metales usados comúnmente en el equipo de refrigeración siempre que el refrigerante esté seco, libre del vapor de agua.

En presencia del vapor de agua estos refrigerantes pueden llegar a ser muy corrosivos.

Tienen un alto poder para disolver la goma natural, pero no la goma sintética. En forma líquida o en forma de vapor no afectan al olor, gusto, color e estructura de los elementos refrigerados, tales como carnes, legumbres, pieles etc...

La siguiente tabla contiene varios de los refrigerantes mas comúnmente usados.

Refrigerante Número	Fórmula química	Temperatura de ebullición °C a presión normal	Nombre común
11	CCL ₃ F	23,8	Refrigerante- 11*
12	CCL ₂ F ₂	- 29,8	Refrigerante- 12
22	CHCLF ₂	- 40,6	Refrigerante- 22
500	(CCL ₂ F ₂) (CH ₃ CHF ₂)	- 33,3	Refrigerante-500**

*Antigüedad de Carrene 2
**Antigüedad de Carrene 7

Tabla 3-1

4. EL CICLO DE REFRIGERACION

Evaporación o Efecto Enfriador

Un refrigerante volátil al cambiar de estado, de líquido a vapor, es decir al evaporarse absorbe una cierta cantidad de calor. Es este cambio de estado el que produce el efecto enfriador en un ciclo de refrigeración. Si a un refrigerante a la temperatura de una habitación se le permite expandirse en un serpentín, el refrigerante absorbe calor de los alrededores y hierve a una temperatura correspondiente a la presión atmosférica. Con el refrigerante 12 esto ocurriría a $-29,8^{\circ}\text{C}$.

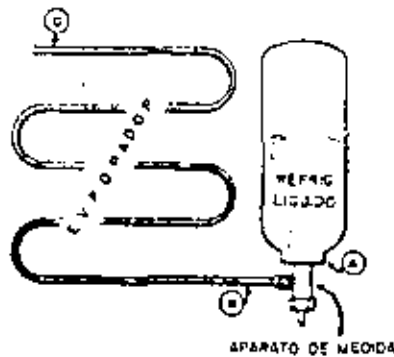


Figura 4-1

Puesto que el enfriamiento es debido a la evaporación de un fluido, la parte del equipo en la que se produce el enfriamiento se llama evaporador.

El Proceso de Expansión

El paso del refrigerante líquido de la alta presión existente en el cilindro a la presión más baja del evaporador debe ser controlado por algún dispositivo. Este dispositivo puede ser una válvula de expansión, una válvula de mano, una válvula flotadora o un tubo capilar. Con cualquiera de ellos el refrigerante se dilata en cuanto llega a la zona de baja presión. Este proceso es frecuentemente llamado "estrangulamiento".

La expansión se produce rápidamente y en una distancia relativamente corta. O sea que se puede decir que en este proceso el refrigerante no absorbe ni pierde calor. Por lo tanto éste entra en el evaporador con el mismo contenido de calor que tenía al entrar a la válvula de expansión.

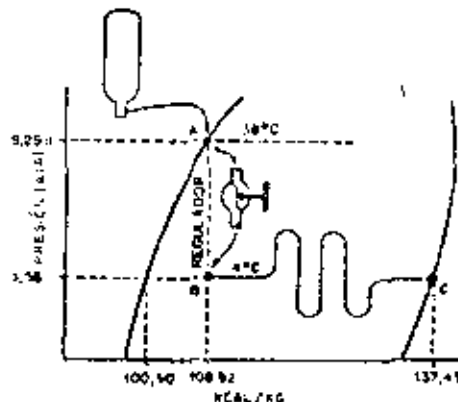


Figura 4-2

"Flash Gas" o Enfriamiento del Líquido

El líquido refrigerante suministrado en cilindros por los fabricantes está en equilibrio a la temperatura ambiente y por lo tanto estable. El refrigerante líquido en el condensador de un sistema de refrigeración está a o muy cerca de la temperatura de condensación. Puesto que el refrigerante debe evaporarse a la temperatura baja correspondiente a la presión del evaporador, debe primero enfriarse a esta temperatura. Así como el refrigerante se evapora cuando absorbe calor del medio por enfriarse, una parte del refrigerante se evapora para enfriar el líquido restante. El vapor resultante de esta evaporación se llama "FLASH GAS" y su cantidad se expresa en "tanto por ciento de FLASH GAS".

El porcentaje de FLASH GAS en aire acondicionado es alrededor del 15 a 20%.

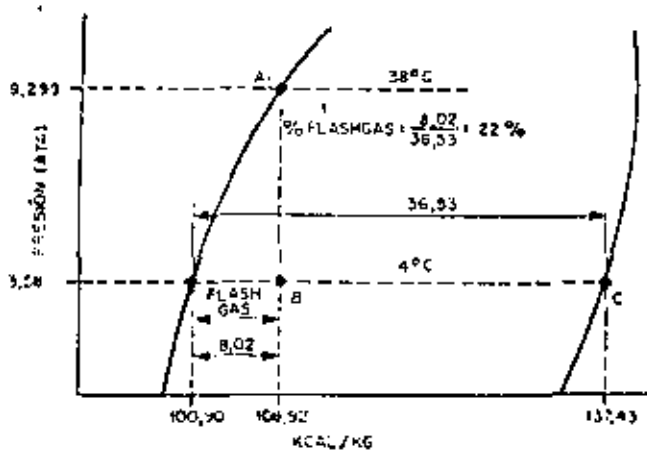


Figura 4-3

Este FLASH GAS forma parte del ciclo de refrigeración y le disminuye la eficiencia, por lo tanto es conveniente que el refrigerante líquido tenga un calor específico bajo para que el FLASH GAS sea mínimo.

Temperatura del Refrigerante

Si fluye calor de una sustancia a un refrigerante, la temperatura del refrigerante debe estar por debajo del de la sustancia. La diferencia entre las dos temperaturas se establece por el tamaño de la superficie de transmisión.



Figura 4-4

Debe haber una diferencia de presión entre la entrada y la salida del evaporador que permita el flujo del refrigerante a través de él. Cuanto más baja la presión más baja la temperatura de saturación correspondiente y mayor la producción de "FLASH GAS" para enfriar el refrigerante líquido. Por lo tanto la cantidad de FLASH GAS y el efecto refrigerante varían con el cambio de presión que se produce en el evaporador.

Sin embargo los cálculos para obtener la cantidad de FLASH-GAS y el efecto refrigerante se los puede hacer como si no existiera diferencia de presión entre la entrada y la salida del evaporador.

La capacidad nominal del equipo de refrigeración es dada generalmente a las condiciones de salida del evaporador; la temperatura en este punto es la llamada temperatura del refrigerante. Es en realidad la temperatura de saturación correspondiente a la presión del refrigerante saliendo del evaporador.

Efecto Refrigerante

El refrigerante entra en el evaporador como una mezcla de líquido frío y vapor. En su paso por el evaporador; el refrigerante líquido absorbe calor de la sustancia que se requiere enfriar y se evapora.

Para aprovechar al máximo el refrigerante en circulación, es conveniente que se evapore todo el líquido antes de salir del evaporador. En algunos casos, el refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y, en otros, toma mayor cantidad de calor y sale como vapor sobrecalentado.

La diferencia entre el contenido de calor del refrigerante a la entrada del evaporador y el contenido de calor a la salida se llama "efecto refrigerante".

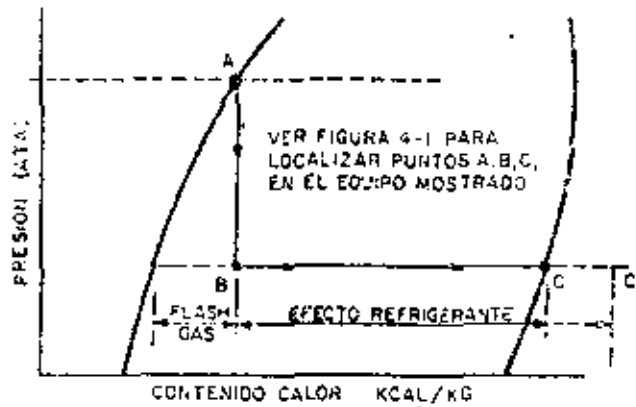


Figura 4-5

Cantidad de Refrigeración

La unidad de medida de refrigeración es la TONELADA. Es un término arbitrario que proviene de cuando se usaba el hielo como elemento de refrigeración.

Una "tonelada" inglesa de hielo representa 2.000 libras es decir 907 Kgs. Un Kg de hielo absorbe 80 Kcal al derretirse, por lo tanto 907 Kgs absorben 72560 Kcal. La tonelada de refrigeración es la cantidad de calor que absorbe una tonelada (2.000 lbs) al derretirse en 24 horas. Por lo tanto la tonelada es igual a $\frac{907 \times 80}{24} = 3024$ Kcal/hora.

Una Tonelada de Refrigeración = 3.024 Kcal./hora



$$\begin{aligned}
 1 \text{ TON REFRIGERACION} &= 907 \text{ KG HIELO} \\
 &\text{DERRETIDO EN 24 HORAS} \\
 \text{CALOR DE FUSION} &= 80 \text{ KCAL / KG} \\
 \frac{907 \times 80}{24} &= 3024 \text{ KCAL / H}
 \end{aligned}$$

Figura 4-6

El Compresor

Con un refrigerante adecuado y el equipo de la figura 4-1 se puede producir refrigeración pero ésta sería a un costo muy elevado ya que se estaría desperdiciando refrigerante constantemente. Por lo tanto, el resto de los componentes de un equipo de refrigeración evitan el desperdicio del refrigerante haciendo que "los fluidos volátiles sean usados una y otra vez sin desperdicio alguno. Si el refrigerante que se evapora en el evaporador se pasara a una cámara o tanque, la presión en esta cámara aumentaría hasta llegar a igualar a la del evaporador y el flujo de refrigerante cesaría. Por lo tanto es necesario quitar continuamente el vapor del evaporador tan pronto se forma para mantener la presión y temperatura deseada. Esta es una de las funciones del compresor (fig 4-7). La línea que conecta el evaporador con el compresor se llama "línea de succión".

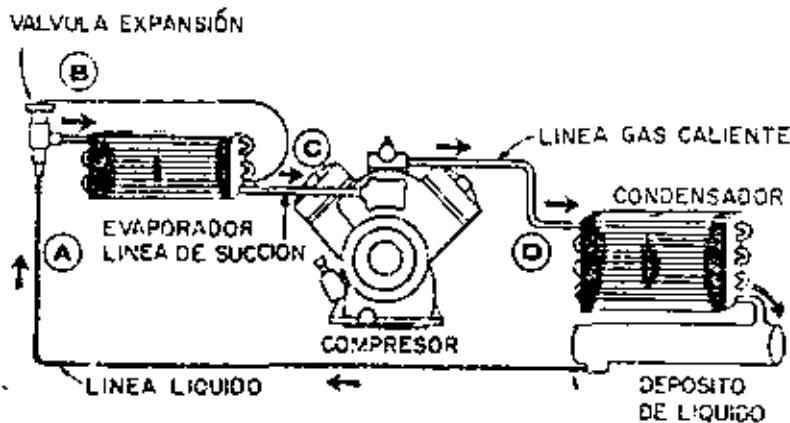


Figura 4-7

b. el compresor aspira el vapor con mayor rapidez de la que la carga térmica del evaporador requiere, la presión y por tanto la temperatura en el evaporador baja. Si la carga es superior a la capacidad del compresor, la presión y la temperatura en el evaporador aumentan. Esto reduce la diferencia de temperatura en el evaporador reduciendo su capacidad hasta alcanzar un equilibrio con la capacidad del compresor. Por ahora no consideraremos el efecto que esto tiene en el motor del compresor.

Para convertir al refrigerante en líquido y así poderlo usar otra vez, se le debe quitar el calor. Para hacer esto se debe disponer de algún medio al cual fluya este y sea disipado. Por lo tanto la temperatura del refrigerante debe ser mayor que la temperatura del medio. La segunda función del compresor es entonces elevar la temperatura del refrigerante por encima de la temperatura del medio (aire o agua), permitiendo así el flujo del calor y la condensación del refrigerante.

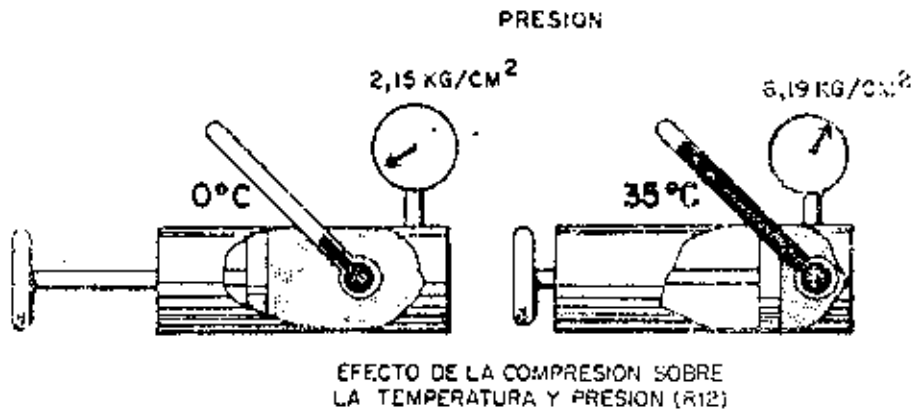


Figura 4-8

Trabajo del Compresor

El refrigerante sale del evaporador y entra en el compresor en forma de vapor saturado o sobrecalentado. El refrigerante toma calor durante la compresión y deja el compresor en forma sobrecalentado con mayor energía, por tanto, con mayor calor del que tenía cuando entró en el compresor. Este calor adicional es el "calor equivalente al trabajo del compresor".

El calor de compresión varía muy ligeramente con diferentes refrigerantes, pero varía enormemente con los niveles de temperatura y presión entre los que funciona el sistema. Por ejemplo, a niveles de temperatura de confort en el acondicionamiento del aire, -1.4°C en el evaporador y 40°C en un condensador de agua, esta cantidad de trabajo de compresión es aproximadamente 1 CV por tonelada de refrigeración. Por otra parte, para un gabinete de alimentos congelados con -20°C en el evaporador y 50°C en un condensador de aire, el compresor requeriría casi 3 CV por tonelada.

$$1 \text{ CV} = 870 \text{ W}$$

El Condensador

En el condensador disipamos el calor del refrigerante haciendo que este fluya a un medio a temperatura más baja. El condensador extrae el calor tomado por el refrigerante en el evaporador y debe también extraer el calor añadido al refrigerante durante el proceso de compresión.

El primer paso en el proceso de extracción de calor, es el de rebajar la temperatura del refrigerante sobrecalentado hasta que alcance el punto de saturación a la presión existente en el condensador, o sea desde el punto D al E en la fig 4-9. Extrayendo una cantidad de calor, se efectúa un cambio de estado en el refrigerante que condensa a líquido desde el punto E al F, lo que permite su uso nuevamente en el ciclo.

Para convertir al refrigerante en líquido y así poderlo usar otra vez, se le debe quitar el calor. Para hacer esto se debe disponer de algún medio al cual fluya este calor y sea disipado. Por lo tanto la temperatura del refrigerante debe ser mayor que la temperatura del medio. La segunda función del compresor es entonces elevar la temperatura del refrigerante por encima de la temperatura del medio (aire o agua), permitiendo así el flujo del calor y la condensación del refrigerante.

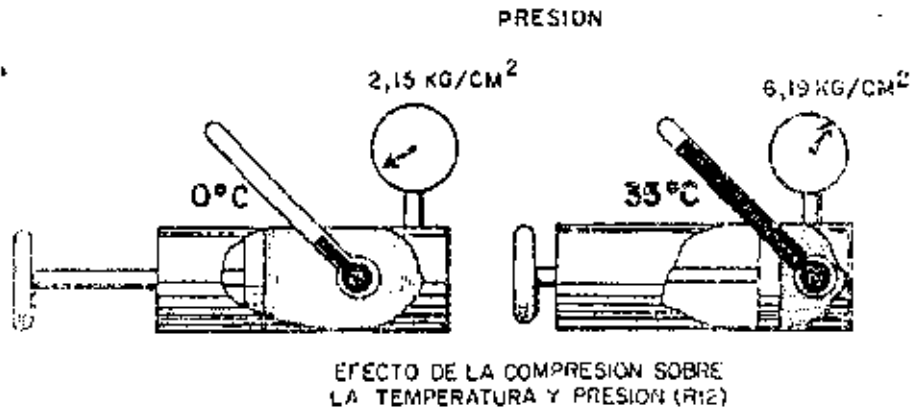


Figura 4-8

Trabajo del Compresor

El refrigerante sale del evaporador y entra en el compresor en forma de vapor saturado o sobrecalentado. El refrigerante toma calor durante la compresión y deja el compresor en forma sobrecalentado con mayor energía, por tanto, con mayor calor del que tenía cuando entró en el compresor. Este calor adicional es el "calor equivalente al trabajo del compresor".

El calor de compresión varía muy ligeramente con diferentes refrigerantes, pero varía enormemente con los niveles de temperatura y presión entre los que funciona el ciclo. Por ejemplo, a niveles de temperatura de confort en el acondicionamiento del aire, 4.4°C en el evaporador y 40°C en un condensador de agua, esta cantidad de trabajo de compresión es aproximadamente 1 CV por tonelada de refrigeración. Por otra parte para un gabinete de alimentos congelados con -20°C en el evaporador y 50°C en un condensador de aire, el compresor requeriría casi 3 CV por tonelada.

$$1 \text{ CV} = 2 \text{ TV} =$$

El Condensador

En el condensador disipamos el calor del refrigerante haciendo que este fluya a un medio a temperatura más baja. El condensador extrae el calor tomado por el refrigerante en el evaporador y debe también extraer el calor añadido al refrigerante durante el proceso de compresión.

El primer paso en el proceso de extracción de calor, es el de rebajar la temperatura del refrigerante sobrecalentado hasta que alcance el punto de saturación a la presión existente en el condensador, o sea desde el punto D al E en la fig 4-9. Extrayendo mayor cantidad de calor, se efectúa un cambio de estado en el refrigerante que comienza a líquido del punto E al F, lo que permite su uso nuevamente en el ciclo.

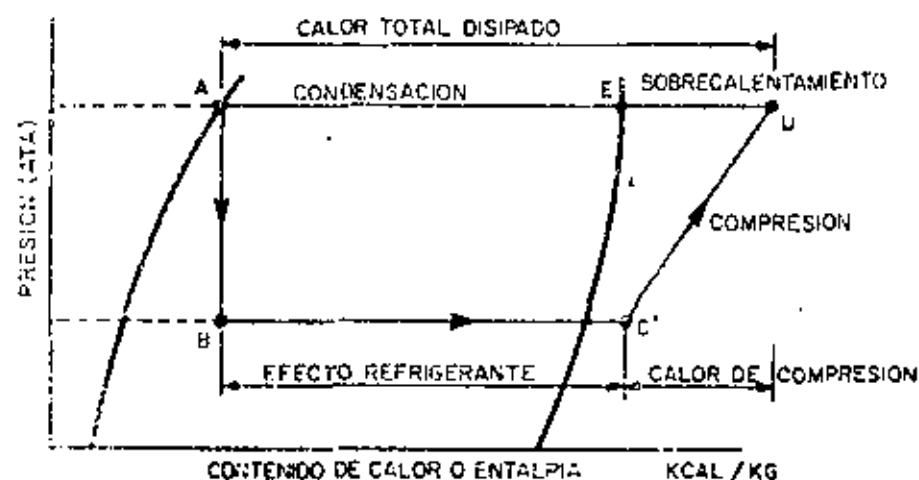


Figura 4-9

Temperatura de Condensación

La temperatura del medio al cual fluye el calor en el condensador, establece la temperatura a la cual se produce la condensación. Para mantener el flujo de calor, la temperatura de condensación del refrigerante debe estar siempre por encima de la temperatura del medio a la salida del condensador. Esta diferencia se conoce como "Diferencia de salida" y su magnitud depende de la cantidad de calor a disipar, la superficie y coeficiente de transmisión del condensador.

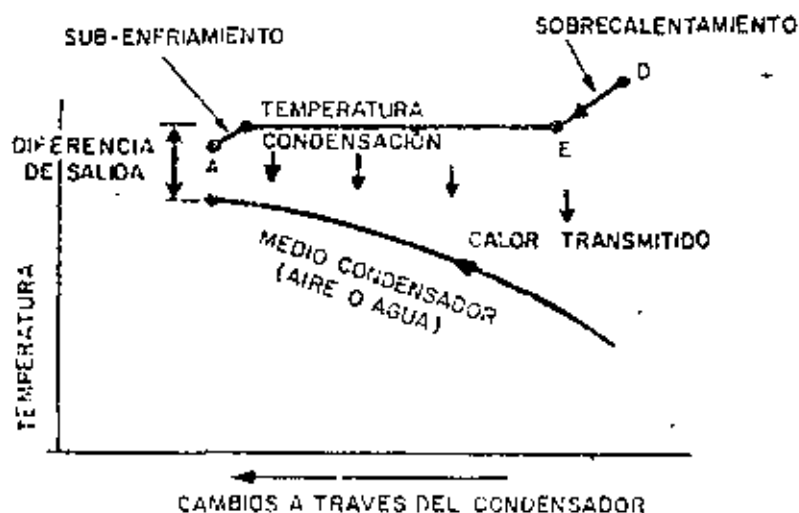


Figura 4-10

El refrigerante entra en el condensador en estado sobrecalentado y cuando se le quita el calor, su temperatura baja al punto de saturación. Dependiendo del diseño del condensador, el sub-enfriamiento del líquido refrigerante puede o no tener lugar después de la condensación. La mayor cantidad de calor es disipado en el momento del cambio de estado, el cual se efectúa a la temperatura de saturación llamado "temperatura de condensación".

Como existe una relación única entre presión y temperatura para cada refrigerante, la temperatura a la cual se produce la condensación establece la presión, o inversamente la presión establece la temperatura. La temperatura de condensación representa la temperatura de saturación correspondiente a la presión a la cual se produce la conden-

Descripción General del Ciclo

Aquí se describe esquemáticamente la función de cada uno de los componentes en el ciclo de refrigeración. La figura 4-11 muestra un sistema usando un condensador enfriado por aire y un depósito de líquido.

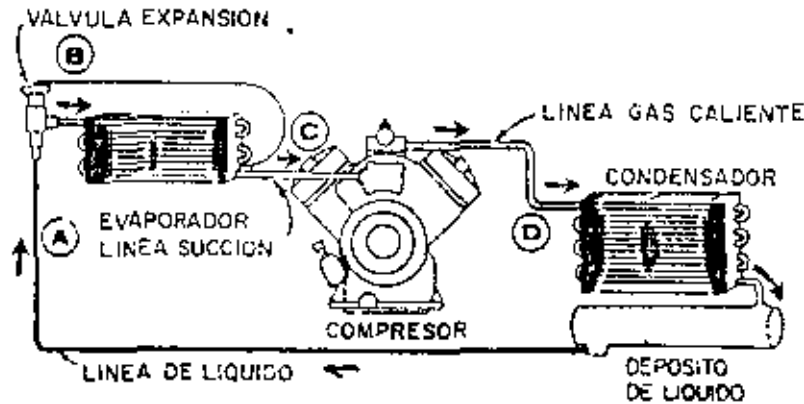


Figura 4-11

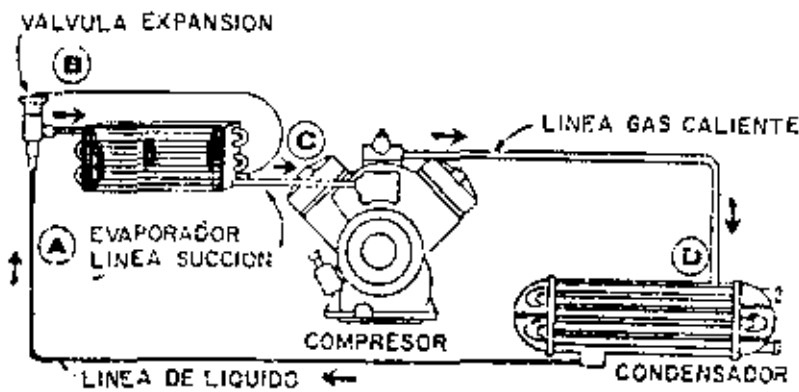


Figura 4-12

La figura 4-12, es exactamente la misma que la 4-11 excepto que se usa un condensador enfriado por agua. Todas las funciones de los componentes en los dos sistemas, son idénticas, excepto que uno usa aire y el otro agua como medios de condensación.

El sistema de refrigeración realiza cuatro funciones distintas.

- 1) Absorbe calor, evaporando un líquido refrigerante
- 2) Eleva la temperatura del gas por compresión.
- 3) Expulsa calor, condensando el gas refrigerante.
- 4) Reduce la presión del líquido refrigerante por medio de una válvula de expansión.

El Ciclo Refrigerante

El líquido que entra en el evaporador, está controlado por un dispositivo de estrangulamiento automático, llamado válvula de expansión.

Esta válvula permite la expansión del refrigerante líquido a elevada presión causando así la reducción de presión del condensador al evaporador.

La válvula de expansión marca la división entre el "lado de alta presión" y el "lado de baja presión" del sistema.

La disminución de presión permite la ebullición o evaporación del refrigerante a temperatura. Esto ocurre tan pronto comienza a absorber calor del aire que fluye sobre la superficie del evaporador. El refrigerante continúa absorbiendo calor en la bajera del evaporador hasta quedar completamente evaporado.

Debido a la acción aspirante del compresor, el gas que se produce pasa por la línea de succión al cilindro del compresor. La carrera hacia abajo del pistón admite un cilindro de gas a través de la válvula de succión al que luego comprime en su carrera hacia arriba, elevando su temperatura y presión.

La válvula de descarga del compresor evita que el gas comprimido entre nuevamente al cilindro en la carrera hacia abajo del pistón. La presión en la descarga del compresor hace fluir el gas caliente hacia el condensador. La válvula de descarga del compresor, así como la de expansión, marca la división entre el "lado de alta presión" y el "lado de baja presión".

Después de que el gas comprimido pasa por la válvula de descarga y entra en el condensador, el calor fluye del gas caliente al medio condensador (aire o agua). Esto enfría el gas y lo cambia a líquido.

El líquido bajo presión pasa al depósito de líquido y luego es forzado a través de la línea de líquido hacia la válvula de expansión y se repite el ciclo.

COMO USAR LAS TABLAS Y DIAGRAMAS DE LOS REFRIGERANTES

Diagramas de Refrigerantes

El diseño del equipo para uso con un refrigerante determinado requiere primero el conocimiento de las propiedades termodinámicas de este. Estas propiedades son publicadas por los fabricantes de refrigerantes.

La tabla 5-1 muestra las propiedades típicas del refrigerante 12. Existe similar información para otros refrigerantes.

- DN - Kilogramos por centímetro cuadrado, ejercida a una temperatura dada.
- Determina la resistencia requerida del equipo y, por tanto, su costo.
- EN - Metros cúbicos - Volumen ocupado por 1 Kg de vapor.
- FICO - Determina el tamaño del equipo.
- FICW - Peso (en Kg) por metro cúbico de refrigerante líquido y de vapor.
- Determina la potencia del motor requerido. Influye también en el costo de transporte y resistencia de la base sobre la que se monta el equipo.
- PLA - Contenido de calor del refrigerante.
- Calor del líquido.
- Calor latente de vaporización, que determina el efecto frigorífico.
- Calor del vapor.

Entropía es un término usado en investigación.

T. °C	Pres. p Kg/cm ²	Vol. especif.		P. especif.		Entalpia		Valor de vap. i'-i" Kcal/Kg	Entropia	
		del liq. v l/Kg	del vapor v' m ³ /Kg	del liq. Kg/l	del vap. Kg/m ³	del liq. i' Kcal/Kg	del vapor i'' Kcal/Kg		del liquido s' Kcal/Kg°K	del vapor s'' Kcal/Kg°K
-9	2,3148	0,7032	0,07558	1,422	13,23	98,02	135,98	37,96	0,99270	1,13544
-8	2,3984	0,7047	0,07313	1,419	13,68	98,23	136,09	37,86	0,99351	1,13632
-7	2,4833	0,7062	0,07078	1,416	14,13	98,45	136,20	37,75	0,99432	1,13620
-6	2,5712	0,7077	0,06852	1,413	14,60	98,67	136,32	37,65	0,99514	1,13609
-5	2,6602	0,7092	0,06635	1,410	15,08	98,89	136,43	37,54	0,99595	1,13595
-4	2,7531	0,7107	0,06427	1,407	15,57	99,11	136,54	37,43	0,99676	1,13582
-3	2,8479	0,7127	0,06226	1,403	16,07	99,33	136,65	37,32	0,99757	1,13571
-2	2,9439	0,7143	0,06028	1,400	16,59	99,56	136,77	37,21	0,99839	1,13556
-1	3,0446	0,7158	0,05844	1,397	17,11	99,78	136,88	37,10	0,99919	1,13545
0	3,1465	0,7172	0,05667	1,394	17,65	100,00	136,99	36,99	1,00000	1,13546

Tabla 5-1

La tabla muestra que un Kg. de refrigerante en estado líquido, a -5°C contiene 98,89 Kcal/Kg. Asimismo muestra que, en las condiciones de saturación, la relación de presión y temperatura es única y que ambas aumentan simultáneamente.

En la región sobrecalentada sin embargo, la relación entre presión y temperatura no es única, por lo cual se requiere más de una propiedad para definir la condición del refrigerante. Las tablas de sobre calentamiento son más extensas y su uso generalmente requiere interpolación entre puntos.

Las propiedades para las regiones saturadas y sobrecalentadas, se muestran en la carta referida como diagrama de "presión-entalpía". Tal carta para el refrigerante 12 se incluye en el apéndice. Sin embargo en este tamaño, la carta no es lo suficientemente exacta para el trabajo de diseño.

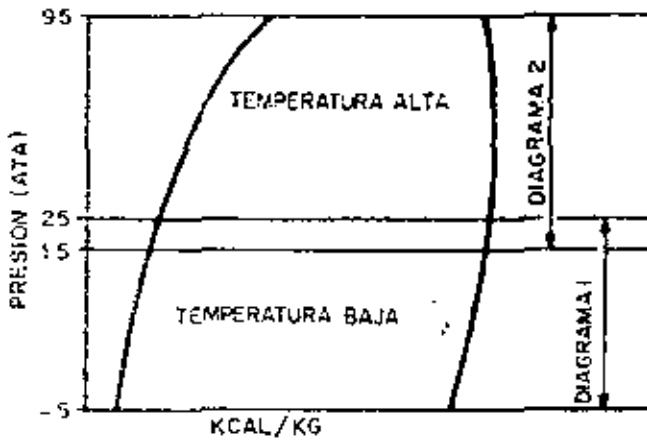


Figura 5-1

Energía Calorífica y Entalpía

La entalpía de un fluido, se determina partiendo de un punto de referencia arbitrario. Como ejemplo que el hielo se derrite a 0°C , se elige en general dicha temperatura como punto de partida de las entalpías, es decir que a 0°C la entalpía del agua en forma de líquido se toma igual a 0 Kcal/Kg. Para los fluidos refrigerante para los cuales las temperaturas de trabajo son inferiores a 0°C . Se elige la temperatura de referencia más baja, en nuestro caso 100°C para el líquido saturado a 0°C . Esto evita el cálculo de entalpías con valores negativos. La energía total contenida en un fluido no solamente representa la energía térmica correspondiente a su energía calorífica sino también el trabajo requerido para alcanzar dicho estado. La suma de estas energías recibe el nombre de "Entalpía". Puesto que este es el término más adecuado, es el que se emplea en las tablas y diagramas para definir la energía calorífica total.

Energía Calorífica y Entalpía

El instrumento más útil en el estudio de un ciclo de refrigeración es sin duda el diagrama de presión-entalpía.

Como la escala horizontal está la entalpía, abreviada h , que es la energía en Kcal por Kg de refrigerante. Esta escala se usa para determinar la diferencia de entalpía entre dos puntos (Δh), más que para saber su valor absoluto en estos dos puntos. En el diagrama P-h para fluidos refrigerantes, la entalpía se toma igual a 100 Kcal/Kg para el líquido saturado a 0°C .

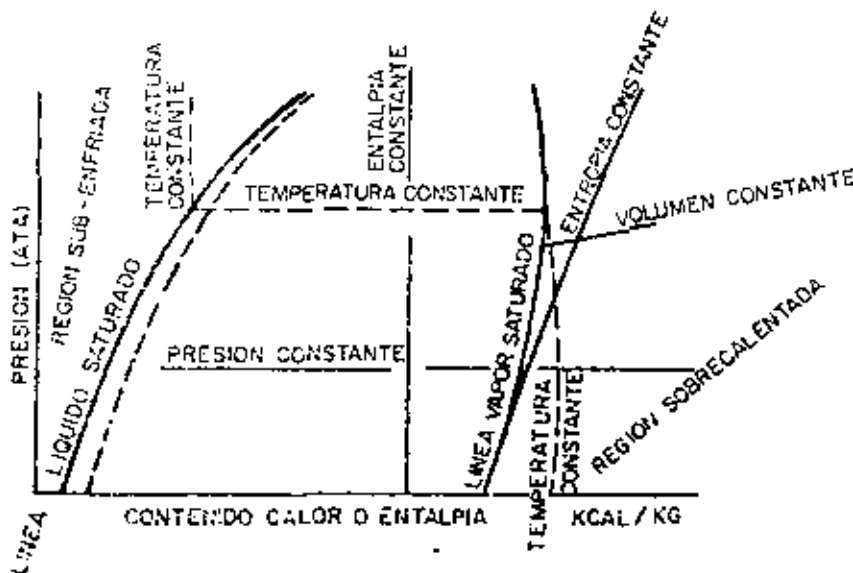


Figura 5-2

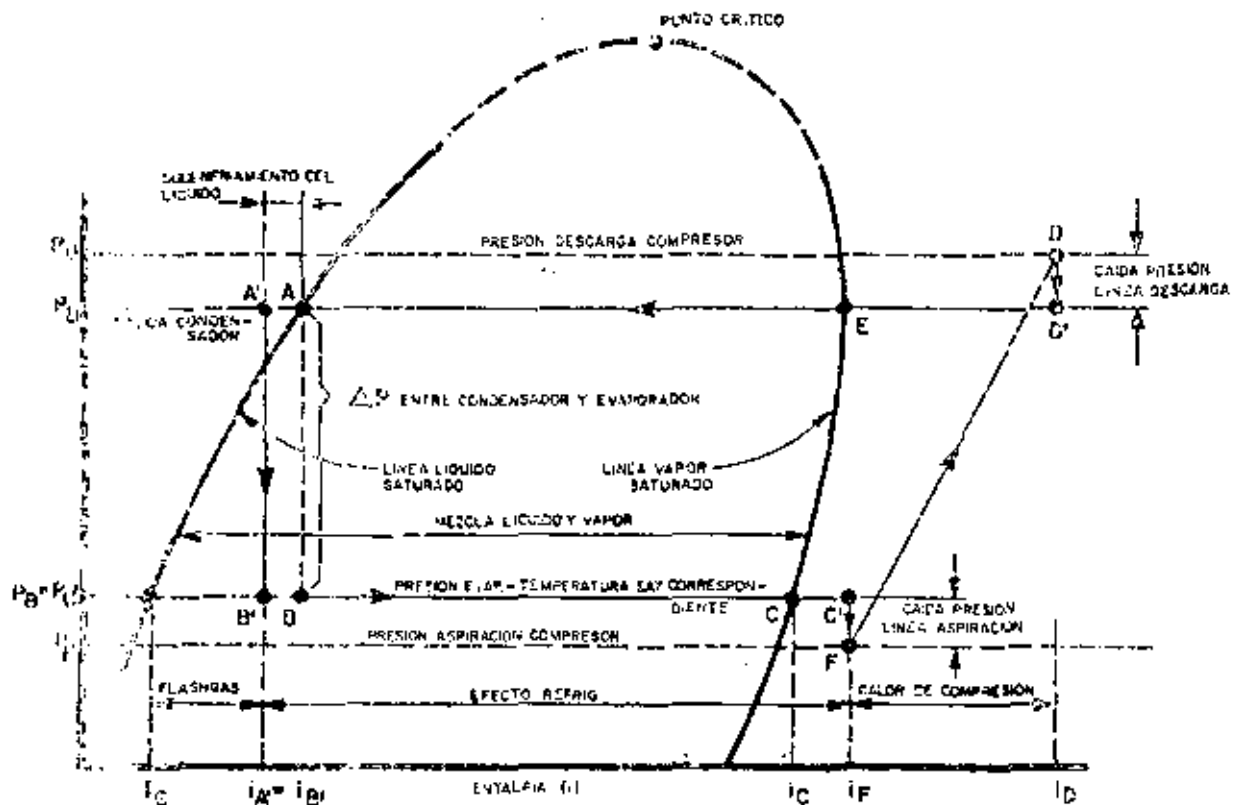


Figura 5-3

Coefficiente de eficiencia

El coeficiente de eficiencia es la relación entre la capacidad refrigerante de un ciclo y la energía requerida para la compresión. Este coeficiente varía con las temperaturas de evaporación y condensación y otros factores propios del ciclo. En el diagrama 5-3, el coeficiente de eficiencia se expresa como sigue:

$$ce \text{ (ciclo de enfriamiento)} = \frac{i_{C'} - i_B}{i_D - i_F}$$

El coeficiente de eficiencia ideal teórico

El coeficiente de eficiencia ideal teórico es el del ciclo de Carnot y varía sólo con los niveles de temperatura del ciclo. Es la relación de la temperatura absoluta a la que se efectúa el trabajo útil (refrigeración) y la diferencia entre los dos niveles de temperatura al y al está operando el ciclo

$$ce \text{ (ciclo de enfriamiento)} = \frac{T_C}{T_{D'} - T_C}$$

Donde T_C es la temperatura (grados absolutos = $^{\circ}\text{C} + 273$) en el evaporador a la cual se produce el enfriamiento $T_{D'}$ es la temperatura (grados absolutos), en el condensador a la cual se disipa el calor.

Coefficiente real de eficiencia

El coeficiente real de eficiencia es la relación entre la capacidad de refrigeración y la potencia del compresor.

$$\text{Coeficiente real de eficiencia} = \frac{\text{capacidad en toneladas} \times 12.000}{\text{compresor BHP} \times 2545}$$

(ciclo de enfriamiento)

BHP = Potencia al freno (brake horsepower)

En el ciclo de calefacción (bomba de calor), el CE es la relación entre el calor total disipado y la potencia del compresor. En este caso el producto útil es el calor disipado.

$$\text{C. E. real (bomba de calor)} = \frac{\text{Calor disipado en btu/hr}}{\text{BHP compresor} \times 2545}$$

Eficiencia de Carnot

La relación entre el CE actual y el CE ideal de CARNOT se conoce con el nombre de eficiencia de CARNOT.

$$\text{Eficiencia de Carnot} = \frac{\text{CE REAL}}{\text{CE CARNOT}} \quad \text{siempre menor que 1.}$$

Porcentaje de Fluido Vaporizado Durante la Expansión

Para poder determinar el efecto refrigerante ($i_C - i_D$) en un ciclo debemos primero saber el valor del punto B en el diagrama. Generalmente se conocen las condiciones del líquido al salir del condensador punto A. Al pasar por la válvula de expansión la presión cae instantáneamente haciendo que parte del líquido se evapore y enfríe al líquido restante. La cantidad de refrigerante que sufre esta vaporización instantánea se expresa como un porcentaje del total.

$$\% \text{ Fluido vaporizado} = \text{calidad del refrigerante} = \frac{i_A - i_G}{i_C - i_G} = \frac{i_B - i_G}{i_C - i_G}$$

Relación de Compresión — Potencia Absorbida — Temperatura de Descarga

Existen otras fórmulas y relaciones incluídas en textos de refrigeración que son comúnmente usadas en los cálculos de los ciclos y son las siguientes.

$$\text{Relación de compresión} = \frac{\text{presión de descarga}}{\text{presión de succión}} = \frac{P_D}{P_S}$$

Los valores usados en esta fórmula deben ser siempre presiones absolutas.

Potencia absorbida en Kcal/hora = C.V. x 632

$$\text{Temperatura real de descarga } T_D = T_{C1} \times \left[\frac{P_D}{P_F} \right]^{\frac{n-1}{n}}$$

Donde n es el exponente real de compresión. Su valor depende del refrigerante, compresión y relación de compresión.

Tabla 5-2 presenta valores típicos de "n"

Refrigerante		2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0
Dióxido de carbono	R-12	1.216	1.191	1.177	1.172	1.166	1.163	1.160	1.157	1.155
Cloruro de metilo	R-500	1.258	1.216	1.203	1.196	1.191	1.188	1.186	1.184	1.182
Fluoruro de metilo	R-22	1.325	1.258	1.240	1.234	1.232	1.230	1.228	1.226	1.225
Óxido de nitrógeno	R-22	1.240	1.218	1.205	1.199	1.196	1.194	1.192	1.189	1.187

Tabla 5-2

Propiedades Físicas

	Unidades	Freon-11	Freon-12	Freon-13	Freon-21	Freon-22	Freon-113	Freon-114
Fórmula química	—	CFCl ₃	CF ₂ Cl ₂	CF ₃ Cl	CHFCl ₂	CHF ₂ Cl	CF ₂ Cl ₂ -CF ₂ Cl ₂	CF ₂ Cl-CF ₂ Cl
Nombre químico	—	Monofluor-tricloro-metano	Difluor-dicloro-metano	Trifluor-monocloro-metano	Monofluor-dicloro-metano	Difluor-monocloro-metano	Trifluor-tricloro-etano	Tetrafluor-dicloro-etano
Peso molecular	—	137,38	120,92	104,47	102,93	86,48	187,39	170,93
Punto de ebullición por a 1 atmósfera	°C.	23,77	-29,80	-81,40	8,92	-40,80	47,57	3,55
Punto de congelación	°C.	-111	-158	-181	-135	-160	-35	-94
Temperatura crítica	°C.	198,0	111,5	28,8	178,5	96,0	214,1	145,7
Presión crítica	Kg/cm ² .	44,6	40,879	39,36	52,7	50,33	34,8	33,3
Peso específico—crítico	Kg/l	0,554	0,5576	0,581	0,522	0,525	0,576	0,582
Volumen crítico	cm ³ /Mol	247	217	181	197	164	325	293
Calor de vaporización a 1 atmósfera	Kcal/Kg	43,51	39,86	35,47	57,86	55,92	35,07	32,78
Tensión superficial a 25°C.	din/cm	19	9	—	19	9	19	13
Calor específico a presión constante (promedio).	Kcal/Kg°C.	0,208	0,204	0,203	0,246	0,260	0,228	0,232
Peso específico del líquido a 20°C.	Kg/l	1,49	1,229	0,929	1,38	1,213	1,582	1,473
	Kg/l	1,443	1,225	0,581 (28,8°C.)	1,33	1,132	1,532	1,415
	—	Etéreo (inodoro mezclado con aire)	Igual R-11	Igual R-11	Igual R-11	Igual R-11	Igual R-11	Igual R-11

Tabla 5-3

Tabla 5-4

Tabla de vapor para el R-12

Temperatura t, °C	Presión saturada p, kg/cm ²	Volumen específico		Peso específico		Entalpía		Calor de vaporización h _{fg} , kcal/kg	Entropía	
		del líquido l, m ³ /kg	del vapor v, m ³ /kg	del líquido ρ _l , kg/m ³	del vapor ρ _v , kg/m ³	del líquido h _f , kcal/kg	del vapor h _g , kcal/kg		del líquido s _f , kcal/kg·K	del vapor s _g , kcal/kg·K
-70	0,1250	0,6734	1,1259	1,604	0,888	85,84	128,88	42,99	0,94050	1,15219
-69	0,1341	0,6246	1,0605	1,601	0,943	86,02	128,95	42,93	0,94159	1,15173
-68	0,1427	0,6258	0,9978	1,598	1,000	86,20	129,06	42,66	0,94230	1,15130
-67	0,1521	0,6270	0,9437	1,595	1,060	86,39	129,19	42,80	0,94322	1,15087
-66	0,1618	0,6281	0,8919	1,592	1,122	86,57	129,30	42,73	0,94411	1,15044
-65	0,1717	0,6289	0,8417	1,590	1,189	86,75	129,41	42,66	0,94500	1,15001
-64	0,1819	0,6301	0,7954	1,587	1,257	86,94	129,54	42,60	0,94589	1,14961
-63	0,1914	0,6313	0,7528	1,584	1,328	87,12	129,65	42,53	0,94678	1,14920
-62	0,2059	0,6325	0,7125	1,581	1,403	87,31	129,77	42,46	0,94769	1,14883
-61	0,2183	0,6337	0,6749	1,578	1,482	87,50	129,89	42,39	0,94858	1,14844
-60	0,2315	0,6349	0,6394	1,575	1,564	87,68	130,00	42,32	0,94946	1,14806
-59	0,2455	0,6361	0,6064	1,572	1,649	87,87	130,12	42,25	0,95034	1,14769
-58	0,2595	0,6373	0,5752	1,569	1,738	88,06	130,24	42,18	0,95122	1,14731
-57	0,2744	0,6386	0,5461	1,566	1,831	88,25	130,36	42,11	0,95212	1,14698
-56	0,2900	0,6394	0,5188	1,564	1,927	88,44	130,48	42,04	0,95300	1,14663
-55	0,3065	0,6406	0,4930	1,561	2,028	88,63	130,59	41,96	0,95387	1,14627
-54	0,3237	0,6418	0,4687	1,558	2,134	88,82	130,71	41,89	0,95474	1,14595
-53	0,3414	0,6431	0,4451	1,555	2,242	89,01	130,81	41,82	0,95561	1,14562
-52	0,3607	0,6443	0,4246	1,552	2,355	89,20	130,95	41,75	0,95650	1,14531
-51	0,3797	0,6456	0,4043	1,549	2,473	89,39	131,06	41,67	0,95737	1,14500
-50	0,3992	0,6468	0,3854	1,546	2,595	89,59	131,18	41,59	0,95824	1,14469
-49	0,4212	0,6481	0,3673	1,543	2,723	89,78	131,30	41,52	0,95910	1,14438
-48	0,4432	0,6493	0,3504	1,540	2,854	89,97	131,42	41,45	0,95997	1,14410
-47	0,4662	0,6502	0,3344	1,538	2,990	90,17	131,54	41,37	0,96084	1,14381
-46	0,4900	0,6515	0,3193	1,535	3,132	90,36	131,65	41,29	0,96170	1,14352
-45	0,5150	0,6527	0,3050	1,532	3,279	90,56	131,77	41,21	0,96256	1,14324
-44	0,5400	0,6540	0,2914	1,529	3,432	90,76	131,89	41,13	0,96342	1,14297
-43	0,5659	0,6553	0,2787	1,526	3,589	90,95	132,01	41,06	0,96428	1,14271
-42	0,5928	0,6566	0,2665	1,523	3,752	91,15	132,13	40,98	0,96515	1,14247
-41	0,6207	0,6579	0,2551	1,520	3,920	91,35	132,24	40,89	0,96600	1,14229
-40	0,6495	0,6592	0,2441	1,517	4,097	91,55	132,36	40,81	0,96685	1,14199
-39	0,6805	0,6605	0,2337	1,514	4,279	91,75	132,48	40,73	0,96770	1,14170
-38	0,7149	0,6618	0,2239	1,511	4,466	91,95	132,60	40,65	0,96855	1,14146
-37	0,7529	0,6631	0,2146	1,508	4,660	92,15	132,72	40,57	0,96941	1,14124
-36	0,7945	0,6645	0,2057	1,505	4,862	92,35	132,83	40,48	0,97026	1,14101
-35	0,8400	0,6658	0,1973	1,502	5,069	92,55	132,95	40,40	0,97110	1,14078
-34	0,8810	0,6671	0,1894	1,499	5,280	92,76	133,07	40,31	0,97194	1,14055
-33	0,9200	0,6684	0,1818	1,496	5,501	92,96	133,19	40,23	0,97278	1,14034
-32	0,9610	0,6698	0,1747	1,493	5,724	93,16	133,30	40,14	0,97364	1,14014
-31	0,9810	0,6711	0,1678	1,490	5,960	93,37	133,43	40,06	0,97448	1,13993
-30	1,0245	0,6725	0,1613	1,487	6,200	93,57	133,54	39,97	0,97532	1,13973
-29	1,0708	0,6739	0,1551	1,484	6,447	93,78	133,66	39,88	0,97616	1,13954
-28	1,1149	0,6752	0,1492	1,481	6,702	93,98	133,77	39,79	0,97699	1,13934
-27	1,1622	0,6766	0,1436	1,478	6,964	94,19	133,90	39,71	0,97783	1,13917
-26	1,2109	0,6780	0,1382	1,475	7,236	94,40	134,01	39,61	0,97867	1,13899
-25	1,2616	0,6793	0,1331	1,472	7,513	94,61	134,13	39,52	0,97950	1,13879
-24	1,3140	0,6807	0,1282	1,469	7,800	94,81	134,24	39,43	0,98033	1,13862
-23	1,3670	0,6821	0,1235	1,466	8,097	95,02	134,36	39,34	0,98116	1,13845
-22	1,4227	0,6835	0,1190	1,463	8,403	95,23	134,47	39,24	0,98200	1,13829
-21	1,4805	0,6850	0,1147	1,459	8,713	95,44	134,59	39,15	0,98283	1,13814
-20	1,5396	0,6868	0,1107	1,456	9,034	95,65	134,71	39,06	0,98365	1,13798
-19	1,6005	0,6882	0,1067	1,453	9,372	95,87	134,83	38,96	0,98448	1,13783
-18	1,6627	0,6897	0,1030	1,450	9,709	96,08	134,95	38,87	0,98531	1,13768
-17	1,7275	0,6911	0,09938	1,447	10,06	96,29	135,06	38,77	0,98614	1,13753
-16	1,7940	0,6925	0,09597	1,444	10,42	96,50	135,17	38,67	0,98696	1,13738
-15	1,8622	0,6940	0,09268	1,441	10,79	96,72	135,29	38,57	0,98778	1,13723
-14	1,9321	0,6954	0,08952	1,438	11,17	96,93	135,40	38,47	0,98860	1,13709
-13	2,0050	0,6973	0,08650	1,434	11,56	97,15	135,52	38,37	0,98942	1,13695
-12	2,0819	0,6988	0,08361	1,431	11,96	97,36	135,63	38,27	0,99025	1,13682
-11	2,1633	0,7003	0,08082	1,428	12,37	97,58	135,75	38,17	0,99107	1,13668
-10	2,2492	0,7018	0,07813	1,425	12,80	97,80	135,87	38,07	0,99188	1,13657

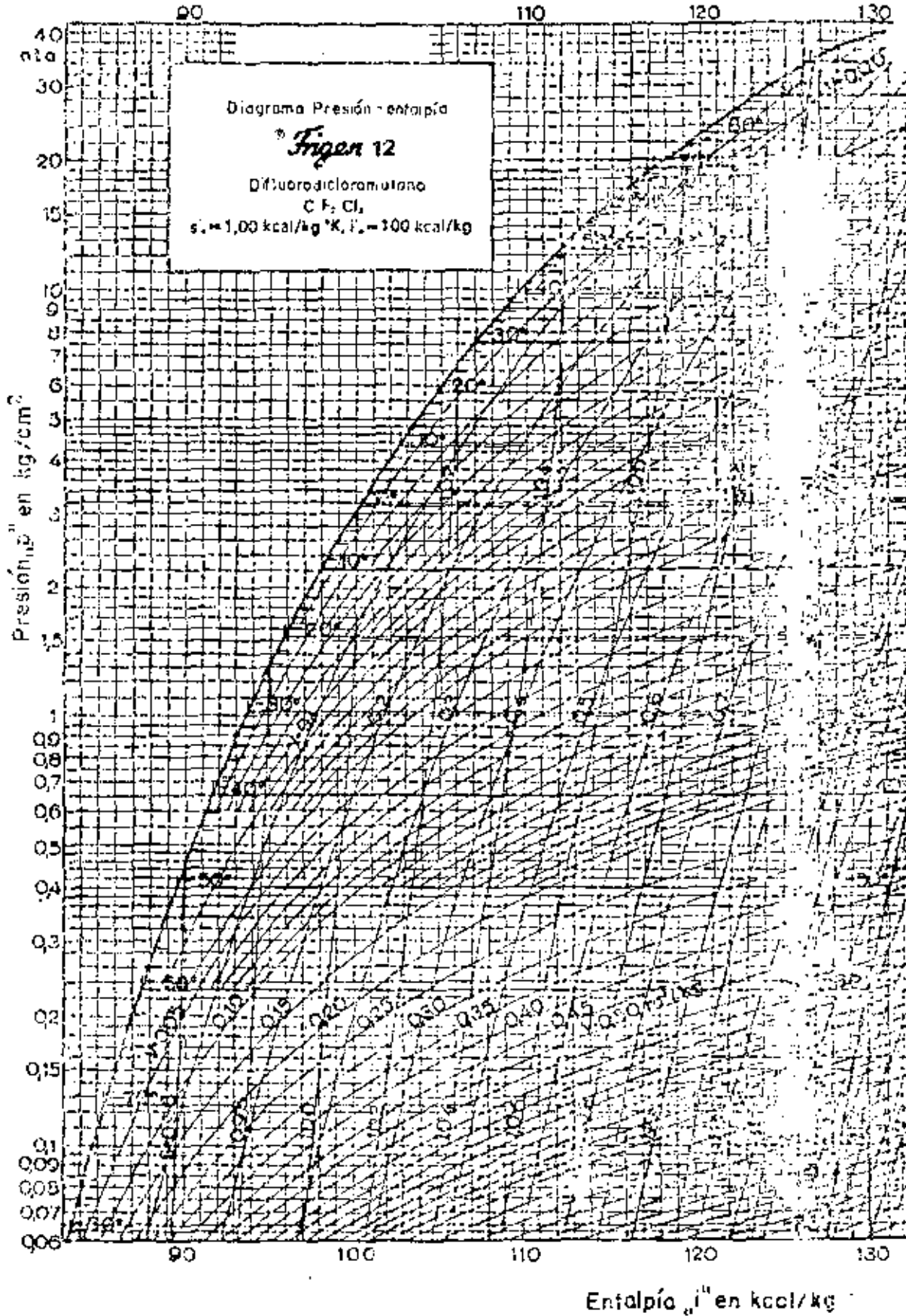
Tabla 5-4 continuación

Tabla de vapor para el R-12

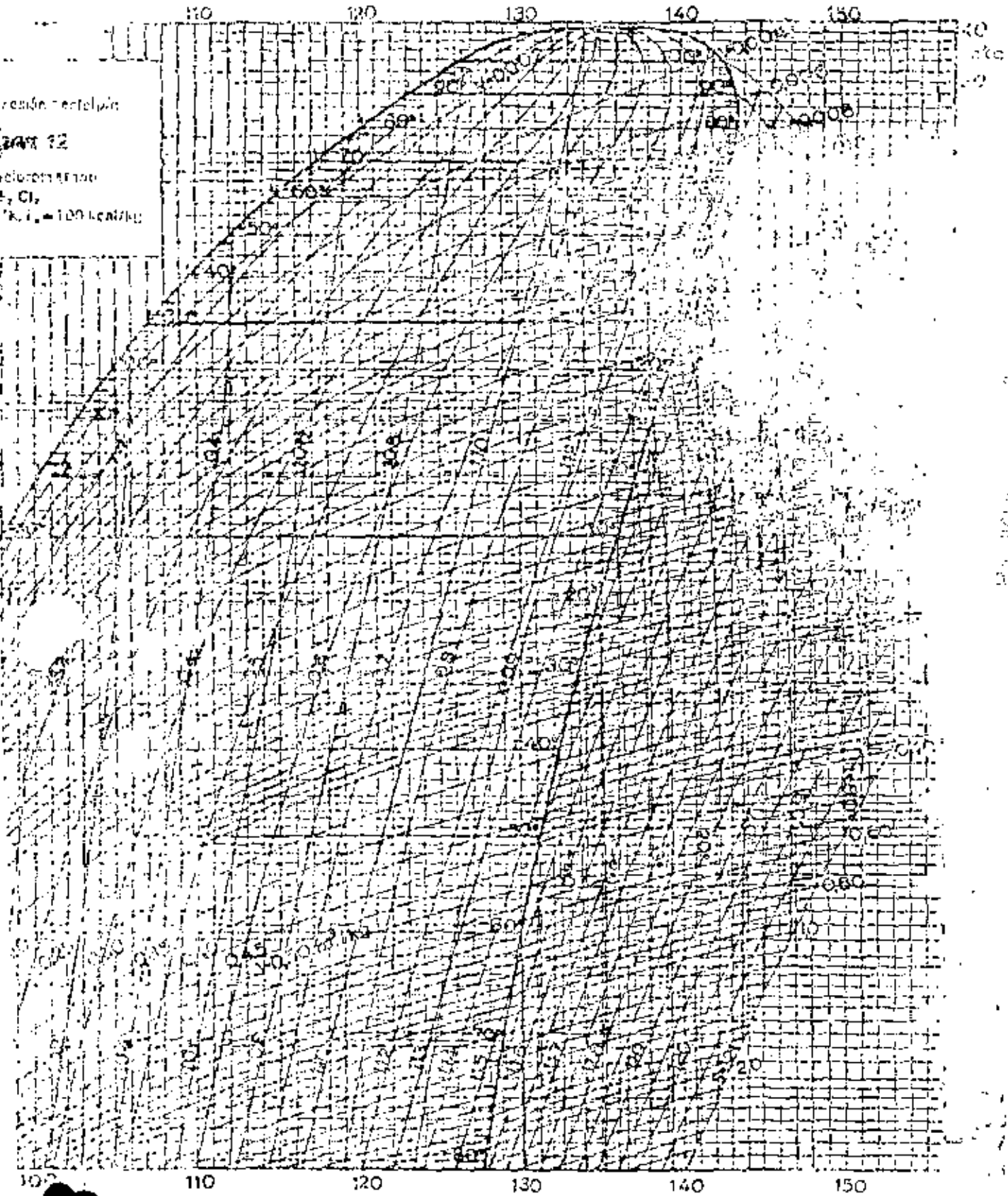
Tempera- tura t, °C	Densidad absoluta ρ kg/cm ³	Volumen específico		Peso específico		Entalpía		Calor de vaporización h _{lg} kJ/kg	Entropía	
		del líquido v' kg	del vapor v'' kg	del líquido v' kg/l	del vapor v'' kg/m ³	del líquido h' kcal/kg	del vapor h'' kcal/kg		del líquido s' kcal/kg K	del vapor s'' kcal/kg K
-9	2,3166	0,7031	0,07558	1,422	13,23	98,02	135,98	37,96	0,99270	1,13634
-8	2,3984	0,7047	0,07313	1,419	13,68	98,23	136,07	27,86	0,99351	1,13618
-7	2,4911	0,7062	0,07078	1,416	14,13	98,45	136,20	37,75	0,99432	1,13602
-6	2,5712	0,7077	0,06852	1,413	14,60	98,67	136,32	37,65	0,99514	1,13586
-5	2,6602	0,7092	0,06635	1,410	15,08	98,89	136,43	37,54	0,99595	1,13570
-4	2,7531	0,7107	0,06427	1,407	15,57	99,11	136,54	37,43	0,99676	1,13554
-3	2,8479	0,7122	0,06226	1,403	16,07	99,33	136,65	37,32	0,99757	1,13538
-2	2,9439	0,7143	0,06028	1,400	16,59	99,56	136,77	37,21	0,99839	1,13522
-1	3,0466	0,7158	0,05844	1,397	17,11	99,78	136,88	37,10	0,99921	1,13506
0	3,1465	0,7173	0,05667	1,394	17,65	100,00	136,99	26,99	1,00000	1,13544
+1	3,2511	0,7189	0,05496	1,391	18,20	100,22	137,10	26,08	1,00081	1,13528
+2	3,3583	0,7205	0,05330	1,388	18,76	100,45	137,21	26,16	1,00161	1,13512
+3	3,4676	0,7220	0,05168	1,385	19,35	100,67	137,32	26,25	1,00242	1,13496
+4	3,5804	0,7241	0,05012	1,381	19,95	100,90	137,43	26,33	1,00322	1,13480
+5	3,6959	0,7257	0,04863	1,378	20,56	101,12	137,54	26,42	1,00402	1,13464
+6	3,8135	0,7273	0,04721	1,375	21,18	101,35	137,65	26,50	1,00483	1,13448
+7	3,9340	0,7289	0,04583	1,372	21,82	101,58	137,76	26,58	1,00563	1,13432
+8	4,0587	0,7310	0,04450	1,368	22,47	101,80	137,86	26,66	1,00643	1,13416
+9	4,1853	0,7326	0,04323	1,365	23,13	102,03	137,97	26,74	1,00723	1,13400
+10	4,3135	0,7342	0,04204	1,362	23,79	102,26	138,08	26,82	1,00803	1,13384
+11	4,4466	0,7358	0,04086	1,359	24,48	102,49	138,18	26,89	1,00883	1,13368
+12	4,5828	0,7380	0,03970	1,355	25,19	102,72	138,29	26,97	1,00963	1,13352
+13	4,7209	0,7396	0,03858	1,352	25,92	102,95	138,39	27,04	1,01042	1,13336
+14	4,8621	0,7413	0,03751	1,349	26,66	103,18	138,49	27,11	1,01122	1,13320
+15	5,0076	0,7435	0,03648	1,345	27,41	103,42	138,61	27,18	1,01201	1,13304
+16	5,1550	0,7452	0,03547	1,342	28,19	103,65	138,70	27,25	1,01281	1,13288
+17	5,3067	0,7466	0,03449	1,339	28,99	103,89	138,81	27,32	1,01361	1,13272
+18	5,4625	0,7491	0,03354	1,335	29,87	104,12	138,91	27,39	1,01440	1,13256
+19	5,6227	0,7507	0,03263	1,332	30,65	104,35	139,01	27,46	1,01519	1,13240
+20	5,7876	0,7524	0,03175	1,329	31,50	104,59	139,12	27,53	1,01598	1,13224
+21	5,9432	0,7547	0,03089	1,325	32,38	104,82	139,21	27,60	1,01678	1,13208
+22	6,1112	0,7570	0,03005	1,321	33,28	105,06	139,31	27,67	1,01757	1,13192
+23	6,2835	0,7587	0,02925	1,318	34,19	105,29	139,40	27,74	1,01835	1,13176
+24	6,4594	0,7605	0,02848	1,315	35,11	105,53	139,50	27,81	1,01914	1,13160
+25	6,6383	0,7628	0,02773	1,311	36,07	105,77	139,61	27,88	1,01993	1,13144
+26	6,8175	0,7645	0,02700	1,308	37,04	106,01	139,70	27,95	1,02071	1,13128
+27	7,0000	0,7669	0,02629	1,304	38,04	106,25	139,79	28,02	1,02151	1,13112
+28	7,1833	0,7692	0,02560	1,299	39,06	106,49	139,89	28,09	1,02229	1,13096
+29	7,3665	0,7710	0,02495	1,297	40,10	106,73	139,98	28,15	1,02307	1,13080
+30	7,5510	0,7734	0,02433	1,293	41,17	106,97	140,08	28,21	1,02387	1,13064
+31	7,7326	0,7758	0,02371	1,289	42,18	107,21	140,16	28,28	1,02465	1,13048
+32	7,9197	0,7782	0,02309	1,285	43,31	107,45	140,25	28,34	1,02543	1,13032
+33	8,1023	0,7800	0,02250	1,282	44,45	107,69	140,34	28,41	1,02620	1,13016
+34	8,2807	0,7825	0,02192	1,278	45,62	107,94	140,43	28,47	1,02699	1,12999
+35	8,4644	0,7849	0,02136	1,274	46,81	108,18	140,51	28,54	1,02776	1,12984
+36	8,6475	0,7872	0,02083	1,270	48,01	108,43	140,61	28,60	1,02854	1,12968
+37	8,8226	0,7893	0,02030	1,267	49,25	108,67	140,69	28,67	1,02933	1,12952
+38	9,2989	0,7916	0,01980	1,263	50,51	108,92	140,77	28,73	1,03011	1,12936
+39	9,5161	0,7943	0,01931	1,259	51,79	109,16	140,85	28,79	1,03090	1,12920
+40	9,7707	0,7968	0,01882	1,255	53,13	109,41	140,94	28,85	1,03167	1,12904
+41	10,044	0,7994	0,01835	1,251	54,49	109,66	141,02	28,91	1,03244	1,12888
+42	10,257	0,8019	0,01789	1,247	55,90	109,91	141,10	28,97	1,03322	1,12872
+43	10,511	0,8045	0,01744	1,243	57,34	110,16	141,18	29,02	1,03400	1,12856
+44	10,767	0,8071	0,01700	1,239	58,83	110,41	141,25	29,08	1,03478	1,12840
+45	11,023	0,8104	0,01656	1,234	60,38	110,66	141,33	29,13	1,03556	1,12824
+46	11,283	0,8130	0,01614	1,230	61,95	110,91	141,40	29,19	1,03634	1,12808
+47	11,553	0,8157	0,01573	1,225	63,57	111,15	141,45	29,24	1,03712	1,12792
+48	11,820	0,8192	0,01533	1,221	65,24	111,42	141,56	29,29	1,03790	1,12776
+49	12,108	0,8217	0,01494	1,217	66,94	111,67	141,64	29,34	1,03868	1,12760
+50	12,386	0,8244	0,01459	1,213	68,56	111,94	141,73	29,39	1,03945	1,12744

Apêndice

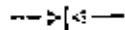
Entalpía, h'' en kcal/kg



Entalpia „i“ en kcal/kg



Entalpia „i“ en kcal/kg

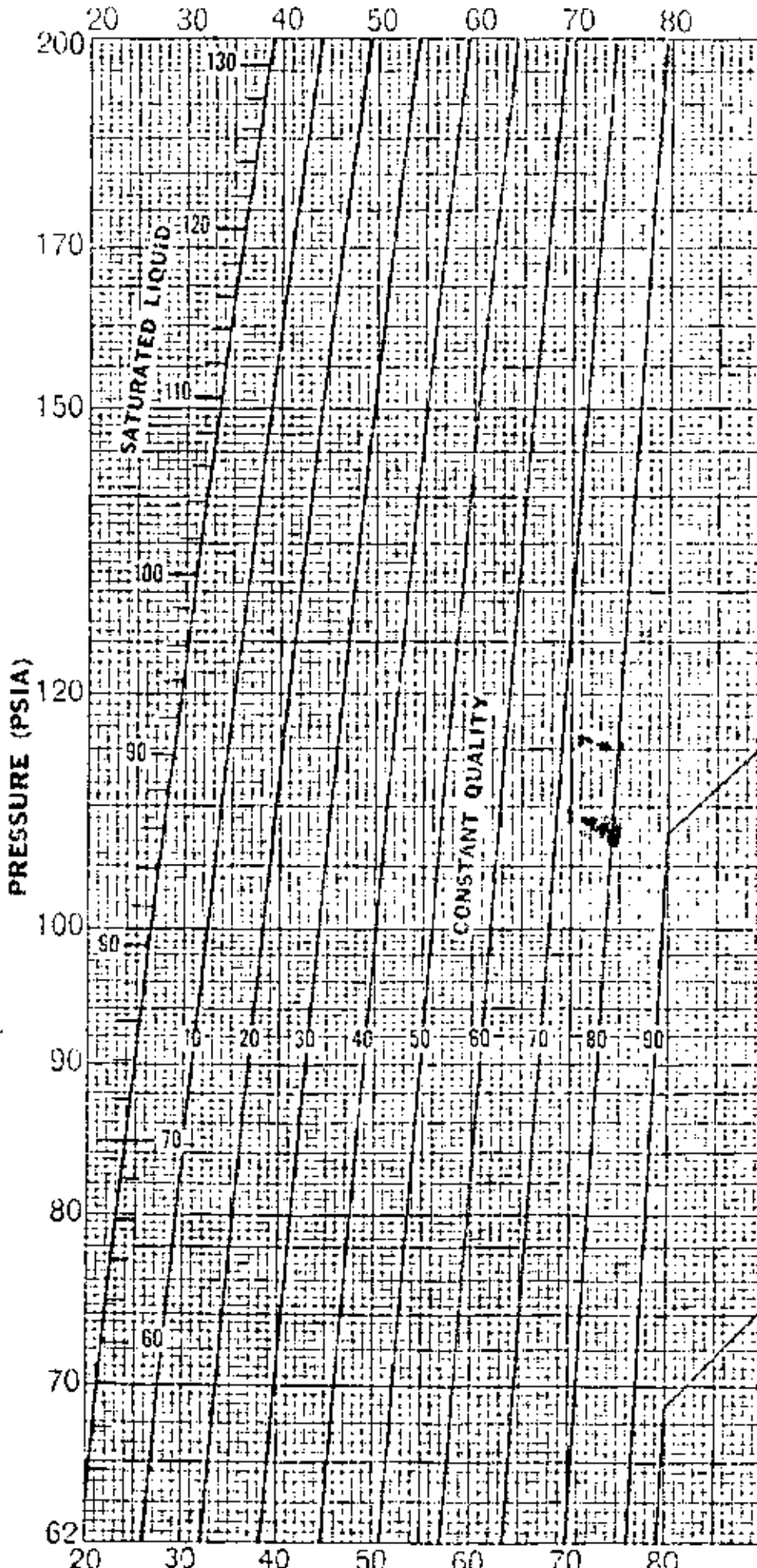


REFRIGERANT
TRICHLOROFLUOROMETHANE
REFRIGERANT
 PRESSURE-ENTHALPY DIAGRAM

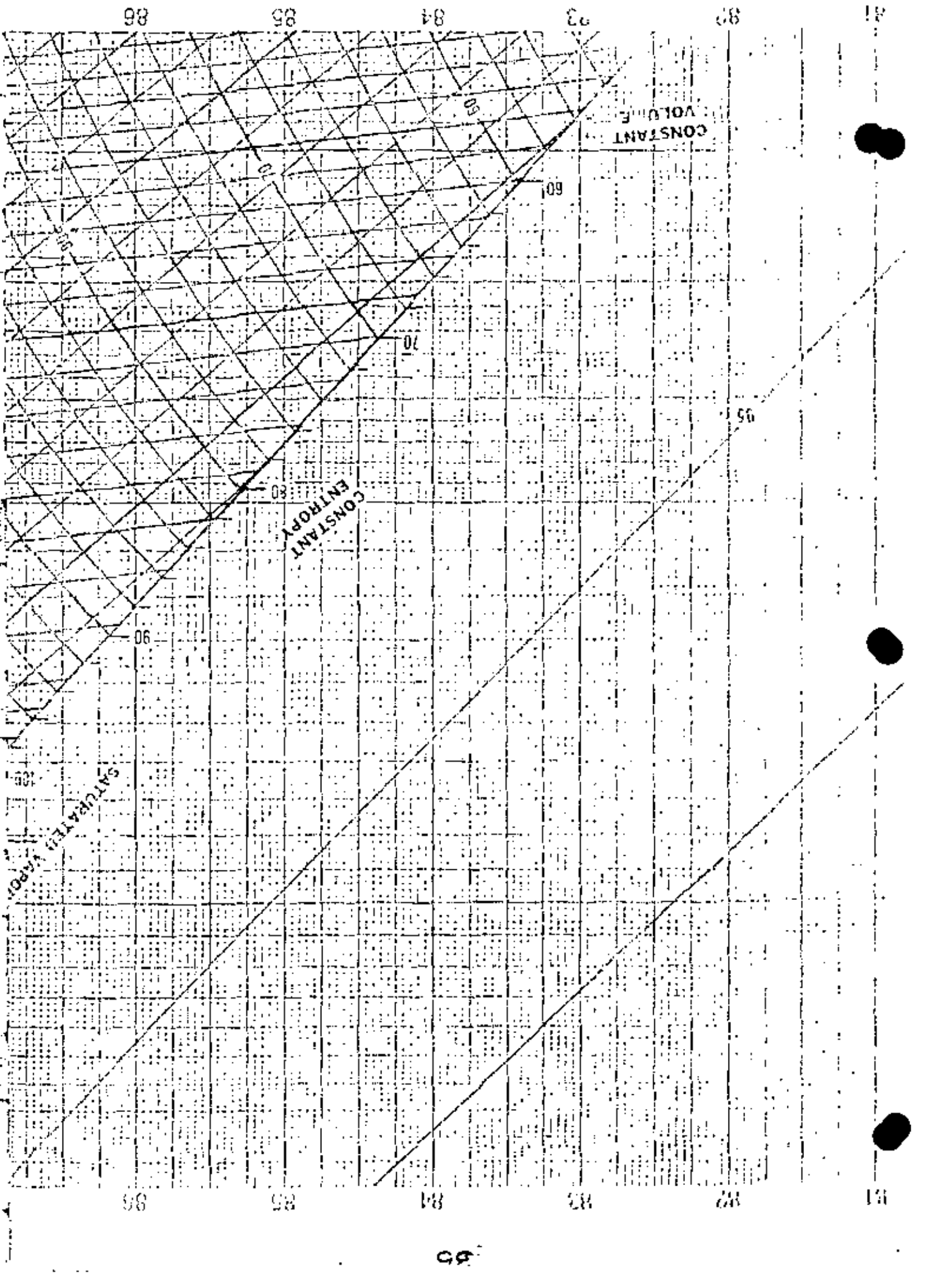


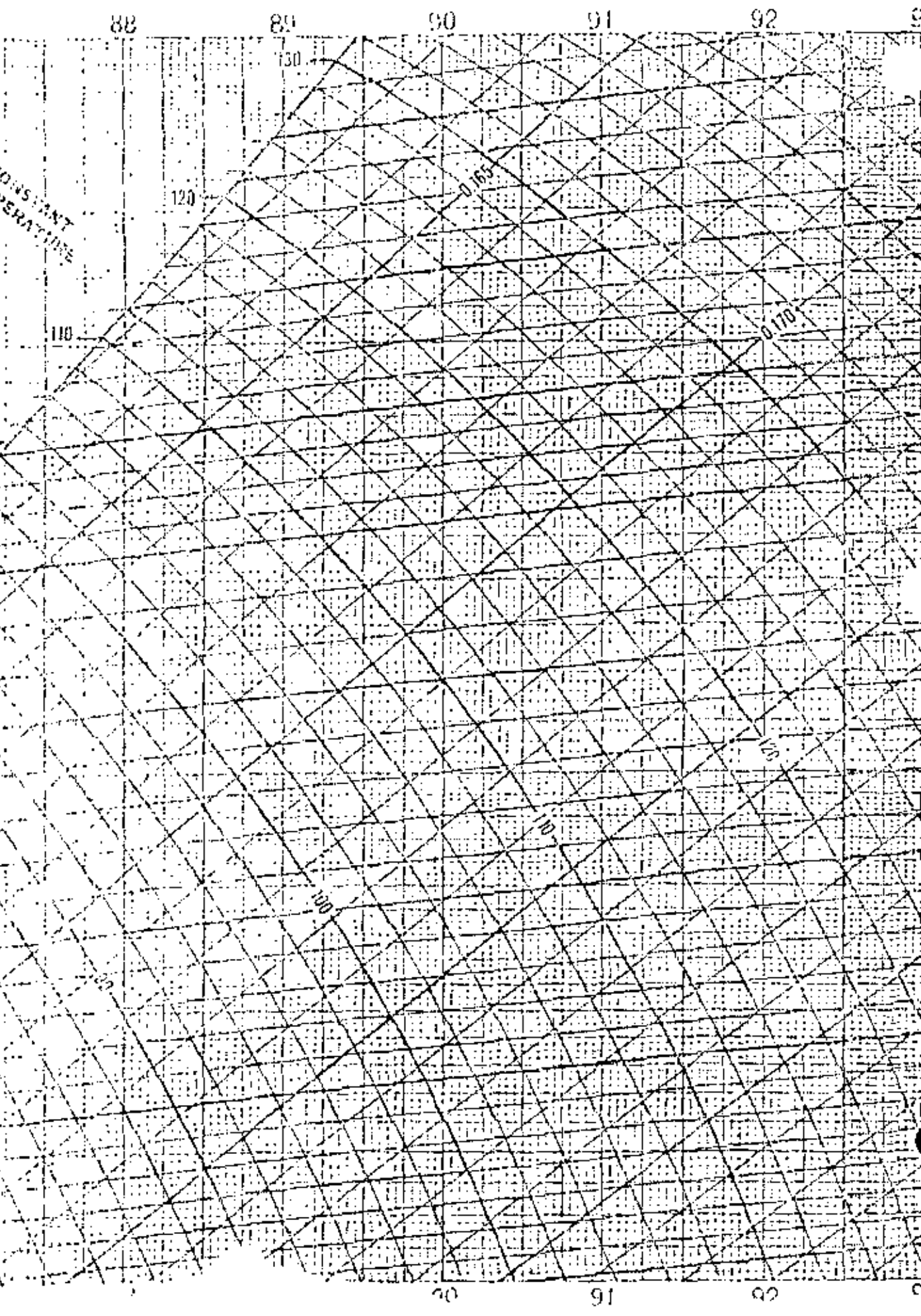
PRESSURE RANGE:
 62 to 200 PSIA

TEMPERATURE °F
 ENTROPY Btu/(lb)(°F)
 VOLUME cu ft/lb
 QUALITY wt %



Reprinted with permission of
 E. I. Du Pont de Nemours & Co.





93

94

07

0.22

95

96

97

98

15

0.180

150

160

0.185

93

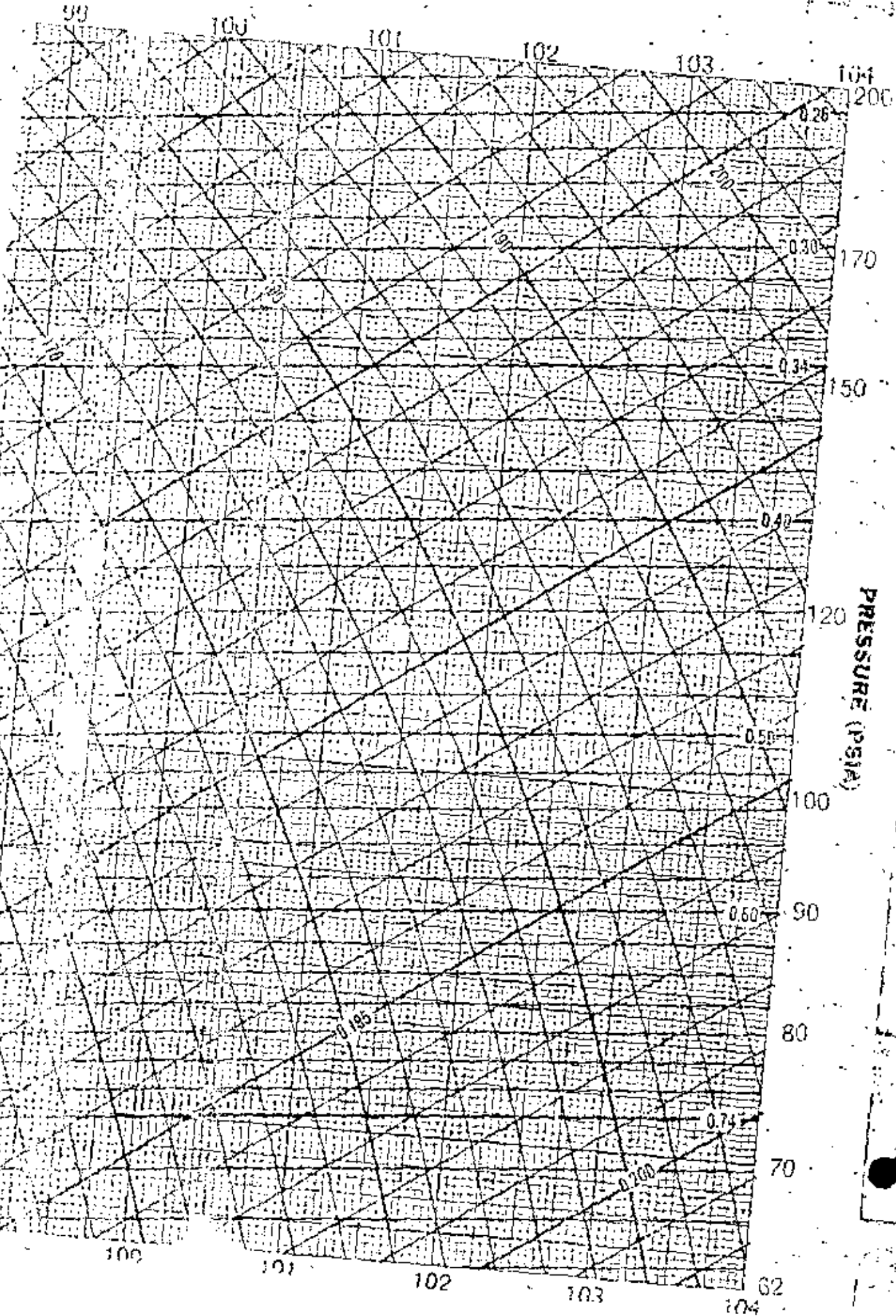
94

95

96

97

98





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

PROYECTO, INSTALACION Y CONSERVACION DE SISTEMAS DE
ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

SISTEMAS DE CONDUCCION DE AIRE
DUCTOS Y DIFUSORES

OCTUBRE, 1982

SISTEMAS DE CONDUCCIÓN DE AIRE
DUCTOS Y DIFUSORES

X

1).- INTRODUCCION.- Buenas noches, es un honor para un servidor, tener la oportunidad de dirigirse a ustedes esta noche, para hablarles de un tema que, dentro del campo del aire acondicionado es muy importante, pues hablar de los "DIFERENTES SISTEMAS Y CARACTERISTICAS DE CONDUCCION DE AIRE Y SU DISEÑO" es un verdadero compromiso, pues significa el -- querer exponer algo conocido y manejado con precisión por la mayoría de ustedes.

Voy a relatarles, antes de iniciar mi platica, parte de las actividades que un servidor ha desarrollado durante su vida profesional esto con el fin de solicitar su benevolencia si por desconocimiento o falta de oportunidad, no he tenido ocasión de proyectar, o instalar algún Sistema de conducción de aire, por alguno de ustedes, dominado, pero como escucharon desde hace 10 años que presto mis servicios en el IMSS y esta Institución que se encarga de llevar los beneficios de la seguridad social a la mayor parte posible de mexicanos, trata de habilitar la mayoría de sus Unidades Médicas en la República y cuenta con un presupuesto limitado para implementar los sistemas de acondicionamiento de aire en sus unidades, por esta razón aunados a los programas de construcción, se proyecta y construyen en la actualidad sistemas de acondicionamiento de aire de tipo "normal" o estándar, Clasificando estos como los que tienen para la conducción y distribución de aire ductos de baja velocidad de sección rectangular. Conocemos otros sistemas, estamos concientes de los adelantos de la técnica en este medio, pero nos limitan nuestros propios programas, un caso reciente es el Hospital General de Zona que se construyó en la Ciudad de Colima, Col. en el cual, tuvimos la cooperación de connotados especialistas, se efectuó un concurso y fué proyectado con un sistema de alta velocidad, se envió a la Jefatura de Construcciones y el ganador de la obra se tropezó con el problema de no poder cumplir con el tiempo programado debido a que los accesorios tales como cajas reductoras de velocidad, compuertas, difusores lineales y controles de temperatura y humedad neumáticas no se podían conseguir a tiempo para la entrega de la obra lo que obligó a que nos solicitaran un nuevo proyecto con el sistema convencional de baja velocidad y ductos rectangulares. En otras palabras esta oportunidad que tengo de platicar con ustedes la quiero aprovechar para que sepan que no estamos rezagados en cuanto a avances en el medio sino que nuestros propios programas nos obligan a seguir hasta la administración actual, utilizando los sistemas por todos conocidos; no es un secreto para los aquí reunidos que actualmente el -

IMSS es la Institución que más aire acondicionado instala en nuestro país.

En el IMSS, a partir de hace 10 años se han realizado las normas de diseño de instalaciones que rigen actualmente en la mayor parte de las obras que se proyectan y construyen en nuestro país y en América Latina, eso nos obliga a estar siempre al día en lo que a adelantos tecnológicos se refiere. Periódicamente revisamos nuestras normas y las actualizamos para beneficio de nuestros derechohabientes.

Bien pero entremos en materia de nuestra plática. Los sistemas de conducción de aire podemos clasificarlos básicamente en dos: alta y baja presión.

La línea de velocidad que nominalmente divide estos sistemas es la de los 2,000 p.p.m. (610 m/mín.), aunque también es aceptable la de los 1,500 p.p.m. (457 m/min.) y la experiencia nos ha demostrado que hay secciones de ducto que trabajan satisfactoriamente entre 2,200 p.p.m. (670 m/min.) o 2,500 p.p.m. (762 m/min.) a presiones estáticas de 1" o menores.

TABLA 1-1 (Proyector cuerpos opacos)

DESCRIPCION DE UN DUCTO.- Es un aditamento estructural cuya función primaria es transportar el aire entre puntos específicos, el ducto debe realizar este trabajo llenando ciertas características y apoyándose en diversos elementos tales como lámina, refuerzos, juntas, sellos y soportes. Práctica y teóricamente un ducto debe proyectarse considerando los siguientes puntos:

- a) Estabilidad funcional (deformación y deflexión)
- b) Que contenga y retenga el aire que va a ser transportado
- c) Vibración
- d) Generación y transmisión de ruido
- e) Exposición a maltrato, condiciones climatológicas extremas
- f) Soportación

Además se debe tomar en cuenta las presiones diferenciales a través de los ductos de mampostería, pérdidas por fricción, velocidad del aire, infiltración, como partes integrantes de un Sistema de ductos, también es conveniente considerar el aspecto económico para la mejor selección de las medidas con el objeto de que el diseño de un ducto sea el más adecuado.

Los sistemas de ductos tienen también dos categorías a saber:

- a) Ducto Sencillo
- b) Ducto Doble

FIGURAS 1-1 y 1-2 1-3 y 1-4

Los sistemas de ductos individuales pueden contener partes del mismo bajo presión positiva y/o negativa y las velocidades dentro del Sistema pueden variar de punto a punto: en serpentines y filtros la velocidad normalmente anda entre los 500 a 600 p.p.m. (152 a 183 m/min.); en la salida de los ventiladores varían entre 1,000 a 3,000 p.p.m. (305 a 914 m/min.) y la velocidad en los ductos principales y ramales pueden estar a niveles variables o constantes ya sea altos o bajos.

Con los diferentes métodos de diseño de ductos (igual fricción, recuperación estática, reducción de velocidad, presión total, etc.) y los diferentes tipos de sistemas disponibles, la eficiencia no puede ser económicamente optimizada a menos que el calculista correlacione adecuadamente la presión, la velocidad y los detalles constructivos.

En terminos generales la rigidez de un ducto junto con la deflexión y fugas son funciones mas de presión que de velocidad. En sistemas convencionales, el ruido, la vibración y la pérdida de fricción están mas relacionadas con la velocidad.

Debido a que la presión total disminuye en la dirección del flujo, la clasificación de la presión de un ducto es igual a la presión de salida del ventilador o también la presión estática que debe vencer el ventilador y esta no puede aplicarse económicamente a todo el sistema de ductos.

Por eso se recomienda para una clara y correcta interpretación de los requerimientos del sistema que los planos de ductos muestren las dimensiones de cada tramo.

Las limitaciones de espacio en los edificios modernos obligan a reducir las dimensiones de los ductos, por lo tanto para conducir los volúmenes necesarios de aire se deben emplear altas velocidades. El incremento de la velocidad trae como consecuencia una mas alta pérdida por fricción y para mantener el flujo contra la alta fricción en el ducto, es necesario tener mayor presión en la fuente del aire, por esta razón los términos "alta presión" y "alta velocidad", generalmente andan juntos.

En acondicionamiento de aire, los ductos de alta presión, se usan juntamente con varios tipos de sistemas de los cuales los mas populares son los de doble ducto, inducción, y con terminales de recalentamiento. Algunos sistemas de volumen variable necesitan tramos de ductos de alta presión.

Los ductos de alta presión pueden, en efecto, ser usados en cualquier sistema de aire acondicionado mientras se hagan las previsiones para controlar el flujo y atenuar el sonido a la salida del aire.

Las instalaciones de inducción y con terminales de recalentamiento, normalmente tienen una condición de flujo constante después del balance inicial, por lo tanto, la velocidad y la presión, en un punto dado de sistema permanecen constantes mientras el sistema está en operación. Bajo estas condiciones, es posible que las secciones del mismo sistema del ventilador operen a diferente clasificación de presión. Esta clasificación de presión es importante para sistemas de ductos rectangulares. FIG. 1-3

Aquí se representa un sistema típico de ductos con terminales de recalentamiento de inyección en este ejemplo la presión estática total de ventilador es 10" H₂O. Después de ajustar las pérdidas por fricción del equipo, y las ganancias o pérdidas de la presión de velocidad, la presión estática resultante al principio de la descarga del ducto debe ser de 8". Si los requerimientos de aire del sistema son esencialmente fijos, es posible definir las pérdidas de fricción en el ducto. Como se muestra en la figura, el ducto después del punto B opera a menos de 6"; por lo tanto los ductos entre los puntos A a B deben ser clasificados como de alta presión mientras que los ductos después del punto B (arriba del aditamento para reducir la presión) pueden clasificarse como de presión media. Este análisis del sistema puede permitir el uso de 3 o 4" de presión estática. También,

Para una clara interpretación de un sistema de ductos rectangulares de alta presión, es conveniente en los planos correspondientes indicar donde hay cambios de presión.

Por otro lado, en el caso de sistemas de doble ducto, el flujo del aire puede variar grandemente a lo largo de la operación normal del sistema. FIG. 1-4

En esta figura se representa un sistema de doble ducto y en este ejemplo, la presión estática del ventilador es de 8" H₂O, después de ajustar las pérdidas por fricción y las ganancias o pérdidas de la presión de velocidad, la presión estática resultante en el pleno de descarga del ventilador debe ser de 6". Durante la operación normal, la presión estática en el punto B podría ser tan baja como 1", debido a las pérdidas de fricción entre los puntos A y B, sin embargo, si todas las cajas mezcladoras requieren dar el 100% de enfriamiento (lo cual puede ocurrir al arrancar el sistema), no habría flujo de aire en el ducto caliente. Y si no hay pérdida de fricción sin flujo, por lo tanto la presión estática en los puntos A y B será la misma; y la misma situación puede ocurrir en el ducto frío. Con este tipo de sistema todos los du

tos deben ser contruidos para resistir la máxima presión estática en el pleno de descarga del ventilador que en este caso es de 6". También para estos sistemas se recomienda en los planos de ductos, determinar y especificar las clasificaciones de presión en el sistema de ductos rectangulares, e indicar claramente la diferencia entre la presión estática total del ventilador y la presión estática neta en el pleno de descarga.

TIPOS DE DUCTOS DE ALTA PRESION.- Los ductos de alta presión pueden hacerse redondos, rectangulares u ovalados, pero en todos ellos se debe considerar el menor costo inicial, y la facilidad para su instalación.

El ducto ovalado combina las ventajas del ducto redondo y del rectangular y se utiliza en espacios donde no cabe el ducto redondo aunque se emplean las mismas técnicas para su fabricación que las utilizadas en la fabricación del ducto redondo.

El ducto ovalado tiene menor superficie recta la cual es susceptible a la vibración y requiere menores refuerzos que su correspondiente ducto rectangular; en su fabricación puede ser unido usando junta del tipo deslizable aplicando un sellador que garantice una buena junta. En dimensiones grandes se pueden usar juntas bridadas para su fácil ensamble o para mantener el lado plano lo mas recto posible. Para calcular la medida de un ducto ovalado, de la conversión de otro redondo debe hacerse cuidando de mantener como base una pérdida de presión -- equivalente y no una superficie transversal igual a la del ducto redondo original FIG. 3-1

La deflexión de la parte plana del ducto ovalado bajo presión e menor que el ancho de un ducto rectangular, y es función tanto de la presión como de la medida del mismo ducto, por otro lado en el ducto ovalado tipo espiral, el reborde de la espiral le da una mayor resistencia y rigidez a la parte plana. La máxima deflexión permisible es de 3/4", medida en las partes planas del ducto debiendo procurarse no llegar a ella, por lo que deben consultarse las normas establecidas para utilizar los refuerzos necesarios en caso de dudarse de una deflexión mayor a la indicada.

La deflexión máxima permisible para los refuerzos transversales es de 1/4" y en medidas donde se utilicen juntas bridadas, estas bridas pueden considerarse como refuerzos. En cuanto a las conexiones para estos ductos, estas pueden hacerse tanto como las que se utilizan para ducto redondo, aunque todas las juntas y acoplamientos de estas al ducto

deben ser soldadas cuidando de que cuando se queme la capa de zinc durante la soldadura, se pinte esta para evitar corrosión. Las transiciones pueden hacerse de ducto oval a oval y de oval a redondo según se requiera así mismo las reducciones y estas pueden ser excentricas y concéntricas. En cuanto a los soportes para estos ductos siguen las mismas reglas que para ductos rectangulares.

Es conveniente hacer hincapié en que los ductos ovalados son para aplicaciones donde la presión del sistema sea POSITIVA.

Los ductos rectangulares para alta presión se utilizan en donde se han analizado los diferentes factores que intervienen en su fabricación e instalación tales como dimensiones de los ductos, relación ancho-peralte, frecuencia de las conexiones, accesibilidad, claros y otras circunstancias del mercado en particular, pero se utilizan indistintamente como los ovalados o los redondos para sistemas con presiones positivas o negativas desde 3 hasta 10" H₂O de presión estática. Las figuras y tablas de la 4-1 a la 4-14 nos ilustraran sobre los refuerzos que se requieren en su fabricación, siendo importante señalar que los extremos de los refuerzos así como los de las partes verticales de las juntas transversales sean sostenidas de manera que no tengan deflexión en las esquinas del ducto.

En cuanto a los selladores utilizados en ductos donde no se utilice la soldadura continua, todas las juntas y acoplamientos deben sellarse para garantizar su hermeticidad; estos pueden ser en forma líquida ó pastosa las cuales se recomiendan cuando se fabrican ductos que llevan juntas deslizables pues llenan totalmente los espacios entre metal y metal que no exceden de 1/16", y normalmente se aplican con brocha. Los selladores llamados mastics se utilizan en ranuras o filetes y se aplican normalmente con una pistola especial para que se introduzca adecuadamente en los espacios del ducto y su junta o acoplamiento, estos selladores deben tener excelente adhesión y elasticidad y no perdería por lo menos en un año. También se usan empaques tales como el neopreno los cuales se colocan con su respectivo adhesivo y por último las cintas selladoras, aunque estas deben usarse conjuntamente con otro sellador líquido y su función principal es la de evitar que el sellador sea despegado de la junta por la presión del aire, pero se debe tener cuidado que la cinta sea compatible con el sellador húmedo y no entren en reacción perdiendo sus propiedades, y son más aplicables estas cintas para sellar ductos redondos que los rectangulares.

Los ductos redondos son los más usados en sistemas de alta velocidad debido a su alta resistencia, y relación de peso y pueden ser fabrica-

dos a base de junta sellada, junta soldada longitudinalmente o junta en espiral; de este último se pueden construir ductos en diámetros -- desde 3 hasta 84", pero debe tenerse cuidado en que las conexiones -- de codos, derivaciones, etc. sean manufacturadas con la misma máquina para que el diámetro sea exactamente el mismo de los ductos. FIG. 2-2

Los lineamientos para la construcción de estos ductos están indicados en la figura 2-2. Las conexiones de todas las piezas redondas deben ser unidas al ducto principal mediante soldadura continua y debe prevenirse que si durante este proceso la capa de zinc se quema, la parte afectada debiera pintarse para prevenir la corrosión y también debe tenerse cuidado de que no queden rebabas dentro de los ductos. En cuanto a los codos el óptimo es el liso o troquelado que tenga un radio de 1 1/2 veces su diámetro y construido sin gajos, desgraciadamente su fabricación está limitada a secciones pequeñas y lo sustituyen los codos fabricados a gajos, los lineamientos para el número de gajos es la siguiente:

<u>Codo de</u>	<u>No. de gajos</u>
hasta 36° -	2
de 37° a 72° -	3
de 70° a 90° -	5

Es muy importante en las derivaciones en forma de tee que estas se hagan cónicas pues son mas economicas al reducir la dimensión del ramal que una combinación tee-codo.

En la fig. 2-5 se pueden ver las conexiones mas usuales y los lineamientos para su fabricación.

Bien hasta aquí dejaré lo relacionado a los ductos de alta velocidad. En cuanto a los de baja velocidad, son tan conocidos que me limitaré a mencionarlos como parte de la platica, y haciendo mención que los métodos para el diseño de los mismos son también los mencionados anteriormente o sea de reducción de velocidad, igual fricción, recuperación estática, etc. y bien sabido por ustedes que existen en el -- mercado varios calculadores de ductos llamados "ductuladores" los -- cuales nos dan casi a ojos cerrados las dimensiones óptimas de cualquier sistema, sin embargo me parece interesante presentar la gráfica que nos da las dimensiones mas exactas de un ducto considerando -- el gasto, la velocidad y las pérdidas por fricción FIG. 9MM y 9-00, así como la gráfica para calcular el ducto rectangular equivalente (FIG. 9 PP).

Las figuras siguientes nos darán los lineamientos para la construc--

ión de ductos de baja velocidad así como refuerzos, conexiones y accesorios que es conveniente tener en mente a la hora de proyectar pues ayudan al instalador a realizar debidamente su trabajo.

Tabla 1-1, 1-17, 1-18, 1-19, 1-20, 1-21, 1-27, 1-28, 1-29, 1-30, 1-31, 1-33, 1-34, 1-35, 1-36, 1-37, 1-38, 2-5, 2-6, 2-7, 2-8, 2-9, 2-10, 2-13, 2-14, 2-17, 2-18, 2-19, y 2-20..

Por último me permitiré presentarles los símbolos aceptados por ASHRAE y la SMACNA, (ASOCIACION NACIONAL DE CONTRATISTAS EN ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y DUCTOS) para que veamos que diferencias encontramos con nuestros proyectos.

Las normas y técnicas que acabamos de ver son aplicables también a la lámina de aluminio con la aclaración de que deben seguirse los lineamientos correspondientes en cuanto a los calibres, refuerzos y soportes. Esta lámina de aluminio se especifica como sabemos, cuando en el proceso o el lugar de la instalación existen elementos tóxicos, inflamables o corrosivos que nos obliguen por especificación a su utilización.

Hasta aquí lo referente a ductos de lámina, y como el tema a desarrollar indica que se mencionen los "diferentes sistemas y características de conducción de aire", es oportuno referirme a otros materiales usados para la fabricación de ductos para acondicionamiento de aire, dos de ellos son la fibra de vidrio y el poliestireno expandido ambos de tipo autoextinguible.

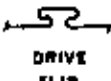
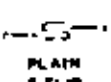
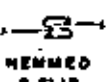
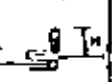
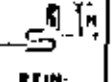
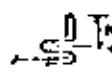
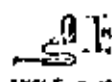
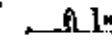

El primero de ellos se utiliza tanto en refrigeración como en calefacción y con velocidades del aire hasta de 1500 p.p.m. y a 2" H₂O de presión estática. Su fabricación es a base de placas rígidas de fibra de vidrio de 1" de espesor aglutinado con una resina especial y traen integral su barrera de vapor; sus ventajas principales son:

- 1).- menor probabilidad de fugas
- 2).- mejor aislamiento térmico
- 3).- evita la condensación
- 4).- proporciona aislamiento acústico
- 5).- elimina vibraciones
- 6).- ahorra tiempo en su instalación
- 7).- evita la propagación de incendio

Los fabricantes dan tablas y gráficas de sus propiedades que lo hacen confiable para instalaciones donde se desea mantener condiciones de confort. Nosotros en el IMSS lo hemos utilizado de manera experimental en áreas de oficinas y enseñanza, pues por norma no lo usamos para áreas especiales como laboratorios, cocinas, tococirugía, terapia intensiva,

etc. Para su fabricación se usan herramientas especiales y se requieren aditamentos y accesorios de lámina galvanizada para la fabricación de codos, derivaciones, reducciones, conexiones a equipos y conexiones a difusores y rejillas y la soportación de los mismos requiere un trato especial para que no sufra deterioro en los bordes, el fabricante proporciona todos los lineamientos y recomendaciones para ello. En nuestro país únicamente se fabrica para sistemas de ductos rectangulares, pero en Estados Unidos se produce tanto en esta forma como en ductos redondos. En cuanto a los ductos de poliestireno expandido tipo autoextinguible, propiamente tiene las mismas características técnicas de los de fibra de vidrio, aunque no se ha propagado su uso en virtud de falta de promoción, sus ventajas son similares a las de la fibra de vidrio y está en México todavía en el proceso experimental, sobre todo para instalaciones con calefacción. En Monterrey existe un fabricante que lo ha patentado con el nombre de UNIDUCTO y lo ofrece ya en medidas dadas a saber de:-- 8x8", de 8x10", 8x12", 8x14" y de 1" de espesor en ductos interiores y de 1 1/2" de espesor para ductos exteriores, del largo que se requiera. Señores, espero que las gráficas que acompañaron esta plática hayan sido de interés para ustedes y por su atención les doy las más expresivas gracias.

RECOMENDACIONES PARA LA CONSTRUCCION DE DUCTOS RECTANGULARES DE BAJA PRESION

NUMERO DE LA LAMINA.			MINIMO REFUERZO FIENNO ANGULO DISTANCIA MAXIMA ENTRE JUNTAS TRANSVERSALES	REFUERZO TRANSVERSAL.										
				MIN PI, HULL	EN JUNTAS.									EMPALME O BELLACA. NUMERO RECOMENDADO
					DRIVE SLIP 	PLAIN S SLIP 	WEMED S SLIP 	ALTERNATE BAR SLIP 	REIN-FORCED BAR SLIP 	BAR SLIP 	ANGLE SLIP 	STANDING BEAM 	ANGLE REIN-FORCED STANDING SEAM. 	
LAMINA GALV	ALUMINIO	COBRE.	NUMERO RECOMEN-DADO.	NUMERO RECOMEN-DADO.	NUMERO RECOMEN-DADO.	NUMERO RECOMEN-DADO.	NUMERO RECOMEN-DADO.	NUMERO RECOMEN-DADO.	MEDIDA DEL ANGULO DE REFUERZO.	MEDIDA DEL ANGULO DE REFUERZO.	NUMERO RECOMEN-DADO.	MEDIDA DEL ANGULO DE REFUERZO.	MEDIDA DEL ANGULO DE REFUERZO.	
NUMERO	ESPESOR	OZ POR PIE ²												
26	0.020	16	NO REQUERIDO.	1	28	26	24	24	24	NO REQUERIDO.	NO REQUERIDO	24	NO REQUERIDO	
24	0.025	24	NO REQUERIDO.	1	24	20	24	24	24	NO REQUERIDO.	NO REQUERIDO	24	NO REQUERIDO	
24	0.025	24	1 X 1 X 1/8 = 60 PULG	1		24	24	24	24	NO REQUERIDO.	NO REQUERIDO	24	NO REQUERIDO	
22	0.032	32	1 X 1 X 1/8 = 60 PULG	1			22	22	22	NO REQUERIDO.	NO REQUERIDO.	22	NO REQUERIDO.	
22	0.032	32	1 1/2 X 1 1/2 X 1/8 = 80 PULG	1/2			22	22	22	1 1/2 X 1 1/2 X 1/8	NO REQUERIDO.	22	NO REQUERIDO	
20	0.040	36	1 1/2 X 1 1/2 X 1/8 = 80 PULG	1/8			22	22	22	1 1/2 X 1 1/2 X 1/8	NO REQUERIDO.	22	NO REQUERIDO.	
20	0.040	36	1 1/2 X 1 1/2 X 1/4 = 30 PULG	1/2				22	22	1 1/2 X 1 1/2 X 1/8	1 1/2 X 1 1/2 X 1/8	22	1 1/2 X 1 1/2 X 1/8	
18	0.050	48	1 1/2 X 1 1/2 X 3/16 = 30 PULG	1/2					22	1 1/2 X 1 1/2 X 3/16	1 1/2 X 1 1/2 X 3/16	22	1 1/2 X 1 1/2 X 3/16	1 1/2 X 1 1/2 X 3/16
18	0.050	48	2 X 2 X 1/4 = 30 PULG	2 1/2					22	2 X 2 X 1/4	2 X 2 X 1/4	22	2 X 2 X 1/4	2 X 2 X 1/4
18	0.050	48	2 X 2 X 1/8 = 30 PULG	2 1/2					22	2 X 2 X 1/4	2 X 2 X 1/4	22	2 X 2 X 1/4	2 X 2 X 1/4

SISTEMAS DE CONDUCCION DE AIRE

Los sistemas de conducción de aire podemos clasificarlos básicamente en dos: Alta y baja presión.

La línea de velocidad que nominalmente divide estos sistemas es la de los 2,000 p.p.m. (610 m/min.), aunque también es aceptable la de los 1,500 p.p.m. (457 m/min.), y la experiencia nos ha demostrado que hay secciones de ducto que trabajan satisfactoriamente entre 2,200 p.p.m. (670 m/min.) ó 2,500 p.p.m. (762 m/min.) a presiones estáticas de 1" ó menores.

TABLA 1-1 (Proyector cuerpos opacos)

DESCRIPCION DE UN DUCTO.- Es un aditamento estructural cuya función primaria es transportar el aire entre puntos específicos, el ducto debe realizar este trabajo llenando ciertas características y apoyándose en diversos elementos tales como lámina, refuerzos, juntas, sellos y soportes. Prácticamente y teóricamente un ducto debe proyectarse considerando los siguientes puntos:

- a) Estabilidad funcional (deformación y deflexión).
- b) Que contenga y retenga el aire que va a ser transportado.
- c) Vibración.
- d) Generación y transmisión de ruido.
- e) Exposición a maltrato, condiciones climatológicas extremas.
- f) Soportación.

Además se debe tomar en cuenta las presiones diferenciales a través de los ductos de mampostería, pérdidas por fricción, velocidad del aire, infiltración, como partes integrantes de un Sistema de ductos, también es conveniente considerar el aspecto económico para la mejor selección de las medidas con el objeto de que el diseño de un ducto sea el más adecuado.

Los sistemas de ductos tienen también dos categorías a saber:

- a) Ducto sencillo
- b) Ducto doble

FIGURAS 1-1 y 1-2 1-3 y 1-4

Los sistemas de ductos individuales pueden contener partes del mismo bajo presión positiva y/o negativa y las velocidades dentro del sistema pueden variar de punto a punto: En serpentines y filtros la velocidad normalmente anda entre los 500 a 600 p.p.m. (152 a 183 m/min.); en la salida de los ventiladores varían entre 1,000 a 3,000 p.p.m. (305 a 914 m/min.) y la velocidad en los ductos principales y ramales pueden estar a niveles variables o constantes sea altos o bajos.

Con los diferentes métodos de diseño de ductos (igual fricción, recuperación estática, reducción de velocidad, presión total, etc.) y los diferentes tipos de sistemas disponibles, la eficiencia puede ser económicamente optimizada a menos que el calculista correlacione adecuadamente la presión, la velocidad y los detalles constructivos.

En términos generales, la rigidez de un ducto junto con la deflexión y fugas son funciones más de presión que de velocidad. En sistemas convencionales, el ruido, la vibración y la pérdida de fricción están más relacionadas con la velocidad.

Debido a que la presión total disminuye en la dirección del flujo, la clasificación de la presión de un ducto es igual a la presión de salida del ventilador ó también la presión estática que debe vencer el ventilador y esta no puede aplicarse económicamente a todo el sistema de ductos.

Por eso se recomienda para una clara y correcta interpretación los requerimientos del sistema que los planos de ductos muestren las dimensiones de cada tramo.

las limitaciones de espacio en los edificios modernos obligan a reducir las dimensiones de los ductos, por lo tanto para conducir los volúmenes necesarios de aire se deben emplear altas velocidades. El incremento de la velocidad trae como consecuencia una más alta pérdida por fricción y para mantener el flujo contra la alta fricción en el ducto, es necesario tener mayor presión en la fuente del aire, por esta razón los términos "alta presión" y "alta velocidad", generalmente andan juntos.

En acondicionamiento de aire, los ductos de alta presión, se usan juntamente con varios tipos de sistemas de los cuales los más populares son los de doble ducto, inducción y con terminales de recalentamiento. Algunos sistemas de volumen variable necesitan tramos de ductos de alta presión.

Los ductos de alta presión pueden en efecto, ser usados en cualquier sistema de aire acondicionado mientras se hagan las previsiones para controlar el flujo y atenuar el sonido a la salida del aire.

Las instalaciones de inducción y con terminales de recalentamiento, normalmente tienen una condición de flujo constante después del balance inicial, por lo tanto, la velocidad y la presión, en un punto dado del sistema permanecen constantes mientras el sistema está en operación.

Bajo estas condiciones, es posible que las secciones del mismo sistema del ventilador operen a diferente clasificación de presión. Esta clasificación de presión es importante para sistemas de ductos rectangulares. FIG. 1-3

Aquí se representa un sistema típico de ductos con terminales de recalentamiento de inyección en este ejemplo la presión estática total del ventilador es 10" H₂O. Después de ajustar las pérdidas por fricción del equipo, y las ganancias ó pérdidas de la presión de velocidad, la presión estática resultante al principio de la descarga del ducto debe ser de 8". Si los requerimientos de aire del sistema son esencialmente fijos, es posible definir las pérdidas de fricción en el ducto. Como se muestra en la figura,

el ducto después del punto B opera a menos de 6"; por lo tanto - los ductos entre los puntos A a B deben ser clasificados como de alta presión mientras que los ductos después del punto B (arriba del aditamento para reducir la presión) pueden clasificarse como de presión media. Este análisis del sistema puede permitir el uso de 3 ó 4" de presión estática también.

Para una clara interpretación de un sistema de ductos rectangulares de alta presión, es conveniente en los planos correspondientes indicar donde hay cambios de presión.

Por otro lado, en el caso de sistemas de doble ducto, el flujo - del aire puede variar grandemente a lo largo de la operación normal del sistema. FIG. 1-4

En esta figura se representa un sistema de doble ducto y en este ejemplo, la presión estática del ventilador es de 8" H₂O, después de ajustar las pérdidas por fricción y las ganancias ó pérdidas de la presión de velocidad, la presión estática resultante en el pleno de descarga del ventilador debe ser de 6". Durante la operación normal, la presión estática en el punto B podría ser -- tan baja como 1", debido a las pérdidas de fricción entre los -- puntos A y B, sin embargo, si todas las cajas mezcladoras requie-- ren dar el 100% de enfriamiento (lo cual puede ocurrir al arran-- car el sistema), no habría flujo de aire en el ducto caliente.-- Y si no hay pérdida de fricción sin flujo, por lo tanto la pre-- sión estática en los puntos A y B será la misma y la misma situa-- ción puede ocurrir en el ducto frío. Con este tipo de sistema -- todos los ductos deben ser construidos para resistir la máxima -- presión estática en el pleno de descarga del ventilador que en -- este caso es de 6". También para estos sistemas se recomienda en los planos de ductos, determinar y especificar las clasifica-- ciones de presión en el sistema de ductos rectangulares e indica-- claramente la diferencia entre la presión estática total del ven-- tilador y la presión estática neta en el pleno de descarga.

TIPOS DE DUCTOS DE ALTA PRESION.- Los ductos de alta presión pueden hacerse redondos, rectangulares u ovalados, pero en todos ellos se debe considerar el menor costo inicial y la facilidad para su instalación.

El ducto ovalado combina las ventajas del ducto redondo y del rectangular y se utiliza en espacios donde no cabe el ducto redondo aunque se emplean las mismas técnicas para su fabricación que las utilizadas en la fabricación del ducto redondo.

El ducto ovalado tiene menor superficie recta la cual es susceptible a la vibración y requiere menores refuerzos que su correspondiente ducto rectangular; en su fabricación puede ser unido usando junta del tipo deslizable aplicando un sellador que garantice una buena junta.

En dimensiones grandes se pueden usar juntas bridadas para su fácil ensamble o para mantener el lado plano lo mas recto posible. Para calcular la medida de un ducto ovalado, de la conversión de otro redondo debe hacerse cuidando de mantener como base una pérdida de presión equivalente y no una superficie transversal igual a la del ducto redondo original FIG. 3-1

La deflexión de la parte plana del ducto ovalado bajo presión es menor que el ancho de un ducto rectangular, y es función tanto de la presión como de la medida del mismo ducto, por otro lado en el ducto ovalado tipo espiral, el reborde de la espiral le da una mayor resistencia y rigidez a la parte plana. La máxima deflexión permisible es de 3/4", medida en las partes planas del ducto debiendo procurarse no llegar a ella, por lo que deben consultarse las normas establecidas para utilizar los refuerzos necesarios en caso de dudarse de una deflexión mayor a la indicada.

La deflexión máxima permisible para los refuerzos transversales es de 1/4" y en medidas donde se utilicen juntas bridadas, estas pueden considerarse como refuerzos. En cuanto a las conexio-

nes para estos ductos, estas pueden hacerse tanto como las que se utilizan para ducto redondo, aunque todas las juntas y acoplamientos de estas al ducto deben de ser soldadas cuidando de que cuando se queme la capa de zinc durante la soldadura, se pinte esta para evitar corrosión. Las transiciones pueden hacerse de ducto ovalado a oval y de oval a redondo según se requiera así mismo la reducciones y estas pueden ser exentricas y concentricas. En cuanto a los soportes para estos ductos siguen las mismas reglas que para los rectangulares.

Es conveniente hacer hincapié en que los ductos ovalados son para aplicaciones donde la presión del sistema sea POSITIVA.

Los ductos rectangulares para alta presión se utilizan en donde se han analizado los diferentes factores que intervienen en su fabricación e instalación tales como dimensiones de los ductos, relación ancho-peralte, frecuencia de las conexiones, accesibilidad, costos y otras circunstancias del mercado en particular, pero se utilizan indistintamente como los ovalados o los redondos para sistemas con presiones positivas o negativas desde 3 hasta 10" H₂O de presión estática. Las figuras y tablas de las 4-1 a la 4-14 ilustran sobre los refuerzos que se requieren en su fabricación siendo importante señalar que los extremos de los refuerzos, así como los de las partes verticales de las juntas transversales se sustentan de manera que no tengan deflexión en las esquinas del ducto.

En cuanto a los selladores utilizados en ductos donde no se utiliza la soldadura continua, todas las juntas y acoplamientos deben sellarse para soldadura continua, todas las juntas y acoplamientos deben sellarse para garantizar su hermeticidad; estos pueden ser en forma líquida ó pastosa las cuales se recomiendan cuando se fabrican ductos que llevan juntas deslizables pues llenan totalmente los espacios entre metal y metal que nos exceden de 1/16", y normalmente se aplican con brocha.

Los selladores llamados mastics se utilizan en ranuras o filetes y se aplican normalmente con una pistola especial para que se introduzca adecuadamente en los espacios del ducto y su junta o acoplamiento, estos selladores deben tener excelente adhesión y elasticidad y no perderla por lo menos en un año. También se usan empaques tales como el neopreno los cuales se colocan con su respectivo adhesivo y por ultimo las cintas selladoras, aunque estas deben usarse conjuntamente con otro sellador líquido y su función principal es la de evitar que el sellador sea despegado de la junta por la presión del aire, pero se debe tener cuidado que la cinta sea compatible con el sellador húmedo y no entren en reacción perdiendo sus propiedades, y son más aplicables estas cintas para sellar ductos redondos que los rectangulares.

Los ductos redondos son lo más usados en sistemas de alta velocidad debido a su alta resistencia y relación de peso y pueden fabricados a base de junta sellada, junta soldada longitudinalmente o junta en espiral; de este último se pueden contruir ductos en diámetros desde 3 hasta 84", pero debe tenerse cuidado en que las conexiones de codos, derivaciones, etc., sean manufacturadas con la misma máquina para que el diámetro sea exactamente el mismo de los ductos. FIG. 2-2 Los lineamientos para la construcción de estos ductos están indicados en la figura 2-2. Las conexiones de todas las piezas redondas deben ser unidas al ducto principal mediante soldadura continua y debe prevenirse que si durante este proceso la capa de zinc se quema, la parte afectada debiera pintarse para prevenir la corrosión y también debe tenerse cuidado de que no queden rebabas dentro de los ductos. En cuanto a los codos el óptimo es el liso ó troquelado que tenga un radio de 1 1/2 veces su diámetro y construido sin gajos, desgraciadamente su fabricación está limitada a secciones pequeñas y lo sustituyen los codos fabricados a gajos, los lineamientos para el número de gajos es la siguiente:

<u>CODO DE</u>		<u>NO. DE GAJOS.</u>
Hasta 36°	-	2
de 37°a 72°	-	3
de 70°a 90°	-	5

Es muy importante en las derivaciones en forma de tee que estas hagan cónicas pues son más económicas al reducir la dimensión ramal que una combinación tee-codo.

En la fig. 2-5 se pueden ver las conexiones más usuales y los lineamientos para su fabricación.

Bien hasta aquí dejaré lo relacionado a los ductos de alta velocidad. En cuanto a los de baja velocidad, son tan conocidos que limitaré a mencionarlos como parte de la plática, y haciendo mención que los métodos para el diseño de los mismos son también mencionados anteriormente o sea de reducción de velocidad, igual fricción, recuperación estática, etc. y bien sabido por ustedes que existen en el mercado varios calculadores de ductos llamados "ductuladores" los cuales nos dan casi a ojos cerrados las dimensiones óptimas de cualquier sistema, sin embargo me parece interesante presentar la gráfica que nos da las dimensiones más exactas de un ducto considerando el gasto, la velocidad y las pérdidas por fricción FIG. 9MM y 9-00, así como la gráfica para calcular el ducto rectangular equivalente (FIG. 9 PP).

Las figuras siguientes nos daran los lineamientos para la construcción de ductos de baja velocidad así como refuerzos, conexiones y accesorios que es conveniente tener en mente a la hora de proyectar pues ayudan al instalador a realizar debidamente su trabajo. TABLA 1-1, 1-17, 1-18, 1-19, 1-20, 1-21, 1-27, 1-28, 1-29, 1-30, 1-31, 1-33, 1-34, 1-35, 1-36, 1-37, 1-38, 2-5, 2-6, 2-7, 2-8, 2-10, 2-13, 2-14, 2-17, 2-18, 2-19, y 2-20.

Por último me permitiré presentarles los símbolos aceptados por ASHRAE y la SMACNA, (ASOCIACION NACIONAL DE CONTRATISTAS EN ACCIONAMIENTO DE AIRE Y DUCTOS) para que veamos que diferencias encontramos con nuestros proyectos.

Las normas y técnicas que acabamos de ver son aplicables también a la lámina de aluminio con la aclaración de que deben seguirse los lineamientos correspondientes en cuanto a los calibres, refuerzos y soportes.

Esta lámina de aluminio se especifica como sabemos, cuando en el proceso o el lugar de la instalación existen elementos tóxicos, inflamables ó corrosivos que nos obliguen por especificación a su utilización.

Hasta aquí lo referente a ductos de lámina, y como el tema a desarrollar indica que se mencionen los "diferentes sistemas y características de conducción de aire", es oportuno referirme a otros materiales usados para la fabricación de ductos para acondicionamiento de aire, dos de ellos son la fibra de vidrio y el poliestireno expandido ambos de tipo autoextinguible.

El primero de ellos se utiliza tanto en refrigeración como en calefacción y con velocidades del aire hasta de 1500 p.p.m. y a 2" H_2O de presión estática. Su fabricación es a base de placas: das de fibra de vidrio de 1" de espesor aglutinado con una resina especial y traen integral su barrera de vapor; sus ventajas principales son:

- a).- Menor probabilidad de fugas.
- b).- Mejor aislamiento térmico.
- c).- Evita la condensación.
- d).- Proporciona aislamiento acústico.
- e).- Elimina vibraciones.
- f).- Ahorro tiempo en su instalación.
- g).- Evita propagación de incendio.

Los fabricantes dan tablas y graficas de sus propiedades que lo hacen confiable para instalaciones donde se desea mantener condiciones de confort. Nosotros en el IMSS lo hemos utilizado de manera experimental en áreas de oficinas y enseñanza, pues por norma no lo usamos para áreas especiales como laboratorios, cocinas, tococirugía, terapia intensiva, etc. Para su fabricación se usan herramientas especiales y se requieren aditamentos y accesorios de lámina galvanizada para la fabricación de codos, derivaciones, reducciones, conexiones a equipos y conexiones a difusores y rejillas y la soportación de los mismos requiere un trato especial para que no sufra deterioro en los bordes, el fabricante proporciona todos --

línkamientos y recomendaciones para ello. En nuestro país únicamente se fabrica para sistemas de ductos rectangulares, pero en Estados Unidos se produce tanto en esta forma como en ductos redondos.

En cuanto a los ductos de poliestireno expandido tipo autoextinguible, propiamente tiene las mismas características técnicas de la fibra de vidrio, aunque no se ha propagado su uso en virtud de falta de promoción, sus ventajas son similares a las de fibra de vidrio y está en México todavía en el proceso experimental, sobre todo para instalaciones con calefacción. En Monterrey existe un fabricante que lo ha patentado con el nombre de UNIDUCTO y lo ofrece ya en medidas dadas a saber de 8x8", de 8x10", 8x12", 8x14", de 1" de espesor en ductos interiores y de 1 1/2" de espesor para ductos exteriores, del largo que se requiera.

Señores, espero que las gráficas que acompañaron esta plática hayan sido de interés para ustedes y por su atención les doy las expresivas gracias.

**RECOMENDACIONES PARA LA CONSTRUCCION DE DUCTOS RECTANGULARES
FABRICADOS EN LAMINA NEGRA, GALVANIZADA Y ALUMINIO EN
SISTEMAS DE BAJA PRESION O VELOCIDAD**

DIMENSION DEL DUCTO PULGADAS (CENTIMETROS)	CALIBRE DE LA LAMINA NEGRA O GALVANIZADA		CALIBRE DE LAMINA DE ALUMINIO		TIPO DE JUNTA O REFUERZO RECOMENDABLE
	DUCTO	JUNTA	DUCTO	JUNTA	
DE 4 HASTA 24 (DE 10 HASTA 61)	24	24	22	20	JUNTA DE BOLSA O "ZETA" DE GRAPA SENCILLA O REFORZADA ESPACIADA COMO MAXIMO A 2.40 METROS
DE 24 HASTA 30 (DE 61 HASTA 76) DE 31 HASTA 60 (DE 73 HASTA 152)	24 22	24 22	22 20	20 18	JUNTA DE BOLSA O "ZETA" DE GRAPA ESPACIADA COMO MAXIMO A 1.20 M
DE 61 HASTA 72 (DE 152 HASTA 183)	20	20	18	18	JUNTA DE BOLSA O "ZETA" DE GRAPA REFORZADA (CON SOLERA DE 32 mm x 3.47 mm) ESPACIADA COMO MAXIMO A 1.20 M. SE RECOMIENDA USAR REFUERZOS DE FIERRO ANGULO DE 38 x 38 x 3.47 EN POSICION DIAGONAL AL DUCTO O BIEN PERPENDICULARES AL DUCTO UNIDOS AL DUCTO SOLDADOS, ATORNILLADOS O REMACHADOS.
DE 73 HASTA 90 (DE 183 HASTA 228)	20	20	18	18	LA MISMA RECOMENDACION ANTERIOR PERO DEBERA USARSE SOPORTE A BASE DE SOLERA DE 32 x 3.47 mm A TODO LO ANCHO DEL DUCTO
DE 91 y SUPERIOR (DE 231 y SUPERIOR)	18	20	18	18	LA MISMA RECOMENDACION ANTERIOR PERO DEBERA USARSE SOLERA DE 32 x 3.47 mm COMO SOPORTE HORIZONTAL A TODO LO ANCHO PARA DUCTO DE 231 A 3.05 M DE ANCHO Y PARA DUCTOS DE ANCHOS MAYORES DE 3.05, SE DEBERAN ESPACIAR ESTOS SOPORTES A 1.20 M COMO MAXIMO.

RECOMENDACIONES PARA LA CONSTRUCCION
 DE DUCTOS REDONDOS FABRICADOS EN FORMA DE
 SPIRAL (SPIRO-DUCTO) PARA SISTEMAS DE BAJA y ALTA VELOCIDAD





DIMENSION DEL DUCTO PULGADAS (CENTIMETROS)	CALIBRE DEL MATERIAL	
	LAMINA NEGRA CALVANIZADA	LAMINA de ALUMINIO
4" HASTA 8" (10 HASTA 20)	26	22
8" HASTA 24" (23 HASTA 61)	24	20
26" HASTA 52" (68 HASTA 81)	22	18

**RECOMENDACIONES PARA LA CONSTRUCCION
* DE DUCTOS REDONDOS PARA SISTEMAS
DE BAJA Y ALTA VELOCIDAD ***

DIMENSION DEL DUCTO PULGADAS (MILIMETROS)	CALIBRE DEL MATERIAL		RECOMENDACIONES DE CONSTRUCCION	
	LAMINA NEGRA O GALVANIZADA	LAMINA DE ALUMINIO	REFUERZOS	JUNTAS Y GRAPAS
4" HASTA 8" (10 HASTA 20)	24	22		LAS SECCIONES DE DUCTO REDONDO SE UNEN POR SOLDADURA, ACOPLAMIENTO O UN EXTREMO DEL DUCTO.
9" HASTA 24" (23 HASTA 61)	22	20		LAS SECCIONES DE DUCTO REDONDO SE UNEN POR SOLDADURA, ACOPLAMIENTO O UN EXTREMO DEL DUCTO.
25" HASTA 36" (63 HASTA 91)	20	18	FIERRO ANGULO DE 25 x 25 x 3/4 mm CIRCUNDAANDO EL DUCTO Y ESPACIADO A 1.20 M.	LAS SECCIONES DE DUCTO REDONDO SE UNEN POR SOLDADURA, ACOPLAMIENTO O UN EXTREMO DEL DUCTO.
37" HASTA 48" (94 HASTA 122)	20	18	FIERRO ANGULO DE 30 x 30 x 3/4 mm CIRCUNDAANDO EL DUCTO Y ESPACIADO A 1.20 M.	LAS SECCIONES DE DUCTO REDONDO SE UNEN POR SOLDADURA, ACOPLAMIENTO O UN EXTREMO DEL DUCTO. LAS JUNTAS EN DUCTO REDONDO PUEDEN HACERSE CON SOLDADURA CONTINUA O CON GRAPA INTERIOR LONGITUDINALMENTE.
49" HASTA 72" (124 HASTA 183)	18	16	FIERRO ANGULO DE 35 x 35 x 3/4 mm CIRCUNDAANDO EL DUCTO Y ESPACIADO A 1.20 M.	LAS SECCIONES DE DUCTO REDONDO SE UNEN POR SOLDADURA, ACOPLAMIENTO O UN EXTREMO DEL DUCTO. LAS JUNTAS EN DUCTO REDONDO PUEDEN HACERSE CON SOLDADURA CONTINUA O CON GRAPA INTERIOR LONGITUDINALMENTE.
73" Y MAYORES (185 Y MAYORES)	16	14	FIERRO ANGULO DE 38 x 38 x 3/4 mm CIRCUNDAANDO EL DUCTO Y ESPACIADO A 1.20 M.	LAS SECCIONES DE DUCTO REDONDO SE UNEN POR SOLDADURA, ACOPLAMIENTO O UN EXTREMO DEL DUCTO. LAS JUNTAS EN DUCTO REDONDO PUEDEN HACERSE CON SOLDADURA CONTINUA O CON GRAPA INTERIOR LONGITUDINALMENTE.


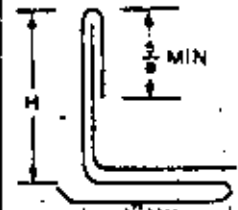
TABLE 4-5

TRANSVERSE JOINT

MINIMUM RIGIDITY CLASS	$EI \times 10^{-6}$						
		WELDED FLANGE	STANDING SEAM	REINFORCED WELDED OR STANDING SEAM		COMPANION ANGLES	
		$H_5 \times T$	$H_5 \times T$	20 TO 18 GA. DUCT		25 TO 22 GA. DUCT	
			H_5	$H \times H \times T$	H_5	$H \times H \times T$	$H \times T$
A	0.5	1/2 x 22 GA.	↑	↑	↑	↑	↑
B	1.0	1/2 x 18 GA. 3/4 x 22 GA.	↑	↑	↑	↑	↑
C	2.5	3/4 x 18 GA. 1 x 22 GA.	1 x 20 GA.	↑	↑	↑	↑
D	5	1 x 18 GA. 1 1/4 x 22 GA.	3/4 x 18 GA. 1 x 20 GA.	↑	1	1 x 1 x 18 GA.	↑
E	10	1 1/4 x 18 GA. 1 1/2 x 22 GA.	1 x 18 GA. 1 1/2 x 24 GA.	1	1 x 1 x 18 GA.	1	1 x 1 x 1/8 TWO
F	15	1 1/4 x 18 GA. 1 1/2 x 20 GA.	1 1/2 x 20 GA.	1 1/8	1 1/4 x 1 1/4 x 18 GA.	1 1/2	1 1/2 x 1 1/2 x 18 GA. ↑
G	25	1 1/2 x 18 GA.	1 1/2 x 18 GA.	1 1/2	1 1/2 x 1 1/2 x 1/8	1 1/2	1 1/2 x 1 1/2 x 1/8 2 x 2 x 18 GA. TWO 1 1/4 x 1/8
H	50			1 1/2	1 1/2 x 1 1/2 x 3/16 1 1/2	1 1/2	2 x 2 x 1/8 TWO 1 1/2 x 1/8
I	75			1 1/2	2 x 2 x 1/8	↑	TWO 1 1/2 x 3/16
J	100			1 1/2	2 x 2 x 3/16	1 1/2	TWO 1 1/2 x 1/4
K	150			↑	↑	1 1/2	TWO 2 x 3/16
L	200			1 1/2	2 1/2 x 2 1/2 x 3/16	1 1/2	TWO 2 x 1/4

SEE NOTE 4

REINFORCEMENT

 FLANGED		 POCKET LOCK		CLASS
H x T	H	T		
↑		↑		A
				B
1 x 24 GA.				C
1 x 22 GA.	1 1/8	22 GA. 22 GA.		D
1 x 18 GA. 1 1/2 x 24 GA.		↑		E
1 1/2 x 22 GA.	1 1/2	22 GA.		F
1 1/2 x 18 GA.				G
2 x 18 GA. ^A				H
2 x 16 GA. ^A				I
^A			SEE NOTE 4	J
^A				K
				L

^A - Revision A

NOTES FOR TABLE 4-5 AND 4-6:

- SEE TABLES 4-1 THROUGH 4-4 FOR BASIC REQUIREMENTS FOR REINFORCEMENT. SEE FIGURES ON JOINT DETAILS FOR ASSEMBLY.
- CLASS IDENTIFIES RIGIDITY OR STIFFNESS REQUIREMENTS AND IT IS EXPRESSED IN TERMS OF E (MODULUS OF ELASTICITY IN PSI) TIMES I (MOMENT OF INERTIA IN IN⁴). THUS, CLASS D REQUIRES A NOMINAL EI = 500,000 LB-IN². REINFORCEMENT EQUIVALENT IN RIGIDITY, STRENGTH AND FUNCTION MAY BE PROVIDED.
- REINFORCEMENT OF 10 GAGE THICKNESS OR GREATER MAY BE BLACK IRON UNLESS OTHERWISE CONTROLLED BY PROJECT DOCUMENTS. THINNER REINFORCEMENTS SHOULD BE GALVANIZED STEEL.
- POCKET LOCK AND UNREINFORCED WELDED FLANGE JOINTS ARE PERMITTED ON 3" W.G. STATIC PRESSURE CLASS ONLY!
- INSIDE SLIP AND DOUBLE S JOINT CLASSIFICATION: WHEN CLASS A OR LARGER IS REQUIRED BY TABLES 4-1 THROUGH 4-4, USE RATED MEMBER FROM TABLE 4-8 AT THE JOINTS.
- DIMENSIONS NOT GIVEN IN GAGE ARE IN INCHES.
- TABLE ENTRIES ARE MINIMUM. TWO OR MORE EQUIVALENT CONSTRUCTIONS ARE GIVEN IN SEVERAL BLOCKS.
- CLASS M REQUIRES EI = 300 x 10⁵. USE 2 1/2 x 2 1/2 x 5/16 ANGLE OR CLASS J WITH TIE ROD.

TABLE 4-6

INTERMEDIATE REINFORCEMENT

MINIMUM RIGIDITY CLASS					
	$EI \times 10^{-6}$	H x T (MIN)	H x B x T (MIN)	H x B x D x T (MIN)	H x B x T (MIN)
A	0.5	↑	↑	↑	↑
B	1.0	3/4 x 20 GA. 3/4 x 18 GA. 3/4 x 16 GA.	3/4 x 1/2 x 20 GA.		
C	2.5	1 x 20 GA. 1 x 16 GA. 3/4 x 1/8	3/8 x 1/2 x 18 GA.		3/4 x 3 x 18 GA.
D	5	1 x .090 1 1/4 x 20 GA. 1 x 1/8	1 x 3/4 x 20 GA.		1 1/8 x 3 1/4 x 18 GA.
E	10	1 1/4 x .090 1 1/2 x 18 GA.	1 x 3/4 x .090 1 1/2 x 3/4 x 20 GA.	1 1/2 x 3/4 x 5/8 x 20 GA.	1 x 3 x 18 GA. 1 x 2 x 1/8
F	15	1 1/4 x 1/8 1 1/2 x .090	1 x 3/4 x 1/8 1 1/2 x 2/4 x 18 GA.	1 1/2 x 3/4 x 5/8 x 20 GA. 1 1/2 x 1 1/2 x 3/4 x 20 GA.	1 1/4 x 3 1/2 x 18 GA.
G	25	1 1/2 x 3/16 2 x 18 GA.	1 1/2 x 3/4 x 1/8 2 x 1 1/8 x 20 GA.	1 1/2 x 3/4 x 5/8 x 18 GA. 1 1/2 x 1 1/2 x 3/4 x 18 GA. 2 x 1 x 3/4 x 20 GA.	↑
H	50	1 1/2 x 1/4 2 x 1/8 2 1/2 x 18 GA.	2 x 1 1/8 x 16 GA.	1 1/2 x 3/4 x 5/8 x 1/8 1 1/2 x 1 1/2 x 3/4 x .090 2 x 1 x 3/4 x 18 GA.	1 3/8 x 3 x 1/4
I	75	2 x 3/16 2 1/2 x .090	2 x 1 1/8 x .090	2 x 1 x 3/4 x .050 2 1/2 x 2 x 3/4 x 18 GA.	2 x 2 x 1/8 1 1/2 x 3 x 5.0 # / FT
J	100	2 x 1/4 2 1/2 x 1/8	2 x 1 1/8 x 1/8 3 x 1 1/8 x 16 GA.	2 x 1 x 3/4 x 1/8 2 1/2 x 2 x 3/4 x .090	1 5/8 x 4 x 5.4 # / FT
K	150	2 1/2 x 3/16	3 x 1 1/8 x .090	2 1/2 x 2 x 3/4 x 1/8 3 x 1 1/2 x 3/4 x 18 GA.	
L	200	2 1/2 x 1/4	3 x 1 1/8 x 1/8	3 x 1 1/2 x 3/4 x .090	

A = Revision A

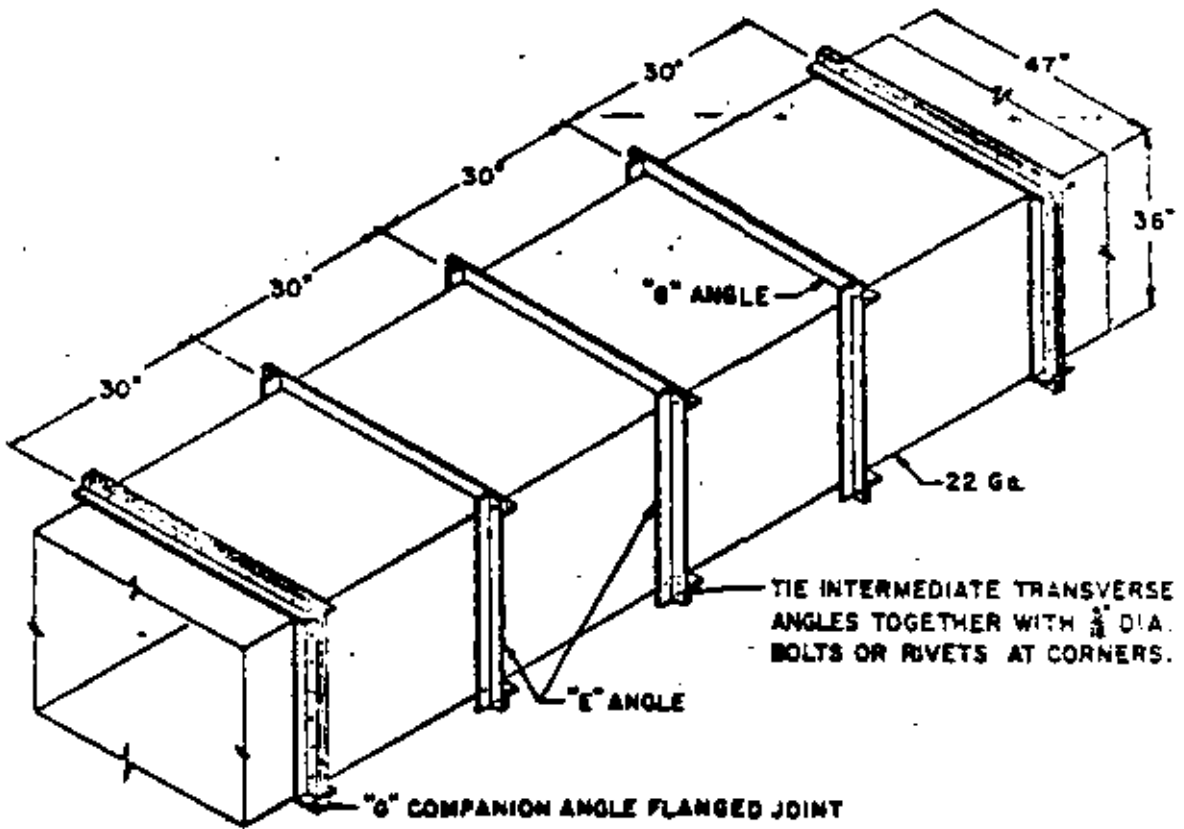


Fig. 4-1
47" x 36" - 6" S.P. CLASS

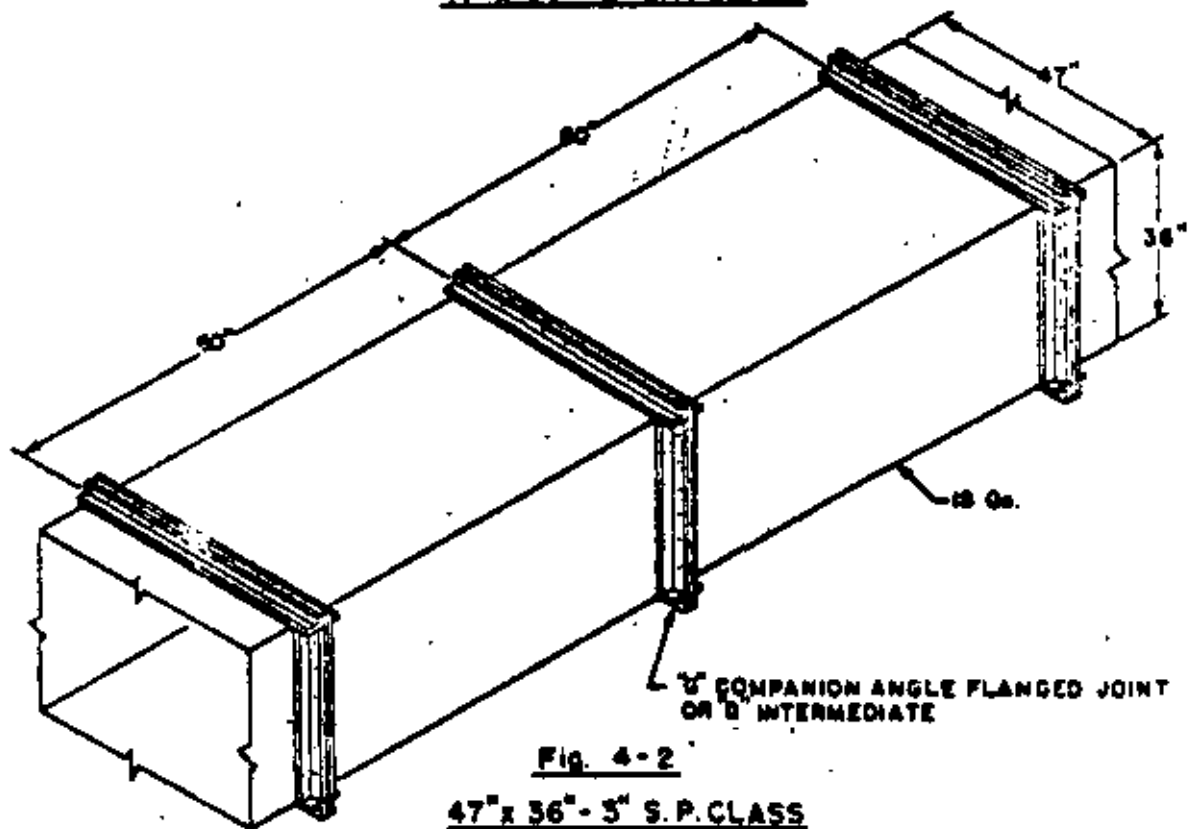
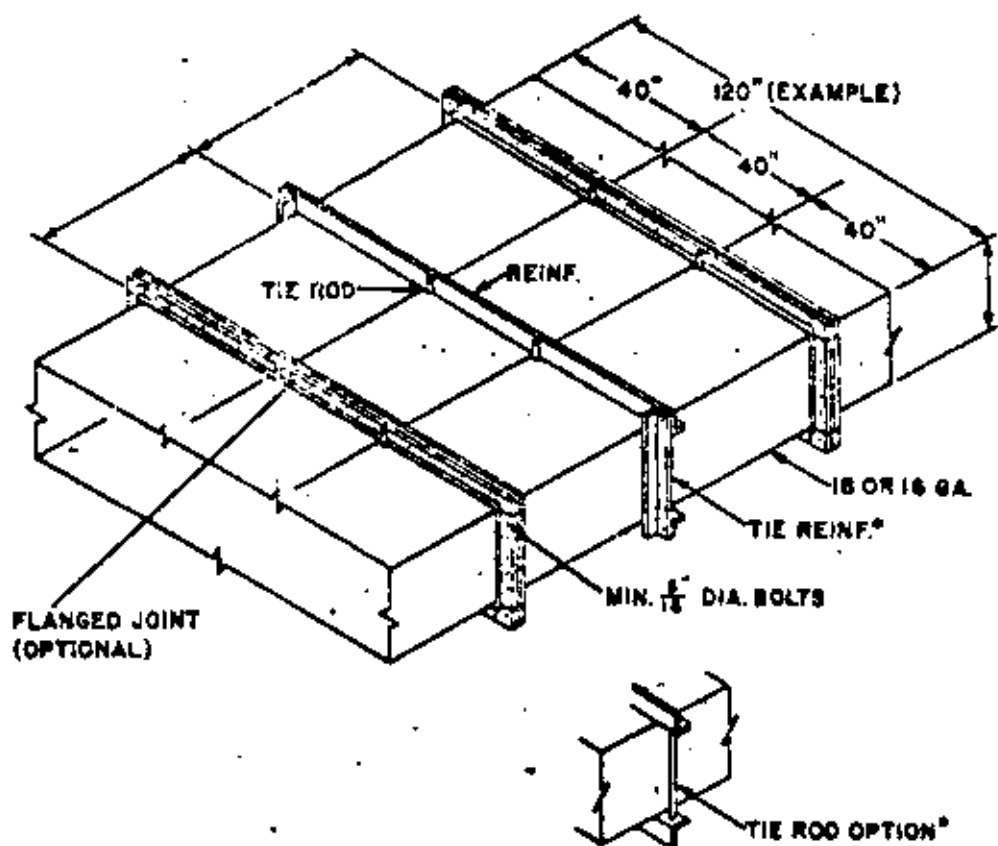


Fig. 4-2
47" x 36" - 5" S.P. CLASS



NOTES:

1. CONSTRUCT PER TABLE. SEE ADDITIONAL FASTENING DETAILS FOR TIE RODS ON FIGURES FOR JOINTS.
2. TIE RODS ARE SPACED AT EVEN DIVISIONS ALONG JOINTS AND INTERMEDIATE REINFORCEMENTS; 48" MAXIMUM SPACING.
3. USE 1/4" MINIMUM ROD DIAMETER FOR 36" OR LESS LENGTH; 3/8" DIA. OVER 36" LENGTH.
4. IF TIE RODS ARE USED IN TWO DIRECTIONS WELD RODS TOGETHER AT POINT OF CROSSING.
5. CONSTRUCTION NOT APPLICABLE FOR NEGATIVE PRESSURES.

DUCT OVER 96" WIDE

Fig. 4-3

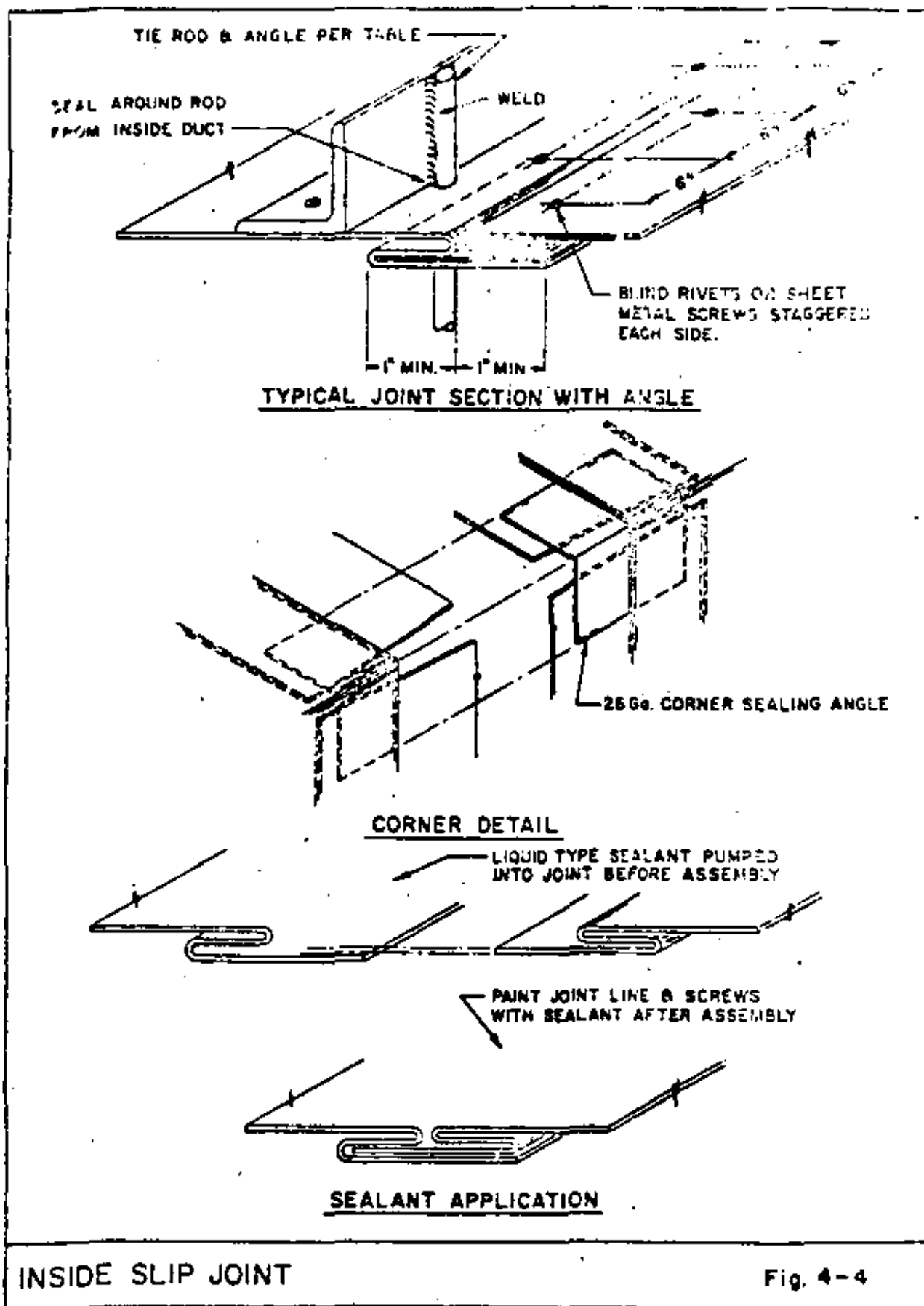
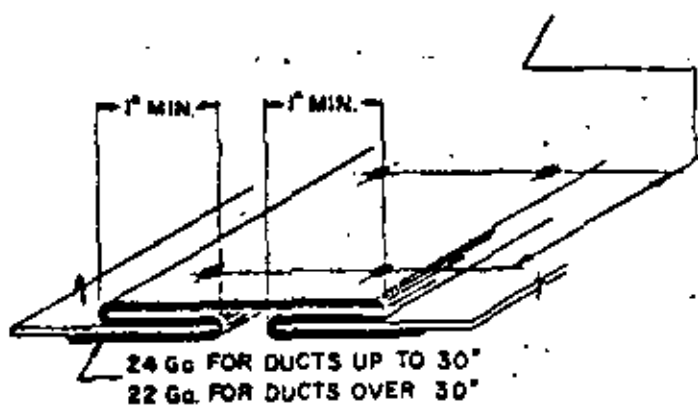
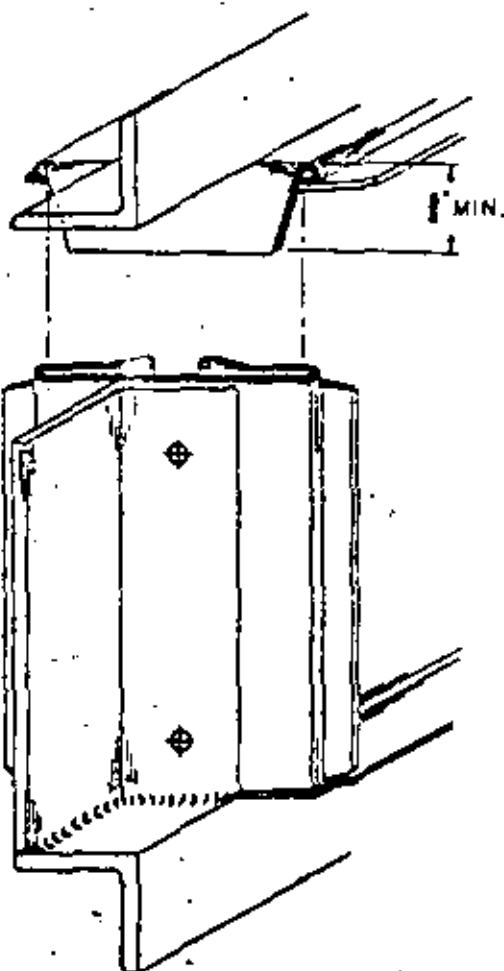


Fig. 4-4

SHEET METAL SCREWS
AT 8" MAX. INTERVALS

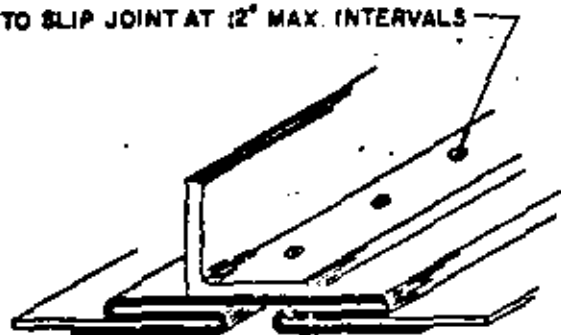


TYPICAL JOINT SECTION
(WITHOUT ANGLE)



CORNER DETAIL
(WITH ANGLE)

ANGLE TO BE RIVETED OR SCREWED
TO SLIP JOINT AT 12" MAX. INTERVALS



OPTION: BRAZE OR TACK WELD 2" LONG
AT 8" INTERVALS (STAGGERED)

ALTERNATE JOINT SECTION
(WITH ANGLE)

LIQUID TYPE SEALANT PUMPED
INTO JOINT BEFORE ASSEMBLY



PAINT JOINT LINES & SCREWS
WITH SEALANT AFTER ASSEMBLY



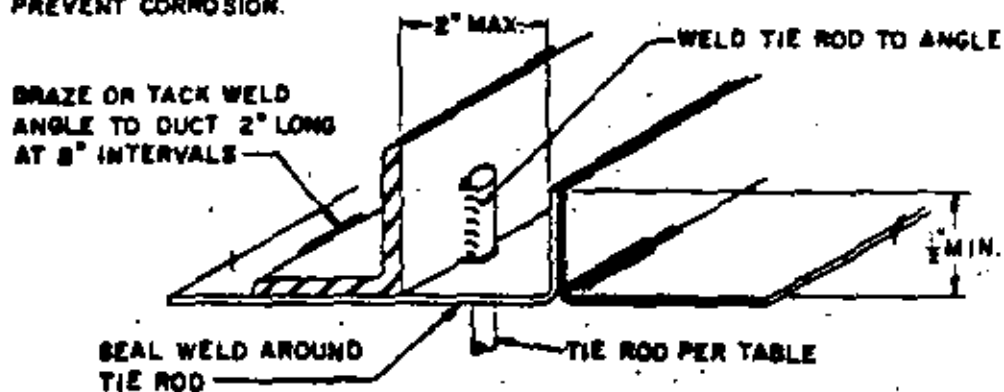
SEALANT APPLICATION

DOUBLE "S" SLIP JOINT

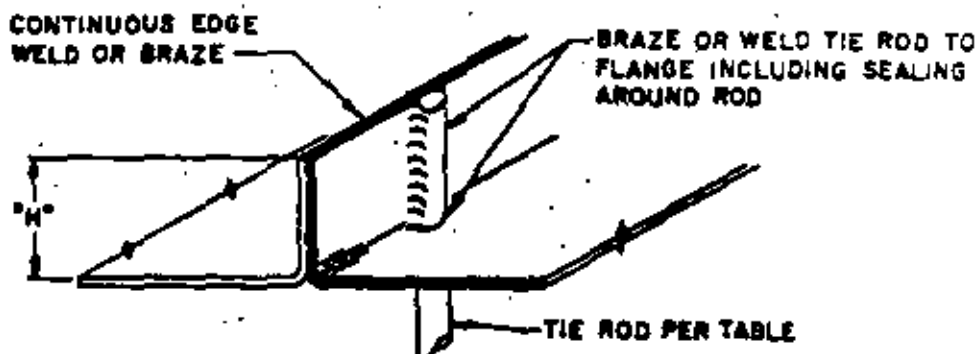
Fig. 4-5

NOTE-

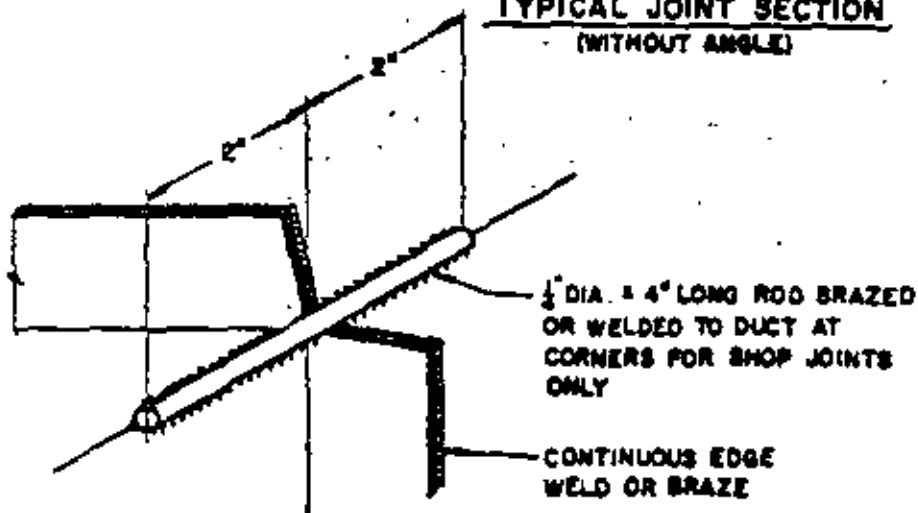
PAINT ALL WELDS WITH
ZINC CHROMATE PRIMER
TO PREVENT CORROSION.



**TYPICAL JOINT SECTION
(WITH ANGLE)**



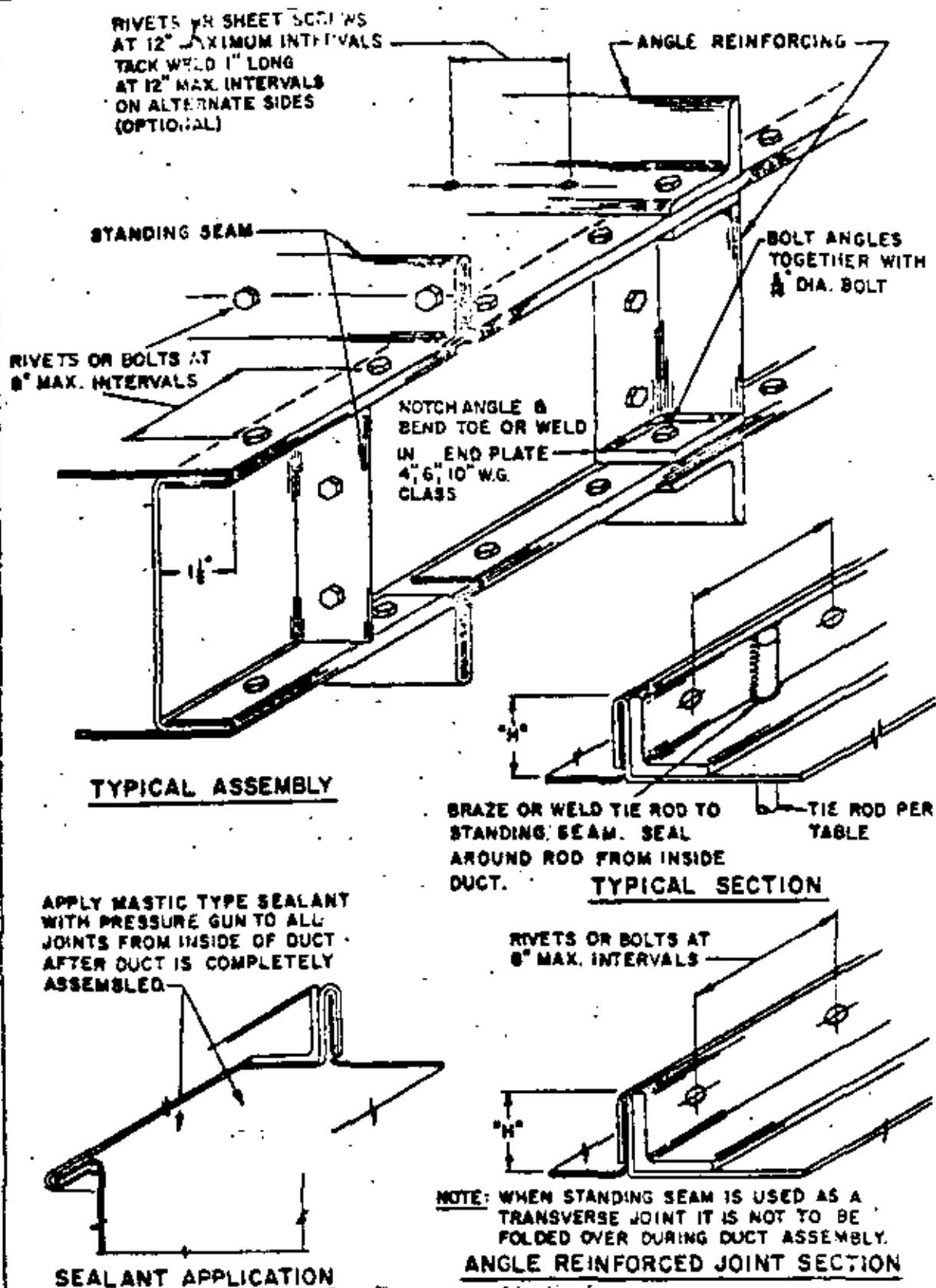
**TYPICAL JOINT SECTION
(WITHOUT ANGLE)**



CORNER DETAIL

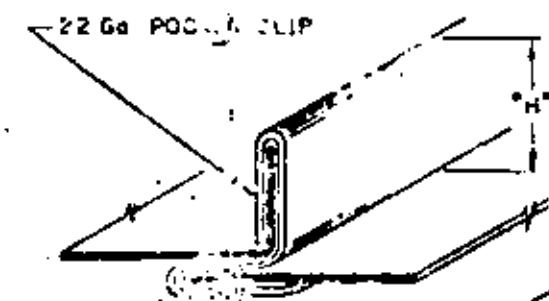
WELDED FLANGE JOINT

Fig. 4-6



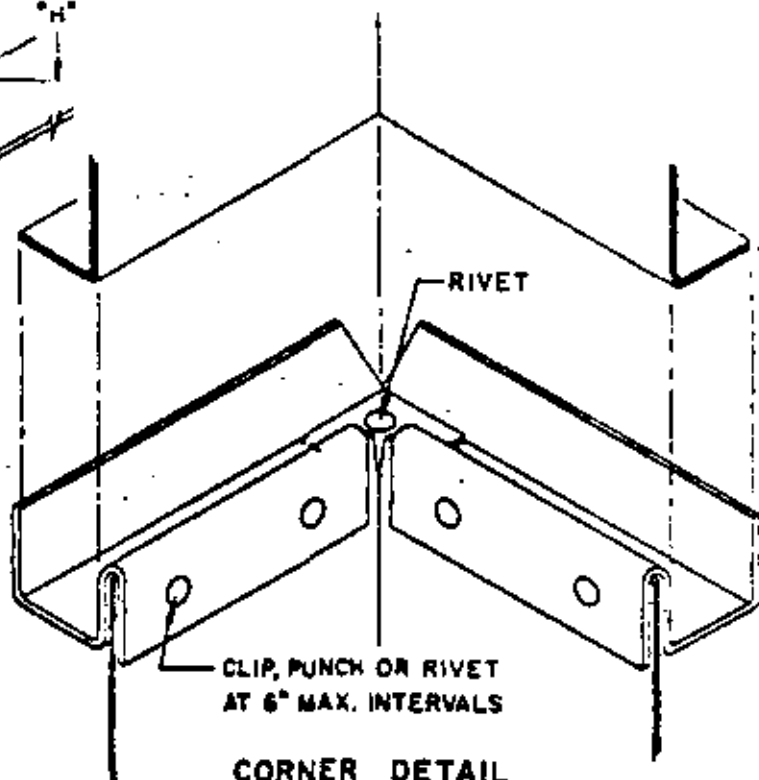
STANDING SEAM CONSTRUCTION

Fig. 4-7

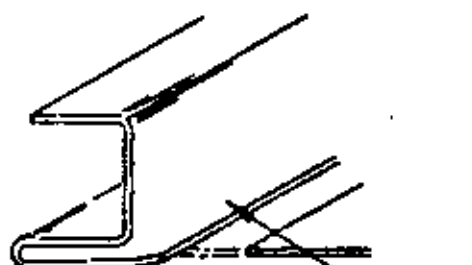


CLIP, PUNCH OR RIVET
AT 6" MAX. INTERVALS

TYPICAL JOINT SECTION



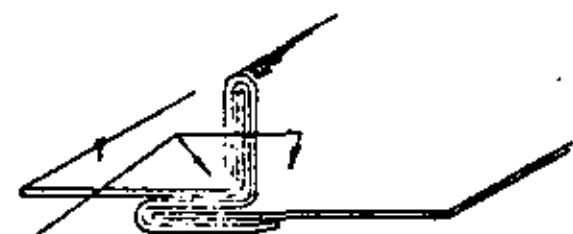
CORNER DETAIL



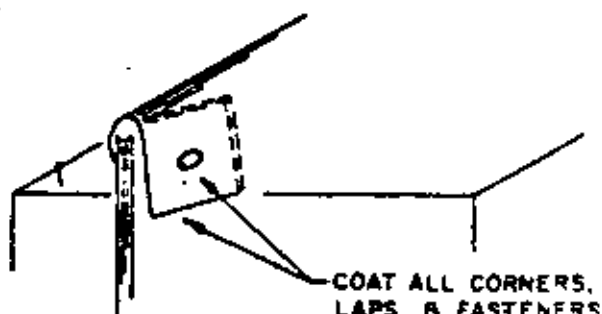
LIQUID TYPE SEALANT PUMPED
INTO JOINT BEFORE ASSEMBLY
IN SHOP. (THIN IF NECESSARY)



CONTINUOUS BEAD OF
HEAVY LIQUID SEALANT



APPLY HEAVY FILLET OF SEALANT
TO BOTH SIDES AFTER CLOSING
POCKET.



COAT ALL CORNERS,
LAPS & FASTENERS

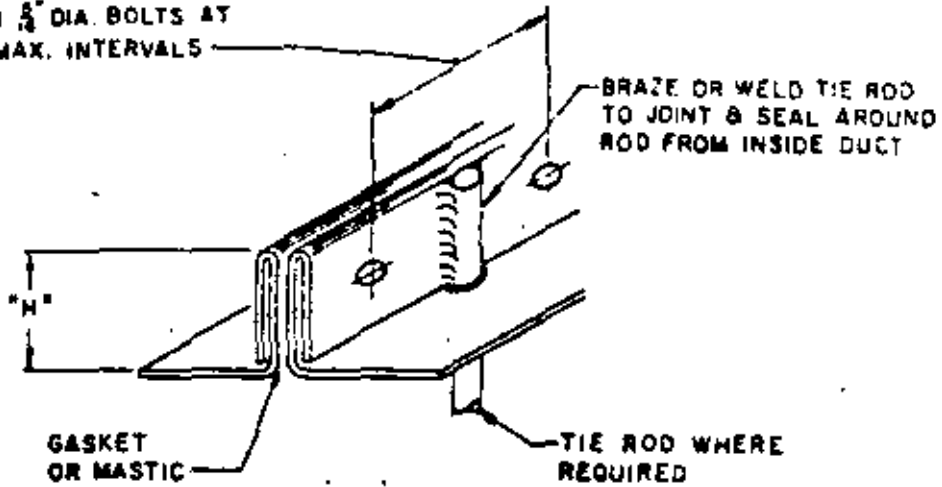
SEALANT APPLICATION

POCKET LOCK JOINT

Fig. 4-8

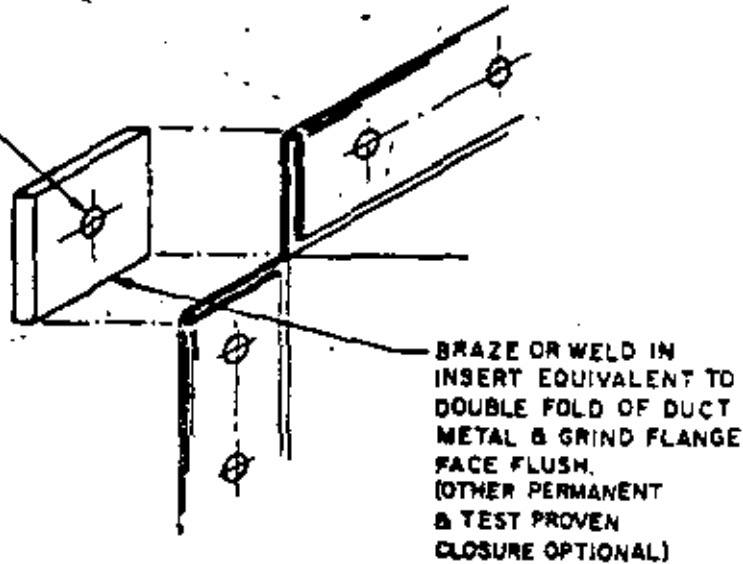
J

MIN $\frac{5}{8}$ " DIA. BOLTS AT
4" MAX. INTERVALS



TYPICAL JOINT SECTION

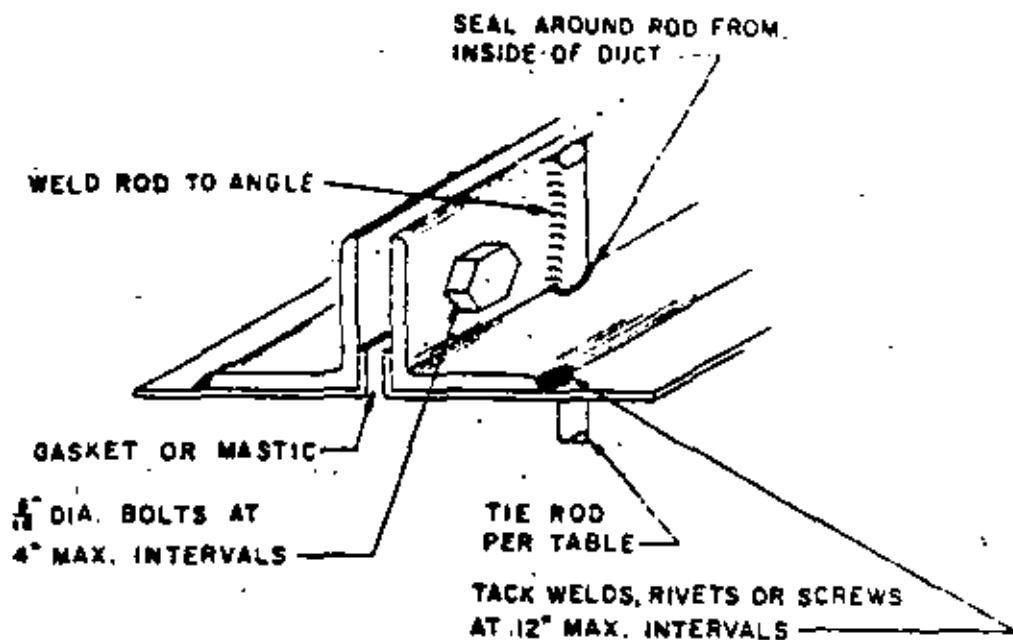
HOLE FOR BOLT
AT CORNERS



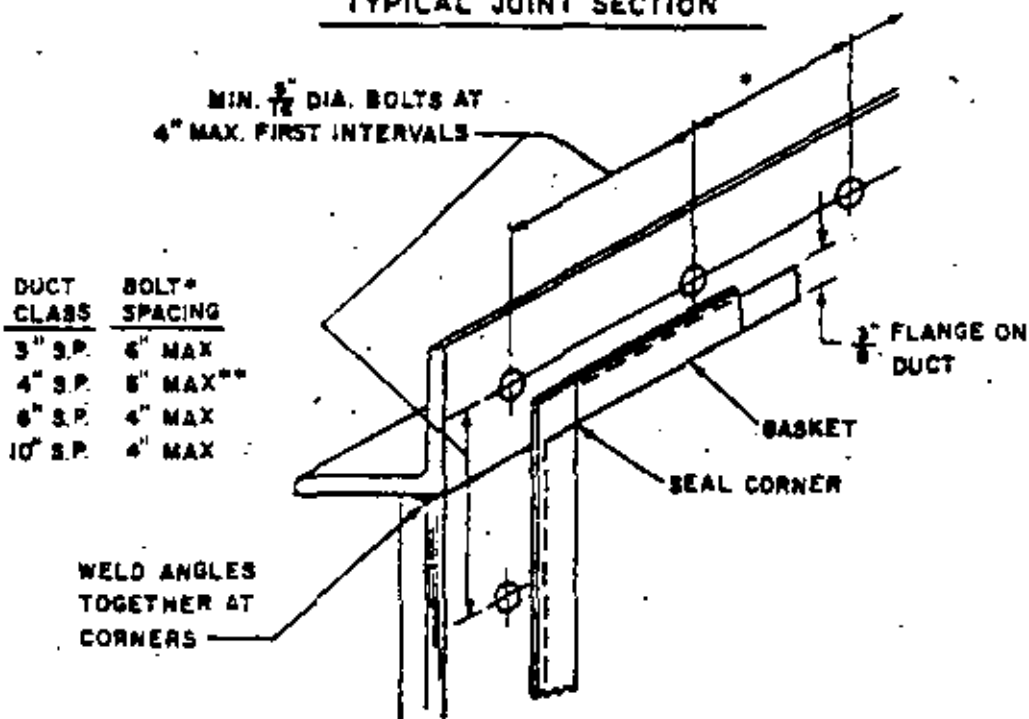
CORNER DETAIL

FLANGED JOINT

Fig. 4-9



TYPICAL JOINT SECTION



**4" MAX. ON $\frac{1}{2}$ " ANGLES

CORNER DETAIL

COMPANION ANGLE FLANGED JOINT

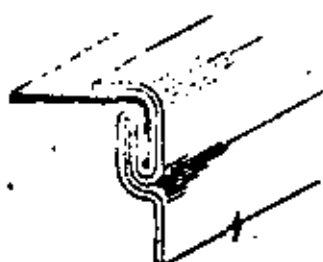
Fig. 4-10

CENTER PUNCH AT 12"
MAX. INTERVALS



ACME OR GROOVED SEAM

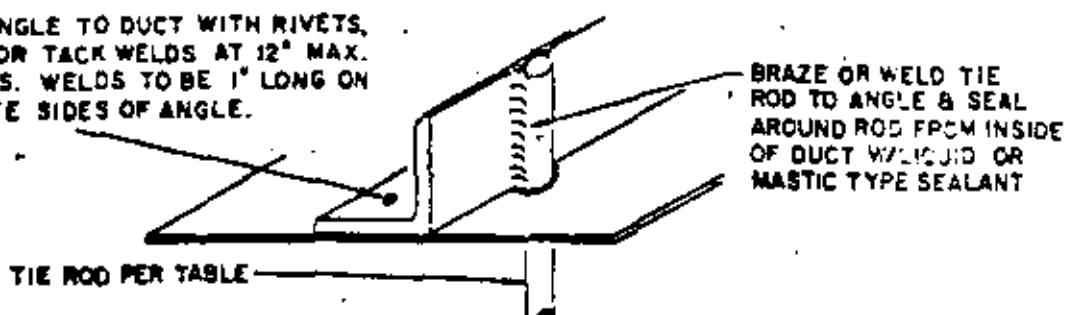
Fig. 4-11



PITTSBURGH LOCK SEAM

Fig. 4-12

FASTEN ANGLE TO DUCT WITH RIVETS,
SCREWS, OR TACK WELDS AT 12" MAX.
INTERVALS. WELDS TO BE 1" LONG ON
ALTERNATE SIDES OF ANGLE.



TYPICAL REINFORCING SECTION

Fig. 4-13

NOTE: WHERE TIE RODS ARE USED BOTH ON TOPS
& SIDES OF DUCT, WELD RODS TOGETHER
WHERE THEY CROSS INSIDE OF THE DUCT.

TIE RODS ARE USED ON
LARGE DUCTS ONLY.

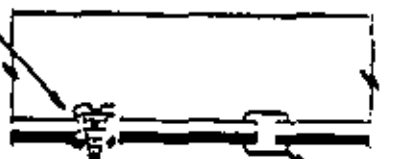
DRILL OR PUNCH
HOLE IN ANGLE

FILL HOLE WITH LIQUID
SEALANT PRIOR TO
INSERTING SHEET
METAL SCREW.



DRILL HOLE IN SHEET
FOR RIVET
PUNCH HOLE IN SHEET
FOR SCREW

SEALANT PREVENTS LEAKAGE
& LOCKS SCREW IN PLACE



NO SEALANT REQUIRED WITH
PROPERLY SET RIVET

FASTENER DETAILS

Fig. 4-14

HIGH VELOCITY ROUND DUCT CONSTRUCTION

DUCT DIAMETER	GALVANIZED STEEL SHEET GAUGE			ROUND DUCT FITTINGS	GIRTH REINFORCING BETWEEN JOINT ANGLE SIZE AND MAXIMUM LONGITUDINAL SPACING	GIRTH JOINTS*
	SPIRAL LOCK SEAM DUCT	LONGITUDINAL SEAM DUCT				
UP THRU 8"				22		
9" - 14"	20	24	26	20	NONE REQUIRED	2" LONG SLIP JOINT
15" - 26"	24	22	24	20	NONE REQUIRED	2" LONG SLIP JOINT
27" - 36"	22	20	22	20	NONE REQUIRED	2" LONG SLIP JOINT
37" - 50"	20	20	20	18	NONE REQUIRED	1 1/2" x 1 1/2" x 1/8" ANGLE FLANGED JOINT
51" - 60"	18	18	18	18	NONE REQUIRED	1 1/2" x 1 1/2" x 1/8" ANGLE FLANGED JOINT
61" - 64"			16	16	NONE REQUIRED	1 1/2" x 1 1/2" x 1/8" ANGLE FLANGED JOINT

*RECOMMENDED JOINT LISTED; HOWEVER 2" SLIP JOINT OR DRAW BAND IS ACCEPTABLE THRU 60" SIZE.

**SLIP OR DRAW BAND JOINT

***FLANGED JOINT

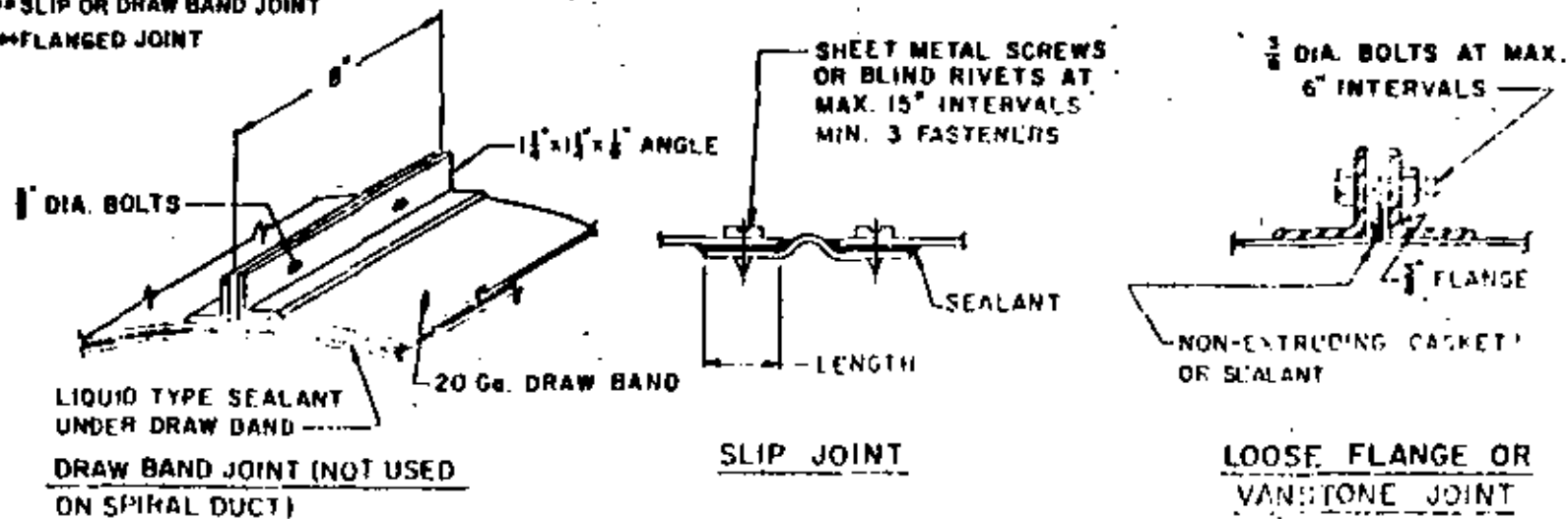
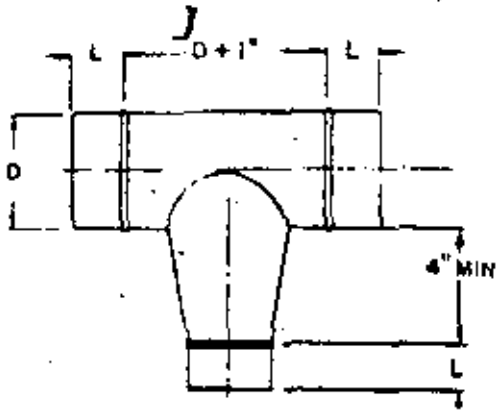
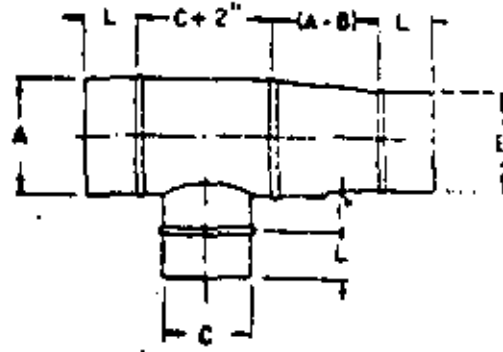


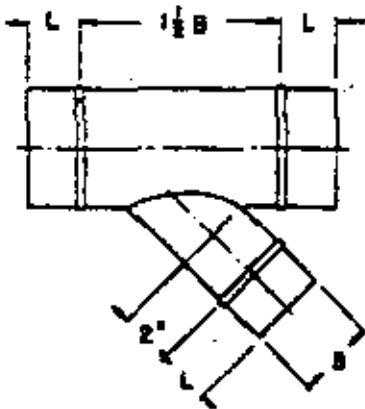
FIG. 2-2



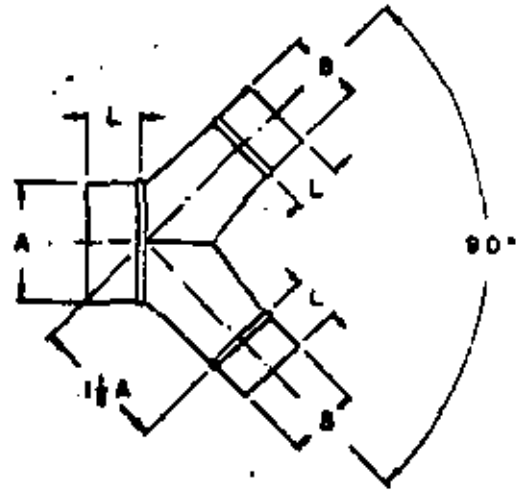
CONICAL TEE



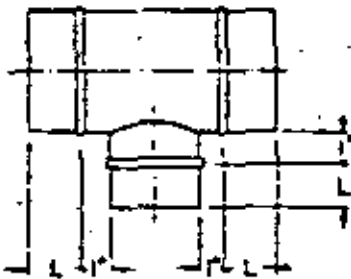
90° REDUCING TEE



45° LATERAL

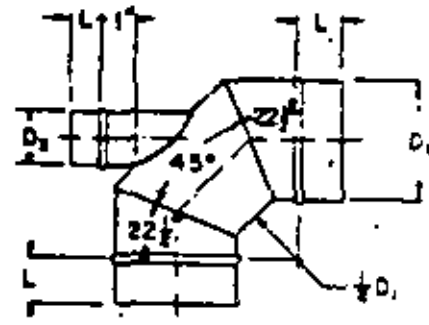


TWO WAY "Y"

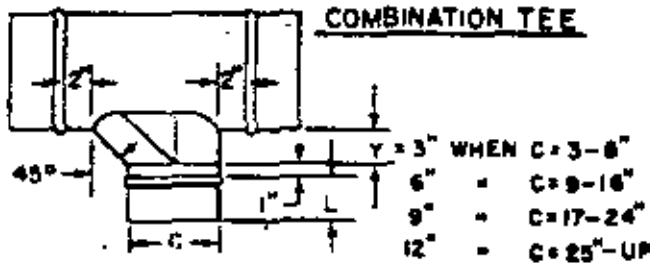


90° TEE

NOTE:
L = 2" MIN
SEE FIG. 2-2



90° ELBOW WITH HEEL TAP

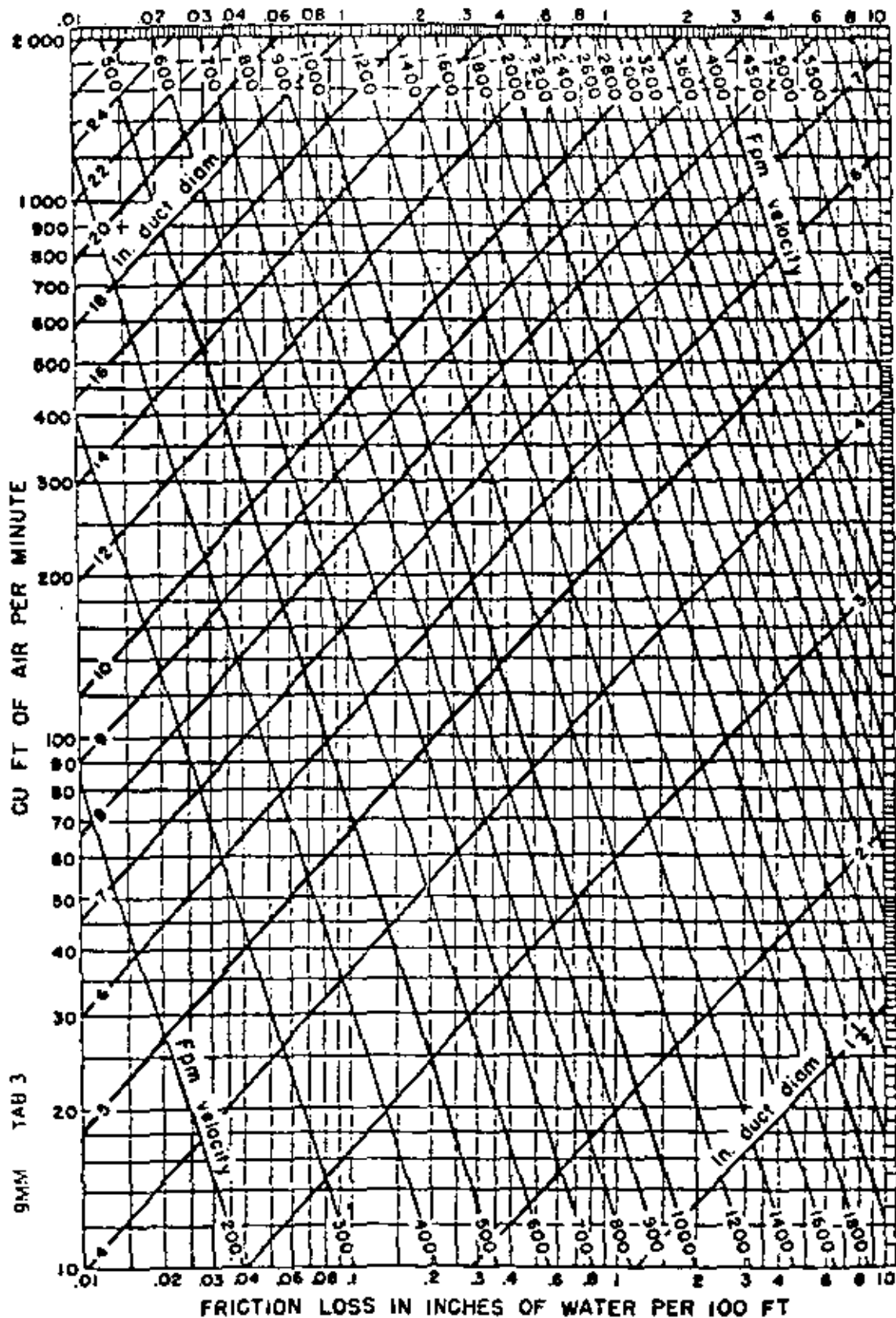


COMBINATION TEE



TANGENTIAL TEE

TRANE AIR CONDITIONING MANUAL



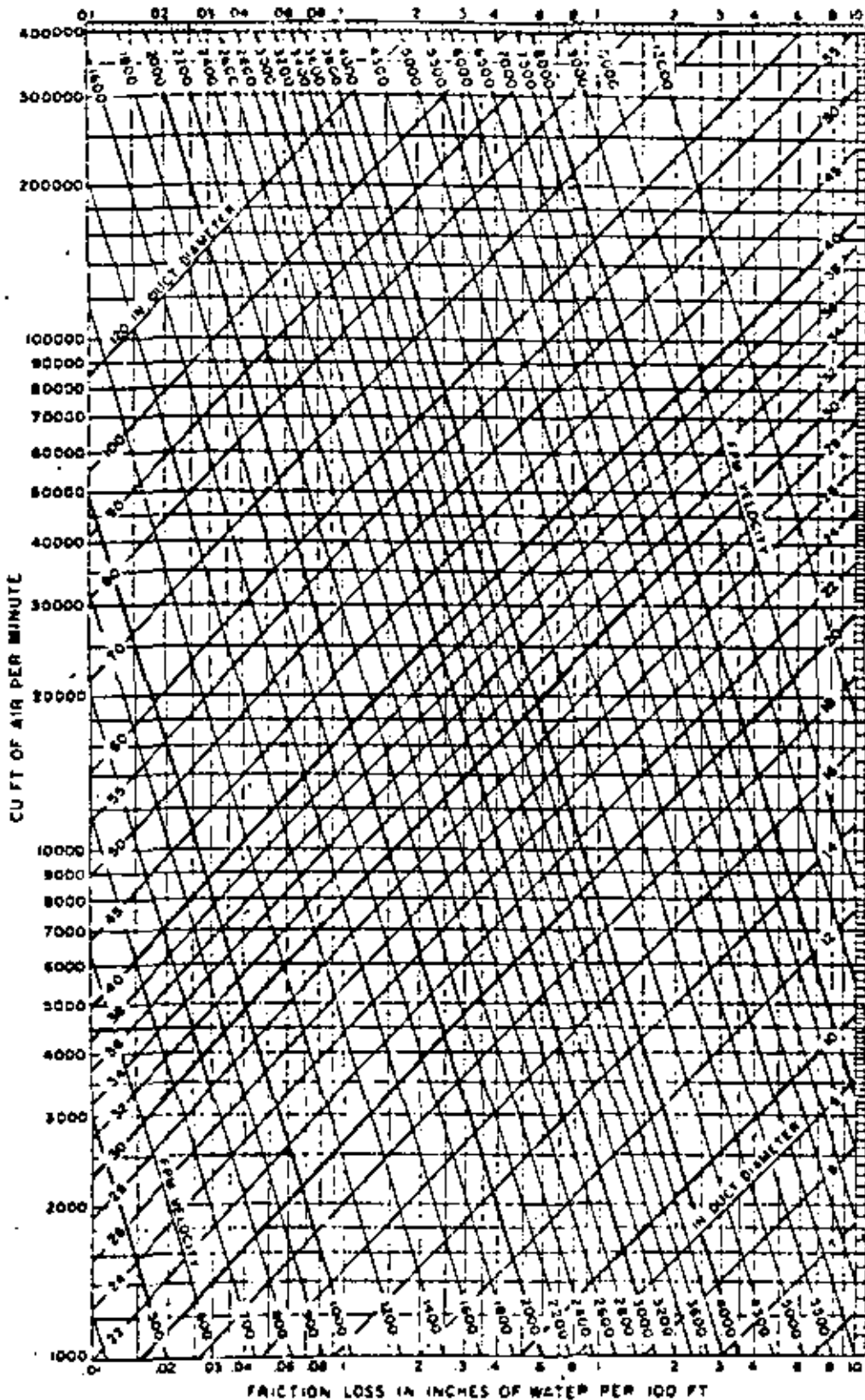
(Based on Standard Air of 0.075 lb per cu ft density flowing through average, clean, round, galvanized metal ducts having approximately 40 joints per 100 ft.)

FIGURE 9-MM

FRICTION CHART FOR AIR

Reprinted with permission from 1965 ASHRAE Guide And Data Book

TRANE AIR CONDITIONING MANUAL



(Based on Standard Air of 0.075 lb per cu ft density flowing through average, clean, round, galvanized metal ducts having approximately 40 joints per 100 ft.)

FIGURE 9-00

FRICTION CHART FOR AIR

Reprinted with permission from 1965 ASHRAE Guide And Data Book

RECTANGULAR EQUIVALENT OF ROUND DUCTS

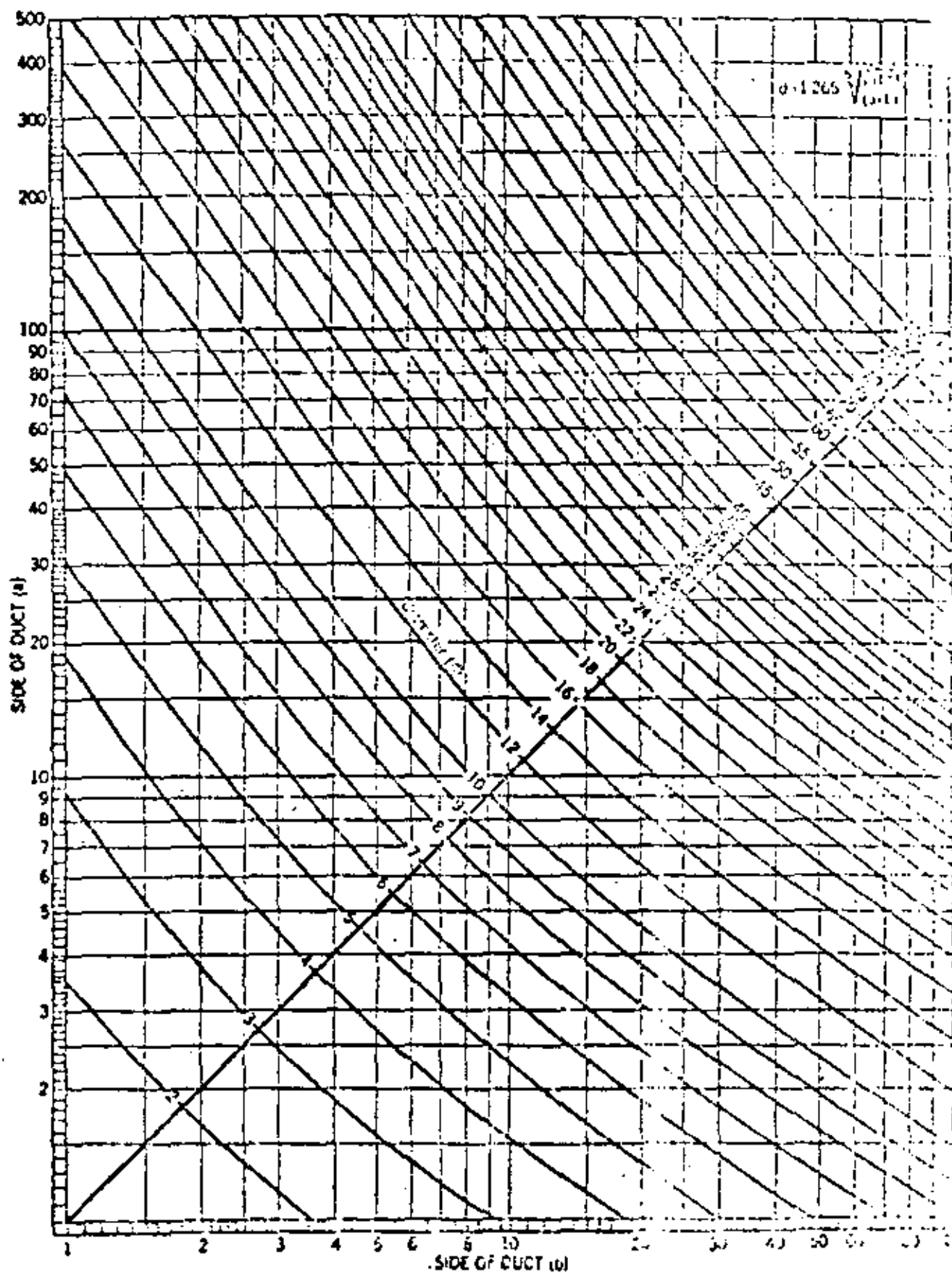


FIG. 9-PP

TABLE 1-1
PRESSURE-VELOCITY CLASSIFICATION

	DUCT CLASS	STATIC PRESSURE RATING	PRESSURE	SEAL CLASS**	VELOCITY*
HIGH PRESSURE DUCT STANDARD	HIGH PRESSURE	10"	POS.	A	2000 FPM UP
	MEDIUM PRESSURE	6"	POS.	A	2000 FPM UP
	MEDIUM PRESSURE	4"	POS.	A	2000 FPM UP
	MEDIUM PRESSURE	3"	POS. OR NEG.	A	4000 FPM DN
LOW PRESSURE DUCT STANDARD	LOW PRESSURE	2"	POS. OR NEG.	B	2500 FPM DN
	LOW PRESSURE	1"	POS. OR NEG.	C	2500 FPM DN
	LOW PRESSURE	3/2"	POS. OR NEG.	D	2000 FPM DN

*General maximum velocity level through this pressure rated section of the system. Certain points may have higher or lower velocities, e.g., fan outlet or restricted passage, yet not require a different pressure class. The designer makes the determination of duct class after analyzing velocities and operating pressures. In assigning different pressure classes to various sections of a duct system, the assignment should relate to the highest operating level in the respective portion of the system.

**See text on seal classes and Table 1-2 Page 1-6.

When duct pressure classifications are designated on contract drawings by the designer, the contractor shall be obligated to conform to the seal class requirements of Table 1-1. The appropriate symbols for designating duct pressure class on duct drawings are shown in Figure 1-1, page 1-6, and in the symbol list on page 1-2.

Basic construction for static pressure classes 1/2", 1" and 2" w.g. is provided in the following tables.

- a) *Rectangular steel ducts:* Tables 1-3 to 1-9, pages 1-15 to 1-21. Inside standing seam option is Figure 1-11 on page 1-24.
- b) *Rectangular aluminum ducts:* Tables 1-10, 1-11 and 1-12, page 1-24.
- c) *Round Steel Duct:* Table 2-2, page 2-22.
- d) *Boiler Breaching:* Figure 3-18, page 3-22.
- e) *Casings:* Figure 3-9, page 3-12; Figure 3-11, page 3-14.
- f) *Flat Oval Duct:* Not given but may be used. Adopt construction based on data in the SMACNA High Pressure Duct Construction Standards, third edition.

Important Standard Drawing Designation practices See Symbols on page 1-2.

1. Duct dimensions placed on contract drawings relate to net free area. Metal size must accommodate liner if liner is used.
2. If the flat surface of a duct ends is shown (in plan or elevation) the dimension of the ends shown is listed first in size notation.
3. In a section cut across the flow path (in plan or elevation mode), two adjacent sides are dimensioned separately or, if axis line notation is used, the first dimension is parallel to the line of the notation.
4. Design drawings are to depict duct pressure classes as in Figure 1-1 on page 1-6.

Important Precaution.

When system design has a serious potential for sudden interruption of air flow and excessive pressure loads will result, designers should designate pressure relief control. Such designation may be in the form of static pressure monitors, fan life indicator, releasable pressure relief panels or weak walls which can control the point of collapse, etc.

J
TABLE 1-5
RECTANGULAR DUCT REINFORCEMENT

2" W.G.	STATIC POS. OR NEG.	MINIMUM RIGIDITY CLASS* ON MINIMUM GAGE DUCT						
		NONE REQUIRED ON	REINFORCEMENT SPACING					
			10'	8'	5'	4'	3'	2 1/2'
7" dn	28 ga							
8-10"	26 ga.	→	A-28	→				
11, 12"	24 ga	→	A-26	A-28	→			
13, 14"	22 ga	→	A-24	A-28	→			
15, 16"	20 ga.	A-22	A-24	A-28	→			
17, 18"	20 ga	A-22	A-24	A-28	→			
19, 20"	18 ga.	B-20	B-22	A-26	A-28	→		
21, 22"	16 ga.	B-20	B-22	A-26	A-28	→		
23, 24"	16 ga.	C-20	C-22	B-26	B-28	→		
25, 26"		C-20	C-22	B-26	B-28	→		
27, 28"		C-18	C-20	C-24	B-26	→		
29, 30"		D-18	D-20	C-24	C-26	→		
31-36"		E-16	E-18	D-22	D-24	→		
37-42"			E-16	E-22	E-24	→		
43-48"			G-18	F-20	E-22	E-24	→	
49-54"				G-18	F-20	F-24	→	
55-60"				H-18	G-20	G-22	→	
61-72"	NOT			I-16	H-18	H-22	→	
73-84"	ALLOWED				J-18	I-20	→	
85-96"					K-16	K-18	J-20	→
97" UP							K-18	→

*See Notes on Page 1-14. Select Rigidity Class A, B, C, etc., from Tables 1-6, 1-7, 1-8 and 1-9.

TABLE 1-6 TRANSVERSE JOINT REINFORCEMENT

MINIMUM RIGIDITY CLASS	T-2 STANDING DRIVE SLIP		T-10 STANDING S		T-11 STANDING S		T-12 STANDING S		STANDING S AND REINFORCED T-14		
	EI*	H x T	WT LF	H x T	WT LF	H x T	WT LF	H x T	WT LF	H x T + HR	WT LF
A	0.5	↑		↑		1/2 x 26 ga.	.5	↑		↑	
B	1.0	1 1/8 x 26 ga.	.5	↑		1/2 x 22 ga.	.7	↑		↑	
C	2.5	1 1/8 x 22 ga.	.8	1 x 26 ga.	.6	1 x 26 ga.	.6	↑		↑	
D	5	NOT GIVEN		1 x 24 ga.	.7	1 x 24 ga.	.7	1 1/8 x 26 ga.	.7	↑	
E	10			1 1/8 x 20 ga. w = 3/16"	.9	NOT GIVEN		1 1/8 x 18 ga.	1.4	↑	
F	15			1 5/8 x 22 ga. w = 3/16"	1.0			1 1/2 x 24 ga.	1.0	1 1/2 x 24 ga. 1 1/2 x 1/8 Bar	1.5
G	25			1 5/8 x 18 ga. w = 3/16"	1.5			1 1/2 x 18 ga.	1.7	1 1/2 x 22 ga. 1 1/2 x 1/8 Bar	1.6
H	50			NOT GIVEN				NOT GIVEN		1 1/2 x 20 ga. 1 1/2 x 1/8 x 3/16	2.9
I	75									2 x 20 ga. 2 x 2 x 1/8 ga.	2.9
J	100									2 x 20 ga. 2 x 2 x 3/16 ga.	3.7
K	150									NOT GIVEN	
L	200	↓		↓		↓		↓		↓	

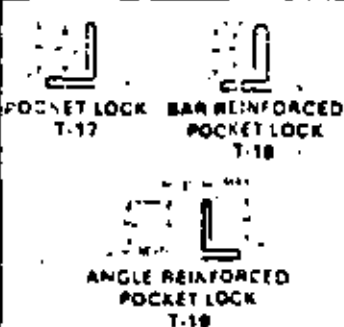

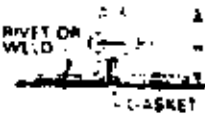

See Notes on Page 1-14. See Note 28 for ratings of full type joints. *Nominal EI equals number listed times 10^5

TABLE 1-7 INTERMEDIATE REINFORCEMENT

MINIMUM RIGIDITY CLASS	EI*	ANGLE		ZEE		HATSECTION		CHANNEL	
		H x T (MIN)	WT LF	H x B x T (MIN)	WT LF	H x B x D x T (MIN)	WT LF	H x B x T (MIN)	WT LF
A	0.5	▲		▲		▲		▲	
B	1.0	3/4 x 20 ga. 3/4 x 18 ga. 3/4 x 16 ga.	.21 .27 .33	3/4 x 1/2 x 20 ga.	.28				
C	2.5	1 x 20 ga. 1 x 16 ga. 3/4 x 1/8	.28 .44 .59	3/4 x 1/2 x 18 ga.	.35			3/4 x 3 x 18 ga.	.37
D	5	1 x .090 1 1/4 x 20 ga. 1 x 1/8	.63 .35 .80	1 x 3/4 x 20 ga.	.35			1 1/8 x 3/4 x 18 ga.	1.0
E	10	1 1/4 x .090 1 1/2 x 18 ga.	.80 .54	1 x 3/4 x .090 1 1/2 x 3/4 x 20 ga.	.79 .41		.7	1 x 3 x 18 ga. 1 x 2 x 1/8	1.5
F	15	1 1/4 x 1/8 1 1/2 x .090	1.0 .93	1 x 3/4 x 1/8 1 1/2 x 3/4 x 18 ga.	1.03 .54	2 1/2 x 3/4 x 5/8 x 20 ga. 1 1/2 x 1 1/2 x 3/4 x 20 ga.	.7 1.1	1 x 3 x 16 ga.	1.00
G	25	1 1/2 x 3/16 2 x 18 ga.	.96 .72	1 1/2 x 3/4 x 1/8 2 x 1 1/8 x 20 ga.	1.23 .6	2 1/2 x 3/4 x 5/8 x 16 ga. 1 1/2 x 1 1/2 x 3/4 x 18 ga. 2 x 1 x 3/4 x 20 ga.	.82 1.1 .90	1 1/8 x 3 x 1/8	2.1
H	50	1 1/2 x 1/4 2 x 1/8 2 1/2 x 16 ga.	2.34 1.65 1.11	2 x 1 1/8 x 16 ga.	.94	1 1/2 x 3/4 x 5/8 x 1/8 1 1/2 x 1 1/2 x 3/4 x .090 2 x 1 x 3/4 x 18 ga.	2.1 1.9 1.2	1.4 x 3	4.1
I	75	2 x 3/16 2 1/2 x .090	2.44 1.6	2 x 1 1/8 x .090	1.33	2 x 1 x 3/4 x .090 2 1/2 x 2 x 3/4 x 16 ga.	2.03 1.88	2 x 2 x 1/8 1.5 x 3	2.5 5.0
J	100	2 x 1/4 2 1/2 x 1/8	3.2 2.1	2 x 1 1/8 x 1/8 3 x 1 1/8 x 16 ga.	1.74 1.2	2 x 1 x 3/4 x 1/8 2 1/2 x 2 x 3/4 x .090	2.63 2.67	1.6 x 3	5.4
K	150	2 1/2 x 3/16	3.1	3 x 1 1/8 x .090	1.64	2 1/2 x 2 x 3/4 x 1/8 3 x 1 1/2 x 3/4 x 16 ga.	3.57 2.0		
L	200	2 1/2 x 1/4	4.1	3 x 1 1/8 x 1/8	2.15	3 x 1 1/2 x 3/4 x .090	2.82		NOT GIVEN

See Notes on Page 1-14. *Nominal EI is number listed times 10⁶.

TABLE 1-8 TRANSVERSE JOINT REINFORCEMENT

MINIMUM RIGIDITY CLASS	E1*	 POCKET LOCK T-17 BAR REINFORCED POCKET LOCK T-18 ANGLE REINFORCED POCKET LOCK T-19			 T-20 CAPPED FLANGE			 T-22 COMPRESSION ANGLES			 T-23 FLANGED		
		H	LOCK T, DUCT T, HR	WT/LF	H x T	U	WT/LF	H x T	WT/LF	H x T	WT/LF		
A	0.5												
B	1.0				3/4 x 26 ga	24 ga	.4						
C	2.5	T-17 1"	26 ga. Lock on 28 ga.	.6	1 x 24 ga.	24 ga.	.5			1 x 24 ga. 1.0			
D	5	T-17 1"	24 ga. Lock on 24 ga.	.7	1 x 22 ga.	22 ga.	.6			1 x 22 ga. 1.0			
E	10	T-18 1"	22 ga. Lock 1 x 1/8 Bar	1.4	1 1/2 x 24 ga.	22 ga.	.8	TWO 1 x 1/8	1.7	1 x 16 ga. 1 1/2 x 24 ga. 1.0			
F	15	T-17 1 1/2"	22 ga. Lock	1.0	1 1/2 x 20 ga.	20 ga.	1.0			1 1/2 x 22 ga. 1.0 1 1/2 x 20 ga. 1.0			
G	25	T-18 1 1/2"	22 ga. Lock 1 1/2 x 3/8 Bar	1.6				TWO 1 1/4 x 1/8	2.1	1 1/2 x 18 ga. 1.5			
H	50	T-19 1 1/2"	20 ga. Lock 1 1/2 x 3/16 Angle	2.9	2 x 16 ga.	20 ga.	1.5	TWO 1 1/2 x 1/8	2.6	2 x 16 ga. 1.5			
I	75	T-19 1 1/2"	20 ga. Lock 2 x 1/8 Angle	2.8	NOT GIVEN			TWO 1 1/2 x 3/16	3.7	2 x 16 ga. 2.0			
J	100	T-19 1 1/2"	20 ga. Lock 2 x 3/16 Angle	3.5				TWO 1 1/2 x 1/4	4.7	NOT GIVEN			
K	150	T-19 1 1/2"	20 ga. Lock 2 1/2 x 3/16 Angle	4.2				TWO 2 x 3/16	4.9				
L	200		NOT GIVEN					TWO 2 x 1/4	6.5				

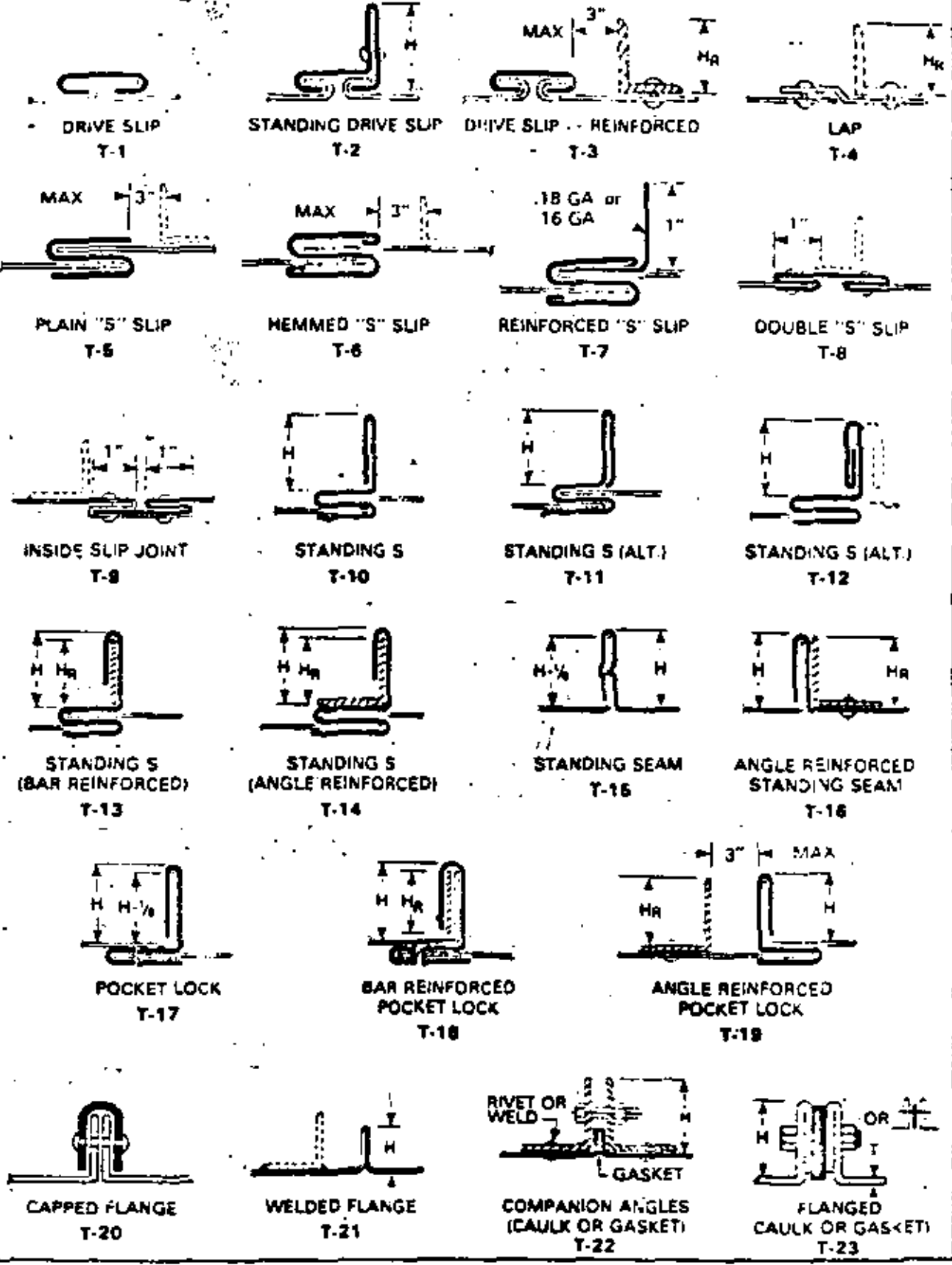
See Notes on Page 1-14. *Nominal E1 number listed times 10⁵.

TABLE 1-9 TRANSVERSE JOINT REINFORCEMENT

MINIMUM RIGIDITY CLASS	T-15 STANDING SEAM		STANDING SEAM OR WELDED FLANGE REINFORCED						T-21 WELDED FLANGE		
	EI*	H _S x T	WT/LF	28 TO 22 GA. DUCT			20 TO 16 GA. DUCT			H _S x T	WT/LF
				H _S	H x H x T	WT/LF	H _S	H x H x T	WT/LF		
A	0.5	1/2 x 24 ga.	.2							1/2 x 22 ga.	.2
B	1.0	3/4 x 24 ga.	.3							1/2 x 16 ga. 3/4 x 22 ga.	.2 .2
C	2.5	1 x 24 ga.	.5							3/4 x 18 ga. 1 x 22 ga.	.2 .2
D	5	3/4 x 16 ga. 1 x 20 ga.	.3 .5	3"	1 x 1 x 16 ga.	1.0				1 x 18 ga. 1 1/4 x 22 ga.	.2 .3
E	10	1 x 16 ga. 1 1/2 x 24 ga.	.7 .7	1"	1 x 1 x 1/8	1.4	1"	1 x 1 x 16 ga.	1.0	1 1/4 x 18 ga. 1 1/2 x 22 ga.	.5 .4
F	15	1 1/2 x 20 ga.	.7	1 1/2"	1 1/2 x 1 1/2 x 16 ga.	1.8	1 1/2"	1 1/2 x 1 1/2 x 16 ga.	1.7	1 1/4 x 16 ga. 1 1/2 x 20 ga.	.5 .4
G	25	1 1/2 x 18 ga.	.8	1 1/2" 1 3/4"	1 1/2 x 1 1/2 x 1/8 2 x 2 x 16 ga.	2.0	1 1/2"	1 1/2 x 1 1/2 x 1/8	2.4	1 1/2 x 16 ga.	.7
H	50	NOT GIVEN		1 3/4"	2 x 2 x 1/8	2.7	1 3/4" 1 3/4"	1 1/2 x 1 1/2 x 3/16 ga. 2 x 2 x 16 ga.	2.8 2.0	NOT GIVEN	
I	75						1 3/4"	2 x 2 x 1/8 ga.	2.7		
J	100			1 3/4"	2 x 2 x 3/16	3.5	1 3/4"	2 x 2 x 3/16 ga.	3.5		
K	150			1 3/4"	2 1/2 x 2 1/2 x 3/16	4.1					
L	200			1 3/4"	2 1/2 x 2 1/2 x 1/4	5.3	1 3/4"	2 1/2 x 2 1/2 x 3/16 ga.	4.1		

See Notes on Page 1-14. *Nominal EI is number listed times 10⁵.

SEE NOTES FOR FIG. 1-5 AND FOR TABLES 1-3 THROUGH 1-9, PAGE 1-14



TRANSVERSE (GIRTH) JOINTS

FIG. 1-5

ON 2" W.G. STATIC DUCT CLASS, WHERE ACCESSIBLE, INSERT SCREW IN TAB AT A STANDING CONNECTOR

USE MAXIMUM LENGTH OF CONNECTORS

NOTCH CORRECTLY

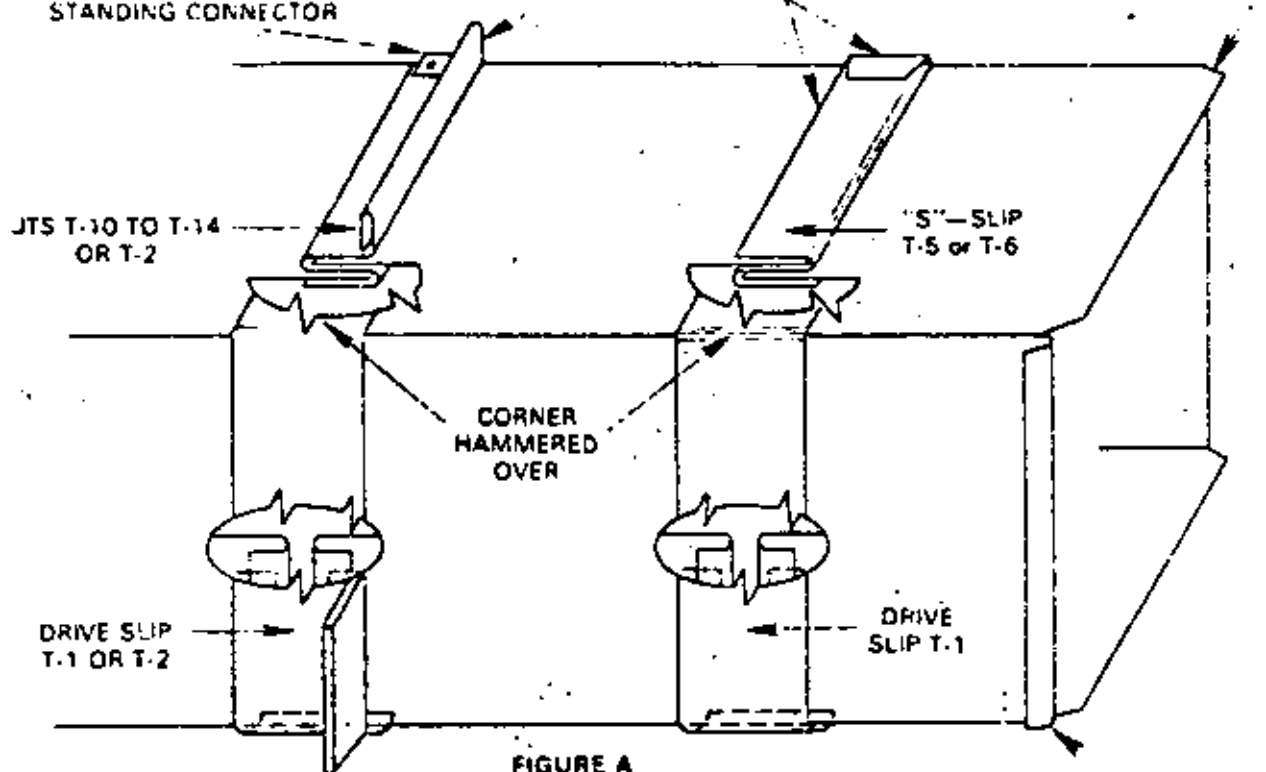
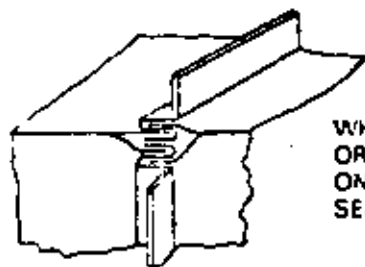


FIGURE A

OPEN HEM FOR DRIVE SLIP

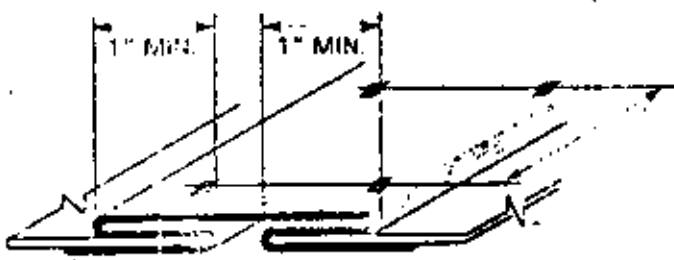
SEE FIG 1-13 FOR CROSS BREAKING OR BEADING REQUIREMENTS PAGE 1-36



WHEN USING FLAT OR STANDING S SLIPS ON ALL FOUR SIDES SEAL CORNERS

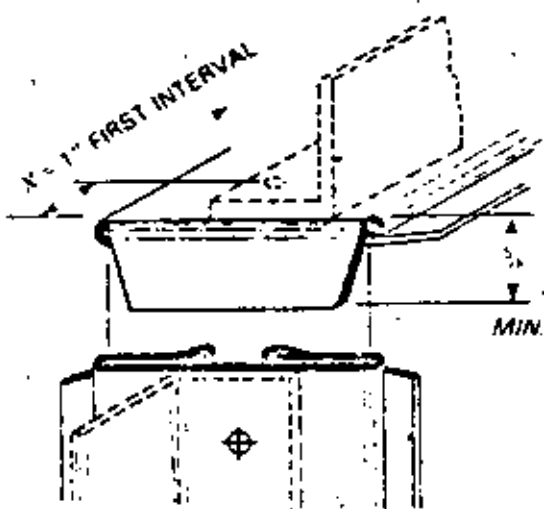
BUIT OF STANDING S TYPE CONNECTORS
FIGURE B

SHEET METAL SCREWS AT 6" MAX. INTERVALS



DOUBLE S T-8

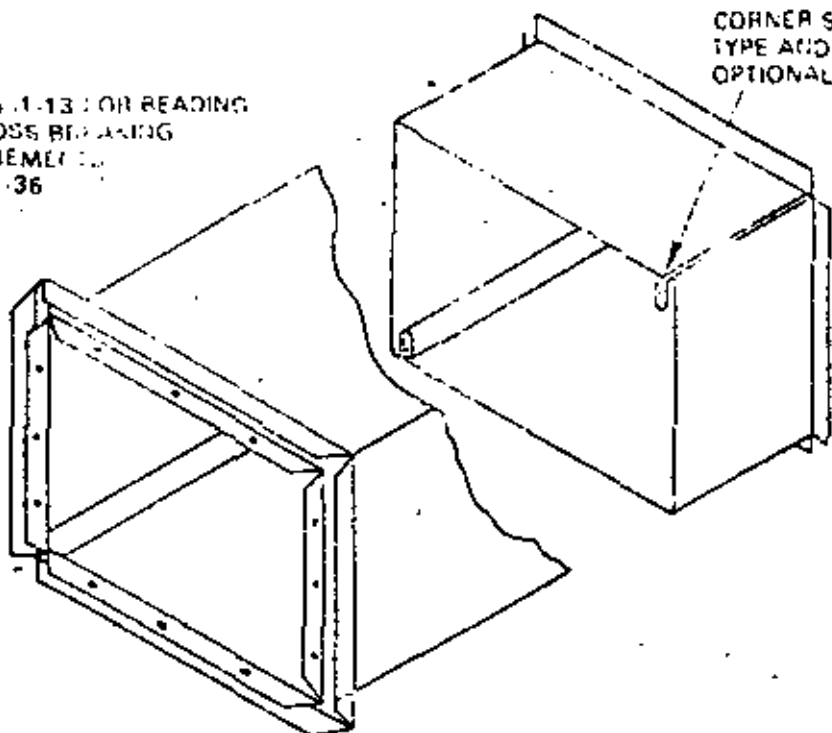
FIGURE C



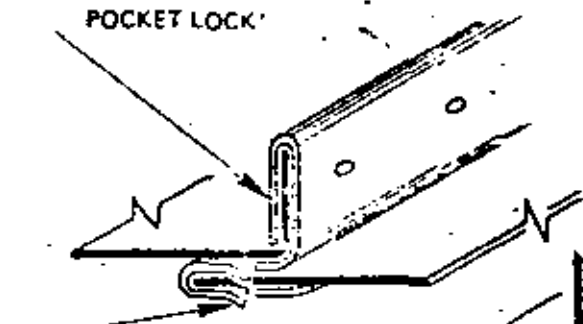
CORNER CLOSURES — SLIPS AND DRIVES FIG. 1-6

SEE FIG. 1-13 FOR READING
OR CROSS BEARING
REQUIREMENTS
PAGE 1-36

CORNER SEAM L-7
TYPE AND LOCATION
OPTIONAL



POCKET LOCK

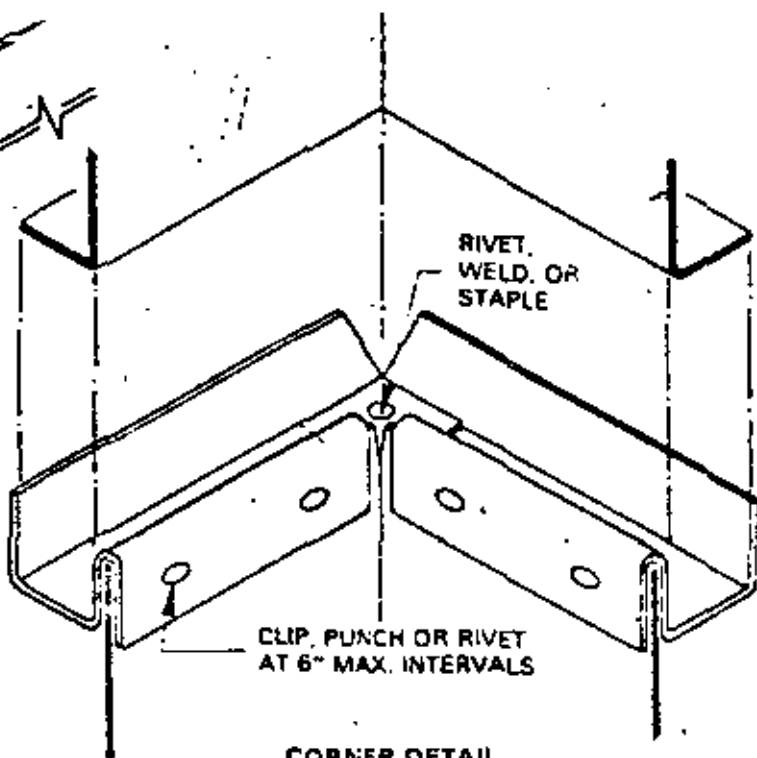


CLIP, PUNCH OR RIVET
AT 6" MAX. INTERVALS

TYPICAL JOINT SECTION

SEE T-17, T-18, T-19

RIVET,
WELD, OR
STAPLE

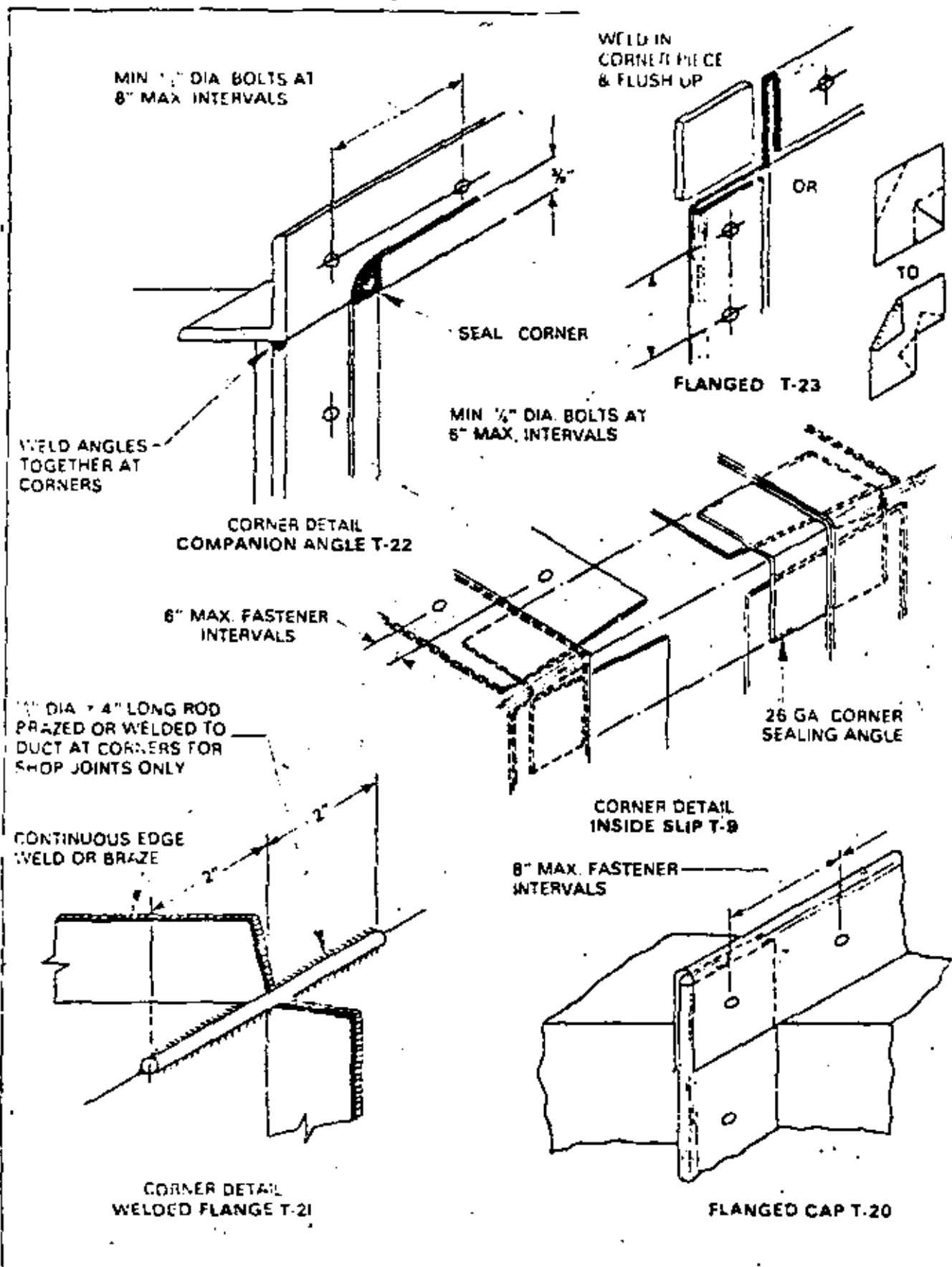


CLIP, PUNCH OR RIVET
AT 6" MAX. INTERVALS

CORNER DETAIL

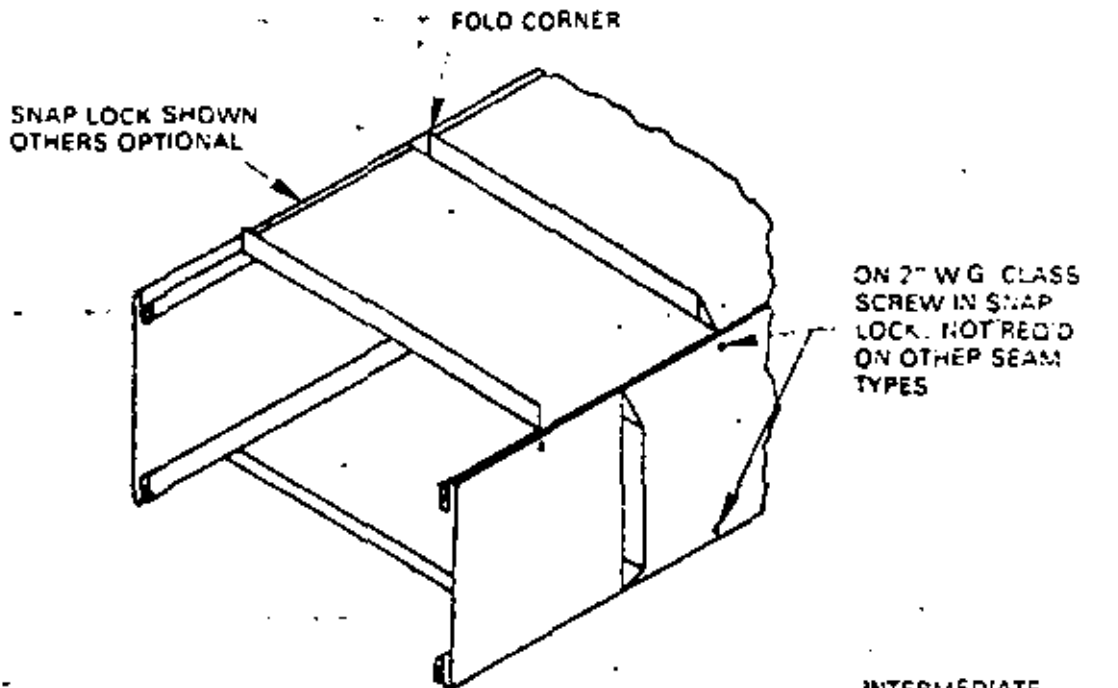
*POCKET LOCK IS ALSO
CALLED BOX LOCK &
GOVERNMENT LOCK (OR CLIP)

CORNER CLOSURES — POCKET LOCKS FIG. 1-7

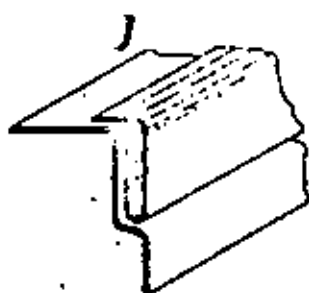


CORNER CLOSURES—FLANGES

FIG. 1-8

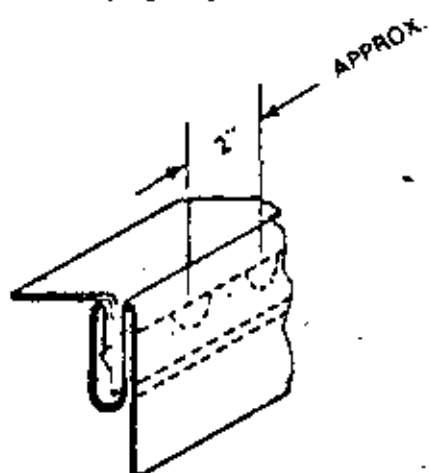


CORNER CLOSURES—STANDING SEAMS FIG. 1-9



L-1

PITTSBURGH LOCK



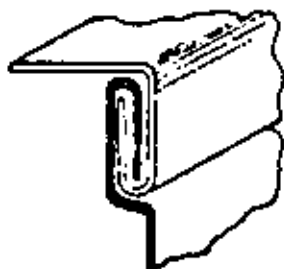
L-2

BUTTON PUNCH SNAP LOCK
ADD SCREWS WHEN USED ON
3 OR 4 CORNERS ON 2" W.G.
CLASS.



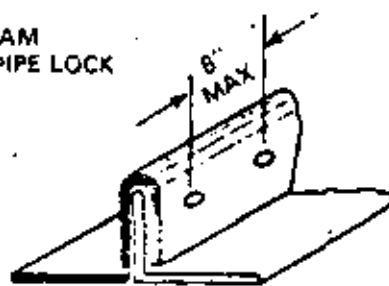
L-3

ACME OR GROOVED SEAM
ALSO CALLED FLAT LOCK AND PIPE LOCK



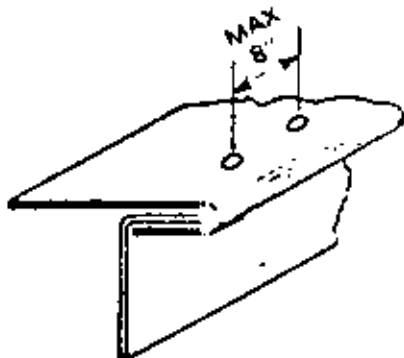
L-6

DOUBLE CORNER SEAM



L-4

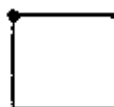
STANDING SEAM



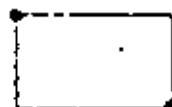
L-5

SINGLE CORNER SEAM

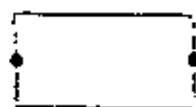
SEAM LOCATIONS



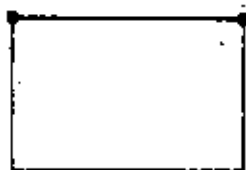
(a)



(b)



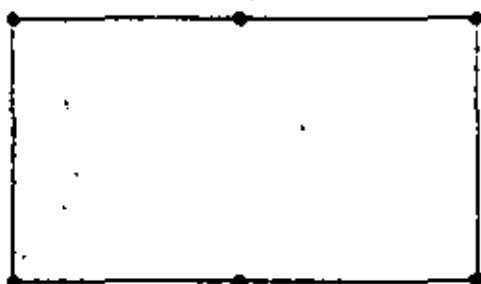
(c)



(d)



(e)



(f)

NUMBER OF SEAMS AND LOCATION VARIES
WITH JOINT TYPE, SHEET STOCK AND
ASSEMBLY PLANS. TYPES L-3 and L-4
MAY FACE INSIDE OR OUTSIDE

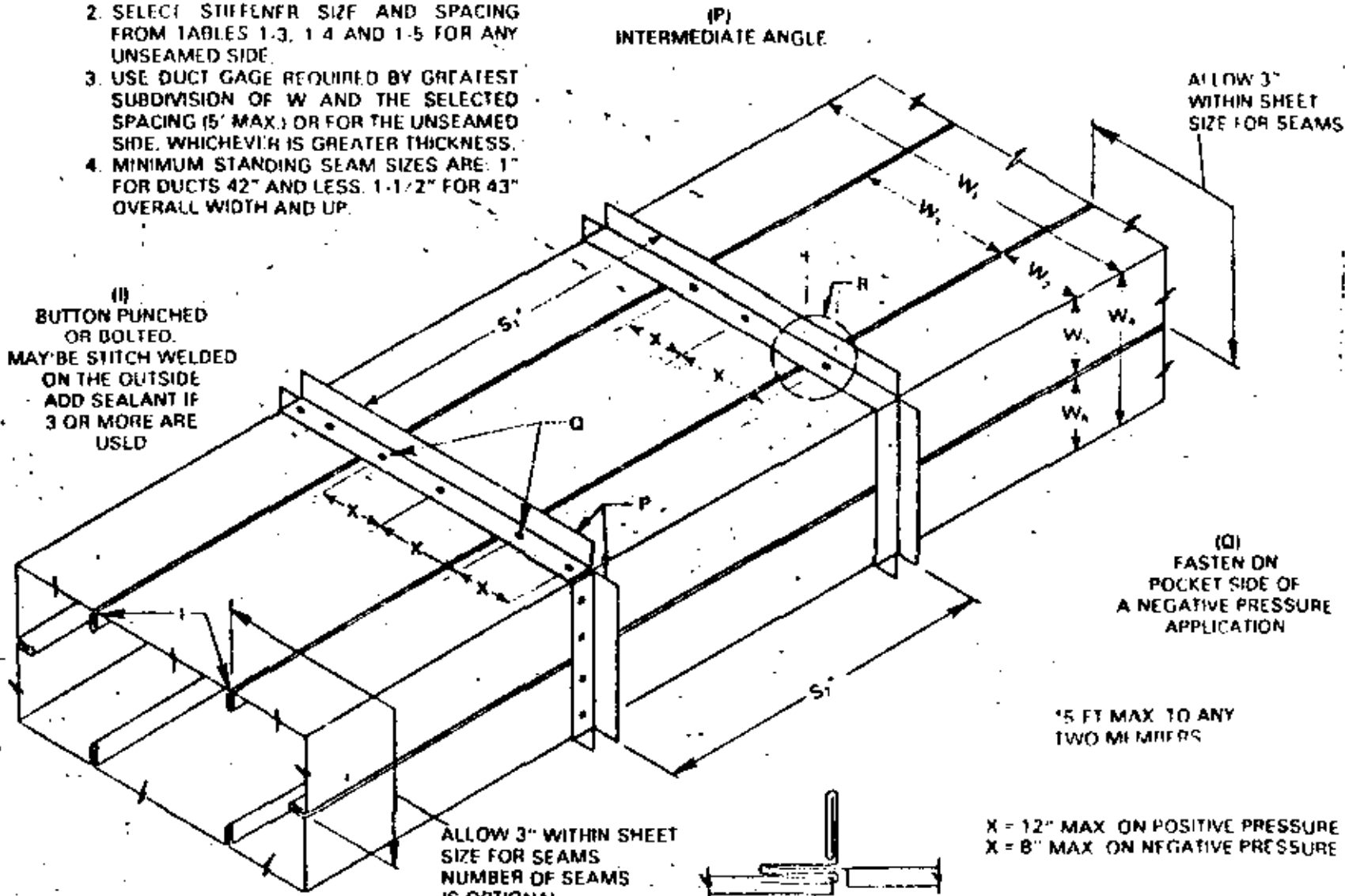
LONGITUDINAL SEAMS

FIG. 1-10

SEE NOTES ON PAGE 1-32 ALSO

- NOTES
1. SIZE JOINTS AND INTERMEDIATES FROM TABLES 1-3, 1-4 AND 1-5 FOR W, AND W, AT 5' SPACING IF THEY ARE SEAMED
 2. SELECT STIFFENER SIZE AND SPACING FROM TABLES 1-3, 1-4 AND 1-5 FOR ANY UNSEALED SIDE.
 3. USE DUCT GAGE REQUIRED BY GREATEST SUBDIVISION OF W AND THE SELECTED SPACING (5' MAX.) OR FOR THE UNSEALED SIDE, WHICHEVER IS GREATER THICKNESS.
 4. MINIMUM STANDING SEAM SIZES ARE: 1" FOR DUCTS 42" AND LESS, 1-1/2" FOR 43" OVERALL WIDTH AND UP.

INSIDE STANDING SEAM-
LONGITUDINAL



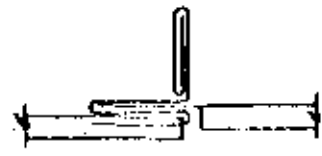
(II)
BUTTON PUNCHED
OR BOLTED.
MAY BE STITCH WELDED
ON THE OUTSIDE
ADD SEALANT IF
3 OR MORE ARE
USED

(Q)
FASTEN ON
POCKET SIDE OF
A NEGATIVE PRESSURE
APPLICATION

15 FT MAX TO ANY
TWO MEMBERS

ALLOW 3" WITHIN SHEET
SIZE FOR SEAMS
NUMBER OF SEAMS
IS OPTIONAL

X = 12" MAX ON POSITIVE PRESSURE
X = 8" MAX ON NEGATIVE PRESSURE



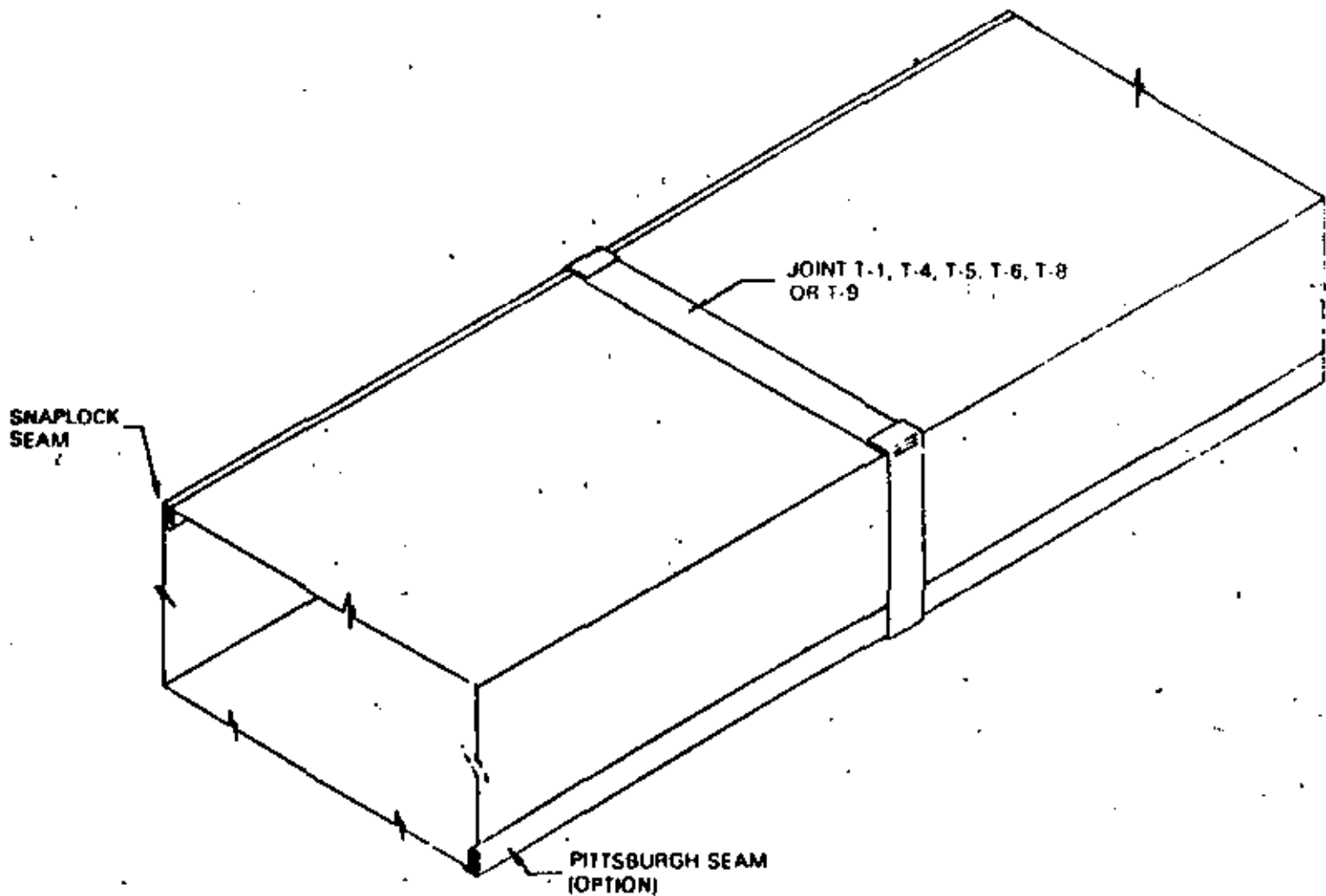
(R)
OTHER JOINTS OPTIONAL

SEE CROSSBREAKING
AND BEADING REQUIREMENTS ON FIG 1-13. FOR EACH W, PAGE 1-36

FIG. 1-11

UNREINFORCED DUCT

DUCTS WITH FLAT SLIP CONNECTORS
AND NO REINFORCEMENT



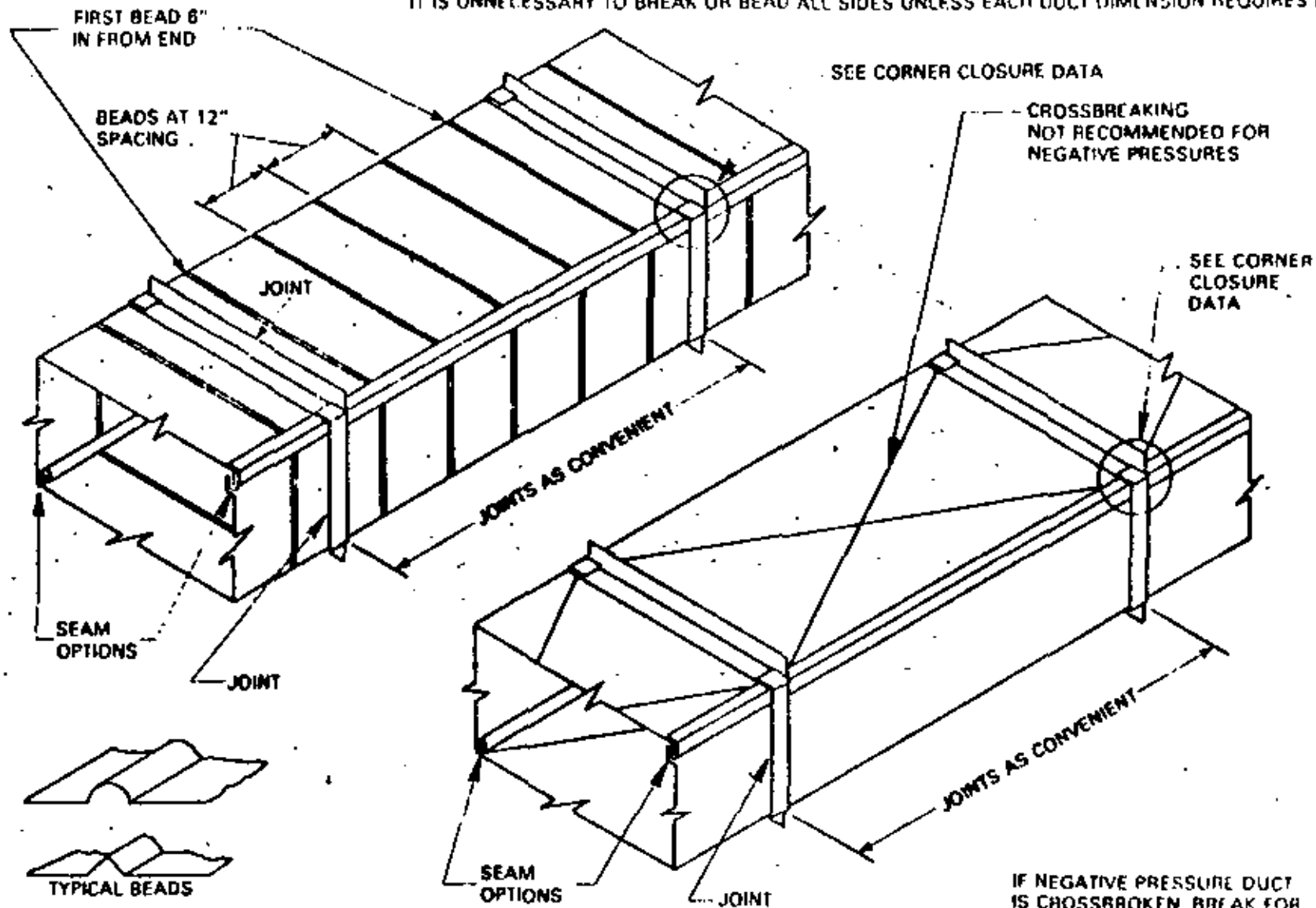
SEE CROSSBREAK OR BEADING REQUIREMENTS
ON FIG. 1-13. IT IS NOT REQUIRED FOR WIDTHS
LESS THAN 19" PAGE 1-36

FIG. 1-12

CROSSBROKEN AND BEADED DUCT FIG. 1-13

DUCT SIZES 10" TO 60" WIDE AND LARGER WHICH HAVE MORE THAN 10 SQUARE FEET OF UNBUILT PANT I SHALL BE BEADED OR CROSS BROKEN UNLESS DUCTS WILL HAVE NON CONDUCTIVE COVERING OR ACOUSTICAL LINER

IT IS UNNECESSARY TO BREAK OR BEAD ALL SIDES UNLESS EACH DUCT DIMENSION REQUIRES IT



NOTICE: NEITHER BEADS NOR CROSSBREAKS AFFECT REINFORCEMENT SPACING SCHEDULE

IF NEGATIVE PRESSURE DUCT IS CROSSBROKEN, BREAK FOR INWARD DEFLECTION

DUCT REINFORCED ON TWO SIDES

FIG. 1-

SEE NOTE 4, PAGE 1-14.

SEE PAGES 1-25 AND 1-26

X SPACING AS SPECIFIED FOR JOINT OR STIFFENER TYPE

Y SPACING TO BE LESS THAN 2" FROM CORNER

SNAP LOCK SEAM

FOLD END OVER TO SEAL

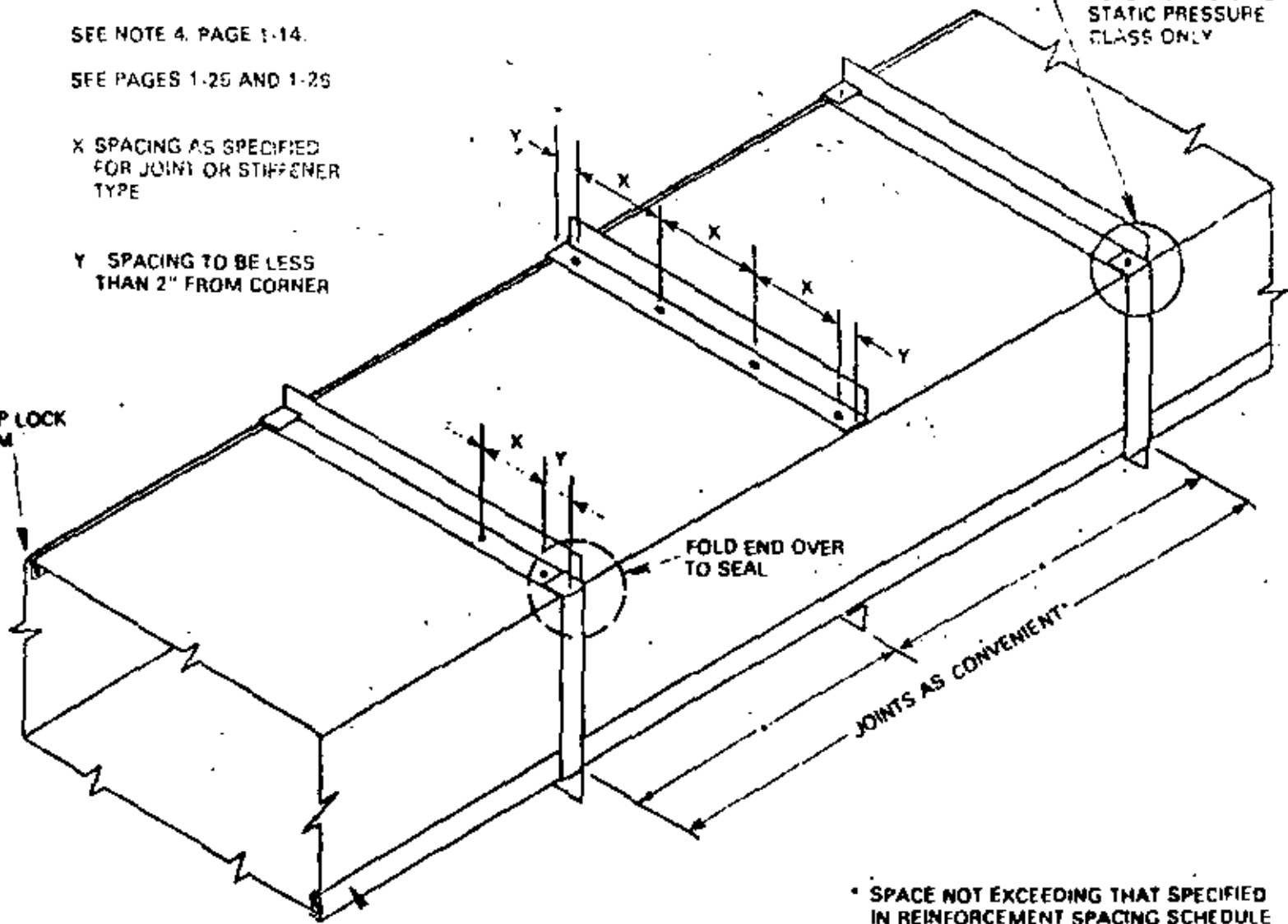
JOINTS AS CONVENIENT

PITTSBURGH SEAM (OPTION)

IF ACCESSIBLE INSERT SCREW AFTER FOLDING TAB ON 2" STATIC PRESSURE CLASS ONLY

SPACE NOT EXCEEDING THAT SPECIFIED IN REINFORCEMENT SPACING SCHEDULE

SEE CROSSBREAK OR READING REQUIREMENTS UN FIG. 1-13, PAGE 1-36

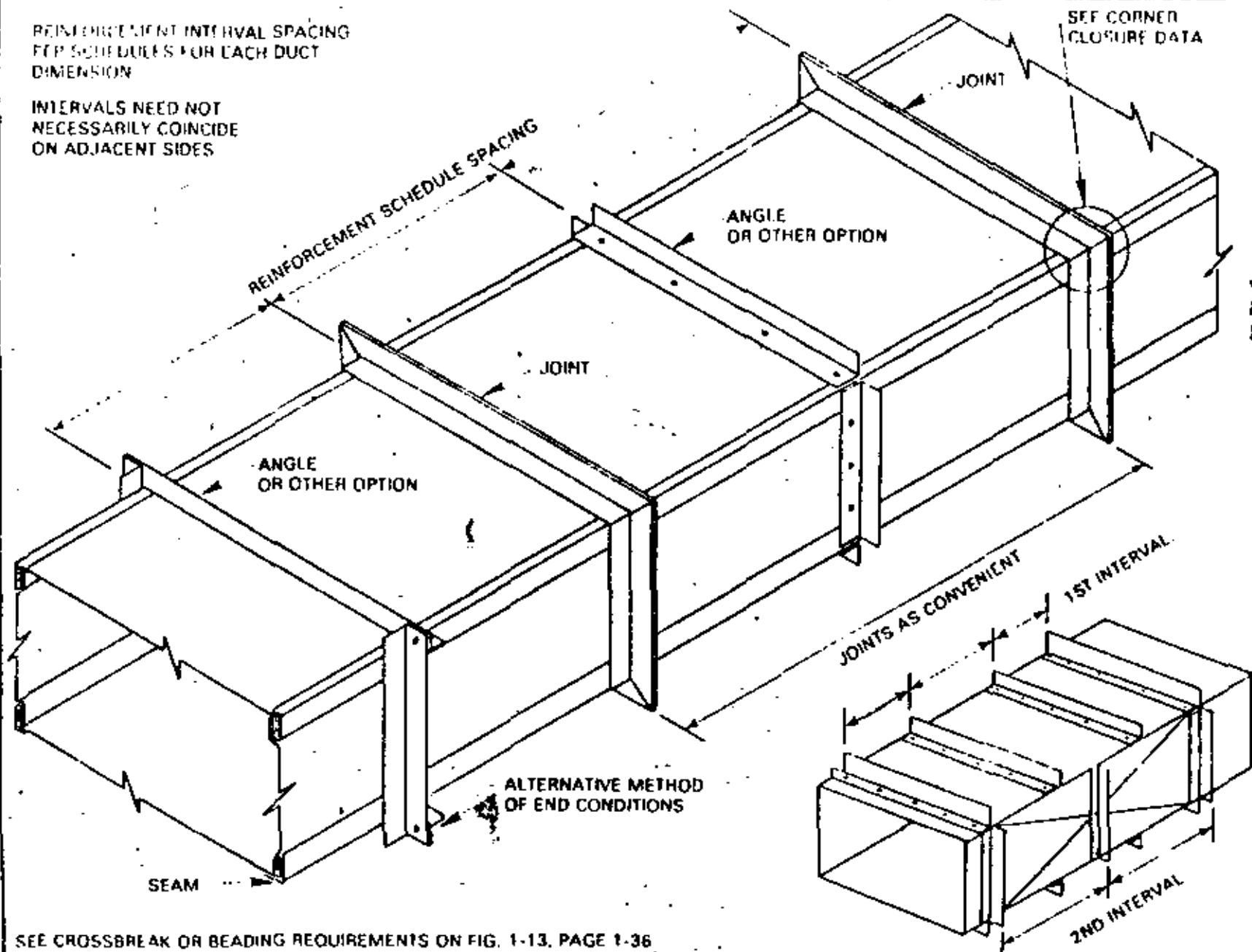


DUCT REINFORCED ON ALL SIDES

FIG. 1-15

REINFORCEMENT INTERVAL SPACING
 PER SCHEDULES FOR EACH DUCT
 DIMENSION

INTERVALS NEED NOT
 NECESSARILY COINCIDE
 ON ADJACENT SIDES



- 1 DAMPERS
SEE FIG. 2-11 AND 2-12
PAGES 2-13, 2-14

WHEN CFM IS NOT LISTED, TRUNK MAY
BE DIVIDED AS FOLLOWS:

- 2 TRANSITION ELBOW
SEE FIG. 2-1
PAGE 2-2 ALSO

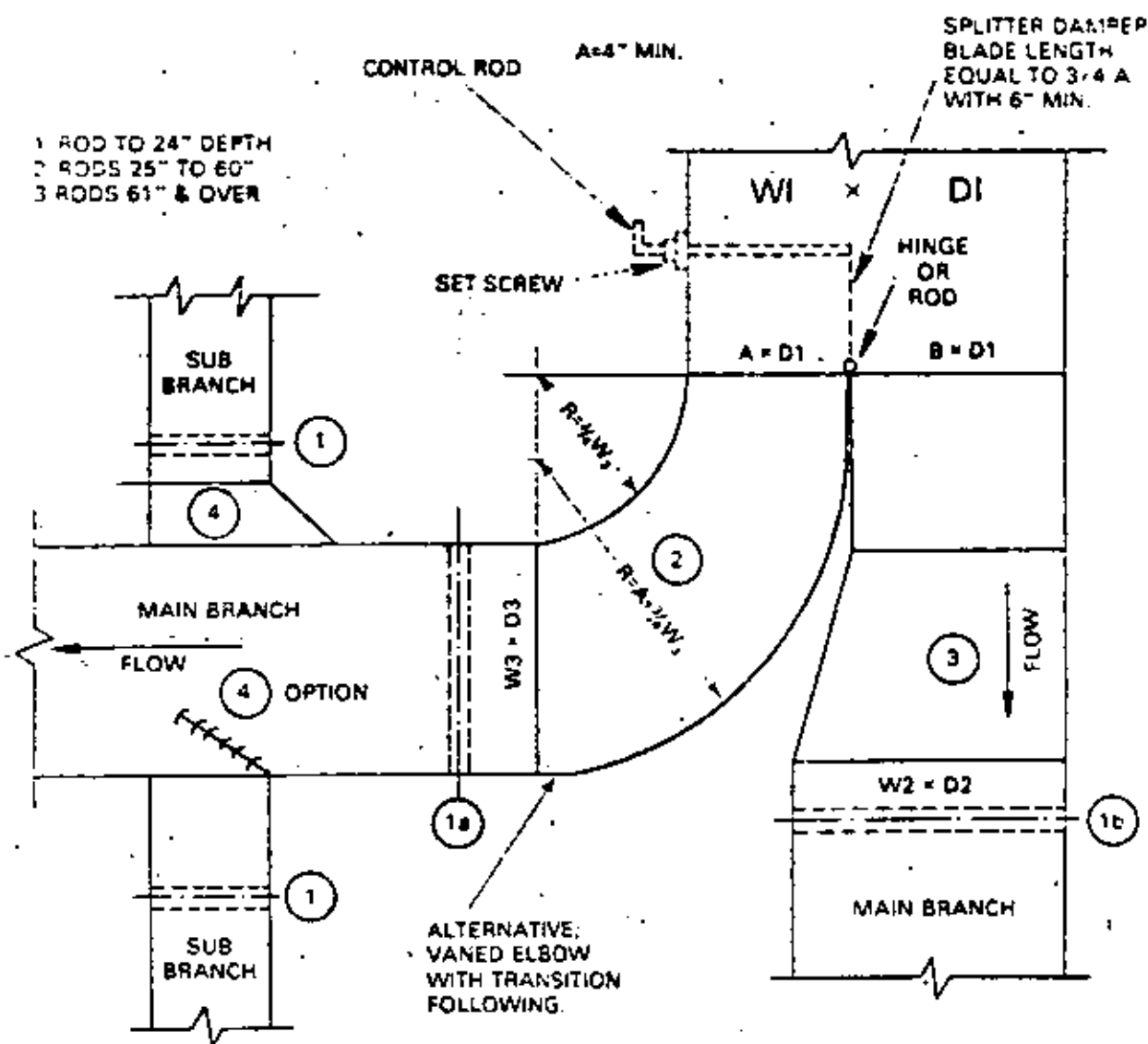
$$A = \left[\frac{(W3)(D3)}{(W2)(D2) + (W3)(D3)} \right] WI$$

- 3 TRANSITION SEE
FIG. 2-7
PAGE 2-11

$$B = \left[\frac{(W2)(D2)}{(W2)(D2) + (W3)(D3)} \right] WI$$

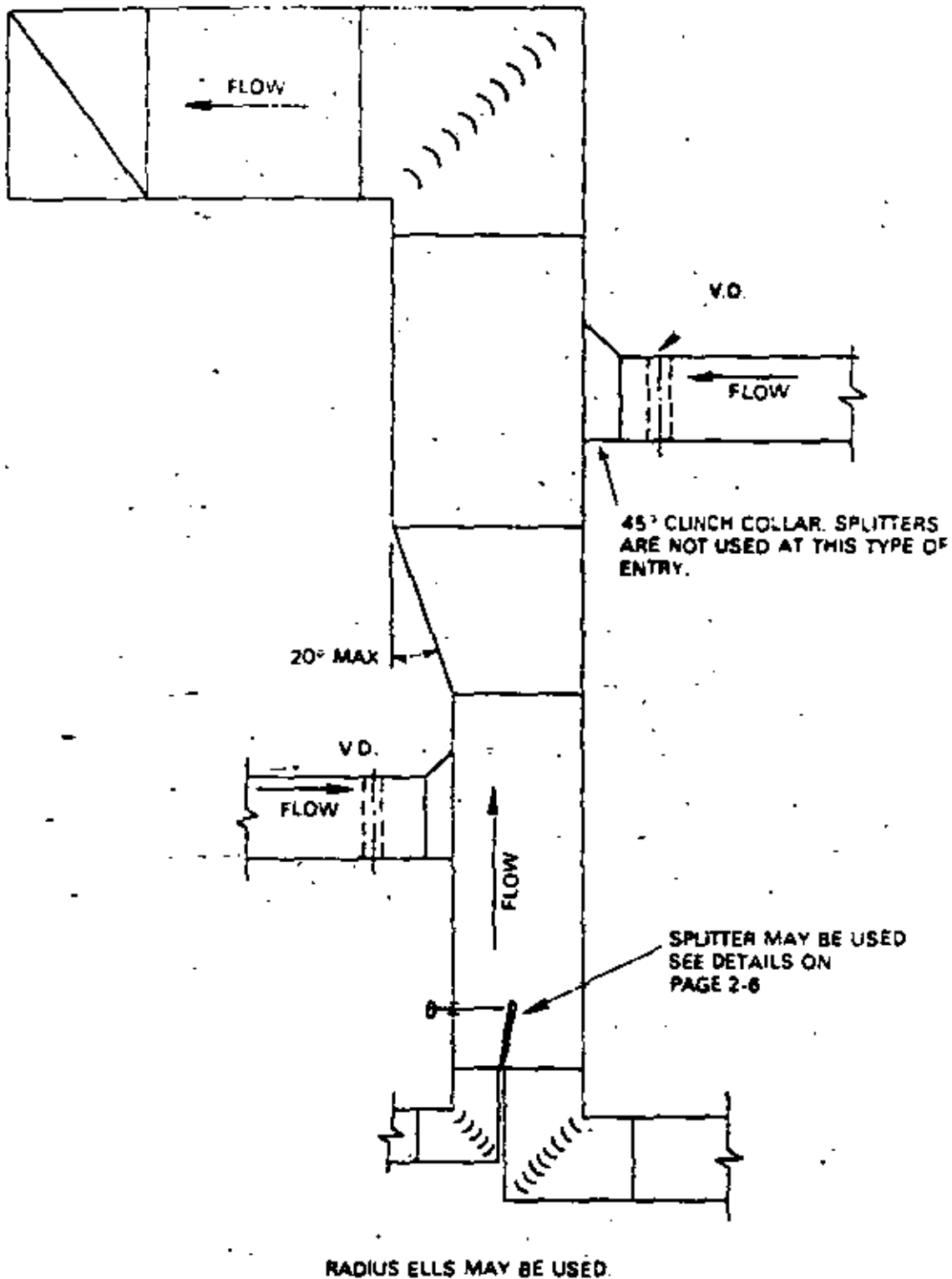
- 4 TAKE-OFF. SEE
FIG. 2-10

SPLITTER DAMPER MAY BE USED IN LIEU OF DAMPERS
1a AND 1b, BUT NOT DAMPERS 1



TYPICAL SUPPLY DUCT

FIG. 2-5



TYPICAL EXHAUST OR RETURN DUCT FIG. 2-6

LARGEST DIMENSION GOVERNS CONSTRUCTION

CROSS BREAK OR BEAD AS FOR DUCT PAGE 1-36

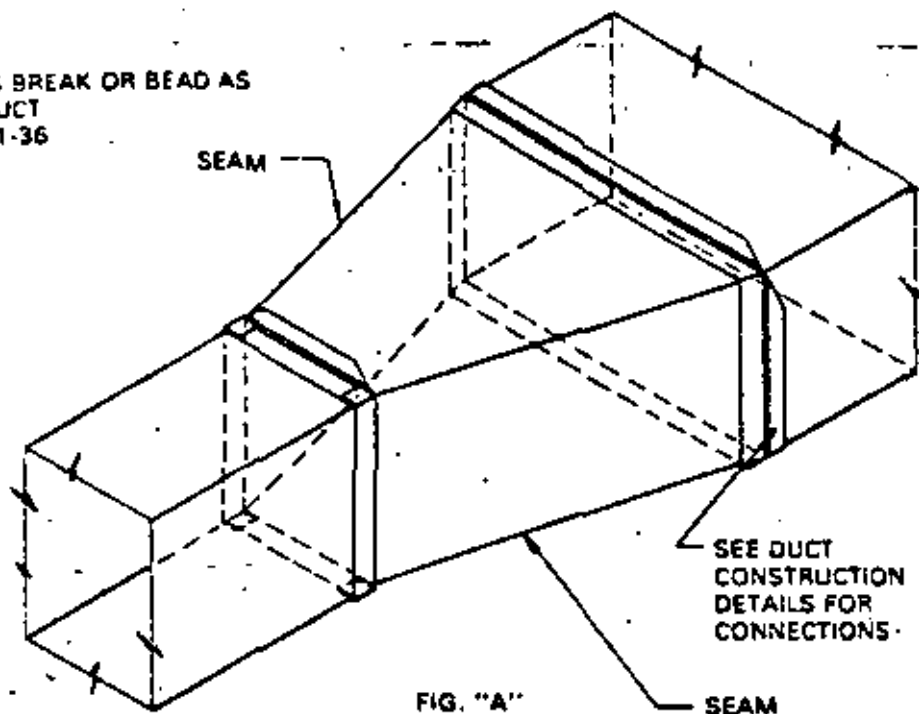


FIG. "A" TAPER

20° MAX. (45" in 12") ON DIVERGING FLOW

AIR FLOW →

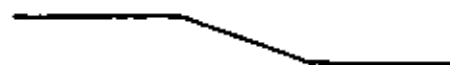


FIG. "B"

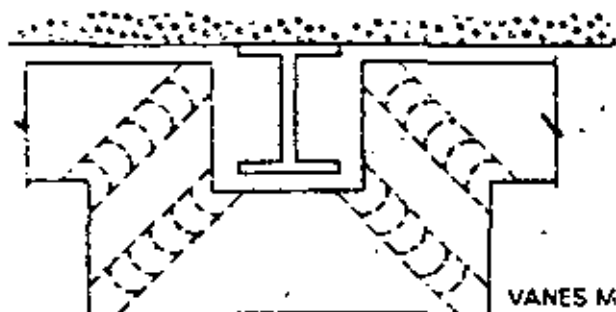
AIR FLOW →



30° MAX. ON CONTRACTING FLOW (7" in 12")

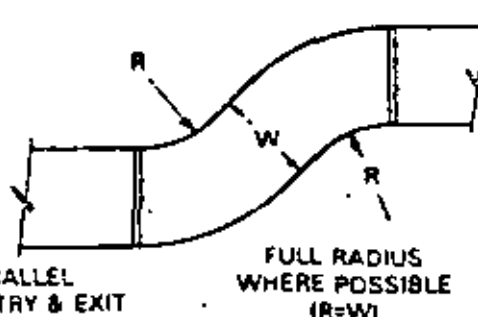
SEE EXCEPTIONS ON PAGE 2-10

FIG. "C"



VANES MUST BE PARALLEL TO DUCT SIDE AT ENTRY & EXIT

FIG. "D" SEE VANED ELBOW CONSTRUCTION DETAILS PAGES 2-4 AND 2-5



FULL RADIUS WHERE POSSIBLE (R=W)

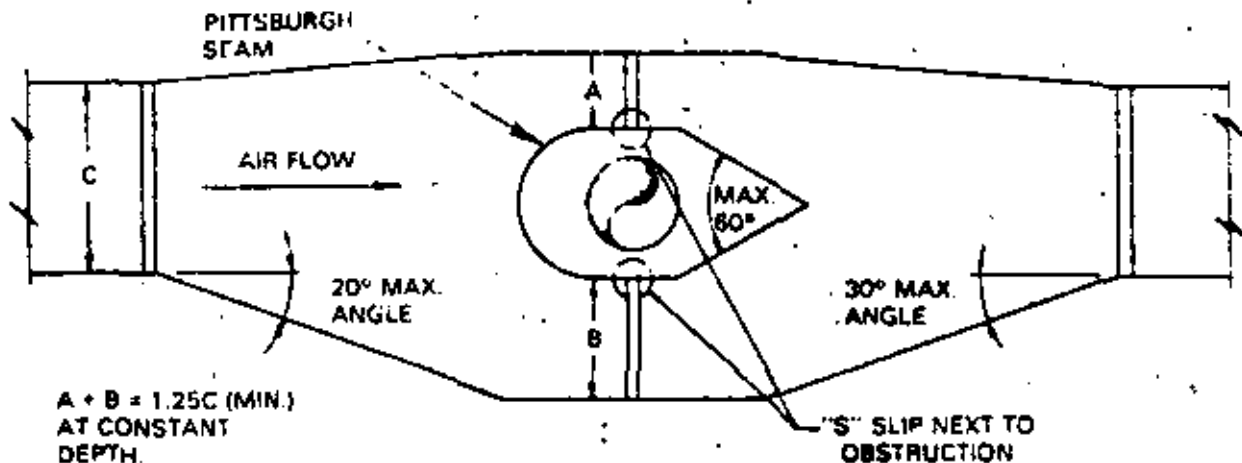
FIG. "E"

TRANSITIONS AND OFFSETS

FIG. 2-7

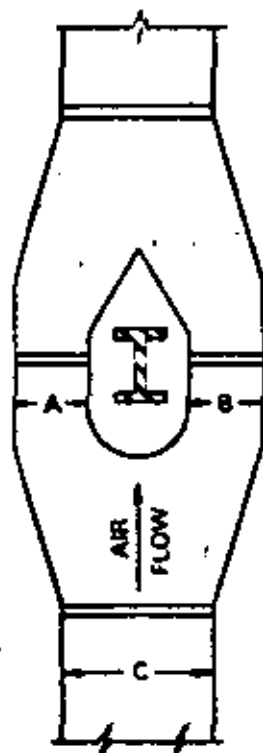
SEE DUCT CONSTRUCTION DETAILS
FOR CONNECTIONS AND BRACING

(USED WHEN OBSTRUCTION
EXCEEDS 10% OF SECTION AREA AND
OFFSETS AROUND ARE NOT POSSIBLE)



$A + B = 1.25C$ (MIN.)
AT CONSTANT
DEPTH.
OTHERWISE,
STUDY FRICTION
CHART AND ENLARGE
AREAS AT A & B.
DUCT AREA MUST
NOT BE DECREASED

FIG. "A"
NON SYMMETRICAL



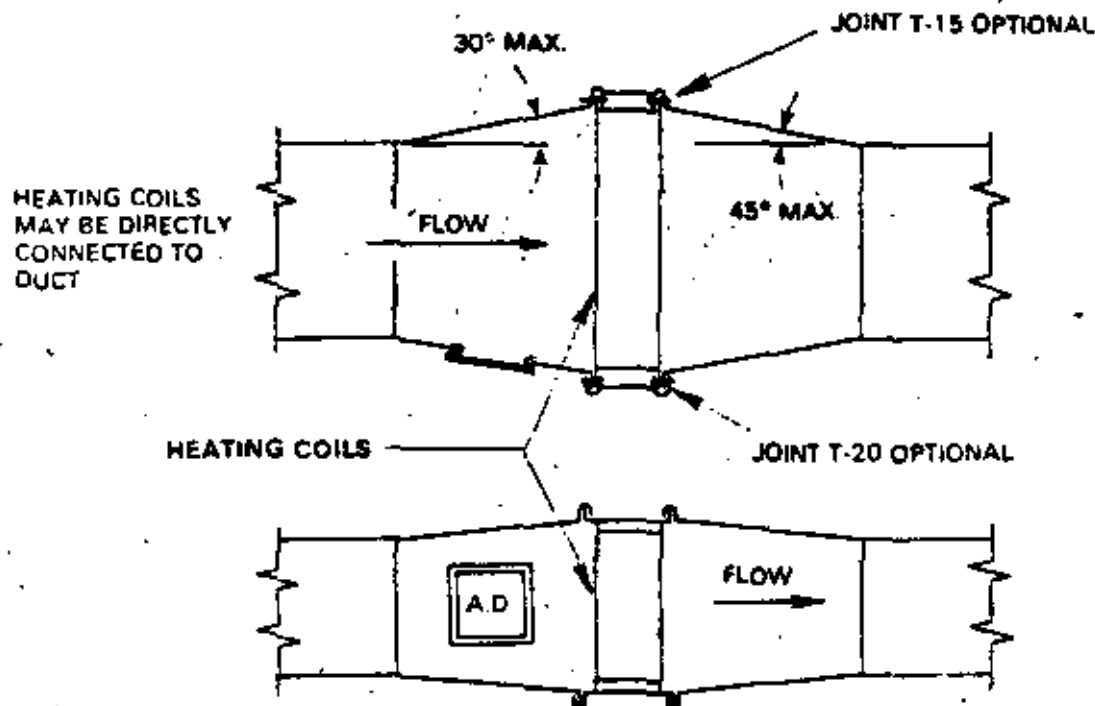
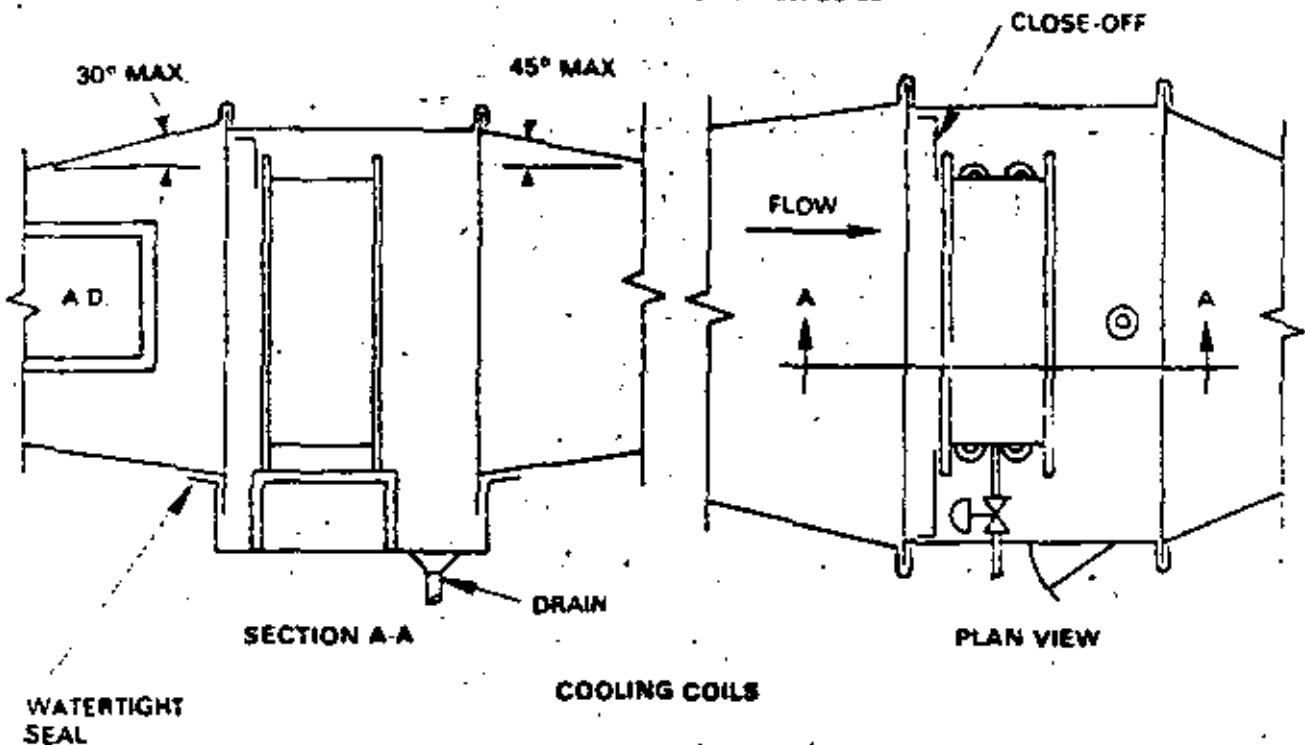
$A = B$
 $A + B = 1.25C$ (MIN.)

FIG. "B"
SYMMETRICAL

TWO PIECE STREAMLINER

FIG. 2-8

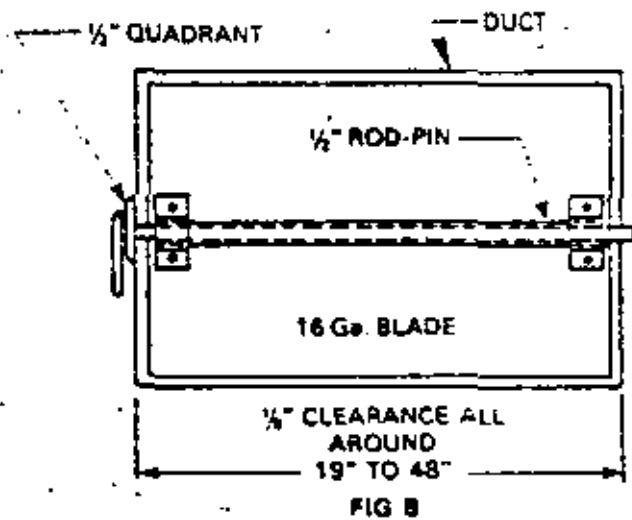
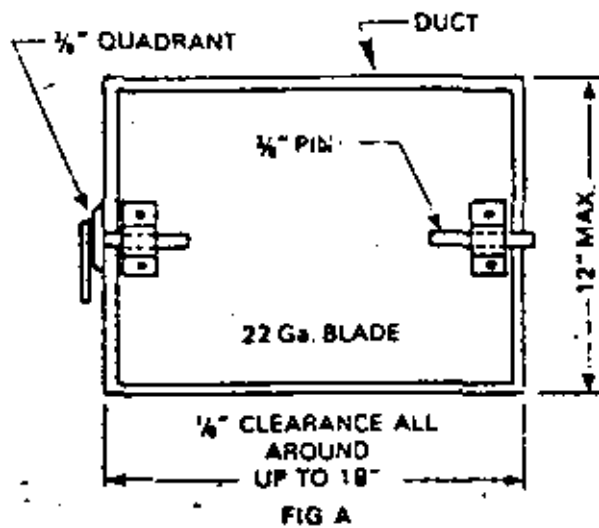
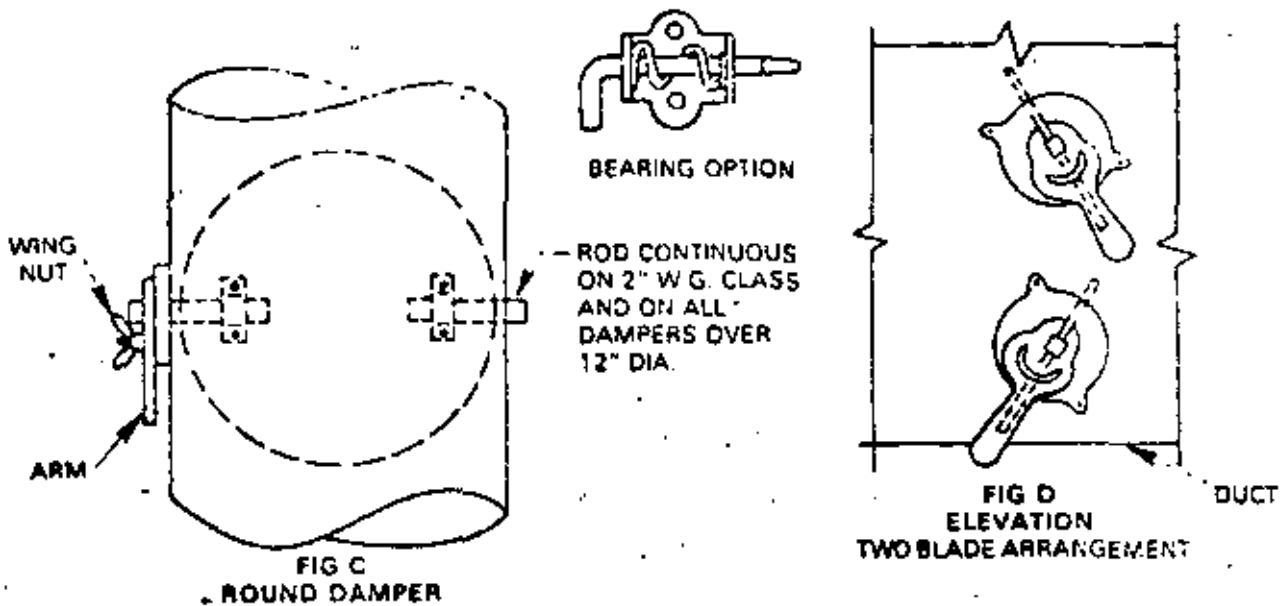
PREFERABLY DIRECT EXPANSION COILS SHOULD HAVE THE CONTROL VALVE INSIDE THE DUCT, AS SHOWN WITH WATER COILS. VALVE LOCATION IS OPTIONAL BUT RETURN BENDS AND HEADERS SHOULD BE INSIDE THE DUCT AS FOR DX COILS



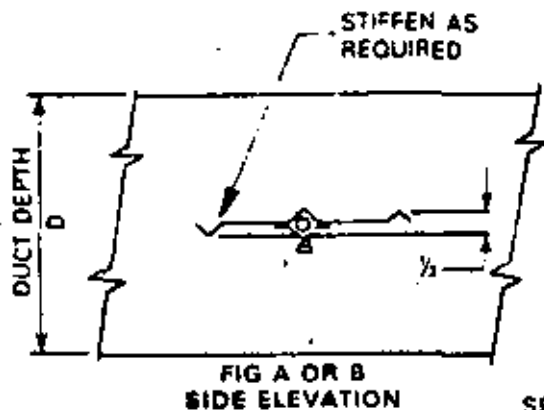
CONSULT THE SMACNA DUCTED ELECTRIC HEAT GUIDE FOR INFORMATION ON ELECTRIC HEATERS.

REMOTE HEATING AND COOLING COIL CONNECTIONS

FIG. 2-9



NOTE. OVER 12" HIGH USE MULTIPLE BLADES. SEE FIG 2-12 PAGE 2-14



REQUIRED ON 2" W.G. CLASS DUCT. OPTIONAL ON OTHERS.

SEE TEXT ON VOLUME DAMPERS

VOLUME DAMPERS—SINGLE BLADE TYPE FIG. 2-11

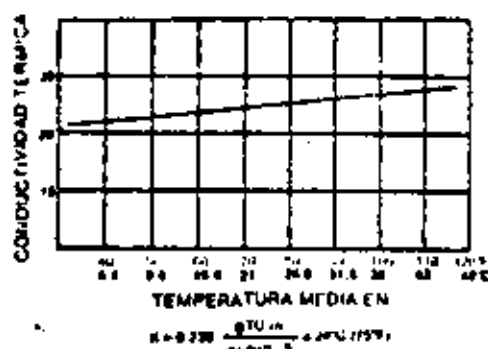
SYMBOL MEANING	SYMBOL	SYMBOL MEANING	SYMBOL
TYPE OF CHANGE IN DUCT CONSTRUCTION (BY STATIC PRESSURE CLASS)		SUPPLY GRILLE (SG)	
DUCT (1ST FIGURE) SIDE SHOWN 2ND FIGURE, SIDE NOT SHOWN		RETURN (RG) OR EXHAUST (EG) GRILLE (NOTE AT FLR OR GLG)	
ACOUSTICAL LINING		SUPPLY REGISTER (SR) (A GRILLE + INTEGRAL VOL CONTROL)	
DUCT DIMENSIONS FOR NET FREE AREA		EXHAUST OR RETURN AIR INLET CEILING (INDICATE TYPE)	
DIRECTION OF FLOW		SUPPLY OUTLET, CEILING ROUND (TYPE AS SPECIFIED) INDICATE FLOW DIRECTION	
DUCT SECTION (SUPPLY)		SUPPLY OUTLET, CEILING SQUARE (TYPE AS SPECIFIED) INDICATE FLOW DIRECTION	
DUCT SECTION (EXHAUST OR RETURN)		TERMINAL UNIT. (GIVE TYPE AND/OR SCHEDULE)	
INCLINED RISE (IR) OR DROP (D). ARROW IN DIRECTION OF AIR FLOW		COMBINATION DIFFUSER AND LIGHT FIXTURE	
TRANSITIONS GIVE SIZES NOTE F.O.T. FLAT ON TOP OR F.O.B. FLAT ON BOTTOM IF APPLICABLE		DOOR GRILLE	
STANDARD BRANCH FOR SUPPLY & RETURN (NO SPLITTER)		SOUND TRAP	
SPLITTER DAMPER		FAN & MOTOR WITH BELT GUARD & FLEXIBLE CONNECTIONS	
VOLUME DAMPER (MANUAL OPERATION)		VENTILATING UNIT (TYPE AS SPECIFIED)	
AUTOMATIC DAMPERS (MOTOR OPERATED)		UNIT HEATER (DOWNBLAST)	
ACCESS DOOR (AD) ACCESS PANEL (AP)		UNIT HEATER (HORIZONTAL)	
FIRE DAMPER. SHOW VERTICAL POS. SHOW HORIZ. POS.		UNIT HEATER (CENTRIFUGAL FAN) PLAN	
SMOKE DAMPER		THERMOSTAT	
CEILING DAMPER OR ALTERNATE PROTECTION FOR FIRE RATED CLG		POWER OR GRAVITY ROOF VENTILATOR-EXHAUST (ERV)	
TURNING VANES		POWER OR GRAVITY ROOF VENTILATOR-INTAKE (SRV)	
FLEXIBLE DUCT FLEXIBLE CONNECTION		POWER OR GRAVITY ROOF VENTILATOR-LOUVERED	
GOOSENECK HOOD (COWL)		LOUVERS & SCREEN	
BACK DRAFT DAMPER			

SYMBOLS FOR VENTILATION & AIR CONDITIONING SMACNA

propiedades físicas

Conductividad térmica

La conductividad térmica excepcionalmente baja de los ductos de fibra de vidrio contribuye a bajar los costos de operación. Debido a que el espesor del aislamiento es constante la eficiencia será uniforme. El aire es entablado a la temperatura de diseño.



Velocidad máxima

La velocidad máxima permisible es de 1500 pies por minuto. Puesto que en la mayoría de los casos se requieren velocidades inferiores, los ductos de fibra de vidrio son adecuados para satisfacer casi todas las necesidades. Están probados a 6000 f.p.m. sin que se presenten problemas.

Coefficiente de fricción del aire

El factor de corrección del coeficiente de fricción es

1.0 a 1500 f.p.m. La resistencia al flujo del aire es la misma que en los ductos metálicos con recubrimiento interior.

Absorción de vapor de agua

Menos del 2% en peso a 120°F con 95% de humedad relativa. Las fibras no se ven afectadas por el vapor ni favorecen la proliferación de hongos y bacterias.

Olores

Las fibras de vidrio son inodoras y no retienen los olores del aire que circula por los ductos.

Temperatura límite

La temperatura máxima que soportan los ductos es 232°C (450°F).

Transmisión de vapor

La transmisión de vapores es de 0.02 perms.

Absorción de ruido

Es un absorbente de alta eficiencia. Los ruidos del equipo y el ventilador se eliminan casi completamente y no se producen tamborileos ni vibraciones. Su N.R.C. oscila entre 0.70 y 0.80.

MEDIDAS MÁXIMAS Y PRESIONES ESTÁTICAS

El "VITRODUCTO" es un ducto de fibra de vidrio perfectamente compatible con el laminado de metal. Esta es usada como refuerzo en los deflectores de los codos, salidas, compuertas para control de volu-

men, etc. Las dimensiones máximas de los ductos se muestran en la siguiente tabla para ductos de 1" de espesor.

DIMENSIONES MÁXIMAS PERMISIBLES EN EL INTERIOR DE DUCTOS

Presión estática en pulgadas de columna de agua	Sin refuerzo		Con refuerzo metálico (350 #)		Con refuerzo metálico (450 #)	
	Inyección	Retorno	Inyección	Retorno	Inyección	Retorno
0.50	60	44	82	82	120	95
0.75	48	40	53	45	107	88
1.00	36	32	48	43	93	86
1.25	30	30	41	41	83	83
1.50	28	25	38	38	76	76
2.00	22	22	29	27	62	62

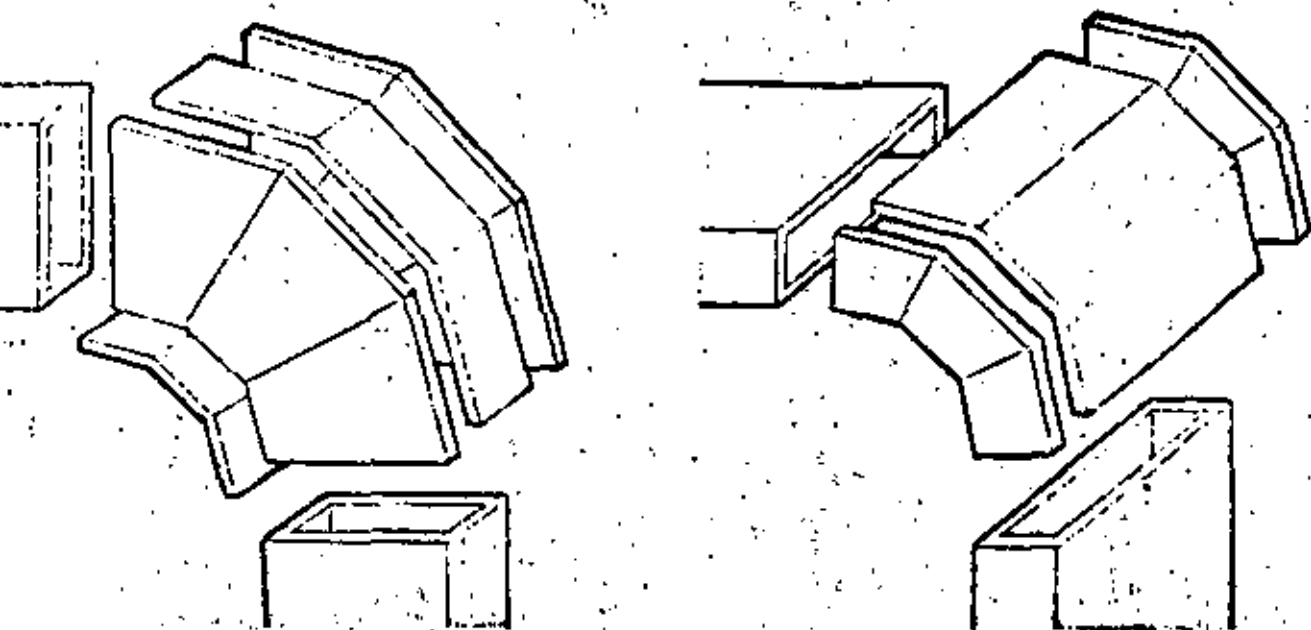
Nota: Los refuerzos de lámina galvanizada se hacen de acuerdo a las normas de la "ASME".

MEDIDAS EN QUE SE SURTEN LAS PLACAS PARA VITRODUCTO

Dimensiones Placa	Empaque
2.54 cm. x 1.22 m. x 3.75 m. (1" x 48" x 120")	6 placas por paquete

La longitud de las placas que se surten puede variarse previa consulta con nuestro departamento de ventas.

Para cada tamaño de ducto se suministran los codos con los que se pueden hacer curvas hasta de 90°.



CARACTERÍSTICAS DEL UNIDUCTO

DEL MATERIAL AISLANTE	
RESISTENCIA AL FUEGO ESTRUCTURAL	
COEFICIENTE DE CONDUCTIVIDAD TÉRMICA	0.021 KCal/m/h/°C
RESISTENCIA TÉRMICA	0.018 BTU/h/ft ² /°F
PESO ESPECÍFICO	2.2 g/cm ³
RESISTENCIA AL AGUA	100%
RESISTENCIA A LA COMPRESIÓN	100%
RESISTENCIA A LA FLEXIÓN	100%
RESISTENCIA AL DESLIZAMIENTO	100%
RESISTENCIA AL VAPOR DE AGUA EN PLACA	100%
DE 3 CMS DE ESPESOR A 20 U	100%
DEL ACERQUEMIENTO PAPEL KRAFT RESISTENCIA	30 Kg
FOIL DE ALUMINIO	7 MILESIMAS

DIAMETRO INTERIOR DEL DUCTO	VELOCIDAD EN PIES POR MINUTO					VOLUMEN P.C.M. PIES CUBICOS P.P.M. MINUTOS
	600	800	1000	1200	1400	
8x8	267	356	444	533	622	
8x10	333	444	556	667	778	
8x12	400	533	667	800	933	
8x14	467	622	778	933	1099	
VOLUMEN NOMINAL POR TONELADA DE REFRIGERACION 400 P.C.M.						



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

**PROYECTO, INSTALACION Y CONSERVACION DE SISTEMAS DE
ACONDICIONAMIENTO DE AIRE**

ANEXO

SELECCION Y CALCULO DE DUCTOS

ING. RICARDO BRISEÑO LOPEZ

29 OCTUBRE, 1982.

ESPESORES DE LAMINA GALVANIZADA RECOMENDABLES PARA LA ①
 FABRICACION DE DUCTOS REDONDOS (ESPESORES EN mm)

	B A J A P R E S I O N				M E D I A Y A L T A P R E S I O N			
	N E G A T I V A		P O S I T I V A		JUNTA ESPIRAL	JUNTA LONG.	CONEXIONES SOLDADAS	
	JUNTA ESPIRAL	JUNTA LONG.	JUNTA ESPIRAL	JUNTA LONG.				
HASTA								
200	0.5	0.7	0.5	0.5	0.6	0.7 ²⁾	0.6 ³⁾	0.9
350	0.6	0.7	0.5	0.6	0.6	0.7 ²⁾	0.6 ³⁾	1.1
650	0.7	0.9	0.6	0.7	0.7	0.9 ²⁾	0.7 ³⁾	1.1
900	0.9	1.1	0.7	0.9	0.9	1.1 ²⁾	0.9 ³⁾	1.1
1200	1.1	1.3	0.9	1.1	1.1	1.1 ²⁾	1.1 ³⁾	1.3
1500	1.3	1.7 ¹⁾	1.1	1.3	1.3	1.3 ²⁾	1.3 ³⁾	1.3
2000	---	1.7 ¹⁾	---	1.7	---	---	1.7 ³⁾	1.7

N O T A S :

- 1) MAXIMA PRESION NEGATIVA : 1^oH2O = 250 Pa
- 2) JUNTA DESLIZABLE
- 3) JUNTA BRIDADA

ESPEORES RECOMENDABLES DE LAMINA GALVANIZADA PARA
GAJOS O PARA DUCTOS OVALADOS

DIMENSIONES DEL EJE MAYOR EN mm	DUCTO CON JUNTA SELLADA EN ESPIRAL	DUCTO CON JUNTA LONGITUDINAL	CONEXIONES SOLDADAS
HASTA 600	0.7	1.1	1.1
DE 600 A 900	0.9	1.1	1.1
DE 900 A 1200	0.9	1.3	1.3
DE 1200 A 1250	1.1	1.3	1.3
DE 1250 A 1800	1.1	1.7	1.7
DE 1800 Y MAYORES	1.3	1.7	1.7

NOTAS :

- 1) LOS REFUERZOS DEBEN LIMITARSE A DEFORMACIONES MAXIMAS EN LADO PLANO A :
 - 10 mm PARA EL LADO PLANO HASTA 300 mm DE ANCHO
 - 13 mm PARA EL LADO PLANO HASTA 450 mm DE ANCHO
 - 16 mm PARA EL LADO PLANO HASTA 600 mm DE ANCHO
 - 2) LA DEFLEXION DEL REFUERZO DEBE LIMITARSE A 6 mm
- FACTOR DE CONVERSION: 1 PULG. = mm/25.4

ESPEORES Y PESOS DE LAMINA DE ACERO Y ALUMINIO

CALIBRE	L A M I N A GALVANIZAO		L A M I N A N E G R A		L. ACERO INOXIDABLE		L A M I N A DE ALUMINIO	
	mm	kg/m2	mm	kg/m2	mm	kg/m2	mm	kg/m2
28	0.50	4.02	0.40	3.22	0.40	3.23	0.50	1.36
26	0.60	4.83	0.50	4.02	0.50	4.04	0.60	1.64
24	0.79	5.63	0.60	4.83	0.60	4.85	0.80	2.18
22	0.90	7.24	0.80	6.44	0.80	6.46	1.00	2.73
20	1.1	8.85	1.0	8.05	1.0	8.08	1.4	3.82
18	1.3	10.46	1.2	9.66	1.2	9.70	1.8	4.91
16	1.7	13.68	1.6	12.87	1.6	12.93	2.0	5.46
14	2.1	16.90	2.0	16.09	2.0	16.16	---	---
12	2.6	20.92	2.5	20.12	2.5	20.20	---	---
11	3.1	24.94	3.0	24.14	3.0	24.24	---	---
10	3.6	28.97	3.5	28.16	3.5	28.28	---	---

N O T A S :

- 1) LOS PESOS SON PARA LOS ESPEORES DADOS.
- 2) SE HA AGREGADO 0.1mm PARA LAMINA GALVANIZADA
- 3) LOS ESPEORES SON NOMINALES; LA TOLERANCIA DEPENDE DEL ANCHO Y FABRICANTE.
- 4) LOS CALIBRES MOSTRADOS SON OBSOLETOS, LA LAMINA DEBERA ESPECIFICARSE por espesor.

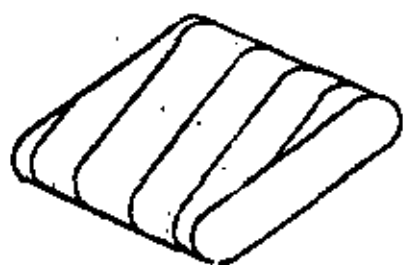
5) LOS ESPESORES DE LAMINA DE ALUMINIO TIENE EQUIVALENCIAS APROXIMADAMENTE IGUALES A LAS DE LA GALVANIZADA EN EL MISMO RENGLOM. PARA OBTENER EL ESPESOR DE LA LAMINA DE ALUMINIO EQUIVALENTE A LA GALVANIZADA, MULTIPLIQUE LA DE ESTA ULTIMA POR $2.9^{0.33} - 1.43$

6) POR NORMA SE HA ESTABLECIDO EL PESO DE LA LAMINA NEGRA EN 7850 kg/m³

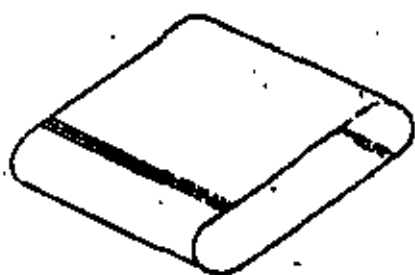
LA INDUSTRIA DEL ACERO HA AGREGADO 2.5% AL PESO DE LA HOJA PARA PERMITIR VARIACIONES EN DIMENSIONES. ESTA TOLERANCIA INCLUYE A LA LAMINA NEGRA.

7) TABLA DE CONVERSIONES: PULGADAS - mm/2.54

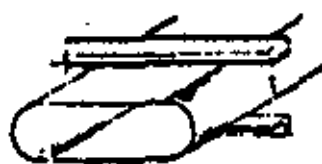
LB/PIE² - kg/m² : 4.8820



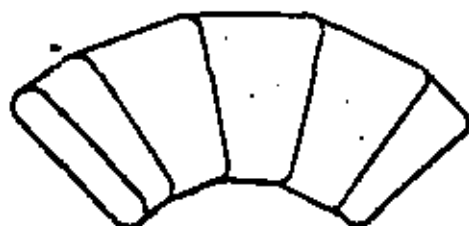
SPIRAL SEAM



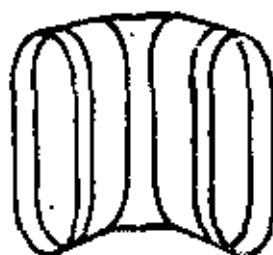
LONGITUDINAL SEAM



REINFORCEMENT



HARD BEND



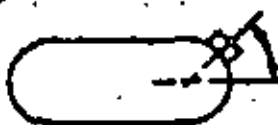
EASY BEND



RADII



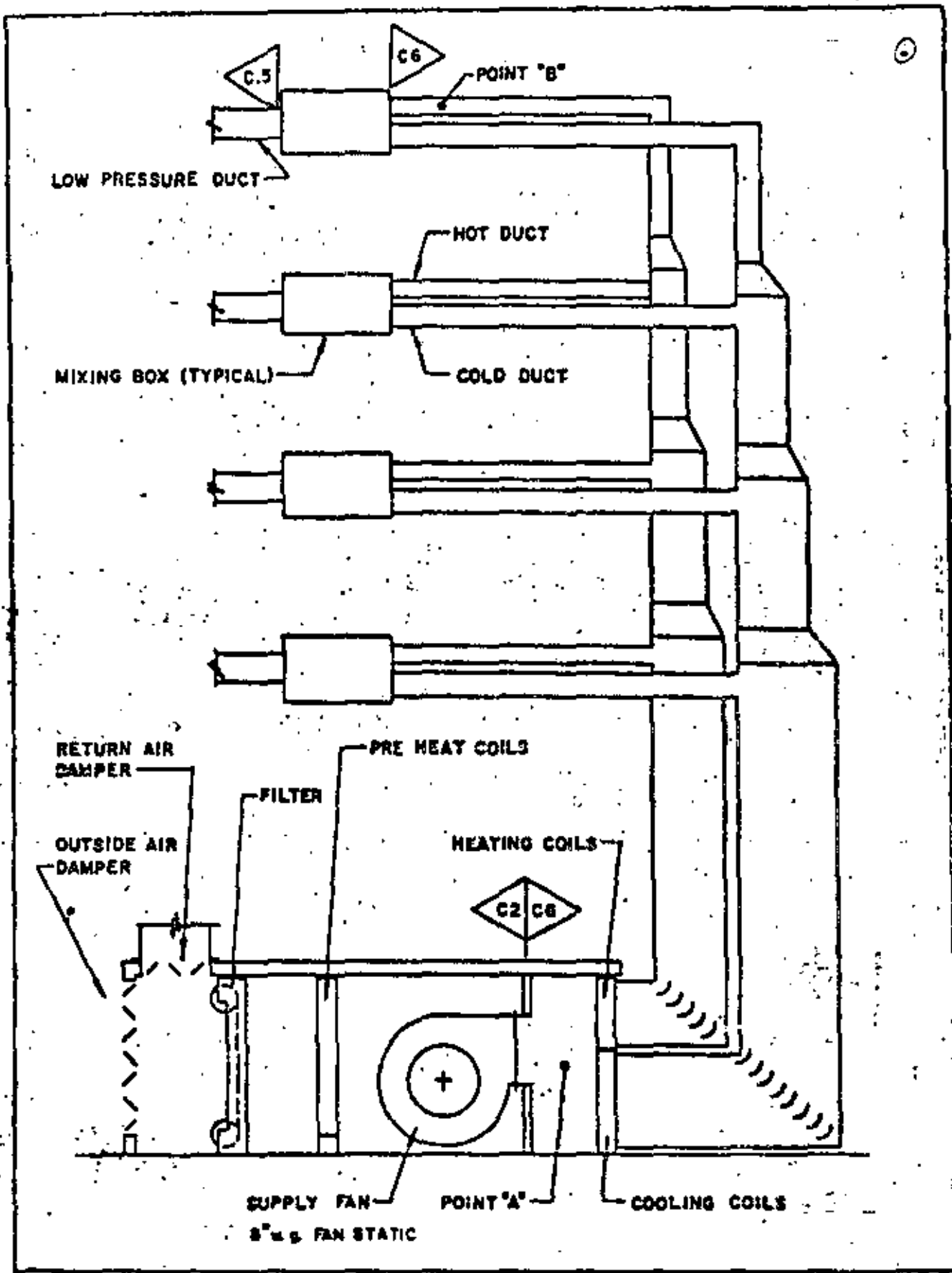
BRANCH
TAKE
OFF



CONICAL TAKE OFF

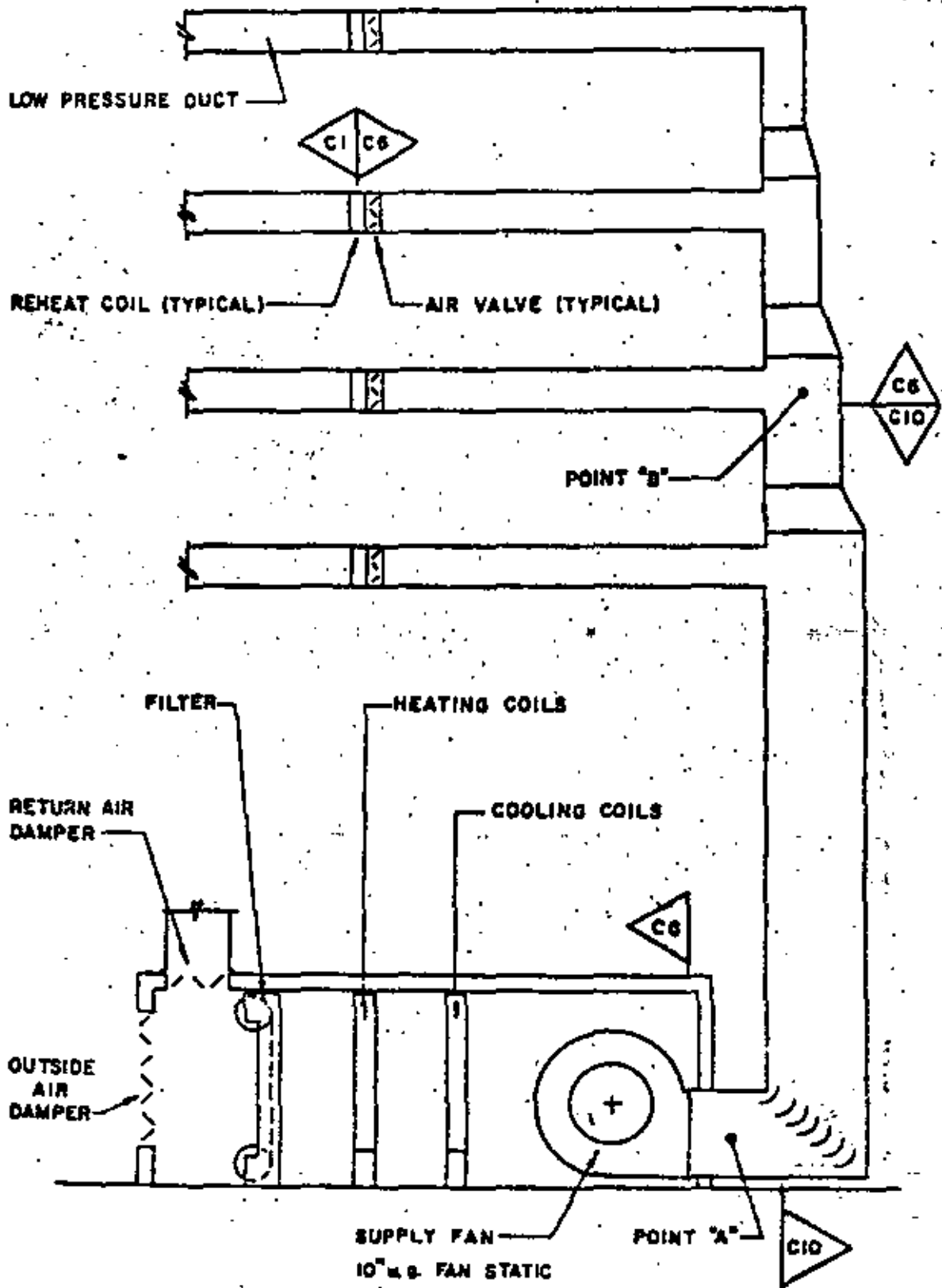
FLAT OVAL DUCTS

Fig. 3-1



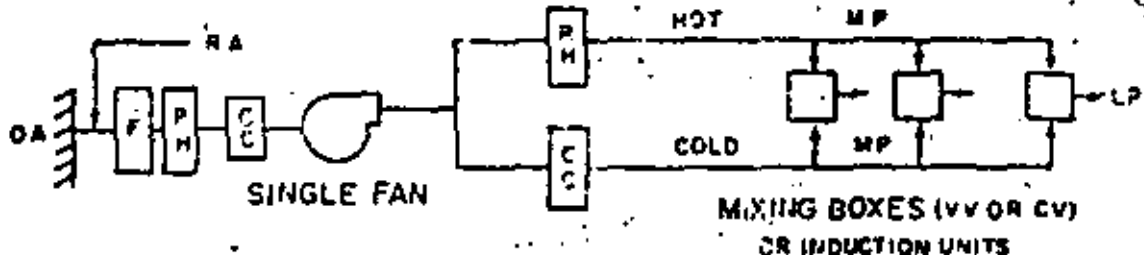
TYPICAL DUAL DUCT SUPPLY SYSTEM

Fig 1-4



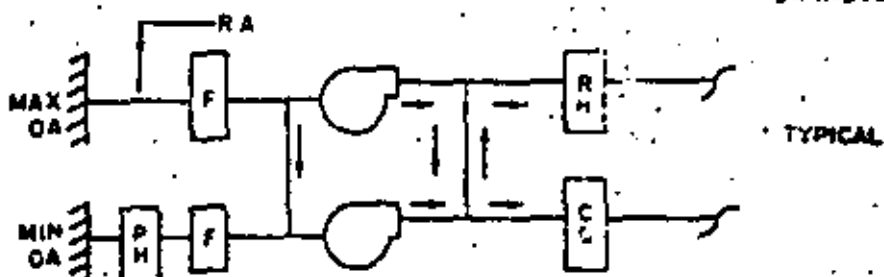
TYPICAL TERMINAL REHEAT SUPPLY SYSTEM

Fig. 1-3

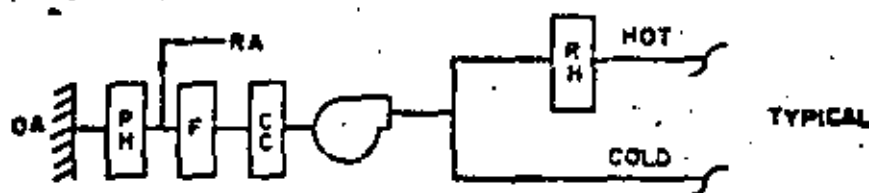


SINGLE FAN

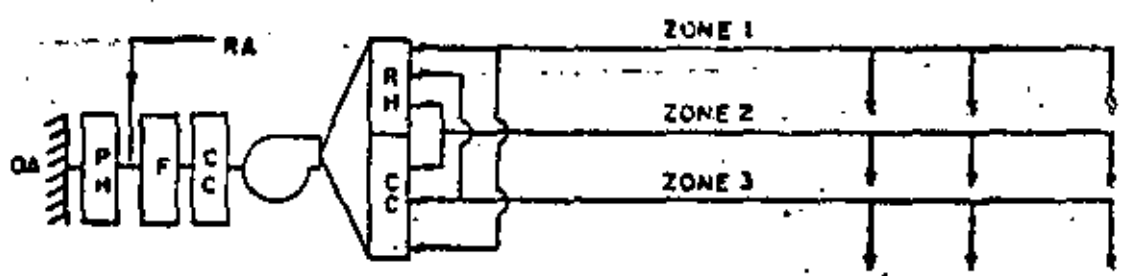
MIXING BOXES (VV OR CV)
OR INDUCTION UNITS



TWO FAN BLOW THRU



SINGLE FAN HOT DECK REHEAT



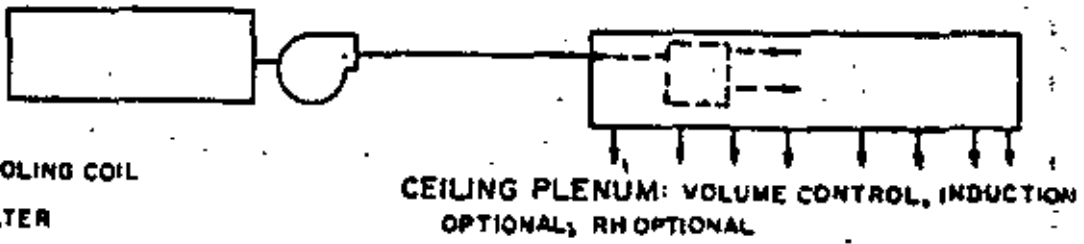
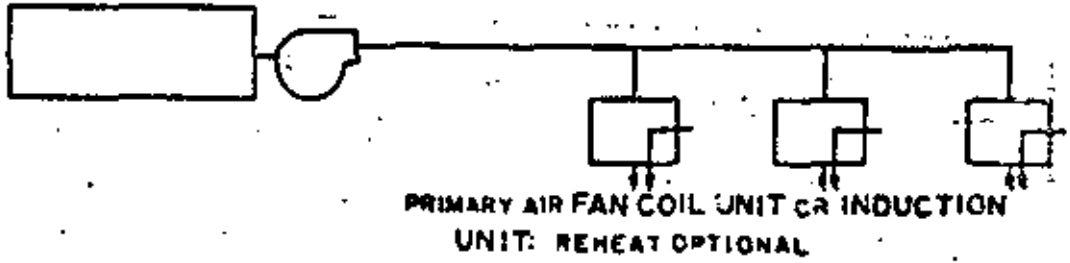
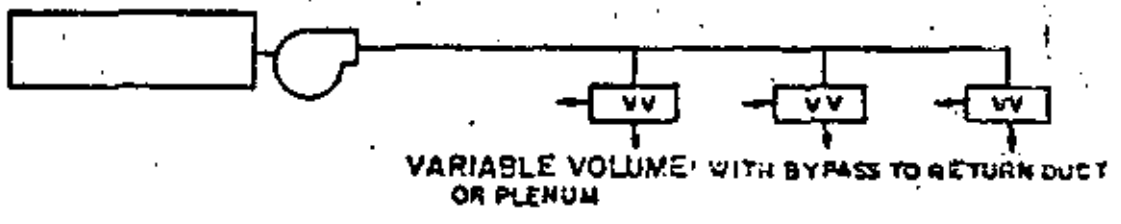
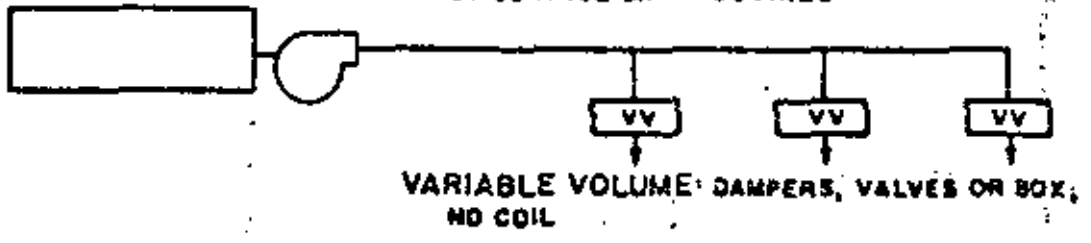
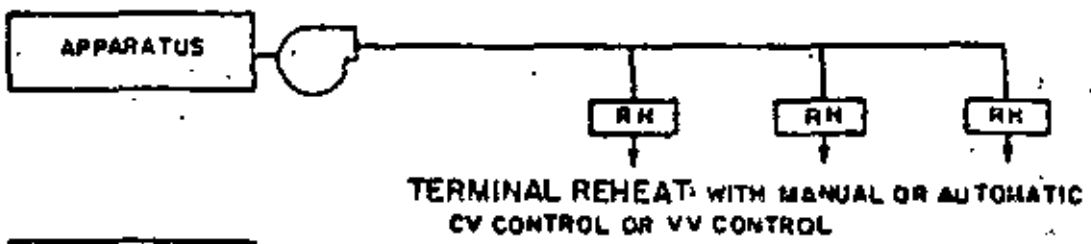
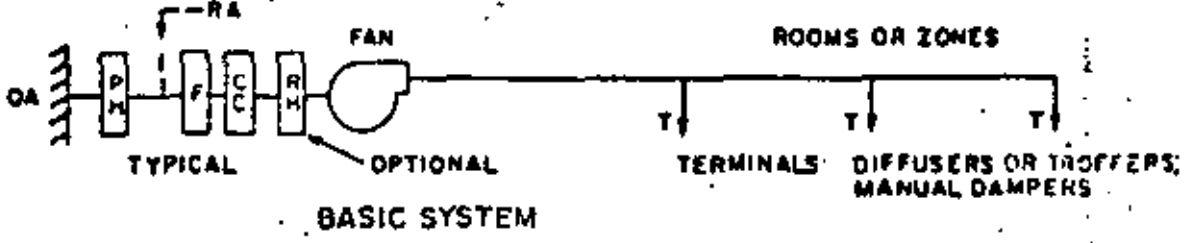
MULTIZONE

- F = FILTER
- CC = COOLING COIL
- PH = PREHEAT COIL
- OA = OUTSIDE AIR
- RH = REHEAT COIL

- VV = VARIABLE VOLUME
- CV = CONSTANT VOLUME
- LP = LOW PRESSURE DUCT
- MP = MEDIUM PRESSURE OR HIGH PRESSURE DUCT
- RA = RETURN AIR

DUAL PATH AIR SYSTEMS

Fig. 1-2



- CC = COOLING COIL
- F = FILTER
- PH = PREHEAT COIL
- CV = CONSTANT VOLUME
- VV = VARIABLE VOLUME,
- RA = RETURN AIR
- RH = REHEAT



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

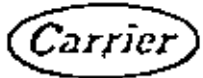
**PROYECTO, INSTALACION Y CONSERVACION DE SISTEMAS DE
ACONDICIONAMIENTO DE AIRE**

ANEXO

1. PSICROMETRIA

ING. RICARDO BRICEÑO LOPEZ

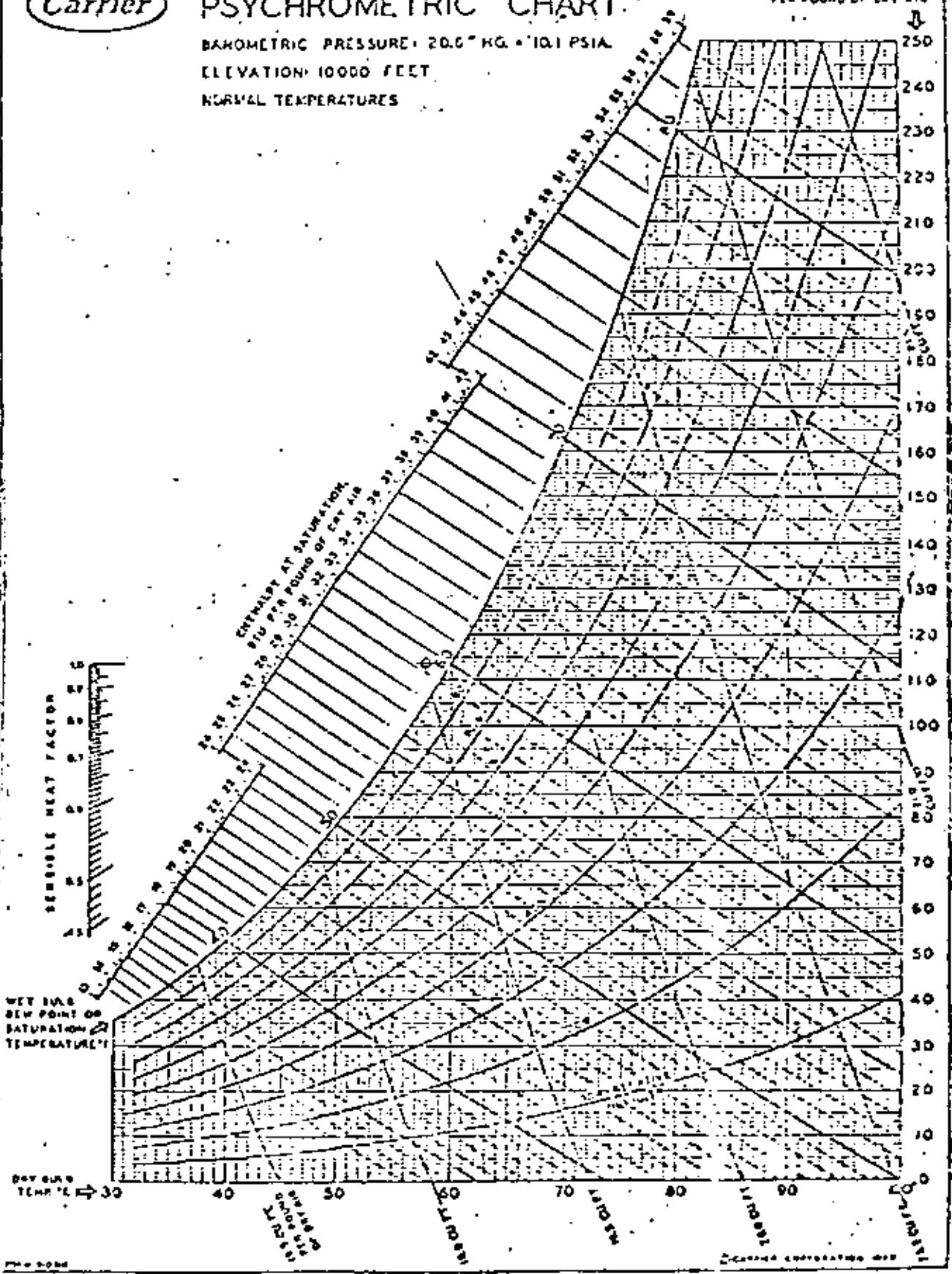
OCTUBRE 1982



PSYCHROMETRIC CHART

BAROMETRIC PRESSURE: 29.92" HG. = 1013 PSIA
 ELEVATION: 10000 FEET
 NORMAL TEMPERATURES

GRAINS OF MOISTURE
 PER POUND OF DRY AIR



PSYCHROMETRIC CHART

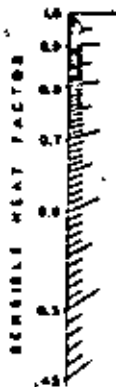
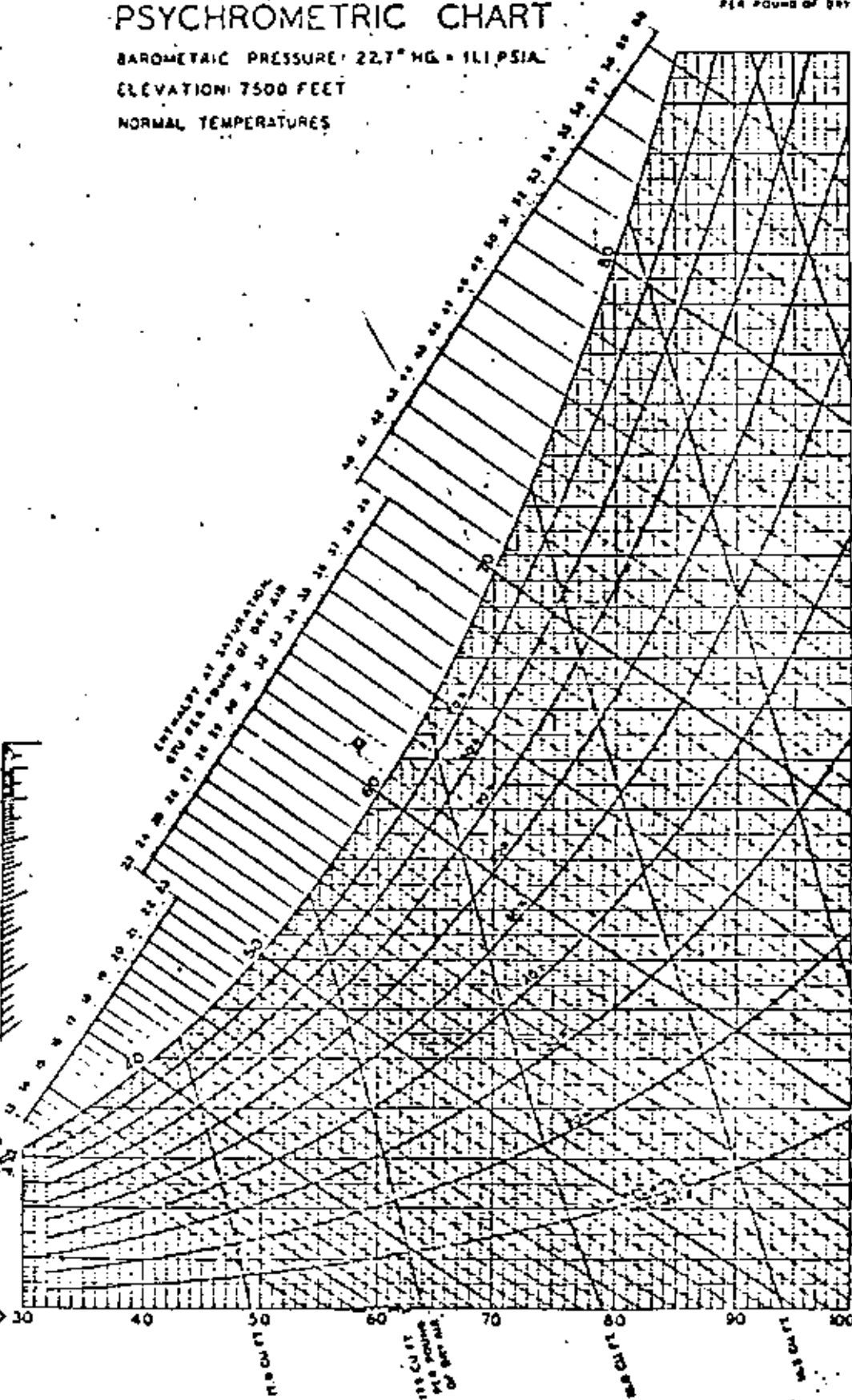
BAROMETRIC PRESSURE: 22.7" HG = 111.9 PSIA

ELEVATION: 7500 FEET

NORMAL TEMPERATURES

GRAINS OF MOISTURE
PER POUND OF DRY AIR

250
240
230
220
210
200
190
180
170
160
150
140
130
120
110
100
90
80
70
60
50
40
30
20
10
0



WET BULB
DEW POINT OR
SATURATION
TEMPERATURE

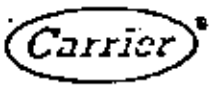
DRY BULB
TEMP °F → 30

WET BULB

DEW POINT

TEMPERATURE

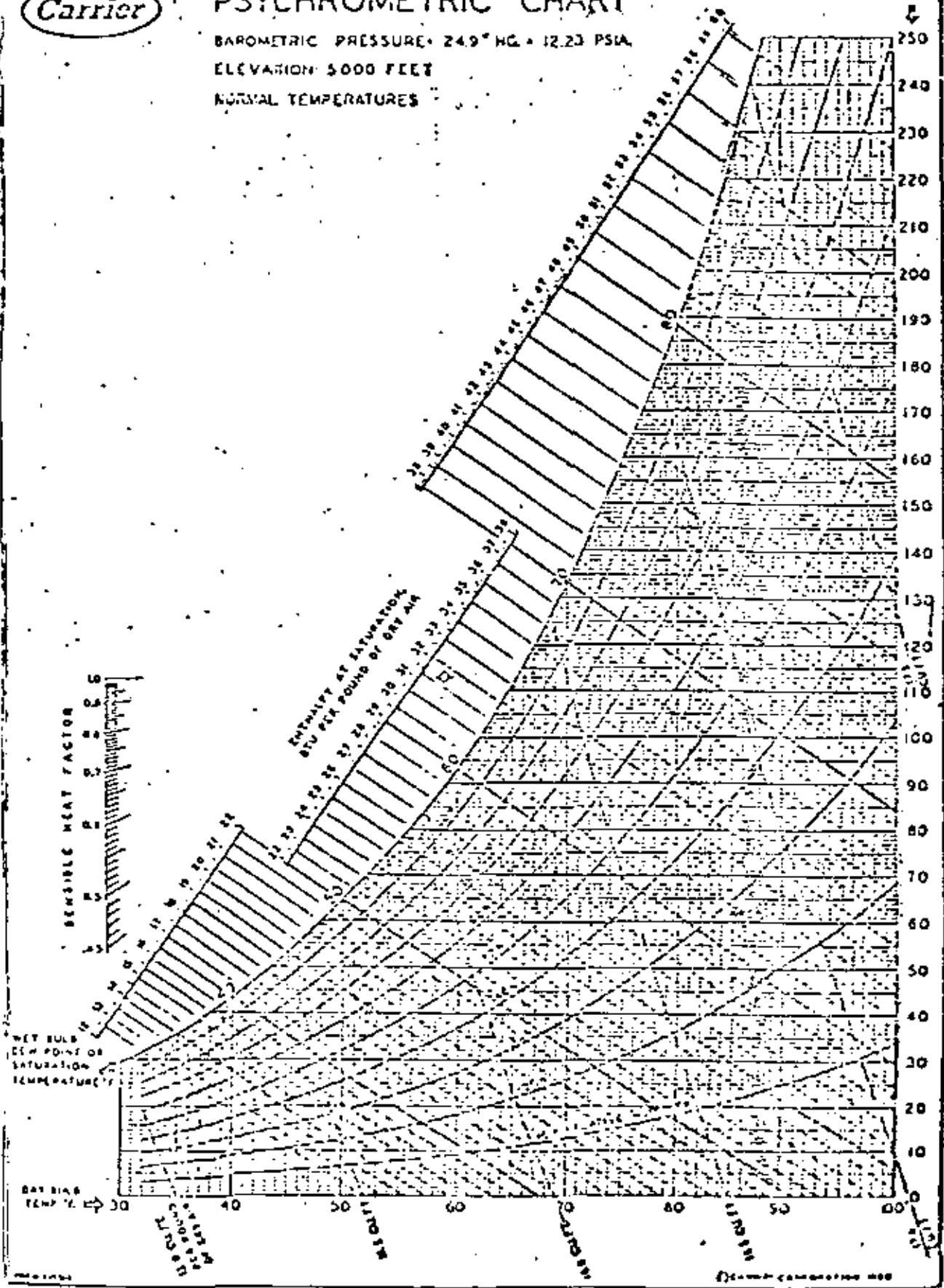
TEMPERATURE

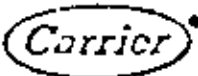


PSYCHROMETRIC CHART

BAROMETRIC PRESSURE • 24.9" HG • 12.23 PSIA
ELEVATION: 5000 FEET
NORMAL TEMPERATURES

GRAINS OF MOISTURE
PER POUND OF DRY AIR





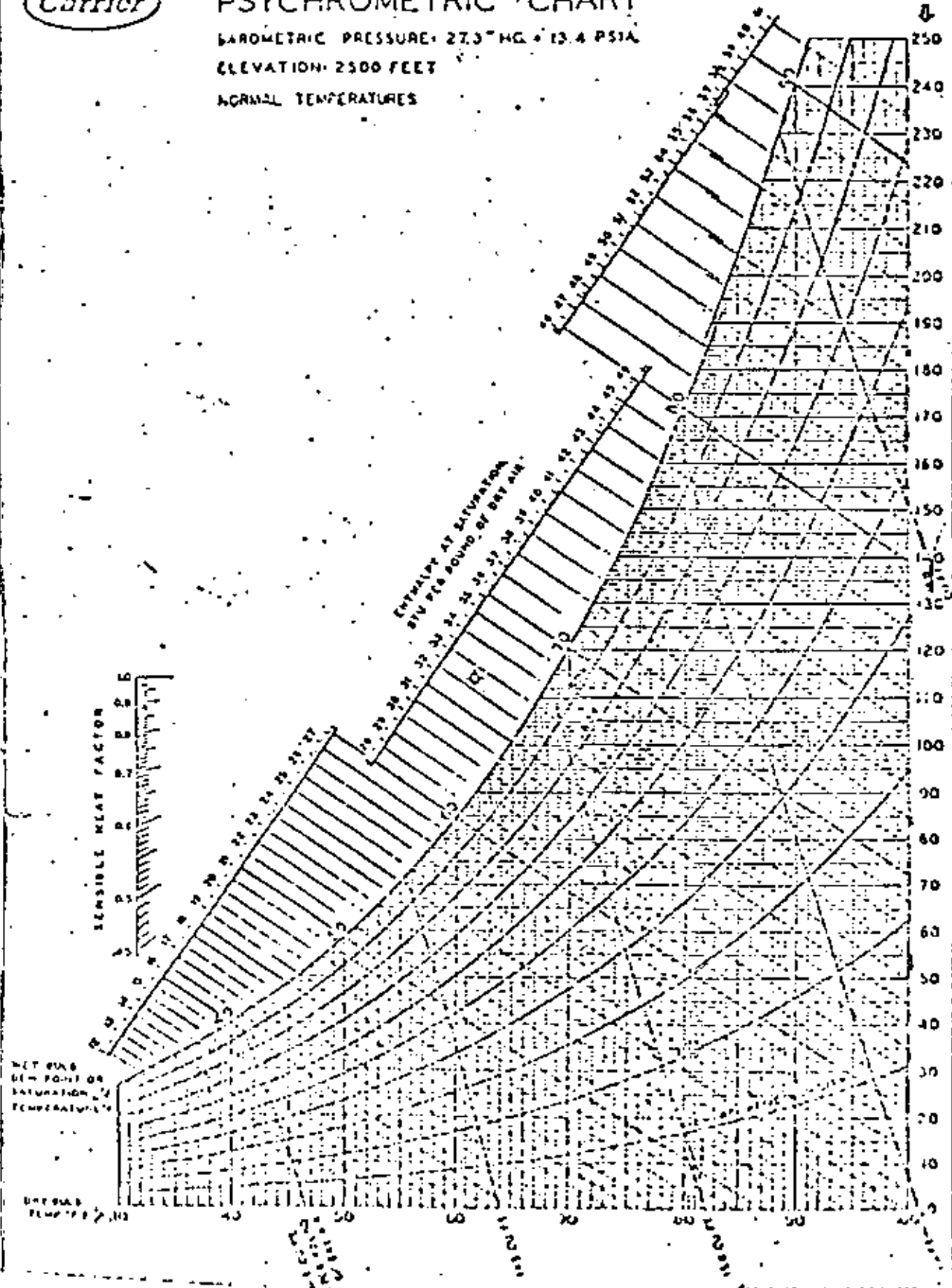
PSYCHROMETRIC CHART

BAROMETRIC PRESSURE: 27.3" HG. + 13.4 PSIA

ELEVATION: 2500 FEET

NORMAL TEMPERATURES

GRAINS OF MOISTURE PER POUND OF DRY AIR



Copyright 1934 by Carrier Corporation



**PROYECTO, INSTALACION Y CONSERVACION DE
SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE**

T A B L A S

26 OCTUBRE, 1982

TABLE 6 — ENTHALPY OF SATURATED AIR AT VARIOUS WET BULB TEMPERATURES

PART A — Interpolated to Tenths of Degree, 40 WB - 79.6 WB*

**PART B —
Condensed Table,
40 WB - 80 WB**

WET BULB TEMP.	BTU PER POUND	WET BULB TEMP.	BTU PER POUND	WET BULB TEMP.	BTU PER POUND	WET BULB TEMP.	BTU PER POUND	WET BULB TEMP.	BTU PER POUND	WET BULB TEMP.	BTU PER POUND	WET BULB TEMP.	BTU PER POUND	WET BULB TEMP.	BTU PER POUND
40.0	15.22	48.0	17.68	50.0	20.39	58.0	23.22	60.0	26.48	65.0	30.04	70.0	34.09	75.0	38.61
.1	15.24	.1	17.70	.1	20.38	.1	23.28	.1	26.53	.1	30.14	.1	34.18	.1	38.71
.2	15.32	.2	17.78	.2	20.41	.2	23.34	.2	26.60	.2	30.21	.2	34.25	.2	38.80
.3	15.37	.3	17.85	.3	20.47	.3	23.41	.3	26.67	.3	30.28	.3	34.32	.3	38.90
.4	15.43	.4	17.88	.4	20.52	.4	23.47	.4	26.74	.4	30.37	.4	34.42	.4	38.99
40.5	15.47	48.5	17.91	50.5	20.56	58.5	23.33	60.5	26.61	65.5	30.45	70.5	34.52	75.5	39.09
.6	15.51	.6	17.96	.6	20.64	.6	23.39	.6	26.67	.6	30.52	.6	34.61	.6	39.18
.7	15.56	.7	18.01	.7	20.69	.7	23.65	.7	26.94	.7	30.80	.7	34.69	.7	39.28
.8	15.61	.8	18.06	.8	20.75	.8	23.72	.8	27.01	.8	30.88	.8	34.78	.8	39.38
.9	15.65	.9	18.11	.9	20.80	.9	23.78	.9	27.08	.9	30.75	.9	34.86	.9	39.47
41.0	15.70	49.0	18.18	51.0	20.88	59.0	23.84	61.0	27.18	66.0	30.83	71.0	34.85	76.0	39.57
.1	15.75	.1	18.21	.1	20.92	.1	23.90	.1	27.22	.1	30.91	.1	35.04	.1	39.67
.2	15.80	.2	18.26	.2	20.97	.2	23.97	.2	27.29	.2	30.99	.2	35.13	.2	39.77
.3	15.84	.3	18.32	.3	21.03	.3	24.03	.3	27.36	.3	31.07	.3	35.21	.3	39.87
.4	15.89	.4	18.37	.4	21.09	.4	24.10	.4	27.43	.4	31.15	.4	35.30	.4	39.97
41.5	15.94	49.5	18.42	51.5	21.15	59.5	24.18	61.5	27.50	66.5	31.23	71.5	35.39	76.5	40.07
.6	15.99	.6	18.47	.6	21.20	.6	24.22	.6	27.57	.6	31.30	.6	35.48	.6	40.17
.7	16.04	.7	18.52	.7	21.26	.7	24.29	.7	27.64	.7	31.38	.7	35.57	.7	40.27
.8	16.08	.8	18.58	.8	21.32	.8	24.35	.8	27.71	.8	31.46	.8	35.65	.8	40.37
.9	16.13	.9	18.63	.9	21.38	.9	24.42	.9	27.78	.9	31.54	.9	35.74	.9	40.47
42.0	16.17	47.0	18.68	52.0	21.44	57.0	24.48	62.0	27.88	67.0	31.62	72.0	35.83	77.0	40.57
.1	16.22	.1	18.73	.1	21.49	.1	24.54	.1	27.92	.1	31.70	.1	35.92	.1	40.67
.2	16.27	.2	18.78	.2	21.55	.2	24.61	.2	27.99	.2	31.78	.2	36.01	.2	40.77
.3	16.32	.3	18.84	.3	21.61	.3	24.67	.3	28.07	.3	31.86	.3	36.10	.3	40.87
.4	16.37	.4	18.89	.4	21.67	.4	24.74	.4	28.14	.4	31.94	.4	36.19	.4	40.97
42.5	16.42	47.5	18.98	52.5	21.73	57.5	24.80	62.5	28.21	67.5	32.02	72.5	36.29	77.5	41.08
.6	16.48	.6	19.00	.6	21.78	.6	24.88	.6	28.28	.6	32.10	.6	36.38	.6	41.18
.7	16.51	.7	19.05	.7	21.84	.7	24.93	.7	28.35	.7	32.18	.7	36.47	.7	41.28
.8	16.56	.8	19.10	.8	21.90	.8	24.99	.8	28.43	.8	32.26	.8	36.56	.8	41.38
.9	16.61	.9	19.16	.9	21.96	.9	25.06	.9	28.50	.9	32.34	.9	36.65	.9	41.48
43.0	16.66	48.0	19.21	53.0	22.02	58.0	25.12	63.0	28.57	68.0	32.42	73.0	36.74	78.0	41.58
.1	16.71	.1	19.26	.1	22.08	.1	25.19	.1	28.64	.1	32.50	.1	36.83	.1	41.68
.2	16.76	.2	19.32	.2	22.14	.2	25.25	.2	28.72	.2	32.59	.2	36.92	.2	41.79
.3	16.81	.3	19.37	.3	22.20	.3	25.32	.3	28.79	.3	32.67	.3	37.02	.3	41.89
.4	16.86	.4	19.43	.4	22.26	.4	25.38	.4	28.87	.4	32.75	.4	37.11	.4	42.00
43.5	16.91	48.5	19.48	53.5	22.32	58.5	25.45	63.5	28.94	68.5	32.84	73.5	37.20	78.5	42.10
.6	16.93	.6	19.53	.6	22.38	.6	25.52	.6	29.01	.6	32.92	.6	37.29	.6	42.20
.7	17.00	.7	19.59	.7	22.44	.7	25.58	.7	29.08	.7	33.00	.7	37.38	.7	42.31
.8	17.08	.8	19.64	.8	22.50	.8	25.65	.8	29.16	.8	33.08	.8	37.48	.8	42.41
.9	17.10	.9	19.70	.9	22.56	.9	25.71	.9	29.24	.9	33.17	.9	37.57	.9	42.52
44.0	17.15	49.0	19.75	54.0	22.62	59.0	25.76	64.0	29.31	69.0	33.25	74.0	37.66	79.0	42.62
.1	17.20	.1	19.81	.1	22.68	.1	25.83	.1	29.39	.1	33.33	.1	37.76	.1	42.73
.2	17.25	.2	19.86	.2	22.74	.2	25.89	.2	29.46	.2	33.42	.2	37.85	.2	42.83
.3	17.30	.3	19.92	.3	22.80	.3	25.96	.3	29.54	.3	33.50	.3	37.95	.3	42.94
.4	17.35	.4	19.97	.4	22.86	.4	26.03	.4	29.61	.4	33.59	.4	38.04	.4	43.05
44.5	17.40	49.5	20.03	54.5	22.92	59.5	26.12	64.5	29.69	69.5	33.67	74.5	38.14	79.5	43.16
.6	17.45	.6	20.08	.6	22.98	.6	26.19	.6	29.76	.6	33.75	.6	38.23	.6	43.26
.7	17.50	.7	20.14	.7	23.04	.7	26.26	.7	29.84	.7	33.84	.7	38.33	.7	43.37
.8	17.55	.8	20.19	.8	23.10	.8	26.32	.8	29.91	.8	33.92	.8	38.42	.8	43.48
.9	17.60	.9	20.25	.9	23.16	.9	26.39	.9	29.99	.9	34.01	.9	38.57	.9	43.58

* FROM CHAPTER 3, HEATING VENTILATING AIR-CONDITIONING GUIDE, 1988. USED BY PERMISSION.

TABLE 7—MIXTURES OF AIR AND SATURATED WATER VAPOR*

(Based on 29.92 In. Barometric Pressure)

TEMP. °F	PRESSURE OF SATURATED VAPOR		WEIGHT OF SATURATED VAPOR PER POUND OF DRY AIR		VOLUME IN CU. FT.		ENTHALPY HEAT CONTENT IN BTU OF 1 LB. OF DRY AIR ABOVE 0°	ENTHALPY HEAT OF VAPOR, BTU	ENTHALPY HEAT CONTENT IN BTU OF 1 LB. OF DRY AIR WITH VAPOR TO SATURATE IT
	IN. HG. ABSOLUTE	P.S.I.A.	POUNDS	GRAINS	OF 1 LB. OF DRY AIR	OF 1 LB. OF DRY AIR + VAPOR TO SATURATE IT			
0	0.0378	0.0185	0.000747	3.81	11.58	11.59	0.0	0.835	0.835
2	.0418	.0205	.000874	4.12	11.63	11.65	0.480	0.828	1.408
4	.0463	.0227	.000989	4.78	11.68	11.70	0.967	1.030	1.991
6	.0513	.0252	.001074	7.52	11.73	11.75	1.441	1.142	2.583
8	.0568	.0275	.001189	8.32	11.78	11.80	1.922	1.266	3.188
10	.0629	.0309	.001315	9.31	11.83	11.86	2.402	1.401	3.803
12	.0695	.0341	.001454	10.18	11.88	11.91	2.884	1.550	4.432
14	.0767	.0377	.001606	11.24	11.94	11.97	3.363	1.719	5.076
16	.0846	.0418	.001772	12.40	11.99	12.02	3.843	1.892	5.735
18	.0933	.0458	.001953	13.67	12.04	12.08	4.324	2.068	6.412
20	.1027	.0504	.002152	18.06	12.09	12.13	4.804	2.302	7.106
22	.1131	.0555	.002369	18.58	12.14	12.18	5.284	2.538	7.820
24	.1243	.0610	.002606	19.24	12.19	12.24	5.765	2.782	8.557
26	.1366	.0671	.002865	20.06	12.24	12.30	6.245	3.072	9.317
28	.1497	.0735	.003147	22.03	12.29	12.35	6.728	3.377	10.103
30	.1645	.0808	.003454	24.18	12.34	12.41	7.206	3.709	10.915
32	.1804	.0886	.003788	26.52	12.38	12.47	7.686	4.072	11.758
33	.1878	.0922	.003844	27.61	12.41	12.49	7.827	4.242	12.169
34	.1955	.0980	.004107	28.75	12.44	12.52	8.167	4.418	12.585
35	.2034	.1000	.004275	29.93	12.47	12.55	8.407	4.601	13.008
36	.2117	.1040	.004450	31.15	12.49	12.58	8.647	4.791	13.438
37	.2202	.1082	.004631	32.42	12.52	12.61	8.887	4.987	13.874
38	.2290	.1125	.004818	33.73	12.54	12.64	9.128	5.191	14.319
39	.2382	.1170	.005012	35.08	12.57	12.67	9.368	5.403	14.771
40	.2477	.1217	.005213	36.48	12.59	12.70	9.608	5.622	15.230
41	.2575	.1265	.005421	37.95	12.62	12.73	9.848	5.848	15.697
42	.2676	.1314	.005638	39.47	12.64	12.76	10.088	6.084	16.172
43	.2781	.1364	.005860	41.02	12.67	12.79	10.329	6.328	16.657
44	.2890	.1415	.006091	42.64	12.69	12.82	10.569	6.580	17.149
45	.3002	.1474	.006333	44.31	12.72	12.85	10.809	6.841	17.650
46	.3119	.1532	.006588	46.06	12.74	12.88	11.049	7.112	18.161
47	.3239	.1591	.006854	47.88	12.77	12.91	11.289	7.391	18.680
48	.3363	.1652	.007110	49.70	12.79	12.94	11.530	7.681	19.211
49	.3491	.1715	.007377	51.59	12.82	12.97	11.770	7.981	19.751
50	.3624	.1780	.007656	53.62	12.84	13.00	12.010	8.291	20.301
51	.3761	.1847	.007955	55.65	12.87	13.03	12.250	8.612	20.862
52	.3903	.1917	.008266	57.82	12.89	13.07	12.491	8.945	21.436
53	.4049	.1989	.008577	59.99	12.92	13.10	12.731	9.289	22.020
54	.4200	.2063	.008899	62.23	12.95	13.13	12.971	9.644	22.616
55	.4357	.2140	.009223	64.61	12.97	13.16	13.211	10.01	23.22
56	.4518	.2219	.009558	67.06	13.00	13.20	13.452	10.39	23.84
57	.4684	.2301	.009903	69.51	13.02	13.23	13.692	10.79	24.48
58	.4856	.2385	.010300	72.10	13.05	13.26	13.932	11.19	25.12
59	.5033	.2472	.010699	74.83	13.07	13.30	14.172	11.61	25.78
60	.5216	.2562	.011098	77.6	13.10	13.33	14.413	12.05	26.46
61	.5405	.2655	.011499	80.4	13.12	13.36	14.653	12.50	27.15
62	.5600	.2750	.011911	83.4	13.15	13.40	14.893	12.98	27.85
63	.5800	.2849	.012335	86.5	13.17	13.43	15.134	13.44	28.57
64	.6007	.2950	.012800	89.6	13.20	13.47	15.374	13.94	29.31
65	.6221	.3055	.013288	92.8	13.22	13.50	15.614	14.45	30.06
66	.6441	.3163	.013774	96.2	13.25	13.54	15.853	14.98	30.83
67	.6668	.3275	.014244	99.7	13.27	13.58	16.093	15.53	31.62
68	.6902	.3390	.014725	103.3	13.30	13.61	16.335	16.09	32.42
69	.7143	.3508	.015228	107.0	13.32	13.65	16.576	16.67	33.25
70	.7392	.3631	.015821	110.7	13.35	13.69	16.816	17.27	34.09
71	.7648	.3758	.016339	114.7	13.38	13.73	17.056	17.89	34.95
72	.7911	.3885	.016977	118.8	13.40	13.76	17.297	18.53	35.83
73	.8183	.4019	.017557	123.0	13.43	13.80	17.537	19.20	36.74
74	.8462	.4158	.018199	127.3	13.45	13.84	17.778	19.88	37.66

* ALL DATA EXCEPT THIRD AND FIFTH VERTICAL COLUMNS ARE FROM CHAPTER 2, HEATING VENTILATING AIR-CONDITIONING GUIDE, 1968. USED BY PERMISSION.

TABLE 7 — (CONTINUED)

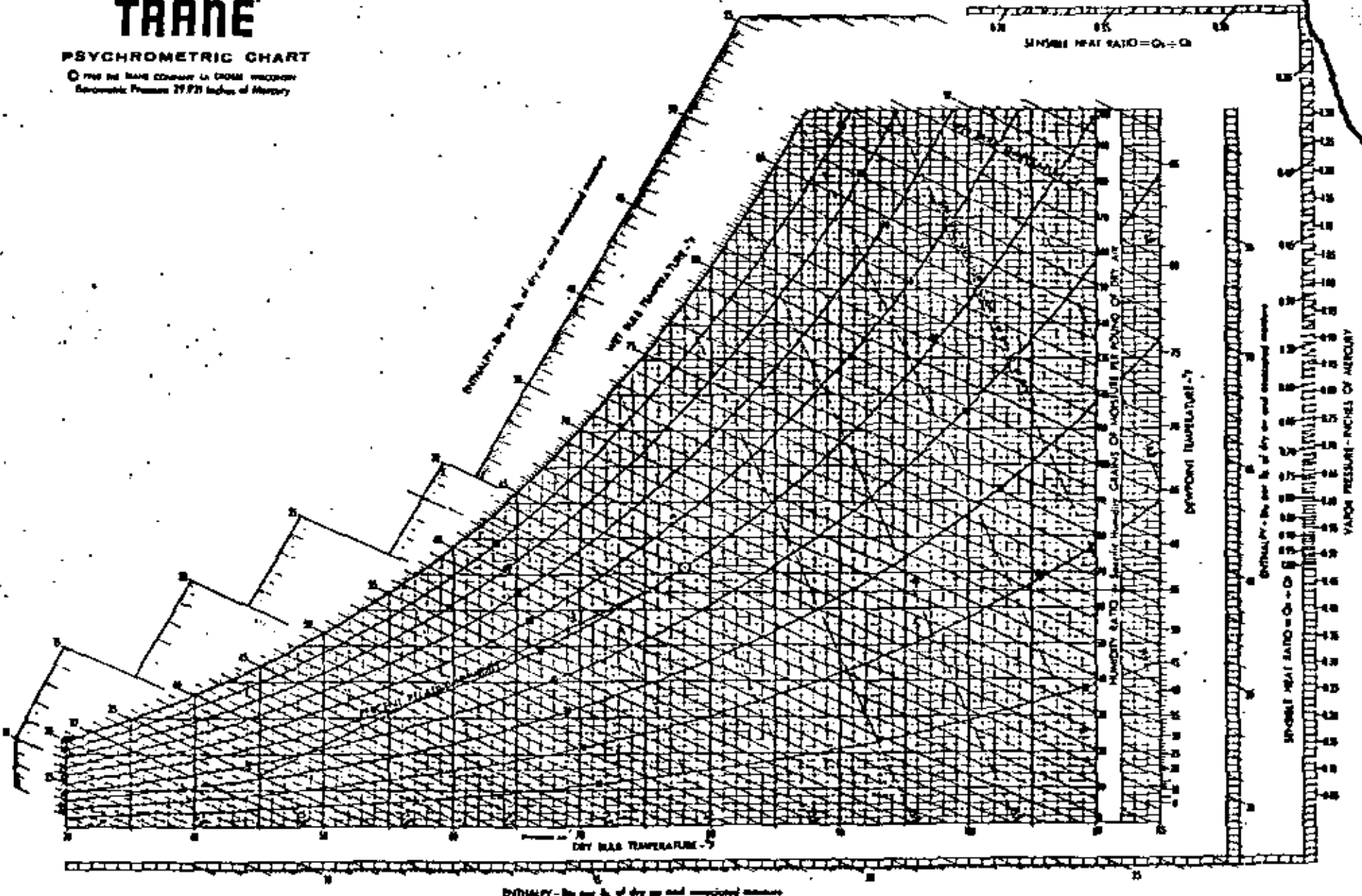
TEMP. °F	PRESSURE OF SATURATED VAPOR		WEIGHT OF SATURATED VAPOR PER POUND OF DRY AIR		VOLUME IN CU. FT.		ENTHALPY HEAT CONTENT IN BTU OF 1 LB. OF DRY AIR ABOVE 0°F	ENTHALPY HEAT OF VAPOR, BTU	ENTHALPY HEAT CONTENT IN BTU OF 1 LB. OF DRY AIR WITH VAPOR TO SATURATE IT
	IN. OF HG. ABSOLUTE	P.S.I.A.	POUNDS	GRAINS	OF 1 LB. OF DRY AIR	OF 1 LB. OF DRY AIR + VAPOR TO SATURATE IT			
76	.8790	.4298	.01892	131.7	13.48	13.85	18.018	20.59	38.61
78	.9047	.4443	.01948	136.4	13.50	13.92	18.259	21.31	39.97
77	.9332	.4592	.02018	141.1	13.53	13.96	18.499	22.07	40.97
78	.9667	.4748	.02086	146.0	13.55	14.00	18.740	22.84	41.98
79	.9990	.4907	.02159	151.1	13.58	14.03	18.980	23.64	42.62
80	1.0323	.5070	.02233	156.3	13.60	14.09	19.221	24.47	43.66
81	1.0665	.5238	.02310	161.7	13.63	14.13	19.461	25.32	44.78
82	1.1017	.5411	.02389	167.2	13.65	14.17	19.702	26.20	45.90
83	1.1379	.5589	.02471	173.0	13.68	14.22	19.942	27.10	47.04
84	1.1762	.5772	.02555	178.9	13.70	14.26	20.183	28.04	48.22
85	1.214	.5960	.02642	184.9	13.73	14.31	20.423	29.01	49.43
86	1.253	.6154	.02731	191.2	13.75	14.35	20.663	30.00	50.66
87	1.293	.6353	.02824	197.7	13.78	14.40	20.904	31.03	51.93
88	1.333	.6557	.02919	204.3	13.80	14.45	21.144	32.09	53.23
89	1.378	.6766	.03017	211.2	13.83	14.50	21.385	33.18	54.56
90	1.422	.6984	.03118	218.3	13.86	14.55	21.625	34.31	55.93
91	1.467	.7206	.03223	225.6	13.88	14.60	21.865	35.47	57.33
92	1.514	.7434	.03330	233.1	13.91	14.65	22.106	36.67	58.78
93	1.561	.7666	.03441	240.8	13.93	14.70	22.346	37.90	60.25
94	1.610	.7902	.03556	248.9	13.95	14.75	22.587	39.16	61.77
95	1.661	.8152	.03673	257.1	13.98	14.80	22.827	40.49	63.32
96	1.713	.8410	.03793	265.7	14.01	14.86	23.068	41.85	64.92
97	1.766	.8671	.03920	274.4	14.03	14.91	23.308	43.24	66.55
98	1.820	.8938	.04049	283.4	14.06	14.97	23.548	44.66	68.23
99	1.876	.9213	.04182	292.7	14.08	15.02	23.789	46.11	69.95
100	1.933	.9495	.04319	302.3	14.11	15.08	24.029	47.70	71.73
101	1.992	.9785	.04459	312.2	14.14	15.14	24.270	49.28	73.55
102	2.053	1.0082	.04606	322.4	14.16	15.20	24.510	50.91	75.42
103	2.115	1.0387	.04758	332.9	14.19	15.25	24.751	52.59	77.34
104	2.179	1.0700	.04911	343.8	14.21	15.33	24.991	54.32	79.31
105	2.244	1.1021	.0507	355.	14.24	15.39	25.232	56.11	81.34
106	2.311	1.135	.0523	366.	14.26	15.46	25.472	57.93	83.42
107	2.380	1.169	.0540	378.	14.28	15.52	25.713	59.83	85.56
108	2.450	1.203	.0558	391.	14.31	15.59	25.953	61.80	87.76
109	2.521	1.239	.0576	405.	14.34	15.66	26.194	63.82	90.03
110	2.600	1.277	.0594	418.	14.36	15.73	26.434	65.91	92.34
111	2.673	1.313	.0614	430.	14.39	15.80	26.675	68.05	94.72
112	2.751	1.351	.0633	443.	14.41	15.87	26.915	70.27	97.18
113	2.830	1.390	.0654	458.	14.44	15.95	27.156	72.53	99.71
114	2.912	1.430	.0675	473.	14.46	16.02	27.397	74.81	102.31
115	2.996	1.471	.0696	487.	14.49	16.10	27.637	77.34	104.98
116	3.082	1.514	.0719	503.	14.52	16.18	27.878	79.95	107.73
117	3.170	1.557	.0742	519.	14.54	16.26	28.119	82.43	110.55
118	3.260	1.601	.0765	536.	14.57	16.35	28.359	85.10	113.46
119	3.353	1.647	.0790	553.	14.59	16.43	28.600	87.86	116.46
120	3.447	1.693	.0815	570.	14.62	16.52	28.841	90.70	119.54
125	3.950	1.843	.0954	658.	14.73	16.99	30.044	106.4	136.44
130	4.527	2.223	.1110	781.	14.88	17.53	31.248	124.7	155.9
135	5.168	2.538	.1308	916.	15.00	18.13	32.452	146.4	178.9
140	5.884	2.890	.1534	1074.	15.13	18.84	33.655	172.0	205.7
145	6.683	3.282	.1803	1262.	15.28	19.64	34.859	202.5	237.4
150	7.572	3.719	.2123	1488.	15.39	20.60	36.063	239.2	279.3
155	8.550	4.204	.2514	1760.	15.52	21.73	37.267	283.5	328.8
160	9.656	4.743	.2980	2093.	15.64	23.09	38.472	337.8	378.3
165	10.866	5.337	.3581	2507.	15.77	24.75	39.677	405.3	445.0
170	12.20	5.992	.4327	3028.9	15.90	26.64	40.882	480.6	531.5
175	13.68	6.72	.5292	3704.4	16.03	28.81	42.087	601.1	643.2
180	15.29	7.51	.6578	4604.6	16.16	31.04	43.292	744.5	791.8
185	17.07	8.38	.8363	5854.1	16.28	33.89	44.498	953.2	997.7
190	19.02	9.34	1.099	7693.	16.41	45.00	45.704	1255.0	1301.0
200	23.47	11.93	2.295	16065.	16.67	77.24	46.119	2629.0	2677.0

• ALL DATA EXCEPT THIRD AND FIFTH VERTICAL COLUMNS ARE FROM CHAPTER 3, HEATING VENTILATING AIR-CONDITIONING GUIDE, 1994. USED BY PERMISSION.

TRANE

PSYCHROMETRIC CHART

© 1968 THE TRANE COMPANY, LA CROSSE, WISCONSIN
Barometric Pressure 29.921 Inches of Mercury



ENTHALPY - Btu per lb. of dry air and associated moisture



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

**PROYECTO INSTALACION Y CONSERVACION DE SISTEMAS DE
ACONDICIONAMIENTO DE AIRE**

**COORDINACION ENTRE PROYECTOS MECANICOS Y
PROYECTO ELECTRICO**

NOVIEMBRE, 1982

EQUIPO. PUNTOS DE REVISION.

OBSERVACIONES Y SUGERENCIAS PERIODICAS DE ACCION.

CURSO DE INSTALACIONES DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

170
ELECTRICO.

REVISAR CORRECTA OPERACION DE LOS APARATOS DE CONTROL.

SI ENCUENTRA FALLA, CORREGIRLA.

TRIMESTRAL-
MENTE.

SEGUIR LO ESTABLECIDO PARA MANTENIMIENTO DE EQUIPO ELECTRICO (MOTORES, ARRANCADORES, INTERRUPTORES, LINEAS DE CONDUCCION, ETC)

COORDINACION ENTRE PROYECTOS MECANICOS

Y PROYECTO ELECTRICO.

ING. ALFREDO ARELLANO S.

M. S. A. S. S. S.

TIPO DE MOTORA: CORRIENTE ALTEAMA: INDUCCION JAULA DE ARDILLA
COMPRESOR HERMETICO.

CAPACIDAD ELECTRICA

- WATTS.
- VOLTIAMPERES.
- CABALLOS DE FUERZA.
- CORRIENTE A PLENA CARGA.

TENSION DE OPERACION

- PARA MOTORES: 120 V.
- 270 V.
- 440 V.
- PARA CONSULES:- 220 V.
- 120 V.
- 24 V.

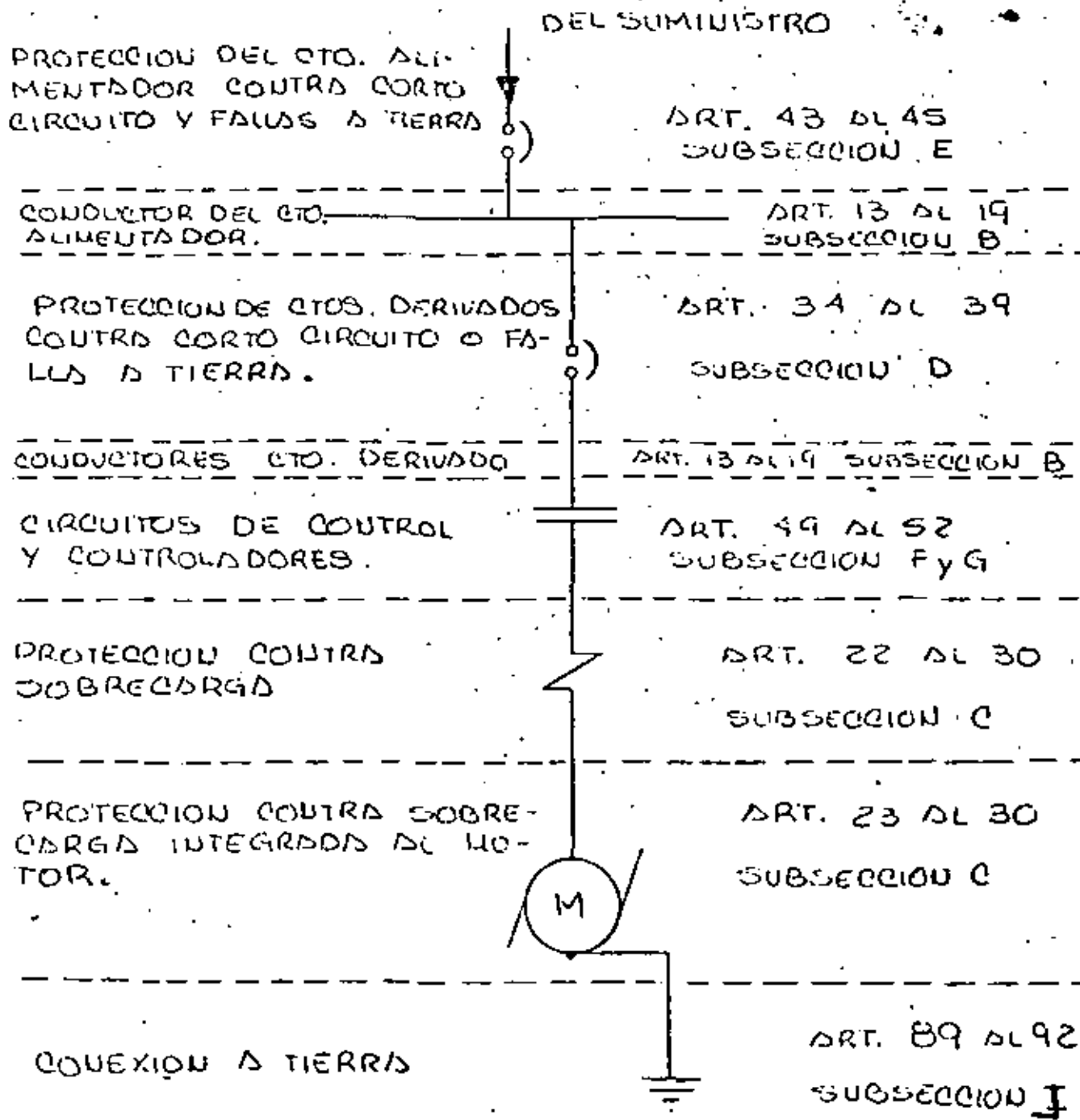
TRIFASICOS, BIFASICOS Y MONOFASICOS.

SECUENCIA DE OPERACION DEL SISTEMA:

DEMANDA REAL DE LA CAPACIDAD ELECTRICA INSTALADA DEL SISTEMA.

CON LOS DATOS ANTERIORES, EL PROTECTISTA ELECTRICO PODRA DETERMINAR LAS CARACTERISTICAS DEL SISTEMA DE DISTRIBUCION ELECTRICO ASI COMO LAS PROTECCIONES Y CONTROLES MAS ADECUADAS.

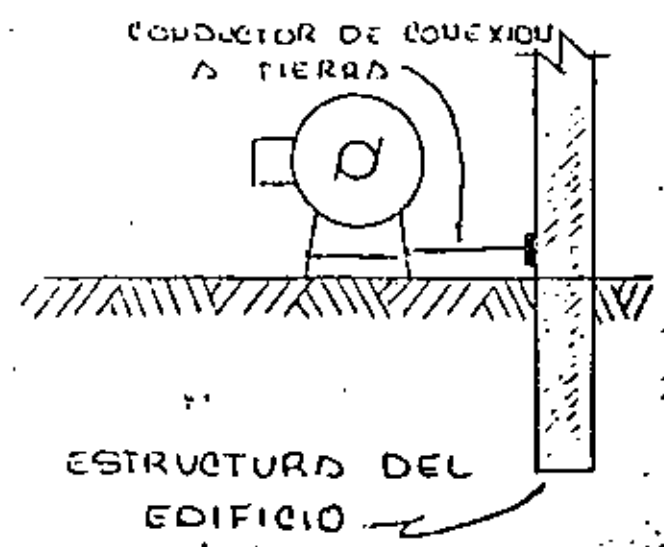
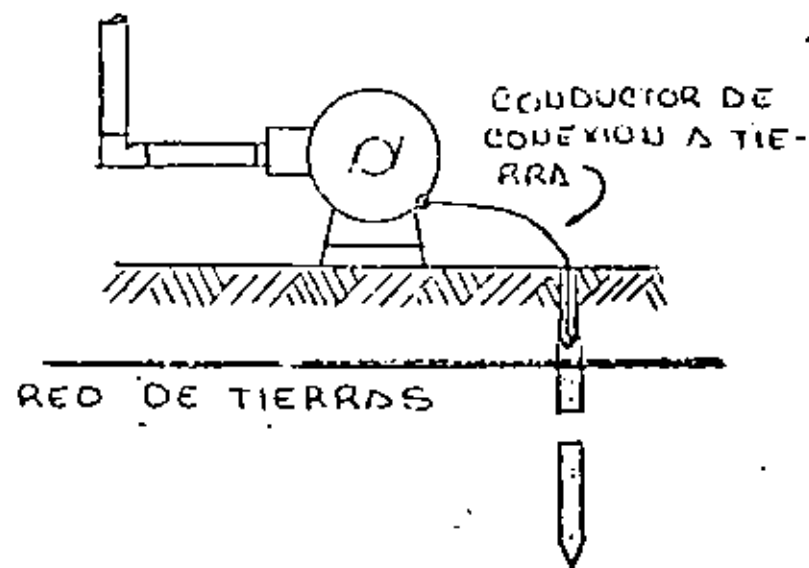
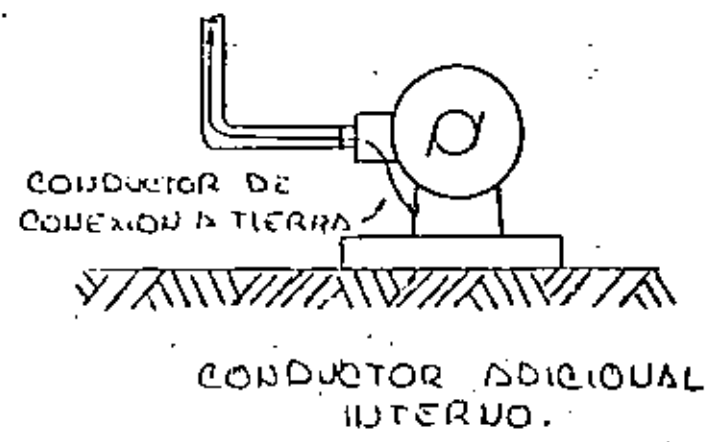
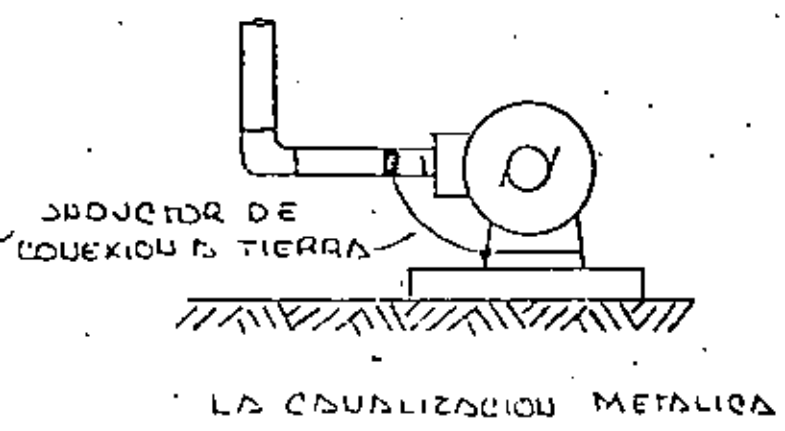
PUNTOS QUE COMPRENDE ESTA SECCION



— EL CONDUCTOR DE PUESTA A TIERRA DEL MOTOR DEBE LLEGAR A UN ELECTRODO ARTIFICIAL O NATURAL.

- VARILLA COPPERWELD O ALUMOWELD.
- TUBERÍA METÁLICA DE AGUA FRÍA.
- ESTRUCTURA METÁLICA DEL EDIFICIO:
- OTRAS ARMAZON METÁLICA ENTERRADA (PLACAS, TUBOS, VIGAS, ETC.)

— MEDIOS DE PUESTA A TIERRA DE UN MOTOR.

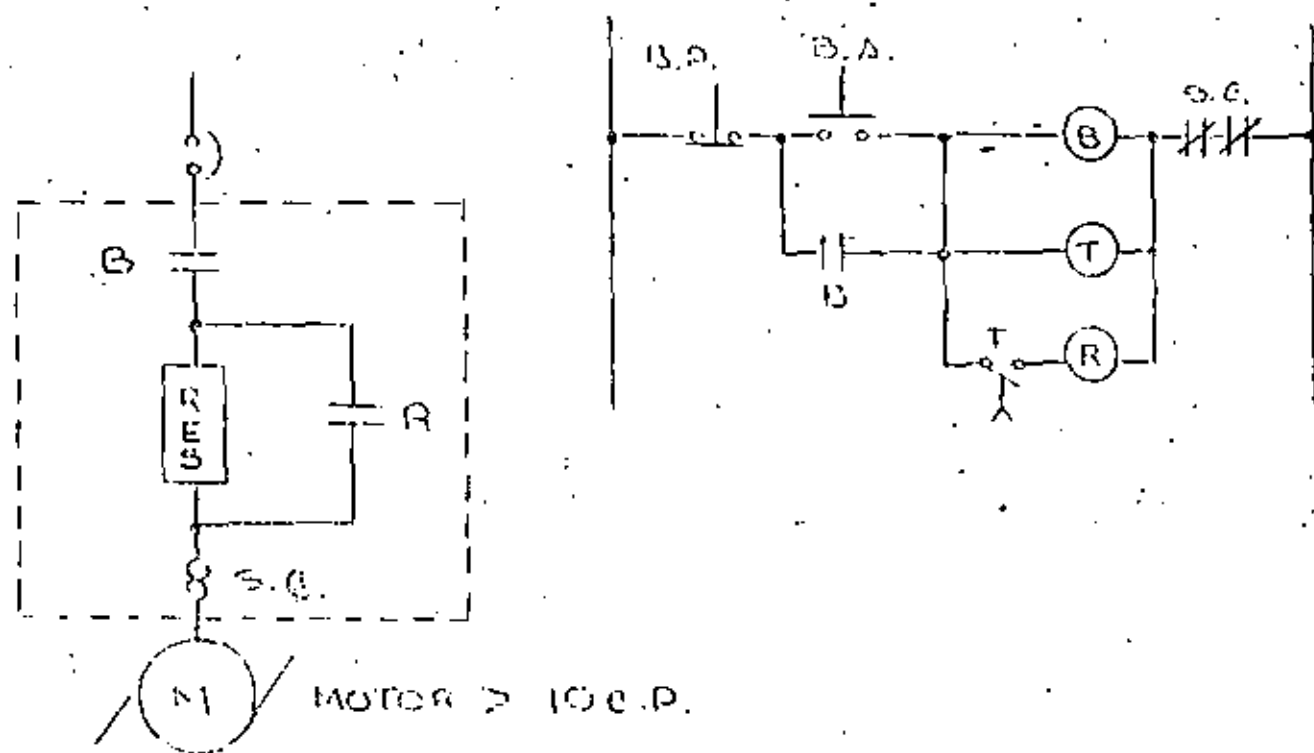


REDUCCION DE LA CORRIENTE DE ARRANQUE EN BAJA TENSION. (5)

ALCOMETIDAS EN BAJA TENSION, POR C.A. SUMINISTRADORA.

LOS MOTORES MAYORES DE 10 C.P. DEBEN TENER UN CONTROLADOR QUE REDUZCA LA CORRIENTE DE ARRANQUE.

EJEMPLO :



ALCOMETIDAS EN ALTA TENSION, SUBESTACION PROPIA.

EN SISTEMAS SUMINISTRADOS A TRAVÉS DE SUBESTACIONES CON CAPACIDAD SUFICIENTE, PUEDEN USARSE CONTROLADORES A TENSION PLENA EN MOTORES DE CUALQUIER CAPACIDAD.



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

PROYECTO INSTALACION Y CONSERVACION DE SISTEMAS DE
ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

BALANCE TERMICO

EJEMPLO PRACTICO

NOVIEMBRE

(1)

BALANCE TERMICO
CUANDO PRIMITIVO

DATOS GENERALES

Casa en la ciudad de Cienfuegos

Dimensiones	Largo	40 m
	Ancho	25 m
	Altura	10 m
	Superficie	1000 m ²
	Volumen	10,000 m ³
	Cantidad	1000 personas

Datos de la Ciudad de Cienfuegos
(Clima y datos climatológicos atmosféricos de Disting. Nalda)

Largo	28° 38'
Altura	1423 m
Presión Barométrica	860 mbar
Temperatura de cálculo t_s	35°C
Temperatura de cálculo t_n	23°C
Temperatura mín. de cálculo	-6°C

Temperatura de rocio exterior

Formulas psicrométricas $P_s = P_n = 0.00061 \cdot h \cdot (t_s - t_n)$
 P_s = Presión del vapor de agua mbar
 P_n = Presión de saturación a la temperatura de t_n mbar
 h = Presión barométrica 860 mbar
 t_s = Temperatura de bulbo seco 35°C
 t_n = Humedad 23°C

$P_s = 26.10 \text{ mbar}$ (Ano 12, tabla 1, Temperatura de saturación a 23°C)

$P_n = 26.10 - 0.00061 \cdot 860 (35 - 23) = 21.495 \text{ mbar}$

La temperatura de rocio exterior es 18.6°C. (Ano 12, tabla 1)
Temperatura de saturación a 21.495 mbar

Porcentaje de Humedad Relativa Exterior

$H_r = 100 \frac{P_s}{P_n}$ H_r = Humedad relativa en %
 P_s = Presión de saturación a la temperatura de bulbo seco (Ano 12, tabla 1)

(2)

(1)

$H_r = 100 \cdot \frac{21.495}{50.26} = 36\%$

ENTALPIA EXTERIOR

Humedad en gramos de agua por kilogramo de aire seco

(2)

$W_a = \frac{625 \text{ gr}}{h \cdot P_n} = \frac{625 \cdot 21.495}{860 \cdot 21.495} = 16.022 \text{ g/m}^3 \text{ aire}$

Entalpia $H_e = C_p \cdot T$ (aire seco)

H_e = Entalpia kJ/kg aire seco
 C_p = Calor específico del aire 1.005 $\text{kJ/}^\circ\text{C}$
 T = Temperatura del aire

$H_e = 1.005 \cdot 35 = 35.175 \text{ kJ/kg}$

Entalpia del vapor de agua

$H_v = W_a \cdot h_v$
 H_v = Entalpia del vapor de agua kJ/kg
 W_a = Contenido de agua en kg
 h_v = Entalpia del vapor saturado (a 35°C = 2565.3 kJ/kg) (Ano 12, tabla 1)

$H_v = 0.16022 \cdot 2565.3 = 41.100 \text{ kJ/kg}$

La Entalpia total exterior es la suma de la entalpia del aire seco y la entalpia del vapor de agua

$H_e = 35.175 + 41.100 = 76.275 \text{ kJ/kg}_{\text{aire}}$

Temperatura mínima de cálculo

(2)

Nunca la temperatura mínima de cálculo recomendada es de -6°C, consideraremos esta de 0°C partiendo de la base que el cine se abriga cuando nos encontramos a medio día

CONDICIONES INTERIORES

(3)

LA TEMPERATURA INTERIOR RECOMENDADA LA DISTANCIAS DE LA PAREJA TABLA NORMAS ANEXO CONSIDERANDO LA LINEA 3 DE PERMANENCIA HAYO DE 1 A 3 HORAS Y SIENDO LA TEMPERATURA EXTERIOR 35°C OBTENEMOS QUE LA TEMPERATURA INTERIOR RECOMENDADA ES DE 26.5°C

TEMPERATURA DE PUNTO INTERIOR

PARTIENDO DE LA BASE QUE LA HUMEDAD RELATIVA INTERIOR RECOMENDADA ES DE 50%, INTERPOLANDO LA TABLA DE SATURACION PARA 26 y 27°C EN LA PAG. 12 TABLA OBTENEMOS QUE PARA 26.5°C ES DE 34.65 mbars, PERO TENIENDO UNO 50% DE HUMEDAD RELATIVA

$$P_A = .5 \times 34.65 = 17.325 \text{ mbars}$$

QUE CORRESPONDE A UNA TEMPERATURA DE SATURACION DE 15.2°C

ENTALPIA INTERIOR

$$\text{HUMEDAD } W_g = \frac{6.25 \times 17.325}{860 - 17.325} = 12.650 \text{ g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aire}}$$

$$\text{ENTALPIA AIRE SECO } H_1 = 1.005 \times 26.5 = 26.633 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{ENTALPIA VAPOR } H_v = \frac{17.650 \times 2549.9}{1000} = 38.76 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{ENTALPIA TOTAL} = 59.4 \text{ kJ/kg}$$

TRANSMISION DE CALOR E INSULACION

(4)

TRANSMISION DE CALOR POR LAS PAREDES

$$S = \text{AREA} = 40 \text{ m} \times 25 \text{ m} = 1000 \text{ m}^2$$

$$A_1 = \text{DEL TABLA} = 35 \times 26.5 = 6.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$U = \text{CONDUCTIVIDAD} = 1.4 \text{ W/m}^2 \text{ (ESTIMADO)}$$

$$Q = U \cdot S \cdot \Delta T = 1.4 \times 1000 \times 6.5 = 9100 \text{ W}$$

TRANSMISION DE CALOR POR EL TECTO

$$S = \text{AREA} = 40 \text{ m} \times 25 \text{ m} = 1000 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = \text{DEL TABLA} = 6.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$U = \text{CONDUCTIVIDAD} = 3 \text{ W/m}^2 \text{ (ESTIMADO)}$$

$$Q = 3 \times 1000 \times 6.5 = 19500 \text{ W}$$

INSULACION

$$Q_{\text{sol}} = \frac{4 \times 930}{f_c} \times \text{AREA} \times S$$

$$U = \text{CONDUCTIVIDAD} = 1.3 \text{ W/m}^2 \text{ (ESTIMADO)}$$

$$f_c = \text{COR. CONVENCION} = 26 \text{ W/m}^2 \text{ (CORRECCION 34 VALOR 28 TABLA)}$$

$$A = \text{COR. REDUCCION DE LA SUPERFICIE (CONSIDERANDO TEMPERATURA INTERIOR)} = 5$$

$$S = \text{SUPERFICIE} = 1000 \text{ m}^2$$

$$\text{ANGULO} = \frac{26^\circ 36' - 23^\circ 27'}{5^\circ 11'} = 5.18^\circ$$

$$\text{Sen } A = \text{Sen}(5.18^\circ) = 0.9959 \approx 1$$

$$\text{Cos } B = \text{Cos}(5.18^\circ) = 0.9959 \approx 1$$

$$Q_{\text{sol}} = \frac{3 \times 930}{26} \times 1 \times 1 \times 5 \times 1000 = 49621 \text{ W}$$

CALOR PRODUCIDO POR LOS PERSONAS

CALOR PRODUCIDO POR PERSONAS A 26°C

$$\text{SENSIBLE} = 60 \text{ W}$$

$$\text{LATENTE} = 50 \text{ W}$$

$$Q_s = 1000 \times 60 = 60000 \text{ W}$$

$$Q_L = 1000 \times 50 = 50000 \text{ W}$$

SUMMER	OUTSIDE	INDSIDE	DIFFERENCE
DRY BULB	1	35 C 26.5 C	(T _o -T _i)
WET BULB	2	23 C	F X X X X
WIND POINT	3	18.6 C 15.2 C	X X X X
RELATIVE HUMIDITY	4	38 % 50 %	X X X X
TOTAL ENTHALPY	5	76.275 59.4	(H _o -H _i)
WIND HEILN OF DRY AIR	6	76.022 12.850	(H _o -H _i)
WIND HEILN OF WET AIR	7	0 F 20 F	(T _o -T _i)

8 LATITUDE 28° 30' TIME: AM PM.

WALL COLOR: LIGHT MEDIUM DARK
 ROOF COLOR: LIGHT MEDIUM DARK
 WINDOWS: AWNINGS SHADES BARE

ITEM	SENSIBLE	LATENT
1 TRANS. & SOLAR	101,841 W	
2 TRANSMISSION		
3 DUCTS	101,101,184 W	
4 EQUIPMENT	1,000 W	
5 INFILTRATION		
6 TOTAL SENSIBLE	173,025 W	
7 TOTAL LATENT		50,000 W
8 TOTAL HEAT GAINS	223,025 W	

SENSIBLE HEAT RATIO: $\frac{173,025}{223,025} = 0.776$

ITEM 33: $\frac{173,025}{223,025} = 0.776$

17 DRY BULB TEMP. AIR SUPPLY: 15.2 C

18 WET BULB TEMP. AIR SUPPLY: ...

19 WIND HEILN OF DRY AIR SUPPLY: ROOM D. B. - ITEM 33: 15.2 - 11.3 C

20 TOT. AIR SUPPLY: 14,637 CFM

HEAT LOAD OF VENTILATION AIR

41 NO. PEOPLE: 1000 * 10 MB/PERSON = 10000 MB

42 CFM O.A.: 42 X ... = 47,747 W

TOT. COOLING LOAD ON COILS & REFR. APPAR.: 223,025 W

PLUS ITEM 42: 47,747 W

43 TOT. COOLING LOAD (TOTAL): 270,772 W

TONNAGE EQUIVALENT OF COOLING LOAD: ...

LOAD ESTIMATE SHEET

COPYRIGHT 1965

THE TRANE COMPANY
LA CROSSE, WISCONSIN

NAME: _____
 ADDRESS: _____
 CITY & STATE: CHICAGO, ILL.
 BRANCH OFFICE: _____
 ROOM: _____ FLOOR: _____ BK. NO.: _____
 LGTH: 10 WIDTH: 25 HT: 10 VOL: 10,000 CU. FT.

TRANSMISSION & SOLAR SENSIBLE HEAT GAIN						HEAT LOSS	
ITEM NO.	ITEM	AREA SQ. FT.	TEMP. DIFF.	"U" FACTOR	W	TEMP. DIFF.	"U" FACTOR
1	EXTERIOR WALL	1,300 m ²	8.5	2.4	26,520 W		
2	EXTERIOR WALL						
3	EXTERIOR WALL						
4	EXTERIOR WALL						
5	ROOF	1,000 m ²	8.5	3	25,500 W		
6	GLASS SUMMARY CALCULATIONS	AREA SQ. FT.	SOLAR FACTOR BTU/HR-SQ. FT.				
7	EXTERIOR GLASS						
8	EXTERIOR GLASS						
9	EXTERIOR GLASS						
10	SKYLIGHTS	1,000 m ²		49.021	49,021 W		
11	TOTAL TRANSMISSION & SOLAR				101,841 W		
TRANSMISSION SENSIBLE HEAT							
12	FLOORS						
13	CEILINGS						
14	PARTITIONS						
15	GLASS IN PARTITIONS						
16	MISCELLANEOUS (INFILT. FOR HEATING)						
17	TOTAL TRANSMISSION					TOTAL	HEAT LOSS
18	DUCT GAINS						
BODY HEAT GAINS						SENSIBLE	LATENT
19	SENSIBLE	NO. PEOPLE	1000 X 60 W			60,000 W	
20	LATENT (QUIET)	NO. PEOPLE	1000 X 50 W				50,000 W
21	LATENT (ACTIVE)	NO. PEOPLE	X				
22	TOTAL BODY HEAT GAINS					60,000 W	50,000 W
EQUIPMENT HEAT GAINS							
23	ELECTRIC LIGHTS	WATTS X 3.4				1,000 W	
24	SMALL ELECTRIC MOTORS (2 H.P. & SMALLER)	H.P. X 3600					
25	LARGE ELECTRIC MOTORS (3 H.P. & LARGER)	H.P. X 3000					
26	ELECTRIC EQUIPMENT	WATTS X 3.4					
27	GAS EQUIPMENT	NO. X					
28	MISC.	NO. X					
29	TOTAL EQUIPMENT GAINS					1,000 W	
INFILTRATION GAINS (CHECK VENTILATION ITEM 42)							
30	SENSIBLE	CFM X .010 X ...	AIR CHANGES X ...				X X X X X
31	LATENT	CFM X .011 X ...	AIR CHANGES X ...				X X X X X
32	TOTAL INFILTRATION HEAT GAINS						



DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO PROYECTO, INSTALACION Y CONSERVACION DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE (DEL 25 DE OCTUBRE AL 9 DE NOVIEMBRE DE 1982)

<u>NOMBRE Y DIRECCION</u>	<u>EMPRESA Y DIRECCION</u>
1. JULIAN ARREGUI VENTERO Pilarés 1108 Depto. No. 2 Col. Vertiz-Narvarte México, D. F. Tel: 5-59-67-53	FACULTAD DE INGENIERIA Ciudad Universitaria México, D. F.
2. SERGIO MARTIN BASTIDA SALGADO Sur 97-A No. 650 Sector Popular México, D. F. Tel: 5-02-97-58	DIRECCION GENERAL DE OBRAS DE LA UNAM Ciudad Universitaria México 20, D. F. Tel: 6-55-13-04
3. JAVIER CARDENAS COLMENARES Sierra G. No. 24 Coacalco Edo. de México Tel: 5-75-16-51	C. y G. INGENIEROS Parque del Nevado No. 14 Jardín del Alba, Edo. de México Tel: 8-73-31-72
4. ROBERTO CASTAÑEDA	ADYUVANTES Y SERVICIOS AUXILIARES Av. 602 No. 161 Col. S. J. Aragón Delegación G. A. Madero 07000 México, D. F.
5. ANTONIO CORONA GARCIA Palestina No. 11 Col. Clavería Axcapotalco México, D. F.	M. C. INSTALACIONES Y CONSTRUCCIONES, S. A. Crepusculo No. 43 Pedregal de Carrasco Del. Coyoacán 004700 México, D. F. Tel: 6-55-19-99
6. VICTOR MANUEL DOMINGUEZ MONZOLA Sur 109 No. 1310-4 Col. Aeronautica Militar Del. Venustiano Carranza México, D. F. Tel: 7-68-11-47	PETROLEOS MEXICANOS Diaz Mirón y Corregidora Coatzacoalcos, Ver. Tel: 2-18-12 Ext. 500
7. AGUSTIN FERNANDEZ LEGANO Selene 3 Ensueños, Cuautitlan Izcalli Valle Encuentros Del. G.M. México, D. F.	INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO Av. 100 Hrs. 152 Col. Industrial Vallejo Del. G.M. México, D. F.

① DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO PROYECTO, INSTALACION Y CONSERVACION DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE (DEL 25 DE OCTUBRE AL 9 DE NOVIEMBRE DE 1982)

<u>NOMBRE Y DIRECCION</u>	<u>EMPRESA Y DIRECCION</u>
8. MANUEL GARCIA CARRILLO Calle 3 No. 8 Eje Satélite Viveros del Valle Tlalnepanitla C.P. 54036 México, D. F. Tel: 5-98-13-33	TECNOLOGICO DE TIALNEPANITLA Calzada del Tecnológico s/n Tlalnepanitla, Edo. de México C.P. 54036 México, D. F. Tel: 5-05-67-77
9. JESUS GARCIA TEJEDA Narciso Mendoza No. 200 Col. Tajín Poza Rica, Ver. Tel: 2-28-23	PETROLEOS MEXICANOS POZA RICA Apartado Postal No. 1 Campo Pomez, Poza Rica, Ver. Tel: 2-05-60
10. ENRIQUE GILES ALGARA Parque del Nevado No. 14 Del. Edo. de México C.P. 54730 México, D. F. Tel: 8-73-31-72	C. y G. INGENIEROS Parque del Nevado No. 14 Del. Edo. de México C.P. 54730 Tel: 8-73-31-72
11. GUSTAVO GONZALEZ MARQUEZ Jorge H. Acosta No. 27 Minatitlán, Ver. Tel: 4-34-02	PETROLEOS MEXICANOS Marina Nacional No. 329 México, D. F.
12. PEDRO ELADIO GONZALEZ Cordobanes No. 64 San José Insurgentes Mixcoac México, D. F. Tel: 6-80-02-83	UNAM Ciudad Universitaria México, D. F. Tel: 5-50-52-15 Ext. 4167
13. HUGO GUTIERREZ BRAVO Edif. 55 Depto. 302 Ex-Hda. de Guadalupe Col. Pravo Vallejo Tlalnepanitla, México	SECRETARIA DE COMUNICACIONES Y TRANSPORTES Insurgentes Sur No. 465 Col. Condesa Del. Cuauhtémoc México, D. F. Tel: 5-64-76-68
14. CRISPIN GUTIERREZ GONZALEZ	AEROPUERTOS Y SERVICIOS AUXILIARES Av. 602 No. 161 S.J. DE ARAGON G.A. MADERO C.P. 07000 MEXICO 07 D. F.

DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO PROYECTO, INSTALACION Y CONSERVACION DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE (DEL 25 DE OCTUBRE AL 9 DE NOVIEMBRE DE 1982)

<u>NOMBRE Y DIRECCION</u>	<u>EMPRESA Y DIRECCION</u>
15. JAVIER GUTIERREZ Y LIRIO DE TEJADA Av. Desierto de los Leones 5524 Col. Tetelpan Del. A. Obregón México, D. F.	GUTIERREZ TELLO Y CIA. S. A. Dakota No. 423 Col. Nipoles Del. B. Juárez México, D. F. Tel: 5-36-77-09
16. FEDERICO HERNANDEZ GONZALEZ Hlg. de Santiago No. 77 Fracc. Prados del Rosario Del. Azcapotzalco México, D. F. Tel: 3-82-75-72	CIA. DE LUZ Y FUERZA DEL CENTRO, S. A. Melchor Ocampo No. 171 Col. Anahuac Del. Miguel Hidalgo México, D. F. Tel: 5-18-00-80
17. ALFONSO HERNANDEZ VILLANUEVA Edificio 18 Depto. 301 Col. Rinconada del Sur México, D. F.	
18. JUAN DE LA CRUZ HERNANDEZ ZAMUDIO Selene 15 Valle en Sueños Cuautitlan, Tlaxalli C.P. 54740	F.E.S. CUAUTITLAN, UNAM Cuautitlan-Tepozotlan Domicilio Conocido
19. ENRIQUE HOPPENSTEIT La Arboleda No. 12 Lomas de Bellavista Del. Edo. de México C.P. 54080 México, D. F. Tel: 5-72-64-75	SURTELEX, S. A. Indianapolis No. 39 Col. Nipoles Del. Benito Juárez C.P. 03810 México, D. F. Tel: 6-87-68-01
20. BENJAMIN TRIGOYEN ARCHUETA Rin Consulado No. 35-3 Col. La Raza Del. Azcapotzalco C.P. 02990 México, D. F.	ESTUDIOS Y PROYECTOS Gabriel Mancera No. 1025-504 Col. del Valle Del. Benito Juárez C.P. 03100 México, D. F. Tel: 5-36-62-91

(2)

DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO PROYECTO, INSTALACION Y CONSERVACION DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE (DEL 25 DE OCTUBRE AL 9 DE NOVIEMBRE DE 1982)

<u>NOMBRE Y DIRECCION</u>	<u>EMPRESA Y DIRECCION</u>
21. GILBERTO ISLAS CARRANZA Ixpanenco 25 Col. Los Reyes Delegación Coyoacan C.P. 04100 Tel: 6-89-15-83	COLEGIO DE POSTGRADUADOS Chapingo, Edo. de México C.P. 56320 Tel: 5-85-45-55 Ext. 5234
22. JOSE MANUEL JUAREZ MADARIAGA Felipe de la Garza No. 189 Col. Juan Escutia Del. Ixtapalapa C.P. 09100 México, D. F. Tel: 7-97-29-95	CENTRO DE CALCULO DE LA FACULTAD DE INGENIERIA Ciudad Universitaria México, D. F. Tel: 5-50-52-15 Ext. 3734
23. HECTOR FERNANDO LEAL GARCIA Reforma No. 3 Col. Laredo Poza Riva, Ver.	PETROLEOS MEXICANOS Poza Riva, Ver. Tel: 2-05-60 Ext. 3304
24. VICENTE G. LOPEZ FERNANDEZ Av. Taller Ret. 75 No. 34 Col. Jardín Balbuena Del. Venustiano Carranza C.P. 15900 México, D. F. Tel: 5-52-00-99	FACULTAD DE INGENIERIA, UNAM Ciudad Universitaria México, D. F. Tel: 5-50-52-15 Ext. 3737
25. RUBEN LOPEZ GARCIA Cda. Patriotismo No. 2 Col. Tacubaya Del. M. Hidalgo	ISTHE Legaria No. 252 Col. Pericli México, D. F. Tel: 3-99-69-22
26. GILBERTO LUJO ARREDONDO Reforma No. 42 Tulancingo, Texcoco, México Tel: 5-85-41-13 Ext. 298	CENTRO INTERNACIONAL DE MEJORAMIENTO DE MAIZ Y TRIGO Carretera México-Veracruz, Vía Jalapa Kilómetro 45, Texcoco, Edo. de México Tel: 5-85-41-13 Ext. 298

DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO PROYECTO, INSTALACION Y CONSERVACION DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE (DEL 25 DE OCTUBRE AL 9 DE NOVIEMBRE DE 1982)

(7)

DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO PROYECTO, INSTALACION Y CONSERVACION DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE (DEL 25 DE OCTUBRE AL 9 DE NOVIEMBRE DE 1982)

<u>Nombre y Direccion</u>	<u>Empresa y Direccion</u>	<u>Nombre y Direccion</u>	<u>Empresa y Direccion</u>
27. ANDRES MARTINEZ LOPEZ México, D. F.	ENEP-ACATLAN México, D. F.	33. JOSE R. MORALES MARTINEZ Rosas 117 Edo. de México Fracc. La Florida, Edo. de México Tel: 5-60-45-83	HOTEL EL PRESIDENTE COMPUITEMC Campos Eliseos 218 Col. Polanco Del. Miguel Hidalgo México, D. F. Tel: 2-50-97-12
28. NARIO MARTINEZ MATA Sur 139 - A No. 211 Col. Escudron 201 Del. Iztapalapa México, D. F. Tel: 5-82-85-78	M.C. INSTALACIONES Y CONSTRUCCIONES, S.A. Crepusculo No. 42 Col. Pedregal de Carrasco Del. Coyoacan C.P. 004700 México, D. F. Tel: 6-55-15-17	34. MANUEL MORALES TREJO Rancho Piedras Negras No. 5 Fracc. Sta. Cecilia Del. Coyoacan C.P. 04939 México, D. F. Tel: 6-71-26-61	UNAM DIRECCION GENERAL DE OBRAS Av. Revolución No. 2045 México, D. F. Tel: 5-50-52-15 Ext. 4167
29. CARLOS MARTINEZ MORENO Canela 469 , F-103 Col. Granjas México Del. Iztacalco C.P. 04800 México, D. F. Tel: 6-57-69-15	INGENIERIA QUIMICA APLICADA, S. de R.L. Berlin 166 Col. Coyoacan Delegación Coyoacan C.P. 04100 México, D. F. Tel: 5-54-47-43	35. NARIO ALONSO COHA AGUILERA Feten No. 52 Depto. 11 Col. Narvarte Del. Benito Juárez C.P. 03020 México, D. F. Tel: 5-19-32-56	INSTITUTO MEXICANO DEL SEGURO SOCIAL Tokio No. 80-60. Piso Col. Juárez México, D. F. Tel: 5-25-74-48
30. HIDRO MAZON RODRIGUEZ Oriente 180 No. 261 Col. Motezuma 2a, Sección México, D. F.		36. ENILIO ORDÓÑEZ GUTIERREZ	INSTITUTO DE CAPACITACION DE LA INDUSTRIA DE LA CONSTRUCCION
31. JOSE LUIS MEJIA LEON Sa. Cerrada Crto. Bahamas 4 Lomas Estrella Del. Iztapalapa C.P. 09098 México, D. F. Tel: 5-82-32-24	INGENIERIA E INSTALACIONES BRIME, S.A. Miguel Laurent 216 Col. del Valle Tel. Benito Juárez C.P. 03100 México, D. F. Tel: 5-59-05-04	37. MARCO ANTONIO ORTIZ FLORES Sonora 170-101 Col. Condesa Z.P. 11 México, D. F.	AEROPUERTOS Y SERVICIOS AUXILIARES Aeropuerto Internacional de la Cd. de México México, D. F. Tel: 7-84-52-77
32. MANUEL RAUL MONTES CRUZ Calle I No. 373-9 Col. Liberación Del. Azcapotzalco C.P. 02930 México, D. F. Tel: 5-56-76-20	ISTME Legaria No. 252 Col. Pensil Del. Cuauhtémoc México, D. F. Tel: 5-99-69-22	38. SILVESTRE PEREZ SANTIAGO Morelos 58-604 Col. Centro Del. Cuauhtémoc C.P. 06040 México, D. F. Tel: 5-21-70-25	
		39. NARIO PRIETO DAVILA Av. 503 No. 297 U. Aragón Del. G. A. Madero México, D. F. Tel: 5-51-27-79	KODAK MEXICANA, S. A. de C. V. Cais. de Tlaxpan 2980 Col. Espartaco Coyoacan México, D. F. Tel: 6-77-32-44

DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO PROYECTO, INSTALACION Y CONSERVACION DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE (DEL 25 DE OCTUBRE AL 9 DE NOVIEMBRE DE 1987)

(4)

DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO PROYECTO, INSTALACION Y CONSERVACION DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE (DEL 26 DE OCTUBRE AL 9 DE NOVIEMBRE DE 1987)

<u>MIEMBRO Y DIRECCION</u>	<u>EMPRESA Y DIRECCION</u>	<u>MIEMBRO Y DIRECCION</u>	<u>EMPRESA Y DIRECCION</u>
40. FELIPE DE J. RAMIREZ CORTES Sonora No. 148-103 Col. Hipodromo Condesa Del. Cuauhtémoc México, D. F. Tel: 5-25-62-03	S.C.T. DIRECCION GENERAL DE OBRAS MARITIMAS Insurgentes Sur No. 465-7o. Piso Col. Hipodromo Condesa Del. Cuauhtémoc México, D. F. Tel: 5-84-68-92	46. HERBERTO SANJONAL OLIVARES - Plazuela San Juan No. 16 Delegación Xochimilco México, D. F. Tel: 6-76-21-87	UNAM Ciudad Universitaria Del. A. Obregón México, D. F.
41. PASCUAL RAMIREZ GOMEZ Comisión del Maíz No. 8 Col. 4 Arboles Del. Venustiano Carranza México, D. F. Tel: 7-67-83-47	M. C. INSTALACIONES Y CONSTRUCCIONES, S.A. Crepusculo 43 P. Col. Pedregal de Carrasco Del. Coahuacán México, D. F. Tel: 6-55-19-99	47. MIGUEL SALCEDO RUIZ Pipioltepec No. 62 Vista del Valle Naucalpan México, D. F. Tel: 3-73-33-54	OPERADORA DE TIENDAS DE DESCUENTO, S.A. de C. V. (AURRERA) Nextengo No. 78 Atcapotzalco Tel: 5-61-81-13
42. FELIPE DE J. RICALDE RODRIGUEZ Dr. Valenzuela 85-1er. Piso Col. Doctores Del. Cuauhtémoc México, D. F. Tel: 7-61-72-24	PROMOCION Y OPERACION, S. A. de C. V. Dr. Andrade 60 Col. Doctores Del. Cuauhtémoc México, D. F. Tel: 5-88-29-00 Ext. 126	48. FERNANDO SOSA SHAMAN Borodine No. 38 Col. Vallejo Del. Venustiano Carranza México, D. F. Tel: 5-17-02-58	FES-CUAUTITLAN, UNAM Cuautitlan, Izcalli, Edo. de México Tel: 91-591-3-31-11
43. JOSEANTONIO RODRIGUEZ GUEVARA Bernardo Picazo No. 1-2 Santa Ana Chiautepan, Tlaxcala C.P. 90800 Tel: 2-24-89	DIRECCION GENERAL DE OBRAS DE LA UNAM Av. Revolución 2045 Delegación Alvaro Obregón México, D. F. Tel: 5-50-52-15 Ext. 4167	49. FRANCISCO TELLEZ HERRERA Zahuatlan No. 352 Col. Romana Del. Tlalnepanitla, Edo. de México Tel: 5-65-98-90	S.C.T. DIRECCION GENERAL DE OBRAS MARITIMAS Insurgentes Sur No. 465 Col. Roma Sur México, D. F.
44. FRANCISCO RODRIGUEZ MUNEZ Porfirio Parra 22-8 Col. Obreta Del. Cuauhtémoc México, D. F.	PETROLEOS MEXICANOS Campo Ponca Pozos Ricos, Ver. Tel: 2-05-60 Ext. 2917	50. LUIS VARGAS AYALA Sur 109-A No. 734 Col. Sector Popular C.P. 09060 Ixtapalapa México, D. F. Tel: 5-82-90-51	CIA. MEXICANA DE AVIACION Edif. Torre A.S.A. 4o. Piso Aeropuerto Internacional de la Cd. de México Tel: 5-71-80-22
45. ALBERTO G. SANJHEZ ARROYO Av. 20 de Noviembre 1006 Col. Sta. Elena Pozos Ricos, Ver. Tel: 2-22-91		51. JUAN LUIS VELAZQUEZ GUTIERREZ Calle 647 M7-L3 San Juan de Aragón Del. Gustavo A. Madero C.P. 07920 México, D. F. Tel: 5-56-77-42	SANTALO ESTUDIOS Y PROYECTOS, S. A. Tintoreto No. 32 Col. Mixcoac México, D. F. Tel: 5-63-30-40