

DIRECTORIO DE PROFESORES DEL CURSO: "SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE"
INSTALACIONES Y APLICACIONES - 1985

1. ING. MANUEL DE ANDA FLORES (COORDINADOR)
 ASESOR DE INSTALACIONES
 SAGREDO No.127
 SAN JOSE INSURGENTES
 MEXICO, D.F.
 TEL. 651 32 27

2. ING. CARLOS M. GUTIERREZ ARANGO (COORDINADOR)
 DIRECTOR GENERAL
 G.A. INGENIEROS, S.A.
 MIGUEL ANGEL No. 148-1
 MEXICO, D.F.
 TEL. 598 55 60 ó 62

3. ING. EFREN ROBERTO TATEMURA PEREA
 JEFE DE LA OFICINA DE INGENIERIA
 ELECTRO-MECANICA
 DEPARTAMENTO TECNICO
 INSTITUTO MEXICANO DEL SEGURO SOCIAL
 VALLARTA No. 13-8º
 MEXICO, D.F.
 TEL. 592 41 30

4. ING. RICARDO BRICENO LOPEZ
 JEFE DE OFICINA
 I M S S
 MEXICO, D.F.
 TEL. 553 21 11

5. ING. JAVIER FINK SERRALDE
 GERENTE GENERAL
 E Y G, S.A.
 CAMINO DE LAS MINAS No. 45
 01280 MEXICO, D.F.
 TEL. 563 96 40 y 563 34 34

6. ING. ALFREDO ARELLANO LOPEZ
 DIRECTOR TECNICO
 G.A. INGENIEROS, S.A. DE C.V.
 MIGUEL ANGEL No. 148-1
 MEXICO, D.F.
 TEL. 563 32 68

7. ING. LUCIO JAVIER CRUZ FIGUEROA
 GERENTE GENERAL
 PROAAASA
 ZARAGOZA No. 18 - ESQ. ALLENDE
 COL. AÑO DE JUAREZ
 09780 MEXICO, D.F.
 TEL. 582 74 94

SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE: INSTALACIONES Y APLICACIONES

Del 4 al 15 de noviembre de 1985

| FECHA | HORARIO | TEMA | PROFESORES |
|--------------|-----------|---|---|
| Lunes 4 | 17 a 21 h | Conceptos Fundamentales. Sistema Internacional de Unidades | Ing. Manuel de Anda Flores Ing. Carlos M. Gutiérrez Arango |
| Martes 5 | 17 a 21 h | Balance Térmico | Ing. Manuel de Anda Flores Ing. Carlos M. Gutiérrez Arango |
| Miércoles 6 | 17 a 21 h | Psicrometría | Ing. Roberto E. Tatemura Ing. Ricardo Briseño López |
| Jueves 7 | 17 a 21 h | Ciclos de Refrigeración | Ing. Roberto E. Tatemura Ing. Ricardo Briseño López |
| Viernes 8 | 17 a 21 h | Sistemas de Manejo y Acondicionamiento de Aire | Ing. Javier Fink Serralde Ing. Roberto E. Tatemura |
| Lunes 11 | 17 a 21 h | Sistemas de Manejo y Acondicionamiento de Aire. Cálculo y Selección de Ductos de Aire | Ing. Manuel de Anda Flores Ing. Ricardo Briseño López |
| Martes 12 | 17 a 21 h | Difusión y Control de Aire | Ing. Javier Fink Serralde Ing. Carlos Gutiérrez Arango |
| Miércoles 13 | 17 a 19 h | Filtración, Pureza y Humidificación | Ing. Manuel de Anda Flores Ing. Javier Cruz Figueroa |
| | 19 a 21 h | Normas de Construcción y Cuantificación de Ductos y Aislamiento | Ing. Manuel de Anda Flores Ing. Carlos M. Gutiérrez Arango |
| Jueves 14 | 17 a 18 h | Protecciones Eléctricas de los Diferentes Equipos en el Acondicionamiento de Aire | Ing. Alfredo Arellano López |
| | 18 a 21 h | Ejemplos y Usos Prácticos | Ing. Manuel de Anda Flores Ing. Ricardo Briseño López |
| Viernes 15 | 17 a 21 h | Ejemplos Prácticos | Ing. Manuel de Anda Flores Ing. Carlos Gutiérrez Arango |

DOCENTE

CURSO: "SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE:
INSTALACIONES Y APLICACIONES"

FECHA: 4 AL 15 DE NOVIEMBRE DE 1985

| | | DOMINIO DEL TEMA | EFICIENCIA EN EL USO DE AYUDAS AUDIOVISUALES | MANTENIMIENTO DEL INTERES. (COMUNICACION CON LOS ASISTENTES, AMENIDAD, FACILIDAD DE EXPRESION) | PUNTUALIDAD |
|---------------|---------------------------------|------------------|--|--|-------------|
| CONFERENCISTA | | | | | |
| 1 | ING. MANUEL DE ANDA FLORES | | | | |
| 2 | ING. CARLOS M. GUTIERREZ ARANGO | | | | |
| 3 | ING. ROBERTO E. TATEMURA | | | | |
| 4 | ING. RICARDO BRISEÑO LOPEZ | | | | |
| 5 | ING. JAVIER FINK SERRALDE | | | | |
| 6 | ING. JAVIER CRUZ FIGUEROA | | | | |
| 7 | ING. ALFREDO ARELLANO LOPEZ | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |

CURSO: "SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE"

FECHA: 4 AL 15 DE NOVIEMBRE DE 1985

| T E M A | | ORGANIZACION Y DESARROLLO DEL TEMA | GRADO DE PROFUNDIDAD LOGRADO EN EL TEMA | GRADO DE ACTUALIZACION LOGRADO EN EL TEMA | UTILIDAD PRACTICA DEL TEMA |
|---------|---|------------------------------------|---|---|----------------------------|
| 1 | CONCEPTOS FUNDAMENTALES. SISTEMA INTERNA CIONAL DE UNIDADES. | | | | |
| 2 | BALANCE TERMICO | | | | |
| 3 | PSICROMETRIA | | | | |
| 4 | CICLOS DE REFRIGERACION | | | | |
| 5 | SISTEMAS DE MANEJO Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE | | | | |
| 6 | SISTEMAS DE MANEJO Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE. CALCULO Y SELECCION DE DUCTOS DE AIRE | | | | |
| 7 | DIFUSION Y CONTROL DE AIRE | | | | |
| 8 | FILTRACION, PUREZA Y HUMIDIFICACION | | | | |
| 9 | NORMAS DE CONSTRUCCION Y CUANTIFICACION DE DUCTOS Y AISLAMIENTO | | | | |
| 10 | PROTECCIONES ELECTRICAS DE LOS DIFERENTES EQUIPOS EN EL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE. | | | | |
| 11 | EJEMPLOS Y USOS PRACTICOS | | | | |
| 12 | EJEMPLOS PRACTICOS | | | | |

ESCALA DE EVALUACION: 1 A 10

EVALUACION DEL CURSO

| C O N C E P T O | | |
|-----------------|---|--|
| 1. | APLICACION INMEDIATA DE LOS CONCEPTOS EXPUESTOS | |
| 2. | CLARIDAD CON QUE SE EXPUSIERON LOS TEMAS | |
| 3. | GRADO DE ACTUALIZACION LOGRADO EN EL CURSO | |
| 4. | CUMPLIMIENTO DE LOS OBJETIVOS DEL CURSO | |
| 5. | CONTINUIDAD EN LOS TEMAS DEL CURSO | |
| 6. | CALIDAD DE LAS NOTAS DEL CURSO | |
| 7. | GRADO DE MOTIVACION LOGRADO EN EL CURSO | |

ESCALA DE EVALUACION: 1 A 10

1.- ¿Qué le pareció el ambiente en la División de Educación Continua?

MUY AGRADABLE

AGRADABLE

DESAGRADABLE

2.- Medio de comunicación por el que se enteró del curso:

PERIODICO EXCELSIOR
ANUNCIO TITULADO DE
VISION DE EDUCACION
CONTINUA

PERIODICO NOVEDADES
ANUNCIO TITULADO DE
VISION DE EDUCACION
CONTINUA

FOLLETO DEL CURSO

CARTEL MENSUAL

RADIO UNIVERSIDAD

COMUNICACION CARTA,
TELEFONO, VERBAL,
ETC.

REVISTAS TECNICAS

FOLLETO ANUAL

CARTELERA UNAM "LOS
UNIVERSITARIOS HOY"

GACETA
UNAM

3.- Medio de transporte utilizado para venir al Palacio de Minería:

AUTOMOVIL
PARTICULAR

METRO

OTRO MEDIO

4.- ¿Qué cambios haría en el programa para tratar de perfeccionar el curso?

5.- ¿Recomendaría el curso a otras personas?

sí

no

6.- ¿Qué cursos le gustaría que ofreciera la División de Educación Continua?

7.- La coordinación académica fué:

EXCELENTE

BUENA

REGULAR

MALA

8.- Si está interesado en tomar algún curso INTENSIVO ¿Cuál es el horario más conveniente para usted?

LUNES A VIERNES

DE 9 a 13 H. Y

DE 14 A 18 H.

(CON COMIDAD)

LUNES A

VIERNES DE

17 a 21 H.

LUNES A MIERCOLES

Y VIERNES DE

18 A 21 H.

MARTES Y JUEVES

DE 18 A 21 H.

VIERNES DE 17 A 21 H.

SABADOS DE 9 A 14 H.

VIERNES DE 17 A 21 H.

SABADOS DE 9 A 13 H.

DE 14 A 18 H.

OTRO

9.- ¿Qué servicios adicionales desearía que tuviese la División de Educación Continua, para los asistentes?

10.- Otras sugerencias:



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

**SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALACIONES Y APLICACIONES**

FUNDAMENTOS DEL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

NOVIEMBRE, 1985.

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 sustancia 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 ambiente 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. Cuanto 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.**

**SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALACIONES Y APLICACIONES**

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

NOVIEMBRE, 1985.

I - 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 1m/s; la unidad de aceleración es 1 metro dividido entre 1 segundo al cuadrado, es decir 1m/s², y la unidad de fuerza, con el nombre de newton, es 1 kilogramo de masa multiplicado por 1m/s², o sea que 1N = 1 kg·m/s².

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 1m de distancia recorrida, por lo que la unidad de energía es 1 J = 1 N·m = 1 kg·m²/s², 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

2

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 5s_{1/2} del átomo de kriptón 86. (La pulgada anglo-norteamericana es igual a 25.4 mm exactamente).

4.2-El kilogramo (símbolo: kg) es la masa del prototipo 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 correspondiente a la transición entre los dos niveles hiperfinos 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 infinita, de sección circular despreciable y colocados 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 temperatura 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 Celsius corresponde a 273.15 kelvins, de manera que, por ejemplo, treinta y siete grados Celsius, antes llamados grados centígrados, son 37°C = 310.15 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 grados Celsius (antes centígrados) y si T es la temperatura kelvin, se tiene: t_C = T - 273.15 y T = t_C + 273.15. Por otra parte, si t_F es la temperatura 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 luminosa, en dirección perpendicular, de una superficie de 1/600 000 de metro cuadrado de un cuerpo negro, a la temperatura de solidificación del platino, bajo una presión de 101 325 newtons por metro cuadrado. (Conviene comentar que la presión de 101 325 N/m² es la presión atmosférica normal, antes conocida como 760 mm Hg, ya que la densidad del mercurio es 13 595.1 kg/m³ y la aceleración normal de la gravedad en la Oficina Internacional de Pesas y Medidas es de 9.806 65 m/s², por lo cual se tiene -

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

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 $180^\circ/\pi = 57.295 779 5^\circ = 206 264.806'' = 57^\circ 17' 44.806''$).

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 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: m²
- unidad de volumen: m³
- unidad de densidad: kg/m³
- unidad de gasto: m³/s
- unidad de viscosidad cinemática: m²/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 Bq = 1/s.

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

2

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:

| PREFIJO | SIMBOLO | VALOR |
|---------|---------|--|
| 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 |
| milli | 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 centi (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 -- ($1 Mg = 1 000 kg$).

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 (nanómetro), μm (micro metro), kW (kilowatt, no kilowatt como en inglés). Recordemos que micrómetro es un instrumento de medición.

W

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 min = 60 s; la hora (símbolo: h), con valor de 1 h = 60 min = 3 600 s, y el día (símbolo: d), con valor 1 d = 24 h = 1 440 min = 86 400 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 escribir cos 38° 27' 45", se pondrá cos 38.4625°, al igual que se escribirá 47.81° en vez de 47° 48' 36". Sin embargo, cuando se trata de cartas geográficas si 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 m = 1.852 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 km/h = 0.514 444 ... 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 kWh = (1000 J/s) x 3 600 s = 3 600 000 J = 3.6 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 bar = 100 000 Pa = 100 kPa, de manera que, como la aceleración en sévres, donde están los prototipos del metro y del kilogramo, es de 9.806 65 m/s², 1 bar de 100 000 pascuales, o sea 100 000 newtons por metro cuadrado, equivale a 100 000/9.806 65 = 10 197.162 kilogramos de fuerza (kilopondios por metro cuadrado), o sea que 1 bar = 10 197.162 kgf/m² = 10 197.162 kp/10 000 cm² = 1.019 716 2 kgf/cm² = 1.019 716 2 kp/cm². 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/cm²) 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 (cion 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 1 013.25 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/mm²), 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 CPM = $0.3048^3 \text{ m}^3/60 \text{ s} = 0.000\ 471\ 947 \text{ m}^3/\text{s}$
 = 1.699 m³/h o aprox. 1.7 m³/h

1 lb/ft³ = 16.018 462 kg/m³

Temperatura en grados Celsius, en función de grados Fahrenheit:

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

Réciprocamente, temperatura Fahrenheit

$$t_F = 1.8 t_C + 32$$

Temperatura en kelvins:

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

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 (m²).

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 , etc., los espesores en metros de las capas de material; k_1, k_2 , etc., 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"

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

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:

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

Siendo 930 W/m² 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:

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

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

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/m³ a 20°C, 50 % de humedad relativa y al nivel del mar, o sea aproximadamente 0.075 lb/ft³) corregida esta densidad de acuerdo con la presión barométrica (b) del lugar, expresada en milibarros, con relación a los 1013.25 mbar al nivel del mar (equivalentes a 760 mm Hg ó a 29.921" 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_i) y la temperatura (t_a) 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 W = 1J/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 W=J/s :

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

Pongamos como ejemplo una oficina de 4m x 5m x 2.5 m rodeada por espacios acondicionados, tanto a los lados como por arriba y por abajo y con exposición únicamente a fachada en 4m x 2.5m 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/m² (127 Btu/h ft²), ya afectada por el coseno del ángulo de incidencia, y la penetración a través del vidrio de 350 W/m² (111 Btu/h ft²).

Las conductividades del ladrillo y del aplanado son por coincidencia, iguales y valen k = 0.75 W/°C·m (5.2 Btu·in/°F·ft²); El coeficiente de convección exterior se tomará f_e = 30 W/°C·m² (5.28 Btu/°F·h·ft²) para viento de 10 nudos (18.52 km/h=11.5 mi/h) y al interior se le dará un valor de f_i = 8.3 W/°C·m² (1.46 Btu/°F·h·ft²)

La resistencia térmica del muro será:

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

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/°Cm² (32°-24°) | = 113 W |
| -Transmisión del vidrio: | |
| 4m x 1.25m x 6 W/°Cm² (32°-24°) | = 240 W |
| -Insolación del vidrio: | |
| 4m x 1.25m x 350 W/m² | = 1750 W |
| -Personas 3 x 70 W | = 210 W |
| -Lámparas 2 x 100W | = 200 W |
| -Insolación del muro | |
| (2.825/30) (402W/m²) x 0.7 x 5m² | = 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 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) / (Δt °C·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 x 9/50 = 0.0432 L/s por cada kW de refrigeración, o bien 0.0432 x 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/m³ (normalmente 1.2 kg/m³, equivalente a 0.075 lb/ft³). En efecto, como (f) es valor abstracto, y también lo es la relación (L/D), queda (v²d) que está en (m²/s²) x (kg/m³) = N/m² = Pa.

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

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

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

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 Pa/m = 0.1224"/100', y 1" H₂O/100' = 8.17 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/πD² y entonces:

$$\frac{\Delta p}{L} = 0.01296 \times 1.552 \frac{159 Q^{1.82}}{D^{2.44}}$$

$$\frac{\Delta p}{L} = 0.020116 \frac{Q^{1.82}}{D^{2.44}} \text{ (Pa/m)}$$

Por lo que:

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

$$D = \frac{0.447646}{(\Delta p/L)^{0.2050}} Q^{0.3745}$$

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

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

Para el caso del ejemplo en que se requieren - - 0.2569 m³/s, si se hace 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 3.21/0.0508 = 632 FPM, ya que 1000 FPM = 5.08 m/s, y el diámetro equivalente $D = 1.3 \frac{(0.4 \times 0.2)^{0.625}}{(0.4+0.2)^{0.25}}$ lo que da $D = 0.305 \text{ m} = 12"$

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

$$\Delta p / L = 0.020 \frac{116 (0.2569)^{1.85}}{0.305^{4.75}}$$

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

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

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

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: $P_v = (3937/4005)^2 = 0.966"$

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

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 19 m/s, hasta 6 Pa/m, sin que la velocidad retase 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).

LENGTH

| To convert from: | to: | multiply by: |
|------------------|------------|--------------|
| inch | centimeter | 2.54* |
| inch | meter | 0.0254* |
| foot | centimeter | 30.48* |
| foot | meter | 0.3048* |
| centimeter | inch | 0.3937008 |
| centimeter | foot | 0.0328084 |
| meter | inch | 39.37008 |
| meter | foot | 3.28084 |

*Exact, by definition

AREA

| To convert from: | to: | multiply by: |
|---------------------------|---------------------------|--------------|
| (inch) ² | (centimeter) ² | 6.4516 |
| (inch) ² | (meter) ² | 0.00064516 |
| (foot) ² | (centimeter) ² | 929.0304 |
| (foot) ² | (meter) ² | 0.09290304 |
| (centimeter) ² | (inch) ² | 0.1550003 |
| (centimeter) ² | (foot) ² | 0.001076391 |
| (meter) ² | (inch) ² | 1550.003 |
| (meter) ² | (foot) ² | 10.76391 |

VOLUME

| To convert from: | to: | multiply by: |
|---------------------------|---------------------------|----------------|
| (inch) ³ | (centimeter) ³ | 16.387064 |
| (inch) ³ | (meter) ³ | 0.000016387064 |
| (foot) ³ | (centimeter) ³ | 28316.85 |
| (foot) ³ | (meter) ³ | 0.02831685 |
| gallon (US liquid) | (meter) ³ | 0.00378541 |
| (centimeter) ³ | (inch) ³ | 0.06102374 |
| (centimeter) ³ | (foot) ³ | 0.00003531467 |
| (meter) ³ | (inch) ³ | 61023.74 |
| (meter) ³ | (foot) ³ | 35.31467 |
| (meter) ³ | gallon (US liquid) | 264.1721 |

MASS

| To convert from: | to: | multiply by: |
|-------------------------------|-------------------------|--------------|
| pound mass (lbm) [†] | gram | 7000* |
| grain | pound mass [†] | 0.0001428571 |
| grain | gram | 0.0647989 |
| grain | kilogram | 0.0000647989 |
| pound mass [†] | gram | 453.59237 |
| pound mass [†] | kilogram | 0.45359237* |
| gram | grain | 15.43236 |
| gram | pound mass [†] | 0.002204623 |
| kilogram | pound mass [†] | 2.204623 |
| kilogram | grain | 15432.36 |
| ton (2000 pound) | kilogram | 907.18474* |

[†]lbm = pound mass, avoirdupois

MOLECULAR WEIGHTS AND MASS WEIGHTS OF DRY AIR

| To convert from: | to: | multiply by: |
|------------------|------------|--------------|
| gram-mole | lbm | 0.0638558 |
| lbm | gram-mole | 15.6603 |
| pound-mole | lbm | 38.9645 |
| lbm | pound mole | 0.0445250 |

DENSITY

| To convert from: | to: | multiply by: |
|------------------------------|------------------------------|---------------|
| lbm/inch ³ | gram/centimeter ³ | 27.67990 |
| lbm/inch ³ | kilogram/meter ³ | 27679.90 |
| lbm/foot ³ | gram/centimeter ³ | 0.01601846 |
| lbm/foot ³ | kilogram/meter ³ | 16.01846 |
| gram/centimeter ³ | lbm/inch ³ | 0.03612729 |
| gram/centimeter ³ | lbm/foot ³ | 62.42796 |
| kilogram/meter ³ | lbm/inch ³ | 0.00003612729 |
| kilogram/meter ³ | lbm/foot ³ | 0.06242796 |

ACCELERATION AND GRAVITY^a

| To convert from: | to: | multiply by: |
|---------------------------|---------------------------|--------------|
| foot/second ² | meter/second ² | 0.3048* |
| meter/second ² | foot/second ² | 3.280840 |

^aStandard gravity = 9.80665 m/s² = 32.17405 ft/s²
 (See pertinent discussion in Introduction.)

FORCE[†] **11**

| To convert from: | to: | multiply by: |
|---------------------|--------|----------------|
| lbf = (pound force) | newton | 4.448221615260 |
| poundal | newton | 0.138254954 |
| dyne | newton | 0.0000100* |
| dyne | lbf | 0.000002248089 |
| newton | lbf | 0.2248089 |
| newton | dyne | 100,000.* |

† See discussion in Introduction to these conversion tables.

ENERGY AND WORK

| To convert from: | to: | multiply by: |
|-----------------------------|-----------------------------|----------------|
| Btu (IT) | joule | 1055.056 |
| Btu (thermochemical) | joule | 1054.350* |
| calorie (IT) | joule | 4.1868 |
| calorie (thermochemical) | joule | 4.184* |
| horsepower-hour | joule | 2,684,520. |
| foot-lbf [†] | joule | 1.3558179 |
| kilowatt hour | joule | 3,600,000.* |
| watt hour | joule | 3600* |
| Btu (IT) | calorie (IT) | 251.9958 |
| Btu (thermochemical) | calorie (thermochemical) | 251.9958 |
| calorie (IT) | Btu (IT) | 0.003968321 |
| calorie (thermochemical) | Btu (thermochemical) | 0.003968321 |
| joule | Btu (IT) | 0.000947817 |
| joule | Btu (thermochemical) | 0.000948451 |
| joule | calorie (IT) | 0.2388459 |
| joule | calorie (thermochemical) | 0.239005736 |
| joule | foot-lbf | 0.7375622 |
| joule | kilowatt hour | 0.000002777778 |
| joule | watt hour | 0.0002777778 |
| cm ³ -atmosphere | Btu (thermochemical) | 0.0000961018 |
| Btu (thermochemical) | cm ³ -atmosphere | 10,405.63 |

† lbf = pound force = force equivalent to weight of a pound avoirdupois under standard gravity (9.80665 m/s²)

POWER

| To convert from: | to: | multiply by: |
|----------------------------------|---------------------------------|---------------|
| Btu _{th} /chem/sec | watt | 1054.350264 |
| calorie _{th} /chem/sec | watt | 4.184* |
| calorie (IT)/sec | watt | 4.1868 |
| foot lbf/hour | watt | 0.00037661610 |
| foot lbf/sec | watt | 1.3558179 |
| horsepower = (550 ft lbf/sec) | watt | 745.69987 |
| horsepower (electric) | watt | 746.* |
| watt | Btu _{th} /chem/sec | 0.0009484514 |
| watt | calorie _{th} /chem/sec | 0.2390057 |
| watt | horsepower = (550 foot lbf/sec) | 0.001341022 |

PRESSURE

| To convert from: | to: | multiply by: |
|--------------------------------|--------------------------------------|---------------|
| psi = (lbf/inch ²) | newton/meter ² = (Pascal) | 6894.7573 |
| lbf/foot ² | newton/meter ² | 47.880259 |
| millibar = (mb) | newton/meter ² | 100.* |
| mm. Hg (0°C) | newton/meter ² | 133.3224 |
| torr | newton/meter ² | 133.3224 |
| atmosphere | newton/meter ² | 101325* |
| psi = (lbf/inch ²) | millibar | 68.947573 |
| psi = (lbf/inch ²) | mm. Hg = (torr) | 51.71493 |
| psi = (lbf/inch ²) | atmosphere | 0.06804596 |
| psi = (lbf/inch ²) | in. Hg | 2.03602 |
| millibar | mm. Hg = (torr) | 0.7500616 |
| mm. Hg = (torr) | millibar | 1.333224 |
| in. Hg at 32 F | lbf/ft ² | 70.7262 |
| in. Hg at 32 F | lbf/in ² | 0.491154 |
| in. Hg at 32 F | newton/meter ² | 3386.389 |
| millibar | atmosphere | 0.0009869233 |
| mm. Hg = (torr) | atmosphere | 0.001315790 |
| atmosphere | psi (lbf/inch ²) | 14.69595 |
| atmosphere | millibar | 1013.250 |
| atmosphere | mm. Hg = (torr) | 759.9999 |
| newton/meter ² | psi (lbf/inch ²) | 0.0001450377 |
| newton/meter ² | millibar | 0.01 |
| newton/meter ² | mm. Hg = (torr) | 0.007500616 |
| newton/meter ² | atmosphere | 0.00009869233 |

Note: The "atmosphere" is the unit of pressure corresponding to the pressure at sea level in the Standard Atmosphere. It represents the pressure due to a column of mercury 76 cm high, at a temperature of 0°C (with density 13.5951 g/cm³ under standard gravity (980.665 cm/sec²)).

The newton/meter² is a unit of pressure which is termed the Pascal, abbreviated Pa, thus, 1N/m² = 1 Pa.

ENTHALPY (PER UNIT MASS)

13

| To convert from: | to: | multiply by: |
|--|--|--------------|
| $\frac{\text{Btu (IT)}}{\text{lbm}}$ | $\frac{\text{joule}}{\text{kg}}$ | 2326.000 |
| $\frac{\text{joule}}{\text{kg}}$ | $\frac{\text{Btu (IT)}}{\text{lbm}}$ | 0.0004299226 |
| $\frac{\text{Btu (thermochemical)}}{\text{lbm}}$ | $\frac{\text{joule}}{\text{kg}}$ | 2324.444 |
| $\frac{\text{joule}}{\text{kg}}$ | $\frac{\text{Btu (thermochemical)}}{\text{lbm}}$ | 0.0004302103 |
| $\frac{\text{Btu (thermochemical)}}{\text{lbm}}$ | $\frac{\text{cal (thermochemical)}}{\text{g}}$ | 0.55556 |
| $\frac{\text{cal (thermochemical)}}{\text{g}}$ | $\frac{\text{Btu (thermochemical)}}{\text{lbm}}$ | 1.8000 |

ENTROPY (PER UNIT MASS)

| To convert from: | to: | multiply by: |
|--|--|--------------|
| $\frac{\text{Btu (IT)}}{(\text{lbm})^{\circ}\text{F}}$ | $\frac{\text{joule}}{(\text{kg})^{\circ}\text{K}}$ | 4186.801 |
| $\frac{\text{joule}}{(\text{kg})^{\circ}\text{K}}$ | $\frac{\text{Btu (IT)}}{(\text{lbm})^{\circ}\text{F}}$ | 0.0002388459 |
| $\frac{\text{Btu (thermochemical)}}{(\text{lbm})^{\circ}\text{F}}$ | $\frac{\text{joule}}{(\text{kg})^{\circ}\text{K}}$ | 4184.000* |
| $\frac{\text{joule}}{(\text{kg})^{\circ}\text{K}}$ | $\frac{\text{Btu (thermochemical)}}{(\text{lbm})^{\circ}\text{F}}$ | 0.0002390057 |
| $\frac{\text{cal (thermochemical)}}{(\text{g})^{\circ}\text{K}}$ | $\frac{\text{Btu (thermochemical)}}{(\text{lbm})^{\circ}\text{R}}$ | 1.000 |
| $\frac{\text{Btu (thermochemical)}}{(\text{lbm})^{\circ}\text{R}}$ | $\frac{\text{cal (thermochemical)}}{(\text{g})^{\circ}\text{K}}$ | 1.000 |

THERMAL CONDUCTIVITY*

| To convert from: | to: | multiply by: |
|--|--|---------------|
| $\frac{\text{Btu} \cdot \text{inch}}{\text{foot}^2 \cdot \text{sec} \cdot ^\circ\text{F}}$ | $\frac{\text{joule}}{\text{meter} \cdot \text{sec} \cdot ^\circ\text{K}}$ | 518.87316 |
| $\frac{\text{calorie (thermochemical)}}{\text{cm} \cdot \text{sec} \cdot ^\circ\text{C}}$ | $\frac{\text{joule}}{\text{meter} \cdot \text{sec} \cdot ^\circ\text{K}}$ | 418.4* |
| $\frac{\text{joule}}{\text{meter} \cdot \text{sec} \cdot ^\circ\text{K}}$ | $\frac{\text{Btu} \cdot \text{inch}}{\text{foot}^2 \cdot \text{sec} \cdot ^\circ\text{F}}$ | 0.001927253 |
| $\frac{\text{joule}}{\text{meter} \cdot \text{sec} \cdot ^\circ\text{K}}$ | $\frac{\text{calorie (thermochemical)}}{\text{cm} \cdot \text{sec} \cdot ^\circ\text{C}}$ | 0.002390057 |
| $\frac{\text{Btu} \cdot \text{inch}}{\text{foot}^2 \cdot \text{sec} \cdot ^\circ\text{F}}$ | $\frac{\text{watt}}{\text{cm} \cdot ^\circ\text{K}}$ | 51,887.316 |
| $\frac{\text{watt}}{\text{cm} \cdot ^\circ\text{K}}$ | $\frac{\text{Btu} \cdot \text{inch}}{\text{foot}^2 \cdot \text{sec} \cdot ^\circ\text{F}}$ | 0.00001927253 |

*Btu and calorie in this table refer to thermochemical units (see Energy).

DYNAMIC VISCOSITY

| To convert from: | to: | multiply by: |
|--|---|--------------|
| $\frac{\text{lbm}}{\text{foot} \cdot \text{sec}}$ | $\frac{\text{newton} \cdot \text{second}}{\text{meter}^2}$ | 1.488164 |
| $\frac{\text{lbf} \cdot \text{sec}}{\text{foot}^2}$ | $\frac{\text{newton} \cdot \text{second}}{\text{meter}^2}$ | 47.88026 |
| poise | $\frac{\text{newton} \cdot \text{second}}{\text{meter}^2}$ | 0.100* |
| $\frac{\text{newton} \cdot \text{second}}{\text{meter}^2}$ | $\frac{\text{lbm}}{\text{foot} \cdot \text{second}}$ | 0.6719690 |
| $\frac{\text{newton} \cdot \text{second}}{\text{meter}^2}$ | $\frac{\text{lbf} \cdot \text{second}}{\text{foot}^2}$ | 0.02088543 |
| $\frac{\text{newton} \cdot \text{second}}{\text{meter}^2}$ | poise | 10.00 |
| rhe | (poise) ⁻¹ | 1.00* |
| rhe | meter ² /newton · second | 10.00* |
| poise | $\frac{\text{gram}}{\text{cm} \cdot \text{sec}} = \frac{\text{dyne} \cdot \text{sec}}{\text{cm}^2}$ | 1.00* |

KINEMATIC VISCOSITY

15

| To convert from: | to: | multiply by: |
|----------------------------|----------------------------|--------------|
| foot ² /second | meter ² /second | 0.09290304 |
| stoke | meter ² /second | 0.000100* |
| meter ² /second | foot ² /second | 10.76391 |
| meter ² /second | stoke | 10,000. |

DIFFUSION COEFFICIENT

| To convert from: | to: | multiply by: |
|-------------------------|-------------------------|--------------|
| foot ² /sec | cm ² /sec | 929.0304 |
| cm ² /sec | foot ² /sec | 0.001076391 |
| foot ² /sec | meter ² /sec | 0.09290304 |
| meter ² /sec | foot ² /sec | 10.76391 |



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

SISIEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALACIONES Y APLICACIONES

P S I C O M E T R I A

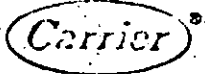
- ANEXO -

NOVIEMBRE, 1985.

Table 1. Saturation: Temperatures

| Temp. (°C) | Press. Bars p | Specific Volume | | Internal Energy | | | Enthalpy | | | Entropy | | |
|---------------|---------------------|------------------------------|---------------------|----------------------|----------------------------|---------------------|----------------------|----------------------------|---------------------|----------------------|------------------------------|---------------------|
| | | Sat. Liquid v_f L/kg | Sat. Vapor v_g | Sat. Liquid u_f | Evap. u_{fg} kJ/kg | Sat. Vapor u_g | Sat. Liquid h_f | Evap. h_{fg} kJ/kg | Sat. Vapor h_g | Sat. Liquid s_f | Evap. s_{fg} kJ/kg·K | Sat. Vapor s_g |
| 0 | .006109 | 1.0002 | 206.278 | 0.03 | 2375.4 | 2375.3 | 0.02 | 2501.4 | 2501.3 | 0.0001 | 9.1566 | 9.1565 |
| .01 | .006113 | 1.0002 | 206.136 | 0.03 | 2375.3 | 2375.3 | .01 | 2501.3 | 2501.4 | 0.0000 | 9.1562 | 9.1562 |
| 1 | .006567 | 1.0002 | 192.577 | 4.15 | 2372.6 | 2376.7 | 4.16 | 2499.0 | 2503.2 | .0152 | 9.1147 | 9.1299 |
| 2 | .007056 | 1.0001 | 179.889 | 8.36 | 2369.7 | 2378.1 | 8.37 | 2496.7 | 2505.0 | .0305 | 9.0730 | 9.1035 |
| 3 | .007577 | 1.0001 | 168.132 | 12.56 | 2366.9 | 2379.5 | 12.57 | 2494.3 | 2506.9 | .0457 | 9.0316 | 9.0773 |
| 4 | .008131 | 1.0001 | 157.232 | 16.77 | 2364.1 | 2380.9 | 16.78 | 2491.9 | 2508.7 | .0610 | 8.9904 | 9.0514 |
| 5 | .008721 | 1.0001 | 147.120 | 20.97 | 2361.3 | 2382.3 | 20.98 | 2489.6 | 2510.6 | .0761 | 8.9496 | 9.0257 |
| 6 | .009349 | 1.0001 | 137.734 | 25.19 | 2358.4 | 2383.6 | 25.20 | 2487.2 | 2512.4 | .0912 | 8.9090 | 9.0003 |
| 7 | .010016 | 1.0002 | 129.017 | 29.38 | 2355.6 | 2385.0 | 29.39 | 2484.8 | 2514.2 | .1062 | 8.8688 | 8.9751 |
| 8 | .010724 | 1.0002 | 120.917 | 33.59 | 2352.8 | 2386.4 | 33.60 | 2482.5 | 2516.1 | .1212 | 8.8289 | 8.9501 |
| 9 | .011477 | 1.0003 | 113.386 | 37.80 | 2350.0 | 2387.8 | 37.80 | 2480.1 | 2517.9 | .1362 | 8.7892 | 8.9253 |
| 10 | .012276 | 1.0004 | 106.379 | 42.00 | 2347.2 | 2389.2 | 42.01 | 2477.7 | 2519.8 | .1510 | 8.7498 | 8.9008 |
| 11 | .013123 | 1.0004 | 99.857 | 46.20 | 2344.3 | 2390.5 | 46.20 | 2475.4 | 2521.6 | .1658 | 8.7107 | 8.8765 |
| 12 | .014022 | 1.0005 | 93.784 | 50.41 | 2341.5 | 2391.9 | 50.41 | 2473.0 | 2523.4 | .1806 | 8.6718 | 8.8524 |
| 13 | .014974 | 1.0007 | 88.124 | 54.60 | 2338.7 | 2393.3 | 54.60 | 2470.7 | 2525.3 | .1953 | 8.6332 | 8.8285 |
| 14 | .015983 | 1.0008 | 82.848 | 58.79 | 2335.9 | 2394.7 | 58.80 | 2468.3 | 2527.1 | .2099 | 8.5949 | 8.8048 |
| 15 | .017051 | 1.0009 | 77.926 | 62.99 | 2333.1 | 2396.1 | 62.99 | 2465.9 | 2528.9 | .2245 | 8.5569 | 8.7814 |
| 16 | .018181 | 1.0011 | 73.333 | 67.18 | 2330.3 | 2397.4 | 67.19 | 2463.6 | 2530.8 | .2390 | 8.5191 | 8.7582 |
| 17 | .019376 | 1.0012 | 69.044 | 71.38 | 2327.4 | 2398.8 | 71.38 | 2461.2 | 2532.6 | .2535 | 8.4816 | 8.7351 |
| 18 | .020640 | 1.0014 | 65.038 | 75.57 | 2324.6 | 2400.2 | 75.58 | 2458.8 | 2534.4 | .2679 | 8.4443 | 8.7123 |
| 19 | .021975 | 1.0016 | 61.293 | 79.76 | 2321.8 | 2401.6 | 79.77 | 2456.5 | 2536.2 | .2823 | 8.4073 | 8.6897 |
| 20 | .02339 | 1.0018 | 57.791 | 83.95 | 2319.0 | 2402.9 | 83.96 | 2454.1 | 2538.1 | .2966 | 8.3706 | 8.6672 |
| 21 | .02487 | 1.0020 | 54.514 | 88.14 | 2316.2 | 2404.3 | 88.14 | 2451.8 | 2539.9 | .3109 | 8.3341 | 8.6450 |
| 22 | .02645 | 1.0022 | 51.447 | 92.32 | 2313.3 | 2405.7 | 92.33 | 2449.4 | 2541.7 | .3251 | 8.2979 | 8.6229 |
| 23 | .02810 | 1.0024 | 48.574 | 96.51 | 2310.5 | 2407.0 | 96.52 | 2447.0 | 2543.5 | .3393 | 8.2618 | 8.6011 |
| 24 | .02985 | 1.0027 | 45.883 | 100.70 | 2307.7 | 2408.4 | 100.70 | 2444.7 | 2545.4 | .3534 | 8.2261 | 8.5794 |
| 25 | .03169 | 1.0029 | 43.360 | 104.88 | 2304.9 | 2409.8 | 104.89 | 2442.3 | 2547.2 | .3674 | 8.1905 | 8.5580 |
| 26 | .03363 | 1.0032 | 40.994 | 109.06 | 2302.1 | 2411.1 | 109.07 | 2439.9 | 2549.0 | .3814 | 8.1552 | 8.5367 |
| 27 | .03567 | 1.0035 | 38.774 | 113.25 | 2299.3 | 2412.5 | 113.25 | 2437.6 | 2550.8 | .3954 | 8.1202 | 8.5156 |
| 28 | .03782 | 1.0037 | 36.690 | 117.42 | 2296.4 | 2413.9 | 117.43 | 2435.2 | 2552.6 | .4093 | 8.0854 | 8.4946 |
| 29 | .04008 | 1.0040 | 34.733 | 121.60 | 2293.6 | 2415.2 | 121.61 | 2432.8 | 2554.5 | .4231 | 8.0508 | 8.4739 |
| 30 | .04246 | 1.0043 | 32.894 | 125.78 | 2290.8 | 2416.6 | 125.79 | 2430.5 | 2556.3 | .4369 | 8.0164 | 8.4533 |
| 31 | .04496 | 1.0046 | 31.165 | 129.96 | 2288.0 | 2418.0 | 129.97 | 2428.1 | 2558.1 | .4507 | 7.9822 | 8.4329 |
| 32 | .04759 | 1.0050 | 29.540 | 134.14 | 2285.2 | 2419.3 | 134.15 | 2425.7 | 2559.9 | .4644 | 7.9483 | 8.4127 |
| 33 | .05034 | 1.0053 | 28.011 | 138.32 | 2282.4 | 2420.7 | 138.33 | 2423.4 | 2561.7 | .4781 | 7.9146 | 8.3927 |
| 34 | .05324 | 1.0056 | 26.571 | 142.50 | 2279.5 | 2422.0 | 142.50 | 2421.0 | 2563.5 | .4917 | 7.8811 | 8.3728 |
| 35 | .05628 | 1.0060 | 25.216 | 146.67 | 2276.7 | 2423.4 | 146.68 | 2418.6 | 2565.3 | .5053 | 7.8478 | 8.3531 |
| 36 | .05947 | 1.0063 | 23.940 | 150.85 | 2273.9 | 2424.7 | 150.86 | 2416.2 | 2567.1 | .5188 | 7.8147 | 8.3336 |
| 37 | .06281 | 1.0067 | 22.737 | 155.03 | 2271.1 | 2426.1 | 155.03 | 2413.9 | 2568.9 | .5323 | 7.7819 | 8.3142 |
| 38 | .06632 | 1.0071 | 21.602 | 159.20 | 2268.2 | 2427.4 | 159.21 | 2411.5 | 2570.7 | .5458 | 7.7492 | 8.2950 |
| 39 | .06999 | 1.0074 | 20.533 | 163.38 | 2265.4 | 2428.8 | 163.39 | 2409.1 | 2572.5 | .5592 | 7.7167 | 8.2759 |
| 40 | .07384 | 1.0078 | 19.523 | 167.56 | 2262.6 | 2430.1 | 167.57 | 2406.7 | 2574.3 | .5725 | 7.6845 | 8.2570 |
| 41 | .07786 | 1.0082 | 18.570 | 171.73 | 2259.7 | 2431.5 | 171.74 | 2404.3 | 2576.1 | .5858 | 7.6524 | 8.2383 |
| 42 | .08208 | 1.0086 | 17.671 | 175.91 | 2256.9 | 2432.8 | 175.91 | 2401.9 | 2577.9 | .5991 | 7.6206 | 8.2197 |
| 43 | .08649 | 1.0090 | 16.821 | 180.08 | 2254.1 | 2434.2 | 180.10 | 2399.5 | 2579.6 | .6123 | 7.5889 | 8.2012 |
| 44 | .09111 | 1.0095 | 16.018 | 184.26 | 2251.2 | 2435.5 | 184.27 | 2397.2 | 2581.3 | .6255 | 7.5574 | 8.1829 |
| 45 | .09593 | 1.0099 | 15.258 | 188.44 | 2248.4 | 2436.8 | 188.45 | 2394.8 | 2583.2 | .6387 | 7.5261 | 8.1648 |
| 46 | .10098 | 1.0103 | 14.540 | 192.61 | 2245.6 | 2438.2 | 192.62 | 2392.4 | 2585.0 | .6518 | 7.4950 | 8.1468 |
| 47 | .10624 | 1.0108 | 13.861 | 196.79 | 2242.7 | 2439.5 | 196.80 | 2390.0 | 2586.8 | .6648 | 7.4642 | 8.1290 |
| 48 | .11175 | 1.0112 | 13.218 | 200.96 | 2239.9 | 2440.8 | 200.97 | 2387.6 | 2588.5 | .6779 | 7.4334 | 8.1113 |
| 49 | .11749 | 1.0117 | 12.609 | 205.14 | 2237.0 | 2442.2 | 205.15 | 2385.2 | 2590.3 | .6908 | 7.4029 | 8.0937 |
| 50 | .12349 | 1.0121 | 12.032 | 209.32 | 2234.2 | 2443.5 | 209.33 | 2382.7 | 2592.1 | .7038 | 7.3725 | 8.0763 |
| 51 | .12975 | 1.0126 | 11.485 | 213.50 | 2231.3 | 2444.8 | 213.51 | 2380.3 | 2593.8 | .7167 | 7.3423 | 8.0590 |
| 52 | .13628 | 1.0131 | 10.968 | 217.67 | 2228.5 | 2446.1 | 217.69 | 2377.9 | 2595.6 | .7296 | 7.3123 | 8.0419 |
| 53 | .14309 | 1.0136 | 10.476 | 221.85 | 2225.6 | 2447.5 | 221.87 | 2375.5 | 2597.4 | .7424 | 7.2825 | 8.0249 |
| 54 | .15019 | 1.0141 | 10.011 | 226.03 | 2222.8 | 2448.8 | 226.04 | 2373.1 | 2599.1 | .7552 | 7.2528 | 8.0080 |

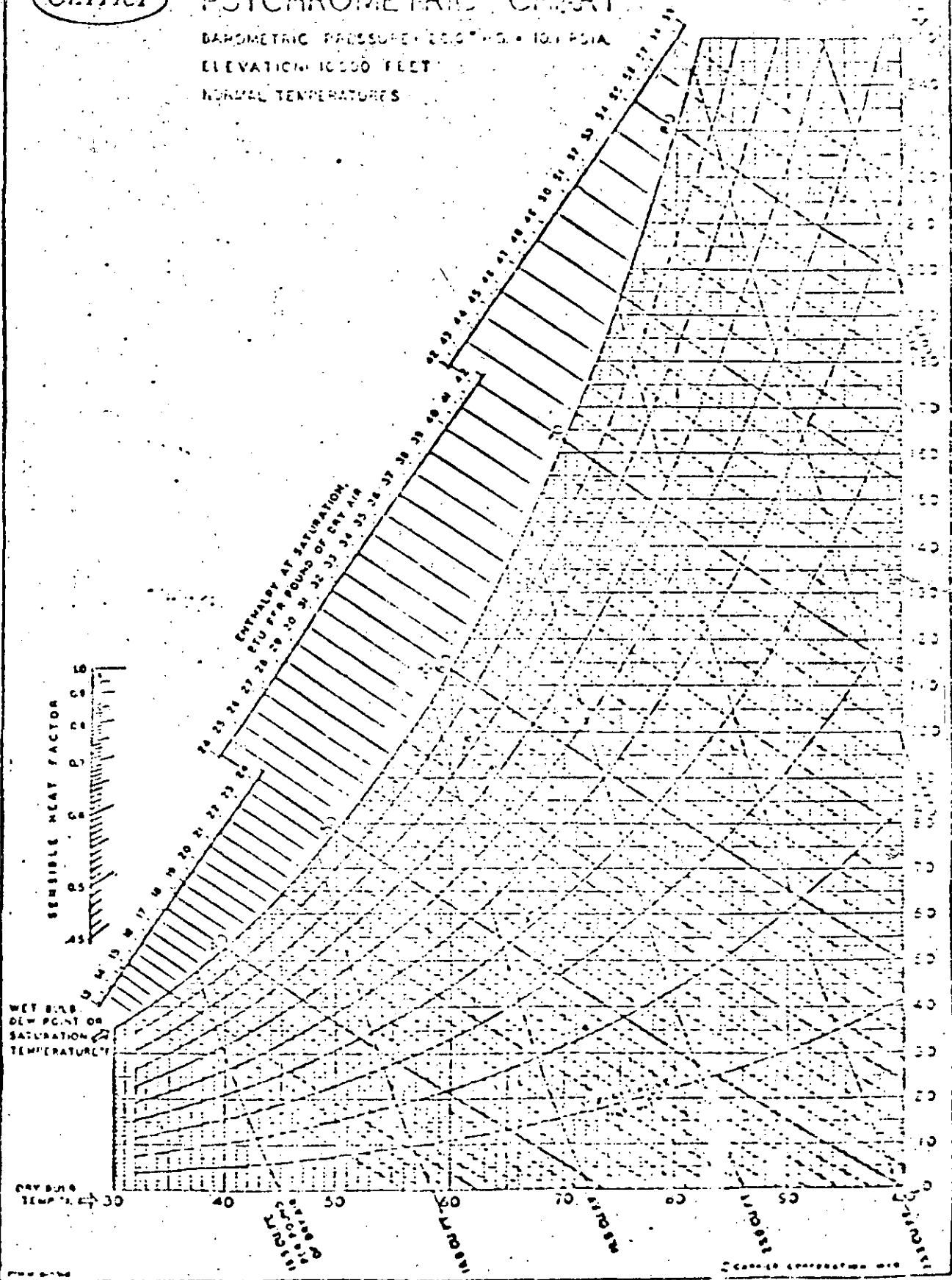
1 Bar = 1.01972 kg./sq. cm. 1 Joule = 1/4,1868 I.T. Cal.



PSYCHROMETRIC CHART

BAROMETRIC PRESSURE • 29.92 IN. H.G. • 1013.25 PA.
ELEVATION • 10000 FEET
NORMAL TEMPERATURES

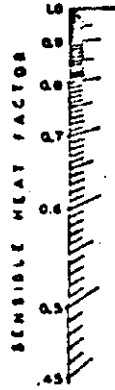
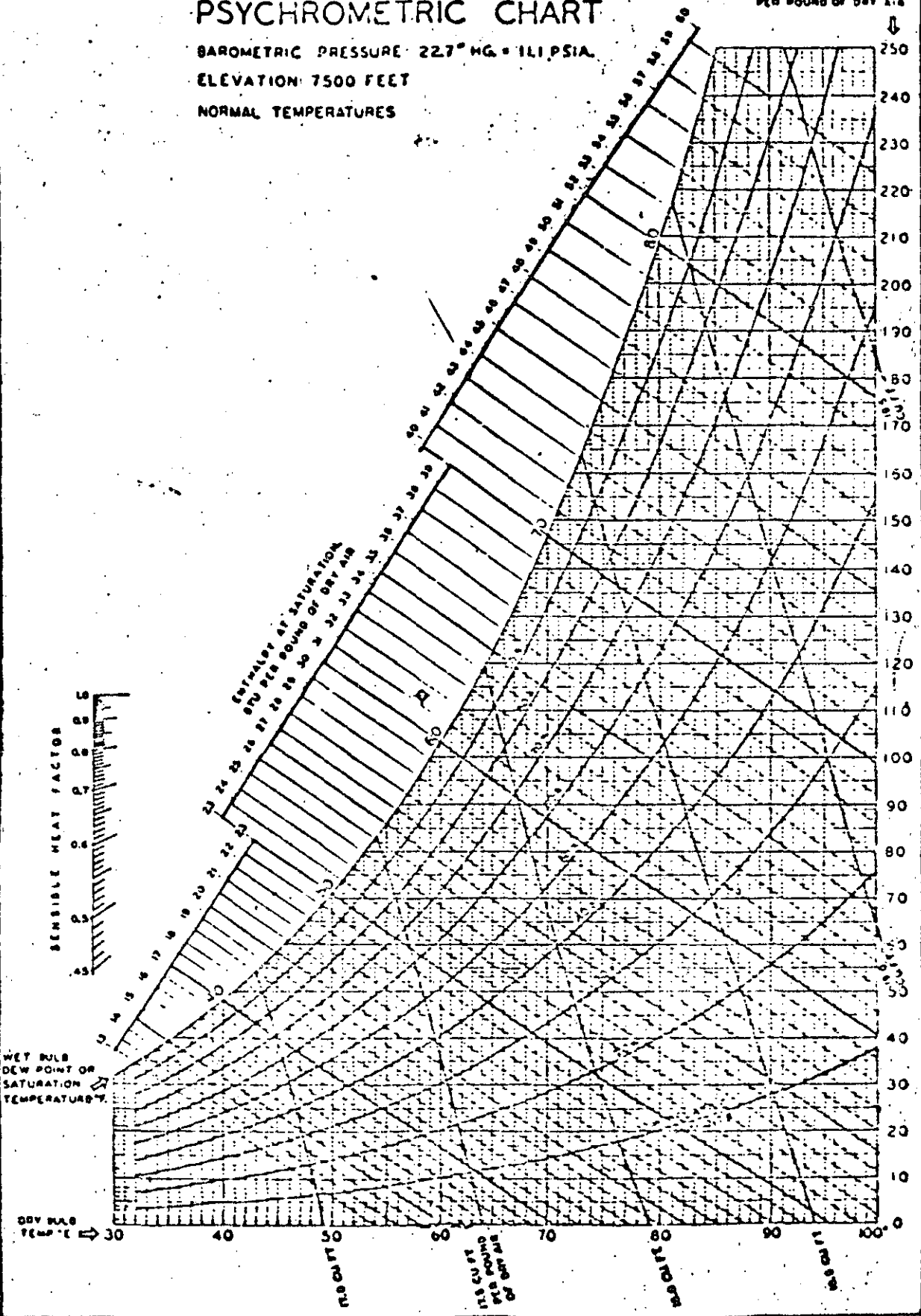
GRAINS OF WATER VAPOR PER POUND OF DRY AIR



PSYCHROMETRIC CHART

BAROMETRIC PRESSURE 22.7" HG. = 111.9 PSIA.
ELEVATION 7500 FEET
NORMAL TEMPERATURES

GRAINS OF MOISTURE
PER POUND OF DRY AIR



WET BULB
DEW POINT OR
SATURATION
TEMPERATURE

DRY BULB
TEMP ° F → 30 40 50 60 70 80 90 100

RELATIVE
HUMIDITY

WET BULB
TEMPERATURE

WET BULB
DEPRESSION

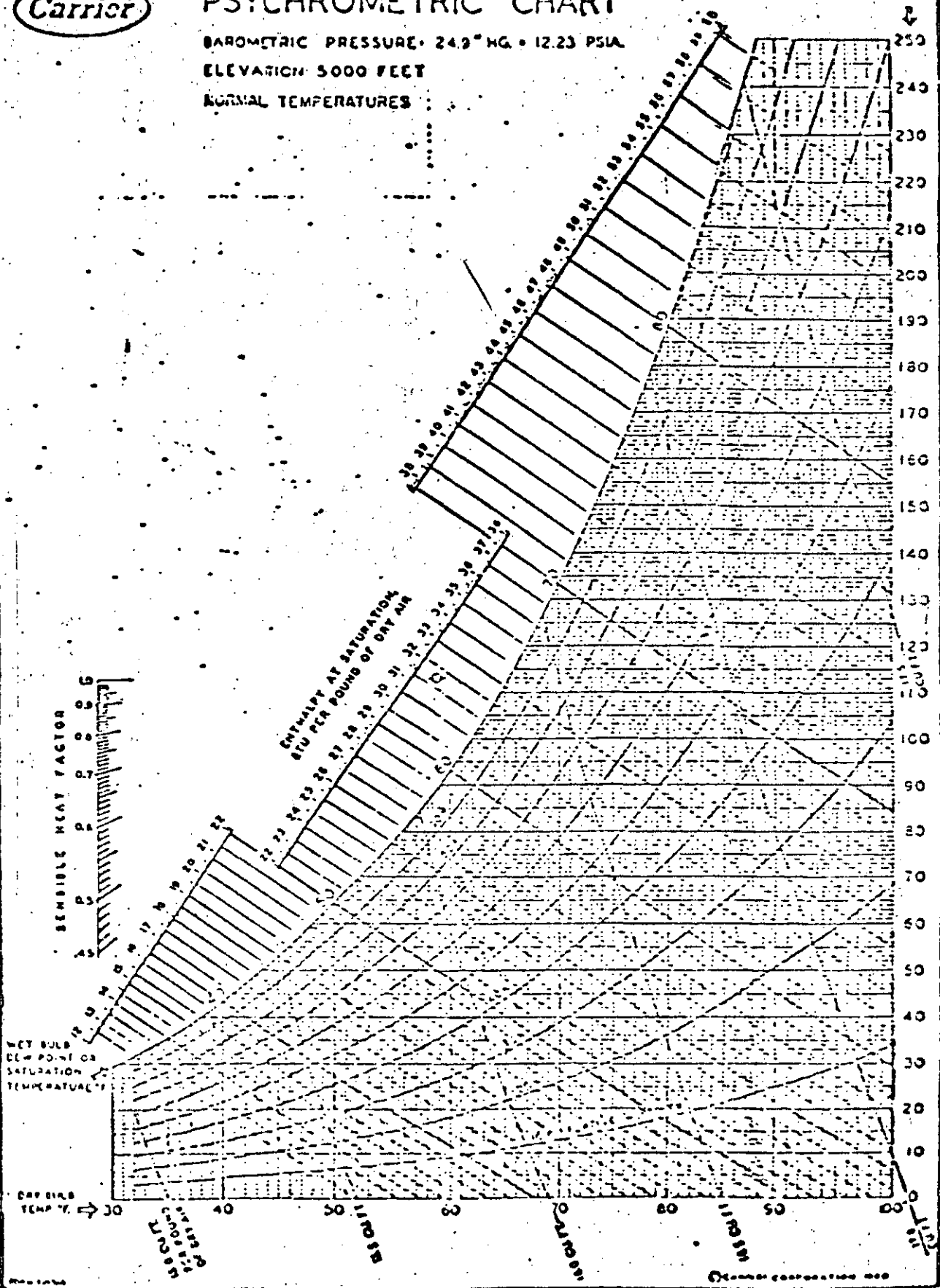
WET BULB
EQUIVALENT
AIR TEMPERATURE



PSYCHROMETRIC CHART

BAROMETRIC PRESSURE: 24.9" HG. • 12.23 PSIA
 ELEVATION: 5000 FEET
 NORMAL TEMPERATURES

GRAINS OF MOISTURE
 PER POUND OF DRY AIR





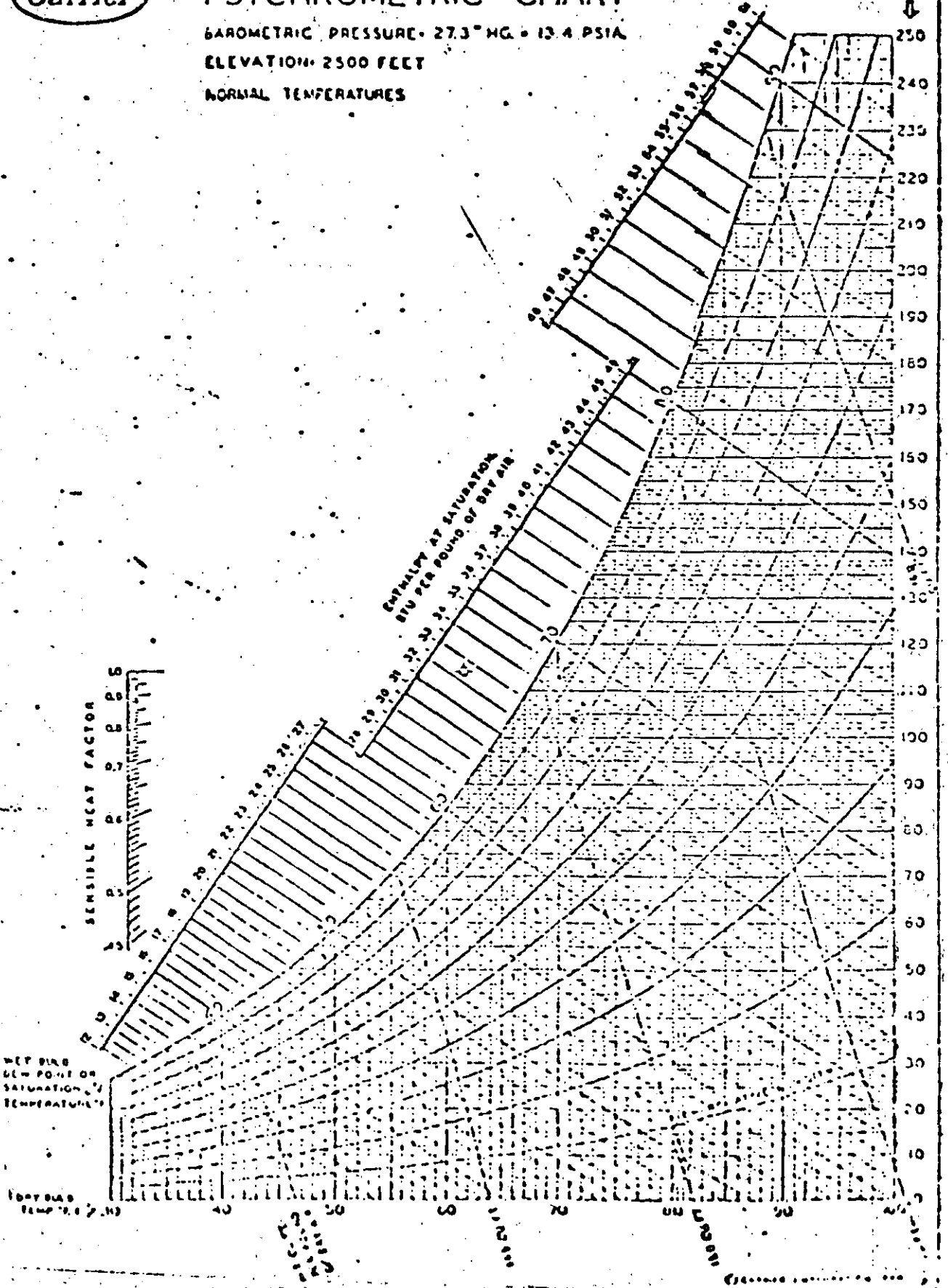
PSYCHROMETRIC CHART

BAROMETRIC PRESSURE • 27.3" HG. • 13.4 PSIA

ELEVATION • 2500 FEET

NORMAL TEMPERATURES

GRAINS OF MOISTURE PER POUND OF DRY AIR



7 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 | | | |
| 75 | .8750 | .4298 | .01882 | 131.7 | 13.48 | 13.88 | 18.018 | 20.59 | 38.61 |
| 76 | .9047 | .4443 | .01948 | 136.4 | 13.50 | 13.92 | 18.259 | 21.31 | 39.57 |
| 77 | .9352 | .4593 | .02016 | 141.1 | 13.53 | 13.96 | 18.499 | 22.07 | 40.57 |
| 78 | .9667 | .4748 | .02086 | 146.0 | 13.55 | 14.00 | 18.740 | 22.84 | 41.58 |
| 79 | .9990 | .4907 | .02158 | 151.1 | 13.58 | 14.05 | 18.980 | 23.64 | 42.62 |
| 80 | 1.0323 | .5070 | .02233 | 156.3 | 13.60 | 14.09 | 19.221 | 24.47 | 43.69 |
| 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 | 1.1752 | .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 | 1.335 | .6557 | .02919 | 204.3 | 13.80 | 14.45 | 21.144 | 32.09 | 53.23 |
| 89 | 1.378 | .6768 | .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 | .7668 | .03441 | 240.9 | 13.93 | 14.70 | 22.346 | 37.90 | 60.25 |
| 94 | 1.610 | .7908 | .03556 | 248.9 | 13.96 | 14.75 | 22.587 | 39.18 | 61.77 |
| 95 | 1.661 | .8156 | .03673 | 257.1 | 13.98 | 14.80 | 22.827 | 40.49 | 63.32 |
| 96 | 1.712 | .8410 | .03795 | 265.7 | 14.01 | 14.86 | 23.068 | 41.85 | 64.92 |
| 97 | 1.765 | .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 | 44.68 | 68.23 |
| 99 | 1.876 | .9213 | .04182 | 292.7 | 14.08 | 15.02 | 23.789 | 46.17 | 69.96 |
| 100 | 1.933 | .9495 | .04319 | 302.3 | 14.11 | 15.08 | 24.029 | 47.70 | 71.73 |
| 101 | 1.992 | .9785 | .04460 | 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 | .04756 | 332.9 | 14.19 | 15.26 | 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 | 57.95 | 83.42 |
| 107 | 2.380 | 1.169 | .0540 | 378. | 14.29 | 15.52 | 25.713 | 59.85 | 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 | 403. | 14.34 | 15.66 | 26.194 | 63.82 | 90.03 |
| 110 | 2.600 | 1.277 | .0594 | 416. | 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 | 72.55 | 99.71 |
| 114 | 2.912 | 1.430 | .0675 | 473. | 14.46 | 16.02 | 27.397 | 74.91 | 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 | 79.85 | 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 | 3.956 | 1.943 | .0954 | 668. | 14.75 | 16.99 | 30.044 | 106.4 | 136.44 |
| 130 | 4.527 | 2.223 | .1116 | 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. | 15.26 | 19.64 | 34.859 | 202.5 | 237.4 |
| 150 | 7.572 | 3.719 | .2125 | 1488. | 15.39 | 20.60 | 36.063 | 239.2 | 275.3 |
| 155 | 8.560 | 4.204 | .2514 | 1760. | 15.52 | 21.73 | 37.267 | 283.5 | 320.8 |
| 160 | 9.656 | 4.743 | .2990 | 2093. | 15.64 | 23.09 | 38.472 | 337.8 | 376.3 |
| 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 | 26.84 | 40.882 | 490.6 | 531.5 |
| 175 | 13.68 | 6.72 | .5292 | 3704.4 | 16.03 | 29.51 | 42.087 | 601.1 | 643.2 |
| 180 | 15.29 | 7.51 | .6578 | 4604.6 | 16.16 | 33.04 | 43.292 | 748.5 | 791.8 |
| 185 | 17.07 | 8.38 | .8363 | 5854.1 | 16.28 | 37.89 | 44.498 | 959.2 | 997.7 |
| 190 | 19.02 | 9.34 | 1.099 | 7693. | 16.41 | 45.00 | 45.704 | 1255.0 | 1301.0 |
| 200 | 23.47 | 11.53 | 2.295 | 16065. | 16.67 | 77.24 | 48.119 | 2629.0 | 2677.0 |

* ALL DATA EXCEPT THIRD AND FIFTH VERTICAL COLUMNS ARE FROM CHAPTER 3, HEATING VENTILATING AIR-CONDITIONING GUIDE, 1988. USED BY PERMISSION.

TRANE

PSYCHROMETRIC CHART

© 1960 THE TRANE COMPANY, LA CROSSE, WISCONSIN
Barometric Pressure 29.921 Inches of Mercury

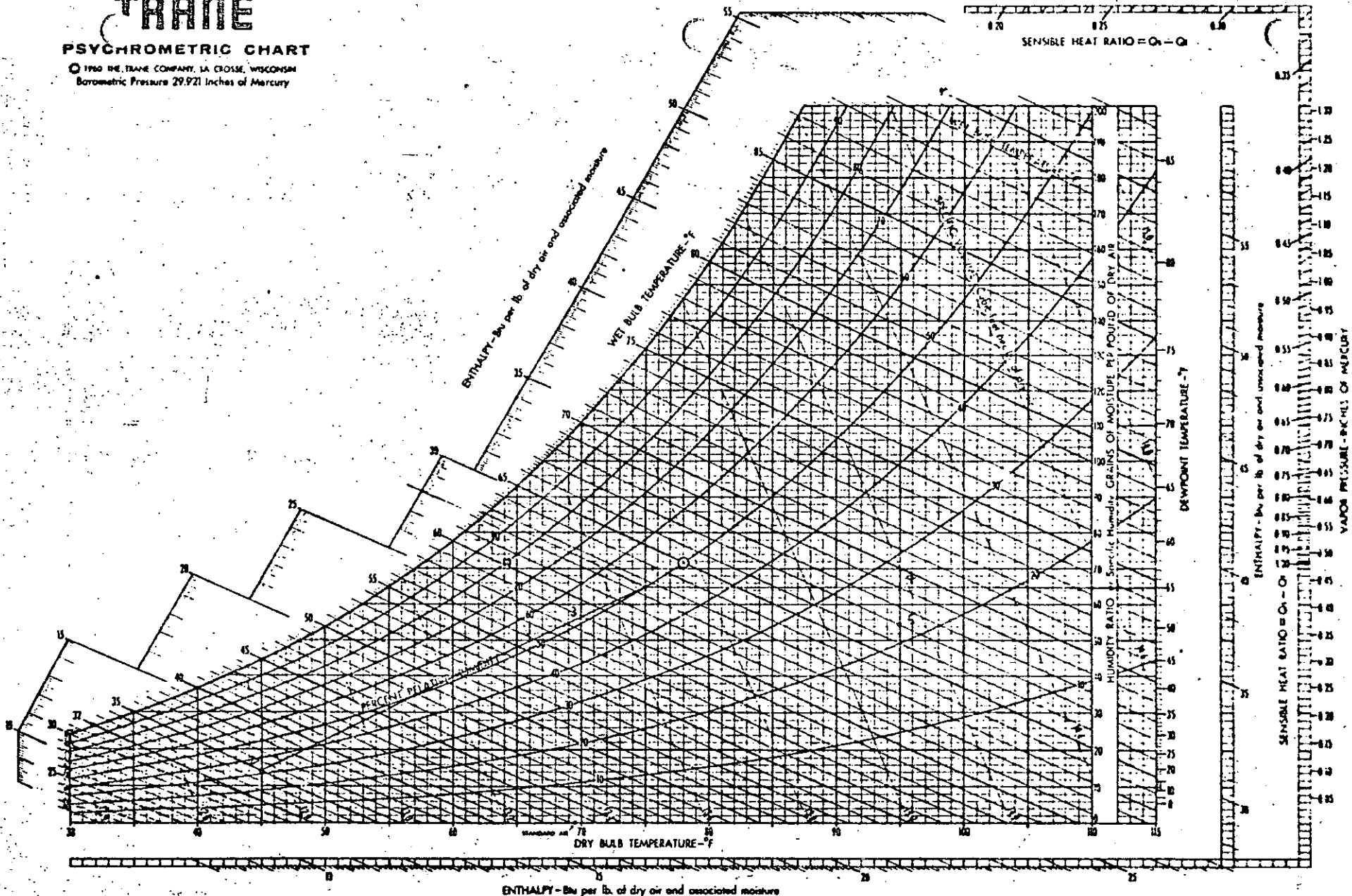


TABLE 7 — MIXTURES OF AIR AND SATURATED WATER VAPOR*
(Based on 29.92 in. Barometric Pressure)

9

| 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 | | | |
| 0 | .0376 | .0185 | .000787 | 5.51 | 11.58 | 11.59 | 0.0 | 0.835 | 0.835 |
| 2 | .0418 | .0205 | .000874 | 6.12 | 11.63 | 11.65 | 0.480 | 0.928 | 1.408 |
| 4 | .0463 | .0227 | .000969 | 6.78 | 11.68 | 11.70 | 0.961 | 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 | 9.21 | 11.83 | 11.86 | 2.402 | 1.401 | 3.803 |
| 12 | .0695 | .0341 | .001454 | 10.18 | 11.88 | 11.91 | 2.882 | 1.550 | 4.432 |
| 14 | .0767 | .0377 | .001606 | 11.24 | 11.94 | 11.97 | 3.363 | 1.713 | 5.076 |
| 16 | .0846 | .0416 | .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 | 2.088 | 6.412 |
| 20 | .1027 | .0504 | .002152 | 15.06 | 12.09 | 12.13 | 4.804 | 2.302 | 7.106 |
| 22 | .1131 | .0555 | .002369 | 16.58 | 12.14 | 12.19 | 5.284 | 2.536 | 7.820 |
| 24 | .1243 | .0610 | .002606 | 18.24 | 12.19 | 12.24 | 5.765 | 2.792 | 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 | 6.726 | 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 | 12.39 | 12.47 | 7.686 | 4.072 | 11.758 |
| 33 | .1878 | .0922 | .003944 | 27.61 | 12.41 | 12.49 | 7.927 | 4.242 | 12.169 |
| 34 | .1955 | .0960 | .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 | 36.49 | 12.59 | 12.70 | 9.608 | 5.622 | 15.230 |
| 41 | .2575 | .1265 | .005421 | 37.95 | 12.62 | 12.73 | 9.848 | 5.849 | 15.697 |
| 42 | .2676 | .1314 | .005638 | 39.47 | 12.64 | 12.76 | 10.088 | 6.084 | 16.172 |
| 43 | .2781 | .1366 | .005860 | 41.02 | 12.67 | 12.79 | 10.329 | 6.328 | 16.657 |
| 44 | .2890 | .1419 | .006091 | 42.64 | 12.69 | 12.82 | 10.569 | 6.580 | 17.149 |
| 45 | .3002 | .1474 | .00633 | 44.31 | 12.72 | 12.85 | 10.809 | 6.841 | 17.650 |
| 46 | .3119 | .1532 | .00658 | 46.06 | 12.74 | 12.88 | 11.049 | 7.112 | 18.161 |
| 47 | .3239 | .1591 | .00684 | 47.88 | 12.77 | 12.91 | 11.289 | 7.391 | 18.680 |
| 48 | .3363 | .1652 | .00710 | 49.70 | 12.79 | 12.94 | 11.530 | 7.681 | 19.211 |
| 49 | .3491 | .1715 | .00737 | 51.59 | 12.82 | 12.97 | 11.770 | 7.981 | 19.751 |
| 50 | .3624 | .1780 | .00766 | 53.62 | 12.84 | 13.00 | 12.010 | 8.291 | 20.301 |
| 51 | .3761 | .1847 | .00795 | 55.65 | 12.87 | 13.03 | 12.250 | 8.612 | 20.862 |
| 52 | .3903 | .1917 | .00826 | 57.82 | 12.89 | 13.07 | 12.491 | 8.945 | 21.436 |
| 53 | .4049 | .1989 | .00857 | 59.99 | 12.92 | 13.10 | 12.731 | 9.289 | 22.020 |
| 54 | .4200 | .2063 | .00889 | 62.23 | 12.95 | 13.13 | 12.971 | 9.644 | 22.615 |
| 55 | .4357 | .2140 | .00923 | 64.61 | 12.97 | 13.16 | 13.211 | 10.01 | 23.22 |
| 56 | .4518 | .2219 | .00958 | 67.06 | 13.00 | 13.20 | 13.452 | 10.39 | 23.84 |
| 57 | .4684 | .2301 | .00993 | 69.51 | 13.02 | 13.23 | 13.692 | 10.79 | 24.48 |
| 58 | .4856 | .2385 | .01030 | 72.10 | 13.05 | 13.26 | 13.932 | 11.19 | 25.12 |
| 59 | .5033 | .2472 | .01069 | 74.83 | 13.07 | 13.30 | 14.172 | 11.61 | 25.78 |
| 60 | .5216 | .2562 | .01108 | 77.6 | 13.10 | 13.33 | 14.413 | 12.05 | 26.46 |
| 61 | .5405 | .2655 | .01149 | 80.4 | 13.12 | 13.36 | 14.653 | 12.50 | 27.15 |
| 62 | .5600 | .2750 | .01191 | 83.4 | 13.15 | 13.40 | 14.893 | 12.96 | 27.85 |
| 63 | .5800 | .2849 | .01235 | 86.5 | 13.17 | 13.43 | 15.134 | 13.44 | 28.57 |
| 64 | .6007 | .2950 | .01280 | 89.6 | 13.20 | 13.47 | 15.374 | 13.94 | 29.31 |
| 65 | .6221 | .3055 | .01326 | 92.8 | 13.22 | 13.50 | 15.614 | 14.45 | 30.06 |
| 66 | .6441 | .3163 | .01374 | 96.2 | 13.25 | 13.54 | 15.855 | 14.98 | 30.83 |
| 67 | .6668 | .3275 | .01424 | 99.7 | 13.27 | 13.58 | 16.095 | 15.53 | 31.62 |
| 68 | .6902 | .3390 | .01475 | 103.3 | 13.30 | 13.61 | 16.335 | 16.09 | 32.42 |
| 69 | .7143 | .3508 | .01528 | 107.0 | 13.32 | 13.65 | 16.576 | 16.67 | 33.25 |
| 70 | .7392 | .3631 | .01582 | 110.7 | 13.35 | 13.69 | 16.816 | 17.27 | 34.09 |
| 71 | .7648 | .3756 | .01639 | 114.7 | 13.38 | 13.73 | 17.056 | 17.89 | 34.95 |
| 72 | .7911 | .3885 | .01697 | 118.8 | 13.40 | 13.76 | 17.297 | 18.53 | 35.83 |
| 73 | .8183 | .4019 | .01757 | 123.0 | 13.43 | 13.80 | 17.537 | 19.20 | 36.74 |
| 74 | .8462 | .4156 | .01819 | 127.3 | 13.45 | 13.84 | 17.778 | 19.88 | 37.66 |

* ALL DATA EXCEPT THIRD AND FIFTH VERTICAL COLUMNS ARE FROM CHAPTER 3, HEATING VENTILATING AIR-CONDITIONING GUIDE, 1959. USED BY PERMISSION.



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

**SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALACIONES Y APLICACIONES**

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

NOVIEMBRE, 1985.

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 granito, mármol, basalto, etc., -- con peso específico mayor de 2600 Kg/m3 | 2.5 | |
| Piedras porosas, como la arenisca 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 exterior. | 0.60 | |
| Colchoneta lana de vidrio | 0.04 | |
| Canceles de plástico | 0.65 | |
| Ligero de 1250 Kg/m3, al interior. | 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 | 0.00 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 ASPESTO | 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

Kcal/m²h°C

SUPERFICIE AL AIRE EXTERIOR.

Velocidad del viento m/seg. 12/Km/h ó menos
(3.33m/seg. ó menos).

20

Velocidad del viento 5m/seg. 18Km/h ó menos
(5m/s)

25

Velocidad del viento m./seg. 24km/h ó más
(6.67m/seg. ó mas).

30

SUPERFICIE VERTICAL INTERIOR

5

SUPERFICIE HORIZONTAL INTERIOR

Flujo hacia abajo

6

SUPERFICIE HORIZONTAL INTERIOR

Flujo hacia arriba

9

NOTA 1:

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

NOTA 2:

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

| | | |
|---|--|-------|
| I.M.S.S. OP. DE INSTALACIONES Y EQUIPOS | CONDICIONES ATMOSFERICAS DE DISEÑO | AMICA |
|---|--|-------|

100

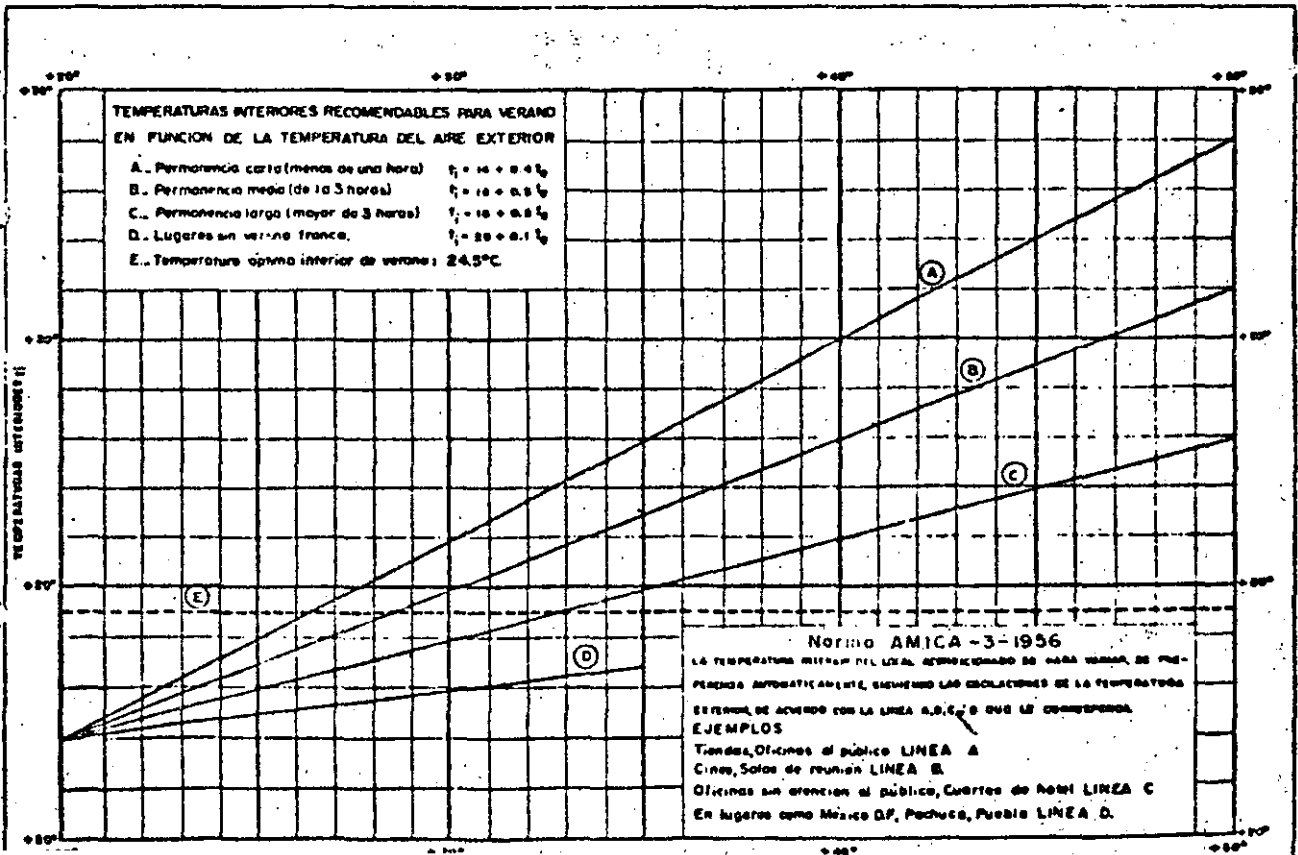
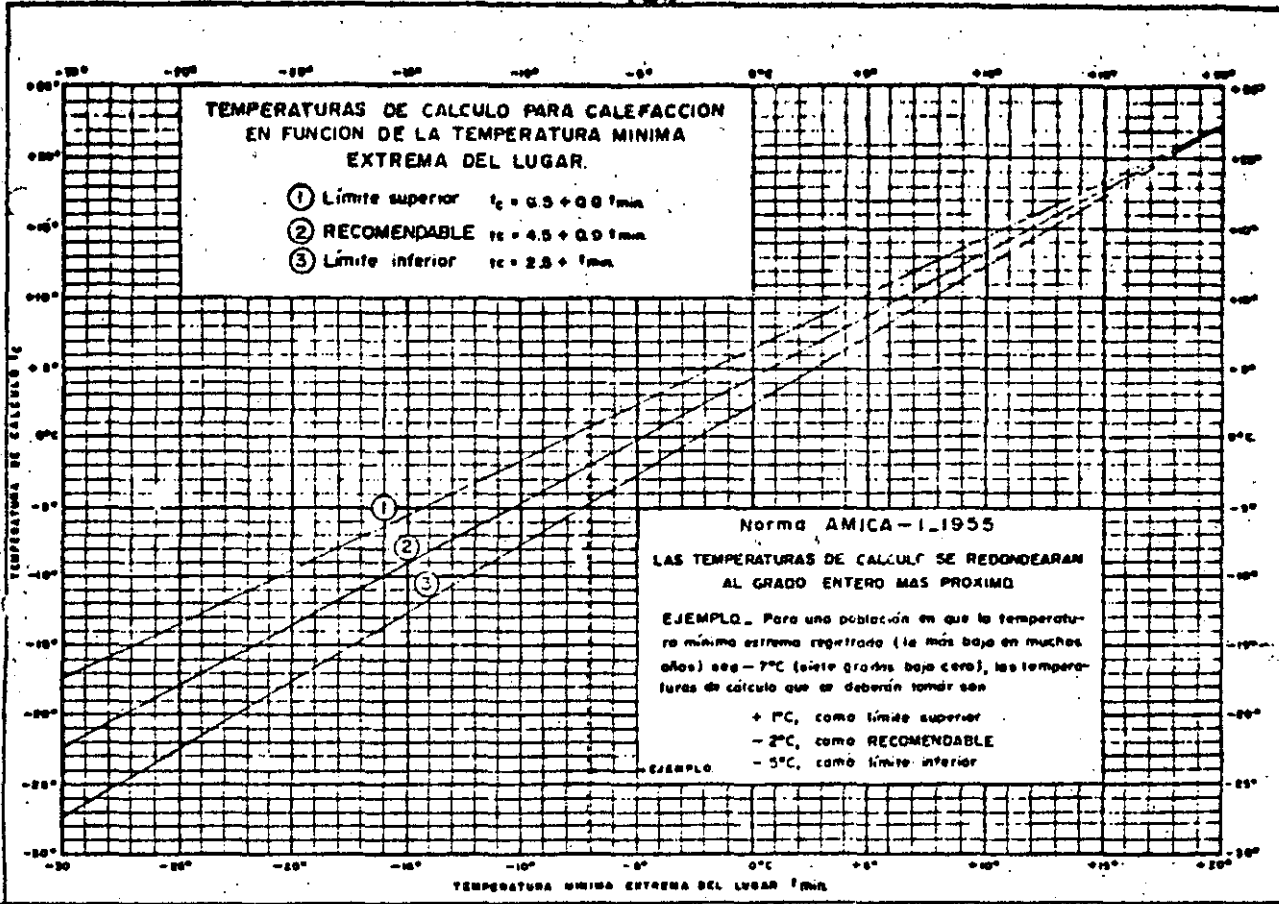
4

| (1) | (2) | (3) | (4) | (5) | (6) | (7) | (8) | (9) | (10) | (11) | (12) | (13) | |
|-------------------|----------|------------|--------------|-------------|------|------|----------------|----------|------|------------|---------|------------------|----------|
| DATOS SITUACION | | | DATOS VERANO | | | | DATOS INVIERNO | | | | | | |
| ESTADO | Posición | Geográfica | Altura | Presión | | | Temp. | Temp. de | | Grados-día | | Temp. Técnica | Grados-d |
| | Latitud | Longitud | S.N.M. | Barométrica | Máx. | Mín. | Máx.-Ext. | Cálculo | BS | BH | Anuales | Máx-ext. Cálculo | Anuales |
| | N | W | M | Mb | MM | Hg | °C | BS | BH | | °C | °C | |
| AGUASCALIENTES | | | | | | | | | | | | | |
| Aguascalientes | 21° 53' | 102° 18' | 1879 | 816 | 612 | 36.8 | 34 | 19 | 248 | - 4.7 | 0 | 320 | |
| BAJA CALIFORNIA | | | | | | | | | | | | | |
| Ensenada | 31° 52' | 116° 38' | 13 | 1012 | 759 | 36.5 | 34 | 26 | 109 | + 1.1 | + 5 | 588 | |
| Mexicali | 32° 29' | 115° 30' | 1 | 1013 | 760 | 47.8 | 43 | 28 | 1660 | - 3.7 | + 1 | 588 | |
| La Paz | 24° 10' | 116° 07' | 18 | 1011 | 758 | 38.0 | 36 | 27 | 1027 | + 9.0 | + 13 | 588 | |
| Tijuana | 32° 29' | 117° 02' | 28 | 1010 | 758 | 38.2 | 35 | 26 | 754 | - 3.3 | + 2 | 588 | |
| CANPECHE | | | | | | | | | | | | | |
| 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 | 27 | 1169 | - 7.8 | - 3 | 320 | |
| Nueva Rosita | 27° 55' | 101° 17' | 430 | 965 | 724 | 45.0 | 41 | 25 | 1539 | - 8.5 | - 3 | 320 | |
| Piedras Negras | 28° 42' | 100° 31' | 220 | 988 | 741 | 43.9 | 40 | 25 | 1547 | - 11.9 | - 6 | 320 | |
| 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 | 691 | - 11.5 | - 6 | 741 | |
| Ciudad Juárez | 31° 44' | 106° 29' | 1137 | 889 | 667 | 41.2 | 37 | 24 | 695 | - 16.0 | - 10 | 1159 | |

| (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 | 17° 33' | 99° 30' | 1250 | 878 | 658 | 35.2 | 33 | 23 | 434 | + 5.0 | - 9 | |
| (Chilpancingo) | 18° 33' | 99° 36' | 1755 | 828 | 621 | 36.5 | 34 | 20 | 518 | - 8.0 | + 12 | |
| Taxco | | | | | | | | | | | | |
| 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 | | | | | | | | | | | | |
| Apatzingan | 19° 05' | 102° 15' | 642 | 937 | 703 | 43.0 | 39 | 25 | 3013 | + 11.5 | + 15 | 170 |
| Morelia | 19° 42' | 101° 07' | 1423 | 812 | 609 | 31.3 | 30 | 19 | 165 | + 1.6 | + 6 | 170 |
| Zamora | 19° 39' | 102° 18' | 1633 | 840 | 630 | 37.5 | 35 | 20 | 320 | - 0.2 | + 4 | 170 |
| Zacapu | 19° 45' | 101° 45' | 2000 | 804 | 603 | 34.8 | 32 | 19 | 168 | - 6.0 | - 1 | 675 |

| | N | W | M | Mb | MM | Hg | °C | ES | BH | °C | °C | |
|------------------------|---------|----------|------|------|-----|------|----|----|------|-------|-----|-----|
| 152 | | | | | | | | | | | | |
| MORELOS | | | | | | | | | | | | |
| Cuautla | 18° 48' | 98° 57' | 1291 | 874 | 655 | 47.4 | 42 | 22 | 825 | + 5.3 | + 9 | |
| Cuernavaca | 18° 55' | 99° 14' | 1538 | 849 | 637 | 32.6 | 31 | 20 | 250 | + 6.9 | +11 | |
| HAYARIT | | | | | | | | | | | | |
| San Blas | 21° 32' | 105° 19' | 7 | 1013 | 760 | 36.0 | 33 | 26 | 1462 | + 7.3 | +11 | |
| Tejpa | 21° 31' | 104° 53' | 918 | 912 | 684 | 38.9 | 36 | 26 | 600 | + 1.9 | + 6 | |
| NUEVO LEON | | | | | | | | | | | | |
| Monterrey | 25° 12' | 99° 50' | 432 | 965 | 724 | 42.8 | 39 | 25 | 1856 | + 0.5 | + 5 | 99 |
| McCormrey | 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 | |
| Salina 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 |
| Tehuacan | 18° 28' | 97° 23' | 1676 | 835 | 627 | 37.0 | 34 | 20 | 196 | - 5.0 | 0 | 80 |
| QUERETARO | | | | | | | | | | | | |
| Queretaro | 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 | | | | | | | | | | | | |
| Culliacán | 24° 48' | 107° 24' | 53 | 1007 | 755 | 40.9 | 37 | 27 | 1659 | +31.1 | + 7 | |
| Mt. Atlán | 23° 11' | 106° 25' | 78 | 1004 | 753 | 33.4 | 31 | 26 | 1373 | +11.2 | +14 | |
| Tolobampo | 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 | 86 |
| 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 | |

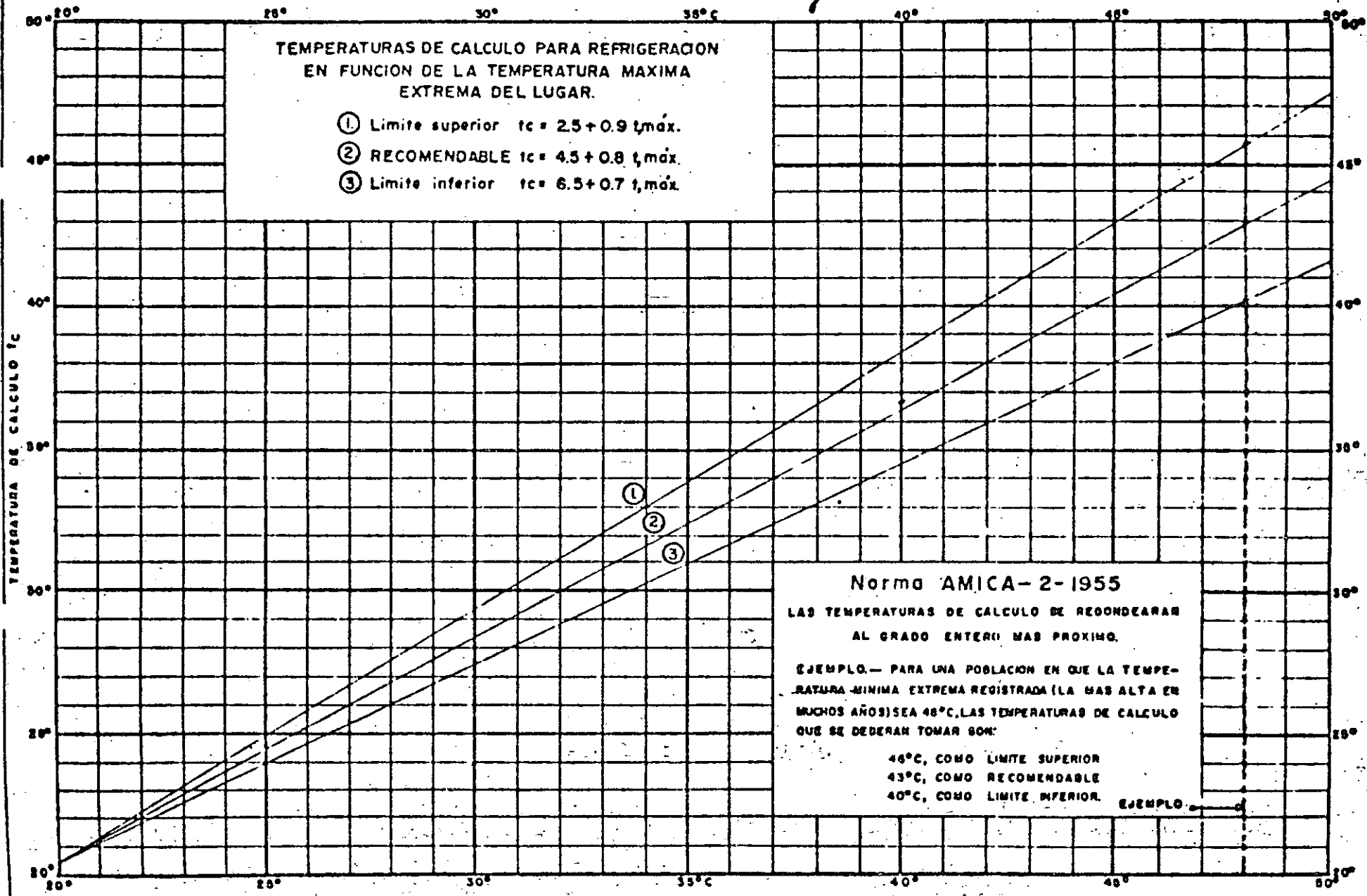
| | N | W | M | Mb | MM | Hg | °C | ES | BH | °C | °C | |
|---------------------|---------|----------|------|------|-----|------|----|----|------|-------|-----|------|
| 103 | | | | | | | | | | | | |
| VERACRUZ | | | | | | | | | | | | |
| Jalapa | 19° 32' | 96° 55' | 1399 | 863 | 647 | 34.6 | 32 | 21 | 245 | + 2.2 | + 6 | 208 |
| Poza Rica | 18° 51' | 97° 05' | 1246 | 878 | 659 | 37.0 | 34 | 21 | 184 | + 1.5 | + 6 | 134 |
| Orizaba | 19° 12' | 96° 08' | 16 | 1011 | 758 | 35.6 | 33 | 27 | 1763 | + 9.6 | +13 | |
| VERACRUZ | | | | | | | | | | | | |
| YUCATAN | | | | | | | | | | | | |
| Mérida | 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 | |
| ZACATECAS | | | | | | | | | | | | |
| Fransillo | 23° 10' | 102° 53' | 2250 | 781 | 586 | 39.0 | 36 | 19 | 235 | - 4.5 | 0 | 754 |
| Zacatecas | 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 | 87 |
| Ciudad Victoria | 23° 44' | 99° 08' | 221 | 977 | 733 | 41.7 | 36 | 26 | 1397 | - 2.3 | + 2 | |
| TLAXCALA | | | | | | | | | | | | |
| Tlaxcala | 19° 32' | 98° 15' | 2252 | 781 | 686 | 29.4 | 38 | 17 | 34 | - 1.4 | + 3 | 512 |



7

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

- ① Limite superior $t_c = 2.5 + 0.9 t_{m\acute{a}x.}$
- ② RECOMENDABLE $t_c = 4.5 + 0.8 t_{m\acute{a}x.}$
- ③ Limite inferior $t_c = 6.5 + 0.7 t_{m\acute{a}x.}$



Norma AMICA-2-1955

LAS TEMPERATURAS DE CALCULO SE REDONDEARAN
AL GRADO ENTERO MAS PROXIMO.

EJEMPLO.— PARA UNA POBLACION EN QUE LA TEMPE-
RATURA MINIMA EXTREMA REGISTRADA (LA MAS ALTA EN
MUCHOS AÑOS) SEA 48°C, LAS TEMPERATURAS DE CALCULO
QUE SE DEDERAN TOMAR SON:

- 46°C, COMO LIMITE SUPERIOR
- 43°C, COMO RECOMENDABLE
- 40°C, COMO LIMITE INFERIOR.

EJEMPLO

TEMPERATURA MAXIMA EXTREMA DEL LUGAR $t_{m\acute{a}x.}$

ALTITUD Y PRESION BAROMETRICA DE LAS PRINCIPALES CIUDADES
DE LA REPUBLICA MEXICANA

8

PRESION bar

| POBLACION | ALTITUD | mm Hg | mbar | RELACION EN % |
|--------------------------------|---------|-------|---------|---------------|
| Acapulco, Gro. | 0 | 760 | 1013.25 | 100 |
| Celaya, Gto. | 1754 | 621 | 828 | 81.7 |
| Aguascalientes, Ags. | 1879 | 612 | 816 | 80.5 |
| Cd. Juárez, Chih. | 1137 | 667 | 889 | 87.8 |
| Cd. Victoria, Tamps. | 521 | 733 | 977 | 96.4 |
| Colima, Col. | 424 | 719 | 959 | 94.6 |
| Cuernavaca, Mor. | 1538 | 637 | 849 | 83.8 |
| Chihuahua, Chih. | 1423 | 645 | 860 | 84.9 |
| Chilpancingo, Gro. | 1250 | 658 | 877 | 86.6 |
| Durango, Dgo. | 1898 | 610 | 813 | 80.3 |
| Guadalajara, Jal. | 1589 | 633 | 844 | 83.3 |
| Guanajuato, Gto. | 2037 | 601 | 801 | 79.1 |
| Jalapa, Ver. | 1399 | 647 | 863 | 85.1 |
| México, D. F. | 2240 | 585 | 780 | 77.0 |
| Monterrey, N.L. | 534 | 715 | 953 | 94.1 |
| Morelia, Mich. | 1923 | 609 | 812 | 80.1 |
| Nogales, Son. | 1177 | 664 | 885 | 87.4 |
| Oaxaca, Oax. | 1563 | 635 | 847 | 83.6 |
| Orizaba, Ver. | 1248 | 659 | 879 | 86.7 |
| Pachuca, Hgo. | 2445 | 573 | 764 | 75.4 |
| Puebla, Pue. | 2150 | 593 | 791 | 78.0 |
| Querétaro, Aro. | 1842 | 614 | 819 | 80.8 |
| Saltillo, Coah. | 1609 | 632 | 843 | 83.2 |
| San Cristóbal las Casas, Chis. | 2128 | 594 | 792 | 78.2 |
| San Luis Potosí, S.L.P. | 1877 | 612 | 816 | 80.5 |
| Salvatierra, Gto. | 1761 | 620 | 827 | 81.6 |
| Taxco, Gro. | 1755 | 621 | 828 | 81.7 |
| Tepiz, Nay. | 918 | 684 | 912 | 90.1 |
| Tlaxcala, Tlax. | 2252 | 586 | 781 | 77.1 |
| Toluca, Edo. de Mex. | 2635 | 557 | 743 | 73.3 |
| Tuxtla Gutiérrez, Chis. | 536 | 715 | 973 | 94.1 |
| Zacatecas, Zac. | 2612 | 561 | 748 | 73.8 |
| Zamora, Mich. | 1633 | 630 | 840 | 82.9 |

| Materiales que integran la sección del techo | Resistencia Térmica | Resistencia Total | Valor "U" |
|--|---------------------|-------------------|-----------|
| A | 5 | 9.9 | 0.125 |
| B | 5 | | |
| C | 4 | | |
| D | 5 | | |

Obtención del valor de U. de la tabla:

$$Q_{\text{a}} = \text{U.S.A.} \cdot \Delta T \text{ y } Q_{\text{b}} = \text{U.S.B.} \cdot \Delta T$$

$$Q_{\text{a}} = Q_{\text{b}} \text{ a. a. Calíseo de calor en BTU (st-h) obtenido por el aislamiento.}$$

$$Q_{\text{a}} = Q_{\text{b}} \text{ a. a. } 100 = \text{Eficiencia del Aislamiento}$$

C = Eficiencia

U.S.A. = Coeficiente de transmisión total sin aislamiento

U.S.B. = Coeficiente de transmisión total con aislamiento

Q_a = Pérdida de calor sin aislamiento en BTU (st-h)

Q_b = Pérdida de calor con aislamiento en BTU (st-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. Enladrinado incluyendo mortero e impermeabilización | 0.73 |
| 2. Losa de Concreto de 6 cms. | 0.30 |
| 3. Losa de Concreto de 10 cms. | 0.50 |
| 4. Losa de Concreto de 15 cms. | 0.80 |
| 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. | 1.28 |
| 8. Apianada 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. a. | 0.06 |
| 11. Láminas de aluminio o de Placa | 0.00 |
| 12. Techos de madera de 3.81 cms. | 1.40 |
| 13. Alicó (no mayor de 25 cms.) | 0.78 |
| 14. Placa Plafón de Yeso de 1.0 cm. con metal quemado | 0.47 |
| 15. Plafón de Fibra de Madera | 3.00 |
| 16. Plafón de Lana Mineral | 3.00 |
| 17. Plafón de Fibra de Vidrio | 4.28 |

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 o 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 espandrá el fecho, cualquiera que fuera el aislamiento e perjudiciales condensaciones de vapor de agua.

VITROTEC puede aplicarse sobre cualquier superficie a ésta se encuentra lisa, limpia y seca. Su adhesión a la superficie se hace con asfalto caliente (75°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 aquélla. Las juntas formadas por la dimensión más corta de las placas, deben ser discontinuas (petateo).

En el perímetro de las cubiertas o de las protuberancias existentes en aquéllas, deberá colocarse, fijando 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 interirormente 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 sq-ft. ft. °F C | RESISTENCIA TÉRMICA R=1/C | PIEZAS POR PAQUETE | MS POR PLACA |
|-------------|-------------------|-------------------------------|----------------------------------|---------------------------|--------------------|--------------|
| Residencial | 1.27 cm. (1/2") | 1.22 m. x 1.22 m. (48" x 48") | 0.343 | 2.257 | 12 | 1.49 |
| | 1.91 cm. (3/4") | 0.91 m. x 1.22 m. (35" x 48") | 0.295 | 3.356 | 12 | 1.12 |
| | 2.54 cm. (1") | 0.91 m. x 1.22 m. (35" x 48") | 0.222 | 4.505 | 9 | 1.12 |
| | 3.81 cm. (1 1/2") | 0.91 m. x 1.22 m. (35" 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 | 3.352 | 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") | 0.149 | 6.754 | 4 | 1.12 |

Los datos de conductancia están dados a 25.6° C

VITRO-FIBRAS, S. A.

Rolando 382-6° Piso, Tel. 5 11-67-77 y 5 11-67-08

| SUMMER | OUTSIDE | INSIDE | DIFFERENCE |
|--|---------|--------|-----------------------------------|
| 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 BEU 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.D. |

LATITUDE TIME AM PM

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

SUMMARY OF HEAT GAINS

| ITEM NO. | ITEM | SENSIBLE | LATENT |
|----------|------------------|----------|-------------|
| 11 | TRANS. & SOLAR | | |
| 12 | TRANSMISSION | | |
| 13 | DUCTS | | |
| 14 | BODY | | |
| 15 | EQUIPMENT | | |
| 16 | INFILTRATION | | |
| 33 | TOTAL SENSIBLE | | X X X X X X |
| 34 | TOTAL LATENT | | |
| 35 | TOTAL HEAT GAINS | | |

SENSIBLE HEAT RATIO

| | | |
|----|---|---|
| 36 | ITEM 33 | |
| 37 | DRY BULB TEMP. AIR SUPPLY | F |
| 38 | WET BULB TEMP. AIR SUPPLY | F |
| 39 | RISE IN DRY BULB TEMP. OF AIR SUPPLY ROOMS - ITEM 37 | F |
| 40 | TOT. AIR SUPPLY = $\frac{\text{ITEM 33}}{\text{ITEM 38}}$ = CFM | |
| | $\frac{\text{ITEM 35}}{\text{ITEM 38}}$ = CFM | |

HEAT LOAD OF VENTILATION AIR

| | | | |
|----|------------|------------|-----------------|
| 41 | NO. PEOPLE | CFM/PERSON | CFM |
| 42 | CFM O. A. | 45 X | No. 41 @ DTU/HR |

TOT. COOLING LOAD ON COILS & REPR. APPAR.

| | | |
|----|------------------------------------|------------|
| 43 | ITEM 33 | |
| 44 | PLUS ITEM 42 | |
| 45 | TOT. COOLING LOAD DTU/HR | |
| 46 | TONNAGE EQUIVALENT OF COOLING LOAD | |
| 47 | 111 W 43 | |
| 48 | 12000 | 12000 TONS |

COOLING AND HEATING LOAD EST. ATE SHEET

COPYRIGHT 1933

THE TRANE COMPANY
LA CROSSE, WISCONSIN

NAME: _____
 ADDRESS: _____
 CITY & STATE: _____
 BRANCH OFFICE: _____
 ROOM: _____ FLOOR: _____
 L'GTH. _____ WIDTH _____ HT. _____ VOL. _____ CU. _____

TRANSMISSION & SOLAR SENSIBLE HEAT GAIN

| ITEM NO. | ITEM | AREA SQ. FT. | TEMP. DIFF. | TUP FACTOR | BTU/HR. | TEMP. DIFF. | TUP FACTOR | BTU/HR. |
|----------|----------------------------|--------------|-------------|------------------------------|---------|-------------|------------|---------|
| 1 | EXTERIOR WALL | | | | | | | |
| 2 | EXTERIOR WALL | | | | | | | |
| 3 | EXTERIOR WALL | | | | | | | |
| 4 | EXTERIOR WALL | | | | | | | |
| 5 | ROOF | | | | | | | |
| 6 | GLASS SUMMARY CALCULATIONS | AREA SQ. FT. | | SOLAR FACTOR BTU/HR. SQ. FT. | | | | |
| 7 | EXTERIOR GLASS | | | | | | | |
| 8 | EXTERIOR GLASS | | | | | | | |
| 9 | EXTERIOR GLASS | | | | | | | |
| 10 | SKYLIGHTS | | | | | | | |
| 11 | TOTAL TRANSMISSION & SOLAR | | | | | | | |

TRANSMISSION SENSIBLE HEAT

| ITEM NO. | ITEM | AREA SQ. FT. | TEMP. DIFF. | TUP FACTOR | BTU/HR. | TEMP. DIFF. | TUP FACTOR | BTU/HR. |
|----------|-----------------------------------|--------------|-------------|------------|---------|-------------|------------|---------|
| 12 | FLOORS | | | | | | | |
| 13 | CEILINGS | | | | | | | |
| 14 | PARTITIONS | | | | | | | |
| 15 | GLASS IN PARTITIONS | | | | | | | |
| 16 | MISCELLANEOUS INFILT. FOR HEATING | | | | | | | |
| 17 | TOTAL TRANSMISSION | | | | | | | |

BODY HEAT GAINS

| ITEM NO. | ITEM | SENSIBLE | LATENT |
|----------|---------------------------|----------|--------|
| 19 | SENSIBLE NO. PEOPLE | X | |
| 20 | LATENT (OCCUP) NO. PEOPLE | | X |
| 21 | LATENT (ACTIV) NO. PEOPLE | | X |
| 22 | TOTAL BODY HEAT GAINS | | |

EQUIPMENT HEAT GAINS

| | | | |
|----|--|-------------|--|
| 23 | ELECTRIC LIGHTS | WATTS X 0.4 | |
| 24 | SMALL ELECTRIC MOTORS (2 H.P. & SMALLER) | H.P. X 3600 | |
| 25 | LARGE ELECTRIC MOTORS (2 H.P. & LARGER) | H.P. X 3000 | |
| 26 | ELECTRIC EQUIPMENT | WATTS X 0.4 | |
| 27 | GAS EQUIPMENT | NO. X | |
| 28 | MISC. EQUIPMENT | NO. X | |
| 29 | TOTAL EQUIPMENT GAINS | | |

INFILTRATION GAINS (CHECK VENTILATION ITEM 42)

| ITEM NO. | ITEM | ROOM VOL. | CFM X 0.018 X | AIR CHANGES | (T _o -T _i) | BTU/HR. | SENSIBLE | LATENT |
|----------|-------------------------------|-----------|---------------|-------------|-----------------------------------|---------|-------------|--------|
| 30 | REPT. ROOM VOL. | | | | | | | |
| 31 | ROOM VOL. | | | | | | X X X X X X | |
| 32 | TOTAL INFILTRATION HEAT GAINS | | | | | | | |

Nippon Air Conditioning

Air Conditioning Load Estimate

UNIT: _____ DATE: _____
 PREPARED BY: _____
 NAME OR JOB: _____
 JOB NO: _____

OFFICE: _____
 SHOP NO: _____
 APPROVED: _____

| | | | |
|--|------------|-----------|----------|
| ESTIMATE NO. | LOCAL TIME | PEAK LOAD | LOCATION |
| 11 | AM/PM | TONS | INDUSTRY |
| COMMENTS: _____ ROOM IN: _____ DIFFERENCE: _____ | | | |

| ITEM | AREA OR QUANTITY | SUN GAIN OR TEMP. DIFF. | SOFTEN | CLIFF | BTU/HOUR | FACTOR |
|---|------------------------------------|-------------------------|--------|-------|----------|--------|
| GLASS | SOLAR GAIN - GLASS | | | | | |
| GLASS | 50 FT X 10 FT | 100 | | | | |
| GLASS | 50 FT X 10 FT | 100 | | | | |
| GLASS | 50 FT X 10 FT | 100 | | | | |
| SKYLIGHT | 50 FT X 10 FT | 100 | | | | |
| WALL | SOLAR & TRANS. GAIN - WALLS & ROOF | | | | | |
| WALL | 50 FT X 10 FT | 100 | | | | |
| WALL | 50 FT X 10 FT | 100 | | | | |
| WALL | 50 FT X 10 FT | 100 | | | | |
| ROOF - SUN | 50 FT X 10 FT | 100 | | | | |
| ROOF - SHADED | 50 FT X 10 FT | 100 | | | | |
| TRANS. GAIN - EXCEPT WALLS & ROOF | | | | | | |
| ALL GLASS | 50 FT X 10 FT | 100 | | | | |
| VENTILATION | 50 FT X 10 FT | 100 | | | | |
| FLOOR | 50 FT X 10 FT | 100 | | | | |
| INFILTRATION | 50 FT X 10 FT | 100 | | | | |
| PEOPLE | INTERNAL HEAT | | | | | |
| POWER | HP OR WATT | | | | | |
| PLUMBING, ETC. | WATER | | | | | |
| ADDITIONAL HEAT GAINS | | | | | | |
| STORAGE | 50 FT X 10 FT | 100 | | | | |
| SAFETY FACTOR | | | | | | |
| SUPPLY DUCT | SUPPLY DUCT | | | | | |
| HEAT GAIN | ROOM SENSIBLE HEAT (RSH) % | | | | | |
| LEAKAGE | % FAN HP | | | | | |
| OUTDOOR AIR | CFM X R F X B X I O R | | | | | |
| EFFECTIVE ROOM SENSIBLE HEAT (ERSH) % | | | | | | |
| LATENT HEAT | CFM X G O R | | | | | |
| PEOPLE | | | | | | |
| SEAL | ALDIMR X 1000 | | | | | |
| APPLIANCES, ETC. | | | | | | |
| FAVOR TRANS. | 50 FT X 10 FT | 100 | | | | |
| SAFETY FACTOR | | | | | | |
| SUPPLY DUCT LEAKAGE LOSS | | | | | | |
| OUTDOOR AIR | CFM X G O R | | | | | |
| EFFECTIVE ROOM LATENT HEAT (ERLH) % | | | | | | |
| EFFECTIVE ROOM TOTAL HEAT (ERTH) % | | | | | | |
| OUTDOOR AIR HEAT | | | | | | |
| SENSIBLE | CFM X R F X I O R | | | | | |
| IN TOWN DUCT | CFM X R F X I O R | | | | | |
| RETURN AIR | CFM X R F X I O R | | | | | |
| GRAND TOTAL HEAT (GTH) OR HUMIDIFIER LOAD | | | | | | |
| PUMP HP | 50% X GTH | | | | | |
| | INFILTRATION LOSS | | | | | |

UNIT: _____
 ROOM IN: _____
 DIFFERENCE: _____

PEOPLE: _____
 SWINGING DOORS: _____
 OPEN DOORS: _____
 EXHAUST FAN: _____
 CRACK: _____
 CFM OUTDOOR AIR THROUGH APPARATUS: _____

APPARATUS DESIGN & DEMUMIFIED AIR QUANTITIES
 EFFECTIVE SENSIBLE HEAT FACTOR: _____
 INDICATED A.D.P. _____
 TONS OF REFRIG.: _____
 CFM: _____

SUPPLY AIR QUANTITY: _____
 RETURN AIR QUANTITY: _____
 FRESH AIR QUANTITY: _____
 DESIRED DIFF.: _____

THIS IS AT 100 MPH IN LEAST SUPPLY AIR FOR DESIGN LOAD & SUPPLY AIR QUANTITY FORMULA.
 RESULTING ENT & LVG CONDITIONS AT APPARATUS:
 TAP: _____
 PROPSYCH CHART: TWS _____

NOTES: _____



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

SISTEMAS DE ACUNDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALACIONES Y APLICACIONES

SISTEMAS DE CONDUCCION DE AIRE DUCTOS Y DIFUSORES

NOVIEMBRE, 1985.

1

I).- 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/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.) 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. 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

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 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 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 ductos

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 las 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 segun 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 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 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 mas 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-













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, con el 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.

| | | |
|------------------|------------------|--------------|
| I. M. S. S. | ESPECIFICACIONES | AIRE |
| DE INSTALACIONES | DE DUCTOS | CONDICIONADO |
| Y EQUIPOS | | |

63
10

RECOMENDACIONES PARA LA CONSTRUCCION DE DUCTOS RECTANGULARES DE BAJA PRESION

| DIMENSIONES DE EL LADO MAYOR EN PULGADAS | NUMERO DE LA LAMINA | | | MINIMO REFUERZO FIGURA ANGULO DISTANCIA MAXIMA ENTRE JUNTAS TRANSVERSALES | REFUERZO TRANSVERSAL | | | | | | | | | | | | | | | |
|--|---------------------|-------|----|---|------------------------|----------------------|----------------------------------|---------------|---|---|---|---|---|--|--|---|---|---|---|---|
| | | | | | EN JUNTAS | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | LAMINA GALV. NUMERO | ALUMINIO ESPESSOR | COBRE OZ POR PIE ² | MIN. H. PULG. |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| | | | | | | | | | NUMERO RECOMENDADO | NUMERO RECOMENDADO | NUMERO RECOMENDADO | NUMERO RECOMENDADO | NUMERO RECOMENDADO | NUMERO RECOMENDADO | NUMERO RECOMENDADO | NUMERO RECOMENDADO | NUMERO RECOMENDADO | NUMERO RECOMENDADO | NUMERO RECOMENDADO | NUMERO RECOMENDADO |
| HASTA 12" | 26 | 0.020 | 16 | NO REQUERIDO | 3 | 26 | 26 | 24 | 24 | 24 | NO REQUERIDO | NO REQUERIDO | 24 | NO REQUERIDO | | | | | | |
| 13-18 | 24 | 0.025 | 24 | NO REQUERIDO | 7 | 24 | 24 | 24 | 24 | 24 | NO REQUERIDO | NO REQUERIDO | 24 | NO REQUERIDO | | | | | | |
| 19-30 | 24 | 0.025 | 24 | 1 1/2" x 1/8" = 60 PULG. | 1 | | 24 | 24 | 24 | 24 | NO REQUERIDO | NO REQUERIDO | 24 | NO REQUERIDO | | | | | | |
| 31-42 | 22 | 0.032 | 32 | 1 1/2" x 1/8" = 60 PULG. | 1 1/2 | | | 22 | 22 | 22 | NO REQUERIDO | NO REQUERIDO | 22 | NO REQUERIDO | | | | | | |
| 43-54 | 22 | 0.032 | 32 | 1 1/2" x 1/8" = 60 PULG. | 2 1/2 | | | 22 | 22 | 22 | 1 1/2" x 1/8" | NO REQUERIDO | 22 | NO REQUERIDO | | | | | | |
| 55-60 | 20 | 0.040 | 36 | 1 1/2" x 1/8" = 60 PULG. | 3 | | | 22 | 22 | 22 | 1 1/2" x 1/8" | NO REQUERIDO | 22 | NO REQUERIDO | | | | | | |
| 61-84 | 20 | 0.040 | 36 | 1 1/2" x 1/8" = 30 PULG. | 3 1/2 | | | 22 | 22 | 22 | 1 1/2" x 1/8" | 1 1/2" x 1/8" | 22 | 1 1/2" x 1/8" | | | | | | |
| 85-96 | 18 | 0.050 | 48 | 1 1/2" x 1/8" = 30 PULG. | 4 1/2 | | | 22 | 22 | 22 | 1 1/2" x 1/8" | 1 1/2" x 1/8" | 22 | 1 1/2" x 1/8" | 1 1/2" x 1/8" | | | | | |
| 97-120 | 18 | 0.050 | 48 | 2 1/2" x 1/8" = 30 PULG. | 5 1/2 | | | 22 | 22 | 22 | 2" x 1/8" | 2" x 1/8" | 22 | 2" x 1/8" | 2" x 1/8" | | | | | |
| HASTA 120" | 18 | 0.050 | 48 | 2 1/2" x 1/8" = 30 PULG. | 6 1/2 | | | 22 | 22 | 22 | 2" x 1/8" | 2" x 1/8" | 22 | 2" x 1/8" | 2" x 1/8" | | | | | |

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 deba 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 optimas 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 dan los lineamientos para la construc-

ción 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:

- a).- menor probabilidad de fugas
- b).- mejor aislamiento térmico
- c).- evita la condensación
- d).- proporciona aislamiento acústico
- e).- elimina vibraciones
- f).- ahorra tiempo en su instalación.
- g).- 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,

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 apoyandose en diversos elementos tales como lámina, refuerzos, juntas, sellos y soportes. Práctico 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 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 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 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 indicar 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 bridadas pueden considerarse como refuerzos. En cuanto a las conexio-

Es muy importante en las derivaciones en forma de tee que estas se hagan cónicas pues son más económicas al reducir la dimensión del 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 me limitaré a mencionarlos como parte de la plática, 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 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, 2-9, 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 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" -- 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:

- 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, tococi rugía, 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 --

linieamientos 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 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 más expresivas gracias.

**RECOMENDACIONES PARA LA CONSTRUCCION DE DUCTOS RECTANGULARES
FABRICADOS EN LAMINA NEGRA, GALVANIZADA y ALUMINIO EN
SISTEMAS DE BAJA PRESION O VELOCIDAD**

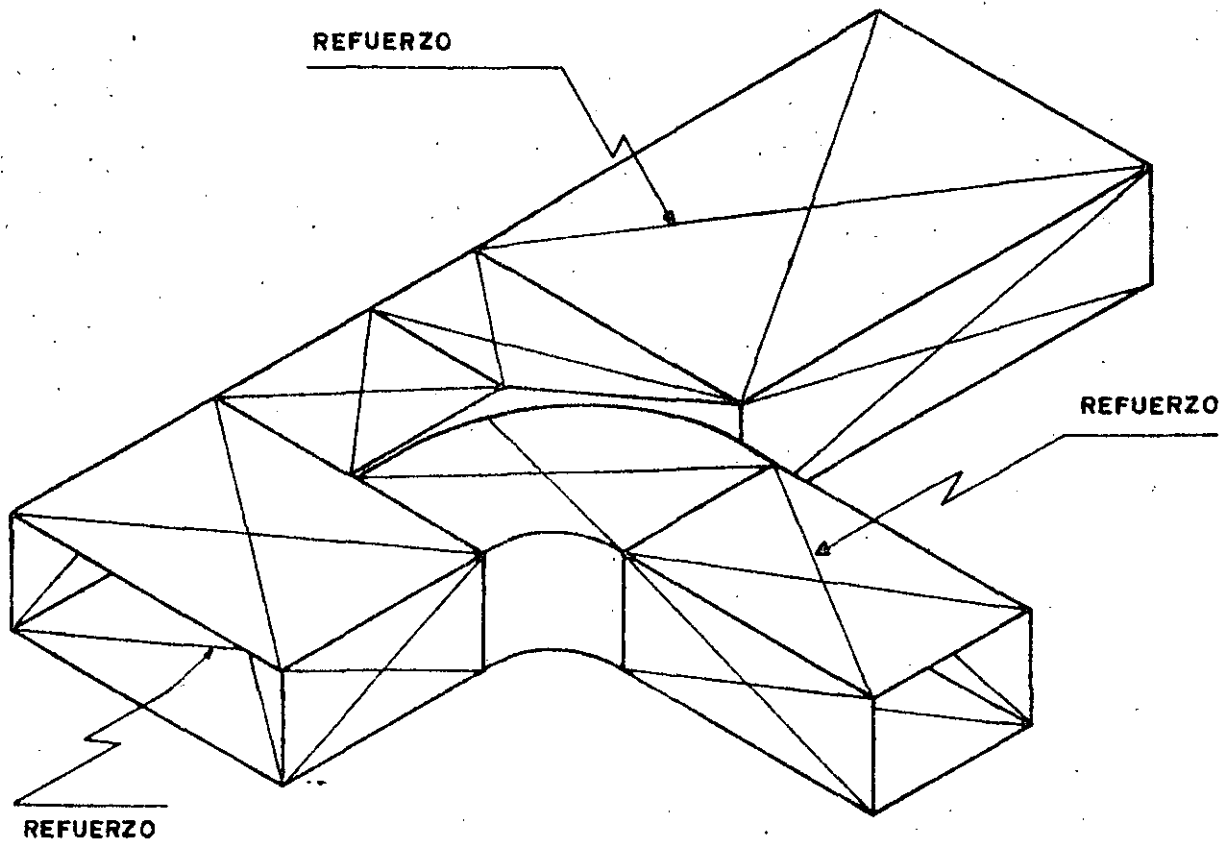
| DIMENSION DEL DUCTO (PULGADAS CENTIMETROS) | CALIBRE DE LA LAMINA NEGRA O GALVANIZADA | | CALIBRE DE LAMINA DE ALUMINIO | | TIPO DE JUNTA O REFUERZO RECOMENDABLE |
|---|---|----------|----------------------------------|----------|---|
| | DUCTO | JUNTA | DUCTO | JUNTA | |
| DE 4 HASTA 24 DE 10 HASTA 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 50 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 | 16 | 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 ANULO 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 | 16 | 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 | 16 | 16 | 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. |

| | | |
|-----------------------|---|----------------|
| FECHA SEPT. / 1983 | DETALLE DE LA CONSTRUCCION DE DUCTOS | NORMA |
| ESCALA SIN | | ESPECIFICACION |
| ACOTACION mm | | AA-101-83-000 |

NOTAS :

22

LAS NORMAS PARA UNIONES, ENGARGOLADOS, TRASLAPES Y SOPORTE ~~RIA~~
 RIA, ESTAN DADOS PARA TRAMOS DE DUCTOS DE LONGITUD MAXIMA DE
 900 mm. DE LONGITUD, PARA LONGITUDES MAYORES SE RECOMIENDA EL
 EMPLEO DE LAS NORMAS AHSRAE. PARA LOS DUCTOS DE INYECCION, SE
 CONSTRUIRAN CON REFUERZOS TRANSVERSALES REMARCADOS COMO LO
 INDICA LA FIGURA SIGUIENTE (FIG. A) CRUZADOS EN CADA LADO DEL
 DUCTO.



ISOMETRICO DE DUCTOS

(FIGURA A)

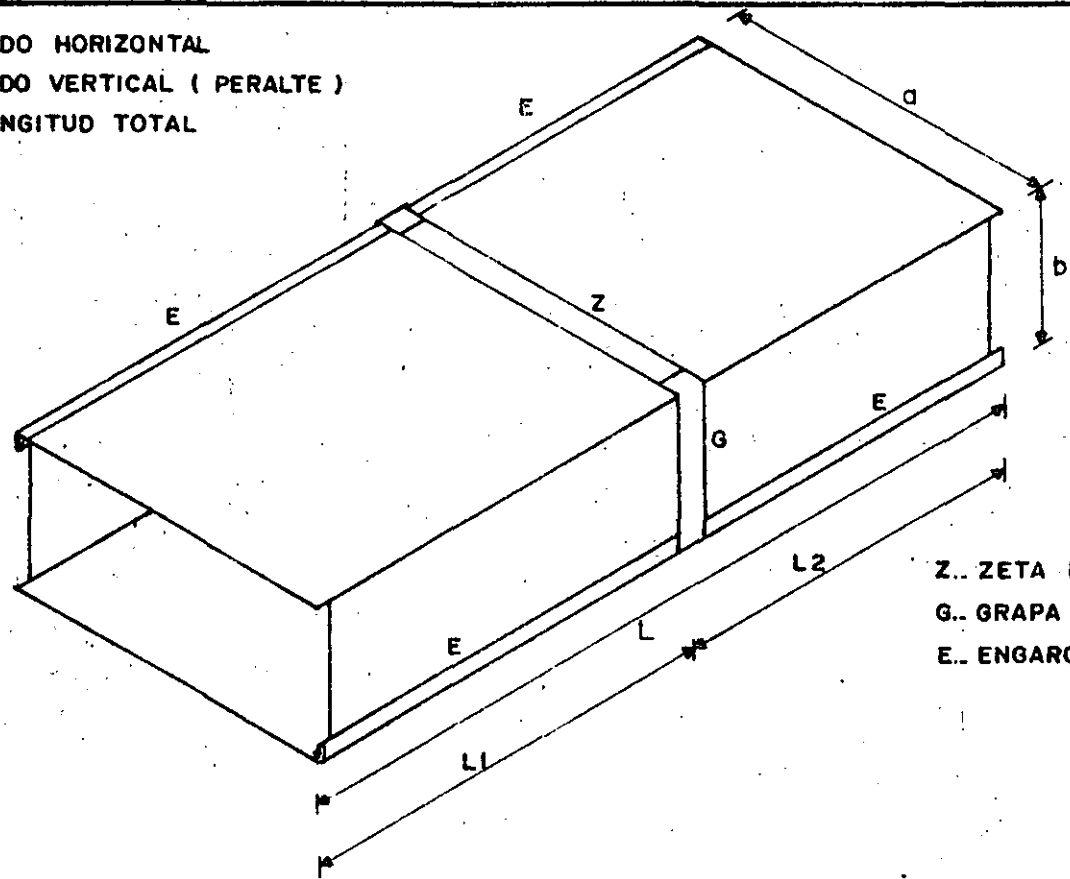
| |
|-----------------------|
| FECHA SEPT. / 1983 |
| ESCALA SIN |
| ACOTACION SIN |

DETALLES DE DUCTOS RECTOS Y CURVAS A 90° DE LAMINA

| |
|---------------------------------|
| NORMA |
| ESPECIFICACION AA - 102 - 83 |

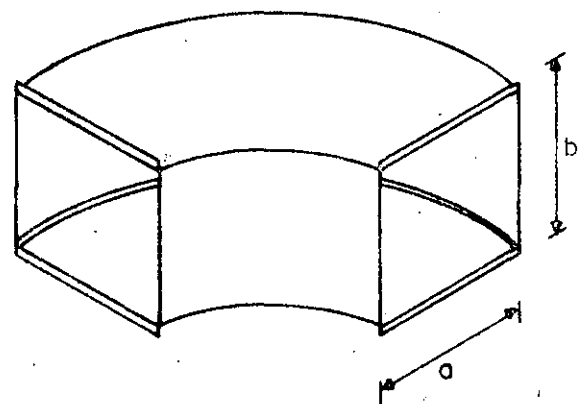
TRAMOS DUCTO RECTO Y CURVA 23

- a.. LADO HORIZONTAL
- b.. LADO VERTICAL (PERALTE)
- L.. LONGITUD TOTAL

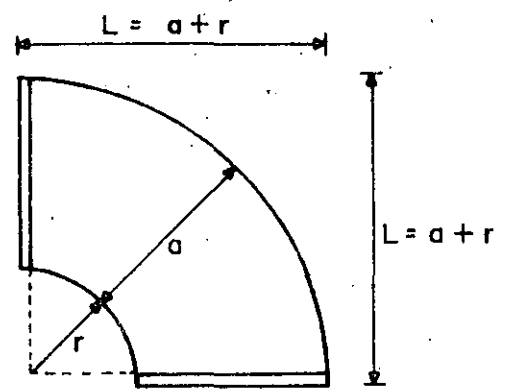


- Z.. ZETA PLANA
- G.. GRAPA
- E.. ENGARGOLADO

D U C T O R E C T O



ISOMETRICO CODO 90°
C O D O 9 0 °



PLANTA CODO 90°

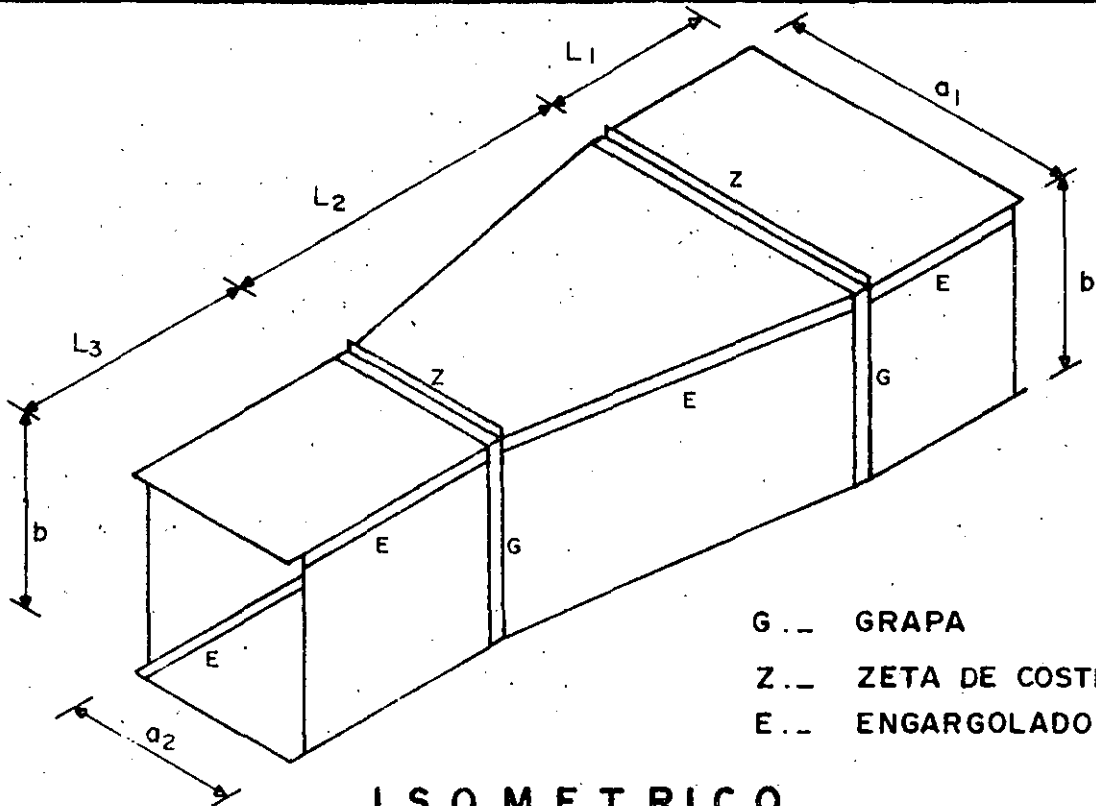
| | |
|-----------|-------------|
| FECHA | SEPT / 1983 |
| ESCALA | SIN |
| ACOTACION | SIN |

DETALLES DE REDUCCIONES DE DUCTOS DE LAMINA

| | |
|----------------|---------------|
| NORMA | |
| ESPECIFICACION | AA - 103 - 83 |

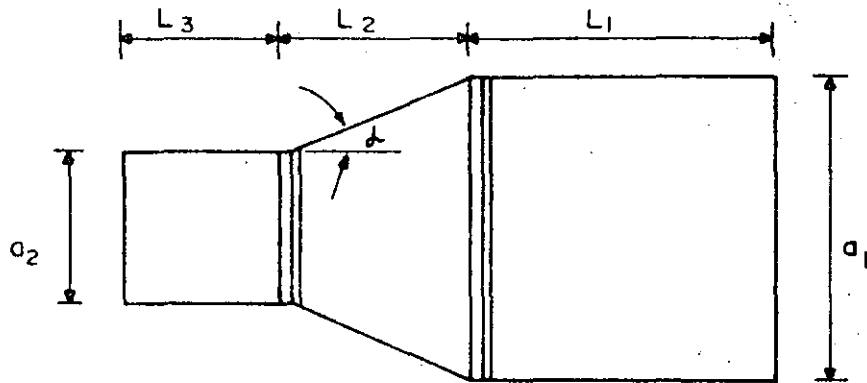
24

REDUCCION DE DUCTO CON PERALTE CONSTANTE



- G... GRAPA
- Z... ZETA DE COSTILLA
- E... ENGARGOLADO

ISOMETRICO



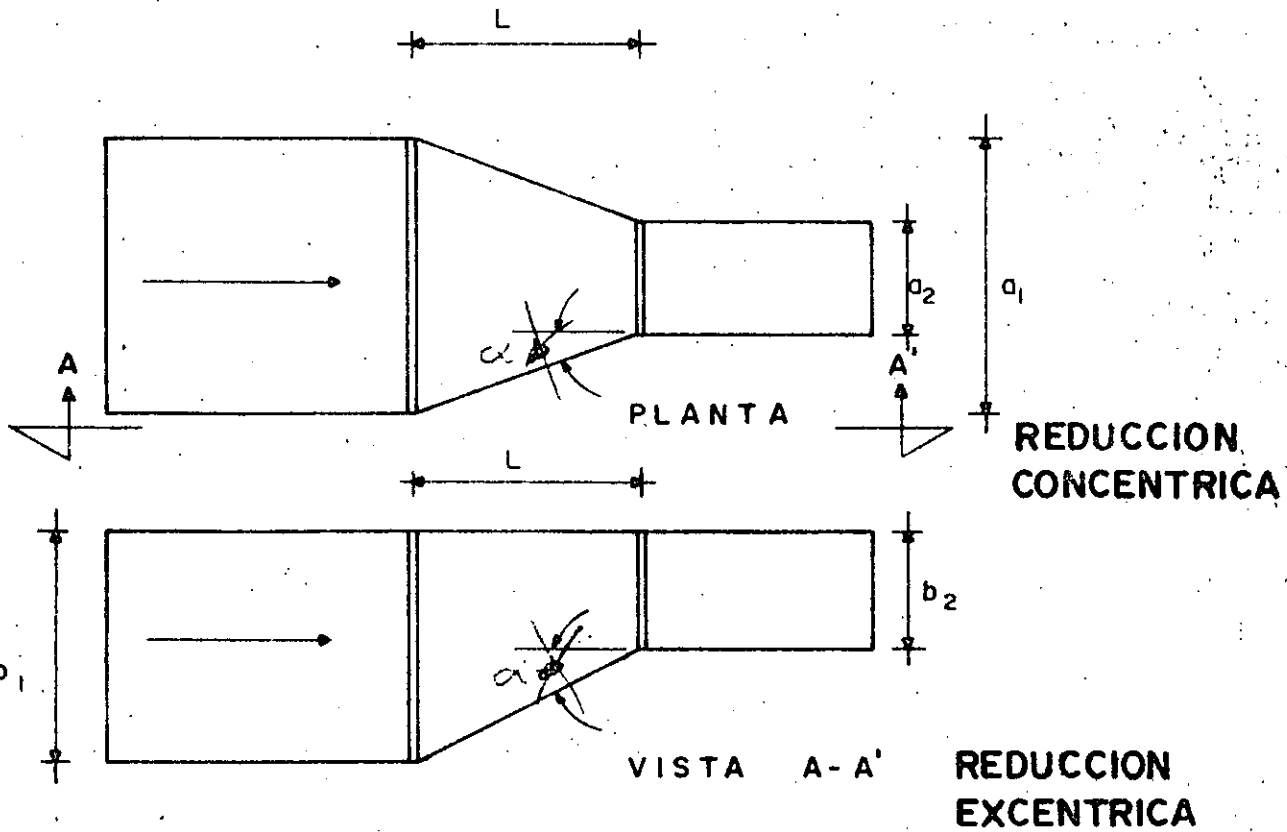
PLANTA

| | |
|-----------|--------------|
| FECHA | SEPT. / 1983 |
| ESCALA | SIN |
| ACOTACION | mm |

SISTEMA DE DIMENSIONES DE LOS DUCTOS DE LAMINA EN LAS REDUCCIONES

| | |
|----------------|----------------|
| NORMA | NOM - 009 - 83 |
| ESPECIFICACION | AA - 152 - 83 |

REDUCCION CON PERALTE VARIABLE 25



REDUCCION

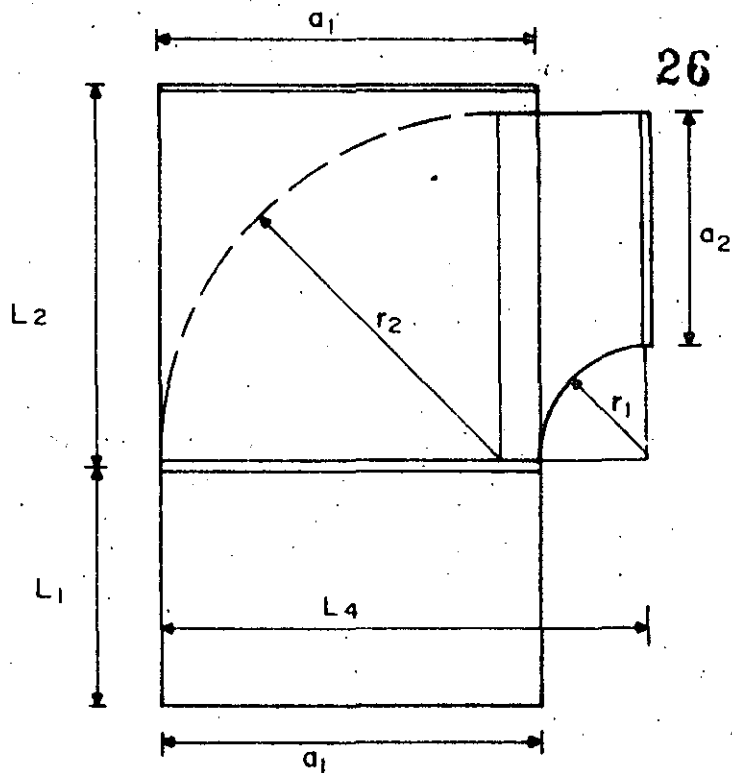
RECOMENDACIONES DEL ANGULO Y/O LONGITUD DE LA REDUCCION EN LA CONSTRUCCION DE REDUCCIONES DE DUCTOS DE LAMINA

| DUCTO | L | α | | |
|-------|---|---|--|--|
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |

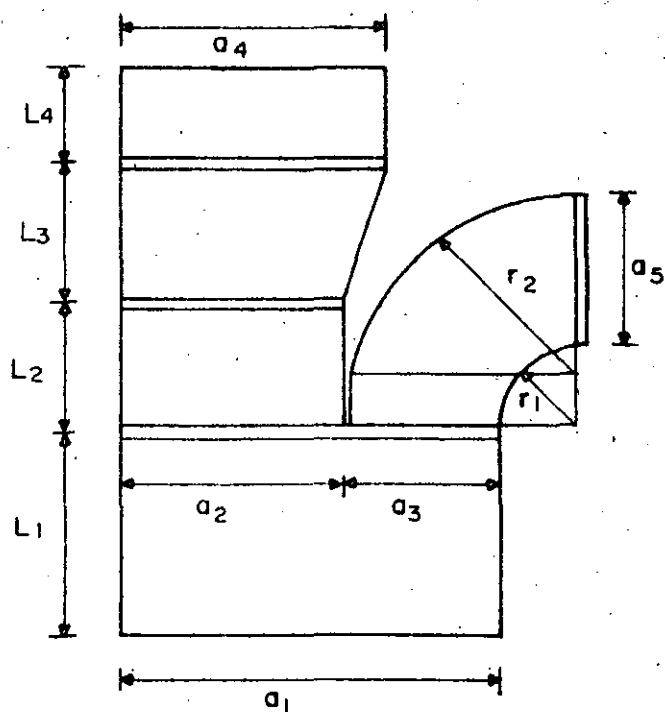
| | |
|-----------|--------------|
| FECHA | SEPT. / 1983 |
| ESCALA | SIN |
| ACOTACION | SIN |

DETALLE DE DERIVACIONES EN DUCTOS DE LAMINA EN PLANTA

| |
|-------------------|
| NORMA |
| ESPECIFICACION |
| AA - 104 - 83 - A |



DERIVACION PLANA



DERIVACION EN "Y"

FECHA
SEPT. / 1983

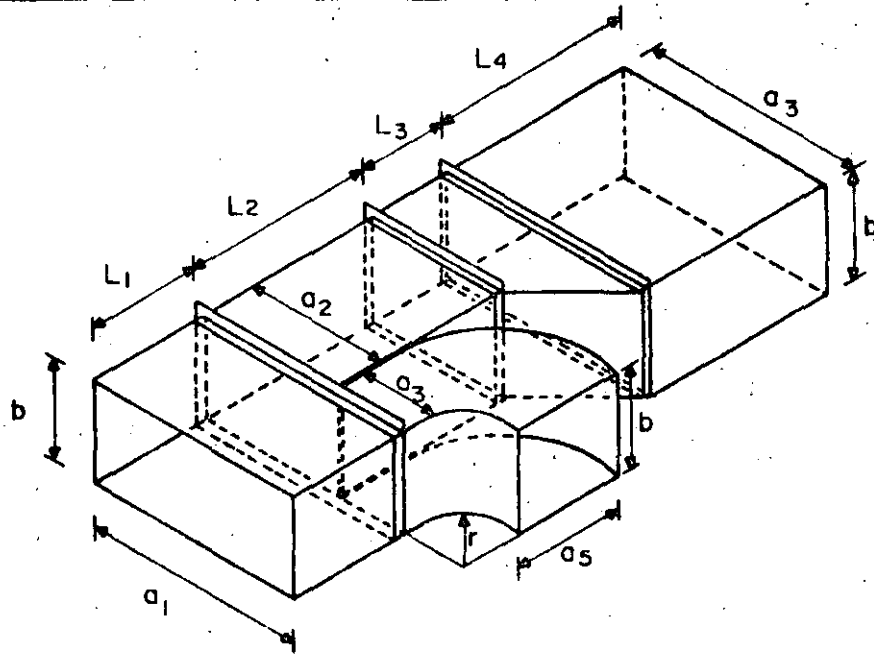
ESCALA
SIN

ACOTACION
SIN

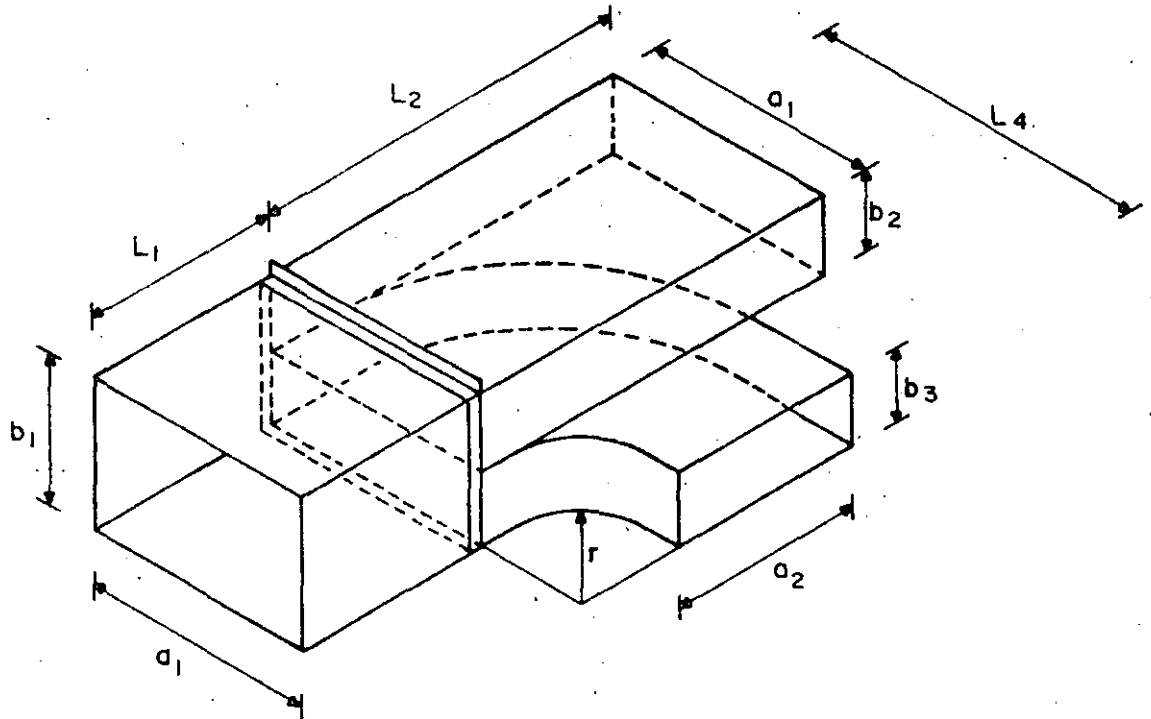
DETALLES DE DERIVACIONES DE DUCTOS DE LAMINA ISOMETRICOS

NORMA
ESPECIFICACION
AA - 104 - 83 - B

27



DERIVACION EN "Y"



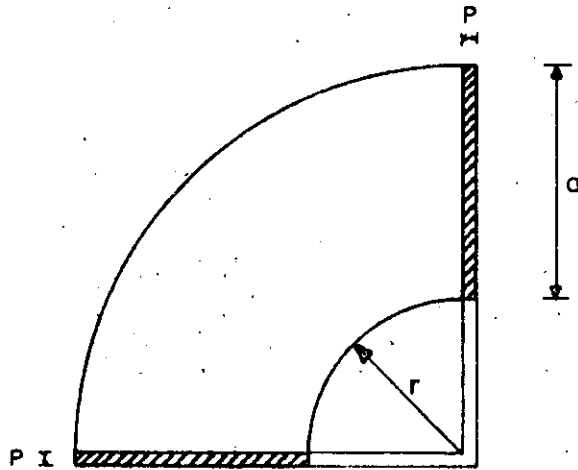
DERIVACION PLANA

| | | |
|-----------------------|---|--------------------------|
| FECHA SEPT. / 1983 | DETALLE DE LOS RADIOS DE CURVATURA EN CODOS 90° DE DUCTOS DE LAMINA | NORMA NOM. - 008 - 83 |
| ESCALA SIN | | ESPECIFICACION |
| ACOTACION mm | | AA - 150 - 83 |

C O D O

9 0 °

28



RECOMENDACIONES DEL RADIO CORTO PARA LA CONSTRUCCION DE CODOS DE DUCTOS DE LAMINA

SIENDO a = LADO DEL DUCTO
 r = RADIO CORTO
 p = PESTAÑA PARA ENGARGOLADO

| D U C T O | R A D I O (r) | P |
|---------------------|-----------------|-----|
| DE 100 a | 127 | 130 |
| DE 1000 a 1500 | 200 | 130 |
| DE 1500 a 2000 | 300 | 130 |
| DE 2000 EN ADELANTE | OPCIONAL | 130 |

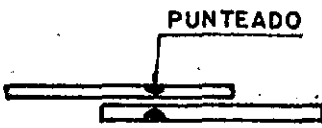
| | |
|-----------|-------------|
| FECHA | SEPT./ 1983 |
| ESCALA | SIN |
| ACOTACION | SIN |

DETALLES DE ENGARGOLADOS PARA UNIR DUCTOS DE LAMINA

| | |
|----------------|-------------------|
| NORMA | |
| ESPECIFICACION | AA - 200 - 83-000 |


UNIONES O ENGARGOLADOS MAS USUALES EN DUCTOS

a.-




UNION SOLDADA SENCILLA

b.-



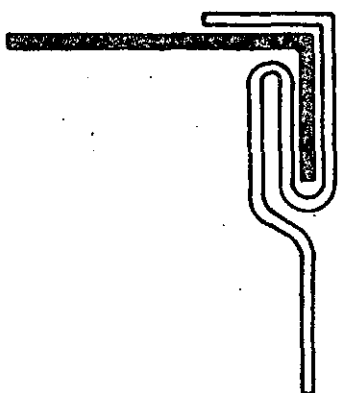
UNION SOLDADA TRASLAPADA

c.-




UNION ENGARGOLADA EN "U"

d.-




UNION ENGARGOLADA EN "Z"

e.-



UNION BRIDADA SENCILLA

f.-



UNION BRIDADA DOBLE

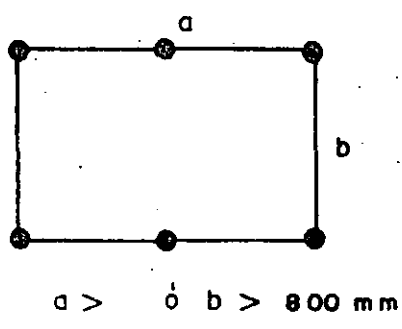
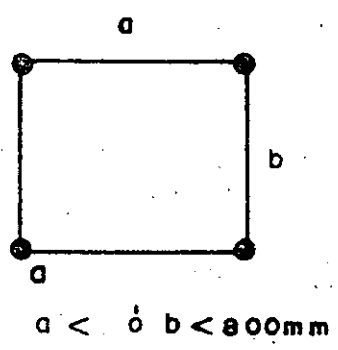
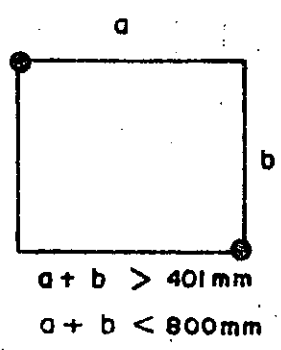
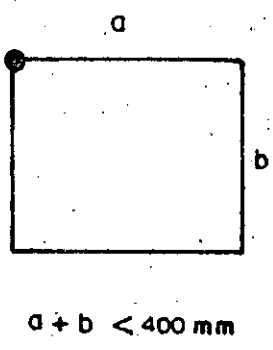
| |
|-----------------------|
| FECHA SEPT. / 1983 |
| ESCALA SIN |
| ACOTACION mm |

30

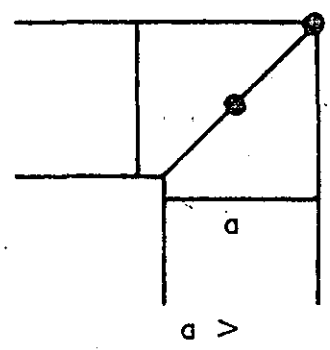
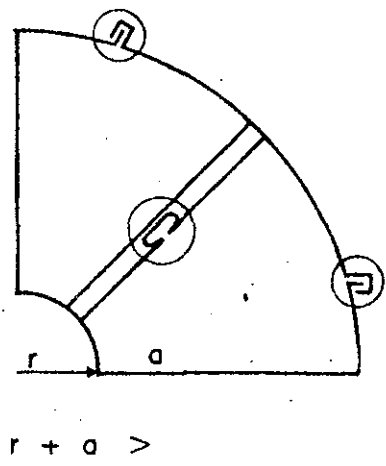
UBICACION DE LOS ENGARGOLADOS EN DUCTOS Y CODOS DE LAMINA

| |
|---------------------------------|
| NORMA |
| ESPECIFICACION AA - 201 - 83 |

LOCALIZACION DE ENGARGOLADOS EN DUCTOS RECTOS



LOCALIZACION DE ENGARGOLADOS EN CODOS



| | |
|-----------|--------------|
| FECHA | SEPT. / 1983 |
| ESCALA | SIN |
| ACOTACION | mm |

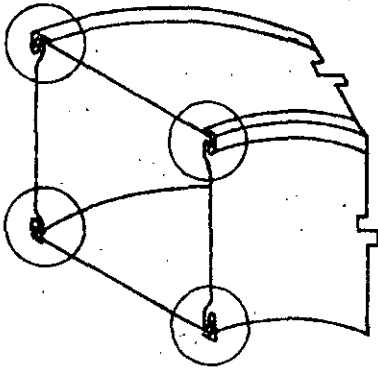
31

ENGARGOLADO EN DUCTOS DE LAMINA TIPO ZETA

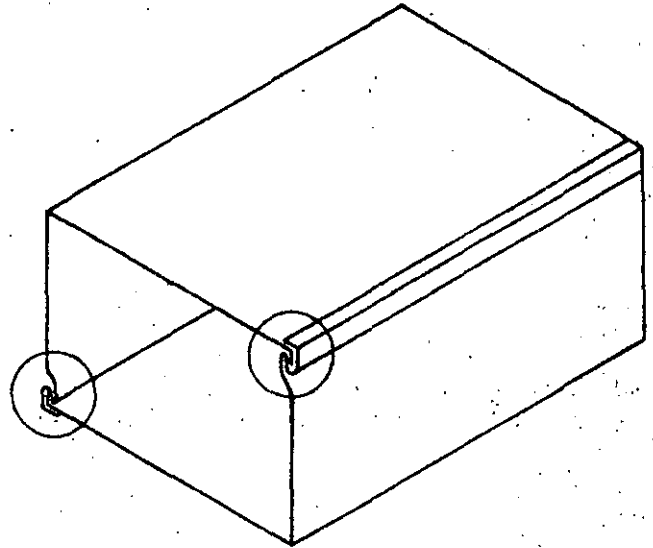
NOM. - 006 - 83

ESPECIFICACION

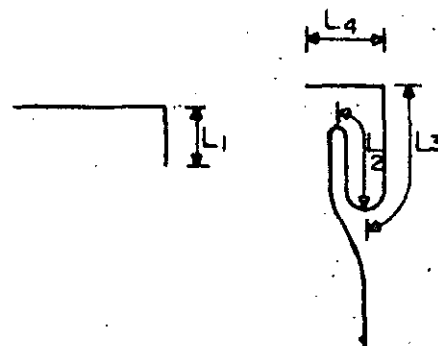
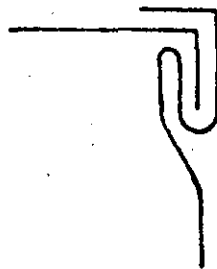
AA - 202 - 83



C O D O



DUCTO RECTO



UNION ENGARGOLADA EN "ZETA"

CALIBRE DE LAMINA

A 26 B 24 C 22 D 20

| D U C T O | L ₁ | L ₂ | L ₃ | L ₄ |
|------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| DE 0 a 300 A,B,C | 10 | 13 | 13 | 6 |
| DE 300 a 800 C,D | 13 | 13 | 13 | 6 |
| DE 800 a 1500 | 15 | 15 | 15 | 10 |
| | | | | |

FECHA
SEPT. / 1983

ESCALA
SIN

ACOTACION
mm

UNIONES PARA DUCTOS DE LAMINA

32

NOM. - 007 - 83

ESPECIFICACION

AA - 300 - 83 - 000

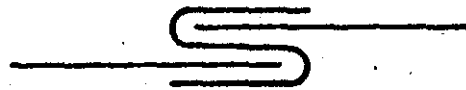
CONEXIONES RECOMENDADAS ENTRE DUCTOS DE LAMINA MAS USUALES

a..



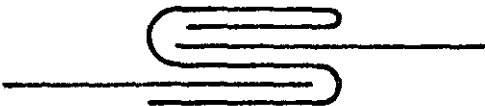
GRAPA

b..



ZETA PLANA

c..



ZETA REFORZADA

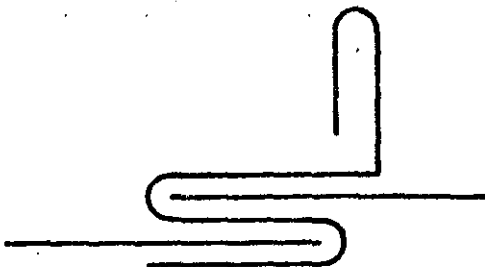
d..



BRIDA

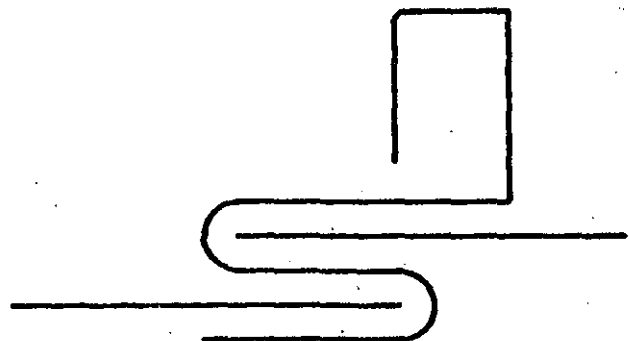
e..

AA-20-83



ZETA DE COSTILLA

f..



ZETA "U"

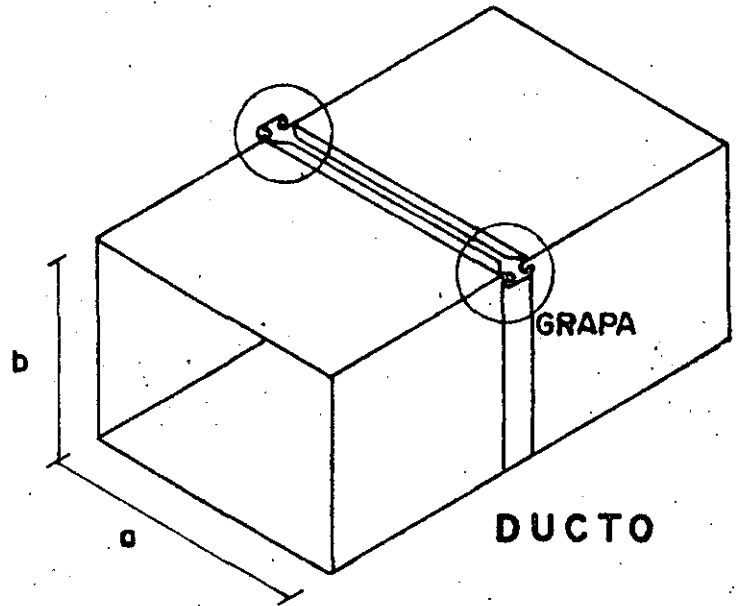
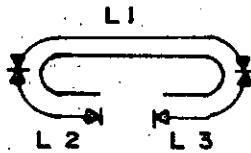
AA-300-E

| | | |
|-----------------------|--|----------------|
| FECHA SEPT. / 1983 | ACCESORIOS PARA UNIR DUCTOS DE LAMINA MAYORSA 800 mm TIPO GRAPA 33 | NOM.-007-83 |
| ESCALA SIN | | ESPECIFICACION |
| ACOTACION mm | | AA-302-83-0 |

GRAPA

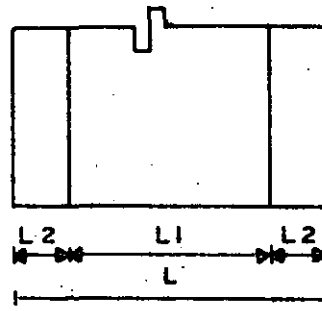


GRAPA



NOTA: DEL CALIBRE DEL DUCTO SERA LA GRAPA

DESARROLLO



CALIBRE DE LAMINA

| | | | | |
|---|-------|-------|-------|-------|
| | 26 | 24 | 22 | 20 |
| L | 58 mm | 58 mm | 68 mm | 68 mm |

| DIMENSION DEL DUCTO | CALIBRE | L1 mm | L2 mm |
|---------------------|---------|-------|-------|
| DE 0 a 300 | 26, 24 | 13 | 32 |
| DE 301 a 800 | 22, 20 | 18 | 32 |
| DE 801 a 1500 | 22, 20 | 15 | 38 |

SEPT. / 1983

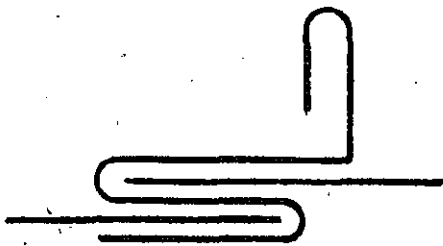
ESCALA SIN
COTACION mm

DESARROLLO DE LOS ACCESORIOS PARA UNIR DUCTOS DE LAMINA CON UNION TIPO ZETA CON COSTILLA 34

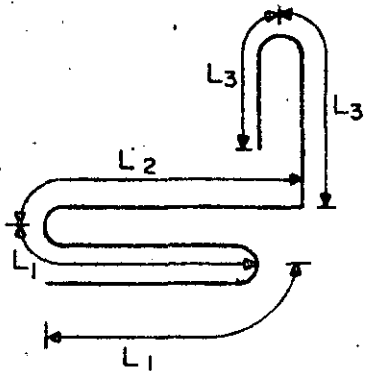
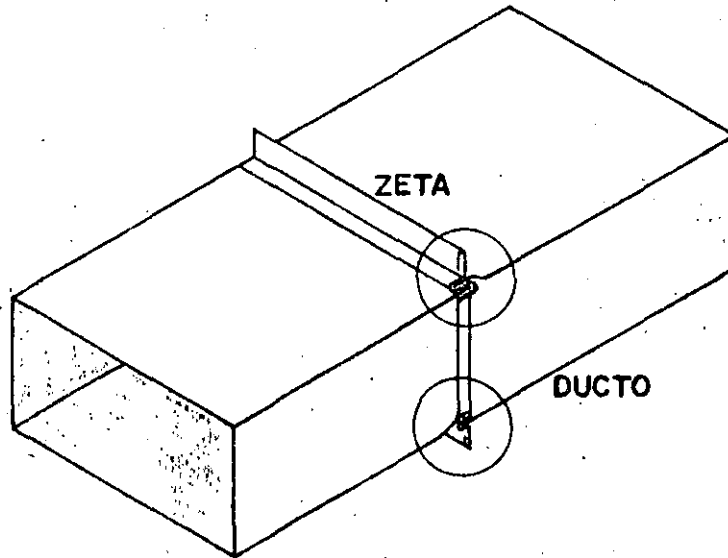
NOM. - 006 - 83

ESPECIFICACION

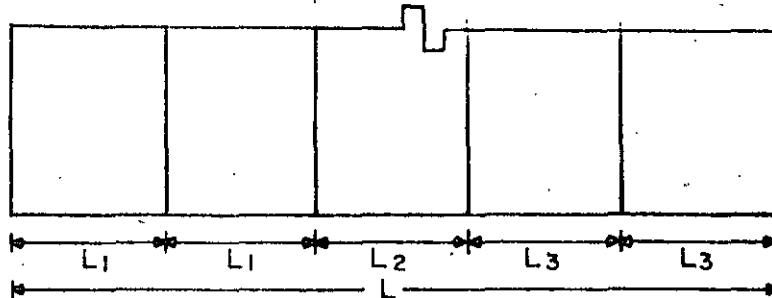
AA - 301 - 83 - e



ZETA DE COSTILLA



DESARROLLO DE LA ZETA



NOTA: DEL CALIBRE DE LA LAMINA DEL DUCTO SERA LA ZETA DE COSTILLA

CALIBRE DE LAMINA

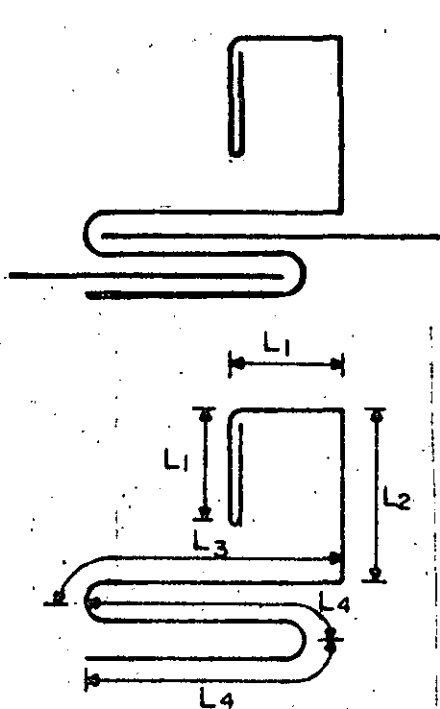
| | | | | |
|---|-------|-------|-------|-------|
| | 26 | 24 | 22 | 20 |
| L | 114.3 | 114.3 | 114.3 | 114.3 |

| DIMENSION DEL DUCTO | L1 | L2 | L3 | L4 |
|---------------------|----|----|-----|-----|
| DE 284 o 799 | 25 | 32 | 6.2 | 6.2 |
| | | | | |
| | | | | |

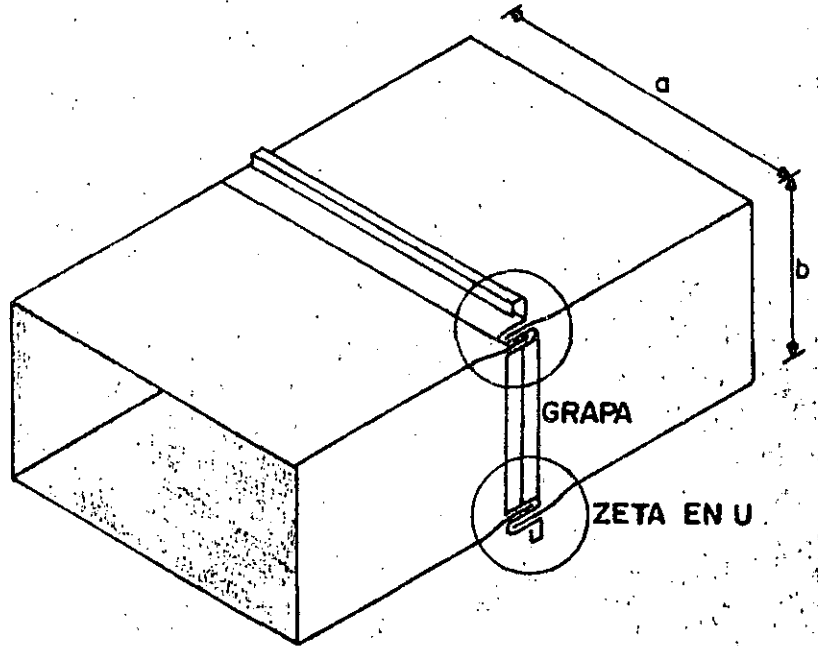
| | |
|-----------|--------------|
| FECHA | SEPT. / 1983 |
| ESCALA | SIN |
| ACOTACION | mm |

ACCESORIOS PARA UNIR DUCTOS DE LAMINA MAYORES A 800 mm TIPO ZETA EN "U" 35

| |
|-----------------|
| NOM. - 007 - 83 |
| ESPECIFICACION |
| AA - 303 - 83 |

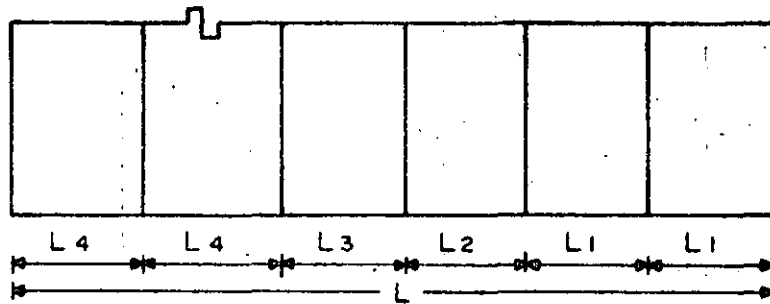


ZETA EN "U"



UTILIZACION EN DUCTOS MAYORES A 800 mm.

DE SARROLLO DE LA ZETA



CALIBRE DE LAMINA

| | | | | |
|---|----|----|-----|-----|
| | 26 | 24 | 22 | 20 |
| L | — | — | 165 | 165 |

| DIMENSION DEL DUCTO | L 1 | L 2 | L 3 | L 4 |
|---------------------|-----|-----|-----|-----|
| DE 800 a 1500 | 19 | 25 | 32 | 25 |
| | | | | |
| | | | | |

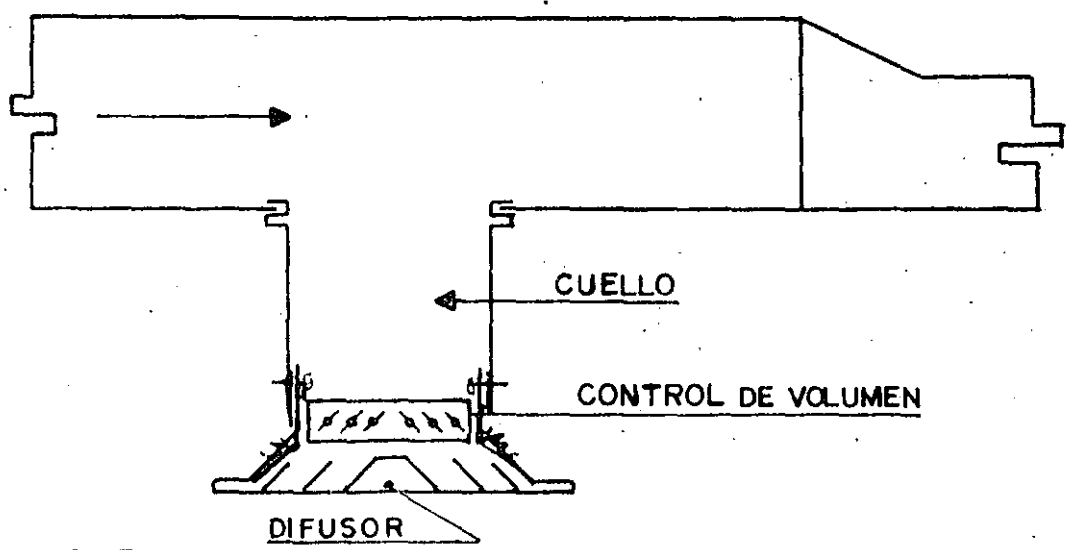
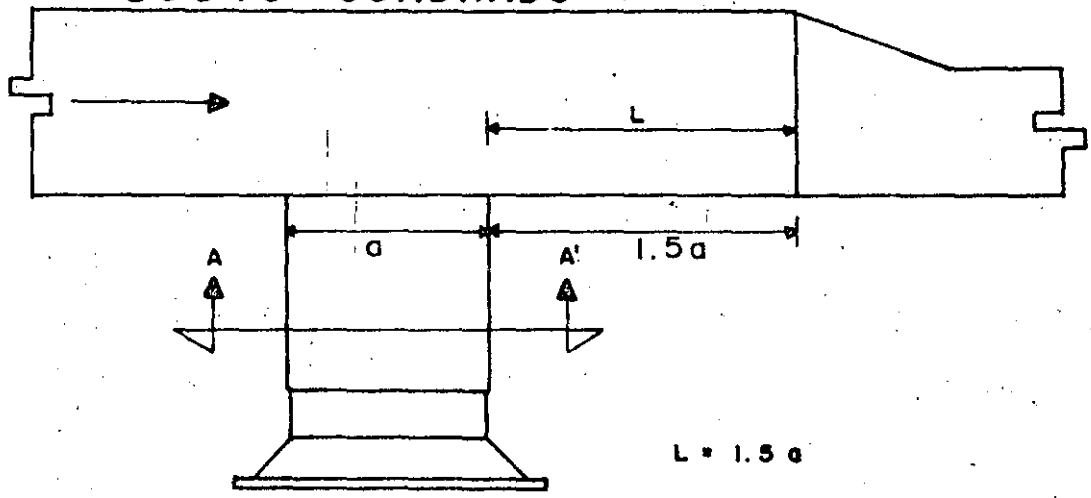
FECHA
 SEPT. / 1983
 ESCALA
 SIN
 ACOTACION
 mm

DETALLE DEL ENGARGOLADO EN
 DERIVACIONES DE CUELLOS EN
 REJILLAS O DIFUSORES

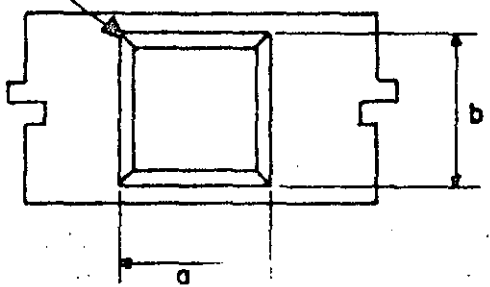
NORMA
 ESPECIFICACION
 AA- 203 - 83

36

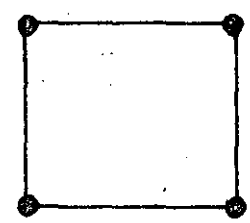
DERIVACIONES A REJILLAS O DIFUSORES DE
 DUCTO CUADRADO



EVITA FUGAS DE AIRE



ENGARGOLADOS



CORTE A-A'

FECHA
SEPT. / 1983

ESCALA
SIN

ACOTACION
mm

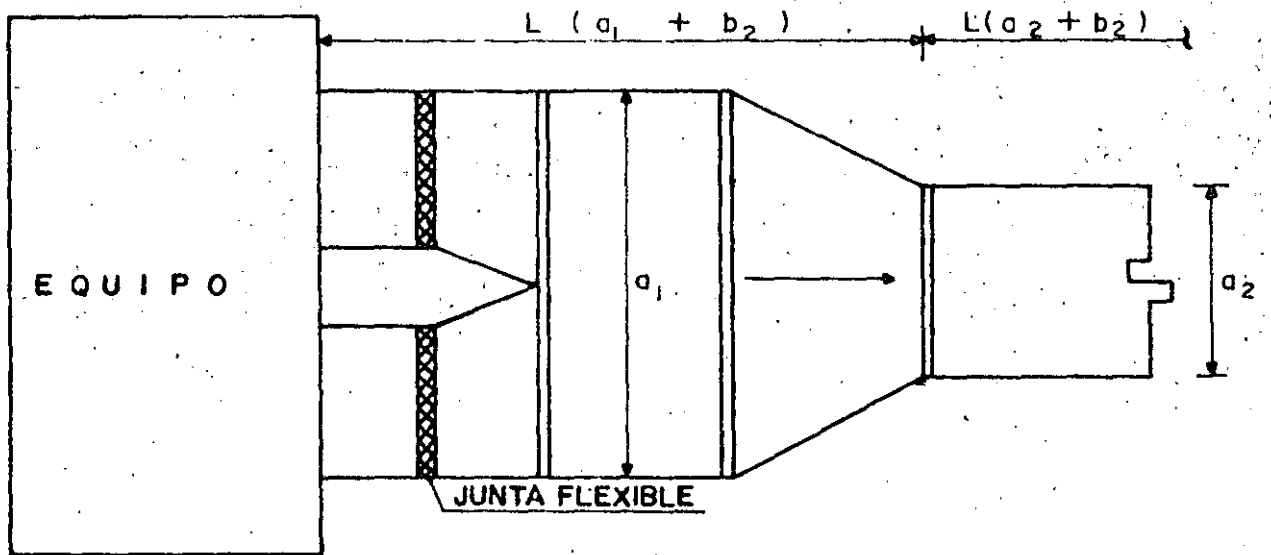
SISTEMA PARA MEDICION DE
DUCTOS DE LAMINA EN CONEXION
DE EQUIPO

37

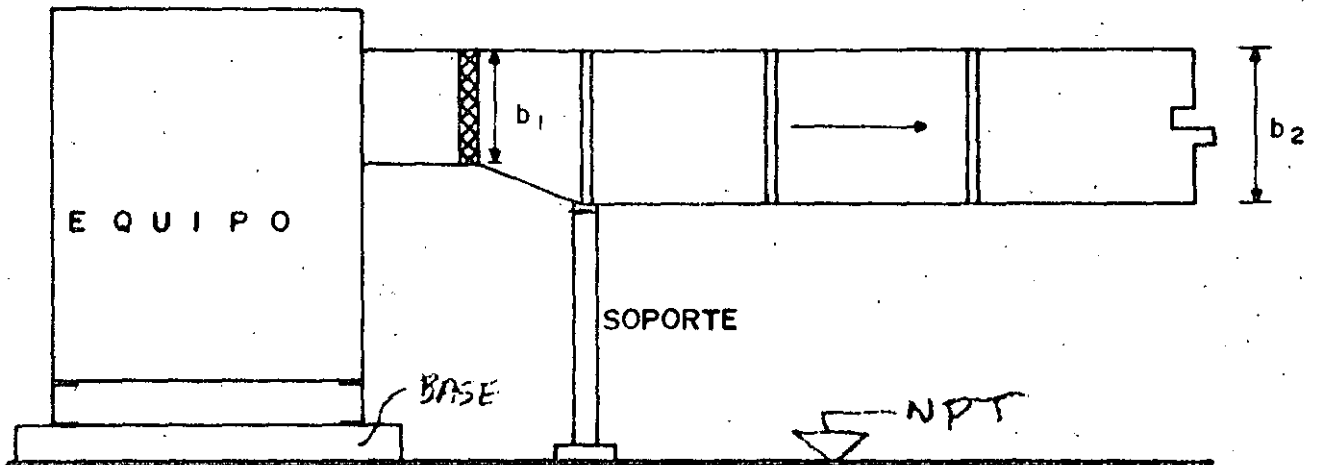
NOM - 009 - 83

ESPECIFICACION

AA - 405 - 83



P L A N T A



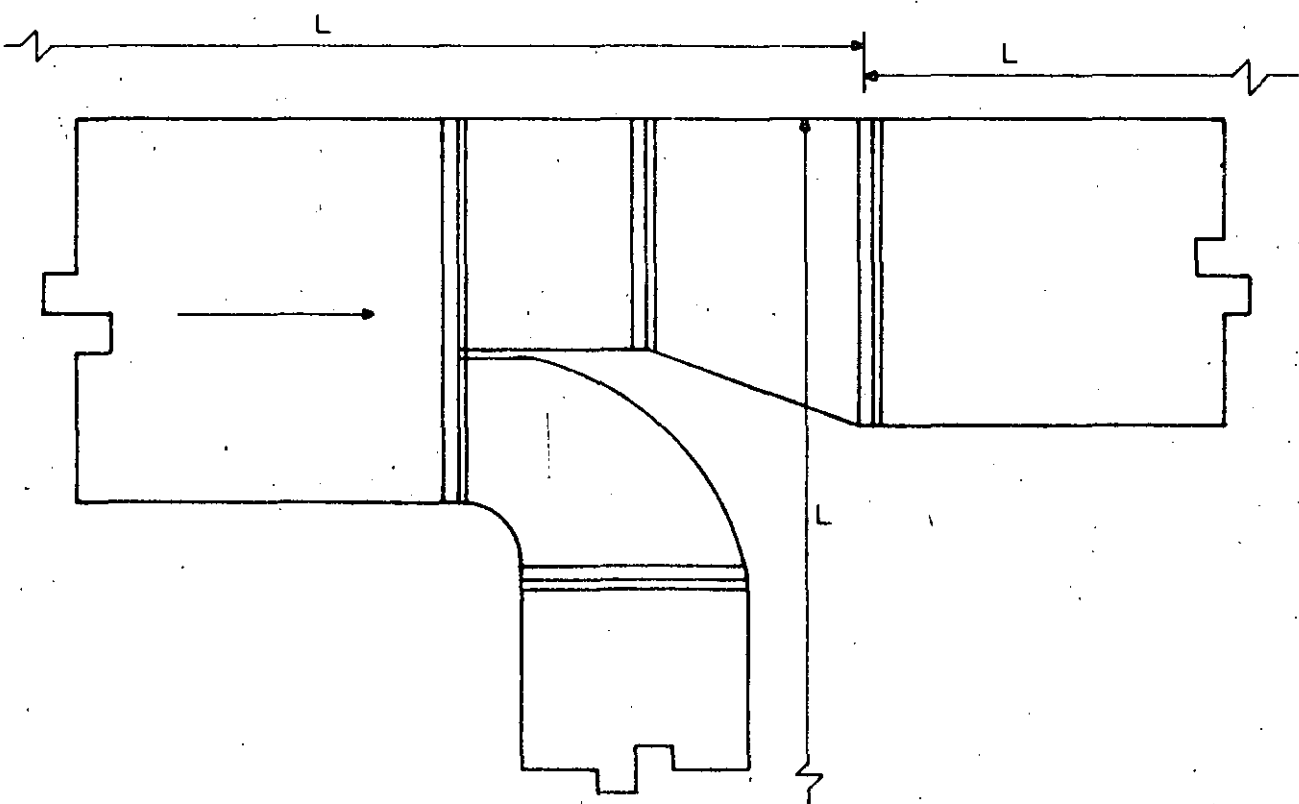
C O R T E

| | |
|-----------|--------------|
| FECHA | SEPT. / 1983 |
| ESCALA | SIN |
| ACOTACION | mm |

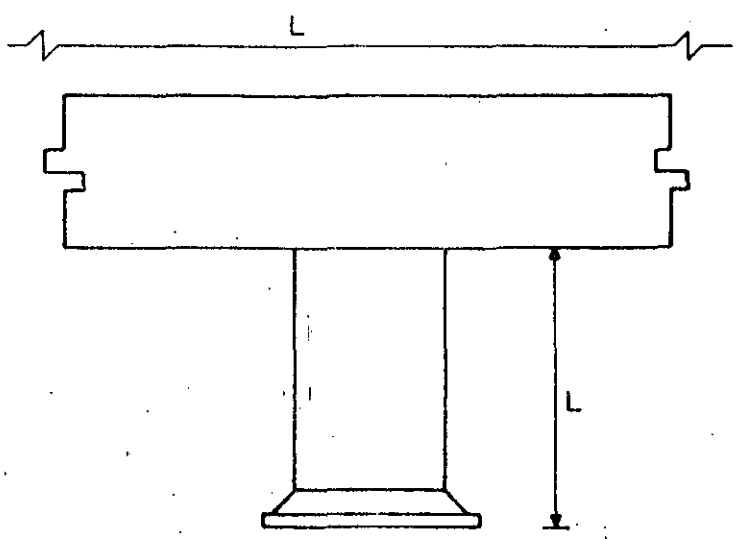
**SISTEMA PARA MEDICION DE
DUCTOS DE LAMINA EN
DERIVACIONES**

| |
|----------------|
| NOM - 009 - 83 |
| ESPECIFICACION |
| AA - 403 - 83 |

38



DERIVACION "Y"



DERIVACION A DIFUSOR O REJILLA

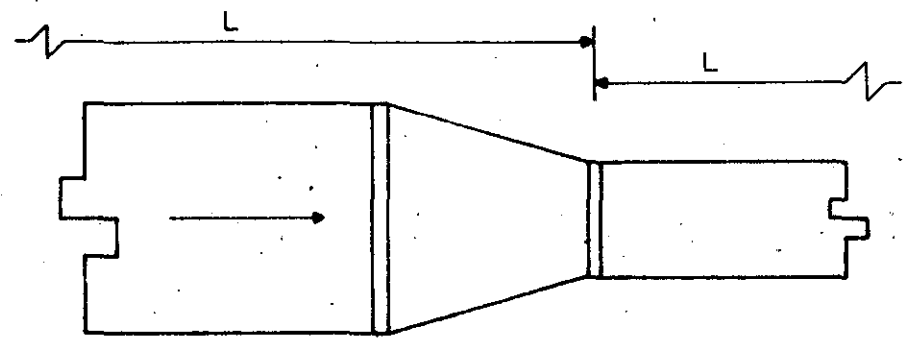
| |
|-----------------------|
| FECHA SEPT. / 1983 |
| ESCALA SIN |
| ACOTACION mm |

SISTEMA PARA MEDICION DE DUCTOS DE LAMINA EN REDUCCIONES Y CODO

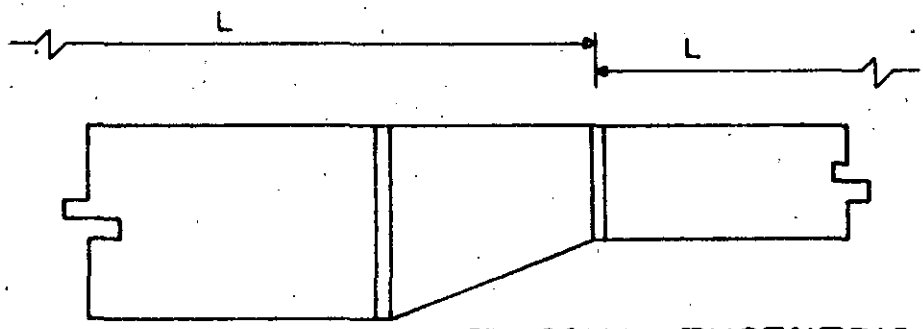
39

| |
|-----------------------------|
| NOM-009-83 |
| ESPECIFICACION AA-404-83 |

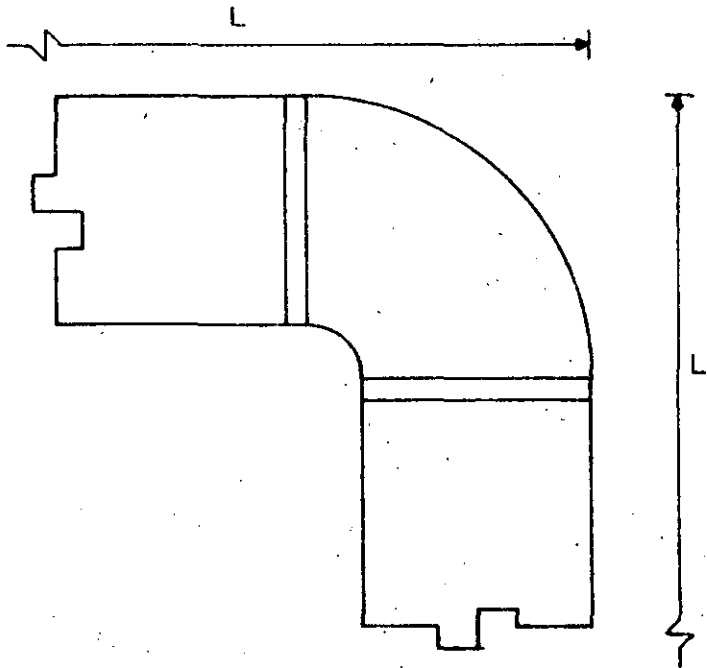
NORMA PARA MEDICION DE DUCTOS



REDUCCION CONCENTRICA



REDUCCION EXCENTRICA

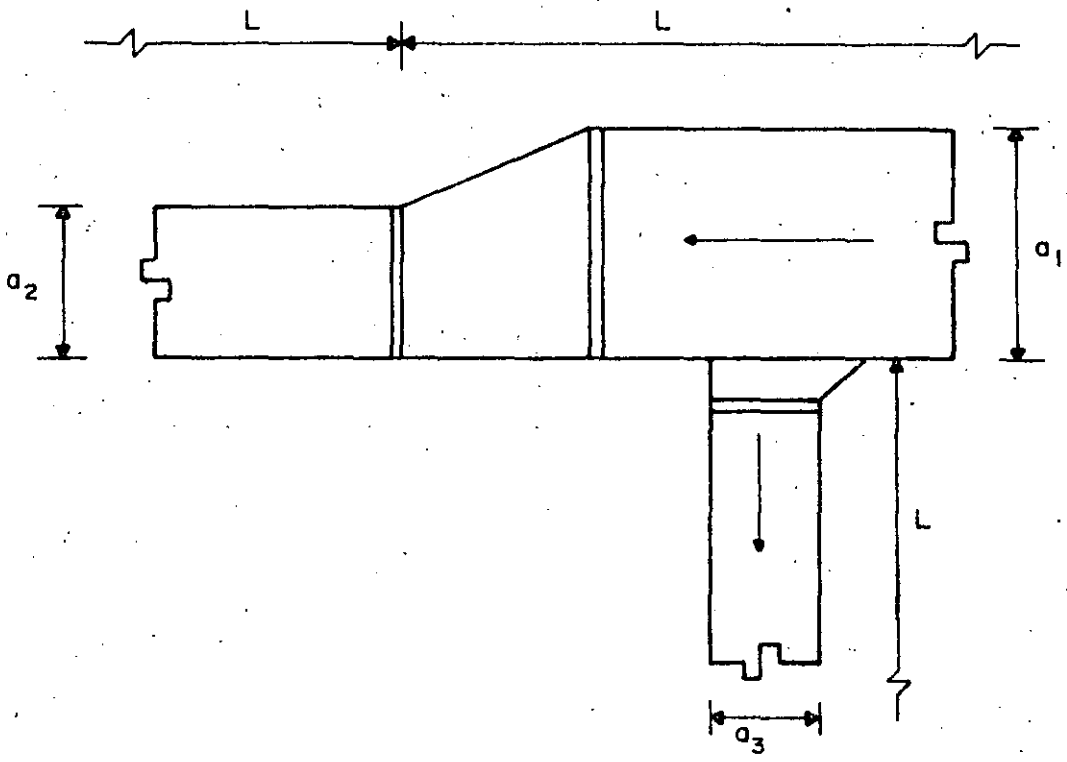


CODO 90°

| | | |
|-----------------------|--|----------------|
| FECHA SEPT. / 1983 | SISTEMA PARA MEDICION DE DUCTOS DE LAMINA EN DERIVACION | NOM - 009 - 83 |
| ESCALA SIN | | ESPECIFICACION |
| ACOTACION mm | | AA - 402 - 83 |

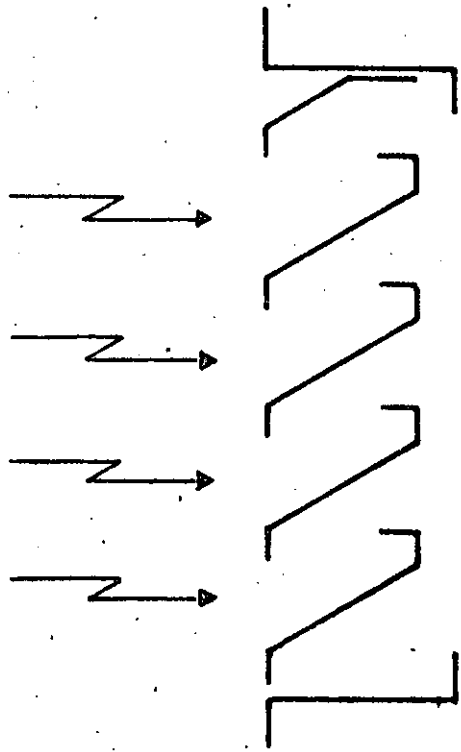
40

REDUCCION CON DERIVACION A REJILLA O DIFUSOR

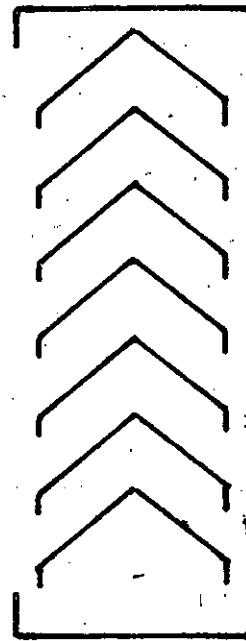


| | | |
|----------------------|---|----------------|
| FECHA SEPT. /1983 | DETALLE DE SECCIONES DE COMPUERTAS PARA DUCTOS 41 | NORMA — |
| ESCALA SIN | | ESPECIFICACION |
| ACOTACION SIN | | |

SECCIONES TIPICAS PARA COMPUERTAS

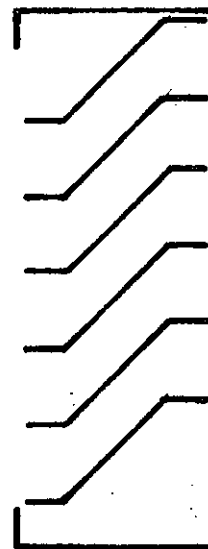


TIPO I



TIPO II

- I. - EVITA ENTRADA DE AGUA
- II. - COMPUERTA NO VISION
- III. - COMPUERTA SENCILLA



TIPO III



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

SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALACIONES Y APLICACIONES

N O R M A S

NOVIEMBRE, 1985



asociación mexicana de empresas del ramo de instalaciones para la construcción, a.c. 1

ALVARO OBREGON 286-228 DELEG. CUAUHTEMOC 06700 MEXICO, D.F. TEL.: 286-74-77 Y 286-75-5

NORMAS AMERIC, A.C., NAM-001-AA-83 Y NAM-002-AA-83 PARA CUANTIFICACION DE LAMINA Y AISLAMIENTO PARA CONDUCTOS - DE AIRE RECTANGULARES.

Para determinar las cantidades de lámina y de aislamiento requeridas en las instalaciones de ductería para la conducción de aire, aparte de las dimensiones de los ductos hay necesidad de conocer el peso unitario de las láminas de diversos calibres.

Aunque la selección de los calibres se basa frecuentemente en recomendaciones o normas norteamericanas, hay que hacer notar que en los Estados Unidos el Instituto Americano de Normas Nacionales establece en su norma ANSI 832.3 que los espesores de las láminas ya no se identifiquen por un número de calibre, sino por el grueso en milímetros.

A este respecto, ya en el Manual de Equipos de 1979 editado por la Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Acondicionamiento de Aire (ASHRAE) pueden verse en la página 1.2, Tabla 1, los espesores en milímetros que sustituyen a los antiguos calibres del # 10 al # 28.

La Tabla mencionada indica, por ejemplo, que los calibres # 26, 24, 22, 20, 18 y 16, quedan sustituidos, para lámina negra, por espesores de 0.50, 0.60, 0.80, 1.0, 1.2 y 1.6, respectivamente, más 0.1 mm para lámina galvanizada, o sea 0.60 mm (4.83 kg/m²) en vez del # 26, 0.70 mm (5.63 kg/m²) en vez del # 24, 0.90 mm (7.24 kg/m²) en vez del # 22, 1.1 mm (8.85 kg/m²) en lugar del # 20, 1.3 mm (10.46 kg/m²) a cambio del # 18 y 1.7 mm (13.68 kg/m²) en sustitución del # 16.

Los fabricantes mexicanos de lámina galvanizada especifican números de calibre con espesores y pesos unitarios menores que los norteamericanos, ya que incluyendo el zinc del galvanizado dan los pesos siguientes:

| | | | | | | |
|-----------|-------------------|---------|------|-----|-------|--------------|
| w = 4.04 | kg/m ² | para el | # 26 | con | 0.508 | mm de grueso |
| w = 4.65 | kg/m ² | | # 24 | | 0.584 | mm |
| w = 6.49 | kg/m ² | | # 22 | | 0.813 | mm |
| w = 7.71 | kg/m ² | | # 20 | | 0.970 | mm |
| w = 10.15 | kg/m ² | | # 18 | | 1.27 | mm |
| w = 12.59 | kg/m ² | | # 16 | | 1.57 | mm |

AMERIC, A.C., por su parte, ha establecido las NORMAS AMERIC NAM-001-AA-83 Y NAM-002-AA-83 para cuantificación de lámina y aislamiento para conductos de aire rectangulares, fundándose en datos y mediciones de numerosos casos reales diferentes. La formulación de estas normas es, en efecto, el resultado de los análisis efectuados en la 1a. y 2a. mesas redondas para sistemas de cuantificación de lámina y aislamiento, estando presentes representantes de empresas instaladoras, del Sector Oficial, de fabricantes y de Técnicos dedicados a la especialidad; y es asimismo resultado, del estudio llevado a cabo durante varios años por el Comité Técnico del Sector Aire Acondicionado de AMERIC, coordinado por el ING. MANUEL A. DE ANDA, Presidente de la Comisión Técnica de esta Asociación.

MIEMBRO DEL CONSEJO CONSULTIVO DE ASOCIACIONES DEL C.I.M.E.

MIEMBRO DEL CONSEJO TECNICO PROFESIONAL DE LA PROCURADURIA GENERAL DE JUSTICIA DEL D.F.



Las NORMAS AMERIC, para cuantificación de lámina y de aislamiento, consisten en aplicar las fórmulas que adelante se indican, para obtener kilogramos de lámina y metros cuadrados de aislamiento por cada metro lineal de ducto.

NAM-001-AA-83

- 1) Si el semiperímetro del ducto de lados (a) y (b) se da en metros y es menor de 1.50 m, la cantidad de lámina requerida por cada metro lineal de ducto, incluyendo engargolados, zetas, grapas, cejas y cañuelas, es en kilogramos de lámina:

$$2.63875 \times (a+b) \times 1.12^u \times (1.30-0.01C) \times w = \text{kg/m}$$

siendo $u = \frac{1.50-(a+b)}{1.20}$ el exponente de

1.12; (C) el número del calibre de la lámina y (w) el peso de la lámina de ese calibre en kilogramos por metro cuadrado, debiéndose agregar el resultado de la fórmula entre un 5% y un 10%, según el grado de complejidad del diseño, a fin de cubrir desperdicio no aprovechables.

Así, por ejemplo, para un ducto de 500 mm x 300 mm, el exponente de la fórmula es $u = \frac{1.50-(0.50+0.30)}{1.20} = 7/12$ y con lámina # 24 que pesa $w = 4.65 \text{ kg/m}^2$ se requerirán:

$$2.63875 \times (0.50 + 0.30) \times 1.12^{7/12} \times (1.30 - 0.01 \times 24) \times 4.65 = 11.116 \text{ kg/m}$$

más de un 5% a un 10%, lo que daría entre 11.672 kg/m y 12.228 kg/m, según la complejidad del diseño.

- 2) Cuando el semiperímetro de un ducto rectangular es de 1.50 m o mayor, la cantidad de lámina en kilogramos por metro lineal de ducto de lados (a) y (b), con engargolados, zetas, grapas, cejas y cañuelas, sin desperdicio no aprovechable, es:

$$2.63875 \times (a + b) \times (1.30 - 0.01C) \times w = \text{kg/m}$$

como, por ejemplo, si se tiene un ducto de 1200 mm por 800 mm, con lámina # 22 que pesa 6.49 kg/m², el resultado será:

$$2.63875 \times (1.2 + 0.8) \times (1.30 - 0.01 \times 22) \times 6.49 = 36.991 \text{ kg/m}$$

más del 5% al 10%, o sea: de 38.841 a 40.690 kg/m contando desperdicio no aprovechable, según la complejidad del diseño.

- 3) Para obtener la cantidad de aislamiento, en metros cuadrados por metro lineal de ducto de semiperímetro (a + b) dado en metros y espesor (e) del aislamiento, también en metros, la fórmula, con 12% de margen para recortes, o sea con factor 1.12, es:

$$(a + b + 2e) \times 2.24 = \text{m}^2/\text{m}$$

de tal manera que, para los ductos de los ejemplos (1) y (2), el aislamiento requerido será para el de 500 mm por 300 mm, con espesor de 25.4 mm:

$$(0.5 + 0.3 + 2 \times 0.0254) \times 2.24 = 1.9058 \text{ m}^2/\text{m}$$



y para el ducto de 1200 mm x 800 mm, suponiendo que tuviera aislamiento de 50.8 mm de espesor, el resultado sería:

$$(1.2 + 0.8 + 2 \times 0.0508) \times 2.24 = 4.7076 \text{ m}^2/\text{m}$$

NAM-002-AA-83

4) La lámina requerida, incluyendo engargolados, zetas, grapas, cejas y cañuelas, cuando el semiperímetro del ducto se da en pulgadas y es menor de 60", se obtiene mediante la fórmula:

$$0.06702425 (a'' + b'') \times 1.12^u \times (1.30 - 0.01C) \times w = \text{kg/m}$$

siendo $u = \frac{60'' - (a'' + b'')}{48''}$ el exponente de 1.12,

(C) el número del calibre y (w) el peso en kilogramos por metro cuadrado de la lámina del calibre (C), debiendo agregarse de un 5% a un 10% para cubrir desperdicios no aprovechables, según el grado de complejidad del diseño.

Si se toma, como un ejemplo, un ducto de 24" x 14" con lámina calibre # 24, que pesa 4.65 kg/m², al aplicar la fórmula se obtiene:

$$0.06702425 (24 + 14) \times 1.12^{11/24} \times (1.30 - 0.01 \times 24) \times 4.65 = 13.223 \text{ kg/m}$$

más de un 5% a un 10%, lo que daría entre 13.844 y 14.545 kilogramos por metro lineal, según la complejidad del diseño.

5) Si el semiperímetro de un ducto rectangular es de 60" ó más, la fórmula, sin desperdicio no aprovechable pero con engargolados, zetas, grapas, cejas y cañuelas, es:

$$0.06702425 \times (a'' + b'') \times (1.30 - 0.01C) \times w = \text{kg/m}$$

más de un 5% a un 10% por desperdicios no aprovechables, según la complejidad del diseño.

Se tendría, por ejemplo, en el caso de un ducto de 48" x 32", con lámina #22 de 6.49 kg/m², que la cantidad de lámina requerida sería:

$$0.06702425 \times (48 + 32) \times (1.30 - 0.01 \times 22) \times 6.49 = 37.583 \text{ kg/m}$$

más del 5% al 10% por desperdicios inaprovechables, según lo complejo del diseño, o sea, entre 39.462 y 41.341 kilogramos por metro lineal, dependiendo de lo más o menos complicado del diseño.

6) El aislamiento necesario, en metros cuadrados por metro lineal de ducto de lados (a) y (b) en pulgadas y con espesor (e) del aislante en pulgadas, se obtiene mediante la fórmula siguiente en la que se ha considerado un margen de 12% sobre la dimensión geométrica, o sea un factor de 1.12:

$$0.056896 (a'' + b'' + 2 e'') = \text{m}^2/\text{m}, \text{ o sea}$$

$$1.12 \times 0.0508 (a'' + b'' + 2 e'') = \text{m}^2/\text{m},$$

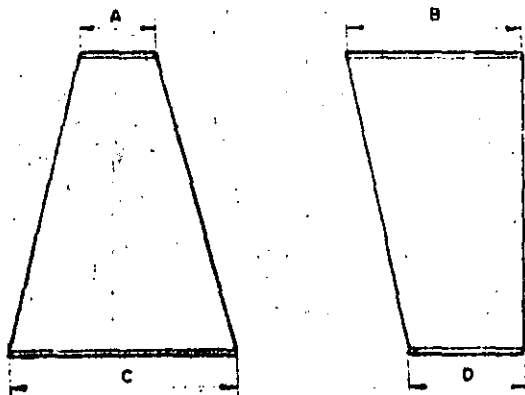
y si la aplicamos a los ejemplos de los puntos (4) y (5) resultaría que para un ducto de 24" x 14" con 2" de aislante,

$$0.056896 (24 + 14 + 2 \times 2) = 2.3896 \text{ m}^2/\text{m}$$

y para el de 48" x 32" con 1" de espesor se tendría que el aislamiento necesario es:

$$0.056896 (48 + 32 + 2 \times 1) = 4.6655 \text{ m}^2 \text{ de aislamiento por metro lineal de ducto.}$$

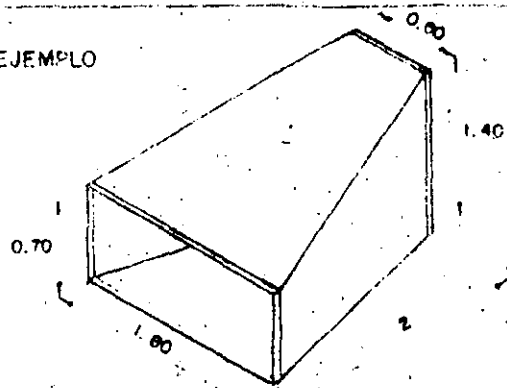
3.1 - RECTANGULAR A RECTANGULAR



LONGITUD DEL TRAMO = L
 DIMENSION PRACTICA DEL DUCTO = B x C
 (LOS 2 LADOS MAYORES)

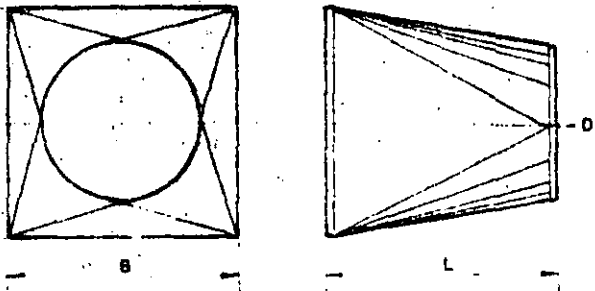
D DIMENSION PARA CALCULO DEL PESO (Kg / m)

EJEMPLO



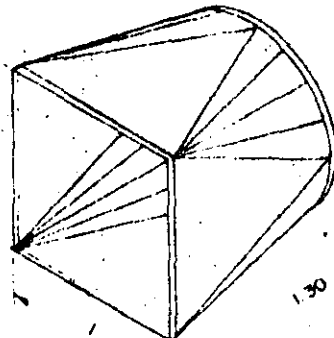
LONGITUD DEL TRAMO = 2 m.
 DIMENSION DEL DUCTO = 1.80 x 1.40 m.

3.2 - RECTANGULAR A REDONDO



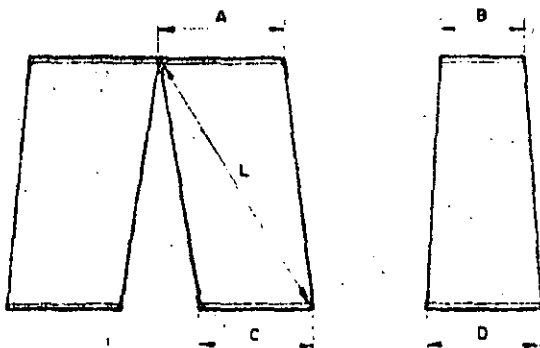
LONGITUD DEL TRAMO = 1.5 L
 DIMENSION DEL DUCTO = A x B

EJEMPLO



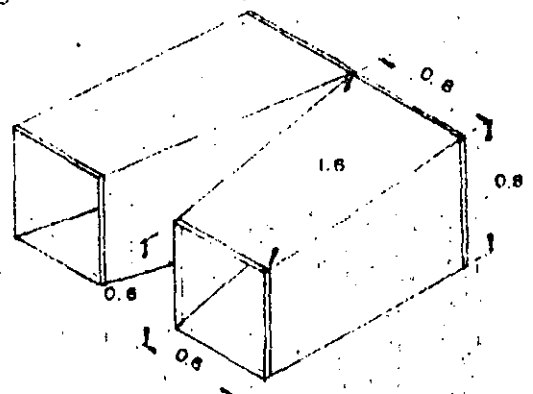
LONGITUD DEL TRAMO = 1.5 x 1.3 = 1.95 m.
 DIMENSION DEL DUCTO = 1 x 1 m.

3.3 - PANTALONES



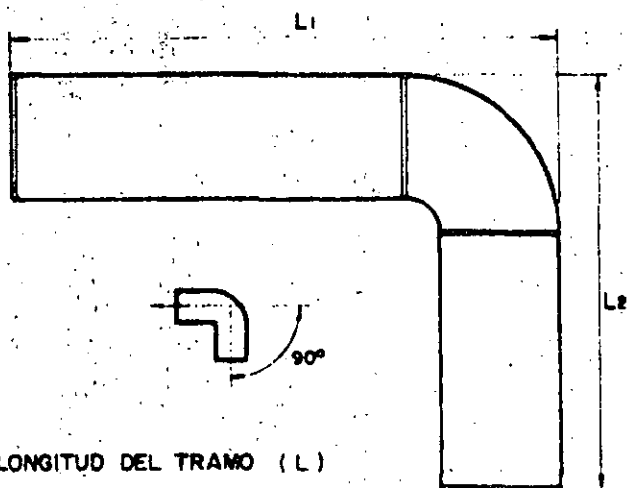
LONGITUD DEL TRAMO = 2 L
 DIMENSION PRACTICA DEL DUCTO = A x D
 (LOS 2 LADOS MAYORES)

EJEMPLO



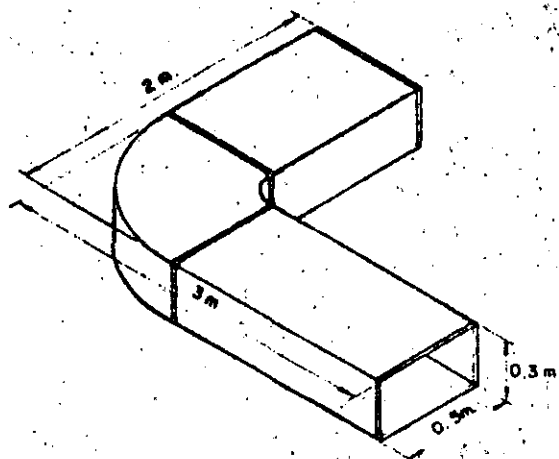
LONGITUD DEL TRAMO = 2 x 1.6 = 3.2 m.
 DIMENSION DEL DUCTO = 0.8 x 0.8

I.1 - CODOS DE 90°



LONGITUD DEL TRAMO (L)

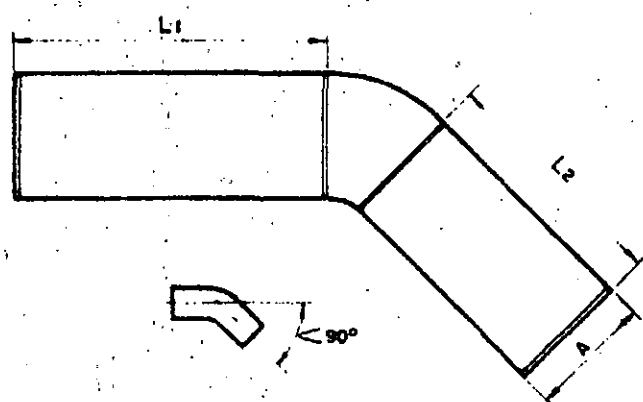
$$L = L_1 + L_2$$



LONGITUD DEL TRAMO

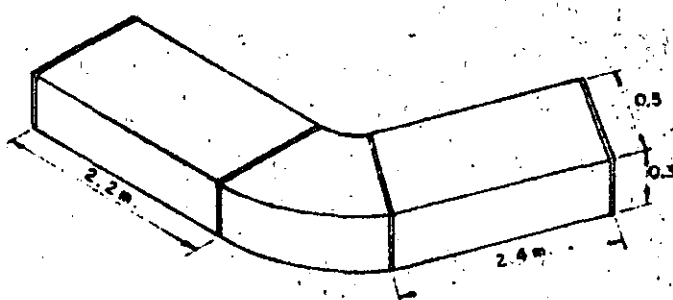
$$L = 2 + 3 = 5 \text{ m.}$$

I.2 - CODOS DE MENOS DE 90°



LONGITUD DEL TRAMO (L)

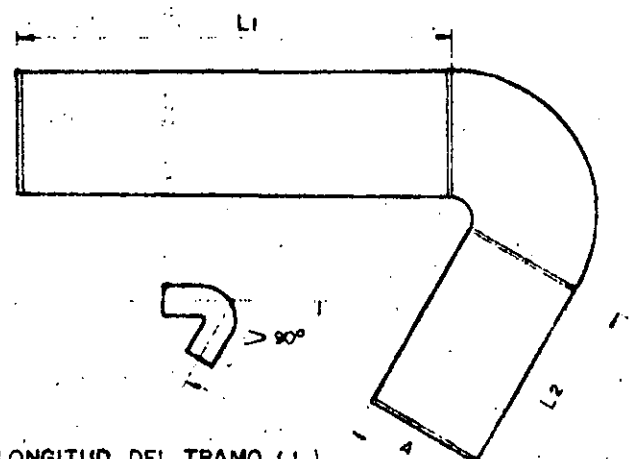
$$L = L_1 + L_2 + 2A$$



LONGITUD DEL TRAMO

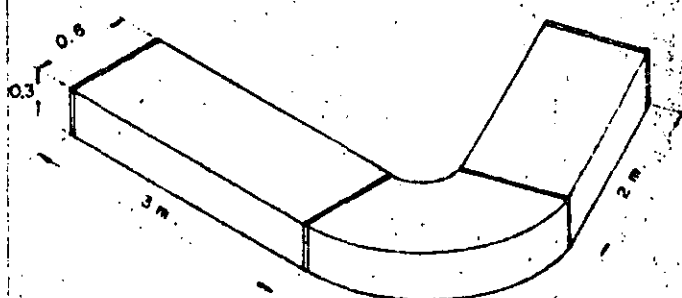
$$L = 2.2 + 2.4 + (2 \times 0.5) = 5.6 \text{ m.}$$

I.3 - CODOS DE MAS DE 90°



LONGITUD DEL TRAMO (L)

$$L = L_1 + L_2 + 3A$$



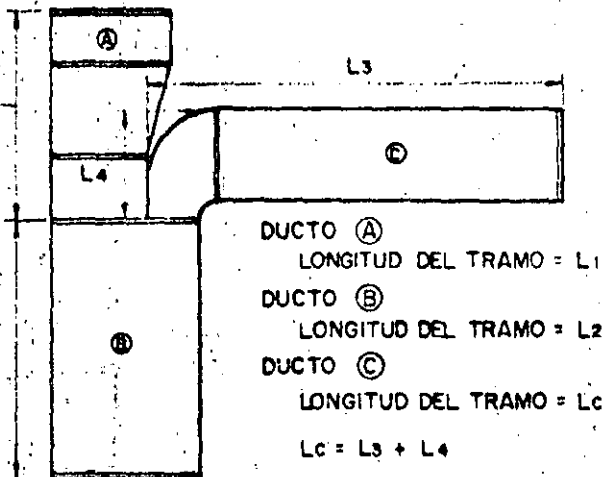
LONGITUD DEL TRAMO

$$L = 3 + 2 + (3 \times 0.6) = 6.8 \text{ m.}$$

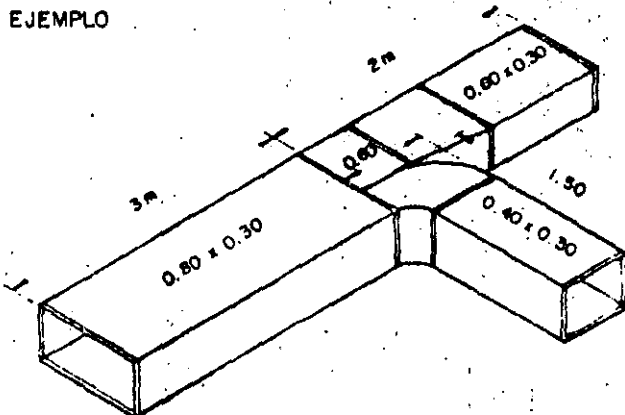
METODO DE MEDICION DE DUCTOS

2. - DERIVACIONES

2.1 - DERIVACION STANDARD

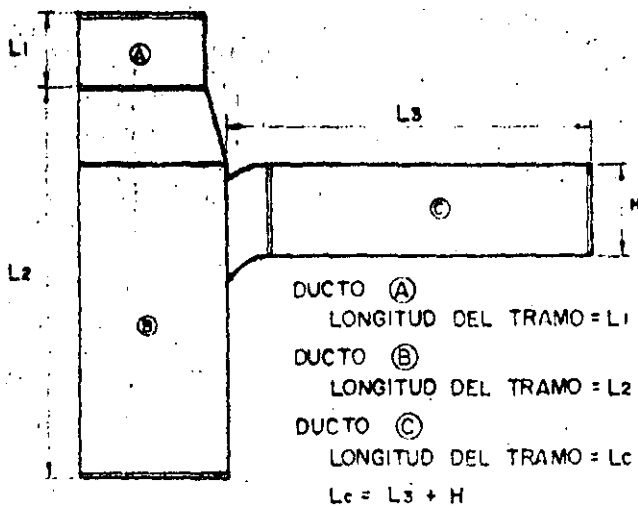


EJEMPLO

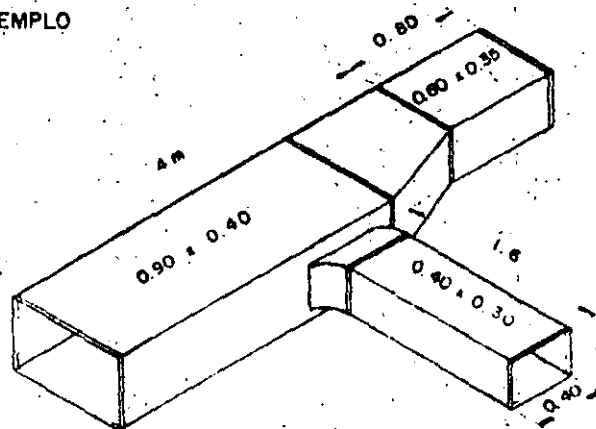


DUCTO 0.80 x 0.30 $L = 3\text{m.}$
 DUCTO 0.60 x 0.30 $L = 2\text{m.}$
 DUCTO 0.40 x 0.30 $L = 1.5 + 0.6 = 2.1\text{m.}$

2.2 - DERIVACION CORTA

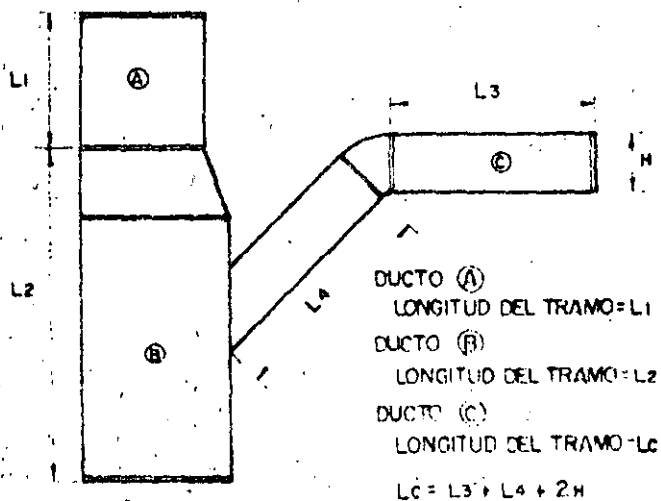


EJEMPLO

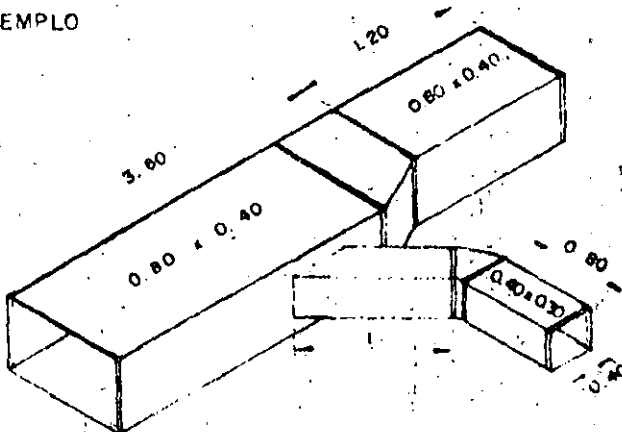


DUCTO 0.90 x 0.40 $L = 4\text{m.}$
 DUCTO 0.60 x 0.35 $L = 0.8\text{m.}$
 DUCTO 0.40 x 0.30 $L = 1.6 + 0.40 = 2\text{m.}$

2.3 - DERIVACION A 45°



EJEMPLO



DUCTO 0.80 x 0.40 $L = 3.60\text{m}$
 DUCTO 0.60 x 0.40 $L = 1.20\text{m}$
 DUCTO 0.40 x 0.30 $L = 0.80 + 1.80 = 2.60$

| | | | |
|----------------------|--|---|----------------|
| FECHA OCT. / 1983 | RELACION DE SUPERFICIES DE DUCTOS DE LAMINA PARA CONDUCCION DE AIRE | 8 | ESPECIFICACION |
| ESCALA SIN | | | |
| ACOTACION SIN | | | |

| TABLA DE SUPERFICIES DE UNIONES, ENGARGOLADOS Y NETAS DE DUCTOS PARA CONDUCCION DE AIRE | | | | | | |
|---|-----|--------------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|---------------------------------|--------------------------------|
| a | b | SUPERFICIE NETA m ² | SUPERFICIE PESTAÑAS m ² | SUPERFICIE UNIONES m ² | SUPERFICIE TOTAL m ² | % DE LA SUPERFICIE REAL O NETA |
| mm | mm | | | | | |
| 900 | 400 | 2.60 | 0.342 | 0.684 | 3.626 | 39.46 |
| 1000 | 400 | 2.80 | 0.350 | 0.725 | 3.875 | 38.37 |
| 1100 | 400 | 3.00 | 0.358 | 0.766 | 4.123 | 37.44 |
| 1200 | 400 | 3.20 | 0.365 | 0.806 | 4.372 | 36.61 |
| 900 | 500 | 2.80 | 0.350 | 0.763 | 3.913 | 39.74 |
| 1000 | 500 | 3.00 | 0.358 | 0.804 | 4.162 | 38.72 |
| 1100 | 500 | 3.20 | 0.365 | 0.845 | 4.410 | 37.81 |
| 1200 | 500 | 3.40 | 0.373 | 0.886 | 4.658 | 37.02 |
| 900 | 600 | 3.00 | 0.358 | 0.842 | 4.200 | 39.99 |
| 1000 | 600 | 3.20 | 0.365 | 0.883 | 4.449 | 39.01 |
| 1100 | 600 | 3.40 | 0.373 | 0.924 | 4.697 | 38.15 |
| 1200 | 600 | 3.60 | 0.381 | 0.965 | 4.945 | 37.38 |
| 1300 | 600 | 3.80 | 0.389 | 1.006 | 5.194 | 36.69 |
| 1000 | 700 | 3.40 | 0.373 | 0.962 | 4.736 | 39.28 |
| 1100 | 700 | 3.60 | 0.381 | 1.003 | 4.984 | 38.45 |
| 1200 | 700 | 3.80 | 0.389 | 1.044 | 5.232 | 37.70 |
| 1300 | 700 | 4.00 | 0.397 | 1.085 | 5.481 | 37.03 |
| 1400 | 700 | 4.20 | 0.404 | 1.126 | 5.730 | 36.43 |
| 1500 | 700 | 4.40 | 0.412 | 1.166 | 5.978 | 35.87 |
| 1100 | 800 | 3.80 | 0.389 | 1.082 | 5.272 | 38.72 |
| 1200 | 800 | 4.00 | 0.396 | 1.123 | 5.520 | 37.99 |
| 1300 | 800 | 4.20 | 0.404 | 1.164 | 5.768 | 37.34 |
| 1400 | 800 | 4.40 | 0.412 | 1.205 | 6.017 | 36.75 |
| 1500 | 800 | 4.60 | 0.420 | 1.246 | 6.265 | 36.21 |
| 1200 | 900 | 4.20 | 0.404 | 1.202 | 5.807 | 38.26 |
| 1300 | 900 | 4.40 | 0.412 | 1.243 | 6.055 | 37.62 |
| 1400 | 900 | 4.60 | 0.419 | 1.284 | 6.303 | 37.04 |

| | |
|-----------|---------------|
| FECHA | OCT. / . 1983 |
| ESCALA | SIN |
| ACOTACION | SIN |

RELACION DE SUPERFICIES DE DUCTOS DE LAMINA PARA CONDUCCION DE AIRE

ESPECIFICACION

9

TABLA DE SUPERFICIES DE UNIONES, ENGARGOLADOS Y NETAS DE DUCTOS PARA CONDUCCION DE AIRE

| a mm | b mm | SUPERFICIE NETA m ² | SUPERFICIE PESTAÑAS m ² | SUPERFICIE UNIONES m ² | SUPERFICIE TOTAL m ² | % DE LA SUPERFICIE REAL O LA NETA |
|------|------|--------------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|---------------------------------|-----------------------------------|
| 200 | 100 | 0.6 | 0.122 | 0.138 | 0.859 | 43.30 |
| 300 | 100 | 0.8 | 0.129 | 0.173 | 1.102 | 37.80 |
| 400 | 100 | 1.0 | 0.137 | 0.208 | 1.345 | 34.50 |
| 500 | 100 | 1.2 | 0.145 | 0.242 | 1.588 | 32.30 |
| 200 | 200 | 0.8 | 0.129 | 0.206 | 1.136 | 42.00 |
| 300 | 200 | 1.0 | 0.137 | 0.241 | 1.379 | 37.86 |
| 400 | 200 | 1.2 | 0.145 | 0.276 | 1.621 | 35.10 |
| 500 | 200 | 1.4 | 0.153 | 0.311 | 1.864 | 33.13 |
| 600 | 200 | 1.6 | 0.161 | 0.346 | 2.106 | 31.65 |
| 300 | 300 | 1.2 | 0.145 | 0.310 | 1.655 | 37.90 |
| 400 | 300 | 1.4 | 0.153 | 0.344 | 1.898 | 35.53 |
| 500 | 300 | 1.6 | 0.161 | 0.379 | 2.140 | 33.75 |
| 600 | 300 | 1.8 | 0.161 | 0.414 | 2.383 | 32.36 |
| 700 | 300 | 2.0 | 0.176 | 0.449 | 2.625 | 31.26 |
| 800 | 300 | 2.2 | 0.184 | 0.484 | 2.868 | 30.36 |
| 400 | 400 | 1.6 | 0.161 | 0.413 | 2.174 | 35.85 |
| 500 | 400 | 1.8 | 0.169 | 0.448 | 2.416 | 34.23 |
| 600 | 400 | 2.0 | 0.176 | 0.482 | 2.659 | 32.94 |
| 700 | 400 | 2.2 | 0.184 | 0.517 | 2.901 | 31.88 |
| 800 | 400 | 2.4 | 0.192 | 0.552 | 3.144 | 31.00 |
| 500 | 500 | 2.0 | 0.176 | 0.516 | 2.692 | 34.62 |
| 600 | 500 | 2.2 | 0.184 | 0.551 | 2.935 | 33.41 |
| 700 | 500 | 2.4 | 0.192 | 0.586 | 3.178 | 37.40 |
| 800 | 500 | 2.6 | 0.200 | 0.620 | 3.420 | 31.34 |
| 600 | 600 | 2.4 | 0.192 | 0.619 | 3.211 | 33.80 |
| 700 | 600 | 2.6 | 0.200 | 0.654 | 3.454 | 32.84 |
| 800 | 600 | 2.8 | 0.208 | 0.689 | 3.696 | 32.01 |

NORMA AMERIC PARA CUANTIFICAR LAMINA EN DUCTOS RECTANGULARES # 001-AA-83
HOJA # 8

10

| SEMIPER. CMS. | AISL. 5.08 CM | AISL. 2.54 CM | LAMINA #26 KGS. | LAMINA #24 KGS. | LAMINA #22 KGS. | LAMINA #20 KGS. | LAMINA #18 KGS. | LAMINA #16 KGS. |
|---------------|---------------|---------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| 482 | 11.024 | 10.91 | 53.438 | 62.69 | 89.148 | 107.868 | 144.587 | 182.547 |
| 484 | 11.069 | 10.955 | 53.659 | 62.951 | 89.517 | 108.315 | 145.186 | 183.305 |
| 486 | 11.110 | 11. | 53.881 | 63.21 | 89.882 | 108.763 | 145.787 | 184.062 |
| 488 | 11.158 | 11.045 | 54.103 | 63.471 | 90.257 | 109.21 | 146.387 | 184.82 |
| 490 | 11.203 | 11.089 | 54.326 | 63.731 | 90.628 | 109.657 | 146.986 | 185.577 |
| 492 | 11.248 | 11.134 | 54.547 | 63.991 | 90.997 | 110.105 | 147.586 | 186.335 |
| 494 | 11.298 | 11.179 | 54.547 | 64.251 | 91.368 | 110.553 | 148.187 | 187.092 |
| 496 | 11.337 | 11.224 | 54.99 | 64.511 | 91.737 | 111. | 148.786 | 187.849 |
| 498 | 11.382 | 11.269 | 55.212 | 64.772 | 92.107 | 111.448 | 149.386 | 188.607 |
| 500 | 11.427 | 11.313 | 55.435 | 65.032 | 92.477 | 111.896 | 149.987 | 189.364 |
| 502 | 11.472 | 11.358 | 55.656 | 65.291 | 92.847 | 112.344 | 150.586 | 190.122 |
| 504 | 11.517 | 11.403 | 55.878 | 65.552 | 93.216 | 112.791 | 151.186 | 190.879 |
| 506 | 11.561 | 11.448 | 56.099 | 65.812 | 93.587 | 113.238 | 151.786 | 191.637 |
| 508. | 11.606 | 11.493 | 56.321 | 66.072 | 93.956 | 113.686 | 152.386 | 192.394 |

NORMA AMERIC PARA CUANTIFICAR LAMINA EN DUCTOS RECTANGULARES # 001-AA-83
HOJA # 7

11

| SEMIPER. CMS. | AISL. 5.08 CM | AISL. 2.54 CM | LAMINA #26 KGS' | LAMINA #24 KGS. | LAMINA #22 KGS. | LAMINA #20 KGS. | LAMINA #18 KGS. | LAMINA #16 KGS. |
|---------------|---------------|---------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| 414 | 9.501 | 9.387 | 45.9 | 53.846 | 76.571 | 92.649 | 124.188 | 156.794 |
| 416 | 9.545 | 9.432 | 46.121 | 54.106 | 76.941 | 93.097 | 124.789 | 157.551 |
| 418 | 9.59 | 9.477 | 46.342 | 54.366 | 77.311 | 93.545 | 125.388 | 158.308 |
| 420 | 9.635 | 9.521 | 46.563 | 54.627 | 77.681 | 93.992 | 125.988 | 159.066 |
| 422 | 9.68 | 9.566 | 46.787 | 54.886 | 78.051 | 94.44 | 126.589 | 159.823 |
| 424 | 9.725 | 9.611 | 47.009 | 55.147 | 78.42 | 94.888 | 127.188 | 160.581 |
| 426 | 9.769 | 9.656 | 47.23 | 55.407 | 78.791 | 95.335 | 127.788 | 161.338 |
| 428 | 9.914 | 9.701 | 47.452 | 55.666 | 79.16 | 95.783 | 128.888 | 162.096 |
| 430 | 9.859 | 9.745 | 47.672 | 55.927 | 79.531 | 96.23 | 128.988 | 162.853 |
| 432 | 9.904 | 9.79 | 47.895 | 56.187 | 79.9 | 96.677 | 129.589 | 163.61 |
| 434 | 9.949 | 9.835 | 48.116 | 56.448 | 80.27 | 97.125 | 130.188 | 164.368 |
| 436 | 9.993 | 9.88 | 48.339 | 56.707 | 80.64 | 97.573 | 130.787 | 165.125 |
| 438 | 10.038 | 9.925 | 48.56 | 56.967 | 81.01 | 98.021 | 131.388 | 165.883 |
| 440 | 10.083 | 9.969 | 48.782 | 57.228 | 81.38 | 98.468 | 131.988 | 166.64 |
| 442 | 10.128 | 10.014 | 49.003 | 57.488 | 81.75 | 98.916 | 132.587 | 167.398 |
| 444 | 10.173 | 10.059 | 49.225 | 57.749 | 82.119 | 99.364 | 133.188 | 168.155 |
| 446 | 10.217 | 10.104 | 49.446 | 53.008 | 82.49 | 99.811 | 133.788 | 168.913 |
| 448 | 10.262 | 10.149 | 49.668 | 58.268 | 82.859 | 100.259 | 134.387 | 169.67 |
| 450 | 10.307 | 10.193 | 49.89 | 58.528 | 83.23 | 100.706 | 134.987 | 170.427 |
| 452 | 10.352 | 10.238 | 50.113 | 58.788 | 83.599 | 101.153 | 135.588 | 171.185 |
| 454 | 10.897 | 10.283 | 50.334 | 59.049 | 83.969 | 101.601 | 136.187 | 171.942 |
| 456 | 10.441 | 10.328 | 50.555 | 59.309 | 84.339 | 102.049 | 136.787 | 172.7 |
| 458 | 10.486 | 10.372 | 50.776 | 59.568 | 84.709 | 102.496 | 137.388 | 173.457 |
| 460 | 10.531 | 10.417 | 51. | 59.829 | 85.079 | 102.944 | 137.987 | 174.215 |
| 462 | 10.576 | 10.462 | 51.222 | 60.089 | 85.449 | 103.392 | 138.587 | 174.972 |
| 464 | 10.621 | 10.507 | 51.443 | 60.35 | 85.818 | 103.84 | 139.187 | 175.729 |
| 466 | 10.665 | 10.552 | 51.665 | 60.609 | 86.189 | 104.237 | 139.787 | 176.487 |
| 468 | 10.71 | 10.596 | 51.886 | 60.869 | 86.558 | 104.734 | 140.387 | 177.244 |
| 470 | 10.755 | 10.641 | 52.108 | 61.13 | 86.929 | 105.182 | 140.987 | 178.003 |
| 472 | 10.8 | 10.685 | 52.329 | 61.389 | 87.298 | 105.629 | 141.587 | 178.759 |
| 474 | 10.845 | 10.781 | 52.552 | 61.65 | 87.669 | 106.077 | 142.187 | 179.519 |
| 476 | 10.889 | 10.776 | 52.773 | 61.91 | 88.038 | 106.525 | 142.787 | 180.275 |
| 478 | 10.934 | 10.82 | 52.995 | 62.17 | 88.408 | 106.972 | 148.386 | 181.033 |
| 480 | 10.979 | 10.865 | 53.216 | 62.43 | 88.779 | 107.42 | 143.987 | 181.79 |

| SEMIPER. CMS. | AISL. 5.08 CM | AISL. 2.54 CM | LAMINA #26 KGS. | LAMINA #24 KGS. | LAMINA #22 KGS. | LAMINA #20KGS. | LAMINA #18 KGS. | LAMINA #16 KGS. |
|---------------|---------------|---------------|-----------------|-----------------|-----------------|----------------|-----------------|-----------------|
| 346 | 7.977 | 7.864 | 38.361 | 45.002 | 63.994 | 77.432 | 103.79 | 131.04 |
| 348 | 8.022 | 7.908 | 38.582 | 45.262 | 64.364 | 77.88 | 104.39 | 131.797 |
| 350 | 8.067 | 7.953 | 38.804 | 45.522 | 64.734 | 78.327 | 104.991 | 132.555 |
| 352 | 8.112 | 7.998 | 39.025 | 45.782 | 65.104 | 78.775 | 105.59 | 133.312 |
| 354 | 8.157 | 8.043 | 39.246 | 46.042 | 65.473 | 79.222 | 106.19 | 134.069 |
| 356 | 8.201 | 8.088 | 39.469 | 46.302 | 65.844 | 79.669 | 106.79 | 134.827 |
| 358 | 8.246 | 8.133 | 39.69 | 46.562 | 66.213 | 80.117 | 107.89 | 135.584 |
| 360 | 8.291 | 8.177 | 39.913 | 46.828 | 66.584 | 80.565 | 107.99 | 136.342 |
| 362 | 8.336 | 8.222 | 40.134 | 47.083 | 66.953 | 81.012 | 108.59 | 137.099 |
| 364 | 8.381 | 8.267 | 40.356 | 47.342 | 67.323 | 81.46 | 109.189 | 187.857 |
| 366 | 8.425 | 8.312 | 40.577 | 47.603 | 67.693 | 81.908 | 109.79 | 188.614 |
| 368 | 8.47 | 8.357 | 40.799 | 47.863 | 68.063 | 82.355 | 110.39 | 139.371 |
| 370 | 8.515 | 8.401 | 41.02 | 48.124 | 68.433 | 82.803 | 110.989 | 140.129 |
| 372 | 8.56 | 8.446 | 41.243 | 48.888 | 68.803 | 83.251 | 111.59 | 140.886 |
| 374 | 8.605 | 8.491 | 41.464 | 48.644 | 69.172 | 83.697 | 112.19 | 141.644 |
| 376 | 8.649 | 8.536 | 41.687 | 48.904 | 69.543 | 84.145 | 112.789 | 142.401 |
| 378 | 8.694 | 8.581 | 41.908 | 49.163 | 49.912 | 84.593 | 113.389 | 143.16 |
| 280 | 8.739 | 8.625 | 42.129 | 49.424 | 70.283 | 85.041 | 113.99 | 143.917 |
| 282 | 8.784 | 8.67 | 42.35 | 49.684 | 70.652 | 85.488 | 114.599 | 144.675 |
| 384 | 8.829 | 8.715 | 42.574 | 49.945 | 71.022 | 85.936 | 115.189 | 145.432 |
| 386 | 9.878 | 8.76 | 42.796 | 50.204 | 71.392 | 86.384 | 115.79 | 146.189 |
| 388 | 8.918 | 8.804 | 43.017 | 50.464 | 71.762 | 86.631 | 116.389 | 146.947 |
| 390 | 8.963 | 8.849 | 43.238 | 50.725 | 72.132 | 87.279 | 116.989 | 147.704 |
| 392 | 9.008 | 8.894 | 43.459 | 50.984 | 72.502 | 87.726 | 117.589 | 148.462 |
| 394 | 9.058 | 8.939 | 43.682 | 51.245 | 72.871 | 88.173 | 118.189 | 149.219 |
| 396 | 9.097 | 8.984 | 43.903 | 51.505 | 73.242 | 88.621 | 118.789 | 149.977 |
| 398 | 9.142 | 9.028 | 44.126 | 51.765 | 73.611 | 89.069 | 119.389 | 150.734 |
| 400 | 9.187 | 9.073 | 44.347 | 52.025 | 73.982 | 89.516 | 119.988 | 151.491 |
| 402 | 9.232 | 9.118 | 44.569 | 52.285 | 74.351 | 89.964 | 120.589 | 152.249 |
| 404 | 9.277 | 9.163 | 44.72 | 52.546 | 74.721 | 60.412 | 121.189 | 153.006 |
| 406 | 9.321 | 9.208 | 45.806 | 52.806 | 75.091 | 90.859 | 121.788 | 153.764 |
| 408 | 9.366 | 9.252 | 45.233 | 53.065 | 75.461 | 91.307 | 122.339 | 154.521 |
| 410 | 9.411 | 9.297 | 45.456 | 53.326 | 75.881 | 91.755 | 122.989 | 155.279 |
| 412 | 9.456 | 9.342 | 45.677 | 53.586 | 76.201 | 92.201 | 123.588 | 156.686 |

NORMA AMERIC PARA CUANTIFICAR LAMINA EN DUCTOS RECTANGULARES # 001-AA-83

HOJA # 5

13

| SEMIPER. CMS. | AISL. 5.08 CM | AISL. 2.54 CM | LAMINA #26 KGS. | LAMINA #24 KGS. | LAMINA #22 KGS. | LAMINA #20 KGS. | LAMINA #18 KGS. | LAMINA #16 KGS. |
|---------------|---------------|---------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| 278 | 6.454 | 6.341 | 30.821 | 36.157 | 51.417 | 62.213 | 83.392 | 105.286 |
| 280 | 6.499 | 6.385 | 31.042 | 36.418 | 51.787 | 62.661 | 83.992 | 106.043 |
| 282 | 6.544 | 6.43 | 31.265 | 36.678 | 52.157 | 63.109 | 84.592 | 106.802 |
| 284 | 6.589 | 6.475 | 21.487 | 36.937 | 52.526 | 63.556 | 85.192 | 107.558 |
| 286 | 6.633 | 6.52 | 31.707 | 37.198 | 52.897 | 64.004 | 85.791 | 108.317 |
| 288 | 6.678 | 6.564 | 31.929 | 37.458 | 53.266 | 64.452 | 86.392 | 109.074 |
| 290 | 6.723 | 6.609 | 32.151 | 37.719 | 53.637 | 64.9 | 86.992 | 109.831 |
| 292 | 6.768 | 6.654 | 32.373 | 37.978 | 54.006 | 65.347 | 87.591 | 110.589 |
| 294 | 6.813 | 6.699 | 32.594 | 38.238 | 54.376 | 65.795 | 88.192 | 111.346 |
| 296 | 6.857 | 6.744 | 32.917 | 38.499 | 54.746 | 66.241 | 88.792 | 112.104 |
| 298 | 6.902 | 6.789 | 33.038 | 38.758 | 55.116 | 66.689 | 89.391 | 112.861 |
| 300 | 6.947 | 6.833 | 33.261 | 39.019 | 55.486 | 67.137 | 89.991 | 113.619 |
| 302 | 6.992 | 6.878 | 33.481 | 39.279 | 55.856 | 67.585 | 90.592 | 114.376 |
| 304 | 7.037 | 6.923 | 33.703 | 39.509 | 56.225 | 68.032 | 91.191 | 115.133 |
| 306 | 7.081 | 6.963 | 33.924 | 39.799 | 56.596 | 68.48 | 91.791 | 115.891 |
| 308 | 7.126 | 7.013 | 34.146 | 40.059 | 56.966 | 68.928 | 92.392 | 116.648 |
| 310 | 7.171 | 7.057 | 34.369 | 40.32 | 57.336 | 69.375 | 92.991 | 117.406 |
| 312 | 7.216 | 7.102 | 34.591 | 40.579 | 57.706 | 69.823 | 93.591 | 118.163 |
| 314 | 7.261 | 7.147 | 34.812 | 40.839 | 58.075 | 70.271 | 94.191 | 118.921 |
| 316 | 7.305 | 7.192 | 35.033 | 41.1 | 58.446 | 70.717 | 94.791 | 119.678 |
| 318 | 7.35 | 7.236 | 35.256 | 41.36 | 58.815 | 71.165 | 95.391 | 120.436 |
| 320 | 7.395 | 7.281 | 35.478 | 41.62 | 59.186 | 71.613 | 95.991 | 121.193 |
| 322 | 7.44 | 7.326 | 35.7 | 41.88 | 59.555 | 72.06 | 96.591 | 121.95 |
| 324 | 7.485 | 7.371 | 35.921 | 42.14 | 59.925 | 72.508 | 97.191 | 122.708 |
| 326 | 7.529 | 7.416 | 36.143 | 42.401 | 60.295 | 72.956 | 97.791 | 123.465 |
| 328 | 7.574 | 7.46 | 36.364 | 42.66 | 60.665 | 73.404 | 98.39 | 124.223 |
| 330 | 7.619 | 7.505 | 36.586 | 42.921 | 61.035 | 73.851 | 98.991 | 124.98 |
| 332 | 7.664 | 7.55 | 36.807 | 43.181 | 61.405 | 74.299 | 99.591 | 125.738 |
| 334 | 7.709 | 7.595 | 37.03 | 43.44 | 61.774 | 74.747 | 100.10 | 126.495 |
| 336 | 7.759 | 7.64 | 37.251 | 43.701 | 62.145 | 75.193 | 100.791 | 127.252 |
| 238 | 7.798 | 7.685 | 37.474 | 43.961 | 62.514 | 75.641 | 101.391 | 128.01 |
| 240 | 7.848 | 7.729 | 37.694 | 44.222 | 62.885 | 76.089 | 101.99 | 128.767 |
| 242 | 7.888 | 7.774 | 37.916 | 44.481 | 63.254 | 76.536 | 102.59 | 129.525 |
| 244 | 7.935 | 7.819 | 38.197 | 14.741 | 63.624 | 76.984 | 103.191 | 130.282 |

NORMA AMERIC PARA CUANTIFICAR LAMINA EN DUCTOS RECTANGULARES # 001-AA-83

| SEMIPER. CMS. | AISL. 5.08 CM | AISL. 2.54 CM | LAMINA #26 KGS. | LAMINA #24 KGS. | LAMINA #22 KGS. | LAMINA #20 KGS. | LAMINA #18 KGS. | LAMINA #16 KGS. |
|---------------|---------------|---------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| 212 | 4.976 | 4.862 | 23.504 | 27.573 | 29.21 | 47.444 | 63.594 | 80.29 |
| 214 | 5.021 | 4.907 | 23.726 | 27.833 | 39.58 | 47.891 | 64.193 | 81.048 |
| 216 | 5.065 | 4.952 | 23.947 | 28.094 | 39.95 | 48.339 | 64.794 | 81.805 |
| 218 | 5.11 | 4.996 | 24.168 | 28.353 | 40.32 | 48.787 | 65.394 | 82.563 |
| 220 | 5.155 | 5.041 | 24.391 | 28.613 | 40.69 | 49.233 | 65.993 | 83.32 |
| 222 | 5.2 | 5.086 | 24.612 | 28.874 | 41.06 | 49.681 | 66.594 | 84.078 |
| 224 | 5.245 | 5.131 | 24.835 | 29.134 | 41.429 | 50.129 | 67.194 | 84.835 |
| 226 | 5.289 | 5.176 | 25.056 | 29.394 | 41.8 | 50.576 | 67.793 | 85.592 |
| 228 | 5.334 | 5.221 | 25.277 | 29.654 | 42.169 | 51.024 | 68.393 | 86.35 |
| 230 | 5.379 | 5.265 | 25.498 | 29.914 | 42.54 | 51.472 | 68.994 | 87.107 |
| 232 | 5.424 | 5.31 | 25.721 | 30.175 | 42.909 | 51.92 | 69.593 | 87.865 |
| 234 | 5.469 | 5.355 | 25.943 | 30.434 | 43.279 | 52.367 | 70.193 | 88.622 |
| 236 | 5.513 | 5.4 | 26.164 | 30.695 | 43.649 | 52.815 | 70.794 | 89.38 |
| 238 | 5.558 | 5.445 | 26.385 | 30.955 | 44.019 | 53.263 | 71.393 | 90.137 |
| 240 | 5.603 | 5.489 | 26.608 | 31.214 | 44.389 | 53.709 | 71.993 | 90.894 |
| 242 | 5.648 | 5.534 | 26.829 | 31.475 | 44.759 | 54.157 | 72.593 | 91.652 |
| 244 | 5.693 | 5.579 | 27.052 | 31.735 | 45.129 | 54.605 | 73.193 | 92.409 |
| 246 | 5.737 | 5.624 | 27.273 | 31.996 | 45.499 | 55.052 | 73.793 | 93.167 |
| 248 | 5.783 | 5.668 | 27.494 | 32.255 | 45.868 | 55.5 | 74.393 | 93.924 |
| 250 | 5.827 | 5.713 | 27.717 | 32.515 | 46.239 | 55.948 | 74.992 | 94.682 |
| 252 | 5.872 | 5.758 | 27.939 | 32.776 | 46.608 | 56.395 | 75.593 | 95.439 |
| 254 | 5.917 | 5.803 | 28.16 | 33.035 | 46.978 | 56.843 | 76.193 | 96.197 |
| 256 | 5.961 | 5.848 | 28.381 | 33.296 | 47.348 | 57.291 | 76.792 | 96.954 |
| 258 | 6.006 | 5.892 | 28.604 | 33.556 | 47.718 | 57.737 | 77.393 | 97.711 |
| 260 | 6.051 | 5.937 | 28.825 | 33.816 | 48.088 | 58.185 | 77.993 | 98.469 |
| 262 | 6.096 | 5.982 | 29.048 | 34.076 | 48.458 | 58.633 | 78.592 | 99.226 |
| 264 | 6.141 | 6.027 | 29.269 | 34.336 | 48.827 | 59.08 | 79.192 | 99.984 |
| 266 | 6.185 | 6.072 | 29.49 | 34.597 | 49.198 | 59.629 | 79.793 | 100.741 |
| 268 | 6.23 | 6.117 | 29.711 | 34.857 | 49.567 | 59.976 | 80.392 | 101.499 |
| 270 | 6.275 | 6.161 | 29.934 | 35.177 | 49.938 | 60.938 | 90.992 | 102.256 |
| 272 | 6.32 | 6.206 | 30.156 | 35.377 | 56.307 | 60.971 | 81.593 | 103.013 |
| 274 | 6.365 | 6.251 | 30.377 | 35.637 | 56.677 | 61.319 | 32.192 | 103.771 |
| 276 | 6.409 | 6.296 | 30.598 | 35.897 | 51.047 | 61.767 | 82.792 | 104.528 |

NORMA AMERIC PARA CUANTIFICAR LAMINA EN DUCTOS RECTANGULARES # 001-AA-83
HOJA # 3

15

| SEMIPER. CMS. | AISL. 5.08 CM | AISL. 2.54 CM | LAMINA #26 KGS. | LAMINA #24 KGS. | LAMINA #22 KGS. | LAMINA #20 KGS. | LAMINA #18 KGS. | LAMINA #16 KGS. |
|---------------|---------------|---------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| 144 | 3.453 | 3.339 | 16.054 | 18.835 | 26.785 | 32.409 | 43.441 | 54.846 |
| 146 | 3.497 | 3.384 | 16.247 | 19.06 | 27.105 | 32.797 | 43.962 | 55.503 |
| 148 | 3.542 | 3.428 | 16.439 | 19.285 | 27.425 | 33.183 | 44.479 | 56.157 |
| 150 | 3.587 | 3.473 | 16.63 | 19.509 | 27.743 | 33.568 | 44.995 | 56.809 |
| 152 | 3.632 | 3.518 | 16.851 | 19.77 | 28.113 | 34.016 | 45.596 | 57.566 |
| 154 | 3.677 | 3.563 | 17.072 | 20.029 | 28.482 | 34.464 | 46.195 | 58.324 |
| 156 | 3.721 | 3.608 | 17.295 | 20.289 | 28.853 | 34.911 | 46.795 | 59.081 |
| 158 | 9.766 | 3.652 | 17.516 | 20.55 | 29.222 | 35.359 | 47.396 | 59.839 |
| 160 | 3.811 | 3.697 | 17.739 | 20.809 | 29.593 | 35.807 | 47.995 | 60.596 |
| 162 | 3.856 | 8.742 | 17.96 | 21.07 | 29.962 | 36.254 | 48.595 | 61.353 |
| 164 | 3.901 | 3.787 | 18.181 | 21.33 | 30.332 | 36.701 | 49.195 | 62.111 |
| 166 | 3.945 | 3.832 | 18.403 | 21.591 | 30.702 | 37.149 | 49.795 | 62.868 |
| 168 | 3.99 | 3.877 | 18.626 | 21.85 | 31.072 | 37.596 | 50.395 | 63.626 |
| 170 | 4.035 | 3.921 | 18.847 | 22.11 | 31.442 | 38.044 | 50.995 | 64.389 |
| 172 | 4.08 | 3.966 | 19.068 | 22.371 | 31.812 | 38.492 | 51.595 | 65.141 |
| 174 | 4.125 | 4.011 | 19.289 | 22.631 | 32.181 | 38.94 | 52.195 | 65.898 |
| 176 | 4.169 | 4.056 | 19.734 | 23.151 | 32.151 | 32.921 | 39.835 | 53.394 |
| 178 | 4.214 | 4.1 | 19.734 | 23.151 | 32.921 | 39.835 | 53.394 | 67.413 |
| 180 | 4.259 | 4.145 | 19.956 | 23.411 | 33.292 | 40.283 | 53.995 | 68.17 |
| 182 | 4.304 | 4.19 | 20.178 | 23.671 | 33.661 | 40.729 | 54.595 | 68.928 |
| 184 | 4.349 | 4.235 | 20.398 | 23.931 | 34.031 | 41.177 | 55.194 | 69.685 |
| 186 | 4.393 | 4.28 | 20.622 | 24.192 | 34.401 | 41.625 | 55.795 | 70.444 |
| 188 | 4.438 | 4.324 | 20.843 | 24.452 | 34.771 | 42.072 | 56.395 | 71.2 |
| 190 | 4.483 | 4.369 | 21.064 | 24.972 | 35.141 | 42.52 | 56.994 | 71.959 |
| 192 | 4.528 | 4.414 | 21.285 | 24.972 | 35.511 | 42.968 | 57.594 | 72.716 |
| 194 | 4.573 | 4.459 | 21.508 | 25.232 | 35.88 | 43.415 | 58.195 | 73.472 |
| 196 | 4.617 | 4.504 | 21.729 | 25.493 | 36.251 | 43.863 | 58.195 | 73.472 |
| 198 | 4.662 | 4.549 | 21.951 | 25.752 | 36.62 | 44.311 | 59.394 | 74.988 |
| 200 | 4.707 | 4.593 | 22.173 | 26.012 | 36.991 | 44.759 | 59.995 | 75.746 |
| 202 | 4.752 | 4.638 | 22.395 | 26.273 | 37.36 | 45.205 | 60.594 | 76.502 |
| 204 | 4.797 | 4.683 | 22.616 | 26.532 | 37.73 | 45.653 | 61.194 | 77.261 |
| 206 | 4.841 | 4.728 | 22.839 | 26.793 | 38.101 | 46.1 | 61.794 | 78.018 |
| 208 | 4.886 | 4.773 | 23.06 | 27.053 | 38.47 | 46.548 | 62.394 | 78.775 |
| 210 | 4.931 | 4.817 | 23.281 | 27.818 | 38.941 | 46.996 | 62.994 | 79.533 |

NORMA AMERIC PARA CUANTIFICAR LAMINA EN DUCTOS RECTANGULARES # 002-AA-83
HOJA # 2

| SEMIPER.PULGADAS | AIS. 2 | AIS. 1 | LAMINA #26 KGS. | LAMINA #24 KGS. | LAMINA #22 KGS. | LAMINA #20 KGS. | LAMINA #18 KGS. | LAMINA #16 KGS. |
|------------------|--------|--------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| 32 | 2.048 | 1.934 | 9.627 | 11.294 | 16.06 | 19.432 | 26.047 | 32.886 |
| 33 | 2.105 | 1.991 | 9.904 | 11.619 | 16.522 | 19.992 | 26.798 | 33.835 |
| 34 | 2.162 | 2.048 | 10.18 | 11.948 | 16.984 | 20.55 | 27.545 | 34.777 |
| 35 | 2.218 | 2.105 | 10.455 | 12.265 | 17.442 | 21.104 | 28.288 | 35.716 |
| 36 | 2.275 | 2.161 | 10.728 | 12.586 | 17.898 | 21.656 | 29.028 | 36.649 |
| 37 | 2.332 | 2.218 | 11.001 | 12.905 | 18.352 | 22.205 | 29.765 | 37.578 |
| 38 | 2.389 | 2.275 | 11.271 | 13.223 | 18.803 | 22.752 | 30.497 | 38.503 |
| 39 | 2.446 | 2.332 | 11.54 | 13.539 | 19.253 | 23.295 | 31.225 | 39.423 |
| 40 | 2.503 | 2.389 | 11.809 | 13.853 | 19.7 | 23.837 | 31.951 | 40.338 |
| 41 | 2.56 | 2.446 | 12.075 | 14.165 | 20.145 | 24.374 | 32.672 | 41.25 |
| 42 | 2.617 | 2.503 | 12.34 | 14.477 | 20.588 | 24.91 | 33.39 | 42.157 |
| 43 | 2.674 | 3.56 | 12.604 | 14.787 | 21.027 | 25.444 | 34.105 | 43.058 |
| 44 | 2.731 | 2.517 | 12.867 | 15.095 | 21.466 | 25.974 | 34.815 | 43.956 |
| 45 | 2.787 | 2.674 | 13.128 | 15.401 | 21.902 | 26.501 | 35.523 | 44.848 |
| 46 | 2.844 | 2.73 | 13.388 | 15.707 | 22.336 | 27.027 | 36.226 | 45.737 |
| 47 | 2.901 | 2.787 | 13.647 | 16.011 | 22.768 | 27.549 | 36.927 | 46.621 |
| 48 | 2.958 | 2.844 | 13.905 | 16.313 | 23.197 | 28.068 | 37.624 | 47.501 |
| 49 | 3.015 | 2.901 | 14.161 | 16.613 | 23.625 | 28.585 | 38.317 | 48.377 |
| 50 | 3.072 | 2.598 | 14.416 | 16.912 | 24.05 | 29.1 | 39.006 | 49.247 |
| 51 | 3.129 | 3.015 | 14.67 | 17.21 | 24.473 | 29.613 | 39.692 | 50.114 |
| 52 | 3.186 | 3.072 | 14.922 | 17.505 | 24.895 | 30.122 | 40.375 | 50.976 |
| 53 | 3.243 | 3.129 | 15.173 | 17.8 | 25.314 | 30.629 | 41.055 | 51.834 |
| 54 | 3.299 | 3.186 | 15.424 | 18.094 | 25.729 | 31.133 | 41.731 | 52.687 |
| 55 | 3.356 | 3.243 | 15.672 | 18.385 | 26.144 | 31.634 | 42.404 | 53.536 |
| 56 | 3.413 | 3.299 | 15.919 | 18.676 | 26.557 | 32.134 | 43.072 | 54.381 |
| 57 | 3.47 | 3.356 | 16.165 | 18.964 | 26.968 | 32.631 | 43.739 | 55.222 |
| 58 | 3.527 | 3.413 | 16.41 | 19.251 | 27.376 | 33.125 | 44.401 | 56.058 |
| 59 | 3.584 | 3.47 | 16.654 | 19.537 | 27.782 | 33.617 | 45.059 | 56.89 |
| 60 | 3.641 | 3.527 | 16.896 | 19.822 | 28.186 | 34.105 | 45.716 | 57.718 |
| 61 | 3.698 | 3.584 | 17.177 | 20.151 | 28.656 | 34.674 | 46.477 | 58.68 |
| 62 | 3.755 | 3.641 | 17.459 | 20.482 | 29.126 | 35.242 | 47.239 | 59.642 |
| 63 | 3.812 | 3.698 | 17.741 | 20.813 | 29.596 | 35.811 | 48.002 | 60.604 |
| 64 | 3.868 | 3.755 | 18.023 | 21.142 | 30.066 | 36.379 | 48.762 | 61.545 |

NORMA AMERIC PARA CUANTIFICAR LAMINA EN DUCTOS RECTANGULARES # 002-AA-83
HOJA # 1

| SEMI. PULGADAS | AIS. 2 | AIS. 1 | LAMINA #26 KGS. | LAMINA #24 KGS. | LAMINA #22 KGS. | LAMINA #20 KGS. | LAMINA #18 KGS. | LAMINA #16 KGS. |
|----------------|--------|--------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| 8 | .682 | .568 | 2.546 | 2.988 | 4.248 | 5.141 | 6.891 | 8.701 |
| 9 | .739 | .625 | 2.858 | 3.353 | 4.769 | 5.77 | 7.784 | 9.765 |
| 10 | .796 | .682 | 3.168 | 3.717 | 5.286 | 6.396 | 8.573 | 10.825 |
| 11 | .853 | .739 | 3.477 | 4.079 | 5.801 | 7.019 | 9.409 | 11.879 |
| 12 | .91 | .796 | 3.784 | 4.44 | 6.313 | 7.639 | 10.24 | 12.928 |
| 13 | .967 | .853 | 4.09 | 4.798 | 6.823 | 8.256 | 11.067 | 13.972 |
| 14 | 1.024 | .91 | 4.395 | 5.155 | 7.331 | 8.871 | 11.891 | 15.012 |
| 15 | 1.081 | .967 | 4.697 | 5.51 | 7.836 | 9.482 | 12.709 | 16.046 |
| 16 | 1.137 | 1.024 | 4.999 | 5.863 | 8.339 | 10.09 | 13.525 | 17.076 |
| 17 | 1.194 | 1.08 | 5.298 | 6.215 | 8.839 | 10.696 | 14.837 | 18.1 |
| 18 | 1.251 | 1.137 | 5.597 | 6.566 | 9.337 | 11.298 | 15.144 | 19.12 |
| 19 | 1.308 | 1.194 | 5.894 | 6.914 | 9.833 | 11.897 | 15.947 | 20.134 |
| 20 | 1.365 | 1.251 | 6.19 | 7.262 | 10.325 | 12.494 | 16.748 | 21.144 |
| 21 | 1.422 | 1.308 | 6.484 | 7.606 | 10.817 | 13.089 | 17.543 | 22.15 |
| 22 | 1.479 | 1.365 | 6.776 | 7.95 | 11.305 | 13.679 | 18.335 | 23.149 |
| 23 | 1.536 | 1.422 | 7.067 | 8.292 | 11.791 | 14.266 | 19.123 | 24.145 |
| 24 | 1.593 | 1.479 | 7.357 | 8.631 | 12.275 | 14.852 | 19.909 | 25.135 |
| 25 | 1.649 | 1.536 | 7.657 | 8.97 | 12.755 | 15.435 | 20.689 | 26.12 |
| 26 | 1.706 | 1.593 | 7.934 | 9.307 | 13.235 | 16.014 | 21.465 | 27.102 |
| 27 | 1.763 | 1.649 | 8.219 | 9.642 | 13.711 | 16.591 | 22.238 | 28.078 |
| 28 | 1.82 | 1.706 | 8.504 | 9.975 | 14.186 | 17.165 | 23.008 | 29.049 |
| 29 | 1.877 | 1.763 | 8.786 | 10.308 | 14.658 | 17.786 | 23.774 | 30.015 |
| 30 | 1.934 | 1.82 | 9.068 | 10.638 | 15.127 | 18.305 | 24.535 | 30.977 |
| 31 | 1.991 | 1.877 | 9.348 | 10.966 | 15.595 | 18.87 | 25.294 | 31.934 |

NORMA AMERIC PARA CUANTIFICAR LAMINA EN DUCTOS RECTANGULARES # 002-AA-83

HOJA # 3

18

| SEMIPER.PULGADAS | AIS. 2 | AIS. 1 | LAMINA #26 KGS. | LAMINA #24 KGS. | LAMINA #22 KGS. | LAMINA #20 KGS. | LAMINA #18 KGS. | LAMINA #16 KGS. |
|------------------|--------|--------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| 65 | 3.925 | 3.811 | 18.305 | 21.473 | 30.535 | 36.947 | 49.525 | 62.527 |
| 66 | 3.982 | 3.868 | 18.595 | 21.804 | 31.005 | 37.516 | 50.288 | 63.49 |
| 67 | 4.039 | 3.925 | 18.867 | 22.133 | 31.475 | 38.085 | 51.049 | 64.452 |
| 68 | 4.096 | 3.982 | 19.149 | 22.464 | 31.945 | 38.652 | 51.811 | 65.414 |
| 69 | 4.153 | 4.039 | 19.431 | 22.795 | 32.415 | 39.221 | 52.572 | 66.376 |
| 70 | 4.21 | 4.096 | 19.712 | 23.124 | 32.884 | 39.79 | 53.335 | 67.337 |
| 71 | 4.267 | 4.153 | 19.993 | 23.455 | 33.354 | 40.358 | 54.097 | 68.299 |
| 72 | 4.324 | 4.21 | 20.275 | 23.786 | 33.824 | 40.927 | 54.858 | 69.261 |
| 73 | 4.38 | 4.267 | 20.557 | 24.116 | 34.294 | 41.495 | 55.621 | 70.223 |
| 74 | 4.437 | 4.324 | 20.839 | 24.446 | 34.764 | 42.063 | 56.383 | 71.186 |
| 75 | 4.494 | 4.38 | 21.12 | 24.777 | 35.233 | 42.632 | 57.144 | 72.148 |
| 76 | 4.551 | 4.437 | 21.402 | 25.107 | 35.703 | 43.201 | 57.907 | 73.109 |
| 77 | 4.608 | 4.494 | 21.684 | 25.437 | 36.173 | 43.769 | 58.668 | 74.071 |
| 78 | 4.655 | 4.551 | 21.965 | 25.768 | 36.643 | 44.337 | 59.48 | 75.033 |
| 79 | 4.722 | 4.608 | 22.246 | 26.098 | 37.113 | 44.906 | 60.192 | 75.995 |
| 80 | 4.779 | 4.665 | 22.528 | 26.428 | 37.582 | 45.475 | 60.954 | 76.957 |
| 81 | 4.836 | 4.722 | 22.81 | 26.759 | 38.052 | 46.042 | 61.716 | 77.92 |
| 82 | 4.893 | 4.779 | 23.092 | 27.089 | 38.522 | 46.611 | 62.478 | 78.881 |
| 83 | 4.949 | 4.836 | 23.373 | 27.42 | 38.992 | 47.18 | 63.24 | 79.843 |
| 84 | 5.006 | 4.893 | 23.654 | 27.75 | 39.462 | 47.748 | 64.002 | 80.805 |
| 85 | 5.063 | 4.949 | 23.936 | 28.08 | 39.931 | 48.316 | 64.763 | 81.767 |
| 86 | 5.12 | 5.006 | 24.218 | 28.411 | 40.401 | 48.885 | 65.525 | 82.729 |
| 87 | 5.177 | 5.063 | 24.5 | 28.741 | 40.871 | 49.453 | 66.288 | 83.691 |
| 88 | 5.234 | 5.12 | 24.781 | 29.071 | 41.341 | 50.022 | 67.049 | 84.654 |
| 89 | 5.291 | 5.177 | 25.062 | 29.402 | 41.811 | 50.59 | 67.811 | 85.615 |
| 90 | 5.848 | 5.234 | 25.344 | 29.732 | 42.28 | 51.158 | 68.574 | 86.577 |
| 91 | 5.405 | 5.291 | 25.626 | 30.062 | 42.75 | 51.727 | 69.335 | 87.539 |
| 92 | 5.462 | 5.348 | 25.908 | 30.393 | 43.22 | 52.296 | 70.097 | 88.501 |
| 93 | 5.518 | 5.405 | 26.189 | 30.724 | 43.69 | 52.863 | 70.86 | 89.463 |
| 94 | 5.575 | 5.461 | 26.471 | 31.053 | 44.16 | 53.432 | 71.621 | 90.425 |
| 95 | 5.632 | 5.519 | 26.752 | 31.384 | 44.628 | 54.001 | 72.883 | 91.386 |
| 96 | 5.689 | 5.575 | 27.084 | 31.715 | 45.099 | 54.569 | 73.144 | 92.349 |
| 97 | 5.748 | 5.612 | 27.315 | 32.044 | 45.569 | 55.137 | 73.907 | 93.311 |

NORMA AMERIC PARA CUANTIFICAR LAMINA EN DUCTOS RECTANGULARES # 002-AA-83
HOJA # 4

19

| SEMIPER PULGADAS | AIS. 2 | AIS. 1 | LAMINA #26 KGS. | LAMINA #24 KGS. | LAMINA #22 KGS. | LAMINA #20 KGS. | LAMINA #18 KGS. | LAMINA #16 KGS. |
|------------------|--------|--------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| 98 | 5.803 | 5.689 | 27.597 | 32.375 | 46.039 | 55.706 | 74.669 | 94.273 |
| 99 | 5.86 | 5.746 | 27.879 | 32.706 | 46.509 | 56.274 | 75.43 | 95.235 |
| 100 | 5.917 | 5.803 | 28.161 | 33.035 | 46.978 | 56.843 | 76.193 | 96.197 |
| 101 | 5.974 | 5.86 | 28.442 | 33.366 | 47.448 | 57.411 | 76.955 | 97.158 |
| 102 | 6.03 | 5.917 | 28.723 | 33.696 | 47.918 | 57.979 | 77.716 | 98.12 |
| 103 | 6.087 | 5.974 | 29.005 | 34.027 | 48.388 | 58.548 | 78.479 | 99.083 |
| 104 | 6.144 | 6.03 | 29.287 | 34.357 | 48.858 | 59.117 | 79.241 | 100.045 |
| 105 | 6.201 | 6.087 | 29.569 | 34.688 | 49.327 | 59.684 | 80.002 | 101.007 |
| 106 | 6.258 | 6.144 | 29.85 | 35.018 | 49.797 | 60.258 | 80.764 | 101.969 |
| 107 | 6.315 | 6.201 | 30.131 | 35.348 | 50.267 | 60.822 | 81.527 | 102.93 |
| 108 | 6.372 | 6.258 | 30.413 | 35.679 | 50.737 | 61.391 | 82.288 | 103.892 |
| 109 | 6.429 | 6.315 | 30.695 | 36.009 | 51.207 | 61.959 | 83.05 | 104.854 |
| 110 | 6.486 | 6.372 | 30.977 | 36.339 | 51.676 | 62.527 | 83.812 | 105.817 |
| 111 | 6.543 | 6.429 | 31.258 | 36.67 | 52.146 | 63.096 | 84.574 | 106.779 |
| 112 | 6.599 | 6.486 | 31.54 | 37. | 52.616 | 63.664 | 85.336 | 107.741 |
| 113 | 6.656 | 6.542 | 31.821 | 37.331 | 53.086 | 64.233 | 86.097 | 108.702 |
| 114 | 6.713 | 6.599 | 32.103 | 37.661 | 53.556 | 64.8 | 86.86 | 109.664 |
| 115 | 6.77 | 6.656 | 32.384 | 37.991 | 54.025 | 65.369 | 87.622 | 110.626 |
| 116 | 6.827 | 6.719 | 32.666 | 38.322 | 54.495 | 65.938 | 88.383 | 111.588 |
| 117 | 6.884 | 6.77 | 32.948 | 38.652 | 54.965 | 66.507 | 89.146 | 112.551 |
| 118 | 6.941 | 6.827 | 33.23 | 38.982 | 55.435 | 67.074 | 89.907 | 113.513 |
| 119 | 6.998 | 6.884 | 33.511 | 39.313 | 55.904 | 67.643 | 90.669 | 114.474 |
| 120 | 7.055 | 6.941 | 33.792 | 39.644 | 56.373 | 68.212 | 91.432 | 115.436 |
| 121 | 7.111 | 6.998 | 34.074 | 39.973 | 56.843 | 68.78 | 92.193 | 116.398 |
| 122 | 7.168 | 7.055 | 34.356 | 40.304 | 57.318 | 69.348 | 92.955 | 117.36 |
| 123 | 7.225 | 7.111 | 34.638 | 40.635 | 57.783 | 69.917 | 93.717 | 118.322 |
| 124 | 7.282 | 7.168 | 34.919 | 40.964 | 58.253 | 70.485 | 94.479 | 119.285 |
| 125 | 7.339 | 7.225 | 35.2 | 41.295 | 58.722 | 71.054 | 95.241 | 120.246 |
| 126 | 7.396 | 7.282 | 35.482 | 41.626 | 59.192 | 71.622 | 96.003 | 121.208 |
| 127 | 7.453 | 7.339 | 35.764 | 41.955 | 59.662 | 72.19 | 96.765 | 122.17 |
| 128 | 7.51 | 7.396 | 36.046 | 42.286 | 60.132 | 72.759 | 97.527 | 123.132 |
| 129 | 7.567 | 7.453 | 36.327 | 42.616 | 60.602 | 73.328 | 98.288 | 124.094 |
| 130 | 7.624 | 7.51 | 36.609 | 42.946 | 61.071 | 73.895 | 99.05 | 125.056 |

| SEMIPER PULGADAS | AIS. 2 | AIS. 1 | LAMINA #26 KGS. | LAMINA #24 KGS. | LAMINA #22 KGS. | LAMINA #20 KGS. | LAMINA #18 KGS. | LAMINA #16 KGS. |
|------------------|--------|--------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| 131 | 7.68 | 7.567 | 36.89 | 43.277 | 61.541 | 74.464 | 99.813 | 126.017 |
| 132 | 7.737 | 7.624 | 37.172 | 43.607 | 62.011 | 75.033 | 100.574 | 126.98 |
| 133 | 7.794 | 7.68 | 37.453 | 43.938 | 62.481 | 75.601 | 101.336 | 127.942 |
| 134 | 7.851 | 7.737 | 37.735 | 44.268 | 62.951 | 76.169 | 102.099 | 128.904 |
| 135 | 7.908 | 7.794 | 38.017 | 44.598 | 63.42 | 76.738 | 102.86 | 129.904 |
| 136 | 7.965 | 7.851 | 38.299 | 44.929 | 63.89 | 77.306 | 103.622 | 130.828 |
| 137 | 8.022 | 7.908 | 38.58 | 45.259 | 64.36 | 77.875 | 104.385 | 131.789 |
| 138 | 8.079 | 7.965 | 38.861 | 45.589 | 64.83 | 78.443 | 105.146 | 132.751 |
| 139 | 8.136 | 8.022 | 39.143 | 45.92 | 65.3 | 79.011 | 105.908 | 133.714 |
| 140 | 8.193 | 8.079 | 39.425 | 46.25 | 65.769 | 79.58 | 106.669 | 134.676 |
| 141 | 8.249 | 8.136 | 39.707 | 46.58 | 66.239 | 80.149 | 107.432 | 135.628 |
| 142 | 8.306 | 8.192 | 39.987 | 46.911 | 66.709 | 80.716 | 108.194 | 136.6 |
| 143 | 8.863 | 8.249 | 40.269 | 47.242 | 67.179 | 81.285 | 108.955 | 137.561 |
| 144 | 8.42 | 8.306 | 40.551 | 47.571 | 67.649 | 81.854 | 109.718 | 138.523 |
| 145 | 8.477 | 8.363 | 40.833 | 47.902 | 68.118 | 82.423 | 110.48 | 139.485 |
| 146 | 8.534 | 8.42 | 41.115 | 48.233 | 68.588 | 82.991 | 111.241 | 140.447 |
| 147 | 8.591 | 8.477 | 41.396 | 48.562 | 69.058 | 83.559 | 112.004 | 141.41 |
| 148 | 8.648 | 8.534 | 41.677 | 48.893 | 69.528 | 84.127 | 112.766 | 142.372 |
| 149 | 8.705 | 8.591 | 41.959 | 49.224 | 69.998 | 84.696 | 113.527 | 143.333 |
| 150 | 8.761 | 8.648 | 42.241 | 49.553 | 70.467 | 85.265 | 114.289 | 144.295 |
| 151 | 8.818 | 8.705 | 42.522 | 49.884 | 70.937 | 85.833 | 115.051 | 145.257 |
| 152 | 8.875 | 8.761 | 42.804 | 50.215 | 71.407 | 86.401 | 115.813 | 146.219 |
| 153 | 8.932 | 8.818 | 43.086 | 50.545 | 71.877 | 86.97 | 116.575 | 147.181 |
| 154 | 8.989 | 8.875 | 43.368 | 50.875 | 72.347 | 87.539 | 117.337 | 148.144 |
| 155 | 9.046 | 8.932 | 43.649 | 51.206 | 72.816 | 88.106 | 118.099 | 149.105 |
| 156 | 9.103 | 8.989 | 43.92 | 51.536 | 73.286 | 88.675 | 118.861 | 150.067 |
| 157 | 9.16 | 9.046 | 44.212 | 51.866 | 73.756 | 89.244 | 119.622 | 151.029 |
| 158 | 9.217 | 9.103 | 44.494 | 52.197 | 74.226 | 89.812 | 120.385 | 151.991 |
| 159 | 9.274 | 9.16 | 44.776 | 52.527 | 74.696 | 90.38 | 121.147 | 152.953 |
| 160 | 9.33 | 9.217 | 45.056 | 52.857 | 75.165 | 90.949 | 121.908 | 153.915 |
| 161 | 9.387 | 9.274 | 45.338 | 53.189 | 75.635 | 91.517 | 122.671 | 154.876 |
| 162 | 9.444 | 9.33 | 45.62 | 53.518 | 76.105 | 92.086 | 123.432 | 155.839 |
| 163 | 9.501 | 9.387 | 45.902 | 53.849 | 76.575 | 92.654 | 124.194 | 156.801 |

NORMA AMERIC PARA CUANTIFICAR LAMINA EN DUCTOS RECTANGULARES # 002-AA-83
HOJA # 6

21

| SEMIPER PULGADAS | AIS. 2 | AIS. 1 | LAMINA #26 KGS. | LAMINA #24 KGS. | LAMINA #22 KGS. | LAMINA #20 KGS. | LAMINA #18 KGS. | LAMINA #16 KGS. |
|------------------|--------|--------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| 164 | 9.558 | 9.444 | 46.184 | 54.179 | 77.045 | 93.222 | 124.957 | 157.763 |
| 165 | 9.615 | 9.501 | 46.465 | 54.509 | 77.514 | 93.791 | 125.718 | 158.725 |
| 166 | 9.672 | 9.558 | 46.746 | 54.84 | 77.984 | 94.36 | 126.48 | 159.687 |
| 167 | 9.729 | 9.615 | 47.028 | 55.17 | 78.454 | 94.927 | 127.242 | 160.648 |
| 168 | 9.786 | 9.672 | 47.31 | 55.5 | 78.924 | 95.496 | 128.004 | 161.61 |
| 169 | 9.843 | 9.729 | 47.591 | 55.831 | 79.394 | 96.065 | 128.766 | 162.573 |
| 170 | 9.899 | 9.786 | 47.873 | 56.161 | 79.863 | 96.633 | 129.527 | 163.535 |
| 171 | 9.956 | 9.842 | 48.155 | 56.491 | 80.333 | 97.201 | 130.29 | 164.497 |
| 172 | 10.013 | 9.899 | 48.436 | 56.822 | 80.803 | 97.77 | 131.052 | 165.459 |
| 173 | 10.07 | 9.956 | 48.718 | 57.158 | 81.273 | 98.338 | 131.813 | 166.421 |
| 174 | 10.127 | 10.013 | 48.999 | 57.482 | 81.743 | 98.907 | 132.576 | 167.382 |
| 175 | 10.184 | 10.07 | 49.281 | 57.813 | 82.212 | 99.475 | 133.338 | 168.344 |
| 176 | 10.241 | 10.127 | 49.563 | 58.144 | 82.682 | 100.043 | 134.099 | 169.307 |
| 177 | 10.298 | 10.184 | 49.845 | 58.473 | 83.152 | 100.612 | 134.861 | 170.269 |
| 178 | 10.355 | 10.241 | 50.125 | 58.804 | 83.622 | 101.181 | 135.634 | 171.231 |
| 179 | 10.411 | 10.298 | 50.407 | 59.135 | 84.092 | 101.748 | 136.385 | 172.193 |
| 180 | 10.468 | 10.355 | 50.689 | 59.464 | 84.561 | 102.317 | 137.147 | 173.154 |
| 181 | 10.525 | 10.412 | 50.971 | 59.795 | 85.031 | 102.886 | 137.91 | 174.116 |
| 182 | 10.582 | 10.468 | 51.253 | 60.126 | 85.501 | 103.455 | 138.671 | 175.078 |
| 183 | 10.639 | 10.525 | 51.534 | 60.456 | 85.971 | 104.029 | 139.433 | 176.041 |
| 184 | 10.696 | 10.582 | 51.815 | 60.786 | 86.441 | 104.591 | 140.194 | 177.003 |
| 185 | 10.753 | 10.639 | 52.097 | 61.117 | 86.91 | 105.159 | 140.957 | 177.965 |
| 186 | 10.81 | 10.696 | 52.379 | 61.447 | 87.38 | 105.728 | 141.719 | 178.926 |
| 187 | 10.867 | 10.753 | 52.66 | 61.777 | 87.85 | 106.297 | 142.48 | 179.888 |
| 188 | 10.924 | 10.81 | 52.942 | 62.108 | 88.32 | 106.865 | 143.243 | 180.85 |
| 189 | 10.98 | 10.867 | 53.224 | 62.438 | 88.79 | 107.433 | 144.005 | 181.812 |
| 190 | 11.037 | 10.923 | 53.505 | 62.768 | 89.259 | 108.002 | 144.766 | 182.775 |
| 191 | 11.094 | 10.98 | 53.787 | 63.099 | 89.729 | 108.571 | 145.529 | 183.737 |
| 192 | 11.151 | 11.087 | 54.068 | 63.429 | 90.199 | 109.138 | 146.291 | 184.698 |
| 193 | 11.208 | 11.094 | 54.35 | 63.76 | 90.669 | 109.707 | 147.052 | 185.66 |
| 194 | 11.265 | 11.151 | 54.632 | 64.09 | 91.139 | 110.276 | 147.814 | 186.622 |
| 195 | 11.322 | 11.208 | 54.914 | 64.42 | 91.608 | 110.844 | 148.576 | 187.584 |
| 196 | 11.379 | 11.265 | 55.194 | 64.751 | 92.078 | 111.412 | 149.338 | 188.546 |
| 197 | 11.436 | 11.322 | 55.476 | 65.081 | 92.548 | 111.412 | 149.338 | 188.546 |
| 198 | 11.492 | 11.376 | 55.753 | 65.411 | 93.019 | 112.549 | 150.1 | 189.509 |
| 199 | 11.549 | 11.436 | 56.044 | 65.742 | 93.436 | 113.118 | 151.624 | 191.432 |
| 200 | 11.606 | 11.493 | 56.322 | 66.072 | 93.956 | 113.686 | 152.386 | 192.394 |

| SEMIPER. CMS. | AISL. 5.08 CM | AISL. 2.54 CM | LAMINA #26 KGS. | LAMINA #24 KGS. | LAMINA #22 KGS. | LAMINA #20 KGS. | LAMINA #18 KGS. | LAMINA #16 KGS. |
|---------------|---------------|---------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| 78 | 1.974 | 1.861 | 9.254 | 10.858 | 15.441 | 18.683 | 25.044 | 31.619 |
| 80 | 2.019 | 1.905 | 9.475 | 11.116 | 15.807 | 19.126 | 25.637 | 32.369 |
| 82 | 2.064 | 1.95 | 9.692 | 11.372 | 16.171 | 19.567 | 26.229 | 33.115 |
| 84 | 2.109 | 1.995 | 9.912 | 11.628 | 16.535 | 20.007 | 26.818 | 33.859 |
| 86 | 2.153 | 2.04 | 10.127 | 11.882 | 16.897 | 20.445 | 27.405 | 34.6 |
| 88 | 2.198 | 2.084 | 10.344 | 12.135 | 17.257 | 20.881 | 27.989 | 35.337 |
| 90 | 2.243 | 2.129 | 10.559 | 12.388 | 17.616 | 21.315 | 28.571 | 36.073 |
| 92 | 2.288 | 2.174 | 10.774 | 12.689 | 17.974 | 21.748 | 29.151 | 36.804 |
| 94 | 2.333 | 2.219 | 10.986 | 12.889 | 18.329 | 22.179 | 29.729 | 37.534 |
| 96 | 2.377 | 2.264 | 11.199 | 13.139 | 18.685 | 22.608 | 30.303 | 38.26 |
| 98 | 2.422 | 2.309 | 11.41 | 13.387 | 19.038 | 23.035 | 30.877 | 38.983 |
| 100 | 2.467 | 2.353 | 11.622 | 13.634 | 19.39 | 23.46 | 31.447 | 39.703 |
| 102 | 2.512 | 2.398 | 11.833 | 13.881 | 19.74 | 23.885 | 32.016 | 40.422 |
| 104 | 2.557 | 2.443 | 12.041 | 14.127 | 20.089 | 24.307 | 32.581 | 41.136 |
| 106 | 2.601 | 2.488 | 12.25 | 14.371 | 20.436 | 24.727 | 33.146 | 41.848 |
| 108 | 2.646 | 2.532 | 12.458 | 14.615 | 20.783 | 25.147 | 33.707 | 42.557 |
| 110 | 2.691 | 2.577 | 12.664 | 14.858 | 21.128 | 25.565 | 34.267 | 43.264 |
| 112 | 2.736 | 2.622 | 12.87 | 15.099 | 21.471 | 25.98 | 34.824 | 43.967 |
| 114 | 2.781 | 2.667 | 13.074 | 15.34 | 21.813 | 26.394 | 35.379 | 44.668 |
| 116 | 2.825 | 2.712 | 13.28 | 15.579 | 22.155 | 26.806 | 35.931 | 45.366 |
| 118 | 2.87 | 2.757 | 13.482 | 15.818 | 22.494 | 27.217 | 36.482 | 46.061 |
| 120 | 2.915 | 2.801 | 13.686 | 16.055 | 22.832 | 27.626 | 37.031 | 46.753 |
| 122 | 2.96 | 2.846 | 13.888 | 16.293 | 23.169 | 28.034 | 37.577 | 47.443 |
| 124 | 3.005 | 2.891 | 14.089 | 16.528 | 23.504 | 28.44 | 38.121 | 48.129 |
| 126 | 3.049 | 2.936 | 14.289 | 16.763 | 23.838 | 28.844 | 38.663 | 48.813 |
| 128 | 3.094 | 2.98 | 14.489 | 16.998 | 24.171 | 29.246 | 39.202 | 49.495 |
| 130 | 3.139 | 3.025 | 14.686 | 17.23 | 24.503 | 29.647 | 39.739 | 50.173 |
| 132 | 3.184 | 3.07 | 14.885 | 17.462 | 24.832 | 30.047 | 40.275 | 50.849 |
| 134 | 3.229 | 3.115 | 15.083 | 17.693 | 25.161 | 30.444 | 40.808 | 51.522 |
| 136 | 3.273 | 3.16 | 15.278 | 17.924 | 25.489 | 30.84 | 41.339 | 52.192 |
| 138 | 3.218 | 3.205 | 15.473 | 18.153 | 25.815 | 31.235 | 41.867 | 52.86 |
| 140 | 3.363 | 3.249 | 15.668 | 18.381 | 26.138 | 31.628 | 42.394 | 53.525 |
| 142 | 3.408 | 3.294 | 15.863 | 18.609 | 26.463 | 32.019 | 42.919 | 54.187 |

NORMA AMERIC PARA CUANTIFICAR LAMINA EN DUCTOS RECTANGULARES # 001-AA-83

HOJA # 1

23

| SEMIPER. CMS. | AISL. 5.08 CM | AISL. 2.54 CM | LAMINA #26 KGS. | LAMINA #24 KGS. | LAMINA #22 KGS. | LAMINA #20 KGS. | LAMINA #18 KGS. | LAMINA #16 KGS. |
|---------------|---------------|---------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| 20 | .675 | .561 | 2.507 | 2.941 | 4.182 | 5.059 | 6.782 | 8.563 |
| 22 | .72 | .606 | 2.752 | 3.228 | 4.592 | 5.556 | 7.446 | 9.402 |
| 24 | .765 | .651 | 2.997 | 3.516 | 4.999 | 6.05 | 8.108 | 10.288 |
| 26 | .809 | .696 | 3.24 | 3.802 | 5.406 | 6.541 | 8.768 | 11.07 |
| 28 | .854 | .74 | 3.481 | 4.086 | 5.811 | 7.031 | 9.424 | 11.889 |
| 30 | .899 | .785 | 3.724 | 4.37 | 6.214 | 7.519 | 10.078 | 12.725 |
| 32 | .944 | .83 | 3.966 | 4.086 | 6.616 | 8.005 | 10.73 | 13.547 |
| 34 | .989 | .875 | 4.205 | 4.934 | 7.016 | 8.489 | 11.38 | 14.367 |
| 36 | 1.033 | .92 | 4.444 | 5.214 | 7.415 | 8.972 | 12.026 | 15.183 |
| 38 | 1.078 | .965 | 4.683 | 5.493 | 7.812 | 9.453 | 12.67 | 15.997 |
| 40 | 1.123 | 1.009 | 4.919 | 5.771 | 8.208 | 9.931 | 13.312 | 16.807 |
| 42 | 1.168 | 1.054 | 5.155 | 6.049 | 8.602 | 10.408 | 13.951 | 17.614 |
| 44 | 1.213 | 1.099 | 5.392 | 6.325 | 8.995 | 10.883 | 14.587 | 18.418 |
| 46 | 1.257 | 1.144 | 5.626 | 6.6 | 9.386 | 11.356 | 15.223 | 19.219 |
| 48 | 1.302 | 1.189 | 5.859 | 6.874 | 9.775 | 11.828 | 15.854 | 20.017 |
| 50 | 1.347 | 1.233 | 6.092 | 7.147 | 10.163 | 12.298 | 16.484 | 20.811 |
| 52 | 1.392 | 1.278 | 6.323 | 7.418 | 10.55 | 12.765 | 17.111 | 21.604 |
| 54 | 1.437 | 1.323 | 6.554 | 7.69 | 10.935 | 13.231 | 17.736 | 22.391 |
| 56 | 1.481 | 1.368 | 6.783 | 7.959 | 11.319 | 13.696 | 18.357 | 23.177 |
| 58 | 1.526 | 1.412 | 7.013 | 8.228 | 11.7 | 14.158 | 18.977 | 23.96 |
| 60 | 1.571 | 1.457 | 7.242 | 8.495 | 12.081 | 14.618 | 19.595 | 24.739 |
| 62 | 1.616 | 1.502 | 7.469 | 8.763 | 12.461 | 15.077 | 20.21 | 25.516 |
| 64 | 1.661 | 1.547 | 7.695 | 9.028 | 12.839 | 15.534 | 20.823 | 26.289 |
| 66 | 1.705 | 1.592 | 7.921 | 9.293 | 13.214 | 15.989 | 21.432 | 27.06 |
| 68 | 1.75 | 1.637 | 8.146 | 9.556 | 13.589 | 16.442 | 22.04 | 27.827 |
| 70 | 1.795 | 1.681 | 8.368 | 9.819 | 13.963 | 16.894 | 22.646 | 28.591 |
| 72 | 1.84 | 1.726 | 8.592 | 10.08 | 14.334 | 17.344 | 23.248 | 29.352 |
| 74 | 1.885 | 1.771 | 8.815 | 10.341 | 14.705 | 17.792 | 23.849 | 30.111 |
| 76 | 1.929 | 1.816 | 9.095 | 10.6 | 15.074 | 18.289 | 24.448 | 30.866 |



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

**SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALACIONES Y APLICACIONES**

A N E X O

NOVIEMBRE, 1985

I 00

ESPEORES DE LAMINA GALVANIZADA RECOMENDABLES PARA LA
FABRICACION DE DUCTOS REDONDOS (ESPEORES 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 |

NOTAS :

- 1) MAXIMA PRESION NEGATIVA : 1" H₂O = 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 GALVANIZAD | | 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.

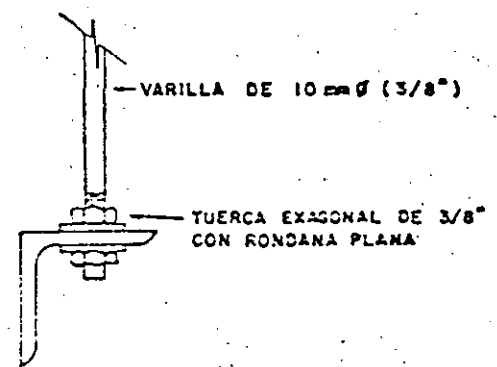
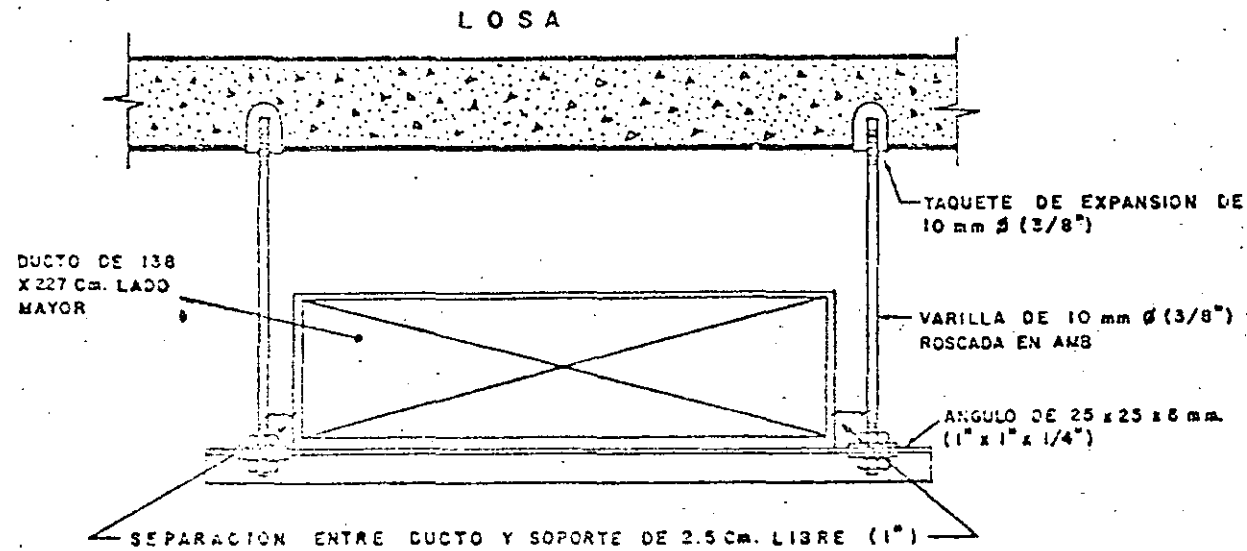
5) LOS ESPESORES DE LAMINA DE ALUMINIO TIENE EQUIVALENCIAS APROXIMADAMENTE IGUALES A LAS DE LA GALVANIZADA EN EL MISMO RENDIMIENTO. PARA OBTENER EL ESPESOR DE LA LAMINA DE ALUMINIO EQUIVALENTE A LA GALVANIZADA, MULTIPLIQUE LA DE ESTA ULTIMA POR 2.9^{0.35} - 1.43

6) POR NORMA SE HA ESTABLECIDO EL PESO DE LA LAMINA NEGRA EN 7850 kg/m³

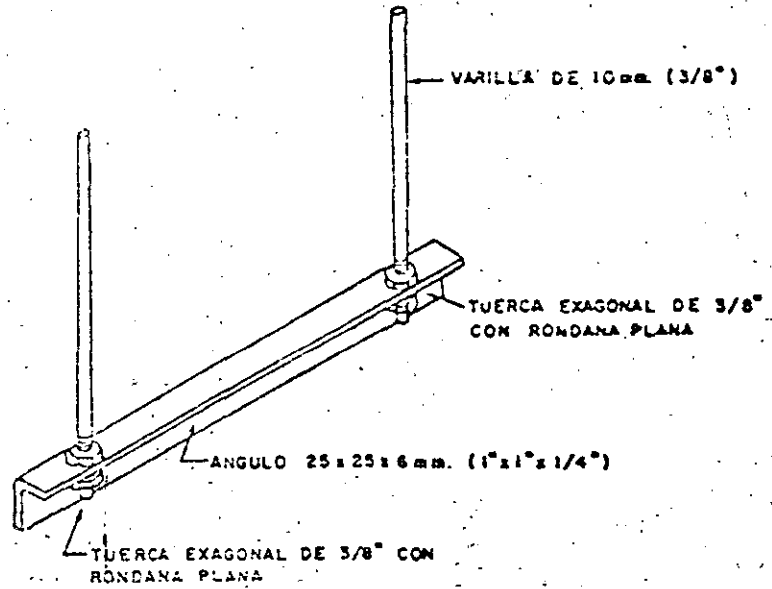
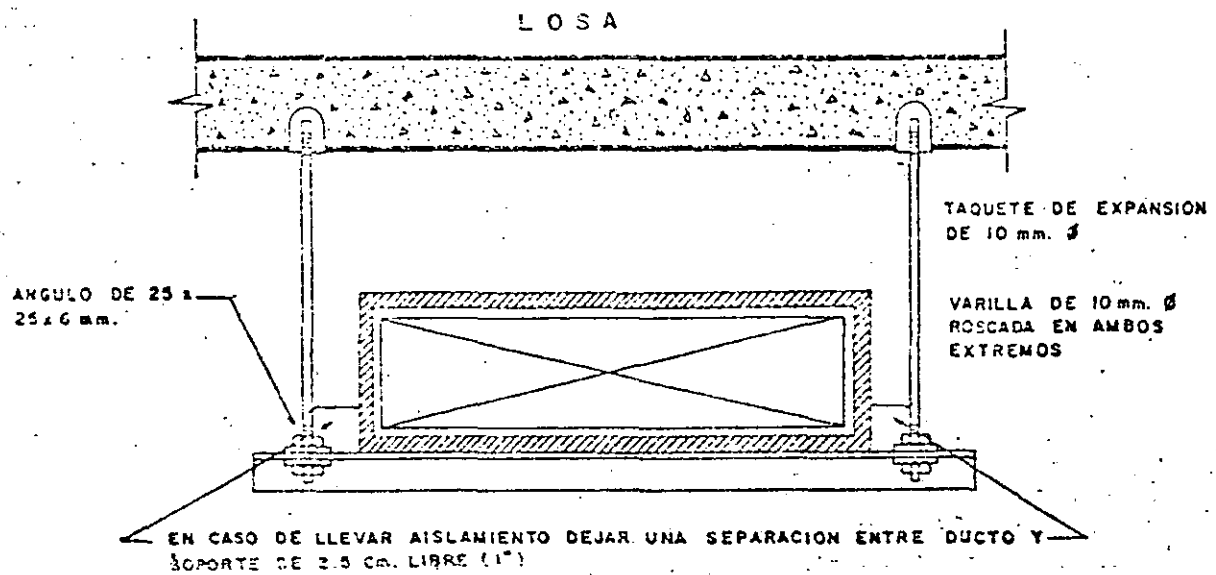
LA INDUSTRIA DEL ACERO HA AGREGADO 2.5% AL PESO DE LA HOJA PARA PERMITIR VARIACIONES EN DIMENSIONES. ESTA TOLERANCIA INCLUYE A LA LAMINA NEGRA.

7) TABLA DE CONVERSIONES: PULGADAS - mm/2.54
LB/PIE² - kg/m² ÷ 4.8820

**SOPORTERIA PARA DUCTOS
de 138 a 227 cm (con o sin forro)**

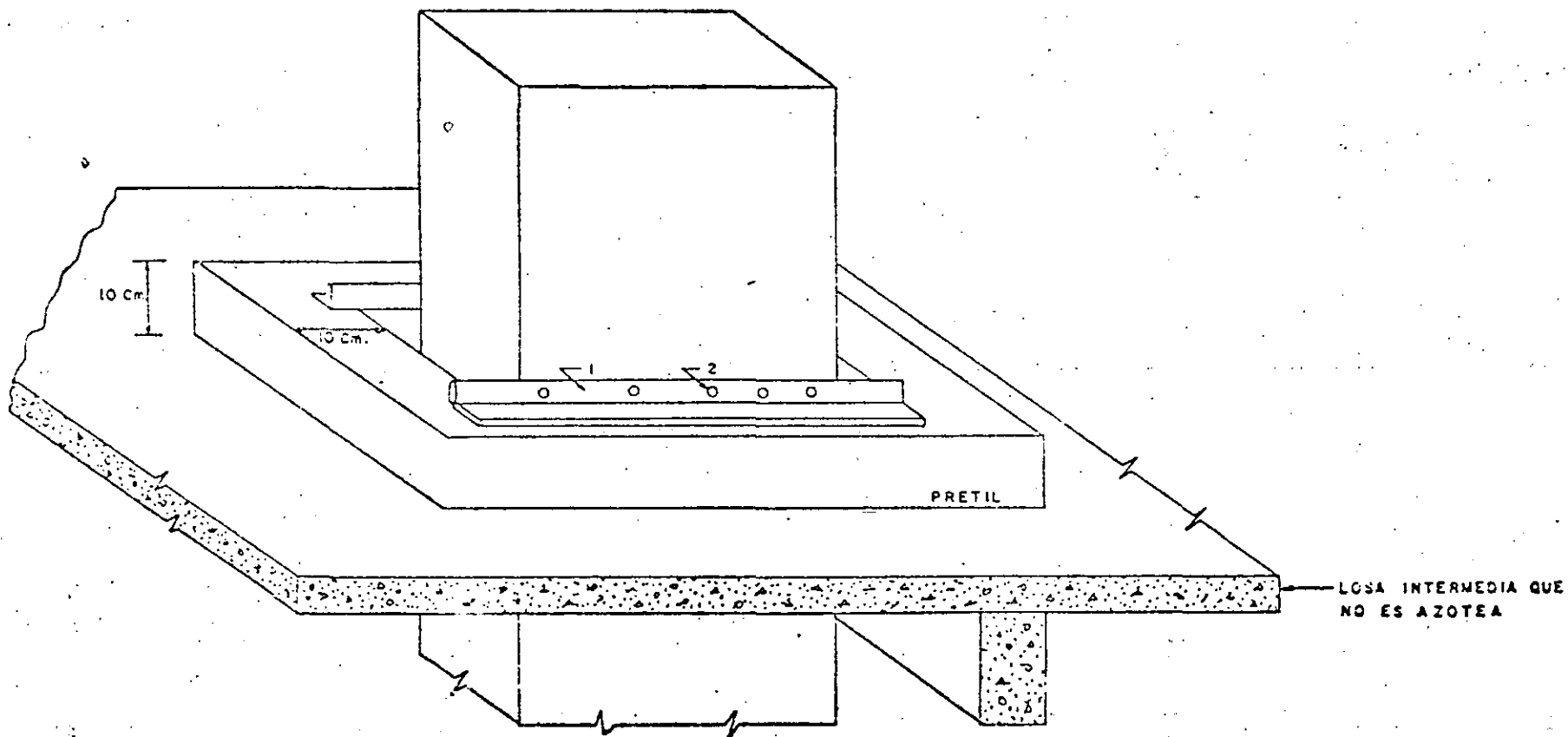


PERFIL DE SOPORTE



DETALLE DE PASO DE DUCTOS POR LOSA

6



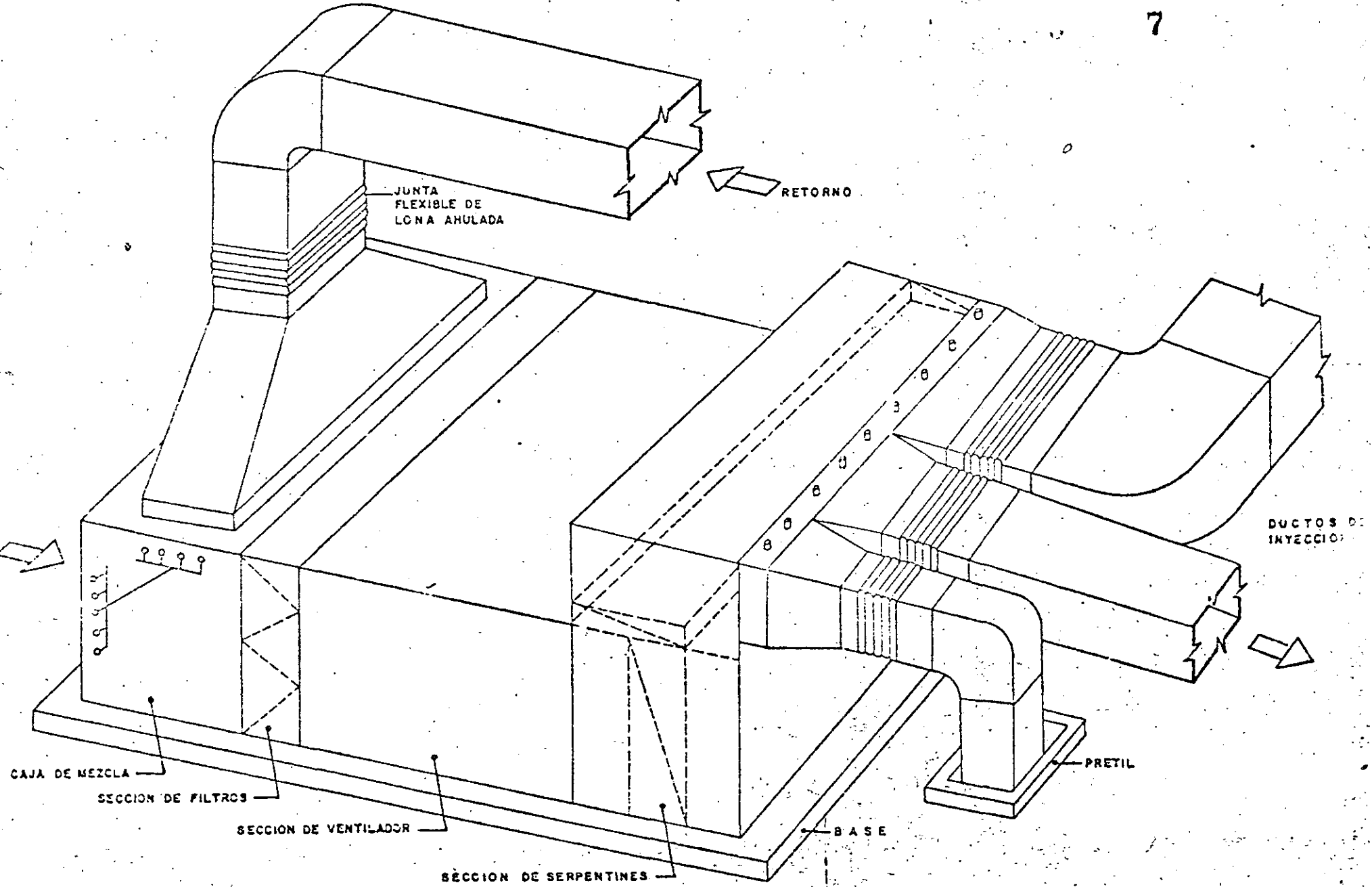
- 1.- SOPORTE DE ANGULO DE 38x38 mm. (1/2" x 1/2" x 1/8")
2.- TORNILLO C/GOTA Y TUERCA DE 6x12 mm. (1/4" x 1/2") A CADA 10 Cm.

NOTA:

LOS CLAROS LIBRES ENTRE DUCTO Y PRETIL DEBERAN SER DE 10 Cm. POR LADO, EN CASO DE LLEVAR AISLAMIENTO ATORNILLAR EL ANGULO SOBRE EL DUCTO YA FORRADO.

CONEXION DE DUCTOS EN UNIDAD MULTIZONA

7



JUNTA FLEXIBLE DE LONA AHULADA

RETORNO

DUCTOS DE INYECCION

CAJA DE MEZCLA

SECCION DE FILTROS

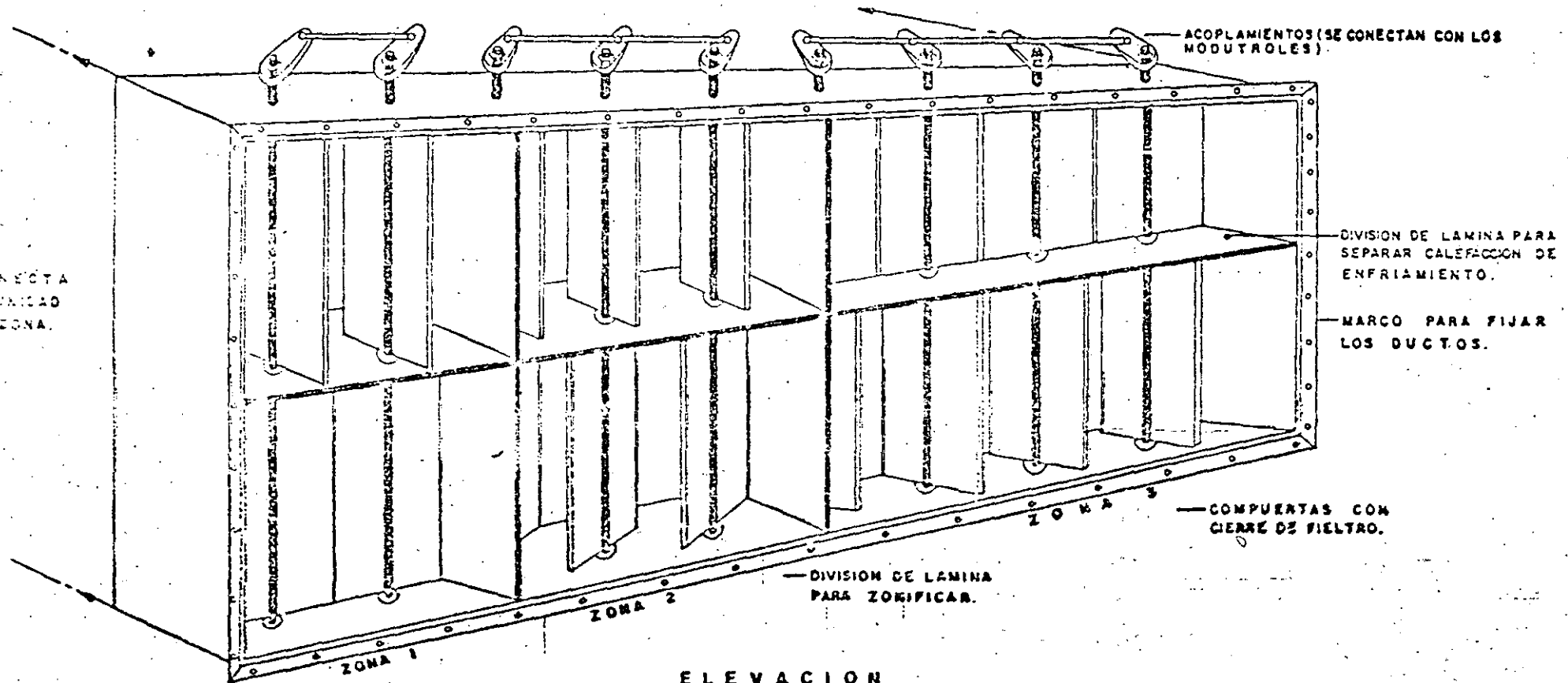
SECCION DE VENTILADOR

SECCION DE SERPENTINES

BASE

PRETIL

DETALLE DE ZONIFICACION
PARA UNA MULTIZONA A



ELEVACION
(SECCION DE COMPUERTAS)



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

SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALACIONES Y APLICACIONES

SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

NOVIEMBRE, 1985

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 par

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 utilizan 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 efecto en las áreas vecinas.
- La responsabilidad por los equipos no se diluye, pues estos provienen de un solo proveedor.

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.

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 comúnmente 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.

IVa. 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 ser eléctrico (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 consumo 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.

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, donde 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 administrarse 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.**

SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALACIONES Y APLICACIONES

PRINCIPIOS DE LA REFRIGERACION POR MEDIOS MECANICOS
GENERALIDADES
REFRIGERANTE
EL CICLO DE REFRIGERACION

NOVIEMBRE, 1985.

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 proporcionarle 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. INTRODUCCIÓN

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.

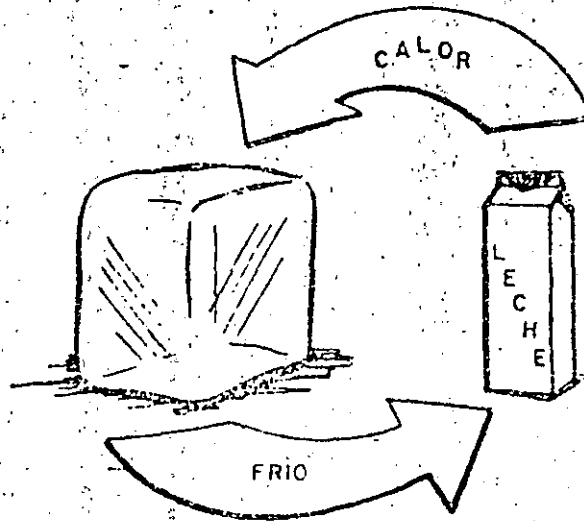


Figura 1-1

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.

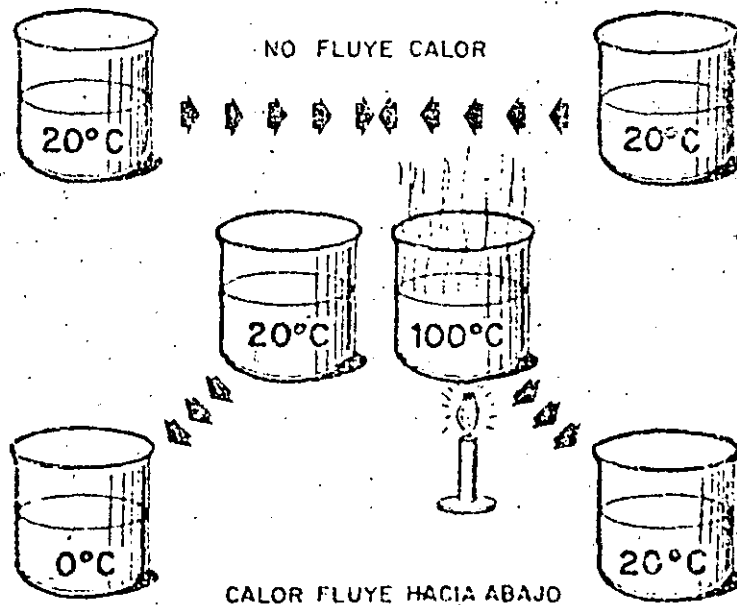


Figura 1-2

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 Kilocaloría equivale a 1,000 calorías.

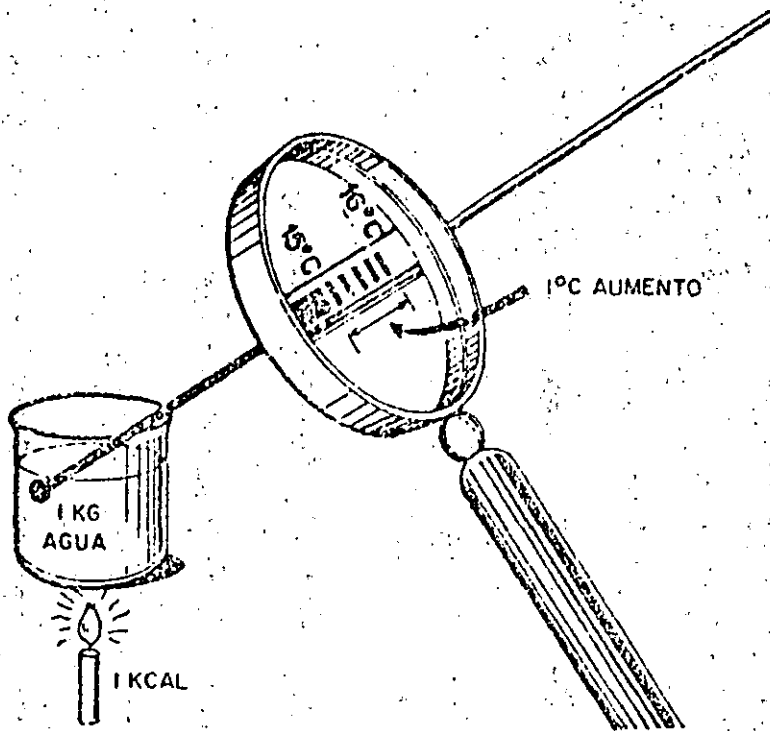


Figura 2-1

Cambio de Estado

Las Hieleras 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.

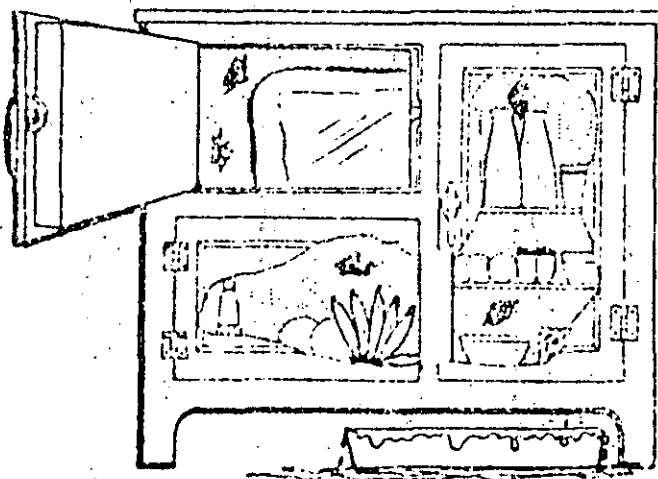


Figura 2-2

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 hielera.

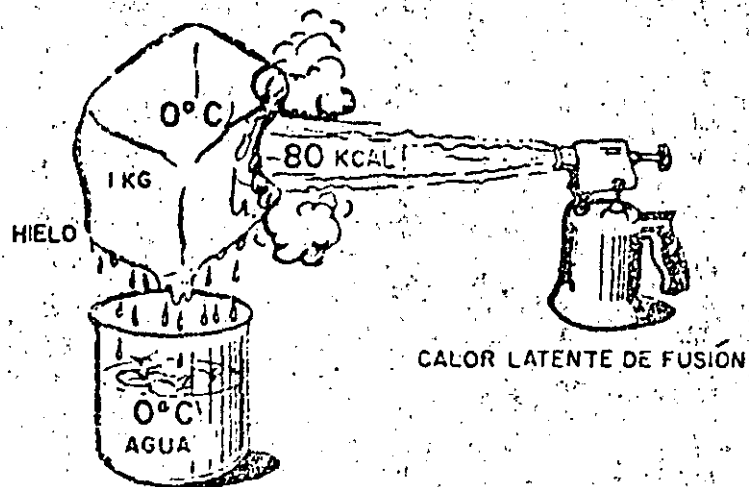


Figura 2-3

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.

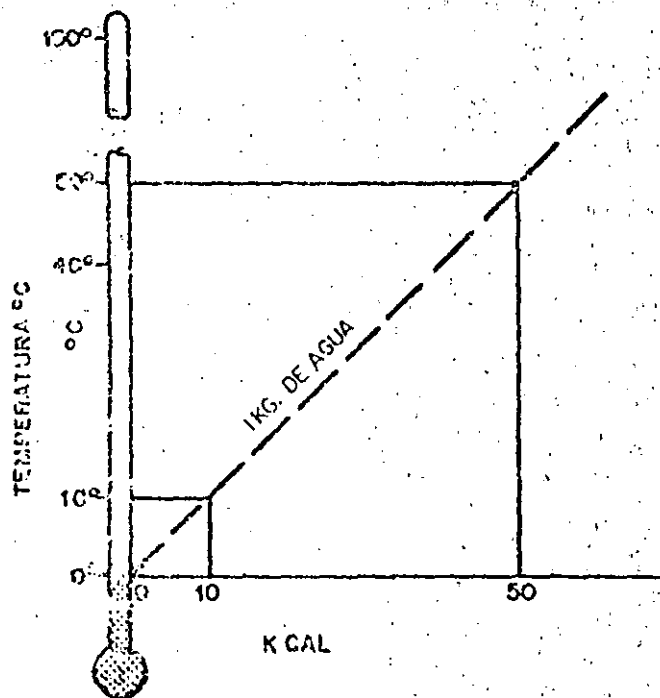


Figura 2-4

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.

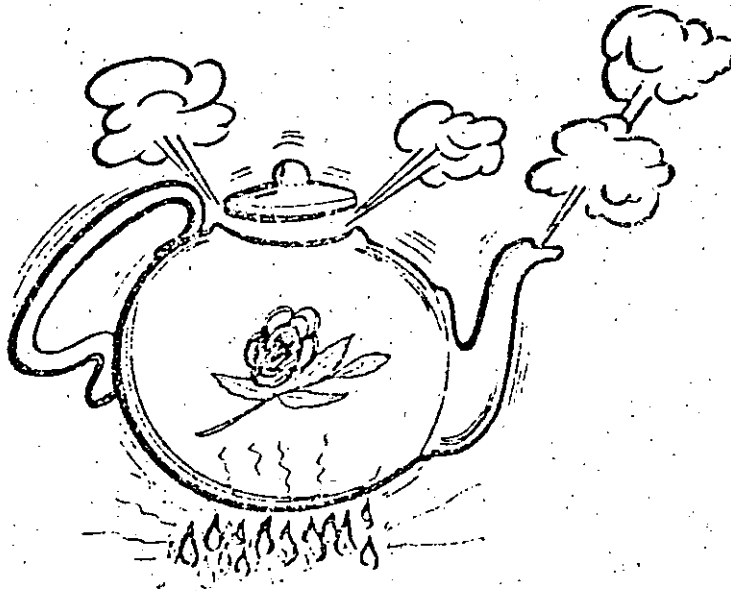


Figura 2-5

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 .

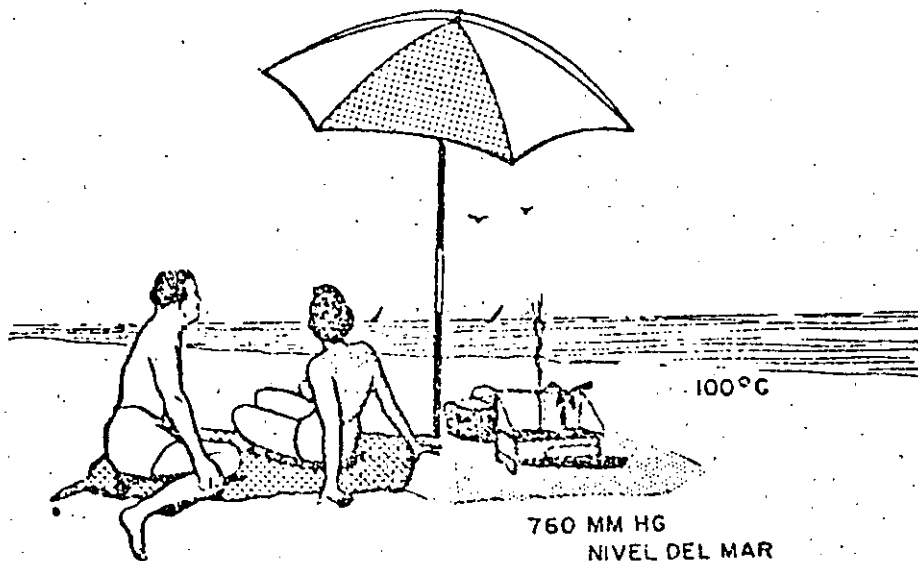


Figura 2-6

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 $151,1^\circ\text{C}$.

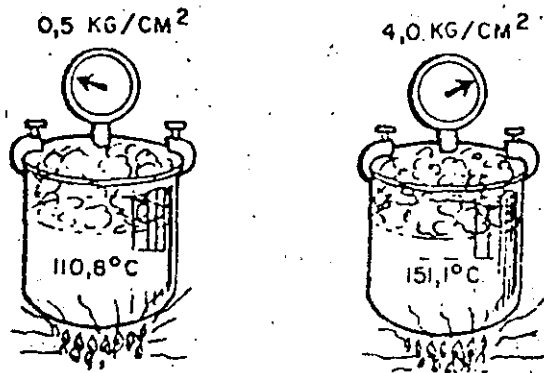


Figura 2-7

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/m2. Abs. | mm. Hg. Abs. | Kg./m2. efectivos |
|----------------------------|-------------|--------------|----------------------|
| 151,1 | 5,0 | 3.800 | 4,0 |
| 110,8 | 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 volumen. 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.

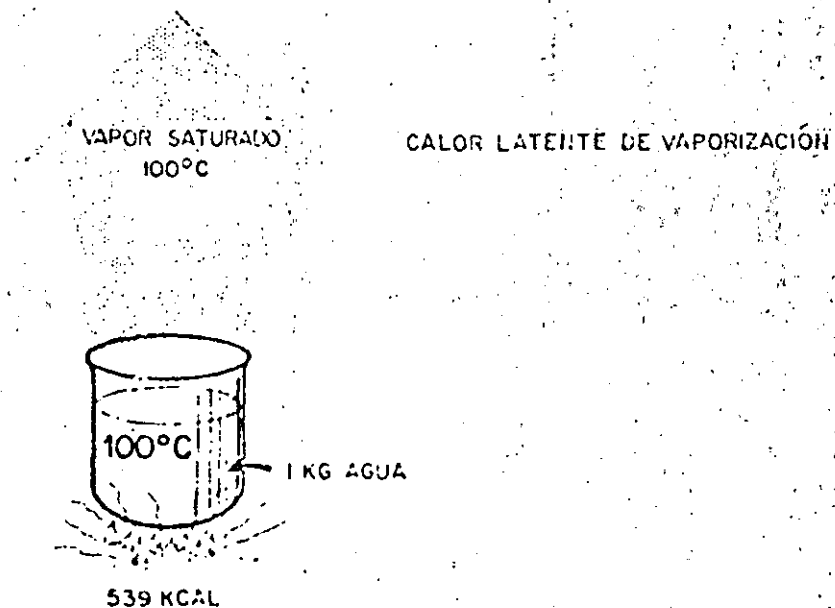


Figura 2-9

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.

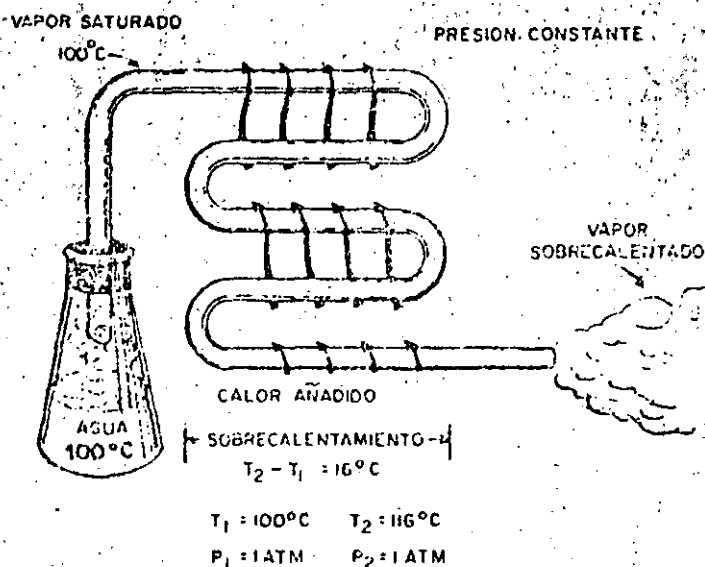


Figura 2-10

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 tomemos 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 100×1 Kcal/°C ó 100 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 se requiere añadir 16×0.45 ó 7.2 Kcal/Kg. La entalpía del vapor sobrecalentado en el punto D es $639 + 7.2 = 646.2$ Kcal/Kg.

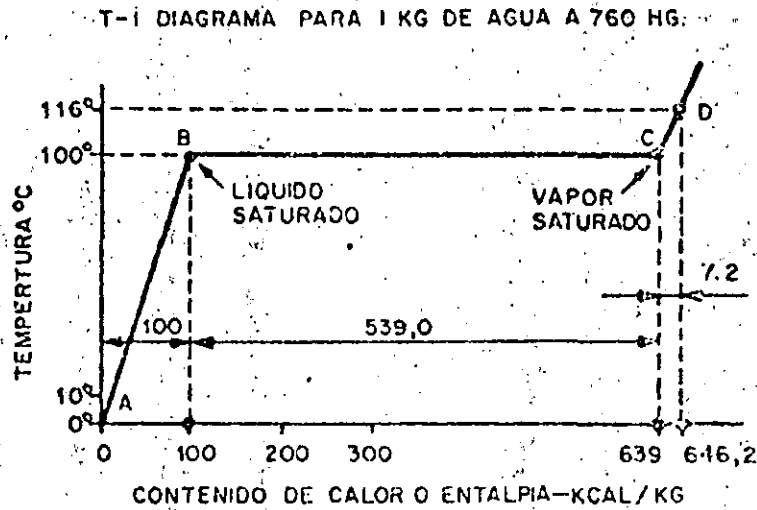


Figura 2-11

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.

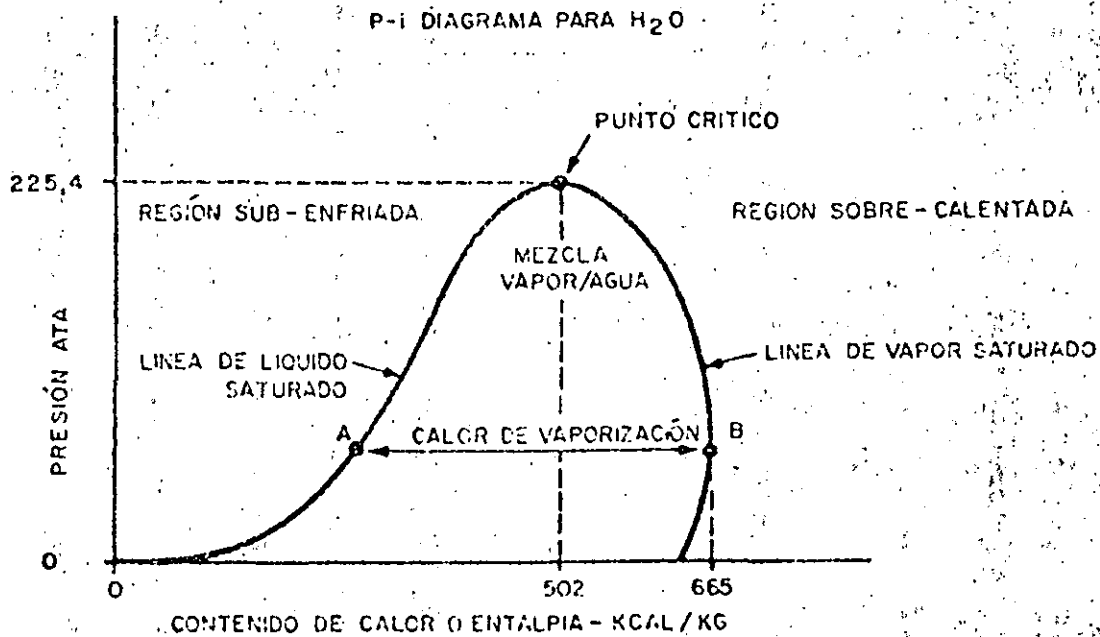


Figura 2-12

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 manera. 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.

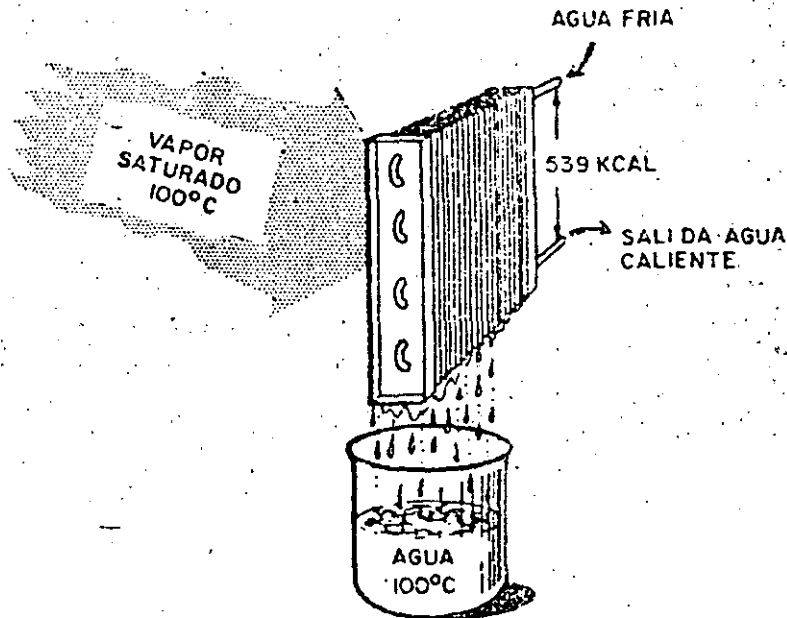


Figura 2-13

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.

Su 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°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 CARBONICO (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 prácticamente 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.

No son corrosivos de los metales usados comúnmente en el equipo de refrigeración; mientras 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 o estructura de los elementos refrigerados, tales como carnes, legumbres, pieles etc.

La siguiente tabla contiene varios de los refrigerantes más 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** |

*Antiguamente Carrene 2

**Antiguamente 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 $-29,8^{\circ}\text{C}$.

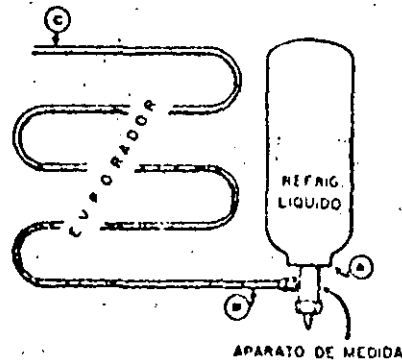


Figura 4-1

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.

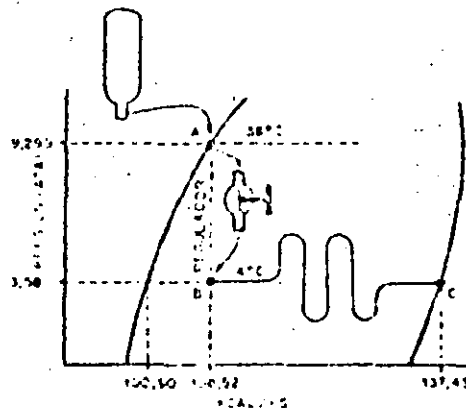


Figura 4-2

"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 ó 20%.

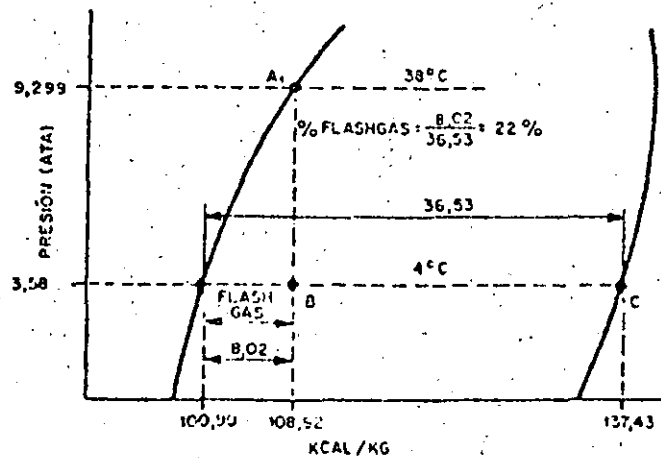


Figura 4-3

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.

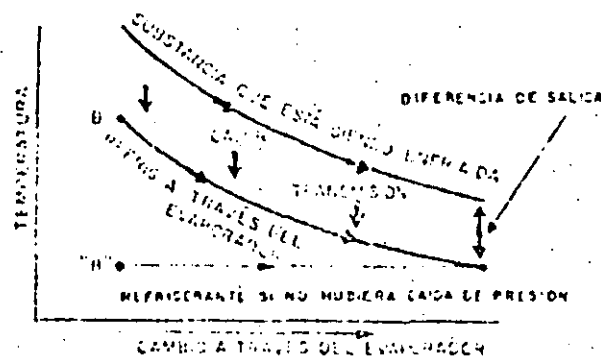


Figura 4-4

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 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 deja el 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".

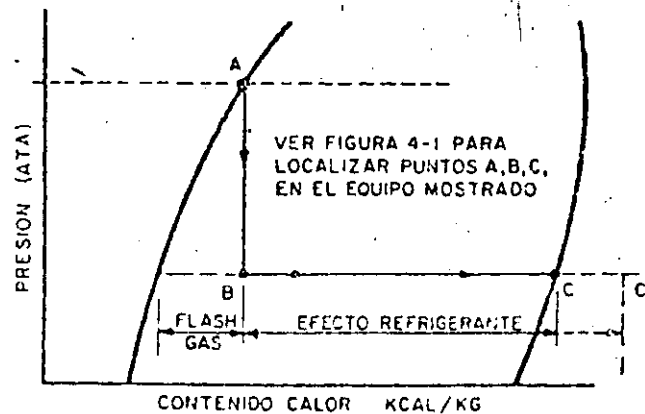


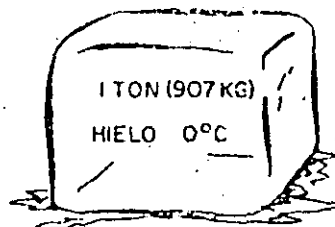
Figura 4-5

Medida 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 $\frac{907 \times 80}{24} = 3029 \text{ Kcal/hora}$.

Una Tonelada de Refrigeración = 3.024 Kcal./hora



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

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".

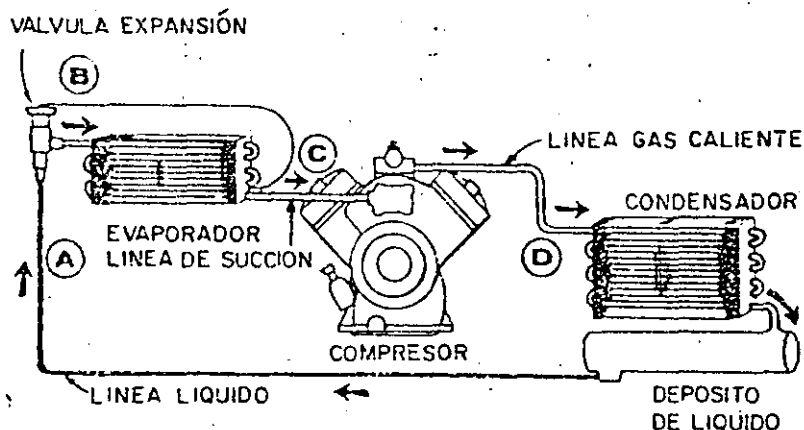


Figura 4-7

Si 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 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.

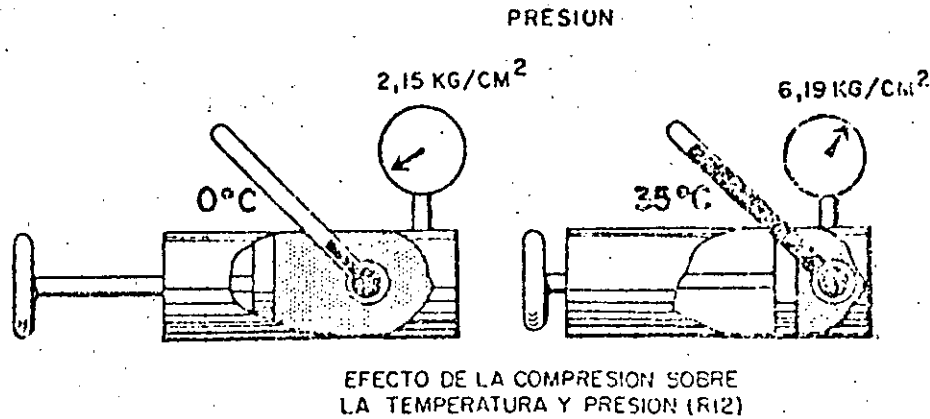


Figura 4-8

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 CV = 3.5 CV

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 condensa a líquido del punto E a 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.

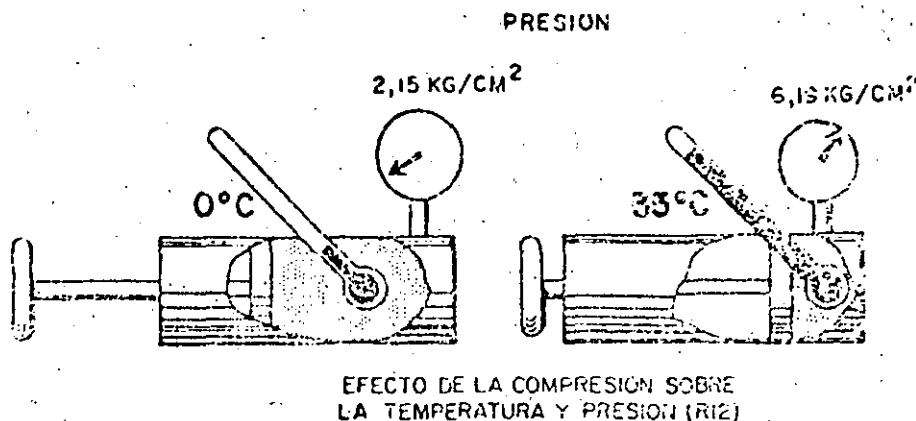


Figura 4-8

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.

$$1 \text{ CV} = \text{BTU} =$$

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 condensa a líquido del punto E al A. Lo que permite su uso nuevamente en el ciclo.

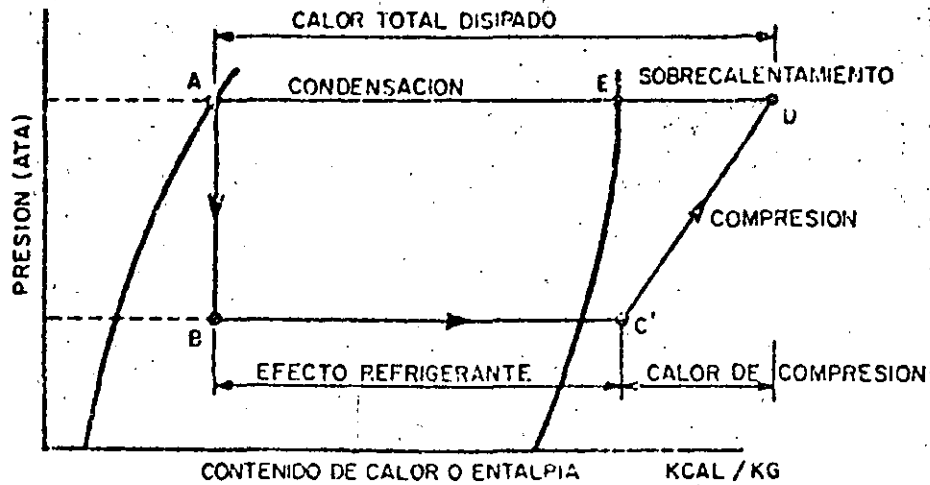


Figura 4-9

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 el coeficiente de transmisión del condensador.

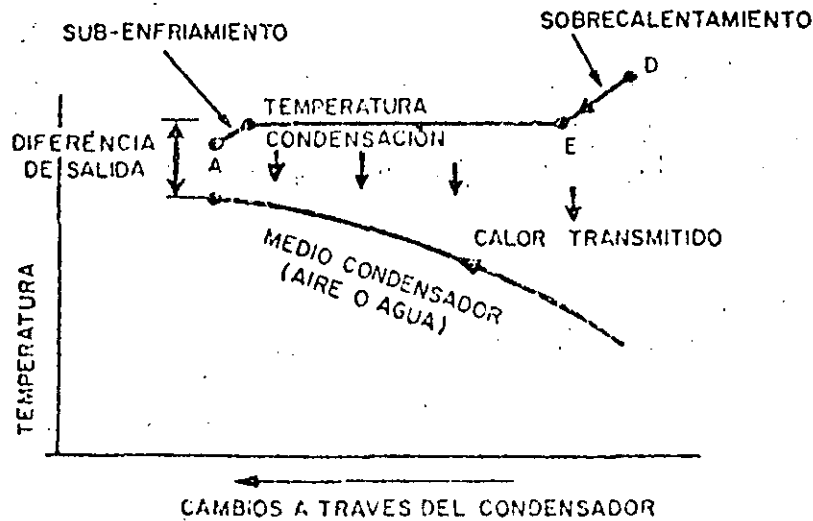


Figura 4-10

El refrigerante entra en el condensador en estado sobrecalentado y cuando se le extrae 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 condensación.

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.

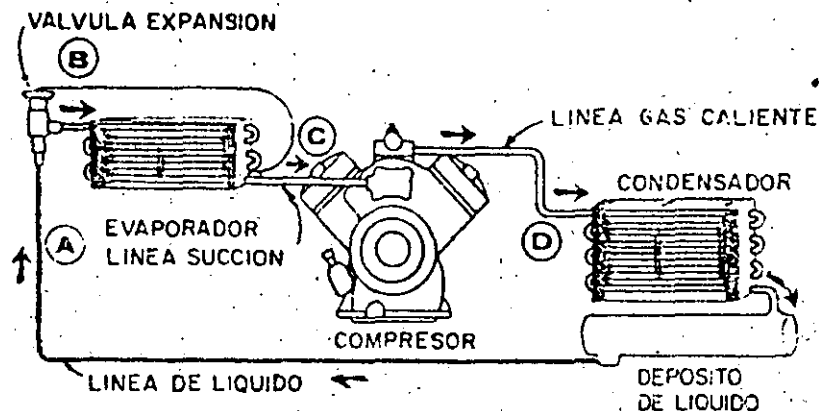


Figura 4-11

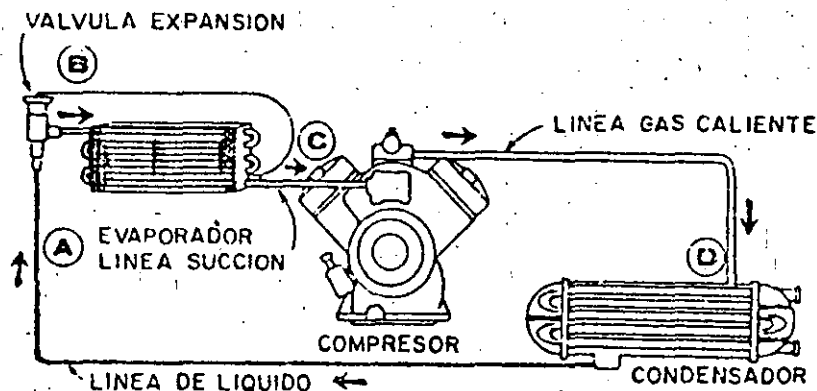


Figura 4-12

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 baja presión" del sistema.

La disminución de presión permite la ebullición o evaporación del refrigerante a baja temperatura. Esto ocurre tan pronto comienza a absorber calor del aire que fluye a través de la superficie del evaporador. El refrigerante continúa absorbiendo calor latente en la batería 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 lleno 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 en el 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 al 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

Tablas y 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.

- | | |
|--------------------|---|
| PRESION | - Kilogramos por centímetro cuadrado, ejercida a una temperatura dada. - Determina la resistencia requerida del equipo y, por tanto, su costo. |
| VOLUMEN ESPECIFICO | - Metros cúbicos - Volúmen ocupado por 1 Kg de vapor. Determina el tamaño del equipo. |
| PESO ESPECIFICO | - 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. |
| ENTALPIA | - 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 | | Calor de vap. i'-i'' Kc/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' Kca/Kg | del vapor i'' Kca/Kg | | del liquido s' Kc/Kg°K | del vapor s'' Kc/Kg°K |
| -9 | 2,3148 | 0,7032 | 0,07558 | 1,422 | 13,23 | 98,02 | 135,93 | 37,96 | 0,99270 | 1,13644 |
| -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 | 1,13608 |
| -5 | 2,6602 | 0,7092 | 0,06635 | 1,410 | 15,08 | 98,89 | 136,43 | 37,54 | 0,99595 | 1,13596 |
| -4 | 2,7531 | 0,7107 | 0,06427 | 1,407 | 15,57 | 99,11 | 136,54 | 37,43 | 0,99676 | 1,13584 |
| -3 | 2,8479 | 0,7127 | 0,06226 | 1,403 | 16,07 | 99,33 | 136,65 | 37,32 | 0,99757 | 1,13572 |
| -2 | 2,9439 | 0,7143 | 0,06028 | 1,400 | 16,59 | 99,56 | 136,77 | 37,21 | 0,99839 | 1,13560 |
| -1 | 3,0446 | 0,7158 | 0,05844 | 1,397 | 17,11 | 99,78 | 136,88 | 37,10 | 0,99919 | 1,13548 |
| 0 | 3,1465 | 0,7172 | 0,05667 | 1,394 | 17,65 | 100,00 | 136,99 | 36,99 | 1,00000 | 1,13536 |

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.

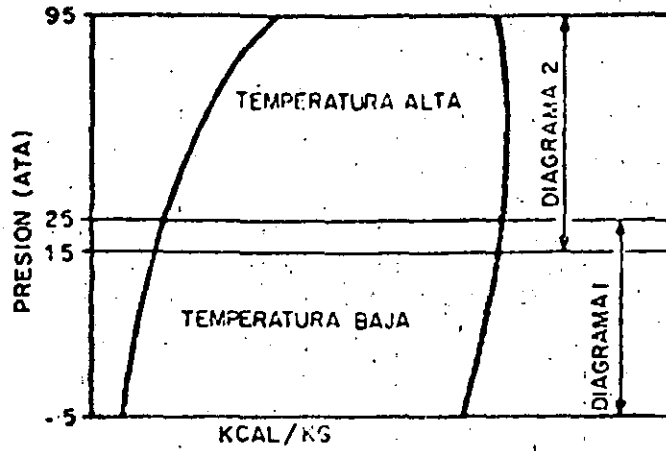


Figura 5-1

Energía Calorífica y Entalpía

La entalpía de un fluido, se determina partiendo de un punto de referencia arbitrario. Dado 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 valor negativo. La energía total contenida en un fluido no solamente representa la energía interna 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 éste es el término más adecuado, es el que se emplea en las tablas y diagramas para definir la energía calorífica total.

Uso del Diagrama de Presión — Entalpía

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

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

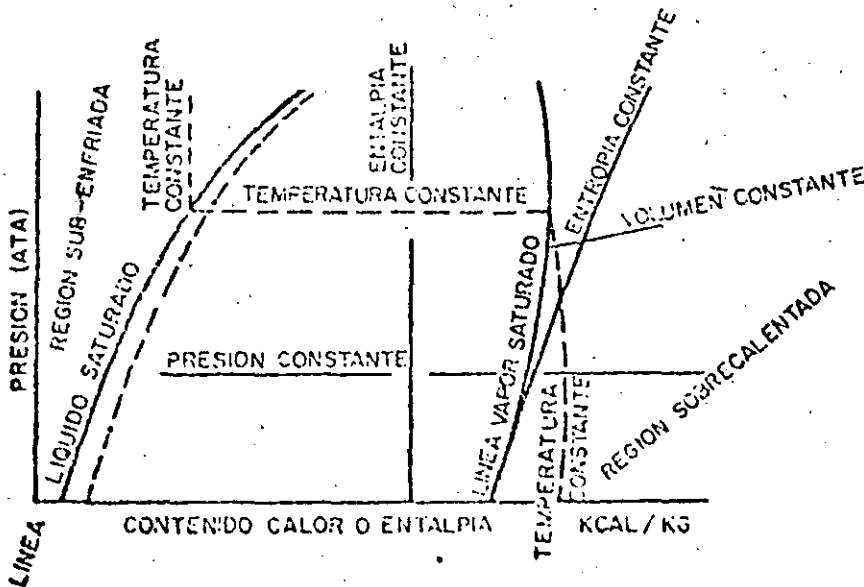


Figura 5-2

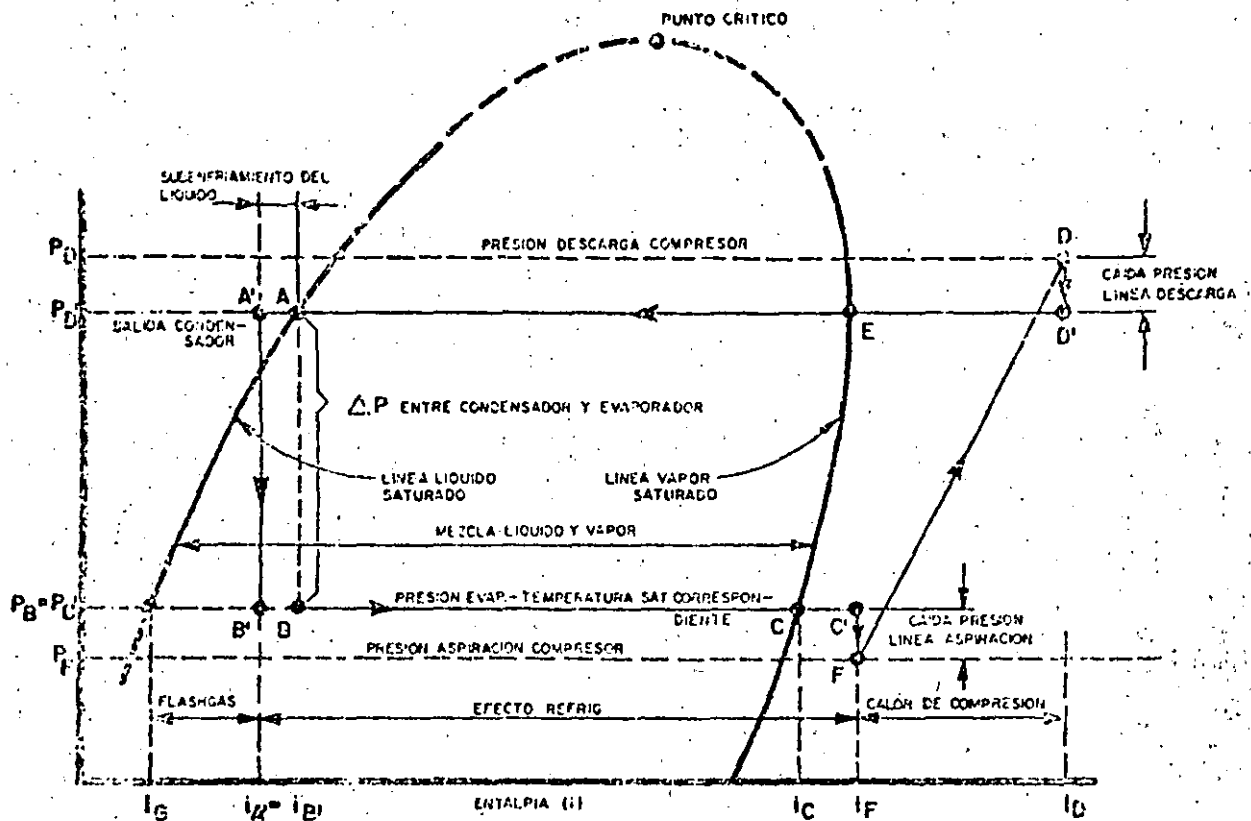


Figura 5-3

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 P-h, 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 cual está operando el ciclo.

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

Donde T_C es la temperatura (grados absolutos = $^{\circ}C + 273$) 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.

$$\text{Coeficiente real de eficiencia (ciclo de enfriamiento)} = \frac{\text{capacidad en toneladas} \times 12,000}{\text{compresor BHP} \times 2515}$$

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 incluidas 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

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

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

Ver tabla 5-2 para valores típicos de "n"

| Relación de compresión | | 2.0 | 3.0 | 4.0 | 5.0 | 6.0 | 7.0 | 8.0 | 9.0 | 10.0 |
|--------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Culatas de refriger. por agua. | R-12 | 1.216 | 1.191 | 1.177 | 1.172 | 1.166 | 1.163 | 1.160 | 1.157 | 1.155 |
| | R-500 | 1.258 | 1.216 | 1.203 | 1.195 | 1.191 | 1.188 | 1.186 | 1.184 | 1.182 |
| | R-22 | 1.325 | 1.258 | 1.240 | 1.234 | 1.232 | 1.230 | 1.228 | 1.226 | 1.225 |
| Culatas refrig. por agua. | 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 | Freón-114 |
|--|----------------------|------------------------------------|---------------------------------|---------------------------|--------------------------|--------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|
| Fórmula química | — | CFCl ₃ | CF ₂ Cl ₂ | CF ₃ Cl | CHFCl ₂ | CHF ₂ Cl | CFCl ₂ -CF ₂ Cl | 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 | 39,85 | 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 | 0,225 | 0,232 |
| Peso específico del líquido a 20°C. | Kg/l | 1,49 | 1,329 | 0,929 | 1,38 | 1,213 | 1,552 | 1,473 |
| a 40°C. | Kg/l | 1,443 | 1,225 | 0,581 (28,8°C.) | 1,33 | 1,132 | 1,532 | 1,415 |
| Olor | — | 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 absoluta p kg/cm² | Volumen específico | | Peso específico | | Entalpía | | Calor de vaporización i kcal/kg | Calor específico | |
|------------------------|------------------------------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|---------------------------------|--------------------------------|---|-----------------------------------|----------------------------------|
| | | del líquido v' l/kg | del vapor v'' m³/kg | del líquido γ' kg/l | del vapor γ'' kg/m³ | del líquido h' kcal/kg | del vapor h'' kcal/kg | | del líquido c' kcal/kg·K | del vapor c'' kcal/kg·K |
| — 70 | 0.1250 | 0.6234 | 1.1259 | 1.604 | 0.888 | 85.84 | 128.88 | 42.99 | 0.94050 | 1.15219 |
| — 69 | 0.1341 | 0.6246 | 1.0905 | 1.401 | 0.943 | 86.02 | 128.95 | 42.93 | 0.94139 | 1.15173 |
| — 68 | 0.1429 | 0.6258 | 0.9998 | 1.558 | 1.000 | 86.20 | 129.06 | 42.86 | 0.94230 | 1.15133 |
| — 67 | 0.1521 | 0.6270 | 0.9437 | 1.595 | 1.060 | 86.39 | 129.19 | 42.80 | 0.94322 | 1.15097 |
| — 66 | 0.1618 | 0.6281 | 0.8911 | 1.592 | 1.122 | 86.57 | 129.30 | 42.73 | 0.94411 | 1.15066 |
| — 65 | 0.1721 | 0.6293 | 0.8413 | 1.590 | 1.189 | 86.75 | 129.41 | 42.66 | 0.94500 | 1.15031 |
| — 64 | 0.1829 | 0.6301 | 0.7954 | 1.587 | 1.257 | 86.94 | 129.54 | 42.60 | 0.94589 | 1.14996 |
| — 63 | 0.1941 | 0.6313 | 0.7528 | 1.584 | 1.329 | 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 | 0.94767 | 1.14864 |
| — 61 | 0.2193 | 0.6337 | 0.6749 | 1.578 | 1.482 | 87.50 | 129.89 | 42.39 | 0.94856 | 1.14824 |
| — 60 | 0.2315 | 0.6349 | 0.6394 | 1.575 | 1.564 | 87.69 | 130.00 | 42.32 | 0.94944 | 1.14795 |
| — 59 | 0.2451 | 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 | 0.95305 | 1.14663 |
| — 55 | 0.3065 | 0.6406 | 0.4930 | 1.561 | 2.028 | 88.63 | 130.59 | 41.96 | 0.95397 | 1.14627 |
| — 54 | 0.3234 | 0.6413 | 0.4687 | 1.558 | 2.134 | 88.82 | 130.71 | 41.89 | 0.95474 | 1.14595 |
| — 53 | 0.3414 | 0.6431 | 0.4461 | 1.555 | 2.242 | 89.01 | 130.83 | 41.82 | 0.95561 | 1.14562 |
| — 52 | 0.3592 | 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 | 0.3999 | 0.6468 | 0.3854 | 1.546 | 2.595 | 89.59 | 131.18 | 41.59 | 0.95824 | 1.14465 |
| — 49 | 0.4212 | 0.6481 | 0.3673 | 1.543 | 2.723 | 89.78 | 131.30 | 41.52 | 0.95910 | 1.14433 |
| — 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 | 0.3346 | 1.538 | 2.990 | 90.17 | 131.54 | 41.37 | 0.96084 | 1.14381 |
| — 46 | 0.4900 | 0.6515 | 0.3192 | 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 | 90.55 | 131.77 | 41.21 | 0.96256 | 1.14324 |
| — 44 | 0.5409 | 0.6540 | 0.2914 | 1.529 | 3.432 | 90.76 | 131.89 | 41.13 | 0.96342 | 1.14297 |
| — 43 | 0.5678 | 0.6553 | 0.2797 | 1.526 | 3.589 | 90.95 | 132.01 | 41.06 | 0.96428 | 1.14271 |
| — 42 | 0.5958 | 0.6566 | 0.2665 | 1.523 | 3.752 | 91.15 | 132.13 | 40.98 | 0.96515 | 1.14247 |
| — 41 | 0.6247 | 0.6579 | 0.2551 | 1.520 | 3.920 | 91.35 | 132.24 | 40.89 | 0.96600 | 1.14223 |
| — 40 | 0.6551 | 0.6592 | 0.2441 | 1.517 | 4.097 | 91.55 | 132.36 | 40.81 | 0.96685 | 1.14199 |
| — 39 | 0.6865 | 0.6605 | 0.2337 | 1.514 | 4.279 | 91.75 | 132.48 | 40.73 | 0.96770 | 1.14173 |
| — 38 | 0.7189 | 0.6618 | 0.2239 | 1.511 | 4.466 | 91.95 | 132.60 | 40.65 | 0.96855 | 1.14146 |
| — 37 | 0.7523 | 0.6631 | 0.2146 | 1.508 | 4.660 | 92.15 | 132.72 | 40.57 | 0.96941 | 1.14121 |
| — 36 | 0.7875 | 0.6645 | 0.2057 | 1.505 | 4.862 | 92.35 | 132.83 | 40.48 | 0.97026 | 1.14101 |
| — 35 | 0.8238 | 0.6658 | 0.1973 | 1.502 | 5.069 | 92.55 | 132.95 | 40.40 | 0.97110 | 1.14070 |
| — 34 | 0.8610 | 0.6671 | 0.1894 | 1.499 | 5.280 | 92.76 | 133.07 | 40.31 | 0.97194 | 1.14055 |
| — 33 | 0.9000 | 0.6684 | 0.1818 | 1.496 | 5.501 | 92.96 | 133.19 | 40.23 | 0.97278 | 1.14034 |
| — 32 | 0.9400 | 0.6698 | 0.1747 | 1.493 | 5.724 | 93.16 | 133.30 | 40.14 | 0.97364 | 1.14014 |
| — 31 | 0.9818 | 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 | 1.13975 |
| — 29 | 1.0683 | 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 | 1.13852 |
| — 23 | 1.3678 | 0.6821 | 0.1235 | 1.466 | 8.097 | 95.02 | 134.36 | 39.34 | 0.98116 | 1.13834 |
| — 22 | 1.4227 | 0.6835 | 0.1190 | 1.463 | 8.403 | 95.23 | 134.47 | 39.24 | 0.98200 | 1.13820 |
| — 21 | 1.4805 | 0.6854 | 0.1147 | 1.459 | 8.718 | 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 | 96.00 | 134.95 | 38.87 | 0.98531 | 1.13768 |
| — 17 | 1.7275 | 0.6911 | 0.09938 | 1.447 | 10.06 | 96.22 | 135.06 | 38.77 | 0.98614 | 1.13753 |
| — 16 | 1.7940 | 0.6925 | 0.09557 | 1.444 | 10.42 | 96.50 | 135.17 | 38.67 | 0.98696 | 1.13733 |
| — 15 | 1.8622 | 0.6940 | 0.09268 | 1.441 | 10.79 | 96.72 | 135.29 | 38.57 | 0.98779 | 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 | 2.0793 | 0.6988 | 0.08361 | 1.431 | 11.96 | 97.35 | 135.63 | 38.27 | 0.99025 | 1.13682 |
| — 11 | 2.1555 | 0.7003 | 0.08092 | 1.428 | 12.37 | 97.56 | 135.75 | 38.17 | 0.99107 | 1.13660 |
| — 10 | 2.2342 | 0.7018 | 0.07843 | 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

| Temperatura t °C | Presión absoluta p kg/cm ² | Volumen específico | | Peso específico | | Entalpía | | Calor de vaporización h _{fg} kcal/kg | Entropía | |
|------------------------|---|---------------------------|--|---------------------------|---------------------------------------|--|--|---|--------------------------------|-------------------------------|
| | | del líquido v' l/kg | del vapor v'' m ³ /kg | del líquido γ' kg/l | del vapor γ'' kg/m ³ | del líquido h _f kcal/kg | del vapor h _g kcal/kg | | del líquido s' kcal/kg·K | del vapor s'' kcal/kg·K |
| - 9 | 2,3148 | 0,7032 | 0,07558 | 1,422 | 13,23 | 98,02 | 135,93 | 27,96 | 0,99270 | 1,13264 |
| - 8 | 2,3924 | 0,7047 | 0,07313 | 1,419 | 13,68 | 93,23 | 136,09 | 27,86 | 0,99351 | 1,13353 |
| - 7 | 2,4333 | 0,7062 | 0,07078 | 1,416 | 14,13 | 98,45 | 136,20 | 27,75 | 0,99432 | 1,13420 |
| - 6 | 2,5712 | 0,7077 | 0,06852 | 1,413 | 14,60 | 98,67 | 136,22 | 27,65 | 0,99514 | 1,13499 |
| - 5 | 2,6602 | 0,7092 | 0,06635 | 1,410 | 15,08 | 98,89 | 136,43 | 27,54 | 0,99595 | 1,13558 |
| - 4 | 2,7531 | 0,7107 | 0,06427 | 1,407 | 15,57 | 99,11 | 136,54 | 27,43 | 0,99676 | 1,13536 |
| - 3 | 2,8479 | 0,7127 | 0,06226 | 1,403 | 16,07 | 99,33 | 136,55 | 27,32 | 0,99757 | 1,13575 |
| - 2 | 2,9439 | 0,7143 | 0,06028 | 1,400 | 16,59 | 99,56 | 136,77 | 27,21 | 0,99839 | 1,13556 |
| - 1 | 3,0444 | 0,7158 | 0,05844 | 1,397 | 17,11 | 99,78 | 136,98 | 27,10 | 0,99919 | 1,13555 |
| 0 | 3,1465 | 0,7173 | 0,05667 | 1,394 | 17,65 | 100,00 | 136,99 | 26,99 | 1,00000 | 1,13556 |
| + 1 | 3,2511 | 0,7189 | 0,05496 | 1,391 | 18,20 | 100,22 | 137,10 | 26,88 | 1,00081 | 1,13525 |
| + 2 | 3,3583 | 0,7205 | 0,05330 | 1,388 | 18,76 | 100,45 | 137,21 | 26,76 | 1,00161 | 1,13534 |
| + 3 | 3,4676 | 0,7220 | 0,05168 | 1,385 | 19,35 | 100,67 | 137,32 | 26,65 | 1,00242 | 1,13545 |
| + 4 | 3,5804 | 0,7241 | 0,05012 | 1,381 | 19,95 | 100,90 | 137,43 | 26,53 | 1,00322 | 1,13556 |
| + 5 | 3,6959 | 0,7257 | 0,04863 | 1,378 | 20,56 | 101,12 | 137,54 | 26,42 | 1,00402 | 1,13567 |
| + 6 | 3,8135 | 0,7273 | 0,04721 | 1,375 | 21,18 | 101,35 | 137,65 | 26,30 | 1,00483 | 1,13578 |
| + 7 | 3,9348 | 0,7289 | 0,04583 | 1,372 | 21,82 | 101,58 | 137,76 | 26,18 | 1,00563 | 1,13589 |
| + 8 | 4,0582 | 0,7310 | 0,04450 | 1,368 | 22,47 | 101,80 | 137,86 | 26,06 | 1,00643 | 1,13600 |
| + 9 | 4,1853 | 0,7326 | 0,04323 | 1,365 | 23,13 | 102,03 | 137,97 | 25,94 | 1,00723 | 1,13611 |
| + 10 | 4,3135 | 0,7342 | 0,04204 | 1,362 | 23,79 | 102,26 | 138,00 | 25,82 | 1,00803 | 1,13622 |
| + 11 | 4,4465 | 0,7358 | 0,04086 | 1,359 | 24,48 | 102,49 | 138,18 | 25,69 | 1,00883 | 1,13633 |
| + 12 | 4,5829 | 0,7380 | 0,03970 | 1,355 | 25,19 | 102,72 | 138,29 | 25,57 | 1,00963 | 1,13644 |
| + 13 | 4,7209 | 0,7396 | 0,03858 | 1,352 | 25,92 | 102,95 | 138,39 | 25,44 | 1,01042 | 1,13655 |
| + 14 | 4,8621 | 0,7413 | 0,03751 | 1,349 | 26,66 | 103,18 | 138,49 | 25,31 | 1,01122 | 1,13666 |
| + 15 | 5,0076 | 0,7435 | 0,03648 | 1,345 | 27,41 | 103,42 | 138,61 | 25,19 | 1,01201 | 1,13677 |
| + 16 | 5,1550 | 0,7452 | 0,03547 | 1,342 | 28,19 | 103,65 | 138,70 | 25,05 | 1,01281 | 1,13688 |
| + 17 | 5,3067 | 0,7468 | 0,03449 | 1,339 | 28,99 | 103,89 | 138,81 | 24,93 | 1,01361 | 1,13699 |
| + 18 | 5,4605 | 0,7491 | 0,03354 | 1,335 | 29,87 | 104,12 | 138,91 | 24,79 | 1,01440 | 1,13710 |
| + 19 | 5,6172 | 0,7507 | 0,03263 | 1,332 | 30,65 | 104,35 | 139,01 | 24,66 | 1,01519 | 1,13721 |
| + 20 | 5,7785 | 0,7524 | 0,03175 | 1,329 | 31,50 | 104,59 | 139,12 | 24,53 | 1,01598 | 1,13732 |
| + 21 | 5,9432 | 0,7547 | 0,03089 | 1,325 | 32,38 | 104,82 | 139,21 | 24,39 | 1,01676 | 1,13743 |
| + 22 | 6,1112 | 0,7570 | 0,03005 | 1,321 | 33,20 | 105,06 | 139,31 | 24,25 | 1,01757 | 1,13754 |
| + 23 | 6,2825 | 0,7597 | 0,02925 | 1,318 | 34,19 | 105,29 | 139,40 | 24,11 | 1,01835 | 1,13765 |
| + 24 | 6,4584 | 0,7605 | 0,02848 | 1,315 | 35,11 | 105,53 | 139,50 | 23,97 | 1,01914 | 1,13776 |
| + 25 | 6,6383 | 0,7628 | 0,02773 | 1,311 | 36,07 | 105,77 | 139,61 | 23,84 | 1,01993 | 1,13787 |
| + 26 | 6,8175 | 0,7645 | 0,02700 | 1,308 | 37,04 | 106,01 | 139,70 | 23,69 | 1,02072 | 1,13798 |
| + 27 | 7,0020 | 0,7669 | 0,02629 | 1,304 | 38,04 | 106,25 | 139,79 | 23,54 | 1,02151 | 1,13809 |
| + 28 | 7,1933 | 0,7692 | 0,02560 | 1,300 | 39,06 | 106,49 | 139,89 | 23,40 | 1,02229 | 1,13820 |
| + 29 | 7,3963 | 0,7710 | 0,02494 | 1,297 | 40,10 | 106,73 | 139,98 | 23,25 | 1,02307 | 1,13831 |
| + 30 | 7,5910 | 0,7724 | 0,02433 | 1,293 | 41,11 | 106,97 | 140,08 | 23,11 | 1,02387 | 1,13842 |
| + 31 | 7,7826 | 0,7758 | 0,02371 | 1,289 | 42,18 | 107,21 | 140,16 | 22,95 | 1,02465 | 1,13853 |
| + 32 | 7,9897 | 0,7792 | 0,02309 | 1,285 | 43,31 | 107,45 | 140,25 | 22,80 | 1,02543 | 1,13864 |
| + 33 | 8,2003 | 0,7800 | 0,02250 | 1,282 | 44,45 | 107,69 | 140,34 | 22,65 | 1,02620 | 1,13875 |
| + 34 | 8,4087 | 0,7825 | 0,02192 | 1,278 | 45,62 | 107,94 | 140,43 | 22,49 | 1,02699 | 1,13886 |
| + 35 | 8,6264 | 0,7849 | 0,02136 | 1,274 | 46,81 | 108,18 | 140,51 | 22,33 | 1,02778 | 1,13897 |
| + 36 | 8,8475 | 0,7874 | 0,02083 | 1,270 | 48,01 | 108,43 | 140,61 | 22,18 | 1,02856 | 1,13908 |
| + 37 | 9,0726 | 0,7893 | 0,02030 | 1,267 | 49,25 | 108,67 | 140,69 | 22,02 | 1,02934 | 1,13919 |
| + 38 | 9,2959 | 0,7918 | 0,01980 | 1,263 | 50,51 | 108,91 | 140,77 | 21,85 | 1,03011 | 1,13930 |
| + 39 | 9,5351 | 0,7943 | 0,01931 | 1,259 | 51,79 | 109,16 | 140,85 | 21,69 | 1,03089 | 1,13941 |
| + 40 | 9,7707 | 0,7968 | 0,01882 | 1,255 | 53,13 | 109,41 | 140,94 | 21,53 | 1,03167 | 1,13952 |
| + 41 | 10,014 | 0,7994 | 0,01835 | 1,251 | 54,49 | 109,66 | 141,02 | 21,36 | 1,03246 | 1,13963 |
| + 42 | 10,257 | 0,8019 | 0,01789 | 1,247 | 55,90 | 109,91 | 141,10 | 21,19 | 1,03324 | 1,13974 |
| + 43 | 10,511 | 0,8045 | 0,01744 | 1,243 | 57,34 | 110,16 | 141,18 | 21,02 | 1,03400 | 1,13985 |
| + 44 | 10,763 | 0,8071 | 0,01700 | 1,239 | 58,83 | 110,41 | 141,25 | 20,84 | 1,03478 | 1,13996 |
| + 45 | 11,023 | 0,8104 | 0,01656 | 1,234 | 60,38 | 110,66 | 141,33 | 20,67 | 1,03556 | 1,14007 |
| + 46 | 11,281 | 0,8130 | 0,01614 | 1,230 | 61,95 | 110,91 | 141,40 | 20,49 | 1,03634 | 1,14018 |
| + 47 | 11,553 | 0,8157 | 0,01573 | 1,226 | 63,57 | 111,15 | 141,49 | 20,31 | 1,03712 | 1,14029 |
| + 48 | 11,828 | 0,8190 | 0,01533 | 1,221 | 65,24 | 111,42 | 141,56 | 20,14 | 1,03783 | 1,14040 |
| + 49 | 12,108 | 0,8217 | 0,01494 | 1,217 | 66,94 | 111,67 | 141,64 | 19,97 | 1,03865 | 1,14051 |
| + 50 | 12,388 | 0,8244 | 0,01459 | 1,213 | 68,56 | 111,94 | 141,73 | 19,79 | 1,03945 | 1,14062 |



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

SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALACIONES Y APLICACIONES

DISTRIBUCION DE AIRE EN ESPACIOS ACONDICIONADOS

NOVIEMBRE, 1985

Capítulo 3. DISTRIBUCIÓN DE AIRE EN ESPACIOS ACONDICIONADOS

En este capítulo se estudiará la distribución de aire acondicionado después de haber sido descargado al espacio a acondicionar. El análisis incluye la distribución en la habitación, correctamente efectuada, y los tipos y colocaciones de las bocas o impulsores de salida.

CONDICIONES NECESARIAS PARA UNA BUENA DISTRIBUCIÓN DE AIRE

TEMPERATURA

Las condiciones de proyecto normalizadas para las habitaciones son las indicadas en el Parte I, Capítulo 2. El sistema de distribución de aire debe estar proyectado para mantener la temperatura dentro de límites tolerables. En una habitación se admite una variación máxima aproximada de 1 °C entre distintos puntos. En un grupo de habitaciones situadas dentro de un espacio, es admisible una diferencia máxima de 1,7 °C entre ellas. Generalmente, las variaciones de temperatura son más recusables durante la época de calefacción que durante la de refrigeración.

Las fluctuaciones de temperatura se notan más que las simples variaciones. Estas fluctuaciones dependen ordinariamente del sistema de control de temperatura. Cuando van acompañadas de desplazamiento del aire con las velocidades más altas dentro del intervalo de las recomendadas, pueden dar lugar a quejas por corrientes de aire.

VELOCIDAD DEL AIRE

La tabla 19 da las velocidades recomendables del aire en espacios acondicionados. También incluye las reacciones de los ocupantes a distintas velocidades de aire dentro de una zona ocupada.

DIRECCIÓN DEL AIRE

La tabla 19 muestra que el movimiento del aire es deseable e incluso necesario. La figura 62 sirve

de guía para determinar cuál es la dirección del movimiento del aire que es más conveniente para una persona sentada.

TABLA 19. VELOCIDADES DEL AIRE EN LA ZONA OCUPADA DE LA HABITACIÓN

| VELOCIDAD DEL AIRE (m/s) | REACCIÓN | APLICACIÓN RECOMENDADA |
|--------------------------|--|---|
| 0-0,08 | Quejas por estancamiento del aire | Ninguna |
| 0,12 | Proyecto ideal-favorable | Todas las aplicaciones comerciales |
| 0,12-0,25 | Probablemente favorable, pero la máxima velocidad admisible para personas sentadas es 0,25 m/s aproximadamente | Todas las aplicaciones comerciales |
| 0,35 | Desfavorable-los papeles ligeros colocados en las mesas son insuflados | |
| 0,40 | Límite máximo para personas que se desplazan lentamente-favorable | Almacenes y comercios |
| 0,40-1,50 | Instalaciones de acondicionamiento de aire de algunas fábricas-favorable | Velocidades más altas de acondicionamiento para refrigeración de punto o localizada |

PRINCIPIOS DE LA DISTRIBUCIÓN DE AIRE

La sección siguiente expone los principios de distribución de aire.

ALCANCE (DISTANCIA DE PROPULSIÓN)

El alcance es la distancia horizontal que recorre una corriente de aire desde su boca de salida. Dicho alcance viene dado por la distancia medida desde la boca de salida hasta un punto donde la velocidad del aire alcanza un valor mínimo definido, 0,25 m/s, y medido a 2,1 metros por encima del suelo.

El alcance o distancia de propulsión es proporcional a la velocidad del aire primario a su salida de la boca de impulsión, siendo independiente de la diferencia entre la temperatura del aire suministrado y la del aire de la habitación.

2

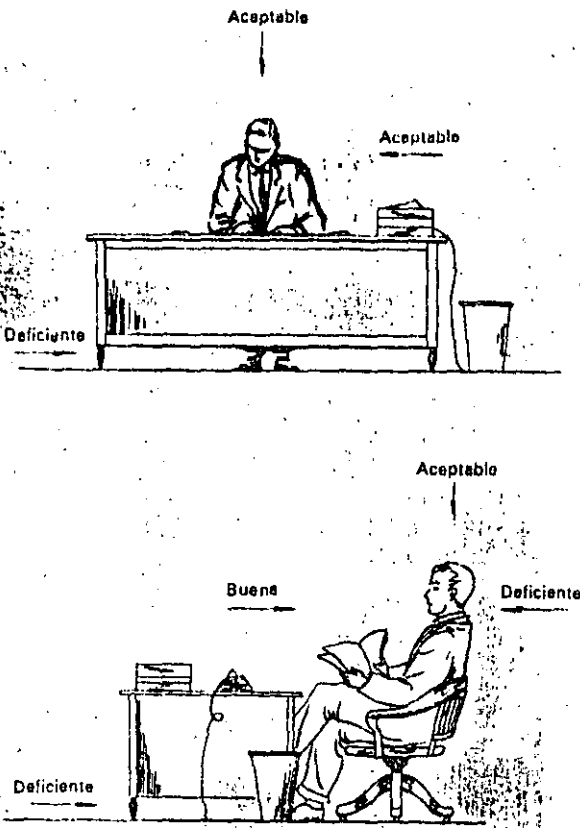


FIG. 62. Dirección conveniente del aire

La relación de inducción (R) se define por la razón aritmética del aire total al aire primario.

$$R = \frac{\text{aire total}}{\text{aire primario}} = \frac{\text{aire primario} + \text{aire secundario}}{\text{aire primario}}$$

IMPORTANCIA DE LA INDUCCIÓN

Como la distancia de propulsión es función de la velocidad, y el decremento de la velocidad en la unidad de tiempo depende de la relación de inducción, el alcance depende de la cantidad de inducción que se produce. La cantidad de inducción desde una boca de impulsión es una función directa del perímetro de la sección recta de la corriente del aire primario. De dos bocas de impulsión de la misma área, la de mayor perímetro tiene mayor inducción y, por tanto, su alcance es más corto. Con un caudal de aire dado y descargado a una presión dada en un local, se obtienen la mínima inducción y el máximo alcance mediante una sola boca de salida de sección recta circular. Por el contrario, con una sola boca de salida en forma de rendija larga y estrecha se obtiene la mayor inducción y la distancia de propulsión más corta.

CAIDA

Caida, o elevación, es la distancia vertical que se desplaza el aire desde la boca de salida hasta el final de su trayectoria de propulsión.

INDUCCIÓN

Inducción es el arrastre de aire procedente del espacio a acondicionar por el aire impulsado por la boca de salida y depende de la velocidad del aire de impulsión. El aire que llega directamente de la boca de impulsión se denomina primario. El aire de la habitación que será aspirado y arrastrado a lo largo de la trayectoria del aire primario se denomina secundario. La corriente total, formada por la mezcla del aire primario y del secundario, se denomina aire total.

La inducción se expresa por la ecuación de impulsión o cantidad de movimiento:

$$M_1 V_1 + M_2 V_2 = (M_1 + M_2) \times V_3$$

- donde M_1 = masa del aire primario
- M_2 = masa del aire secundario
- V_1 = velocidad del aire primario
- V_2 = velocidad del aire secundario
- V_3 = velocidad del aire total

DIFUSIÓN O DISPERSIÓN

La difusión es el ángulo de divergencia de la corriente de aire después de salir de la boca de impulsión. La dispersión horizontal es la divergencia en el plano horizontal, y dispersión vertical es la divergencia en el plano vertical. El ángulo de dispersión se mide en grados.

La dispersión es resultado de la ley de cantidad de movimiento. La figura 63 representa el efecto de la inducción sobre el área de la sección recta de la corriente y la velocidad del aire.

Ejemplo 1. Efecto de inducción

- Datos:
- 1.700 m³/h aire primario.
- 1.700 m³/h aire secundario.
- 5 m/s velocidad del aire primario.
- 0 m/s velocidad del aire secundario.

Determinar:
La velocidad y la sección recta de la corriente de aire total cuando se mezcla con 1.700 m³/h de aire primario y 1.700 m³/h de aire secundario.

Solución:
Área de sección recta de la corriente de aire primario inicial antes de la inducción:

$$= \frac{M_1}{V_1} = \frac{1.700}{5 \times 3.600} = 0,0945 \text{ m}^2$$

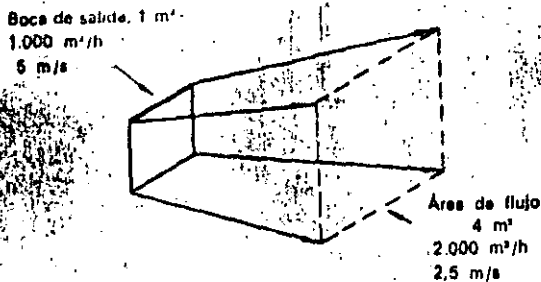


FIG. 63. Efecto de inducción

Sustituyendo en la ecuación de la cantidad de movimiento

$$(1.700 \times 18.000) + (1.700 \times 0) = (1.700 + 1.700) V_1$$

$$V_1 = 9.000 \text{ m/h} = 2,5 \text{ m/s}$$

Área transversal de la corriente total

$$= \frac{M_1 + M_2}{V_1} = \frac{1.700 + 1.700}{9.000 \text{ m/h}} = 0,377 \text{ m}^2$$

Una boca de salida que descarga el aire uniformemente hacia delante, sin interposición de rejillas para divergencia o convergencia, produce una dispersión de 18° a 20°, aproximadamente, en ambos planos. Esto equivale a una dispersión aproximada de 15 cm por cada metro de propulsión. El tipo y la forma de la boca de impulsión afectan dicho ángulo, pero con casi todos los tipos de bocas de impulsión su valor está comprendido entre 15° y 23°.

INFLUENCIA DE LAS GUIAS (ALETAS O DEFLECTORES) SOBRE EL RENDIMIENTO DE LAS BOCAS DE IMPULSIÓN

Deflectores

Las bocas de salida con deflectores perpendiculares al conducto producen una dispersión de aproximadamente 19°, tanto en el plano horizontal como en el vertical (fig. 64).

Deflectores convergentes

Las bocas de salida con deflectores colocados de modo que dirijan directamente el aire de descarga, producen, aproximadamente, la misma dispersión (19°) que las colocadas perpendicularmente (fig. 65). Sin embargo, la distancia de propulsión resultante es aproximadamente un 15% mayor que con deflectores perpendiculares.

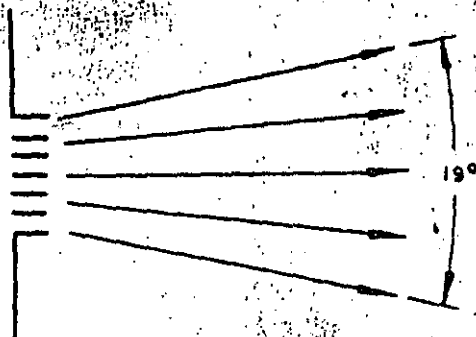


FIG. 64. Dispersión con guías rectas

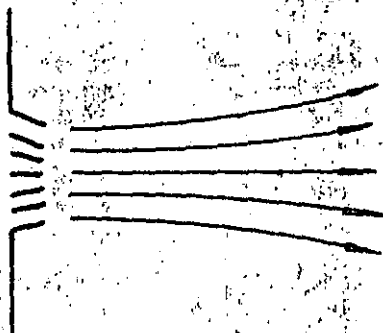


FIG. 65. Dispersión con guías convergentes

Deflectores divergentes

Las bocas de salida con deflectores convenientemente colocados para producir una dispersión oblicuamente tienen un efecto considerable sobre la dirección y el alcance. Estando los deflectores colocados verticalmente y de modo que los laterales formen un ángulo de 45° con el conducto, y los demás formen ángulos intermedios, se produce una corriente de aire cuyo ángulo horizontal es aproximadamente 60° (fig. 66). En estas condiciones, la distancia de propulsión se reduce aproximadamente el 50%. En las bocas de salida con guías inclinadas menos de 45° y las demás en ángulos intermedios, la distancia de propulsión es más larga que en la posición de 45°, pero menor que con deflectores perpendiculares.

Donde se emplean deflectores divergentes, se reduce la sección libre de la boca, por lo que el caudal de aire es menor que con deflectores perpendiculares, a no ser que se aumente la presión. Para soslayar un obstáculo o para dirigir el aire en una dirección determinada, todos los deflecto-

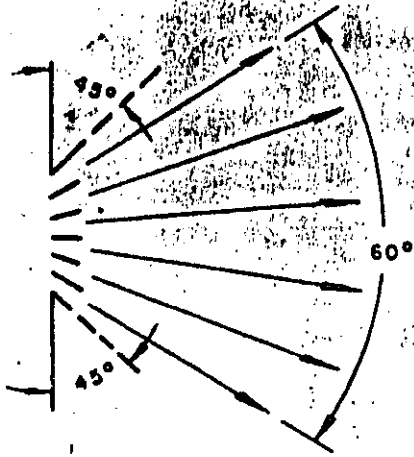


FIG. 66. Dispersión con guías divergentes

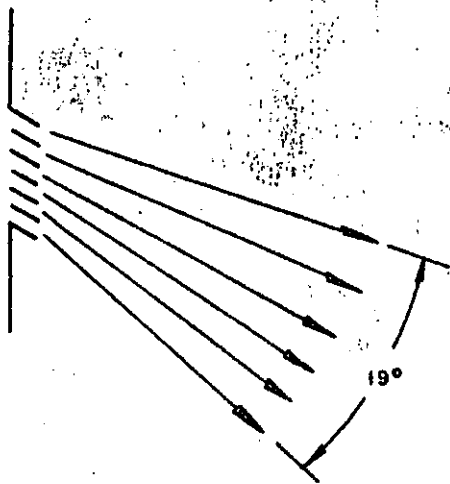


FIG. 67. Dispersión con juego de guías rectas en un ángulo

res deben estar inclinados convenientemente, como en la figura 67. Obsérvese que el ángulo de dispersión es aproximadamente 19°.

INFLUENCIA DE LA VELOCIDAD EN EL CONDUCTO SOBRE EL RENDIMIENTO DE LAS BOCAS DE IMPULSIÓN

Una boca de impulsión se diseña para distribuir el aire que se recibe con velocidad, presión y dirección adecuadas para que cumpla su función, pero no para que corrija inesperadas condiciones indebidas del flujo de aire que se le suministra.

Cuando una boca de impulsión sin deflectores esté colocada directamente en la pared del con-

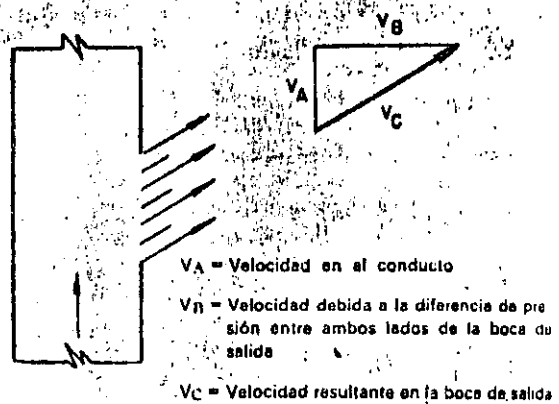


FIG. 68. Boca de salida situada en conducto

ducto, la dirección de la corriente del aire de la salida es el vector suma de los vectores correspondientes a la velocidad del aire en el conducto y a la velocidad en la boca de impulsión (fig. 68). Esto puede ser modificado por las peculiaridades de la abertura en el conducto.

Cuando se aplica una boca de impulsión a la pared del conducto, la velocidad resultante V_c , se puede modificar por medio de deflectores o registros ajustables colocados detrás de la boca de salida. La pertinencia de su aplicación depende de la desviación de la trayectoria recta que puede aceptarse.

Frecuentemente las bocas de impulsión se montan sobre collares de prolongación cortos separados de la pared del conducto. Si la velocidad del aire en el conducto supera a la del aire de descarga en la boca de impulsión, habrá que emplear deflectores en la unión del collar y el conducto. Los resultados están representados en la figura 69.

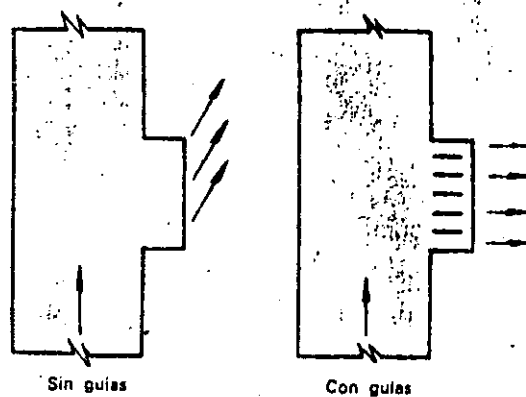


FIG. 69. Collar para bocas de salida

IMPORTANCIA DE UNA CORRECTA DISTANCIA DE PROPULSIÓN

Normalmente no es necesario que el alcance o distancia de propulsión cubra la longitud o la anchura totales de la habitación. Una buena regla práctica es que el alcance sea los 3/4 de la distancia hasta la pared opuesta. Se exceptúan los casos en que existen fuentes de calor situadas en la pared opuesta a la boca de impulsión. Estas fuentes pueden ser el propio calor del equipo y puertas abiertas. En estas circunstancias puede ser necesario aumentar la distancia de propulsión y habrá que tomar precauciones para evitar condiciones adversas de corrientes de aire.

DIFERENCIA DE TEMPERATURA

La diferencia admisible de temperatura entre el aire de impulsión y el de la habitación depende en gran parte de (1) la relación de inducción de la boca, (2) las obstrucciones del aire primario en la trayectoria y (3) la altura del techo. La figura 70 muestra el efecto del cambio de la temperatura del aire de suministro de caliente a frío.

Puesto que la inducción depende de la velocidad de descarga en la boca, hay una diferencia de temperatura que debe especificarse para obtener resultados satisfactorios.

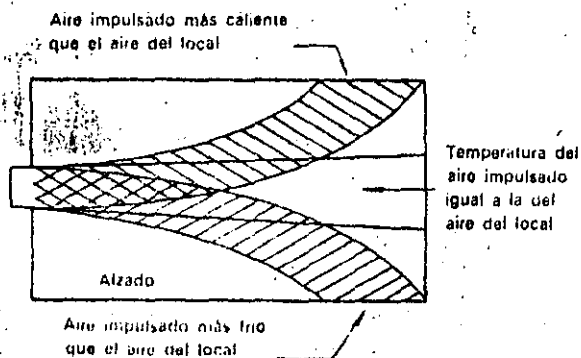


Fig. 70. Configuraciones de la corriente de aire para varias temperaturas diferenciales

MOVIMIENTO DEL AIRE TOTAL EN LA HABITACIÓN

La finalidad de distribuir el aire en las habitaciones es provocar un movimiento satisfactorio del aire dentro de la zona ocupada, lo que se consigue relacionando las características de la boca

de impulsión y su rendimiento, con el movimiento del aire en la habitación como sigue:

1. Aire total en circulación = m^3/h de impulsión \times relación de inducción.
2. Velocidad promedial del aire en la habitación =

$$= \frac{1,4 \times m^3/h \text{ totales en circulación}}{\text{área de la pared opuesta a la boca(s) de impulsión}}$$

3. $K = \frac{\text{Velocidad promedial en la habitación}}{1,4 \times \text{relación de inducción}} = \frac{m^3/h \text{ en la boca de impulsión}}{\text{área libre de pared opuesta a la boca(s) de impulsión}}$

donde K es el factor de circulación en la habitación, expresado en m^3/h de aire primario por m^2 de la pared opuesta a la boca.

El multiplicador 1,4 deja un margen para la obstrucción causada por la corriente de aire. Obsérvese que en la ecuación interviene el área libre o despejada de la pared, y todas obstrucciones deben ser descontadas. Véase nota 8 de tabla 21.

La tabla 19 indica que la velocidad promedial en la habitación debe mantenerse entre 0,08 y 0,25 m/s en la mayoría de aplicaciones. Se han efectuado pruebas con varias bocas de impulsión y velocidades a fin de determinar las características de rendimiento. Los resultados de tales pruebas con una serie de rejillas de impulsión situadas están resumidas en las tablas de rendimiento contenidas en este capítulo. Estos datos de rendimiento pueden emplearse satisfactoriamente con rejillas de las dimensiones y superficies libres nominales indicadas en la tabla 21. Un ejemplo de selección de rejilla acompaña a la tabla. El factor K a que se refiere el apartado 3 está indicado en la tabla que da los valores de máximos y mínimos de m^3/h por m^2 del área de la pared en que está situada la boca de impulsión.

TIPOS DE BOCAS DE IMPULSIÓN

REJILLA PERFORADA

Esta rejilla tiene una pequeña relación de deflector (comprendida normalmente entre 0,05 y 0,20) y por tanto tiene poco efecto direccional. En consecuencia, se utiliza principalmente como rejilla de extracción o de retorno, y menos frecuentemente, como rejilla de impulsión. Cuando la persiana está provista de cierre manual constituye un registro.

REJILLA CON DEFLECTORES FIJOS

La rejilla con deflectores fijos se emplea satisfactoriamente en locales donde la dirección de la corriente no es muy importante o pueda ser predeterminada. Es deseable que tenga una relación de deflector de uno o más. Para que se pueda ver el interior del conducto son preferibles los deflectores poco separados.

REJILLA CON DEFLECTORES AJUSTABLES

Este tipo de rejillas es el más conveniente para su colocación en paredes laterales. Como se fabrica con deflectores ajustables tanto horizontal como verticalmente, las dificultades originadas por pequeños desplazamientos del aire se pueden corregir rápidamente variando la posición de los deflectores.

BOCAS DE RENDIJA

Este tipo de boca puede tener rendijas múltiples ampliamente separadas, resultando una superficie libre de 10 % aproximadamente. El rendimiento es aproximadamente el mismo que el de una rejilla con deflectores, a igualdad de caudal y presión estática, pero la distancia de propulsión es más corta debido a que es mayor la inducción en la cara de la boca.

Otro diseño con el que se obtiene antes la inducción inicial es la rendija larga horizontal continua, particularmente ventajosa donde el techo es bajo y la altura de la boca de impulsión es limitada, o cuando se desca que no sean visibles las rejillas.

SALIDAS DE EYECCIÓN

La boca de salida de eyección actúa a alta presión para obtener una relación de inducción elevada y se emplea principalmente en talleres industriales y enfriamiento de un punto determinado, o sea, localizado, en que es deseable un elevado grado de flexibilidad en el funcionamiento del eyector.

SALIDAS CON INDUCCIÓN INTERNA

Donde se emplea una presión del aire suficientemente elevada, se induce aire de la habitación dentro de la rejilla a través de aberturas auxiliares. Aquí se mezcla con aire primario y se descarga en la habitación a temperatura más baja que la del caudal de aire primario. La inducción se efectúa en dos fases, una en la carcasa de la rejilla y otra después de que el aire sale de la boca.

BOCAS DE SALIDA EN TECHO

Salida del tipo batea

En este diseño sencillo de distribución en el techo, se emplea cuello de conducto con una artesa o batea debajo de él. El aire que sale del pleno pasa por el cuello e incide y salpica en la artesa. Esta debe ser de diámetro suficiente para que no sea visible la abertura del conducto y además debe ser ajustable su distancia desde el techo. Las bateas deben estar perforadas para que parte del aire se disperse hacia abajo. Las ventajas de las bocas del tipo de batea son su bajo coste y que pueden ocultar la abertura del conducto. Los inconvenientes, la falta de uniformidad en la dirección del aire a causa de las malas condiciones en que se realiza y la tendencia a dirigirlo al techo.

Difusor de techo

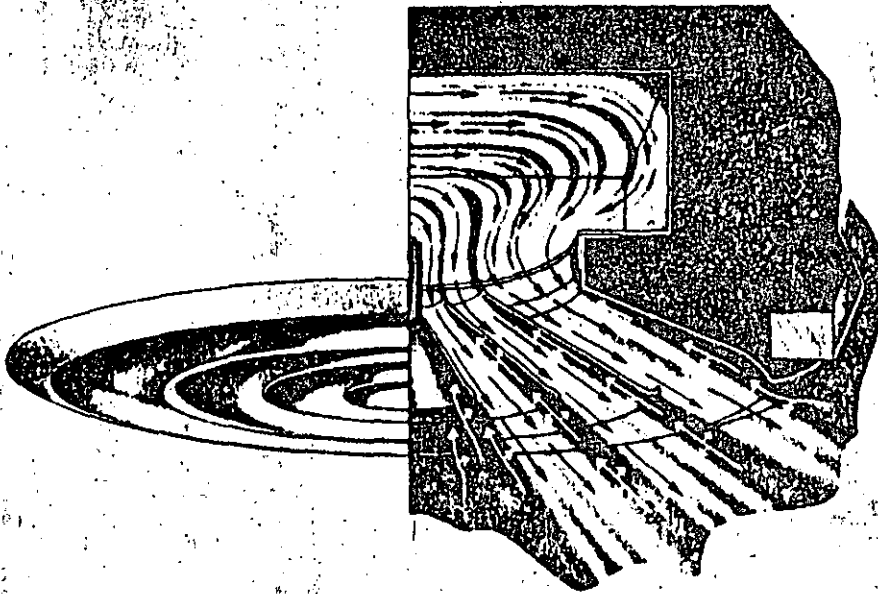
Estas bocas constituyen un perfeccionamiento del tipo de batea. Apresuran la inducción por suministrar el aire en varias capas. Las condiciones de la instalación deben ser buenas para asegurar una distribución uniforme. A menudo se combinan con los aparatos de alumbrado y se fabrican con características de inducción interna. Véase figura 71.

Techos y paneles perforados

Hay varios tipos de techos perforados para introducir el aire acondicionado en sistemas de confort o industriales. La característica principal de este método de tratamiento del aire es que se puede introducir mayor volumen de aire por metro cuadrado de superficie de suelo, con el mínimo desplazamiento en la zona ocupada y con menos riesgo de corrientes de aire. Como la velocidad de descarga es baja, la inducción también lo es. Por tanto se debe proveer el suficiente movimiento de aire a velocidad mayor de 0,08 m/s.

Un conducto proyectado para techo perforado es lo mismo que el proyectado para un techo convencional. Para que el suministro sea adecuado en todas las zonas, en la instalación de conductos para techos perforados hay que adoptar las mismas precauciones que para los sistemas convencionales. No se debe confiar con los paneles de techo para obtener una distribución apropiada, ya que no pueden conducir el aire de forma que todas las zonas queden correctamente aireadas. Los paneles perforados contribuyen a difundir el aire impulsado, y por tanto permiten emplear diferencias de temperatura relativamente grandes, incluso con pequeñas alturas de techo.

(7)



Cortesía de Anemostat Corporation of America

Fig. 71. Difusor de techo de inducción interna

APLICACIÓN DE LOS DIFUSORES DE TECHO

Las instalaciones en que se emplean difusores de techo dan lugar normalmente a menos quejas por corrientes de aire que los que emplean bocas de salida en paredes laterales. Para evitar corrientes de aire molestas, deben ser tenidas en cuenta las siguientes recomendaciones cuando se instalan difusores de techo.

DISTANCIA DE PROPULSIÓN

Elegir difusores de techo de alcance moderado, generalmente igual o inferior al 75 % del valor indicado en las tablas. Una distancia de propulsión excesiva puede plantear problemas en muchas instalaciones, lo que no suele ocurrir cuando la distancia es corta.

PÉRDIDAS DE CARGA

La mayoría de tablas de especificación indican la pérdida de carga a través de la rejilla únicamente, sin incluir la de presión necesaria para expulsar el aire del conducto e introducirlo en la habitación a través del cuello y la rejilla. Conviene, pues, hacer un cuidadoso estudio de pérdidas de carga en el cuello y la rejilla y aplicar

un factor de seguridad correcto cuando sea necesario.

DISPOSICIÓN DEL DIFUSOR

Un criterio importante para el buen funcionamiento del difusor es su correcta disposición. Esto significa o bien un cuello de por lo menos cuatro veces el diámetro del conducto, o bien buenas guías giratorias. Si se emplean paletas o guías, deben estar colocadas perpendicularmente al flujo de aire en la parte superior del cuello y separados 5 cm.

OBSTRUCCIONES

Cuando el flujo de aire del difusor encuentra obstrucciones, se tapa una pequeña porción del difusor en el punto de la obstrucción. Normalmente se emplean baffles del tipo de enganche a este propósito.

LIMITACIONES DE RUIDO EN LAS BOCAS DE IMPULSIÓN

Un criterio importante que afecta la selección de una boca de impulsión es su nivel de ruido. La tabla 20 da las velocidades de salida recomendadas, que proporcionan niveles de ruido aceptables para varios tipos de aplicaciones.

TABLA 20. VELOCIDADES RECOMENDADAS EN LAS BOCAS DE SALIDA

| APLICACIÓN | VELOCIDAD (m/s) |
|---|-----------------|
| Estudios de radiodifusión | 1,5-2,5 |
| Residencias | 2,5-4 |
| Apartamentos | 2,5-4 |
| Iglesias | 2,5-4 |
| Dormitorios de hotel | 2,5-4 |
| Teatros | 2,5-4 |
| Oficinas particulares, tratadas acústicamente | 2,5-4 |
| Oficinas particulares, no tratadas | 2,5-4 |
| Salas de cine | 5 |
| Oficinas públicas | 5-8,5 |
| Almacenes comerciales, plantas superiores | 7,5 |
| Almacenes comerciales, planta principal | 10 |

UBICACIÓN DE LAS BOCAS DE SALIDA

La arquitectura interior, la construcción del edificio y las posibilidades de que incidan partículas de polvo, influyen necesariamente en el montaje y ubicación de la boca de impulsión. Por muy conveniente que sea colocar una boca de impulsión en un punto dado, dichas condiciones pueden impedirlo.



FIG. 72. Tiro descendente desde ventana fría

②

Aunque se consiga superar satisfactoriamente todas las limitaciones mencionadas, los principios que rigen la distribución del aire concernientes al flujo, caída de presión, capacidad y circulación de aire en el local crean otras limitaciones en el proyecto de un sistema aceptable de distribución de aire. Estas limitaciones están indicadas en las tablas de especificación al final del capítulo.

Las cargas locales debidas a concentración de personas, calor de la maquinaria, del equipo, y situación de las paredes exteriores y las ventanas, modifican a menudo la elección de ubicación de la boca de impulsión. La corriente descendente desde una pared fría o de una ventana de cristal (figura 72) puede alcanzar velocidades mayores de 1 m/s, molestando a los ocupantes, y si no se evitan los efectos de dicha corriente, éstos se quejarán de frialdad en los pies. En climas fríos esto se consigue por radiación suplementaria, o por una boca situada debajo de una ventana, como ilustra la figura 73.

Otro factor a considerar cuando se elige la ubicación de una boca de salida es el efecto ra-

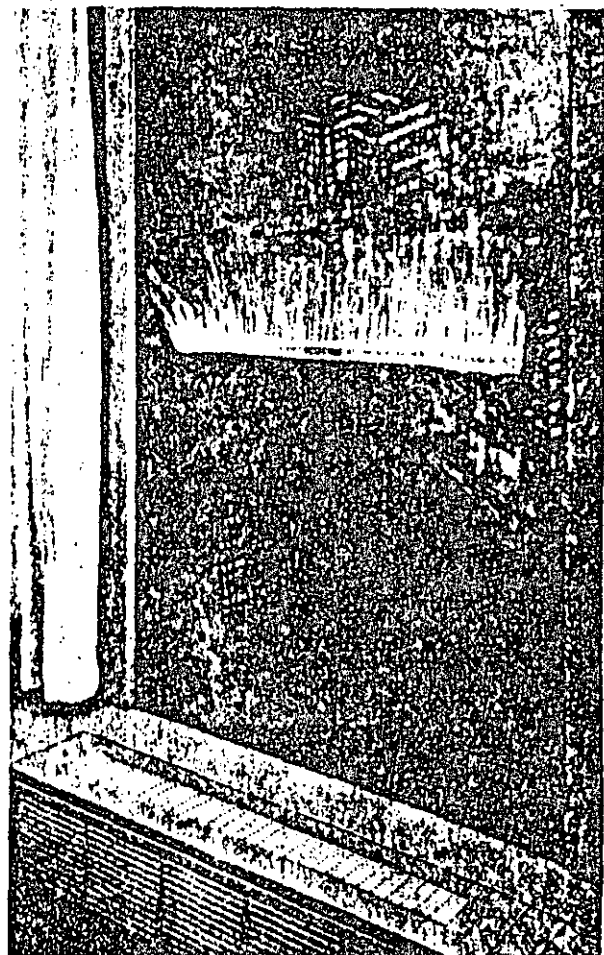


FIG. 73. El aire de descarga compensa el tiro descendente de la ventana

(9)

que a la salida de conductos y de rejillas en la temporada de calefacción, una boca de salida situada debajo de una ventana y que descargue aire caliente eleva la temperatura de la superficie y palia de sensación de malestar.

A continuación se describen cuatro aplicaciones representativas de tipos de rejillas.

DIFUSORES DE TECHO

Los difusores de techo pueden aplicarse a conductos expuestos, conductos forrados, o bien conductos ocultos en el techo. Aunque las bocas de pared se instalan en conductos expuestos y forrados, rara vez se aplican para propulsión directa hacia abajo, a no ser que la mezcla completa se realice antes de que el aire llegue a la zona ocupada.

BOCAS DE SALIDA LATERALES

Se prefiere una ubicación elevada para bocas de salida en la pared, cuando el techo está libre de obstrucciones. Donde existen vigas, las salidas se sitúan a menor altura para que la corriente de aire sea horizontal y no encuentre obstáculos. También se pueden emplear guías o deflectores para dirigir la corriente hacia abajo, pero entonces el aire entra oblicuamente en la zona ocupada y llega a los ocupantes con demasiada velocidad. Esto se encuentra representado en la figura 74.

Las salidas laterales situadas cerca del suelo (figura 75) son adecuadas para calefacción, pero no para refrigeración, a menos que se dirija el aire hacia arriba muy oblicuamente. El ángulo de inclinación debe ser tal que no incida directamente en los ocupantes o que el flujo se-

desvíe hacia abajo de la zona ocupada por las personas.

BOCAS DE SALIDA EN VENTANAS

Con vidriera simple, las bocas de salida en ventanas son preferibles a la distribución por techo o paredes para eliminar la pronunciada corriente de aire descendente durante el invierno. El aire debe ser dirigido con guías en un ángulo de 15° a 20° con la vertical hacia el interior de la habitación.

BOCAS DE SALIDA EN EL SUELO

Donde las personas están sentadas, como en un teatro, no es admisible la distribución por bocas de impulsión situadas en el suelo. En locales en que los ocupantes pueden pasear, es admisible introducir aire a nivel del suelo; por ejemplo, en tiendas donde se dirige el aire horizontalmente desde una rendija por debajo del mostrador. Sin embargo, en esta aplicación se debe utilizar una pequeña diferencia de temperatura, no más que $2,7^\circ$ ó $3,3^\circ \text{C}$. El mantenimiento de este valor máximo resulta normalmente antieconómico debido al gran caudal de aire necesario. Sin embargo, si el aire es dirigido hacia arriba por detrás del mostrador y difundido por encima de la zona ocupada, la diferencia de temperatura puede incrementarse aproximadamente 5 veces. Otra desventaja es que las bocas de salidas en el suelo constituyen colectores de suciedad.

APLICACIONES ESPECIFICAS

Si se aplican los principios descritos en los párrafos anteriores correctamente, los problemas

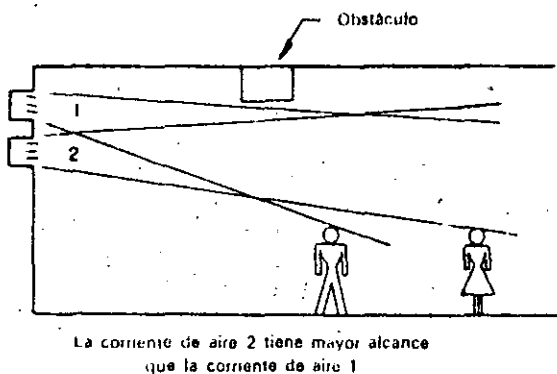


FIG. 74. Boca de salida en pared de habitación con obstáculo en el techo

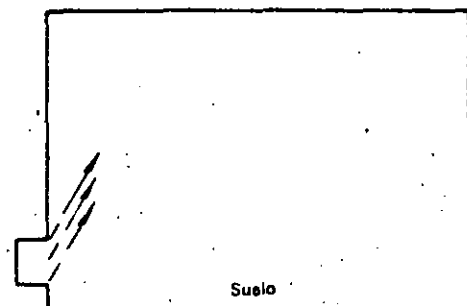


FIG. 75. Boca de salida en la pared cerca del suelo

(10)

después de la instalación serán mínimos. En general, cuanto más alto sea el techo, menos dificultades se encontrarán y, en consecuencia, se puede proceder con más libertad en el proyecto, con poco o ningún riesgo, pero con alturas de techo de 3,7 metros o menores hay que proceder meticulosamente.

La experiencia ha demostrado que los difusores de techo son más fáciles de aplicar que las bocas de salida en las paredes laterales, y son preferibles cuando los caudales de aire se aproximan a $36 \text{ m}^3/\text{h}$ por m^2 de superficie de suelo.

Las siguientes observaciones generales sobre aplicaciones específicas son el resultado de la experiencia adquirida con miles de instalaciones y pueden servir de guía para la mejor distribución del aire. Apartamentos, hoteles y edificios de oficinas son analizados en cuanto concierne a colocación de las bocas de impulsión, usuales en estos tipos de edificios. Bancos, restaurantes, grandes almacenes y tiendas de especialidades se analizan en términos generales, sin perjuicio de que sean aplicables las conclusiones del estudio precedente acerca de la ubicación de las bocas de salida.

APARTAMENTOS, HOTELES Y EDIFICIOS DE OFICINAS

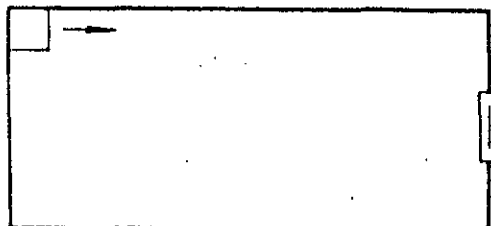
1. Suministro de pasillo — Sin irradiación directa (fig. 76):

Ventaja — Bajo coste.

Desventaja — Muy precario en invierno. Corriente descendente de aire debajo de la ventana acentuada por la propulsión desde la boca de impulsión.

Precaución — La distancia de propulsión no debe ser mayor del 75 % de la dimensión más larga de la habitación.

2. Suministro de pasillo — Irradiación directa debajo de ventanas (fig. 77):



Alzado

FIG. 76. Aire impulsado en corredor

3. Conducto encima de ventana con impulsión hacia el pasillo (fig. 78):

Ventaja — Elimina la corriente descendente debajo de las ventanas durante el invierno, cuando funciona la calefacción.

Desventaja — Hay una ligera corriente descendente de aire durante las estaciones intermedias, o cuando la irradiación está interrumpida en tiempo frío.

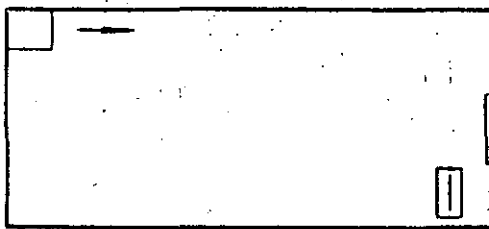
Precaución — No exceder una distancia de propulsión de 75 % de la dimensión más larga de la habitación.

Ventaja — Algo mejor distribución que por pasillo, pero no evita la corriente descendente de aire durante el invierno, a menos que se complemente con irradiación directa.

Desventaja — Coste casi tan elevado como el de las rejillas de impulsión de ventana (considerando las alteraciones en la estructura del edificio), las cuales proporcionan mejor distribución de aire.

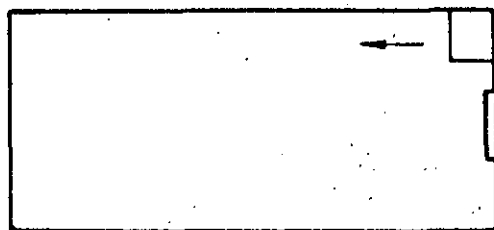
4. Boca de impulsión en ventana (fig. 79):

Ventaja — Elimina la corriente descendente durante el invierno, y el método de distribución de aire es mejor.



Alzado

FIG. 77. Aire impulsado en corredor con radiación directa



Alzado

FIG. 78. Conducto encima de ventana insuflando hacia el corredor

(11)

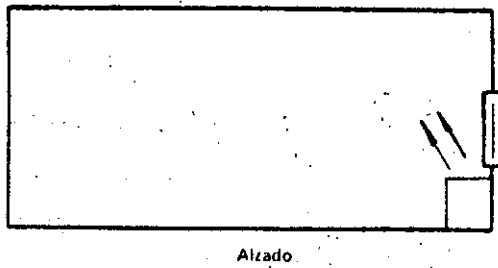


Fig. 79. Bocas de salida en ventana

Desventaja — Puede ser antieconómico para aplicación en varias ventanas.

5. Rejilla de retorno:

Donde es admisible aspirar el aire de retorno por el pasillo y no se emplean conductos de retorno, es necesario utilizar rejillas de sobrepresión o dejar abertura en la parte inferior de las puertas.

En apartamentos y hoteles, deben ser consultados los reglamentos antes de emplear el pasillo como pleno de retorno. Aunque esté permitido por la reglamentación, esto no es una buena práctica de ingeniería.

BANCOS (FIG. 80)

Frecuentemente, en los bancos el espacio central tiene un techo alto con una carga térmica por alumbrado. En este caso, el empleo de bocas de impulsión laterales relativamente elevadas en la pared pueden dar por resultado la segregación de una parte de la carga del techo excluyéndola de la zona ocupada y reduciendo algo la carga de refrigeración. Esta colocación de las rejillas de impulsión a una altura media de la pared es adecuada siempre que la altura del techo sea mayor de 6 metros.

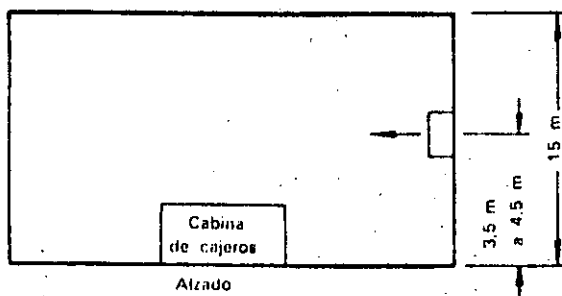


Fig. 80. Distribución del aire con techo alto

GRANDES ALMACENES (FIG. 81)

La distribución de aire en grandes almacenes no es crítica si se observan las precauciones ordinarias, puesto que el techo es suficientemente alto. Debe ponerse cuidado cuando se trata de acondicionar un altillo o entresuelo, ya que la salida de aire tiene tendencia a alcanzar una distancia de propulsión excesiva y los ocupantes quedan excluidos de la zona refrigerada. Es preferible una distribución longitudinal. Los sótanos pueden crear problemas por ser sus techos bajos y presentar obstrucciones por tuberías. Las plantas bajas requieren normalmente más aire cerca de las puertas.

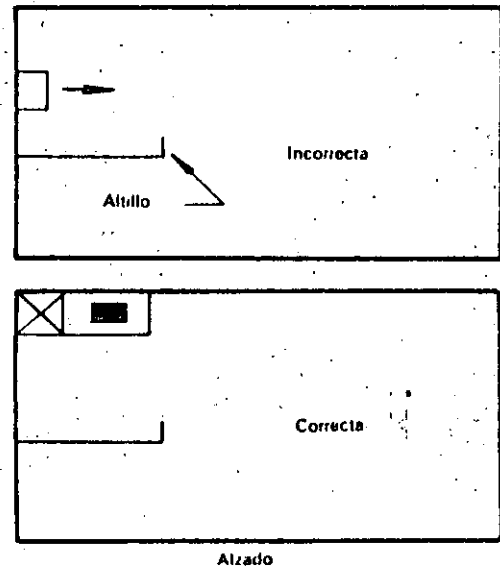


Fig. 81. Distribución de aire en altillo

RESTAURANTES (FIG. 82)

Debe ponerse mucho cuidado en la ubicación de las rejillas de impulsión con respecto a campanas de extracción y ventanas de la cocina. Normalmente las velocidades sobre tales aberturas son bajas, y es posible que haya una perturbación excesiva debida a propulsión directa o inducción desde las bocas de impulsión, pudiendo ser aspirado el aire de éstas y entrar en el espacio acondicionado.

ESTABLECIMIENTOS COMERCIALES

1. Bocas de salida en el fondo, con impulsión hacia las puertas (fig. 83):

Requisito — Techo sin obstrucciones.

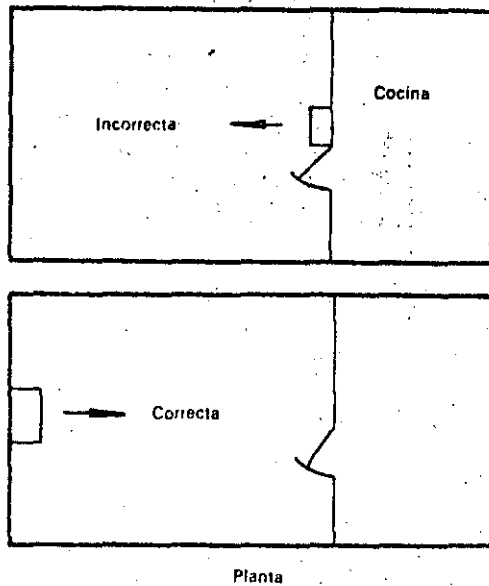


FIG. 82. Distribución de aire en restaurante

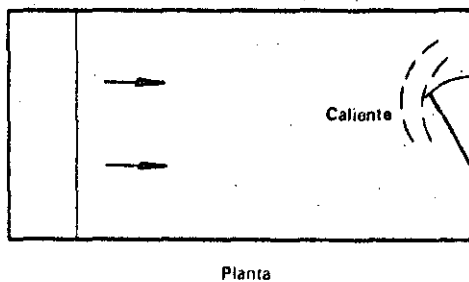


FIG. 83. Distribución de aire desde la parte posterior del local

Desventaja — Puede resultar un factor de circulación K elevado.

Precaución — Calcular la distancia de propulsión igual a la longitud de la habitación; de lo contrario, puede producirse una zona caliente debida a infiltración en las puertas. Hay que procurar evitar las corrientes descendentes cerca de las paredes.

2. Bocas de salida encima de puertas, con impulsión hacia el fondo (fig. 84):

Requisito — Techo sin obstrucciones.

Desventaja — Puede haber una elevada circulación en la habitación.

Precaución — Pueden producirse infiltraciones excesivas, debido a inducción, desde la abertura de la puerta.

3. Bocas de salida en cada extremo, con impulsión hacia el centro (fig. 85):

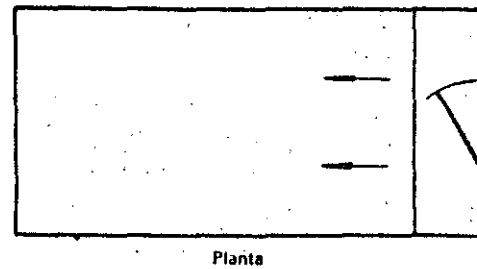


FIG. 84. Distribución de aire desde la parte superior de la puerta

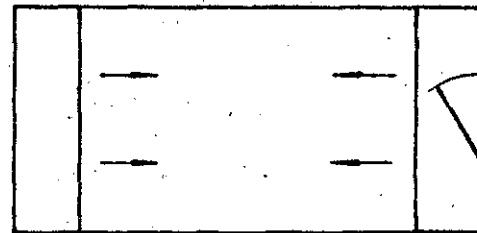


FIG. 85. Distribución de aire desde cada extremo del local

Ventaja — Factor de circulación moderado.

Precaución — Puede haber corriente descendente de aire en el centro. Las bocas deben estar dimensionadas para distancias de propulsión no mayores del 40% de la longitud total de la habitación.

4. Bocas de salida en el centro con impulsión hacia los extremos (fig. 86):

Ventaja — Circulación de aire moderada.

5. Conducto a lo largo de la pared lateral con salidas para impulsión a lo largo del establecimiento (fig. 87):

Ventaja — Factor de circulación moderado.

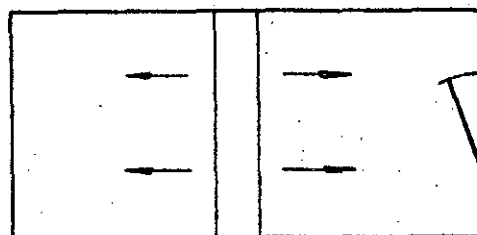


FIG. 86. Distribución de aire desde el centro del local

(17)

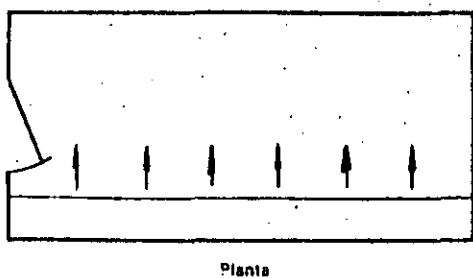


FIG. 87. Distribución de aire desde las bocas de salida de las paredes laterales

Precaución — La propulsión exagerada puede producir corriente descendente en la pared opuesta.

6. Difusores en el techo (fig. 88):
Requisito — Necesarios donde el techo tiene discontinuidades o desigualdades.
Ventaja — Mejor distribución de aire.
Desventaja — Coste elevado.

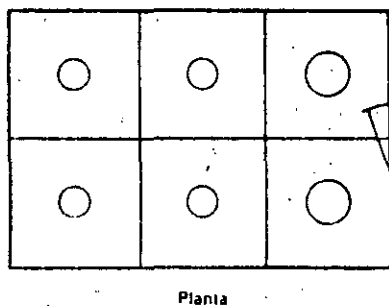


FIG. 88. Distribución de aire desde los difusores del techo

TEATROS Y CINES

1. Sistema de eyección para teatros pequeños sin anfiteatro (fig. 89):
Requisito — Techo sin obstrucciones y posibilidad de colocar las bocas de salida en la pared de fondo.
Ventaja — Coste bajo.
Precaución — Hay posibilidad de que se formen puntos muertos en el frente y en el fondo del teatro. Utilizar campanas debajo de los asientos para la toma de aire de retorno. En climas nórdicos puede ser aconsejable emplear radiación directa a lo largo de las paredes laterales.

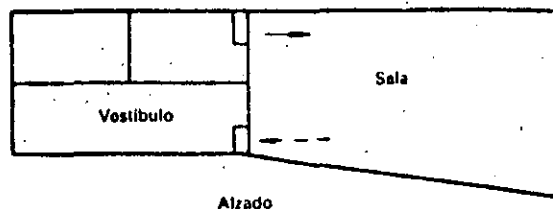


FIG. 89. Distribución de aire en pequeñas salas de espectáculos

2. Sistema de eyección para teatros grandes con anfiteatro (fig. 90):

Requisito — Techo sin obstrucciones.

Ventaja — Coste bajo.

Precaución — El anfiteatro y la platea deben tener retornos separados. Colocación preferible debajo de los asientos; colocación aceptable a lo largo de las paredes laterales o de fondo del teatro. El retorno cerca del escenario no es aceptable generalmente. Las bocas de salida debajo del anfiteatro deben ser dimensionadas para que la distribución y la propulsión cubran únicamente la superficie situada directamente debajo del anfiteatro. La zona de la platea cerca de la orquesta debe ser acondicionada por el sistema del anfiteatro. Deben proveerse bocas de salida suplementarias para espectadores de pie cuando sea necesario.

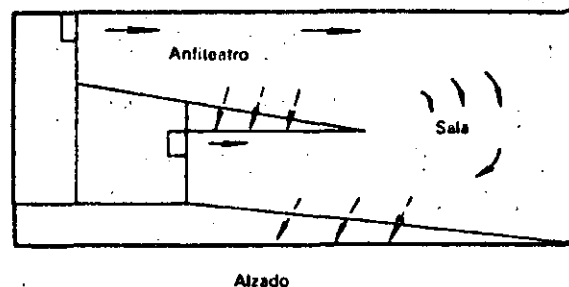


FIG. 90. Distribución de aire en grandes salas de espectáculos con anfiteatro

3. Sistema de techo (fig. 91):
Requisito — Necesario cuando el techo presenta obstrucciones.
Ventaja — Cobertura completa sin puntos muertos.
Desventaja — Coste inicial más elevado.
Precaución — El aire no debe incidir en las obstrucciones con una velocidad que cause desviación y corrientes en la zona ocupada. Las diferencias de temperatura deben ser

(14)

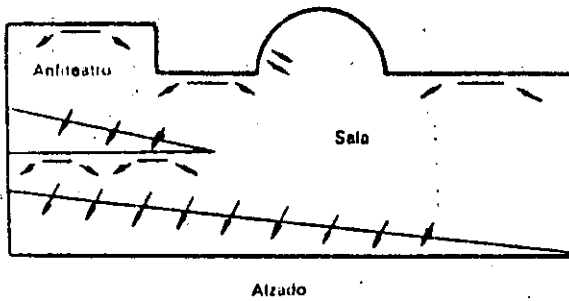


FIG. 91. Distribución de aire desde arriba

limitadas en zonas de techo bajo. Emplear velocidades de salida bajas:

REJILLAS DE RETORNO

La velocidad a través de rejillas de retorno depende de (1) la pérdida de presión estática admisible y (2) el efecto sobre los ocupantes o materiales del local.

Al determinar la pérdida de carga, deben basarse los cálculos en la velocidad libre a través de la rejilla, y no en la velocidad frontal, ya que el coeficiente de orificio debe ser aproximadamente de 0,7.

En general, pueden emplearse las siguientes velocidades:

| COLOCACIÓN DE LA REJILLA | METROS POR SEGUNDO SOBRE SECCIÓN BRUTA |
|---|--|
| Locales comerciales: | |
| Por encima de zonas ocupadas | 4 m/s y más |
| Dentro de zona ocupada, no cerca de asientos | 3-4 m/s |
| Dentro de zona ocupada, cerca de asientos | 2-3 m/s |
| Persianas de puerta o de pared | 2,5-5 m/s |
| Aberturas o muescas en la parte inferior de las puertas | 3 m/s* |
| Locales industriales | 4 m/s y más |
| Locales residenciales | 2 m/s |

* A través de la abertura.

COLOCACIÓN

Aunque se emplee velocidades frontales relativamente altas en una rejilla de retorno, la velocidad de llegada disminuye considerablemente a algunos centímetros delante de la rejilla. Por esto la colocación de una rejilla de retorno es mucho menos crítica que la de una boca de impulsión. También pueden aspirarse caudales de aire relativamente grandes a través de una rejilla de retorno sin causar corrientes. El desplazamiento general hacia la rejilla de retorno no debe exceder un límite aceptable inferior a 0,25 m/s;

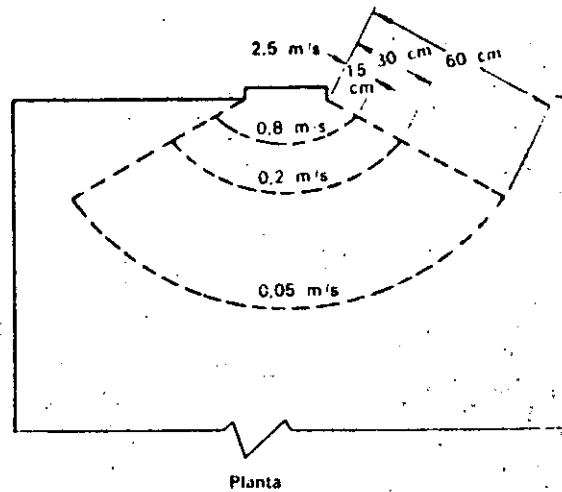


FIG. 92. Disminución de velocidad por distancia desde rejilla

de lo contrario pueden resultar corrientes de aire molestas. La figura 92 indica la disminución de velocidad cuando aumenta la distancia a la rejilla de retorno y las velocidades aproximadas correspondientes a distintas distancias de las rejillas, en el caso de un retorno de 850 m³/h a una velocidad frontal de 2,5 metros por segundo.

Retornos de techo

Normalmente, estos retornos no son recomendables. Se puede esperar dificultades cuando la circulación en el local debida a baja inducción es insuficiente para hacer que el aire caliente llegue hasta el suelo en invierno. Asimismo, un retorno de techo mal colocado tiene tendencia a bipsar el aire caliente en invierno y el aire frío en verano, antes de que transcurra el tiempo necesario para que realice su función.

Retorno de pared

La mejor situación de un retorno de pared es cerca del suelo. Los retornos de pared colocados cerca del techo son casi tan inadecuados como los retornos de techo. Las diferencias debidas a mezclas pobres en invierno son contrarrestadas por un retorno bajo, ya que es aspirado primero el aire frío del suelo y es reemplazado por el aire caliente de las capas superiores.

(15)

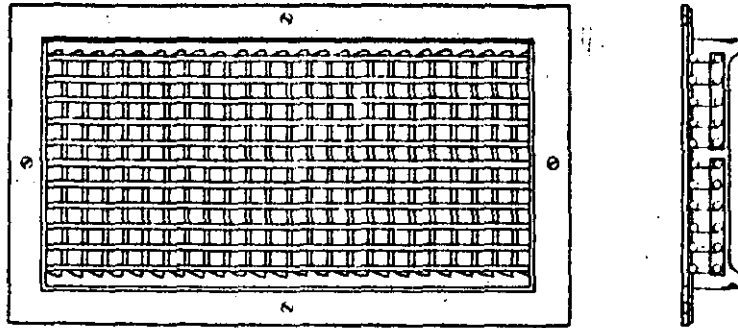


Fig. 93. Boca de salida de pared

Retornos de suelo

Estos deben evitarse siempre que sea posible, ya que son colectores de suciedad e imponen condiciones difíciles de trabajo a los filtros y las baterías de refrigeración. Cuando se empleen retornos de suelo, debe incorporarse una cámara de sedimentación de baja velocidad.

SELECCIÓN DE BOCAS DE IMPULSIÓN

El siguiente ejemplo describe un método de seleccionar una boca de impulsión de pared, empleando la tabla 21, págs. 86-101.

Ejemplo 2

Datos:

- Establecimiento comercial pequeño.
- Dimensiones: 9,8 m x 7 m x 4,9 m.
- Techo: Plano.
- Carga: Distribuida uniformemente.
- Caudal de aire: 3.400 m³/h.
- Diferencia de temperatura: 13,8 °C.

Determinar:

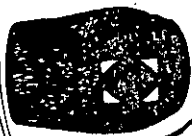
- El número de bocas de impulsión.
- El tamaño de las bocas.
- La ubicación.

Solución:

Primero se halla la distancia de propulsión necesaria, en metros y la superficie de las bocas de impulsión de pared. (Factor K de movimiento de aire). La distancia de propulsión mínima es de 75% de la anchura de la habitación, en las condiciones dadas de una carga uniformemente distribuida. Por tanto, la distancia de propulsión mínima necesaria es 3/4 x 7 metros = 5,25 metros. La propulsión máxima equivale a la anchura de la habitación. El factor K de la pared de impulsión es igual a los m³/h impulsados divididos por la superficie de la pared de impulsión:

$$\frac{3.400}{9,8 \times 4,9 \text{ m}} = 71 \text{ m}^3/\text{h aire primario por m}^2 \text{ superficie de pared.}$$

Mediante la tabla 21 se seleccionan una o más bocas que den una distancia de propulsión por lo menos de 5,25 metros. El movimiento de aire debe ser tal que el valor K será igual a 71 m³/h de aire primario por m²; y que este valor esté comprendido entre los valores máximo y mínimo indicados en la parte inferior de las tablas. Estas indican que deben emplearse cuatro bocas de impulsión con un tamaño nominal de 15 x 60 cm. Por interpolación se deduce que las cuatro bocas de impulsión de 15 x 60 cm, con velocidad de 2,5 m/s, tienen un alcance de propulsión de 5,3 a 10,3 metros. Ajustando las gúas puede lograrse que la distancia de propulsión sea la correcta. La velocidad en la boca es de 3,9 m/s. Esto resulta considerablemente inferior a la velocidad máxima recomendable de 7,5 m/s en la tabla 20. La altura de techo mínima según la tabla es algo mayor de 2,75 m. Esto es inferior a la altura actual de la habitación; por tanto la elección de la rejilla es satisfactoria. La parte superior de las rejillas deben estar colocadas a 30 cm del techo, por lo menos (Nota 8, tabla 21)



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

**SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALACIONES Y APLICACIONES**

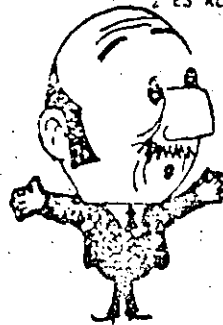
FILTRACION Y PUREZA DEL AIRE

NOVIEMBRE, 1985

EL AIRE QUE NOS RODEA

¿ ES REALMENTE TAN MALO COMO PARECE ?

" EL AIRE QUE NOS RODEA " se escribió sin perder de vista los problemas a que se enfrentan 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 como los pasos necesarios a seguir para alcanzar dicha limpieza.



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 m. 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.



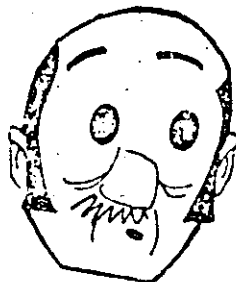
LOS FILTROS DE AIRE PUEDEN AYUDAR PERO
COMO PODEMOS SELECCIONAR LOS CORRECTOS ?

PRIMERO DEBEMOS COMENZAR POR CONOCER UNOS
HECHOS BASICOS.

CLIMATRON, S. A.

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.



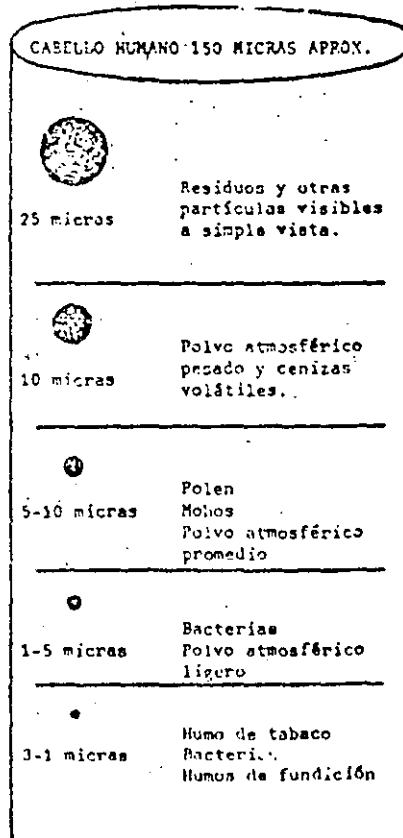


¿ CUAL METODO DE PRUEBA SE DEBE USAR ?

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



El aire contiene partículas de diferentes tamaños. La mayoría de estas 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 cambio 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.



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 deberá buscar un filtro probado mediante el método de peso.

A R E A

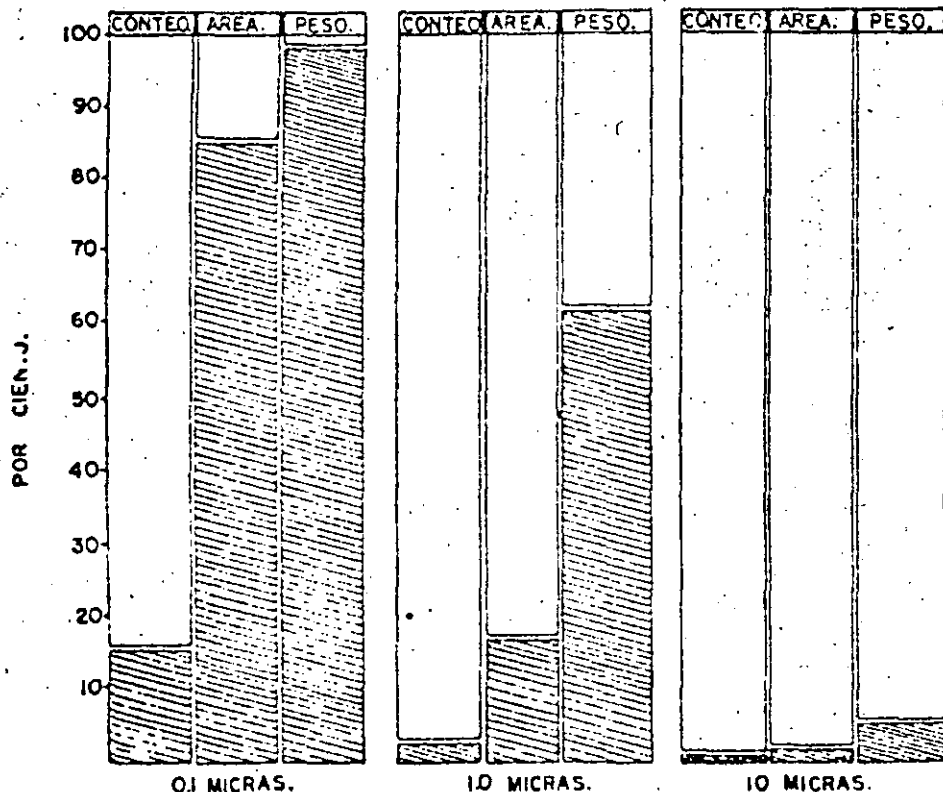
El método de prueba llamado de áreas consiste en remover en cualquier tamaño de partícula que la mancha. Es particularmente relevante para el mantenimiento de edificios debido a que las manchas afectan directamente el volumen de trabajo para limpieza y mantenimiento. La prueba del " área " nos indica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

C O N T E O

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.



PARTICULAS MAYORES. PARTICULAS IGUALES O MENORES.



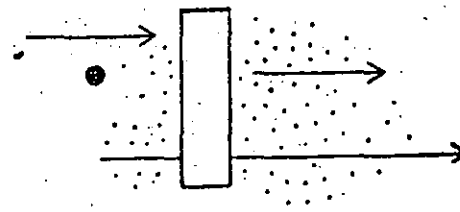
Muy bien, para partículas grandes y pesadas efectuamos la prueba de peso. Para partículas pequeñas y ligeras, efectuamos la prueba de conteo. Para reducir la capacidad de manchado, usamos la prueba de Área... Ahora.

¿ 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 interesa 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 Arrestancia (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 extremadamente pequeñas) viene incrementando su importancia conforme se van requiriendo filtros con alto grado de eficiencia.

TABLA DE CARACTERÍSTICAS DE TIPOS DE FILTROS

| TIPO DE FILTRO | PESO | AREA | CONTEO |
|------------------------------|------|-------|--------|
| CLIMAFIL I (ABSOLUTO) | * | * | 99-97 |
| CLIMAFIL II | * | 99 | 95 |
| CLIMAFILU 95 | * | 93-97 | 80-85 |
| CLIMAFILU 85 | 99 | 80-85 | 50-60 |
| PRECIPITADOR ELECTRONICO | 99 | 85-90 | 60-70 |
| CLINACAP | 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

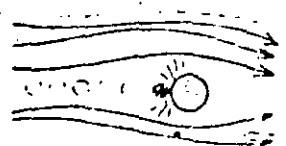
Consiste en una pieza plana, hecha de una media fibrosa relativamente abierta y se clasifican en el grupo de baja eficiencia.



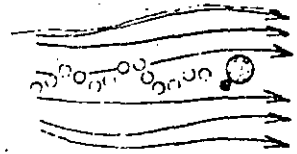
CLIMAROLL

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 FOCOS PLIEGUES

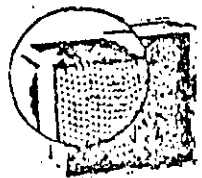
Caen dentro del grupo de baja a media eficiencia.

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 las condiciones por las cuales se



CLIMACAP

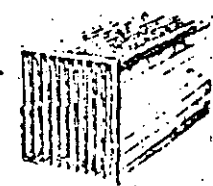


CLIMAFIL

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

Se clasifican en el grupo de media a alta eficiencia.

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.



CLIMAFLU

4.- FILTROS TIPO HEPA*

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

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)

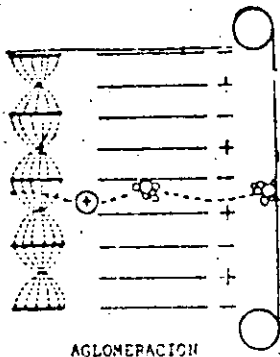
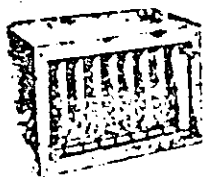
provocando que describan trayectorias muy irregulares a través de la media e incrementa grandemente las oportunidades de choque con las fibras del filtro. (La acción de las partículas de aire alterando el curso de las partículas de polvo es conocido como DIFUSION).

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.

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 recepturadas 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:

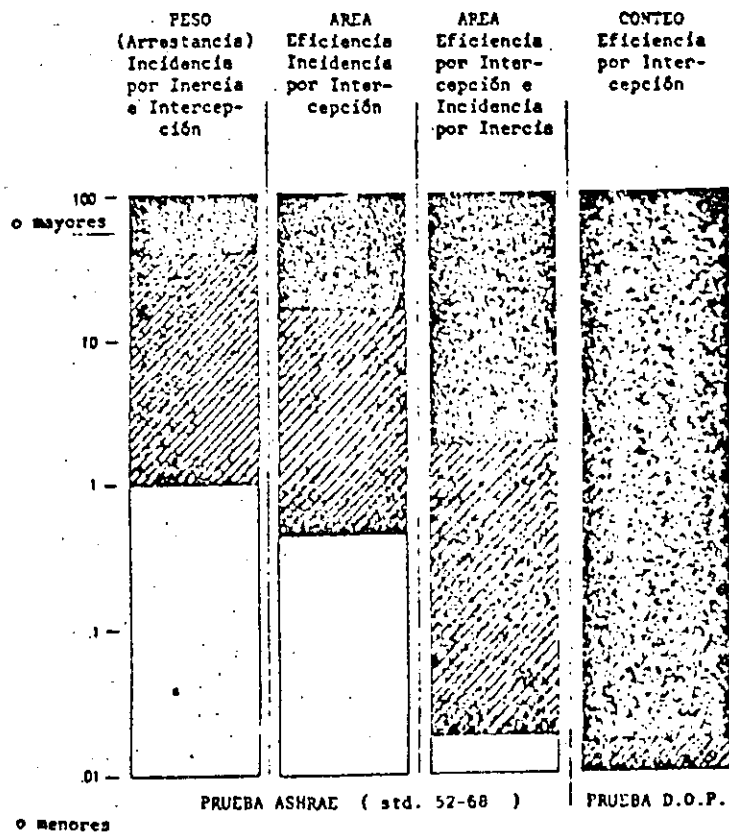


1. ¿ QUE METODO DE PRUEBA SE USO ?
2. ¿ QUE TIPO DE POLVO SE USO DURANTE LA PRUEBA ?



AHORA PODEMOS CLASIFICAR FILTROS

TAMANO DE LAS PARTICULAS EN MICRAS



PRUEBA ASHRAE (std. 52-68)

PRUEBA D.O.P.

- Muy Efectivo
- Regularmente Efectivo

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, Arrestancia (Peso) 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 independientemente 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.



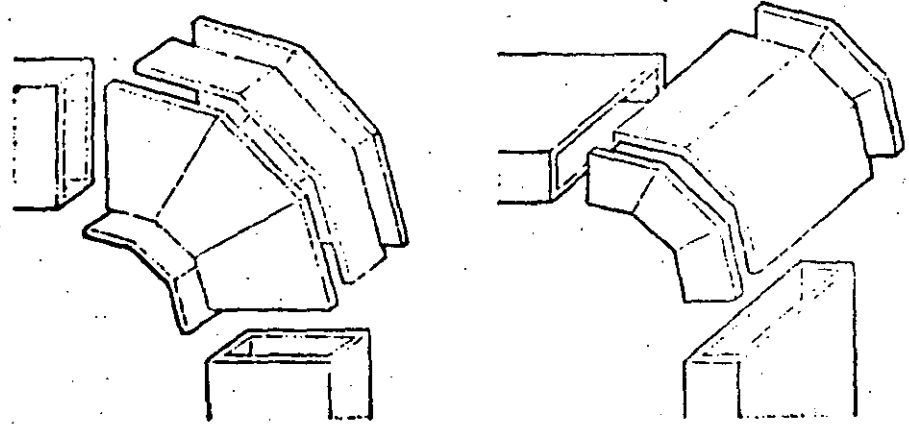
**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALACIONES Y APLICACIONES

CONSERVACION DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

NOVIEMBRE, 1985

Para cada tamaño de ducto se suministran los codos con los que se pueden hacer curvas hasta de 90°.



CARACTERISTICAS DEL UNIDUCTO

| | | | | | | |
|--|------------------------------|------|------|------|------|--|
| DEL MATERIAL ASISTENTE | | | | | | |
| COLUMETA DE CONDUCTIVIDAD TÉRMICA | | | | | | |
| PESO ESPECÍFICO | | | | | | |
| RESISTENCIA A LA TRACSIÓN | | | | | | |
| RESISTENCIA AL ESTIRAMIENTO | | | | | | |
| DE PESO DE UN METRO CUBICO | | | | | | |
| TORNILLO DE ABRIGADO | | | | | | |
| DIAMETRO INTERIOR DEL DUCTO | VELOCIDAD EN PIES POR MINUTO | | | | | VOLUMEN NOMINAL POR TONELADA DE REFRIGERACION HOR P.C.M. |
| 6-1 | 600 | 1000 | 1200 | 1500 | 1800 | |
| 6-1/2 | 767 | 1256 | 1544 | 1833 | 2222 | |
| 6-1/4 | 1111 | 1441 | 1776 | 2111 | 2446 | |
| 6-3/4 | 1444 | 1888 | 2332 | 2776 | 3220 | |
| 6-1/2 | 400 | 533 | 667 | 800 | 933 | |
| 6-1/4 | 467 | 622 | 777 | 933 | 1088 | |
| VOLUMEN NOMINAL POR TONELADA DE REFRIGERACION HOR P.C.M. | | | | | | |

RECOMENDACIONES BASICAS PARA MANTENIMIENTO Y CONSERVACION DE

LOS SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

Autor: Efrén Roberto Tatemura Perea - Ingeniero Mecánico Electricista. Miembro de: CIME, CIH y ANIME.

INTRODUCCION:

En el campo de las instalaciones electromecánicas se entiende por "Conservación" el conjunto de medios y actividades integrados que tienen por objetivo "mantener en operación continua, fiable, segura y económica, los equipos y las instalaciones de las que forman parte".

Alcanzar el objetivo señalado no es una labor fácil reconociéndose que la actividad de mantenimiento es la posición más ingrata en la rama de la Ingeniería y que tiene similitud con el adagio del cohetero, llegándose a decir, perdonando la expresión, que al personal, Oficina, Departamento o como se llame, de mantenimiento, le tocó "bailar con la más fea". Párrafos adelante fundamentaremos la opinión expresada.

En el caso de las instalaciones electromecánicas en general y en particular en el caso de los equipos e instalaciones para acondicionamiento del aire, podemos adentrar la siguiente premisa:

"No se permitirá la operación indefinidamente de ningún equipo de acondicionamiento de aire sin que se le preste atención y servicio. Los equipos son piezas costosas y como tales merecen y debe prestárseles atención a intervalos regulares".

(2)

La atención que requieren los equipos se presta mediante la correcta operación y el adecuado mantenimiento. Son muchos los factores que contribuyen en forma positiva o negativa sobre los resultados que se han establecido para alcanzar el objetivo señalado, esto es, la operación correcta y el adecuado mantenimiento. Algunos de dichos factores se presentan durante la etapa de proyecto otras durante la etapa de instalación y otras más, durante la etapa de uso u operación.

ETAPA PROYECTO

Esta etapa comprende el proyecto del edificio y el proyecto de la instalación para acondicionamiento del aire. En relación con el proyecto del edificio existe un punto que con frecuencia se desatiende y que se refiere a que no solamente debe contarse con el espacio suficiente para ubicar el equipo sino que debe considerarse el espacio para permitir el correcto desarrollo de tuberías, ductos, canalizaciones eléctricas y muy primordialmente para la operación y servicio, tanto de los equipos como de la instalación; así, por ejemplo, deberá preverse el espacio requerido para lubricar los rodamientos, retirar serpentines, ventiladores, flechas, motores, otorgar servicio a bombas, filtros, controles, efectuar limpieza mediante cepillos o escobillones a condensadores, evaporadores, etc.

(3)

Quien asesore al proyectista del edificio juega un papel muy importante en relación con las facilidades o dificultades que tenga el personal de operación y mantenimiento en el desempeño de sus labores.

Entre los factores cuyo análisis conduce a la elaboración del proyecto de la instalación de acondicionamiento de aire es conveniente considerar el número y capacidad de los equipos en relación con el objetivo y uso de la instalación, así como la incorporación de elementos auxiliares que permitan vigilar la correcta operación de la instalación y permitir la realización de las actividades de mantenimiento. Por ejemplo, si la instalación de acondicionamiento de aire se va a emplear en un edificio localizado en una zona de clima extremo, el mantenimiento que se da al equipo de enfriamiento durante la temporada de invierno podrá ser realizado ampliamente disponiendo de tiempo suficiente para analizar las fallas presentadas durante la operación, localizando las causas y corripiéndolas pero además, el tiempo disponible permitirá revisar a fondo la instalación para localizar todos aquellos puntos enmascarados para tomar las medidas pertinentes, reduciendo al mínimo las reparaciones de emergencia que se requieran durante la operación en la siguiente temporada de calor. Por otra parte si la instalación corresponde a un clima tropical, no se dispondrá de un paro prolongado por cambio de estación ya que todo el año se presentará la demanda de enfriamiento; en este caso, el proyecto

debe tomar en cuenta la necesidad de parar algunos equipos para prestarles servicio, sin dejar fuera de operación la instalación, lo cual puede lograrse duplicando equipos, lo que no es económico, o dividiendo la carga máxima estimada entre varios de capacidades tales que el paro de uno de ellos no se refleje en una deficiencia notoria de la capacidad de la instalación.

En la etapa de proyecto de la instalación debe tenerse presente el factor concerniente al uso de la instalación desde el punto de vista del objetivo principal. Hay instalaciones que se requieren por un ordenamiento gubernamental, como el caso de los cines; otras se requieren para asegurar la calidad de un producto, como el caso de la industria textil o farmacéutica, otros por motivo de rentabilidad, como el caso de hoteles, oficinas, etc. En una instalación industrial, el paro del servicio ocasiona fuertes pérdidas económicas; en caso de un hospital las pérdidas pueden involucrar vidas humanas. En estos últimos casos el proyecto se debe elaborar previendo al máximo técnico y económico posible el aseguramiento de la continuidad del servicio desde el punto de vista de la instalación proyectada y reduciendo al mínimo los riesgos correspondientes a la operación y el mantenimiento.

Los ejemplos presentados no cubren todos los casos pero son indicativos de la importancia que tiene la forma en que durante la etapa de proyecto se consideren las labores de operación y

mantenimiento.

ETAPA INSTALACION

Es frecuente que el personal de mantenimiento llegue a justificar sus faltas responsabilizando al instalador por haber ejecutado su trabajo sin tomar en cuenta las necesidades de servicio; aunque a veces no se fundamente lo anterior, sí se presentan casos en que no es discutible, sobre todo en la falta de accesibilidad a equipos o parte de los mismos, aparatos, controles, etc. Por ejemplo: termómetros y manómetros cuya lectura es difícil, filtros de agua de modo que no se puede retirar el elemento fácilmente, uso de válvulas inadecuadas para el servicio requerido, desarrollo de tuberías que obstruyen el acceso a los equipos, elementos térmicos mal seleccionados, falta de identificación de fluidos conducidos, etc. etc.

Además de lo anterior y definitivamente de la máxima importancia es la información que el instalador debe entregar al personal de mantenimiento como es el caso de los planos actualizados y de los registros de los datos de operación de los equipos. Para ilustrar lo anterior, pongamos como ejemplo el caso de un sistema de ventilación por suministro de aire; el personal de mantenimiento desempeñará mejor su labor si conoce los planos que muestran el desarrollo de la red de ductos con sus dimensiones y ubicación de accesorios como compuertas, deflec-

tores, trazo de elementos para cambio de dirección o derivaciones, forma de conexión de las salidas de aire, etc.etc. En cuanto al ventilador, debe conocer no sólo el gasto y presión que desarrollen, sino la velocidad de rotación y consumo de corriente bajo los cuales se cumplen los requisitos de proyecto, ya que es más fácil comprobar los amperes que consume el motor y las revoluciones por minuto del rotor que comprobar el gasto y la presión.

Si tomamos como ejemplo el caso de un sistema central de acondicionamiento de aire, la participación del instalador en cuanto a las actividades de operación y mantenimiento alcanzan su mayor importancia ya que la instalación está integrada por un número mayor de equipos, estos son más complicados y la falla de uno puede reflejarse en la instalación entera. Por lo tanto, la información escrita que requiere el personal de operación y mantenimiento debe ser más detallada; esta información debe tener como elemento medular una descripción de la forma en que se espera que opere el sistema completo así como los datos de operación bajo los cuales se puso en servicio por el instalador, puesto que en este tipo de instalación ya se manejan flujos de aire, de agua refrigerada, de agua de condensación, de agua caliente y de energía eléctrica.

OPERACION Y MANTENIMIENTO

Tratándose de instalaciones en general, es difícil determinar

donde termina la responsabilidad del operador y donde empieza la responsabilidad del encargado de mantenimiento por lo que en la mayoría de los casos, el mismo personal es el encargado de operar y mantener las instalaciones, equipos y aparatos. Esto exige que el personal sea adecuadamente capacitado, con un alto sentido de responsabilidad y de sacrificio y este perfectamente concientizado de su labor.

En empresas industriales organizadas bajo principios modernos, el personal de operación y el de mantenimiento pertenecen a grupos diferentes y dentro del grupo de mantenimiento se tienen especialidades, principalmente la mecánica y la eléctrica. Sin embargo, esta organización generalmente se implanta en cuanto a la maquinaria de producción, dándose menor importancia a las instalaciones cuyo confiable servicio permiten lograr la calidad esperada del producto manufacturado y entre estos, se encuentra en primer lugar, la instalación de acondicionamiento de aire ya que su deficiencia no se nota de inmediato ni se refleja en forma directa sobre la operación de las máquinas salvo algunas excepciones.

Existen empresas en las que no se les presta al mantenimiento la atención que merece y siguen la práctica de formar el grupo de mantenimiento con los trabajadores más indisciplinados, incompetentes y flojos, como castigo, imponiéndoles tareas sucias (de engrasadores) y fuera de los horarios normales.

Abundan los casos en que el personal de operación desempeña principalmente otras labores, como las de vigilancia, aseo, etc. entre los que se hallan mozos, barrenderos, porteros, etc. gente totalmente descalificada y que se concreta a oprimir el botón de arranque y el de paro para operar la instalación; esto se presenta generalmente en instalaciones que se realizaron para cumplir con un requisito del gobierno, como el caso de los cines. El resultado es que se producen descomposturas que podrían haberse evitado con costo alto de reparación y desprestigio para el ramo.

Los instaladores con experiencia podrán testificar que una parte importante de las reclamaciones sobre deficiencias de los trabajos ejecutados por ellos o de los equipos empleados se deben a una incorrecta operación. Esto es un hecho comprobado así como el hecho de que si durante la operación no se detectan los indicios de mal funcionamiento, el daño puede adquirir proporciones importantes tanto en el equipo o aparato inicial como en el resto de la instalación.

Recuerden operadores y personal de mantenimiento: Una falla menor, insignificante a veces, no detectada a tiempo, crece y se propaga hasta alcanzar gravedad difícil de subsanar, como si se tratara de un cáncer en el cuerpo humano.

Las consideraciones y ejemplos que se han expuesto hasta aquí que no son todas, son base suficiente para apoyar lo asentado

al principio en el sentido de que a mantenimiento "le tocó bailar con la más fea", esto es, asegurar que la tarea de mantenimiento es difícil y que para su desempeño debe destinarse el personal más capacitado y responsable.

El equipo de acondicionamiento de aire es diseñado para cumplir una función en particular de la manera más eficiente posible y para dar un buen rendimiento mecánico, pero como se ha dicho antes, no se debe permitir su operación indefinidamente sin que se le preste atención por lo que, resumiendo para lograr los resultados propuestos, es necesario:

- 10.- Instalar los equipos de manera que no existan condiciones desfavorables para una buena operación y mantenimiento.
- 20.- Operar y mantener la unidad de modo que se asegure una operación continuamente satisfactoria.

RECOMENDACIONES BÁSICAS PARA EL MANTENIMIENTO

La primera recomendación para el mantenimiento de una instalación de acondicionamiento de aire es planear lo que se deba hacer.

La planeación tiene tres objetivos principales.

- 10.- Implantar un instructivo para la correcta operación del sistema dotando al personal de operación de los instrumentos para comprobación designando a los responsables del manejo de los mismos y de la interpretación de los

datos registrados, detectando todos los factores negativos que puedan dar lugar a desviaciones.

20.- Implantar un programa de mantenimiento que permita eliminar con anticipación todos los factores negativos que concurren para que una instalación deje de operar dentro de la seguridad y eficiencia que se espera de ella. Este objetivo es lo que llamamos "Mantenimiento Preventivo".

30.- Implantar un procedimiento a seguir para realizar reparaciones dentro de la prontitud, diligencia, económica y técnica más confiable. Este objetivo es lo que llamamos "Mantenimiento Correctivo".

Entre las consideraciones que se tienen que hacer para planear el mantenimiento se mencionan las siguientes:

Objetivo de la instalación.- Del objetivo de la instalación se desprenden las prioridades que se deben asignar a las actividades. La continuidad del servicio de la instalación adquiere prioridad si, se hallan involucradas vidas humanas y aún en este aspecto debe hacerse un análisis más profundo. En una área estéril de cirugía, ¿que es más importante: mantener la necesaria composición del aire o su temperatura? En un laboratorio de productos farmacéuticos: ¿puede esperarse a que acuda el personal de mantenimiento contratado por iguala para que haga la reparación necesaria o es más conveniente disponer de su propio personal?

La respuesta a las preguntas anteriores la obtenemos al considerar el objetivo de la instalación, con un conocimiento bastante completo.

Carga de trabajo: El conocimiento y análisis del tipo de instalación, número de equipos, aparatos y accesorios, propósito de la misma nos conduce a decidir sobre la planilla de mantenimiento no solo sobre su número, sino también sobre las calificaciones que debe tener el personal. Entonces también podremos decidir si conviene adjudicar las labores de operación a personal diferente del que ^{desempeña} ~~desempe~~ las de mantenimiento o si se dejan ambas labores al mismo personal.

Procedencia de los equipos, aparatos y accesorios. Esta consideración es básica para planear la existencia de refacciones o partes de repuesto ya que nos permite conocer la calidad de los equipos, la localización del fabricante y/o del proveedor, la prontitud de la atención en el suministro de las refacciones, etc. También nos permite conocer la calidad de la asistencia técnica en el caso necesario.

Capacitación del Personal: Tanto el personal de operación como el de mantenimiento deben poseer amplios conocimientos de los equipos y aparatos que forman la instalación, entre los que destacan su descripción, forma de instalarse, funciones, principios de operación, variables que intervienen en su capacidad real, síntomas de falla, comprobaciones para localizar la falla y remedios para corregirla.

Generalmente la planeación conduce a acciones de tipo administrativo, acciones de tipo operativo y acciones de evaluación y análisis.

Hasta aquí hemos hablado de mantenimiento en general, ya incorporamos el "modo": anticipadamente, llegando al concepto "Mantenimiento Preventivo". Dedicaremos ahora el tiempo disponible a hablar de este concepto.

El mantenimiento preventivo no es algo aislado, es algo que se relaciona estrechamente con otros conceptos que hemos mencionado, como proyecto, instalación y operación; indiscutiblemente es algo importante, no se pretende que sea lo más importante sino que se le de la importancia que merece. El mantenimiento preventivo es una fase de la ingeniería y de la administración que debe establecerse bajo un programa estudiado cuidadosamente, asignando los recursos humanos y materiales necesarios. Los resultados de un programa de mantenimiento bien planeado son, entre otros, los siguientes:

- a) Evitar el "mantenimiento de emergencia", esto es, las reparaciones por fallas no previstas ya que estas reparaciones de emergencia son costosas, originan paros perjudiciales del servicio y generalmente son soluciones ineficaces.
- b) El tiempo de amortización de la instalación se reduce.
- c) Dependiendo del tipo de empresa o servicio se evitan o se reducen al mínimo las desviaciones en los programas de producción o de prestación de servicios.

- d) Se controlan los gastos pudiendo establecer un presupuesto de mantenimiento más realístico.

El implantamiento de un programa de mantenimiento preventivo requiere de la realización de actividades administrativas y técnicas entre las cuales podemos mencionar las siguientes:

- a) Elaboración del inventario del equipo, aparatos y accesorios que integran la instalación identificando la clase, tipo, marca, capacidad, función, ubicación, etc.
- b) Acopio, guarda y estudio de los planos actualizados de la instalación y de las instalaciones con las que se guarde relación.
- c) Acopio y guarda de las cartas de garantía.
- d) Formulación e implantamiento de una "ficha" o tarjeta para cada equipo, aparato o accesorio que se juzgue conveniente en la cual se registre con detalle el artículo de que se trate, sus características de manufactura y de operación, las incidencias de fallas y los costos de mantenimiento. Se recomienda utilizar para este objeto, un archivador tipo kardex.
- e) Registro de datos del instalador y de los proveedores de los equipos, aparatos y accesorios, con anotación de nombre de la empresa, dirección, teléfono y nombre de la persona a cargo de la atención.
- f) Registro de proveedores de insumos, partes, aparatos, controles, materiales de consumo, etc., con los cuales se

se puedan negociar suministros requeridos para la operación y mantenimiento de la instalación.

- g) Establecimiento de un almacén de refacciones y/o materiales de consumo como lubricantes, materiales de limpieza, etc.
- h) Establecimiento de un taller dotado del herramental adecuado.
- i) Establecimiento de rutinas de mantenimiento e inspecciones periódicas y bitácora correspondiente así como los itinerarios más congruentes.
- j) Establecimiento de bitácoras de operación.
- k) Acopio, guarda y estudio de los instructivos de instalación, operación y mantenimiento, así como catálogo de partes de los equipos.
- l) Establecimiento de cursos de capacitación del personal unificando criterios respecto a terminología y nomenclatura de identificación.
- m) Coordinación con las áreas involucradas para evitar interferencias con los programas propios de esas áreas.
- n) Diseñar y establecer la Orden de Trabajo más adecuada con los datos necesarios para la información al área operativa y a la administrativa.

Admitimos que quizá se omiten actividades y reconocemos que para algunos casos específicos estamos omitiendo la carga de trabajo. Si las hemos mencionado no es para establecerlos en for-

ma rígida sino como orientación al encargado de un departamento, oficina o sección de mantenimiento, ya que en un caso en particular, se insiste, el mantenimiento se debe planear de acuerdo a las características de la instalación.

ACCIONES OPERATIVAS

Las acciones operativas de mantenimiento preventivo deben realizarse de acuerdo a las recomendaciones del fabricante de los equipos y de los que a su vez haga el instalador; sin embargo, a continuación se exponen algunas sugerencias sobre actividades que deben realizarse en forma rutinaria y rápida y cuyo seguimiento conduce a desempeñar eficientemente nuestra labor de mantenimiento:

INSTALACIONES DE RECONDICIONAMIENTO DE AIRE.
RECOMENDACIONES PARA EFECTUAR MANTENIMIENTO PREVENTIVO EN
FORMA RUTINARIA Y RAPIDA.

82

FORMULO: ING. E. R. TATEMURA PEREA.

EQUIPO

PUNTOS DE REVISION

OBSERVACIONES Y SUGERENCIAS PERI
DE ACCION.

| EQUIPO | PUNTOS DE REVISION | OBSERVACIONES Y SUGERENCIAS DE ACCION. | PERIODICIDAD | | | |
|--|---|---|---|--|---|--|
| DISTRIBUCION DE DUCTOS Y BANDAS). | FUGA DE AIRE POR ENGARGOLADOS ABIERTOS. DIFUSORES Y REJILLAS, REVISAR ESTADO FISICO, CORRECTO MONTA- JE Y LIMPIEZA. COMPUERTAS, REVISAR FUNCIONA- MIENTO Y AJUSTE. AISLAMIENTOS TERMICOS Y BARRERA DE VAPOR. REVISAR QUE NO SE HAYA DESPRENDIDO EL AISLAMIENTO NI ROTO LA BARRERA DE VAPOR. | CORREGIR. ATENCION ESPECIAL A LOS- DE SUMINISTRO YA QUE LA SU- CIEDAD EN SUS CERCANIAS INDICA MAL ESTADO DE LOS FILTROS DE AIRE. SI SE PRODUCEN RUIDOS DEL AIRE AL SALIR, REVISAR Y AJUSTAR LA COMPUERTA. SI HAY INDICIOS DE FALTA DE AIRE, REVISAR Y AJUSTAR. CORREGIR, UTILIZAR EL MISMO AISLAMIENTO SI SE ENCUEN- TRA EN BUEN ESTADO Y SI NO UTILIZAR MATERIAL NUEVO, PARCHAR Y SELLAR ROTURAS DE LA BARRERA DE VAPOR. | TRIMESTRALME (EN DUCTOS RENTES, SEMA- MENTE). DIARIAMENTE (POR MUESTRE DIARIAMENTE MUESTREO. DIARIAMENTE DUCTOS APRESADO- TRIMESTRAL DE TE EN DUCTOS OCULTOS EN FOJES. | REVISAR QUE LOS RODAMIENTOS, -- (BALEROS, CHUMACERAS, BUJES, ETC) SE ENCUENTREN LIMPIOS Y LUBRI- CADOS CON SUS OPRESORES, TORNI- LLOS DE SUJECION, CHAVETAS, -- CURAS, ETC., CORRECTAMENTE APRE- TADOS. REVISAR ESTADO DE TRANSMISIONES (POR POLEAS Y BANDAS, ACOPLAMIE- TOS DIRECTOS, TRANSMISIONES DE ENGRANES, ETC.) OBSERVAR MIRILLA DE LIQUIDO Y HUMEDAD. | ESPECIAL ATENCION A ESTE ASPECTO. LOS DAÑOS SE IN- CREMENTAN RAPIDAMENTE. CORREGIR DEFICIENCIAS EN- CONTRADAS Y EVALUACION -- DEL DAÑO. ALINEAMIENTO DE COPLES, ALINEAMIENTO DE BANDAS Y POLEAS, TENSION DE BANDAS LUBRICACION DE ENGRANA- JES, AJUSTE DE TORNILLOS Y OPRESORES, MONTAJE DE CURAS. CORREGIR DEFICIENCIAS ENCONTRADAS. SI FALTA REFRIGERANTE -- BUSCAR Y CORREGIR LA CAU- SA (POSIBLES FUGAS) RE- CARGAR REFRIGERANTE A SU NIVEL NORMAL. SI EL REFRIGERANTE CONTIENE HUMEDAD, INVESTIGAR Y CORREGIR LA CAUSA (MALA OPERACION O ESTADO DE LOS DESHIDRATADORES O FILTROS DESHIDRATADORES). TRATAR DE DESHIDRATAR EL REFRIGERANTE O CAMBIARLO SI NO ES POSIBLE SU DESHI- DRATACION HACIENDO VACIO PREVIAMENTE DEL CIRCUITO Y PRUEBA DE HERMETICIDAD. | DIARIA DIARIAMENTE DIARIAMENTE |
| PUNTOS GENERA- LES A EQUIPOS G.A. EN- ERAL. | COMPROBAR AUSENCIA DE RUIDOS Y VIBRACIONES ANORMALES. | REALIZARLA. LOCALIZAR CAUSA, REVISANDO PARTES MOVILES. CORREGIR -- FALLA SI SE CUENTA CON RE- CURSOS PROPIOS. SI LA CAU- SA ES MAYOR, SACAR DE SERVICIO EL EQUIPO Y SOLICITAR ASESORIA DEL FABRICANTE. | DIARIAMENTE | REVISAR NIVEL DE ACEITE EN EL COMPRESOR O COMPRESORES. | SI ES BAJA, INVESTIGAR LA CAUSA (FUGAS POR EL SELLO ENPAQUE DEL CARTER EN MAL ESTADO O TORNILLOS FLOJOS | DIARIAMENTE |
| | COMPROBAR AUSENCIA DE FUGAS DE FLUIDOS EN EQUIPOS, TUDERIAS Y ACCESORIOS | CORREGIR LAS FUGAS EN CASO DE HABERLAS. | DIARIAMENTE | REVISAR PRESION DEL ACEITE. | COMPROBAR CON DATO DE OPE- RACION E INVESTIGAR CAUSA EN CASO DE QUE LA PRESION SEA MENOR. COMPROBAR ESTADO DE LA -- BOMBA DE ACEITE. | SEMANAL |
| | COMPROBAR QUE LAS BITACORAS ES- PECIFICAS DE CADA EQUIPO, SE ENCUENTREN AL DIA. VERIFICAR QUE LOS EQUIPOS SE ENCUENTREN ARMADOS EN SU FORMA ORIGINAL Y CORRECTAMENTE MONTA- DOS. | BUSCAR DESVIACIONES DE -- LOS PARAMETROS O CONDICIO- NES DE OPEACION. EN CASO DE HABERLOS IDENTIFICAR -- LA CAUSA Y CORREGIRLA. EN CASO DE NO SER ASI, IN- VESTIGAR LA CAUSA Y CORREGIRLA. | DIARIAMENTE DIARIAMENTE | | | MENSUAL |

TIPO PUNTOS DE REVISION OBSERVACIONES Y SUGERENCIAS PERIODI- EQUIPO PUNTOS DE REVISION OBSERVACIONES Y SUGERENCIAS PERIODI DE ACCION. DE ACCION.

| | | | | | | |
|-----------------------------------|--|---|---|--|--|---|
| <p>FLOTADOR DE AGUA, O PARTE.</p> | <p>INVESTIGAR PERIODOS ANORMALES DE RECICLAJE.</p> <p>OBSERVAR MIRILLA DE LIQUIDO Y HUMEDAD.</p> <p>OBSERVAR EL NIVEL DEL ACEITE.</p> <p>INVESTIGAR PERIODOS ANORMALES DE RECICLAJE.</p> <p>REVISAR PRESION DE DESCARGA.</p> <p>COMPRUEBE LECTURAS DE CAIDAS DE PRESION DEL FLUJO DE AGUA POR EVAPORADOR Y CONDENSADOR.</p> <p>REVISE Y COMPRUEBE ESTADO Y FUNCIONAMIENTO DE APARATOS DE CONTROL DE OPERACION, PROTECCION Y MEDICION.</p> <p>REALICE LAS ACCIONES COMUNES A LOS EQUIPOS DE ACOND. DE AGUA.</p> <p>REVISAR ESTADO DE LOS FILTROS DE AGUA.</p> | <p>INVESTIGAR LA CAUSA, PUEDE SER AJENA AL EQUIPO.</p> <p>PROCEDER COMO EN EL CASO DE LAS UNIDADES CONDENSADORAS DE REFRIGERANTE.</p> <p>PROCEDER COMO EN EL CASO DE LAS UNIDADES CONDENSADORAS DE REFRIGERANTE.</p> <p>PROCEDER COMO EN EL CASO DE LAS UNIDADES CONDENSADORAS DE REFRIGERANTE.</p> <p>SI LA DESVIACION DEL VALOR NORMAL ES CONSIDERABLE, CONSULTAR EL MANUAL DETALLADO DE LA UNIDAD.</p> <p>UN AUMENTO GRADUAL DE LA FRICCION LE INDICA ESTADO DE LIMPIEZA DE LOS TUBOS. CUANDO ALCANCE SU VALOR MAXIMO, PROCEDA A LIMPIAR LOS TUBOS, ANALIZANDO LAS INCRUSTACIONES O CORROSIONES. COMPRUEBE EL ESTADO DEL EQUIPO DE TRATAMIENTO DE AGUA.</p> <p>CORRIJA DEFICIENCIAS EN CONTRAS. (NUNCA DESCONECTE UN APARATO DE CONTROL QUE FALLE, PARA OPERAR MANUALMENTE EL EQUIPO, A MENOS QUE SEA PERMITIDO SEGUN EL INSTRUCTIVO PROPIO DEL EQUIPO).</p> <p>LIMPIELOS O CAMBIELOS -- SEGUN EL CASO</p> | <p>MENSUALMENTE</p> <p>DIARIAMENTE</p> <p>MENSUALMENTE</p> <p>MENSUALMENTE</p> <p>MENSUALMENTE</p> <p>ANUALMENTE..</p> <p>SEMANALMENTE</p> <p>APARATOS CONTROL</p> <p>MENSUALMENTE.</p> | <p>REVISE ESTADO DE ALETAS DE SERPENTINES.</p> <p>REALIZAR ACCIONES COMUNES A EQUIPOS DE AGUA ACONDICIONADO.</p> <p>REVISAR ESTADO DEL AGUA.</p> <p>REVISAR ESTADO DE LA VALVULA DE FLOTADOR Y NIVEL DEL AGUA.</p> <p>REVISAR REBOSADERO Y PURGA CONTINUA.</p> <p>DISTRIBUIDOR DE AGUA. REVISE QUE SEA UNIFORME LA DISTRIBUCION DEL AGUA.</p> <p>REALIZAR LAS ACCIONES COMUNES A LOS EQUIPOS DE AGUA ACONDICIONADO.</p> <p>REVISAR ESTADO DE TERMOSTATOS, HUMIDISTATOS, MOTORES MODULADORES, ACOPLAMIEN- TOS DE VALVULAS Y COMPUERTAS, VALVULAS DE SOLENOIDE, VALVULAS MOTORIZADAS, RELEVADORES ETC.</p> <p>REVISAR AJUSTE DE LOS PUNTOS DE CONTROL.</p> | <p>ENDERECE LAS QUE ESTEN CHUECAS.</p> <p>LIMPIAR LA TORRE Y CORRIGIR TRATAMIENTO DE AGUA, EN CASO DE ENCONTRARLA TURBIA O ENLAMADA.</p> <p>AJUSTAR EL FLOTADOR SI EL NIVEL NO ES EL NORMAL. CAMBIAR PARTES DAÑADAS DEL FLOTADOR.</p> <p>SI LA PURGA ES MAYOR O MENOR QUE LA NORMAL, INVESTIGAR CAUSA. LIMPIAR ENBUUDO O ENTRADA DEL AGUA.</p> <p>LIMPIAR DEPOSITO DISTRIBUIDOR Y BOQUILLA, EN CASO DE ENCONTRAR DEFICIENCIA. REVISAR NIVELACION DEL DEPOSITO DE DISTRIBUCION.</p> <p>TOMAR LAS MEDIDAS NECESARIAS EN CASO DE ENCONTRAR ALGUNO DAÑADO O SIN LAS CUBIERTAS. SI UNO SE ENCUENTRA SUCIO, LIMPIARLO.</p> <p>SI SE ENCUENTRAN CAMBIADOS, INVESTIGAR QUIEN LO HIZO E INSTRUIRLO AL RESPECTO.</p> | <p>TRIMESTRAL</p> <p>TRIMESTRAL</p> <p>DIARIAMENTE</p> <p>DIARIAMENTE</p> <p>DIARIAMENTE</p> <p>SEMANALMENTE.</p> |
|-----------------------------------|--|---|---|--|--|---|

EQUIPO. PUNTOS DE REVISION. OBSERVACIONES Y SUGERENCIAS PERIODICIDAD DE ACCION. CURSO DE INSTALACIONES DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

| | | | |
|--------|--|---------------------------------|------------------|
| EQUIPO | REVISAR CORRECTA OPERACION DE LOS APARATOS DE CONTROL. SEGUIR LO ESTABLECIDO PARA MANTENIMIENTO DE EQUIPO ELECTRICO (MOTORES, ARRANCADORES, INTERRUPTORES, LINEAS DE CONDUCCION, ETC) | SI ENCUENTRA FALLA, CORREGIRLA. | TRIMESTRALMENTE. |
|--------|--|---------------------------------|------------------|

COORDINACION ENTRE PROYECTOS MECANICOS Y PROYECTO ELECTRICO.

ING. ALFREDO ARELLANO L.
 JUNIO / 81
 A M E R I C. A. C.

DEBIDO A QUE EL PROYECTISTA MECANICO DISEÑA EL SISTEMA DE CONTROL Y SELECCIONA LA CAPACIDAD DE LOS MOTORES ELECTRICOS, DE UN SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y CONOCE CUALES SON NECESARIOS Y COMO FUNCIONAN, DEBERA COMUNICAR AL PROYECTISTA DEL SISTEMA ELECTRICO - EL TOTAL DE LOS REQUERIMIENTOS ELECTRICOS PARA EL FUNCIONAMIENTO - ADECUADO DE LOS MISMOS.

AUN CUANDO LOS SISTEMAS DE CONTROL, SON BASICAMENTE NEUMATICOS, - INCLUYEN MUCHOS APARATOS ELECTRICOS, A LOS CUALES HAY QUE ALAMBRAR, ENTUBAR, SELECCIONAR TABLEROS DE CONTROL E INTERRUPTORES, ETC., -- EFECTUAR ESTA DISTRIBUCION ELECTRICA, DEBERA SER FUNCION DEL PROYECTISTA EN ELECTRICIDAD.

LA RESPONSABILIDAD Y ALCANCE DE ESTOS TRABAJOS, DEBERAN SER PERFECTAMENTE DELIMITADA PARA CONOCER:

- a).- QUIEN PROPORCIONA LOS EQUIPOS ELECTRICOS.
- b).- QUIEN LOS CONECTA, ENERGIZA Y EFECTUA PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO.
- c).- QUE EQUIPOS SE DEBEN ALIMENTAR DEL SISTEMA ELECTRICO DE EMERGENCIA, EN CASO DE QUE SE INSTALE UNA PLANTA GENERADORA PARA ESTE USO.
- d).- CARGAS ELECTRICAS EN WATTS O CABALLO DE POTENCIA.
- e).- LOCALIZACION DE LOS EQUIPOS: EN CUARTO DE MAQUINAS O FUERA DE ELLOS.
- f).- DESCRIBIR LA FUNCION DE LOS CONTROLES Y SU PROCESO DENTRO DEL SISTEMA.
- g).- SIMBOLOGIA.

..... # 2

UNA COORDINACION APROPIADA DARA COMO RESULTADO UN DIAGRAMA ESQUEMATICO DE CONTROL, EL CUAL MUESTRE EN UNA FORMA COMPLETA, LA INTERRELACION DE LOS ELEMENTOS DE CONTROL DEL SISTEMA PROYECTADO.

LISTA DE NECESIDADES ELECTRICAS DE UN SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

MOTORES:

CARGA QUE MOVERA: VENTILADOR. (INYECCION, EXTRACCION, CALDERA, TORRE DE ENFRIAMIENTO, MANEJADORAS VENTILADORAS O FANCOIL.)

BOMBA (AGUA HELADA, AGUA CALIENTE, AGUA DE CONDENSACION, ALIMENTACION DE COMBUSTIBLE DIESEL).

COMPRESOR (DE AIRE, HERMETICO)

OTROS. (RESISTENCIAS ELECTRICAS).

CONTROLES.

TERMOSTATO.

HUMIDOSTATO.

RELEVADOR DE SECUENCIA DE OPERACION.

MOTORES MODULANTES.

INTERRUPTOR DE FLUJO (AGUA, VAPOR, AIRE).

INTERRUPTOR DE PRESION.

VALVULA DE CONTROL (DIVERGENTE, MEZCLADORA, SOLENOIDE).

PRECALENTADOR DE ACEITE.

FORMA DE OPERACION

ARRANQUE SUAVE.

ALTO PARR ARRANQUE.

..... # 3

- 3 -

TIPO DE MOTOR: CORRIENTE ALTERNA: INDUCCION JAULA DE ARDILLA
COMPRESOR HERMETICO.

CAPACIDAD ELECTRICA

WATTS.

VOLTAMPERES.

CABALLOS DE FUERZA.

CORRIENTE A PLENA CARGA.

TENSION DE OPERACION

PARA MOTORES: 120 V.
220 V.
440 V.

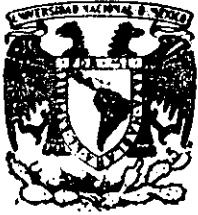
PARA CONTROLES:- 220 V.
120 V.
24 V.

TRIFASICOS, BIFASICOS Y MONOFASICOS.

SECUENCIA DE OPERACION DEL SISTEMA:

DEMANDA REAL DE LA CAPACIDAD ELECTRICA INSTALADA DEL SISTEMA.

CON LOS DATOS ANTERIORES, EL PROYECTISTA ELECTRICO PODRA DETERMINAR
LAS CARACTERISTICAS DEL SISTEMA DE DISTRIBUCION ELECTRICO ASI COMO
LAS PROTECCIONES Y CONTROLES MAS ADECUADAS.



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

**SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALACIONES Y APLICACIONES**

EJEMPLO PRACTICO

NOVIEMBRE, 1985.



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

SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALACIONES Y APLICACIONES

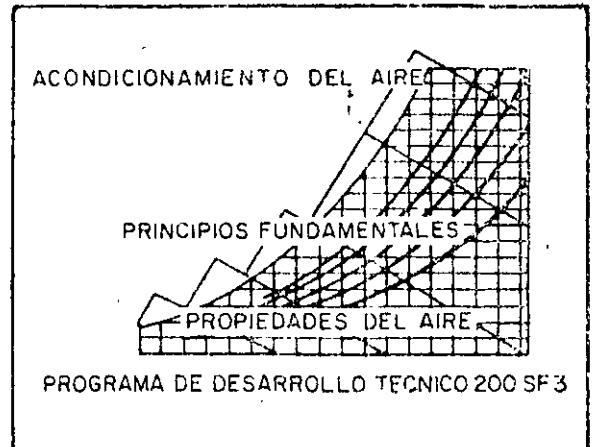
P S I C O M E T R I A

NOVIEMBRE, 1985.

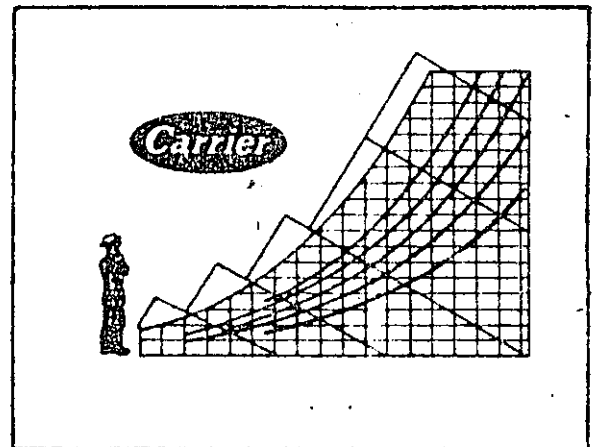
COEFICIENTES DE CONDUCTIVIDAD TERMICA DE DIVERSOS MATERIALES.

| | <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 | |

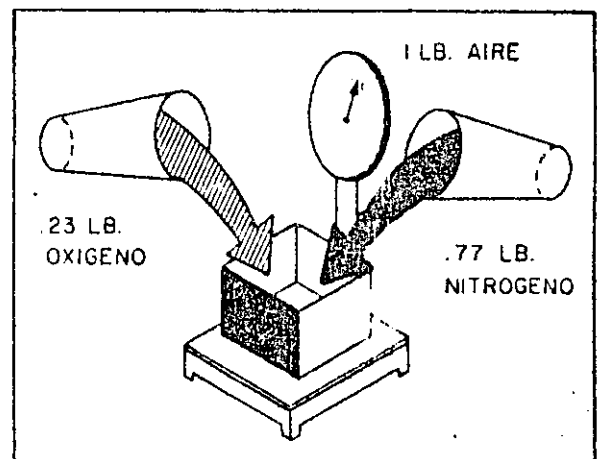
Propiedades del Aire



¿Cuál es el significado de humedad relativa?
¿Como se produce la condensación de la humedad en un serpentín de enfriamiento?
¿Por qué "suda" 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.

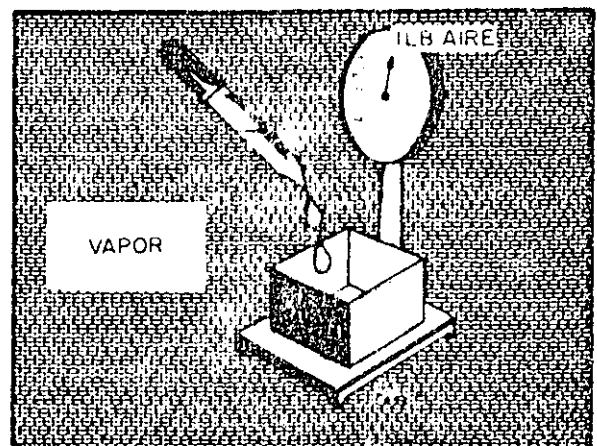


El aire es principalmente una mezcla de oxígeno y nitrógeno. Aunque también contiene varios otros gases, éstos se encuentran en tan pequeñas cantidades que no vale la pena considerarlos en este estudio.

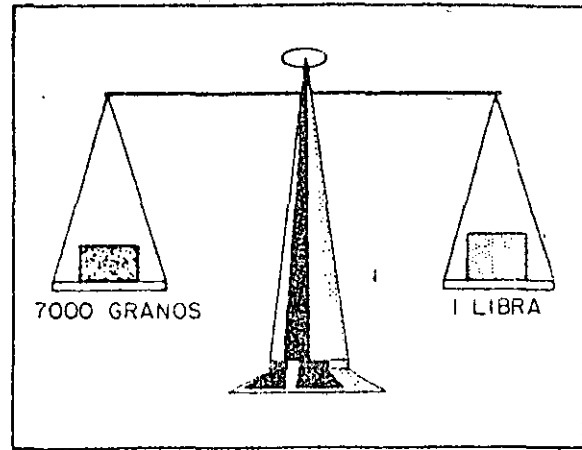


Si a esta mezcla de oxígeno, nitrógeno, etc. se le añade una pequeña cantidad de vapor de agua (humedad), obtendremos el aire tal como existe en la atmósfera.

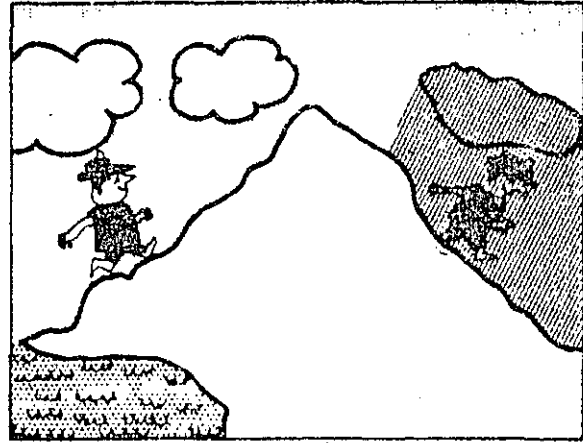
La cantidad de agua que se le puede añadir es tan pequeña que generalmente se la expresa en medidas tales como granos o granos (grains). El grano es una medida común en el sistema métrico y equivale a 1/1.000 kilogramos. Pero, ¿qué es el grano (grain)?



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?

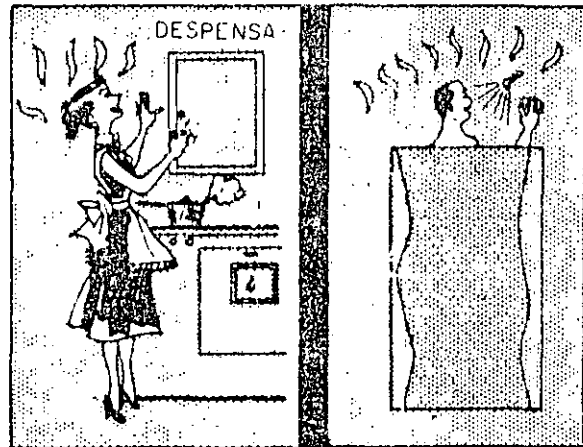


El vapor se produce por la evaporación del agua de océanos, lagos y ríos. Las nubes, también producto de esta evaporación, contribuyen a la humedad del ambiente al condensarse y precipitarse en forma de lluvia. Todo esto es lo que sucede a la intemperie.

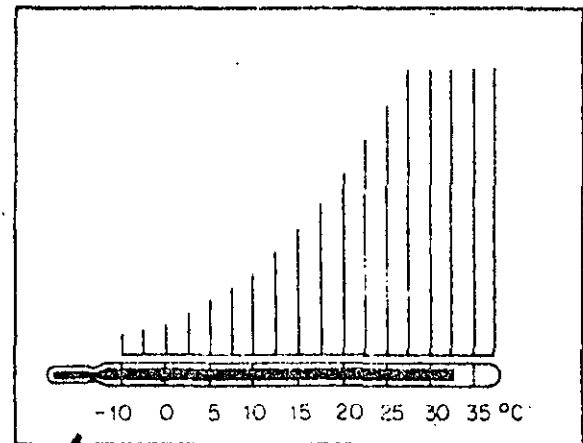


Dentro de una casa, el vapor puede provenir de la cocina, baño, personas, etc.

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).

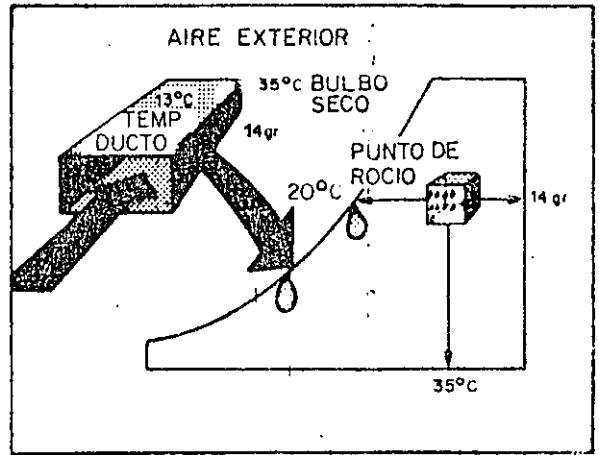


Para ilustrar como se aplica el conocimiento del punto de rocío, determinemos la posibilidad de que "sude" un conducto de impulsión que lleva aire a 13°C y que pasa por un espacio no acondicionado.

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.

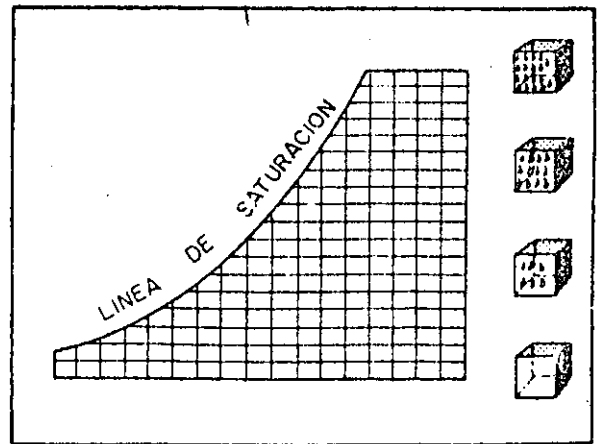
La humedad se condensa no solo en los conductos de aire frío sino también en cualquier cuya temperatura esté por debajo del punto de rocío del aire.

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.

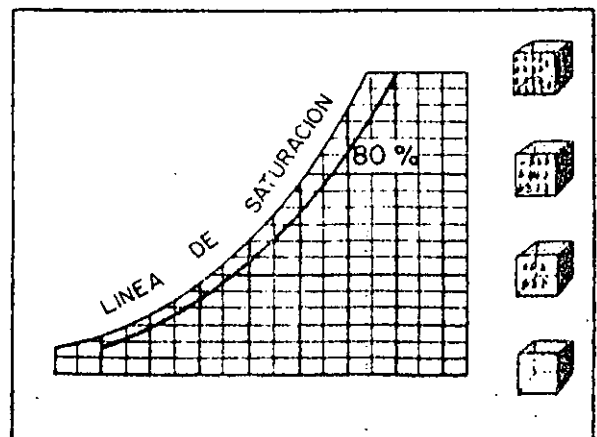


La utilidad del ábaco psicrométrico no está restringida a lo poco que hemos visto hasta ahora.

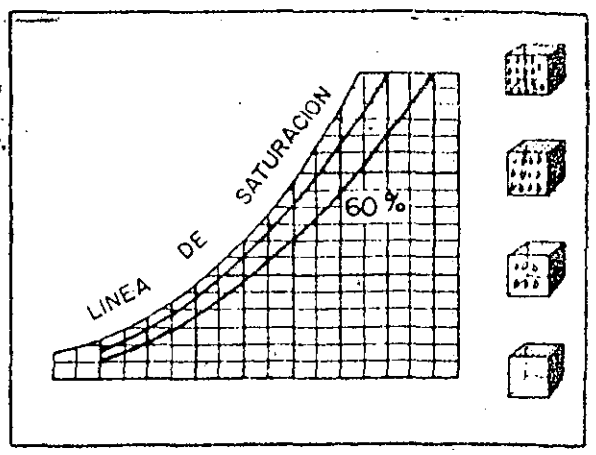
Las líneas de humedad relativa para el aire parcialmente saturado se parecen mucho a la línea de saturación. Por ejemplo..



La línea de 80% de humedad relativa...

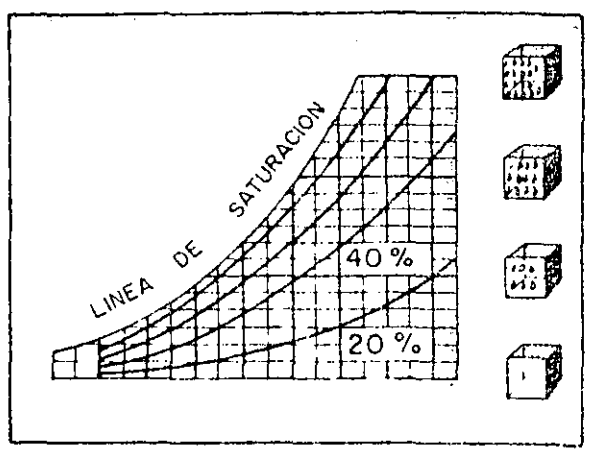


... la línea de 60% de humedad relativa...

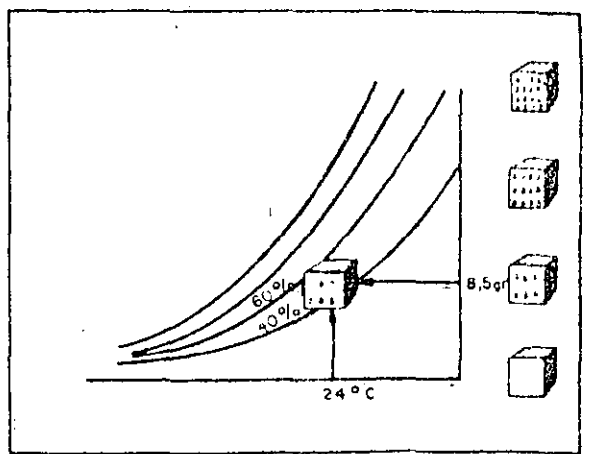


... la línea de 40% y la de 20%...

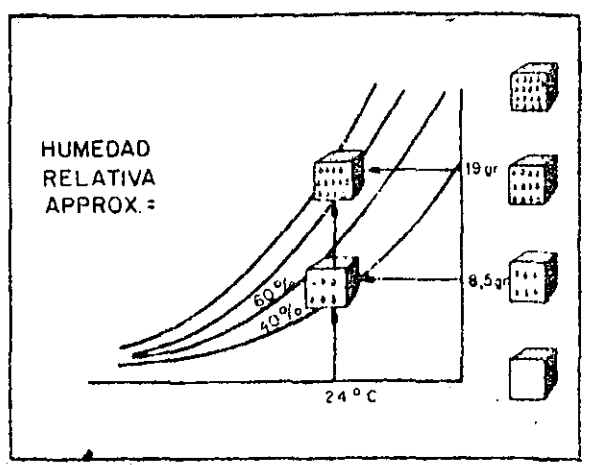
La humedad relativa compara la cantidad de humedad en el aire con la cantidad máxima posible a la misma temperatura. Por ejemplo...



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

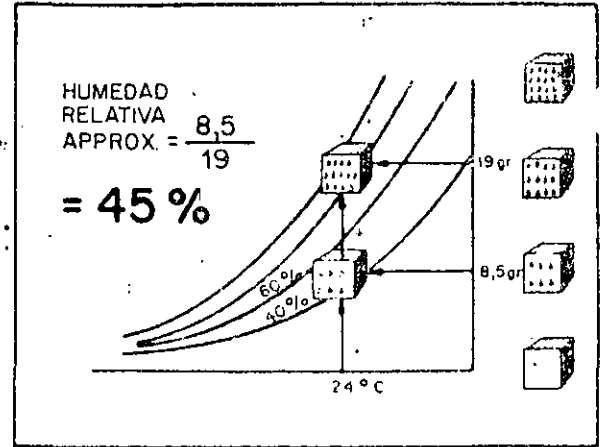


siguiendo la línea de 24°C bulbo seco hasta la línea de saturación encontramos que el aire saturado a esta temperatura contendría aproximadamente 19 gramos de agua (humedad)



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

El ábaco psicrométrico también nos permite...

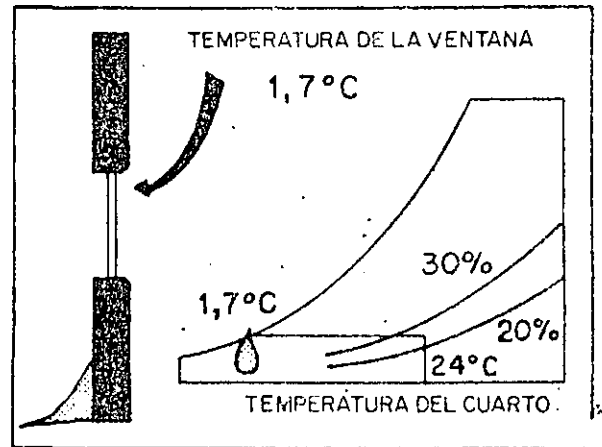


determinar la humedad relativa máxima que se puede mantener en una casa en el invierno sin que se produzca la condensación de la humedad en las ventanas.

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.

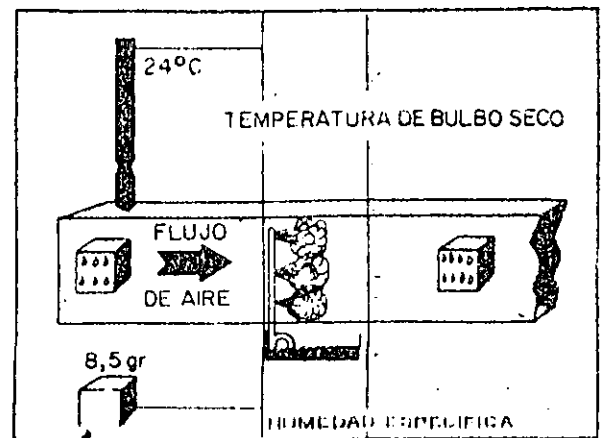
Otra propiedad muy importante y de mucho uso en el acondicionamiento del aire es la Temperatura del Bulbo Húmedo (BH). Se la obtiene de la siguiente manera.



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.

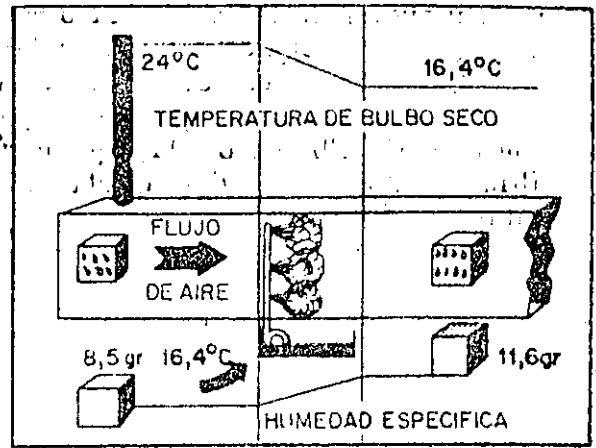
Supongamos que se introduce un kilogramo de aire y que éste contiene 8,5 gramos de vapor de agua (humedad).



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.

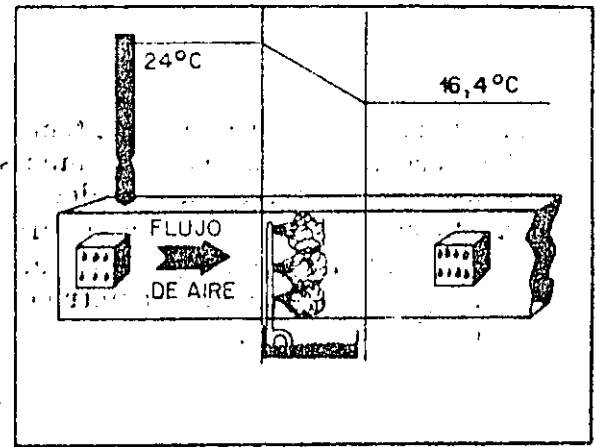
La temperatura del aire después de pasar por los pulverizadores es la que llamamos Temperatura del Bulbo Húmedo. En este caso, $16,4^{\circ}\text{C}$ es la temperatura del bulbo húmedo del aire a 24°C bulbo seco y $8,5$ gramos de agua.

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.



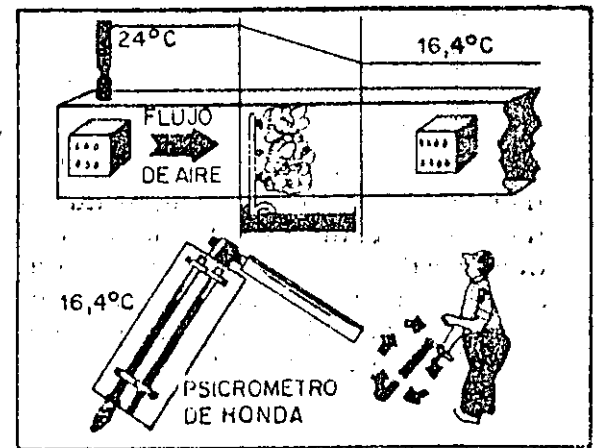
Este proceso se puede realizar en un laboratorio de climatización. El procedimiento es el siguiente: se toma un volumen de aire a una temperatura de 24°C y se lo hace pasar por un pulverizador que está a una temperatura de $16,4^{\circ}\text{C}$. El agua utilizada en el pulverizador es la que sale del bulbo húmedo del aire a 24°C bulbo seco. El aire que sale del pulverizador tiene una temperatura de $16,4^{\circ}\text{C}$ y una humedad específica de $11,6$ gramos de agua por metro cúbico.

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



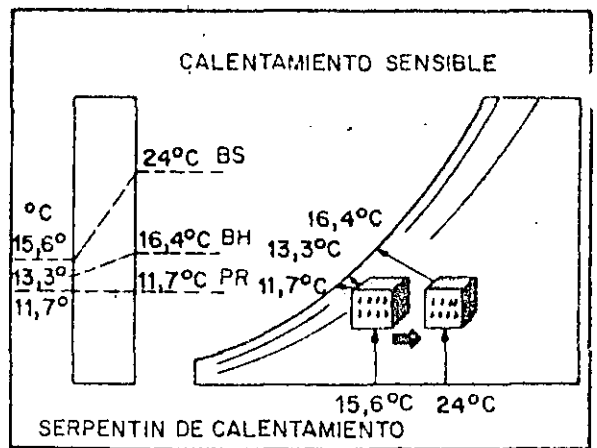
En su lugar resulta más conveniente usar un psicrómetro de honda pues da idéntico resultado. El psicrómetro consiste en dos termómetros uno de los cuales tiene la cubeta cubierta con una mecha de algodón humedecida en agua.

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:

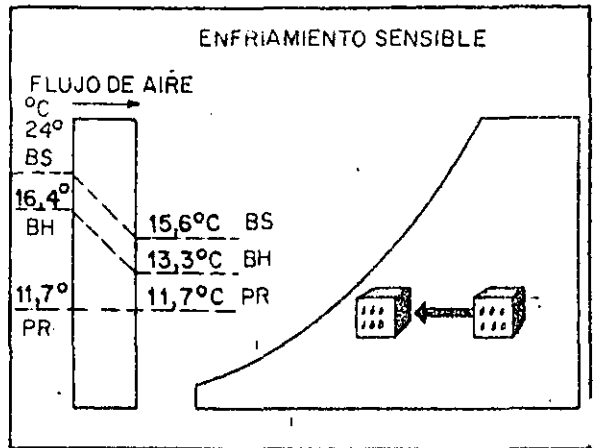


Supongamos que al pasar por el serpentín de calentamiento el aire es calentado a 24°C bulbo seco, la temperatura del bulbo húmedo sube a 16,4°C pero la temperatura del punto de rocío sigue igual ya que no hemos añadido ni quitado humedad al aire. Se debe también notar que la humedad relativa ha disminuido.

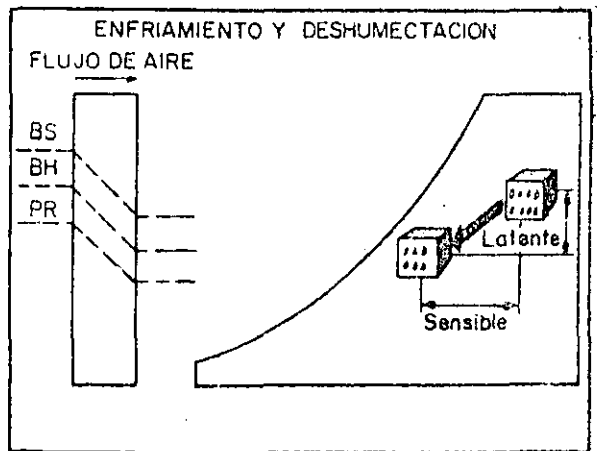
Algo parecido sucede en la atmósfera; en las primeras horas de la mañana la humedad relativa es alta pero conforme aumenta la temperatura del aire al calentar el sol, la humedad relativa baja.



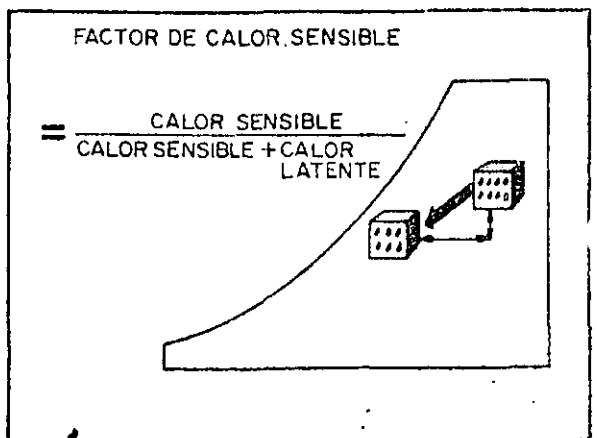
Si se invierte el proceso anterior, es decir si se enfría el aire de 24°C bulbo seco y 11,7°C punto de rocío a 15,6°C bulbo seco, tendremos un ejemplo de enfriamiento sensible. En este caso la temperatura del bulbo húmedo disminuye pero la temperatura del punto de rocío aun se mantiene igual.



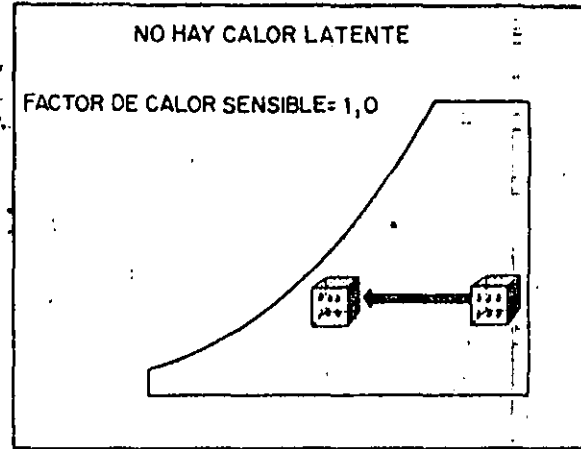
Si el enfriamiento (sensible) se combina con la deshumectación (latente), el proceso aparecerá en el ábaco como una línea inclinada hacia la izquierda. La inclinación de la línea depende de la proporción del calor sensible y latente que se quita en el proceso. Este proceso de enfriamiento y deshumectación 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...



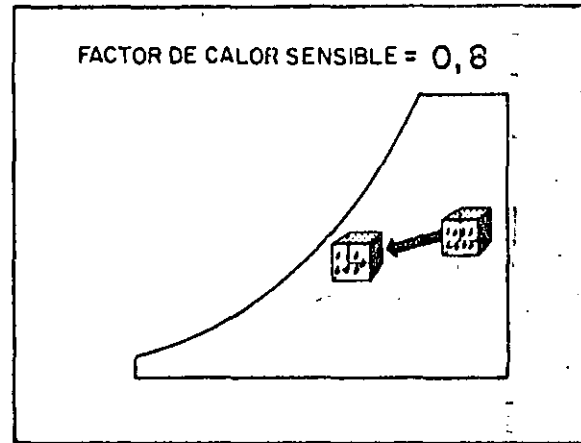
... Factor de Calor Sensible. Este factor es definido como la relación entre el calor sensible y la suma del calor sensible y latente, llamado también calor total.



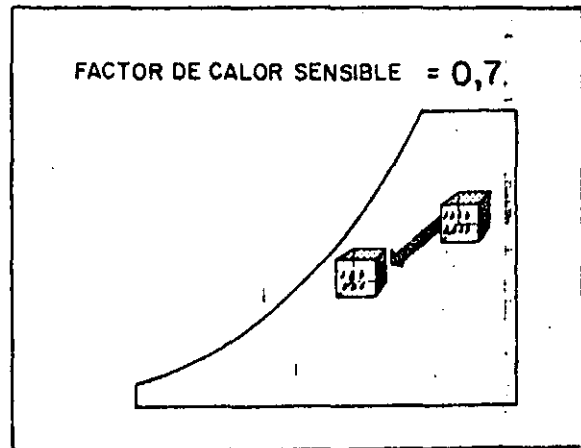
Si en un proceso no ocurre cambio alguno en el calor latente, el Factor de Calor Sensible es 1,0 y aparecerá como una línea horizontal en el ábaco psicrométrico.



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.

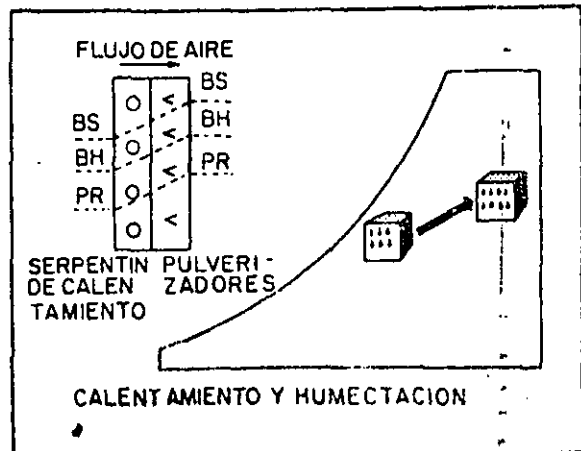


Si el factor de calor sensible es 0,7, la línea será aun más inclinada. En este caso, el calor latente representa un porcentaje mayor del calor total. Este valor sería típico en sistemas para teatros, iglesias, restaurants, etc.

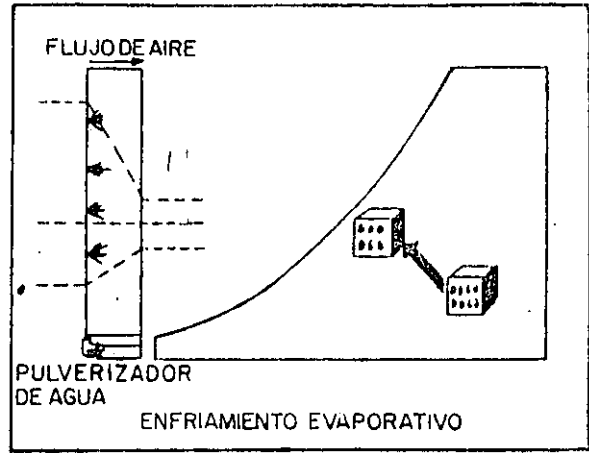


Si el proceso anterior es invertido, se convertiría en uno de calentamiento y humectación. Este proceso se podría llevar a cabo en dos etapas; primero el aire pasa por un serpentín de calentamiento que le añade calor sensible y luego por un pulverizador de agua que le añade humedad o calor latente.

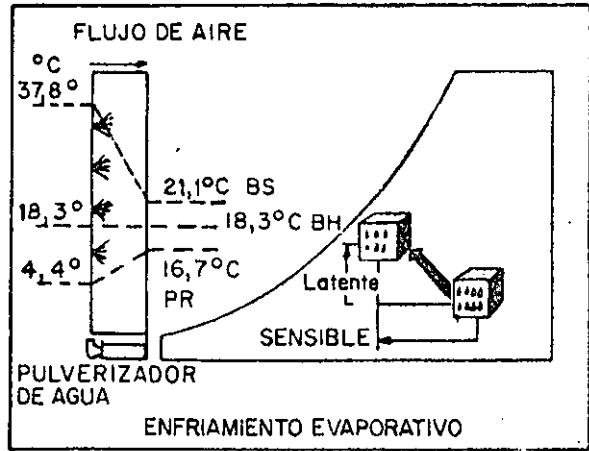
Otro proceso muy común en el acondicionamiento del aire.....



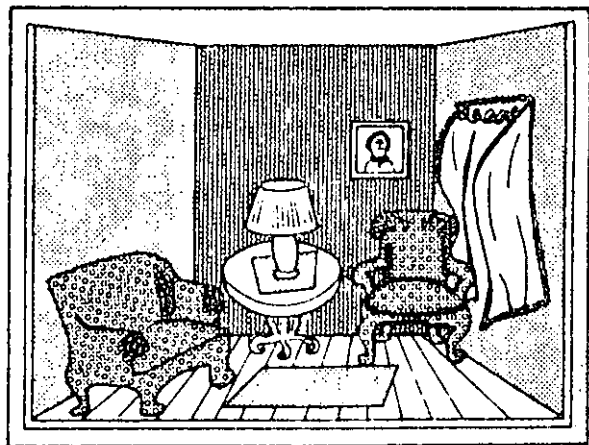
... es el enfriamiento evaporativo. Este proceso es esencialmente el mismo que el descrito anteriormente al definir la temperatura del bulbo húmedo. El aire al pasar por el pulverizador...



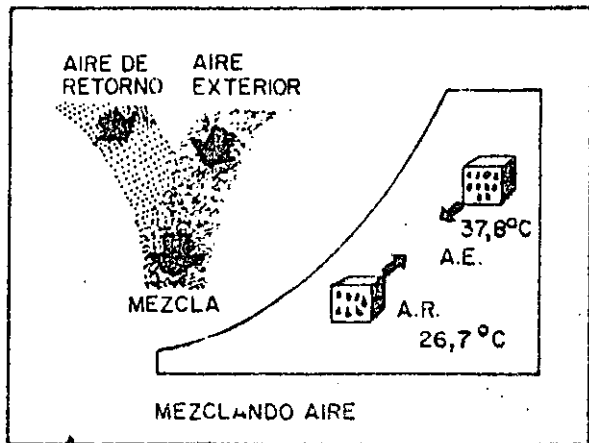
pierde calor sensible y adquiere calor latente. Se puede apreciar en la figura que la temperatura del bulbo seco baja de $37,8^{\circ}\text{C}$ a $21,1^{\circ}\text{C}$ (sensible) al mismo tiempo que el punto de rocío sube (latente). Debemos notar que la temperatura del bulbo húmedo no ha sufrido cambio alguno en este proceso. La temperatura del bulbo seco mínima posible de obtener en este proceso es igual el 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 requieren una humedad relativa alta; como por ejemplo en fábricas textiles, de cigarrillos, etc.



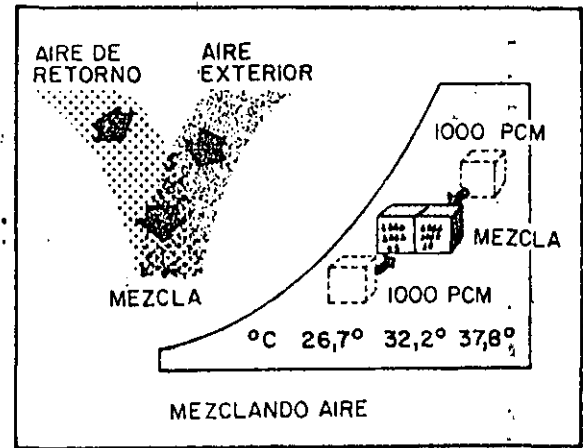
El enfriamiento evaporativo ha sido usado con éxito muy limitado en el acondicionamiento para el confort humano en los pocos lugares donde la temperatura del bulbo húmedo es baja. Cuando es usado para acondicionar residencias, tiendas, edificios, etc., la alta humedad resultante puede ser perjudicial 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.



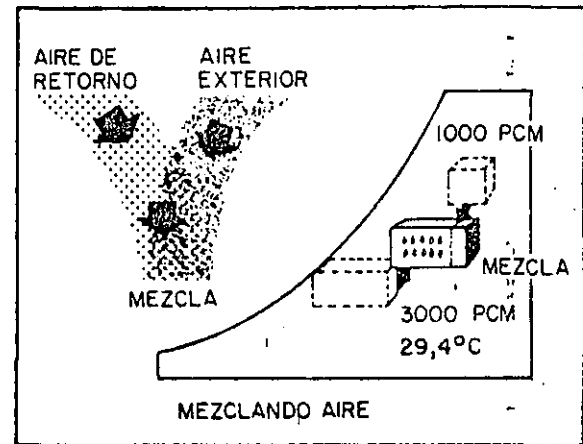
A continuación vemos como se representa en el ábaco psicrométrico la mezcla de dos corrientes de aire cada una de las cuales tiene diferentes propiedades. Un ejemplo práctico de este proceso se ve en la mezcla del aire de retorno con el aire fresco que se introduce para ventilación. Las propiedades de la mezcla dependen de las propiedades y de la cantidad de cada una de las corrientes. En el ábaco 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 $37,8^{\circ}\text{C}$ y la del aire de retorno $26,7^{\circ}\text{C}$, la temperatura del bulbo seco de la mezcla será $32,2^{\circ}\text{C}$.

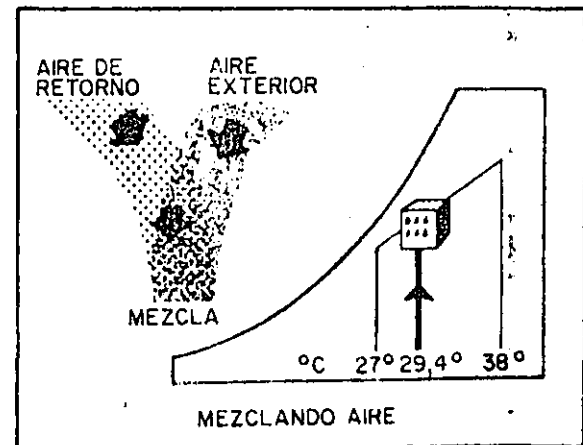


Pero si mezclamos 3.000 PCM de aire de retorno con 1.000 PCM de aire exterior, las propiedades de la mezcla estarán más aproximadas a las del aire de retorno por haber mayor cantidad de éste. En este caso, como el aire exterior representa la cuarta parte de la cantidad total de aire, la mezcla se encontrará 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 $29,4^{\circ}\text{C}$.

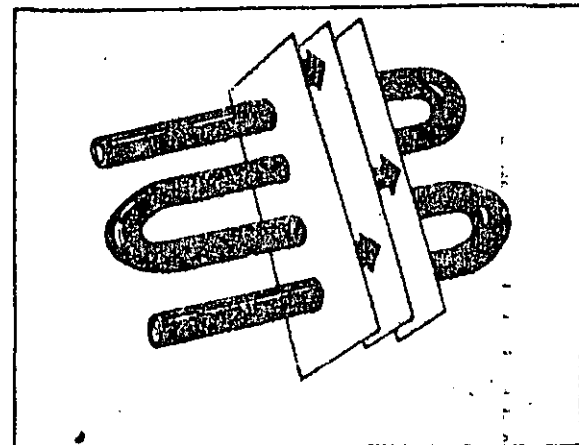


Las otras propiedades de la mezcla, como ser humedad específica, humedad relativa, temperatura del bulbo húmedo y punto de rocío se los obtiene del ábaco psicrométrico una vez se determina la intersección de la temperatura del bulbo seco de la mezcla con la línea que une las propiedades de las dos corrientes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

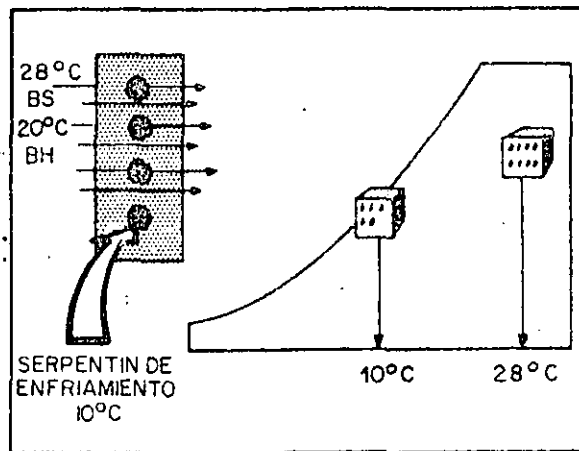
Los principios que se acaban de exponer sobre mezclas de dos corrientes de aire pueden ser utilizados para explicar el funcionamiento de un serpentín de enfriamiento.



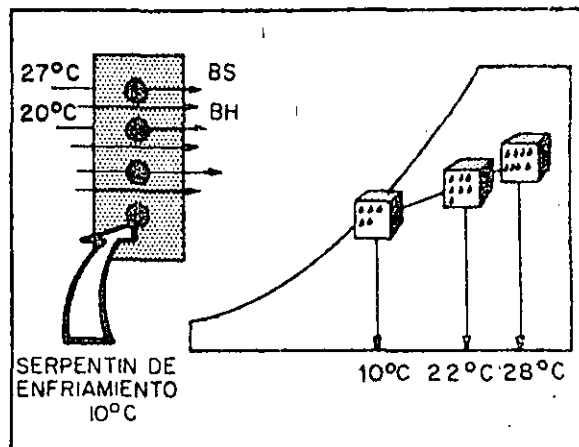
Esta figura representa a un tipo de serpentín muy comúnmente usado en el enfriamiento y deshumectación del aire. Podemos decir que sólo una parte del aire que pasa a través de este serpentín hace contacto con los tubos o las aletas y que el resto pasa sin tocar ninguna de estas superficies. La porción 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.



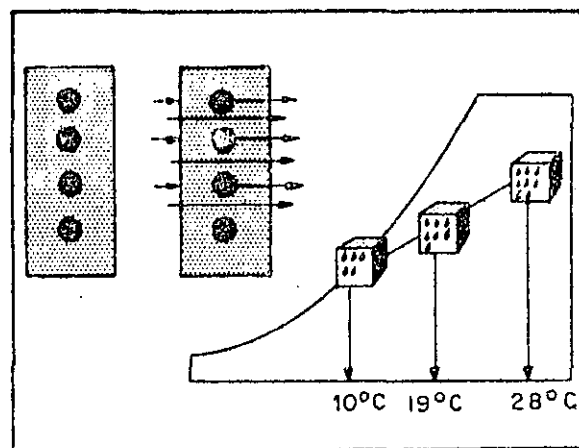
Supongamos que una corriente de aire a 28°C bulbo seco y 20°C bulbo húmedo pasa por un serpentín cuya superficie se encuentra a 10°C . El aire que hace contacto con la superficie del serpentín resultará saturado a 10°C ; el aire que pasa sin tocar el serpentín no sufre ningún cambio. Después de pasar 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.



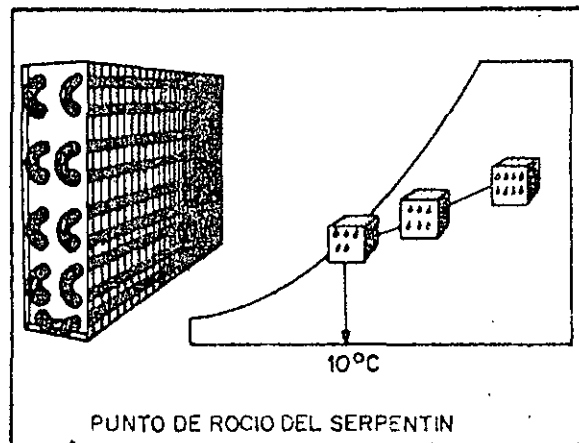
Si se dice que el Factor de Desvío es de dos tercios, $2/3$ partes del aire pasan sin ser afectado por el serpentín. En este ejemplo, si el factor de desvío es $2/3$, la temperatura de la mezcla a la salida del serpentín será 22°C . Este valor del factor de desvío sería normal para un serpentín de una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



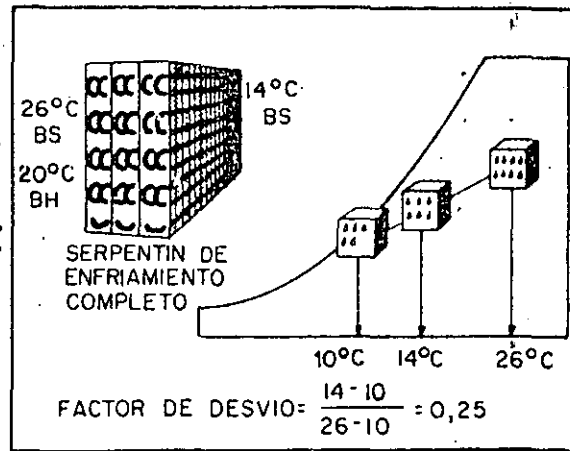
Si se añade una hilera más al serpentín (serpentín de dos hileras), la cantidad de aire de desvío será menor por tener este serpentín mayor superficie. El factor de desvío para un serpentín de dos hileras es de aproximadamente 0,5. Con este serpentín la temperatura del aire bajaría a 19°C . Si se necesita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

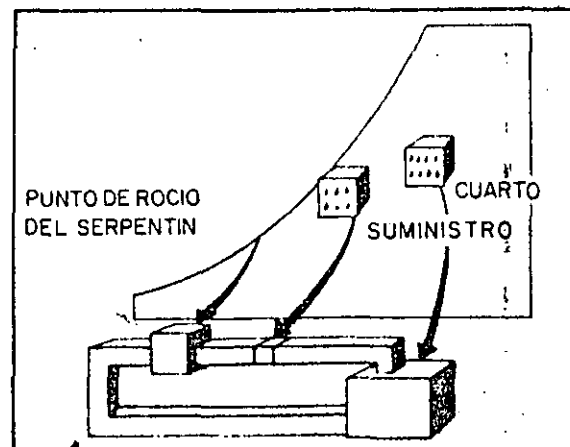
La velocidad del aire a través del serpentín también tiene un efecto muy importante en el valor del Factor de Desvío. En la figura adjunta se muestran valores típicos del factor de desvío de un serpentín a diferentes velocidades del aire. Se puede apreciar que si la cantidad de aire que pasa por un serpentín 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.



Comparemos 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.

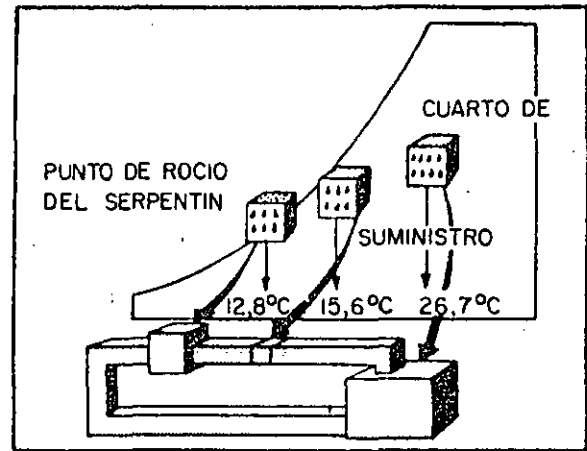
Pero también existen desventajas.

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

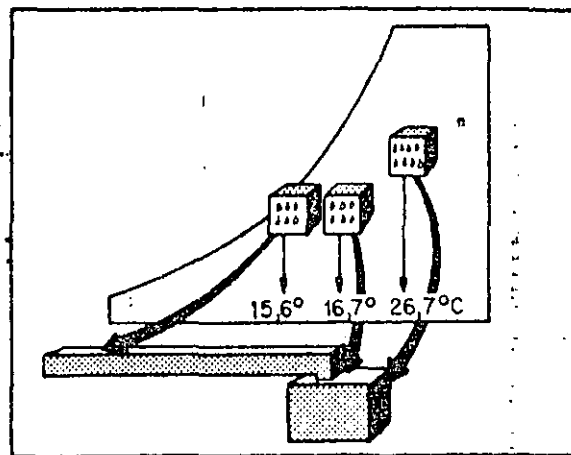
4. SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO MAS GRANDE
5. POSIBILIDAD DE CORRIENTES DE AIRE
6. MEJOR AISLAMIENTO DEL CONDUCTO DE SUMINISTRO

APLICACION PROMEDIO

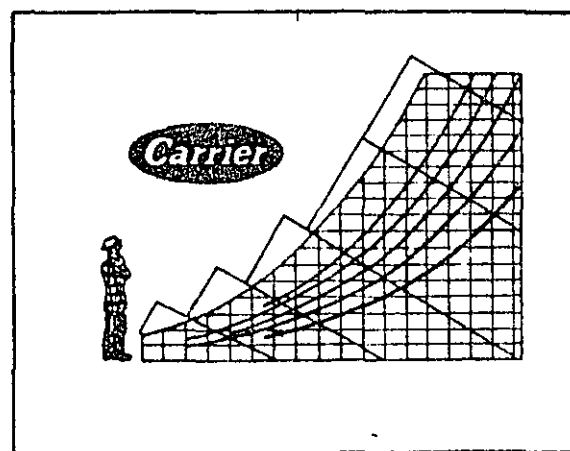
FACTOR DE DESVIO 0,10 - 0,30

HILERAS DE SERPENTIN 2 - 5

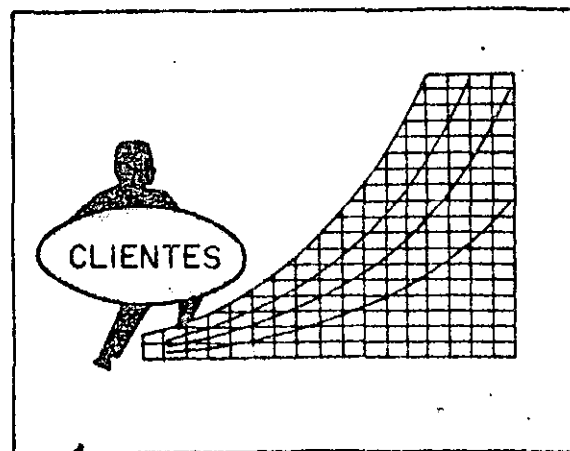
Los principios de la psicrometría son también útiles para determinar si es más conveniente aislar el conducto de alimentación o usar un volumen mayor de aire. Si se requiere 1.000 PCM de aire a $15,6^{\circ}\text{C}$ para mantener una habitación a $26,7^{\circ}\text{C}$, ¿cuánto aire se requeriría si 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.



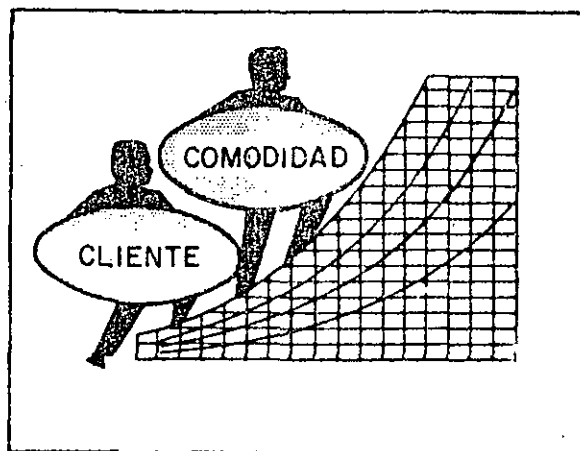
Hasta aquí hemos visto algunos de los procesos más sencillos del acondicionamiento del aire y como se los puede seguir en el ábaco psicrométrico. Por la psicrometría sabemos la cantidad de aire necesaria para mantener condiciones de confort, explicamos la operación de un serpentín de enfriamiento, vemos 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.



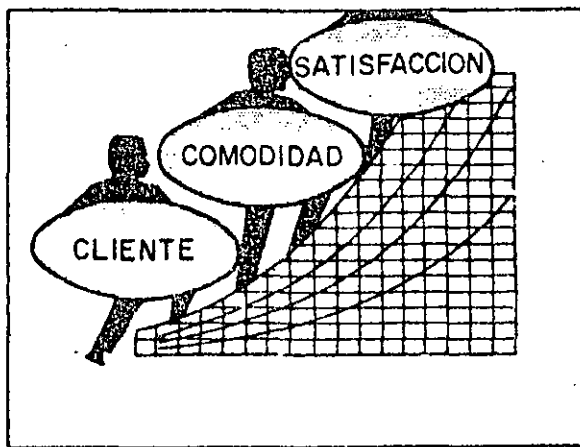
Aplicando estos sencillos principios de la psicrometría en la selección de un sistema para el acondicionamiento del aire dará como resultado un mayor número de clientes satisfechos...



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.

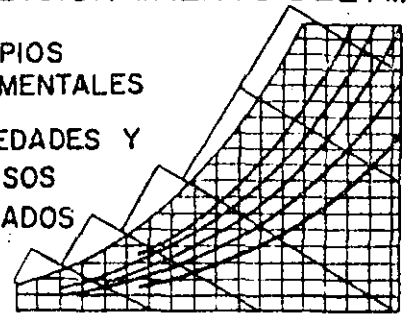
Si se lo calienta, a 35°C, este mismo kilogramo de aire ocupará un volumen de 0,87 metros cúbicos porque a la temperatura más alta el aire es menos denso.

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

ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE

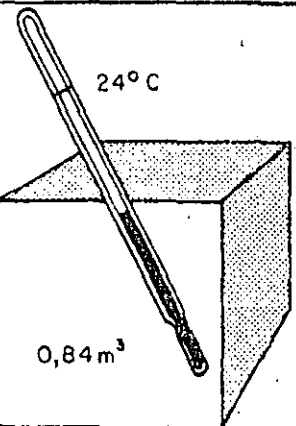
PRINCIPIOS
FUNDAMENTALES

PROPIEDADES Y
PROCESOS
AVANZADOS

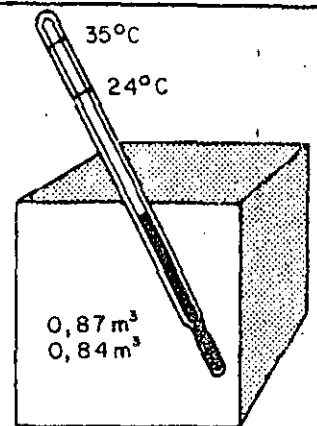


Programa de Desarrollo Técnico 200 SF 3

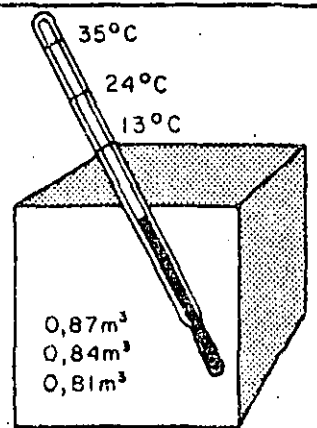
PRESION
BAROMETRICA
NORMAL



PRESION
BAROMETRICA
NORMAL

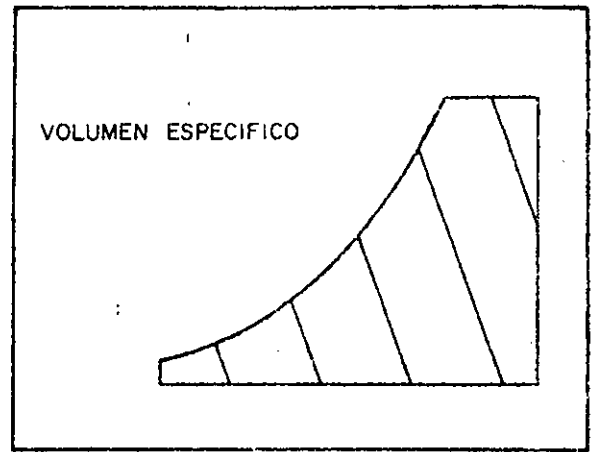


PRESION
BAROMETRICA
NORMAL

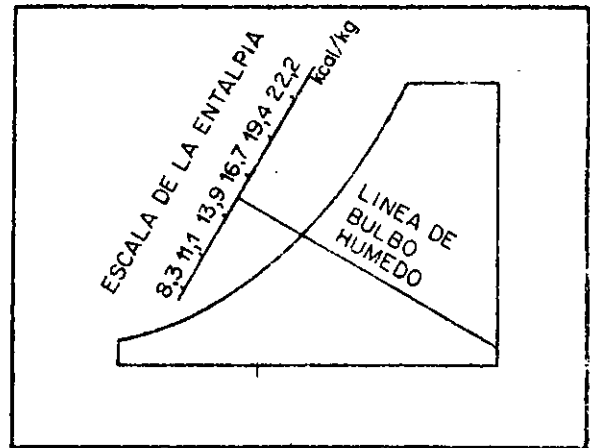


Las líneas de los volúmenes específicos aparecen en el ábaco como líneas oblicuas que se extienden de la parte inferior derecha a la parte superior izquierda.

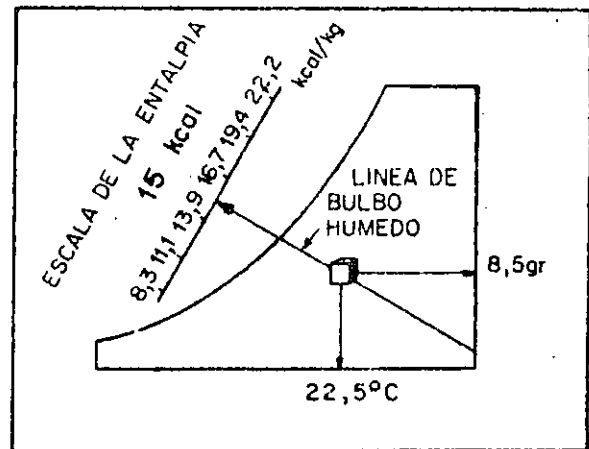
El volumen específico sirve principalmente para determinar la capacidad de un ventilador y el motor que requiere cuando las propiedades del aire son diferentes de las que se usa como "standard" en las tablas o curvas de capacidad de los ventiladores.



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.

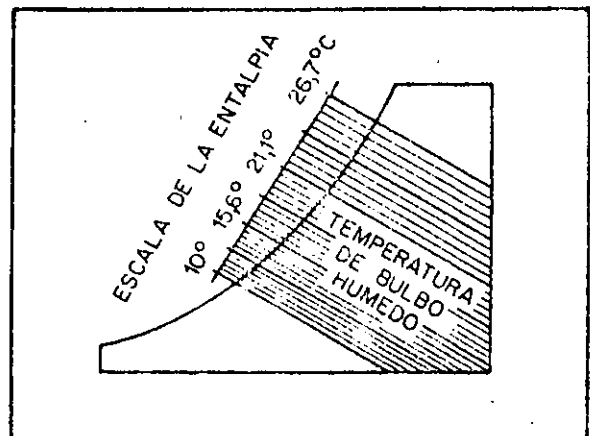


Por ejemplo, el aire a 22,5°C temperatura del bulbo seco y 8,5 gramos de agua por kilogramo de aire tiene una entalpía de 15,0 kilocalorías por kilogramo de aire.

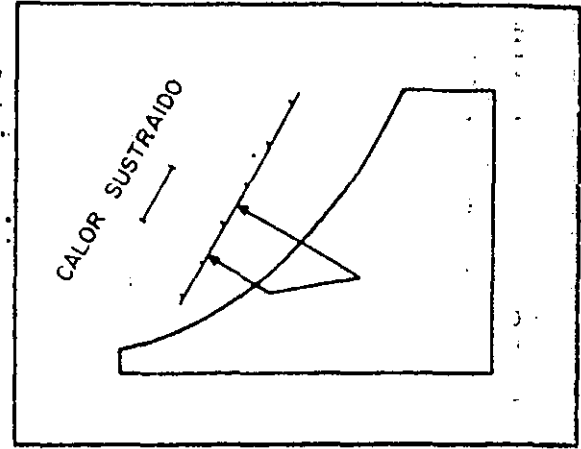


La escala de la entalpía aparece en la parte superior izquierda, al final de las líneas de la temperatura del bulbo húmedo. La entalpía depende casi exclusivamente de la temperatura del bulbo húmedo del aire.

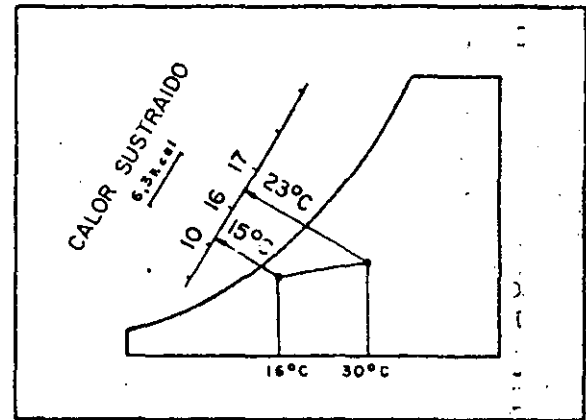
La entalpía es una propiedad muy importante y por lo tanto será conveniente el explicar su uso más detenidamente.



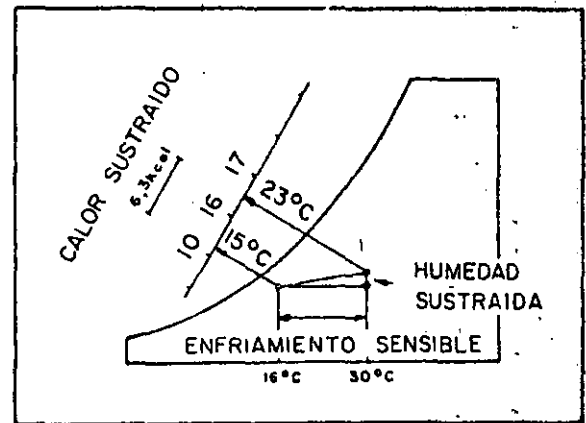
Si el aire es enfriado y deshumedecido, el calor total sustraído aparece en la escala de la entalpía entre las dos líneas del bulbo húmedo que representan la condición final e inicial del aire. Por ejemplo,



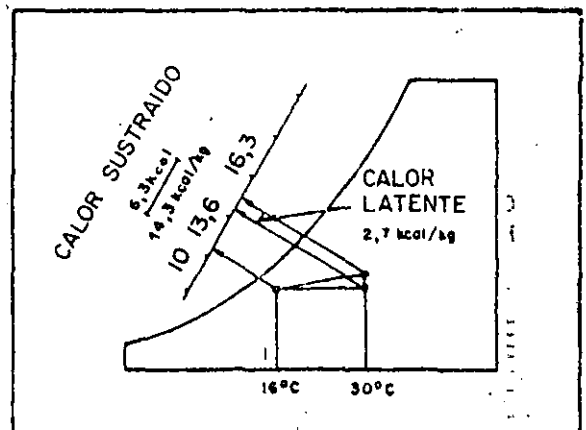
si se pasa aire a 30°C bulbo seco, 23°C bulbo húmedo cuya entalpía es de 16,3 Kcal/Kg por un serpentín de enfriamiento del que sale a 16°C bulbo seco, 15°C bulbo húmedo y 10 Kcal/Kg. de entalpía, cada kilogramo de aire pierde 6,3 kilocalorías.



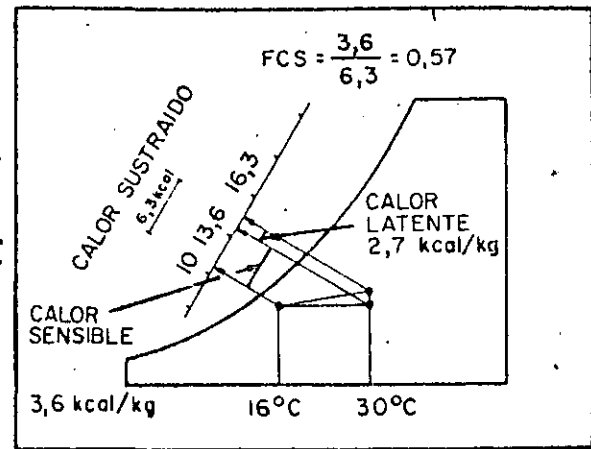
Si se dibuja un triángulo como el que aparece en la figura por los puntos que representan la condición inicial y final del aire, la distancia vertical representa la cantidad de humedad sustraída, es decir el calor latente, y la distancia horizontal representa el enfriamiento sensible del aire.



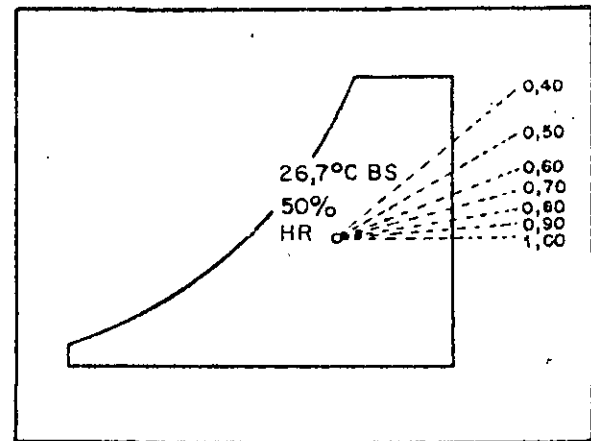
La entalpía en la intersección de las líneas vertical y horizontal que forman dos de los lados del triángulo es de 13,6 Kcal/Kg. El calor latente sustraído es entonces 16,3 menos 13,6 o sea 2,7 kilocalorías por kilogramo de aire.



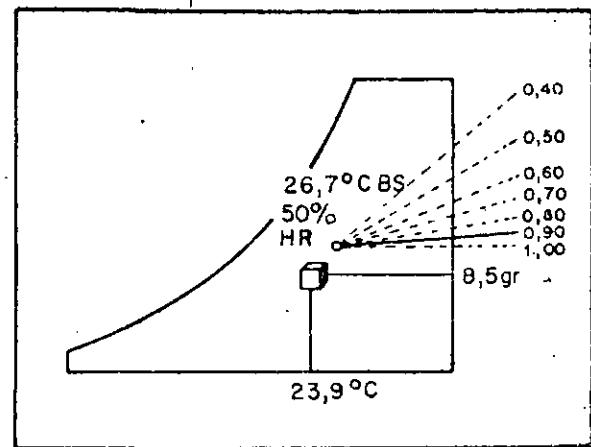
El calor sensible sustraído es la diferencia entre 13,6 y 10,0, o sea 3,6 kilocalorías por kilogramo. Con toda esta información podemos determinar el Factor de Calor Sensible que se define como el producto de la división del calor sensible por el calor total; en este caso, 3,6 dividido por 6,3 o sea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

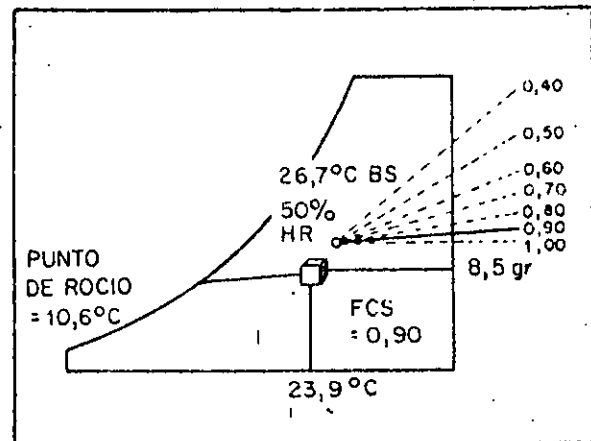


Supongamos que se quisiera mostrar la línea de 0,90 factor de calor sensible del aire a 23,9°C bulbo seco y 8,5 gramos de vapor de agua (humedad). Primero se determina la inclinación de la línea para el factor de calor sensible indicado uniendo 0,90 en la escala del factor de calor sensible con el círculo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

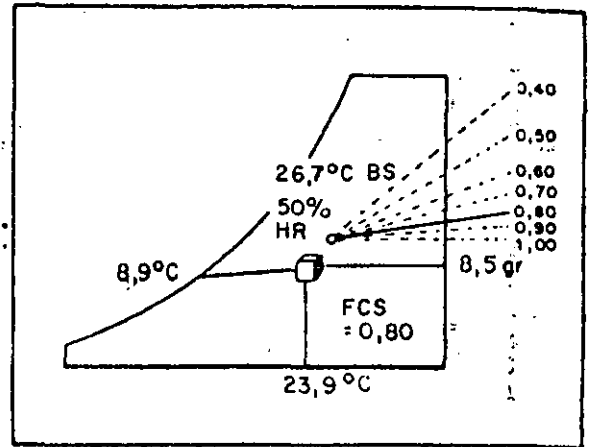
Si esta línea representara un proceso de enfriamiento y deshumectación, se podría determinar el valor requerido del Punto de Rocío del serpentín prolongando la línea del factor de calor sensible hasta que intersecte la curva de saturación. En este caso el punto de rocío sería aproximadamente 10,6°C.



Para un factor de calor sensible de 0,80, el punto de rocío del serpentín sería de $8,9^{\circ}\text{C}$.

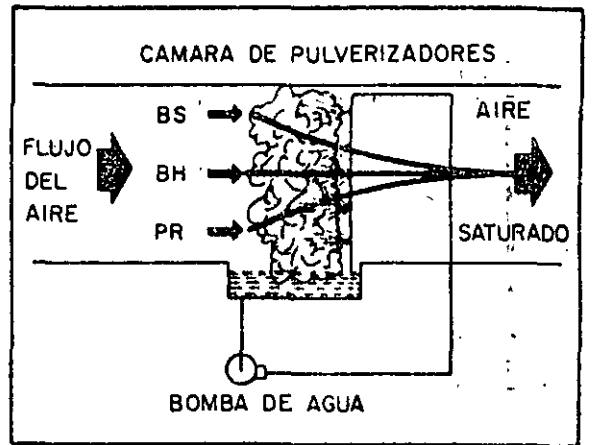
El factor de calor sensible es muy útil para la selección del equipo de acondicionamiento porque su uso permite determinar la temperatura a la cual debe operar el serpentín de enfriamiento.

Veamos nuevamente el proceso psicrométrico del enfriamiento evaporativo.



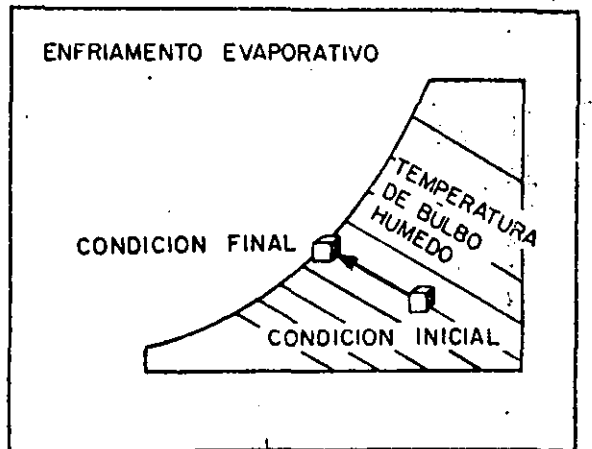
En el enfriamiento evaporativo el aire pasa a través de una batería de pulverizadores de agua que lo enfrían y humedecen. El agua que no llega a evaporarse es recogida en un tanque e impulsada nuevamente por los pulverizadores por la bomba de agua. En este proceso, la temperatura del agua es igual a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

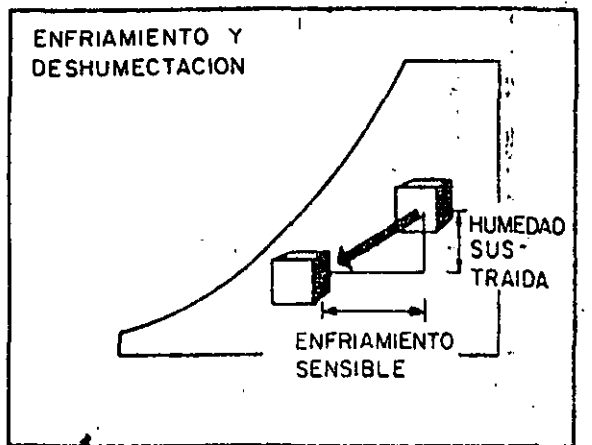


El enfriamiento evaporativo aparece en el ábaco psicrométrico como un desplazamiento sobre la línea de la temperatura del bulbo húmedo hacia la curva de saturación. El calor sensible que pierde el aire al enfriarse es exactamente igual al calor latente que recibe al aumentar su humedad.

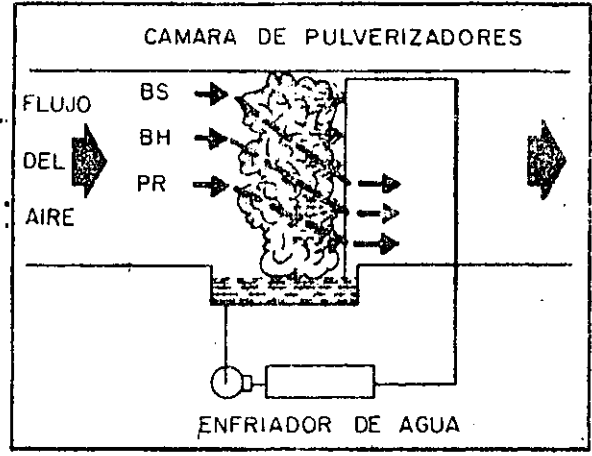
Si la eficiencia de la batería de pulverizadores fuera de 100%, el aire saldría completamente saturado. Generalmente el equipo que se usa para este proceso es entre 85 y 95% eficiente, por lo tanto el aire saldrá a un pequeño paso de la saturación completa.



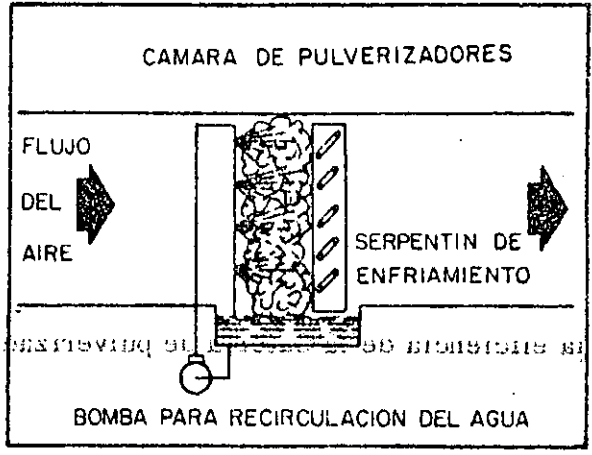
Si la batería de pulverizadores pudiera ser alimentada continuamente con agua a una temperatura por debajo del punto de rocío del aire de entrada, el aire podría ser enfriado y deshumectado por el agua de los pulverizadores en la misma forma que lo es al pasar por un serpentín de enfriamiento.



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 desechar el agua una vez ésta es utilizada en los pulverizadores.

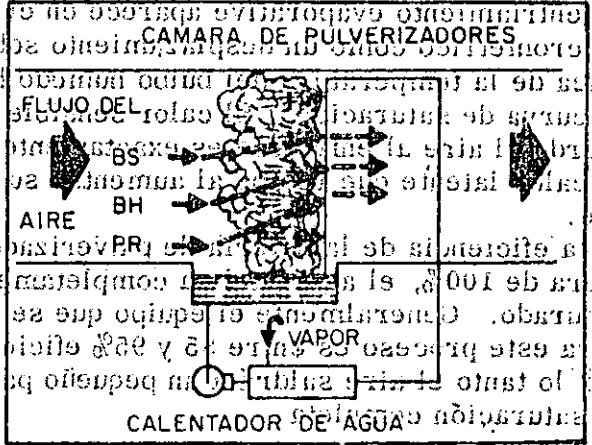


Existe también equipo que combina el uso de pulverizadores con un serpentín de enfriamiento para dar un mejor control de la humedad tanto en el verano como en el invierno. El agua que se pulveriza sobre el serpentín produce un mejor rendimiento de éste ya que permite un mayor contacto con el aire mejorando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

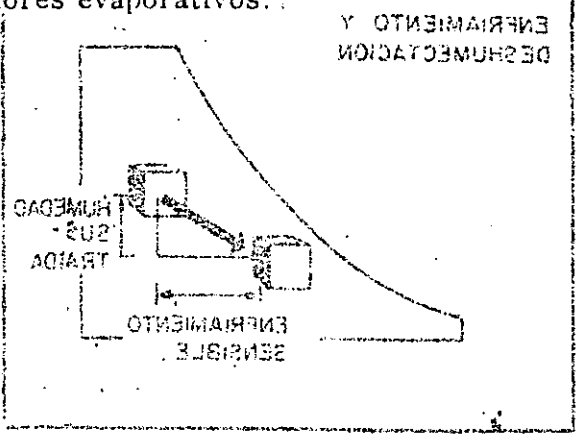


Este tipo de equipo es muy popular en instalaciones para hospitales e industrias que requieren un buen control de la temperatura y humedad durante todo el año. Esto es importante sobre todo en regiones que requieren de humectación en el invierno.

En el invierno, cuando no se requiere refrigeración pero sí humectación, este equipo lo proporciona. Si la humedad que se puede añadir por el enfriamiento 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.

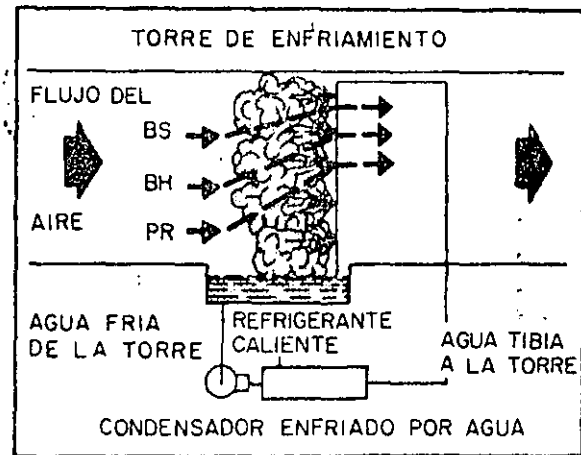


Un proceso similar al de la humectación por el calentamiento del agua que se acaba de describir sucede en las torres de enfriamiento y condensadores evaporativos.

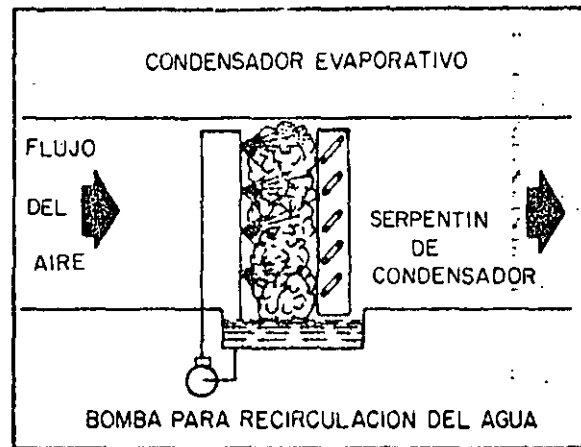


Si la batería de pulverizadores hubiera sido mantenida continuamente con agua a una temperatura por debajo del punto de rocío del aire de entrada, el aire podría ser enfriado y deshumectado por el agua de los pulverizadores en la misma forma que lo es al pasar por un serpentín de enfriamiento.

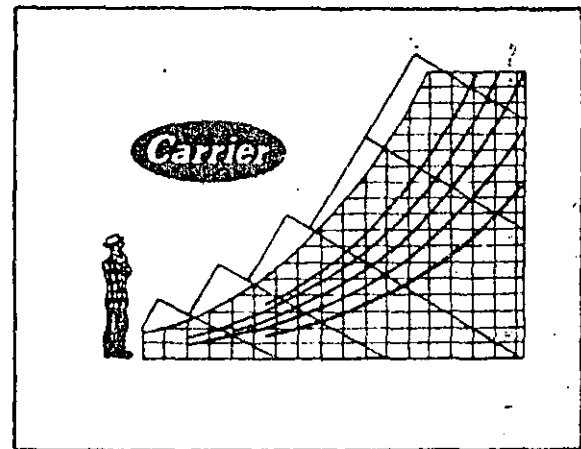
En este caso, el calor es añadido al agua en el condensador. El agua tibia pasa del condensador a la torre de enfriamiento donde es introducida en una corriente de aire en forma de una lluvia muy fina por las boquillas pulverizadoras. Una pequeña porción del agua se evapora para enfriar al resto; el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





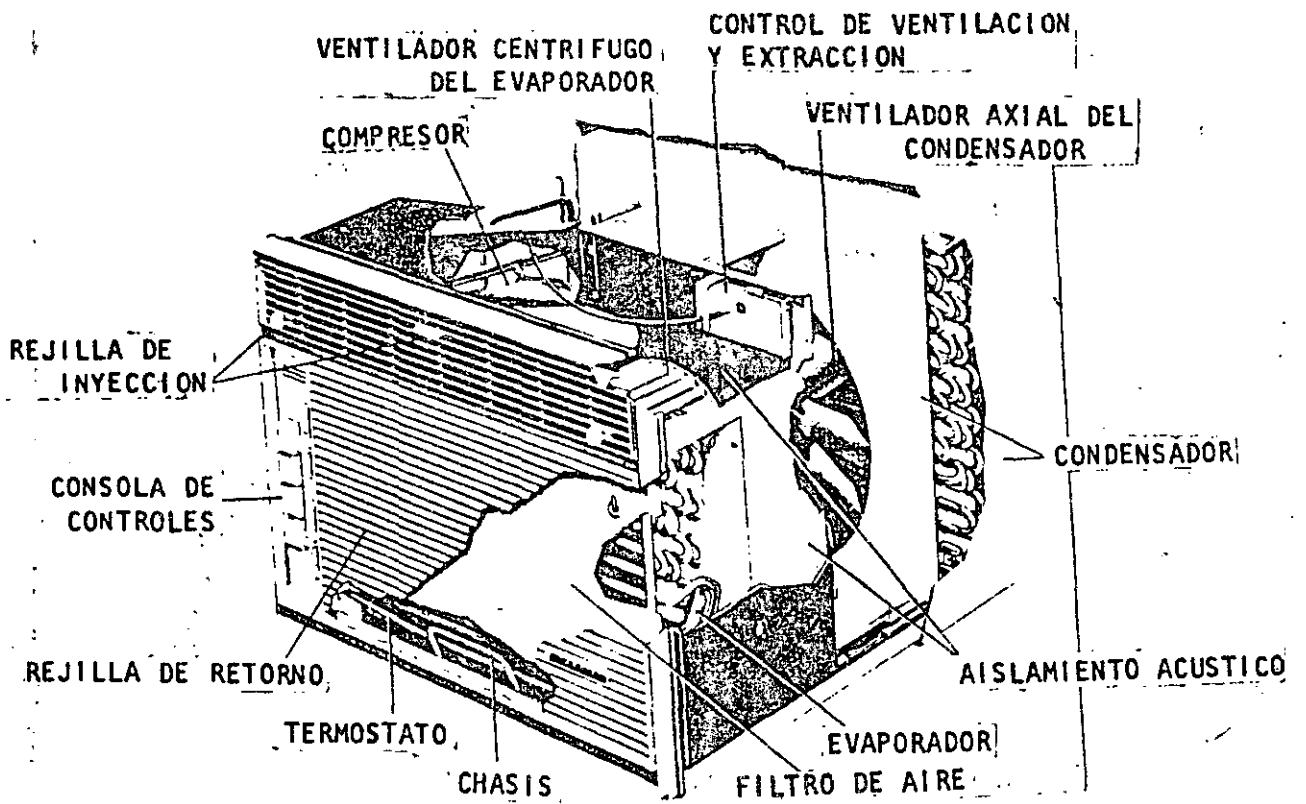
**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

EQUIPOS DE ACONDICIONAMIENTO Y MANEJO DE AIRE

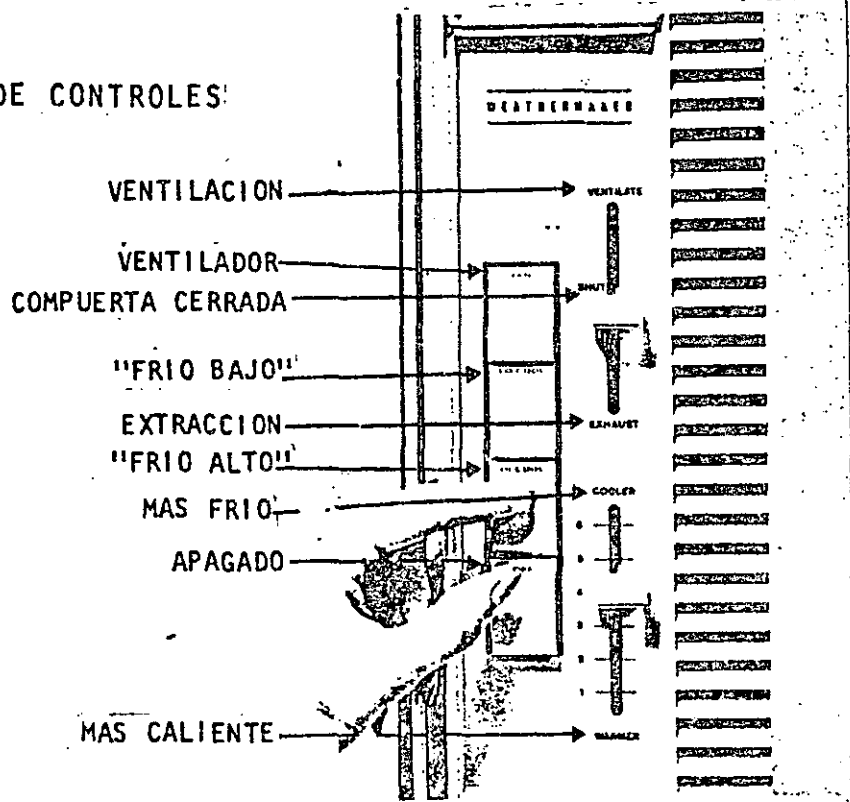
Ing. Roberto Tatemura

NOVIEMBRE, 1985



UNIDAD DE VENTANA

CONSOLA DE CONTROLES

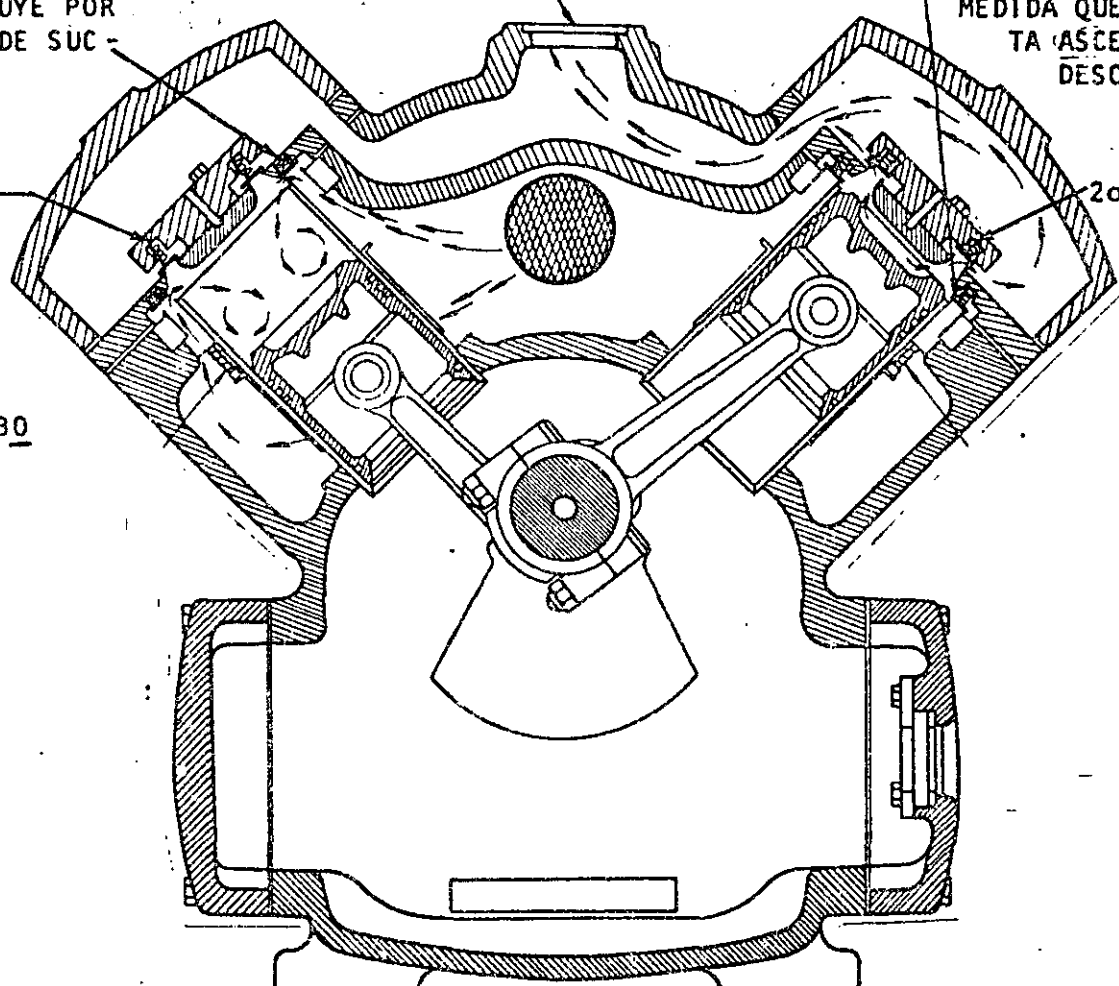


CILINDRO IZQUIERDO

1o. DURANTE LA CARRERA DESCENDENTE DEL EMBOLO, LA VALVULA DE DESCARGA SE CIERRA; LA PRESION ARRIBA DEL EMBOLO Y LA VALVULA DE SUCCION DISMINUYE POR ABAJO DE LA PRESION DE SUCCION.

2o. LA REDUCCION DE LA PRESION OCASIONA QUE LAS VALVULAS DE SUCCION SE ELEVEN A SU POSICION ABIERTA PERMITIENDO QUE EL VAPOR FLUYA AL CILINDRO ARRIBA DEL EMBOLO.

SALIDA A LA VALVULA DE DESCARGA



CILINDRO DERECHO

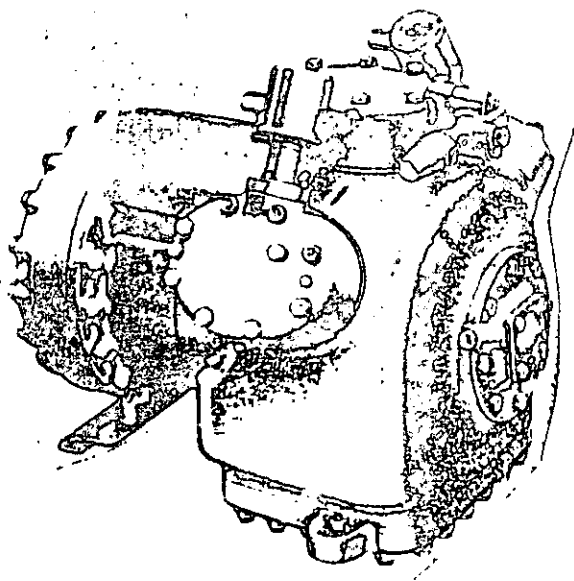
1o. DURANTE SU CARRERA ASCENDENTE, EL EMBOLO COMPRIME EL VAPOR QUE A SU VEZ CIERRA LAS VALVULAS DE SUCCION. LA PRESION AUMENTA A MEDIDA QUE SUBE EL EMBOLO HASTA (ASCENDER) LA PRESION DE DESCARGA. - EXCELENTE

2o. EL INCREMENTO DE PRESION ABRE LAS VALVULAS DE DESCARGA PERMITIENDO EL PASO DEL VAPOR COMPRIMIDO HACIA EL CONDENSADOR.

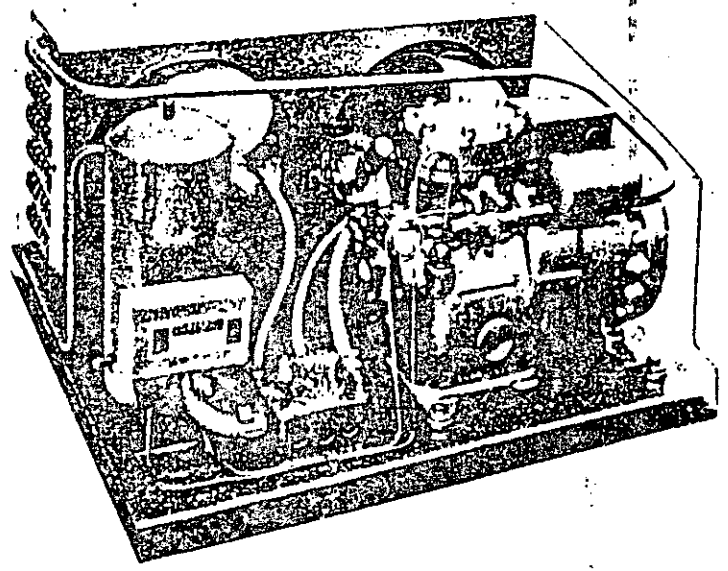
CORTE DE UN COMPRESOR ALTERNATIVO MOSTRANDO EL FLUJO DEL REFRIGERANTE

COMPRESOR HERMETICO

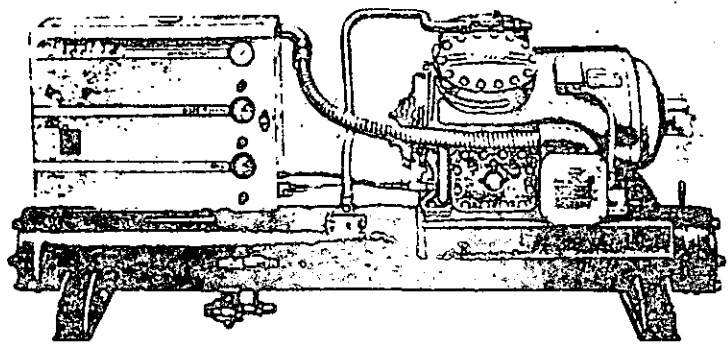
MUESTRA EL SISTEMA DE CONTROL DE CAPACIDAD POR MEDIO DE VALVULAS DE SOLENOIDE DESCARGADORAS DE LOS CILINDROS.



UNIDAD CONDENSADORA HERMETICA ENFRIADA POR AIRE.

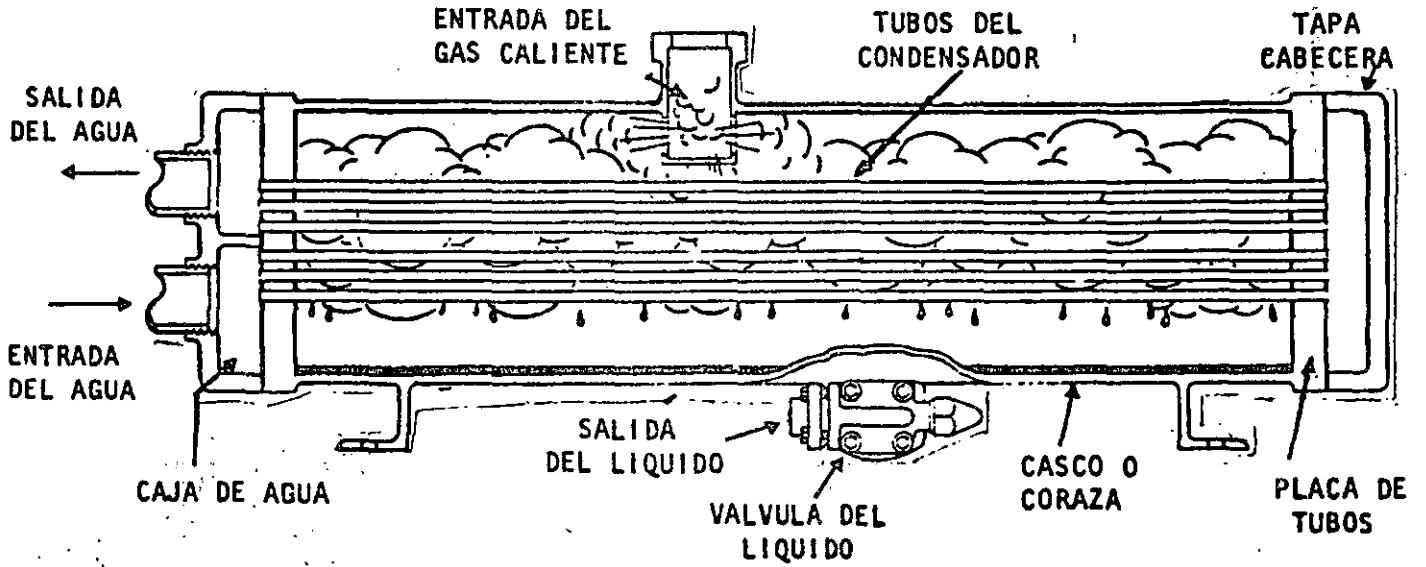


UNIDAD DE CONDENSACION HERMETICA ENFRIADA POR AGUA.

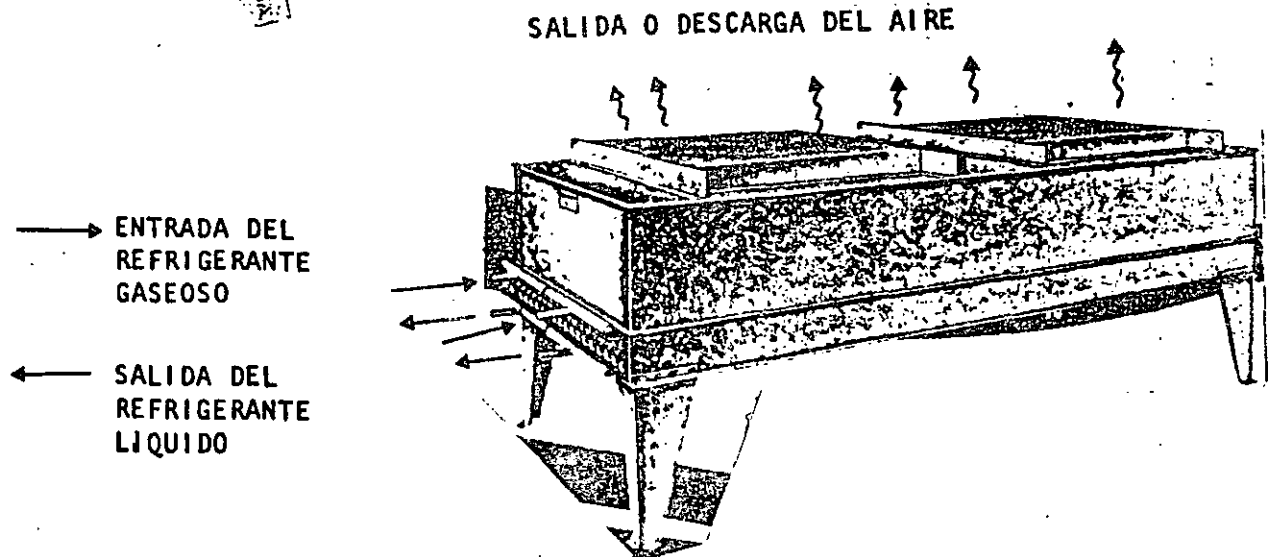
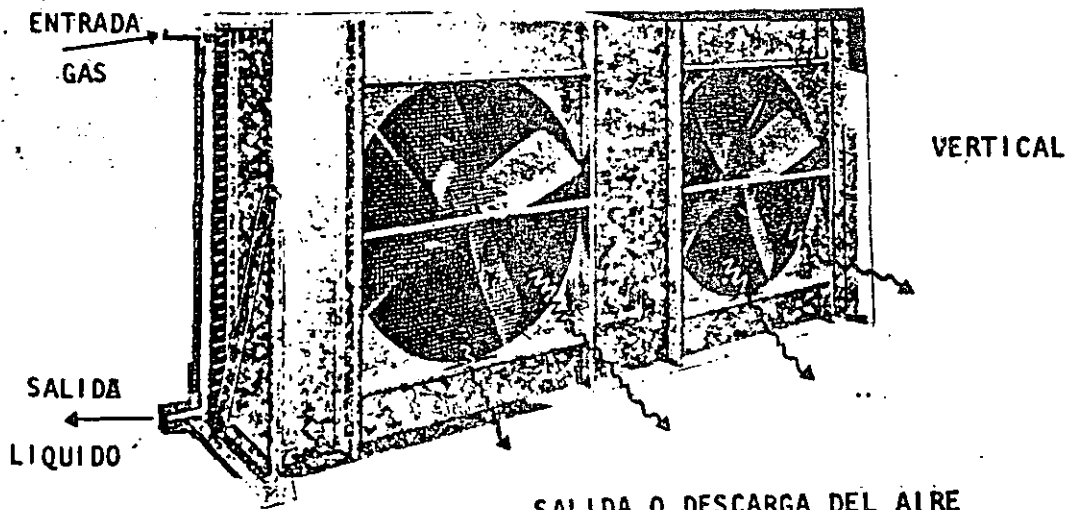


CORTE DE UN CONDENSADOR ENFRIADO POR AGUA. TIPO DE CASCO Y TUBOS, MOSTRANDO RECORRIDO DEL AGUA Y DEL GAS.

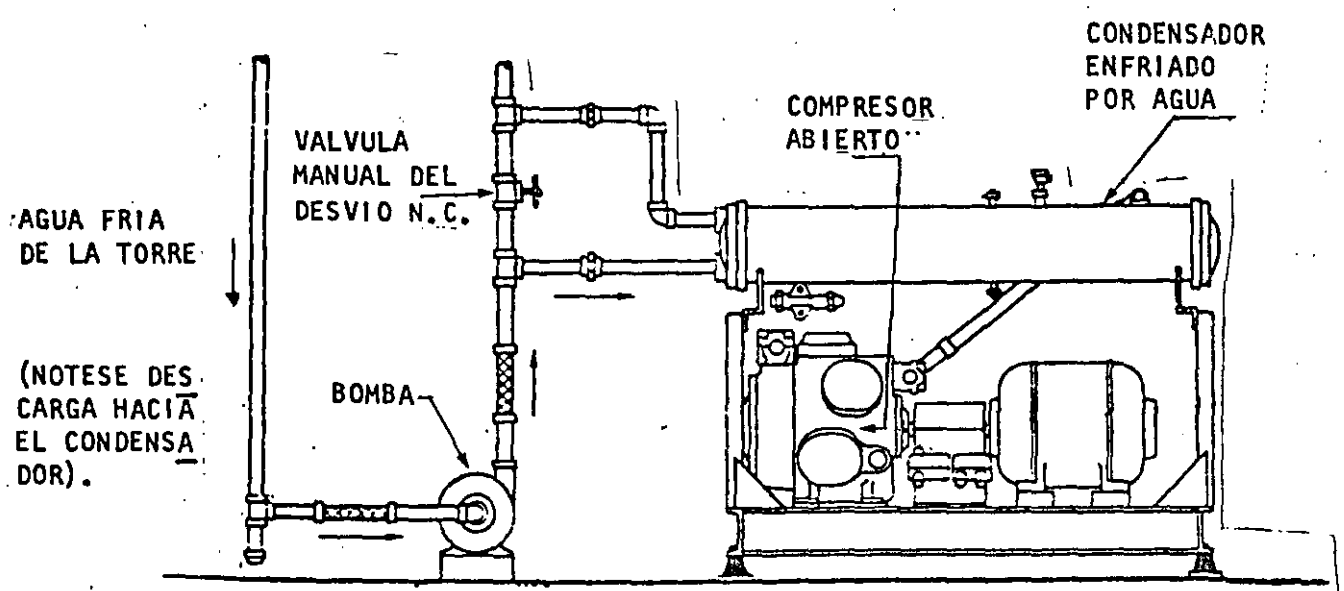
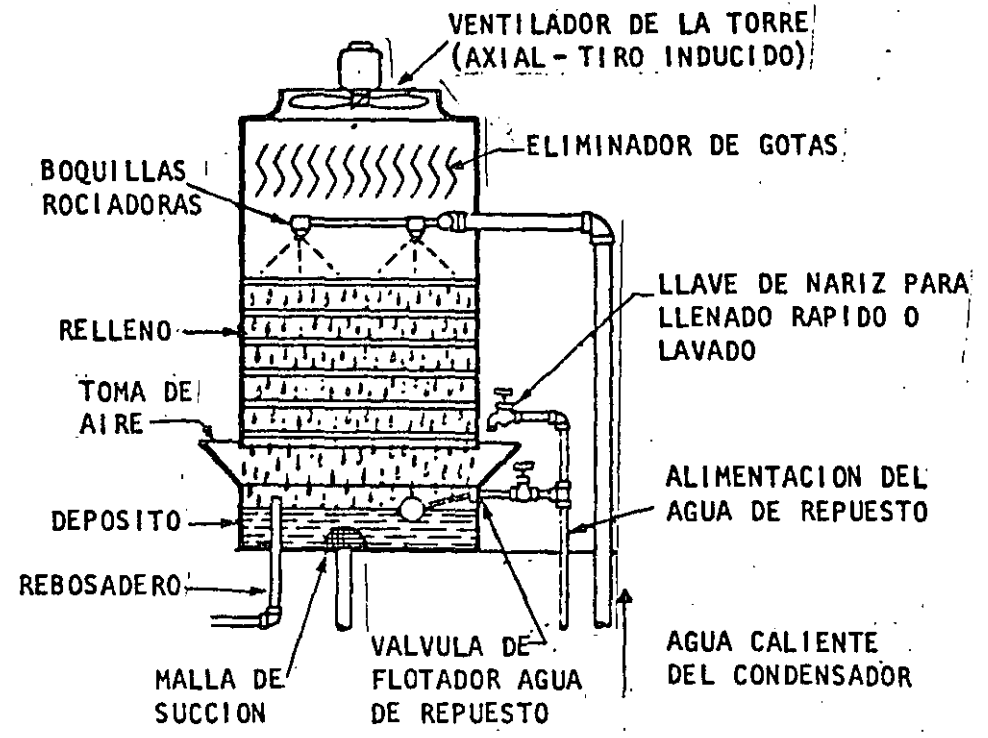
4



CONDENSADORES ENFRIADOS POR AIRE

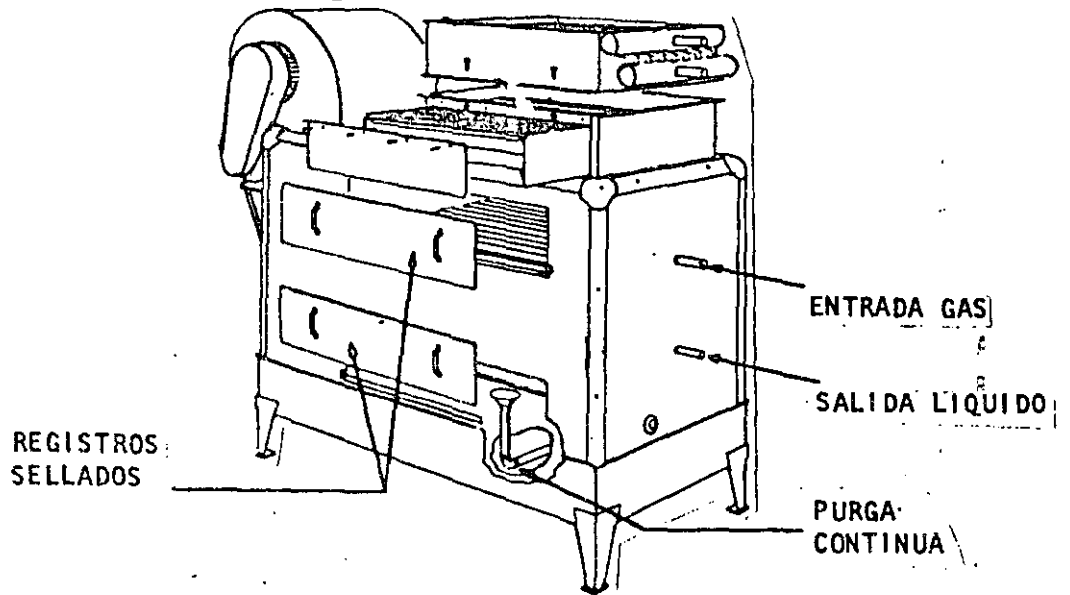


UNIDAD CONDENSADORA ENFRIADA POR AGUA, OPERANDO CON UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO PARA BAJAR LA TEMPERATURA DEL AGUA DE CONDENSACION.- CIRCUITO TIPICO.-



CONDENSADOR EVAPORATIVO.

6 SERPENTIN REMOVEDOR DEL SOBRECALENTAMIENTO



VENTILADOR CEN TRIFUGO MANEJÁN DO AIRE SECO (TIRO FORZADO)

DESCARGA DEL AIRE HUMEDO

ELIMINADOR DE GOTAS

BASE TENSORA DEL MOTOR

FLUJO DEL AIRE SECO

BOQUILLAS

ENTRADA DE GAS CALIENTE

CABEZAL

FLUJO DEL AIRE HUMEDO

SALIDA DEL LIQUIDO

SERPENTIN CONDENS.

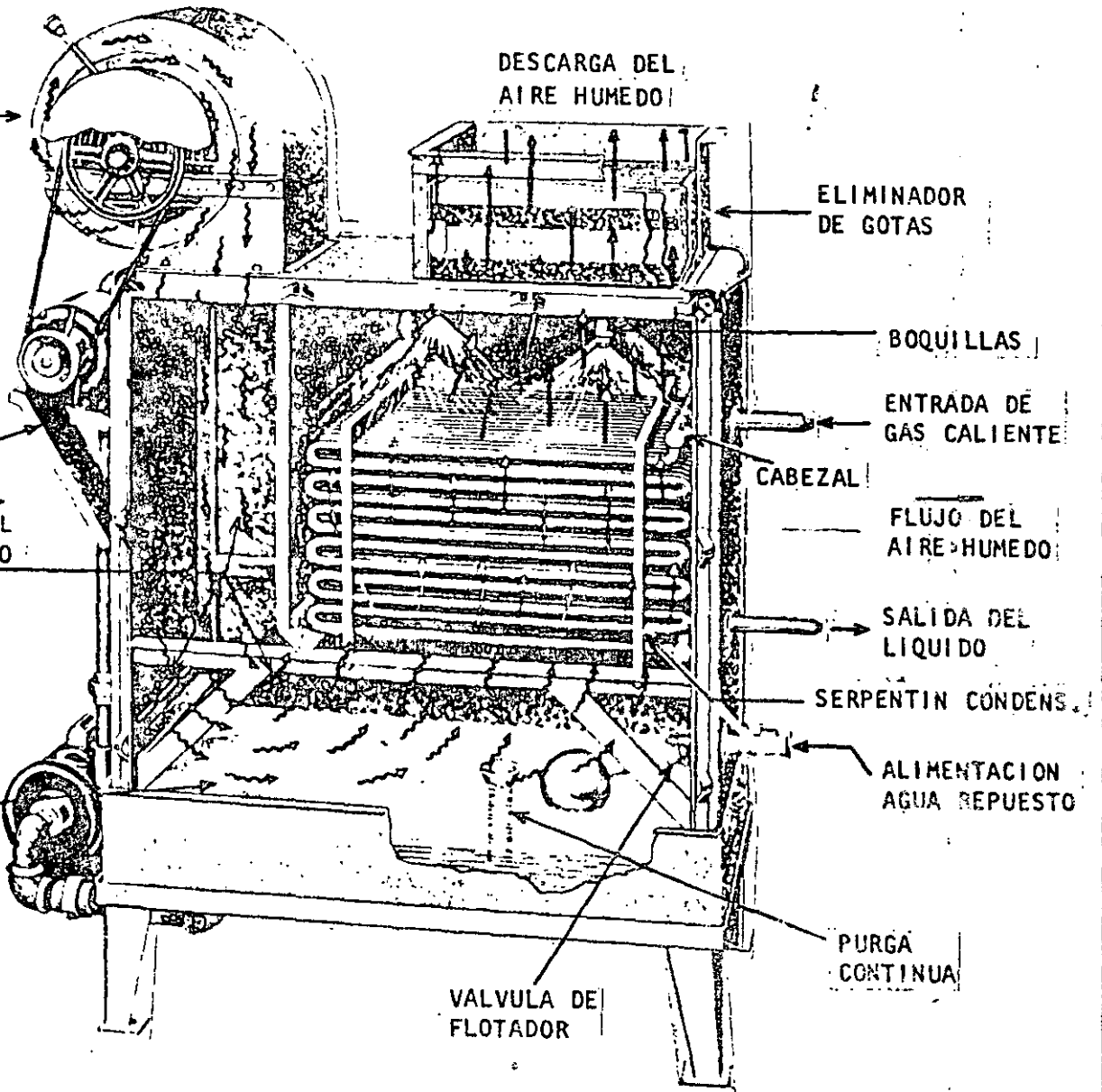
ALIMENTACION AGUA REPUESTO

TANQUE O DEPOSITO DEL AGUA

BOMBA RECIRCULADORA.

VALVULA DE FLOTADOR

PURGA CONTINUA



SERPENTIN DE EXPANSION DIRECTA

7

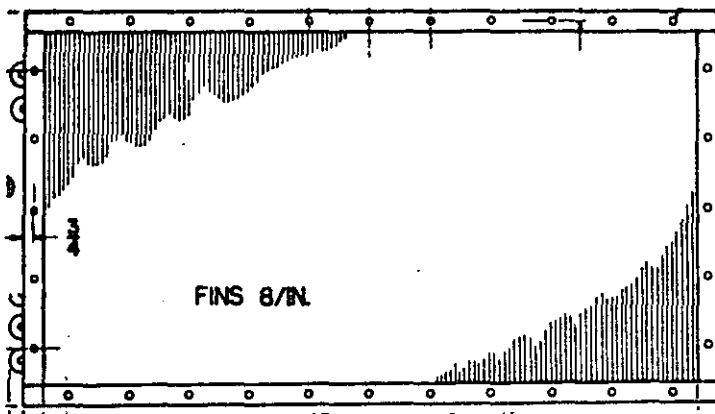
MÚLTIPLE DISTRIBUIDOR

ENTRADA REFRIGERANTE
LÍQUIDO

CABEZAL DE
SUCCION

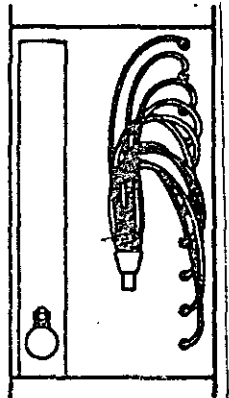
SALIDA REFRIGERANTE
GASEOSO

FLUJO DEL
AIRE



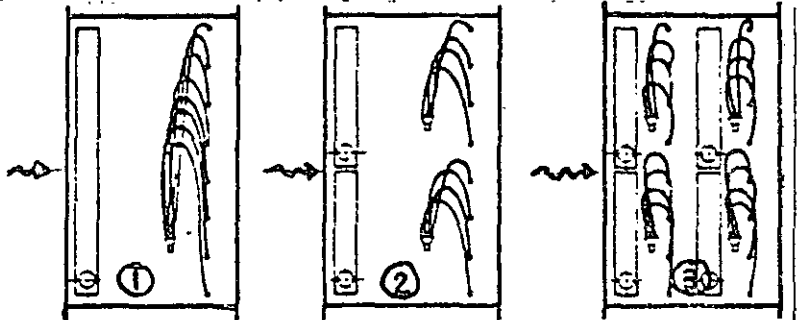
VISTA FRONTAL

FLUJO
DEL AIRE



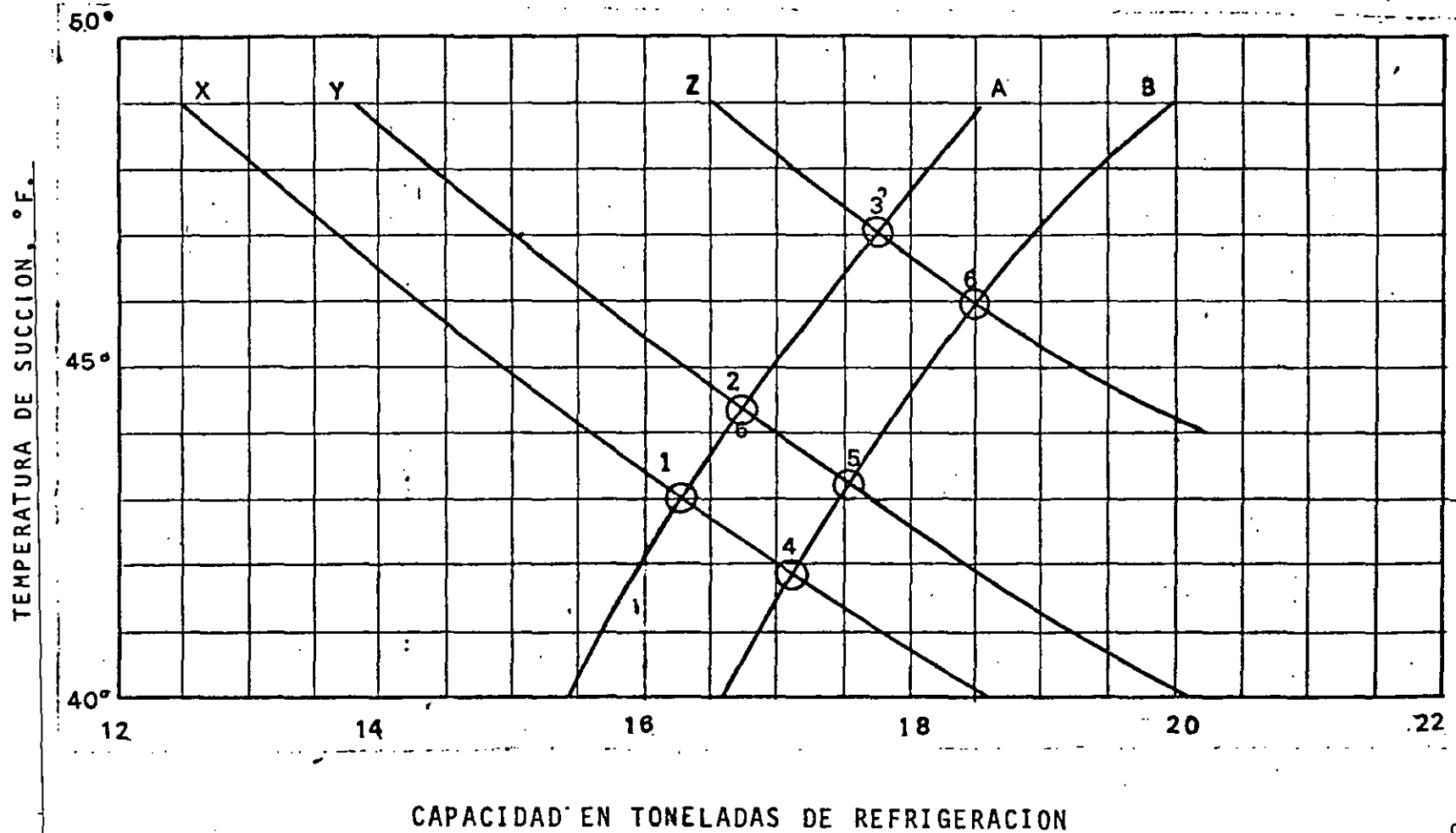
VISTA LATERAL

DIFERENTES ARREGLOS
DE CIRCUITOS

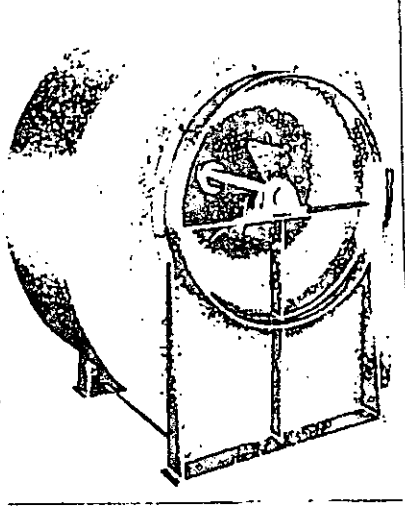


- ① UN DISTRIBUIDOR.
- ② DOS DISTRIBUIDORES. DIVIDIDOS SEGUN EL PLANO FRONTAL.
- ③ CUATRO DISTRIBUIDORES. DIVIDIDOS SEGUN EL PLANO FRONTAL Y POR HILERAS.

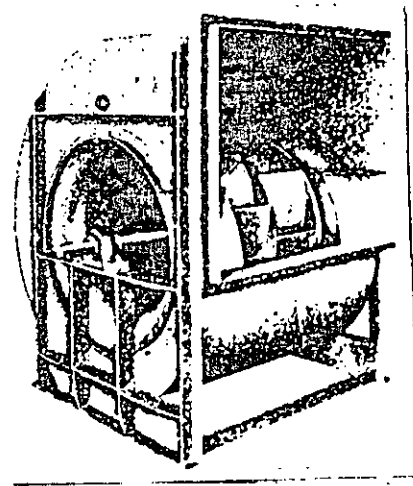
GRAFICA DE EQUILIBRIO ENTRE COMPRESOR Y EVAPORADOR



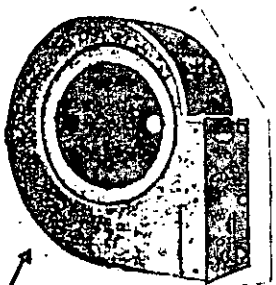
- CURVA "A": UNIDAD CONDENSADORA, OPERANDO A 105°F DE TEMPERATURA DE CONDENSACION.
- CURVA "B": LA MISMA UNIDAD, OPERANDO A 95°F DE TEMPERATURA DE CONDENSACION.
- CURVA "X": SERPENTIN DE EX. D. 5 HILERAS, 4000 PCM, ENTRANDO A 80°F T.B.S Y 67°F T.B.H.
- CURVA "Y": EL MISMO SERPENTIN, EXCEPTO 6 HILERAS.
- CURVA "Z": EL MISMO SERPENTIN, EXCEPTO 6 HILERAS Y 5000 PCM.



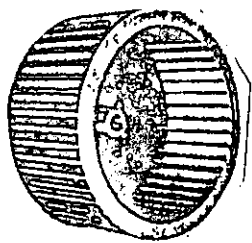
VENTILADOR CENTRIFUGO
SIMPLE ANCHO, SIMPLE ENTRADA
SASE



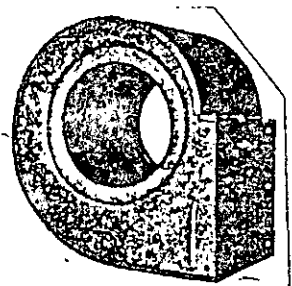
VENTILADOR CENTRIFUGO
DOBLE ANCHO, DOBLE ENTRADA
DADE



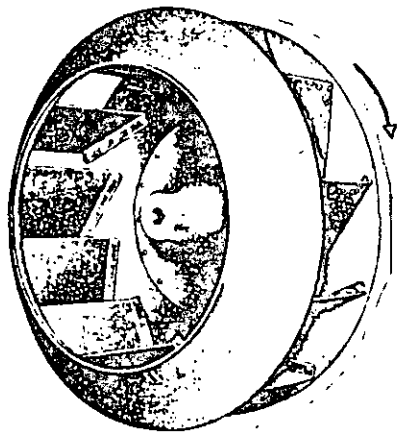
ENVOLVENTE, CAJA O CARACOL DE
VENTILADOR CENTRIFUGO
SASE



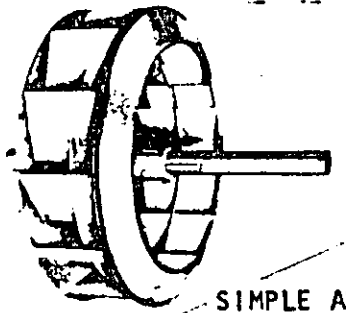
ROTOR DE ASPAS CURVADAS HACIA
ADELANTE, SIMPLE ANCHO



ROTOR ASPAS CURVAS
HACIA ADELANTE, DO-
BLE ANCHO.



ROTOR DE ASPAS INCLINADAS
HACIA ATRAS, SIMPLE ANCHO



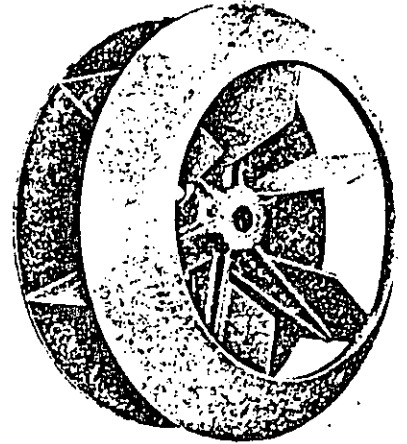
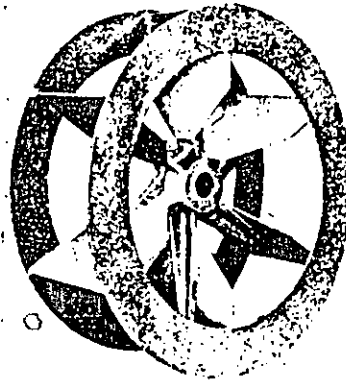
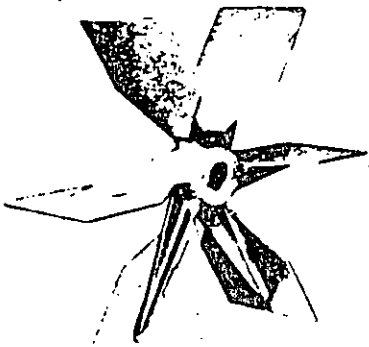
SIMPLE ANCHO



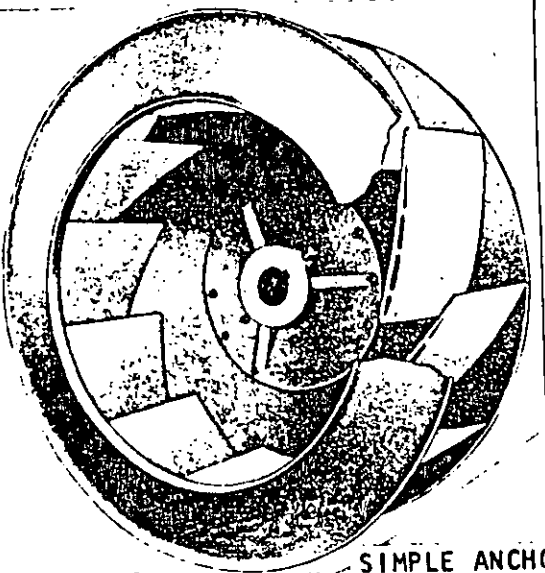
DOBLE ANCHO

10

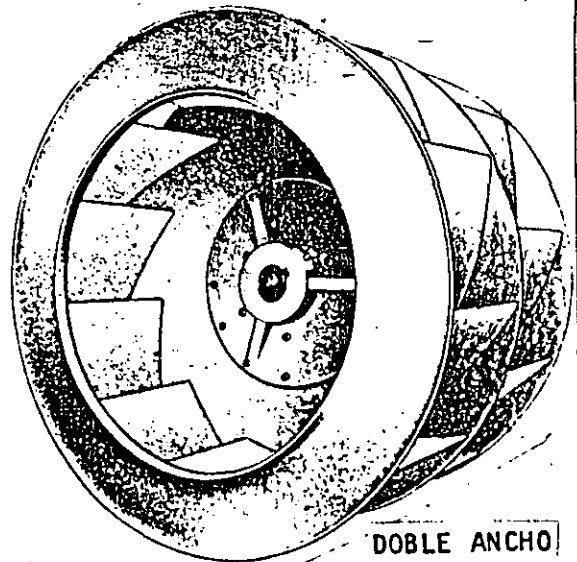
ROTORES DE ASPAS INCLINADAS HACIA ATRAS



ROTORES DE ASPAS PLANAS RADIALES



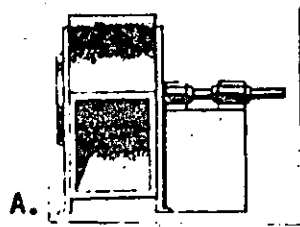
SIMPLE ANCHO



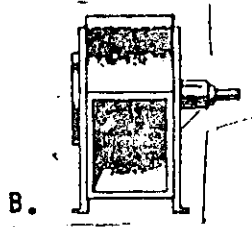
DOBLE ANCHO

ROTORES DE ASPAS AFRODINAMICAS.-AIRFOIL

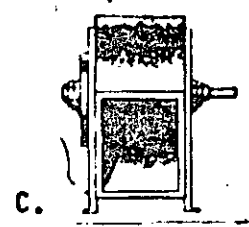
ARREGLOS DE LA TRANSMISION



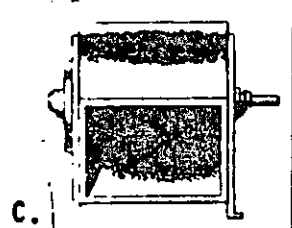
A. SOLO PARA SASE



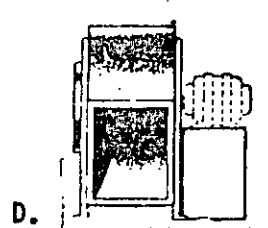
B. SOLO PARA SASE



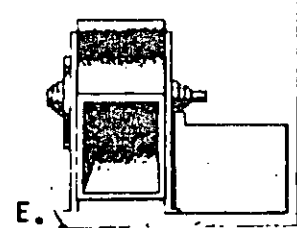
C. PARA SASE



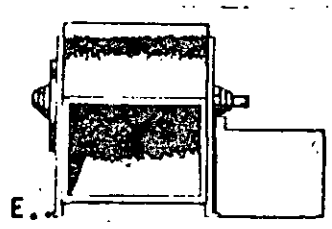
D. PARA DADE



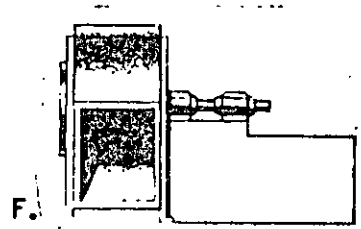
E. SOLO PARA SASE



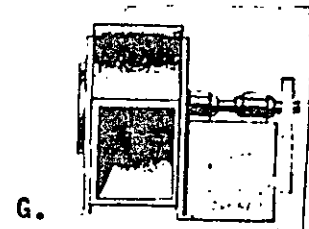
F. PARA SASE



G. PARA DADE



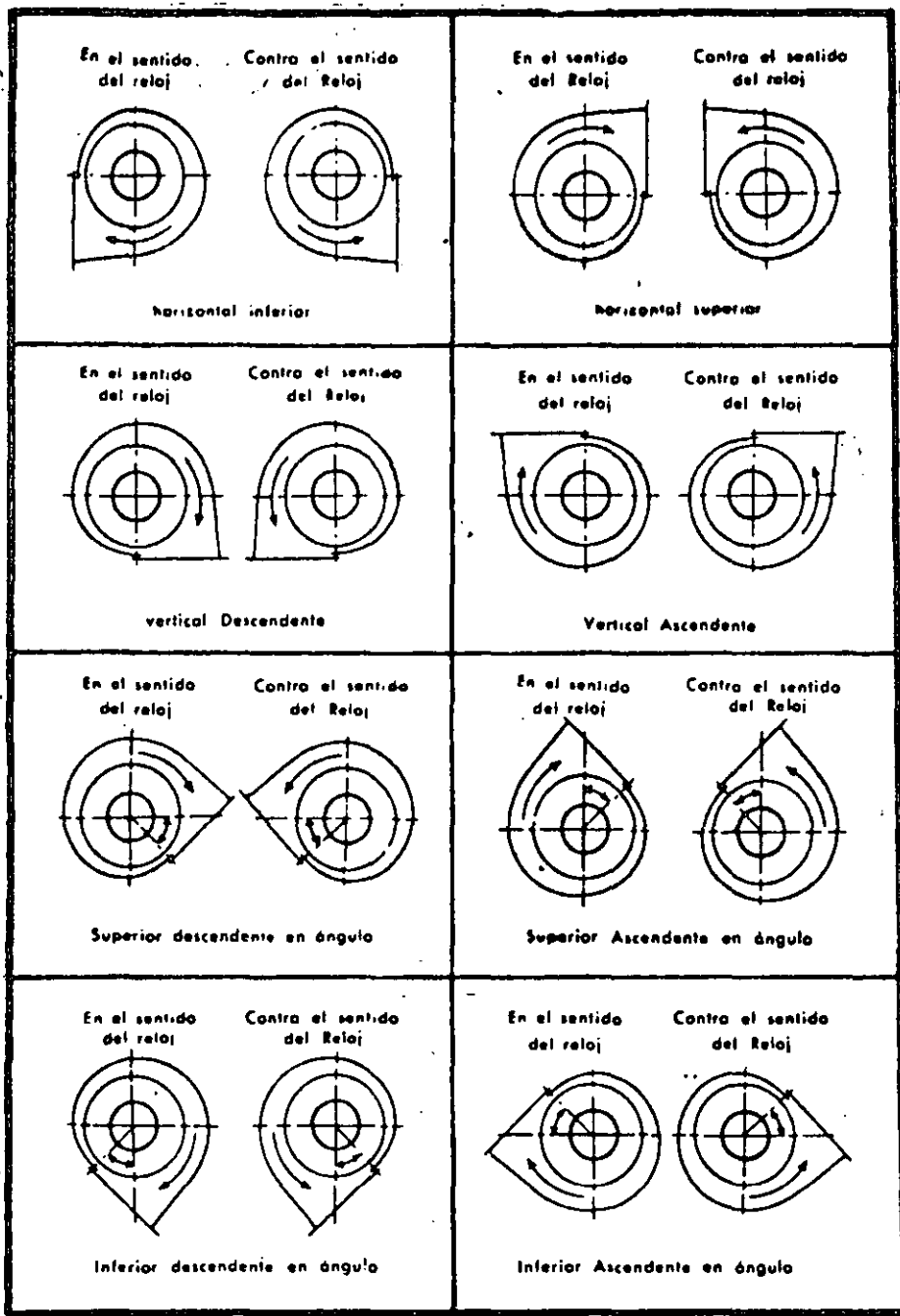
H. SOLO PARA SASE



I. SOLO PARA SASE

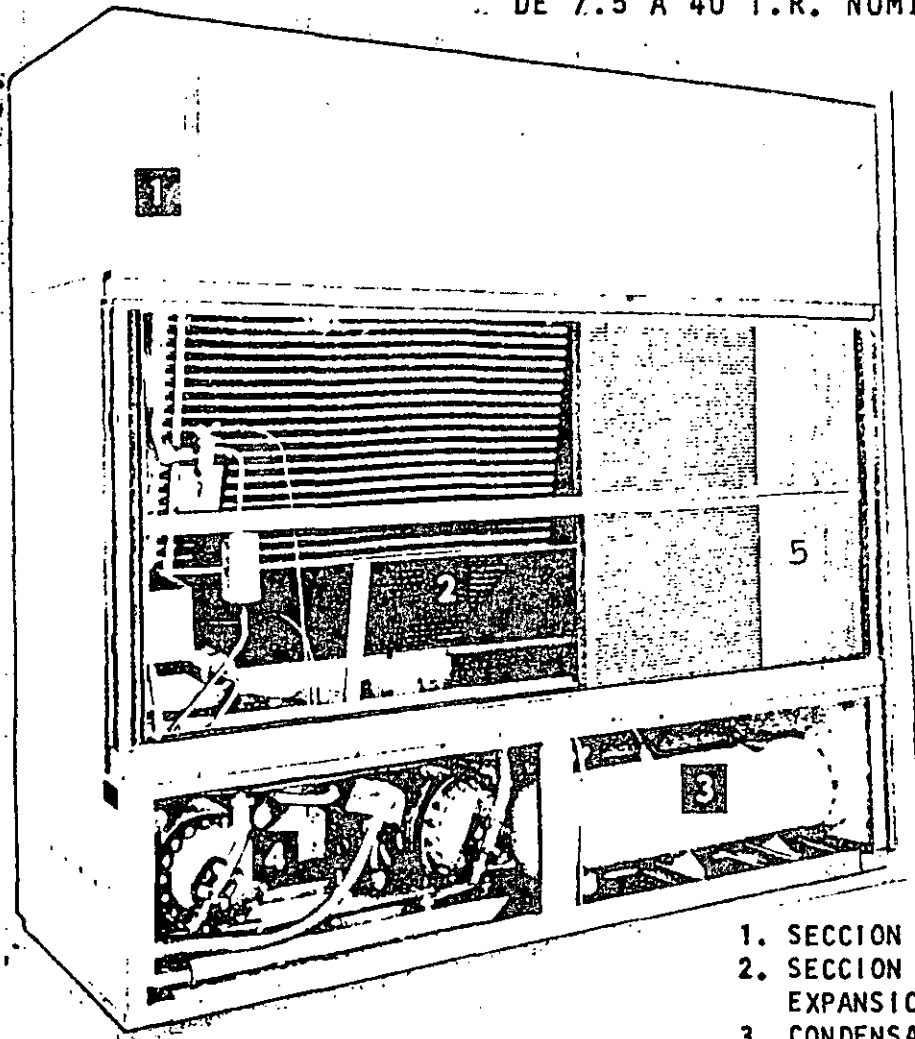
ARREGLOS NORMALIZADOS PARA VENTILADORES CONTRIFUGOS

- A - ARREGLO 1. TRANSMISION POR BANDAS. ROTOR EN VOLADIZO - DOS RODAMIENTOS MONTADOS EN EL PEDESTAL.
- B - ARREGLO 2. TRANSMISION POR BANDAS. ROTOR EN VOLADIZO - DOS RODAMIENTOS MONTADOS EN MENSULA.
- C - ARREGLO 3. TRANSMISION POR BANDAS. DOS RODAMIENTOS, UNO A CADA COSTA DO VAN MONTADOS EN LA ESTRUCTURA DE LA ENVOLVENTE DEL VENTILADOR.
- D - ARREGLO 4. TRANSMISION DIRECTA. ROTOR EN VOLADIZO MONTADO EN LA FLECHA DEL MOTOR. NO EMPLEA RODAMIENTOS. EL MOTOR VA MONTADO EN EL PEDESTAL.
- E - ARREGLO 7. TRANSMISION DIRECTA VARIANTE DEL ARREGLO 3 CON MOTOR EN PEDESTAL. LA FLECHA DEL ROTOR VA ACOPLADA A LA FLECHA DEL MOTOR POR COPLE FLEXIBLE.
- F - ARREGLO 5. TRANSMISION DIRECTA - VARIANTE DEL ARREGLO 1 CON MOTOR EN PEDESTAL. LA FLECHA DEL ROTOR VA ACOPLADA A LA FLECHA DEL MOTOR POR COPLE FLEXIBLE.
- G - ARREGLO 9. TRANSMISION POR BANDA - VARIANTE DE ARREGLO 1 CON EL MOTOR MONTADO EN UN COSTADO DEL PEDESTAL.

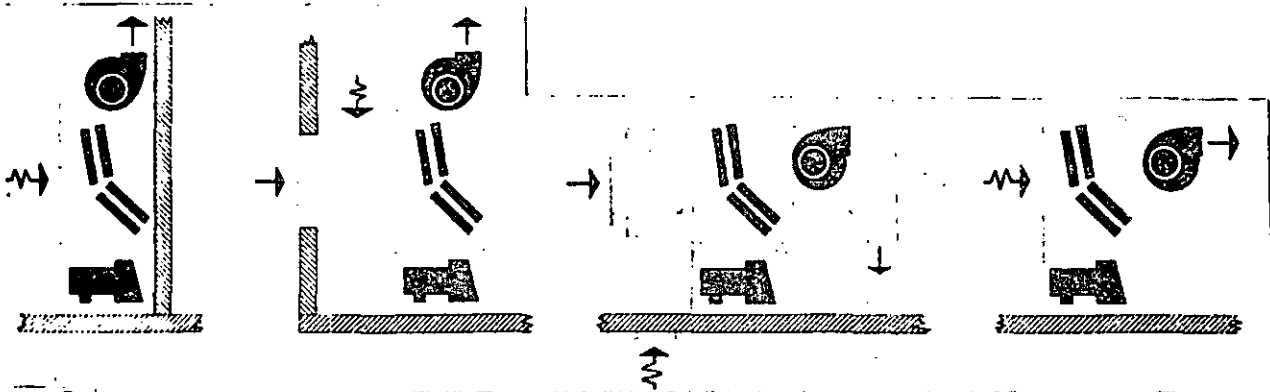


SENTIDOS DE ROTACION NORMALIZADOS, VISTOS DESDE LA POLEA. POSICIONES DE LA DESCARGA.

UNIDAD ACONDICIONADORA DE AIRE PARA VERANO, TIPO AUTO-
CONTENIDA (PAQUETE), ENFRIADA POR AGUA. CAPACIDADES
DE 7.5 A 40 T.R. NOMINALES. 13

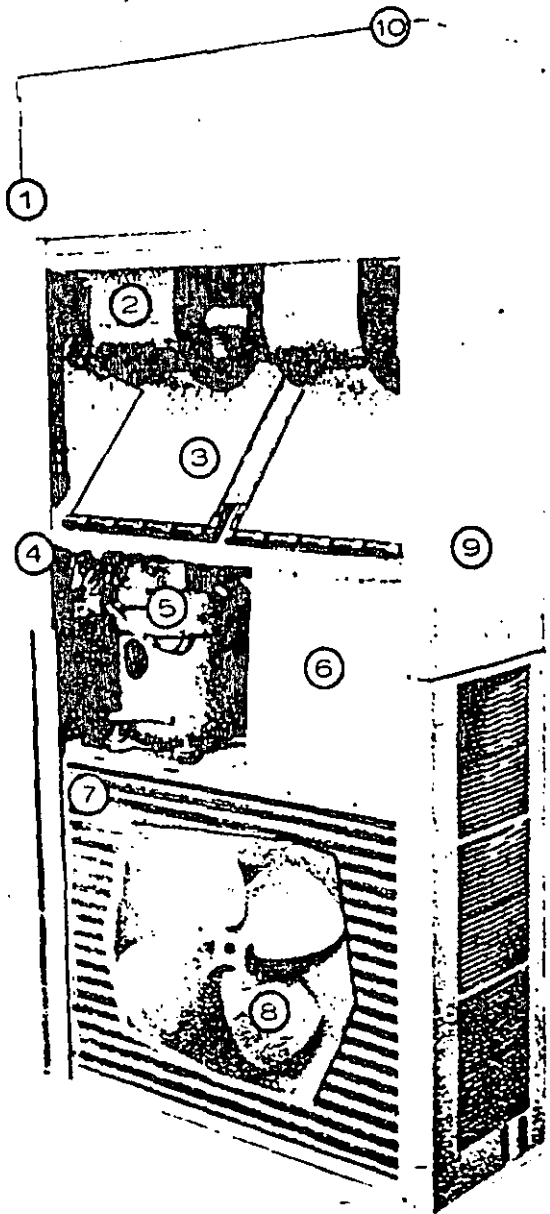


1. SECCION DE(L) VENTILADOR(ES)
2. SECCION DE SERPENTIN(ES) DE EXPANSION DIRECTA.
3. CONDENSADOR DE CASCO Y TUBOS ENFRIADO POR AGUA.
4. COMPRESOR(ES)
5. FILTROS PARA AIRE



ALGUNOS ARREGLOS DE DESCARGA Y PARTES OPCIONALES

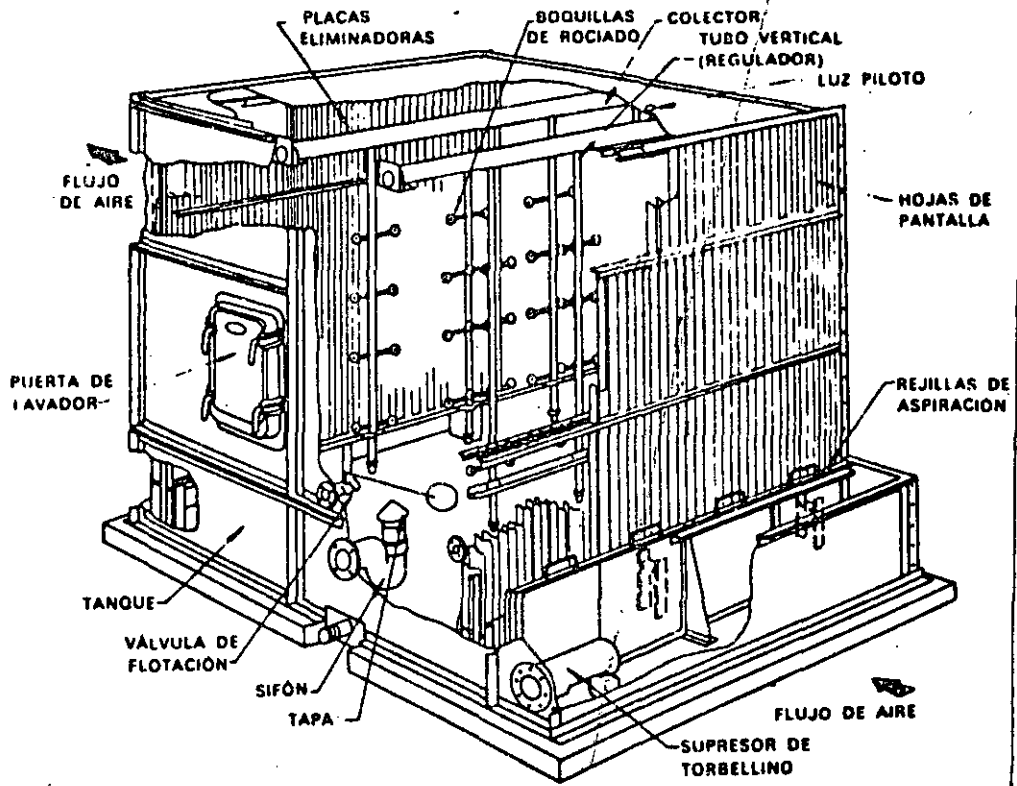
6. CAJA DE MEZCLA DE AIRE EXTERIOR Y AIRE DE RETORNO.



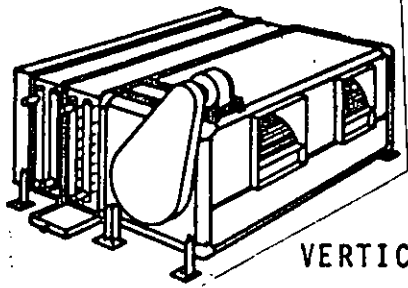
1. SECCION DE DESCARGA
2. VENTILADORES CENTRIFUGOS DEL EVAPORADOR
3. FILTROS PARA AIRE DESECHABLES
4. TUBERIAS DE REFRIGERANTE INSTALADAS EN FABRICA
5. COMPRESOR HERMETICO SELLADO
6. CAJA DE CONTROLES ELECTRICOS
7. SERPENTIN CONDENSADOR
8. VENTILADOR DEL CONDENSADOR
9. ALAMBRADO INTERNO DE FABRICA
10. GABINETE.

EL SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO POR EXPANSION DIRECTA ESTA OCULTO.

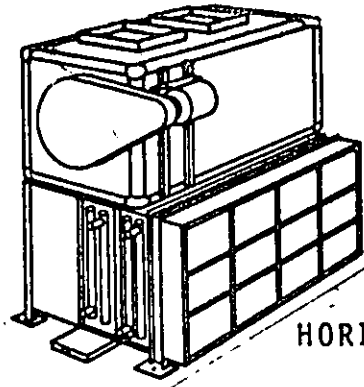
UNIDAD ACONDICIONADORA DE AIRE PARA VERANO, AUTOCONTENIDA (COMPACTA O PAQUETE), ENFRIADA POR AIRE. CAPACIDAD: 3 A 7.5 T.R. NOMINALES.



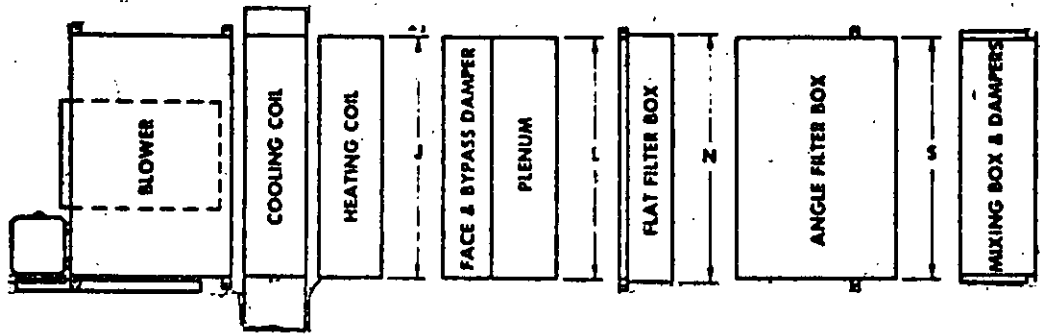
LAVADORA DE AIRE
(VISTA EN SECCION)



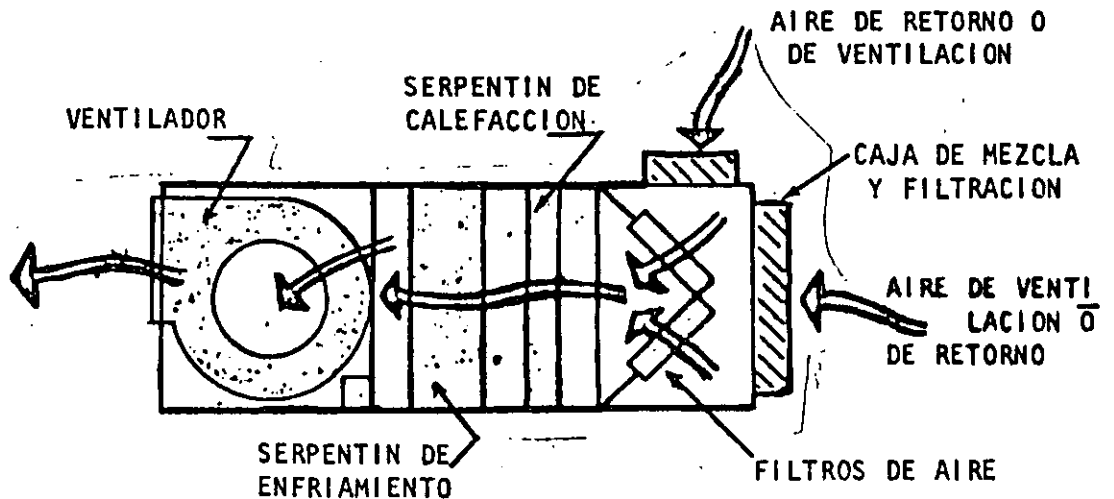
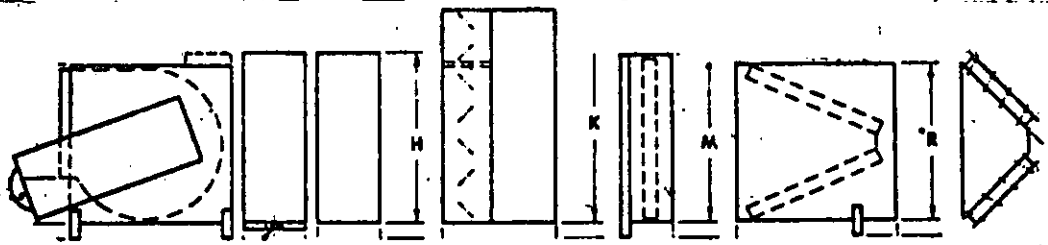
VERTICAL.



HORIZONTAL

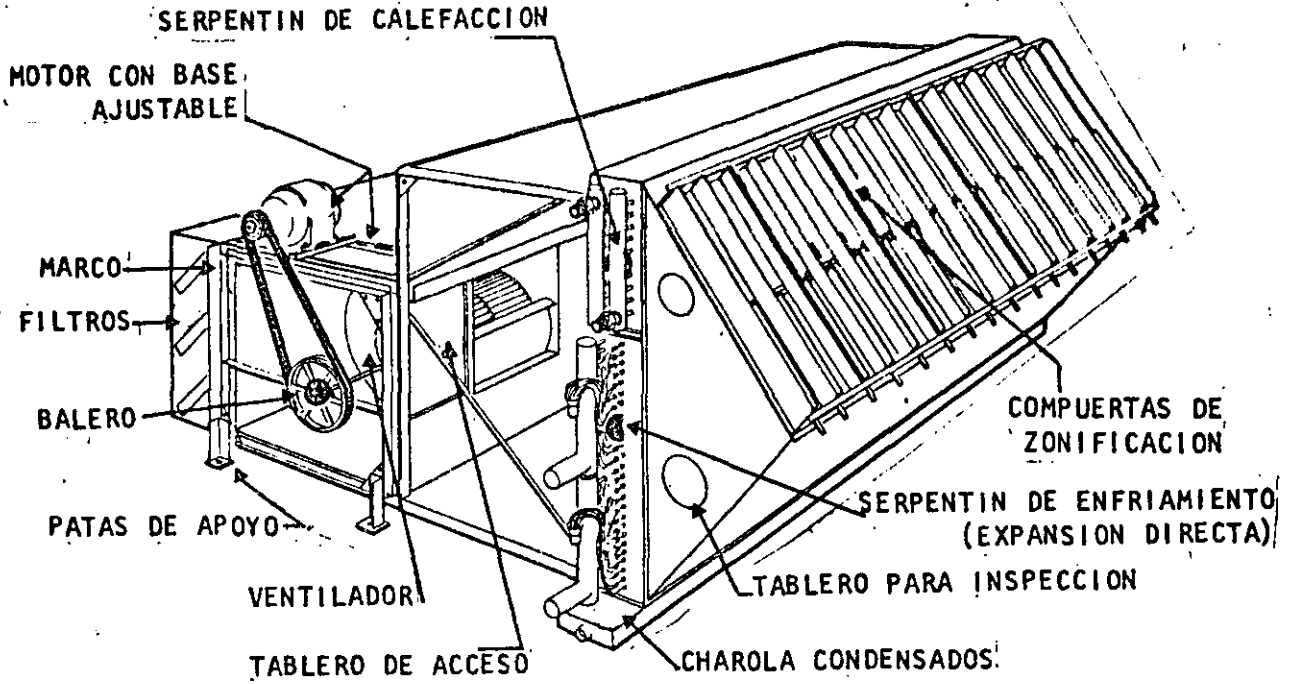


UNIDAD BASICA Y PARTES OPCIONALES - PLANTA Y ELEVACION

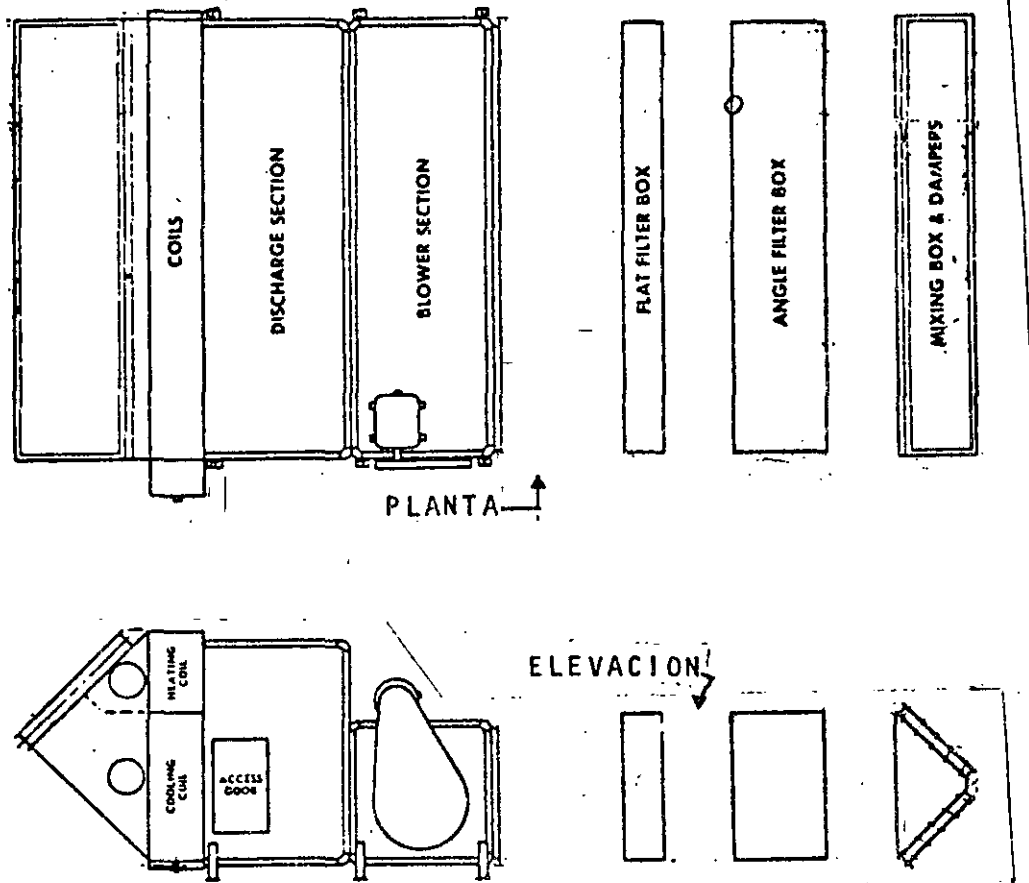


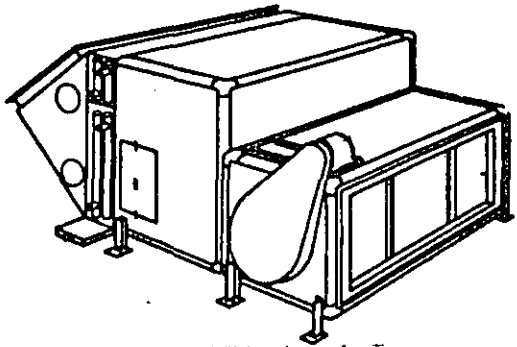
FLUJO DE AIRE EN UNA UNIDAD MANEJADORA DE AIRE TIPO UNIZONA

UNIDAD MANEJADORA DE AIRE TIPO MULTIZONA

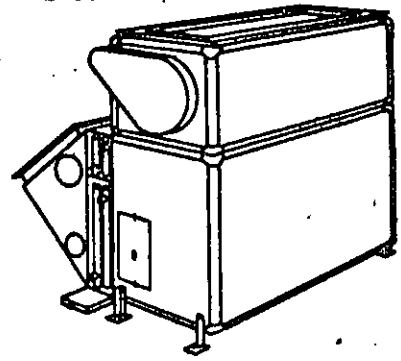


UNIDAD BASE Y PARTES OPCIONALES

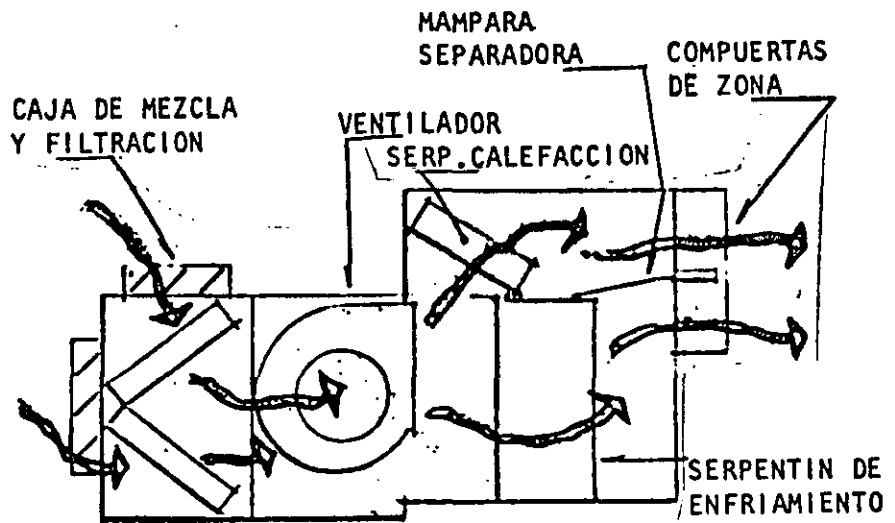




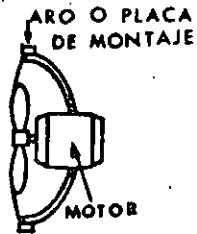
HORIZONTAL



VERTICAL

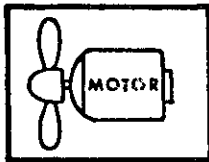


FLUJO DEL AIRE EN UNA UNIDAD MANEJADORA DE AIRE TIPO MULTIZONA



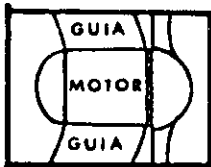
VENTILADOR DE ASPAS O AXIAL

EL VENTILADOR DE ASPAS CONSISTE DE VENTILADOR O DISCO ESPECIAL DENTRO DE UN ARO O PLACA DE MONTAJE.



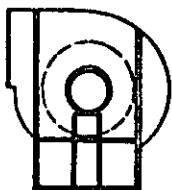
VENTILADOR TUBOAXIAL

UN VENTILADOR TUBOAXIAL CONSISTE DE VENTILADOR DE FLUJO AXIAL MONTADO DENTRO DE UN CILINDRO.



VENTILADOR VENDAAXIAL

UN VENTILADOR VENDAAXIAL CONSISTE DE UN VENTILADOR DE FLUJO AXIAL MONTADO DENTRO DE UN CILINDRO Y COMBINADO CON UN CONJUNTO DE GUIAS PARA EL AIRE LOCALIZADAS YA SEA ANTES O DESPUES DE LA HELICE.

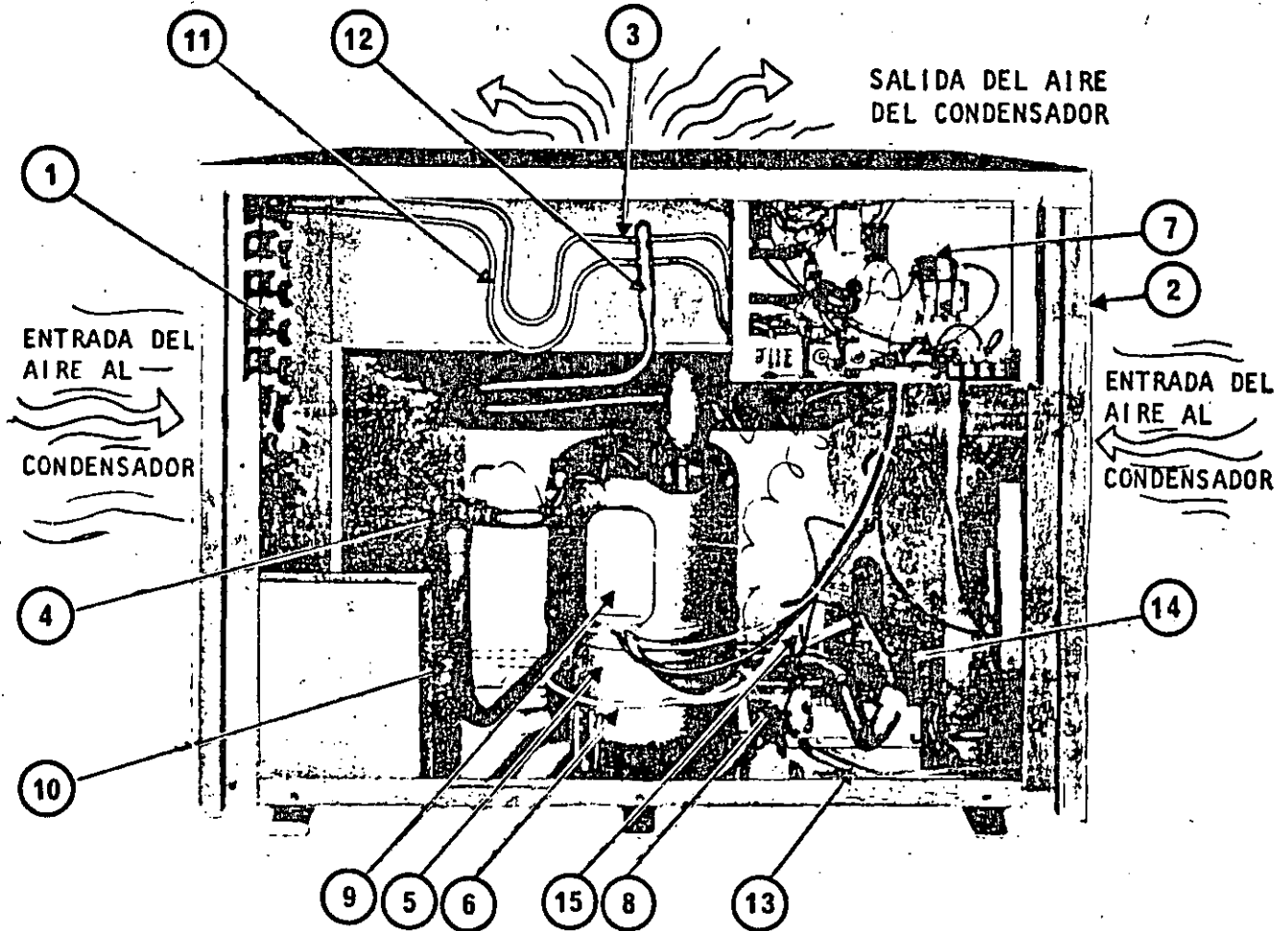


VENTILADOR CENTRIFUGO

EL VENTILADOR CENTRIFUGO CONSISTE DE UN ROTOR O RODETE DENTRO DE UNA ENVOLVENTE DE TIPO DE VOLUTA O CARACOL.

NOMBRES Y DEFINICIONES DE LOS TIPOS DE VENTILADORES

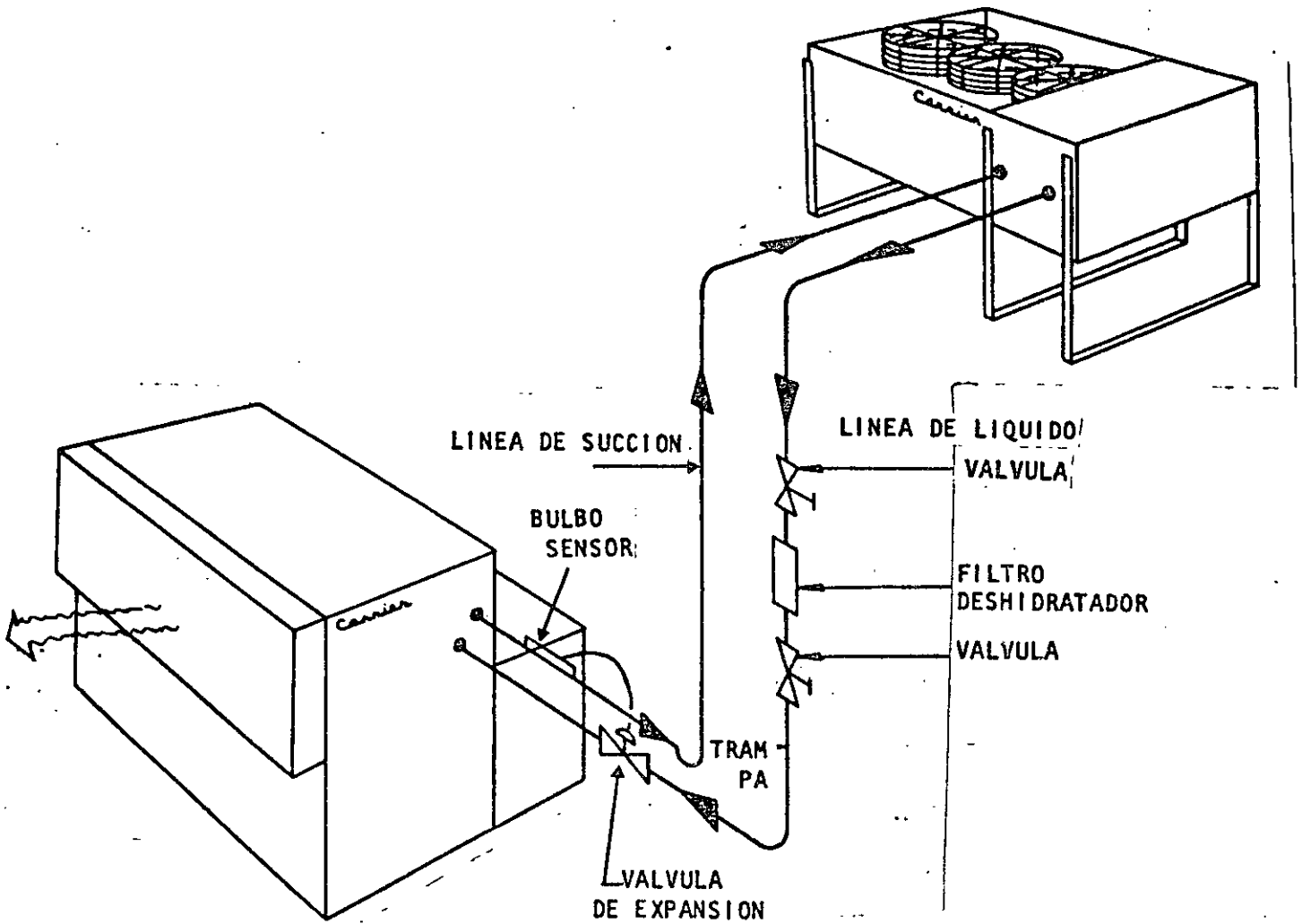
UNIDAD CONDENSADORA ENFRIADA POR AIRE
 CAPACIDADES: 4, 5 y 6 T.R. NOMINALES. 20
 CUBIERTA REMOVIDA PARA MOSTRAR SUS COM-
 PONENTE.



1. SERPENTIN CONDENSADOR (LADO IZQUIERDO)
2. SERPENTIN CONDENSADOR (LADO DERECHO) OCULTO EN LA FIGURA
3. VENTILADOR AXIAL AIRE DE CONDENSACION (OCULTO)
4. VALVULA DE SUCCION DE SERVICIO.
5. COMPRESOR HERMETICO SELLADO.
6. CALENTADOR DE CARTER.
7. CAJA DE CONTROLES (CONTACTOR, RELEVADOR DE TIEMPO, RELEVADOR DE CONTROL CAPACITOR DEL MOTOR DEL ABANICO, INTERRUPTORES DE ALTA Y BAJA PRESION, ETC.)
8. MIRILLA INDICADORA DE LIQUIDO Y HUMEDAD.
9. CAJA DE TERMINALES ELECTRICAS DEL COMPRESOR
10. LINEA DE SUCCION
11. LINEAS DE DESCARGA
12. CABEZAL DE DISTRIBUCION DE LAS TUBERIAS DE DESCARGA.
13. LINEA DE LIQUIDO (AL EVAPORADOR SEPARADO).
14. CONEXION DE LA LINEA DE SUCCION (DEL EVAPORADOR SEPARADO).
15. VALVULA DE LIQUIDO DE SERVICIO.

SISTEMA DE EXPANSION DIRECTA

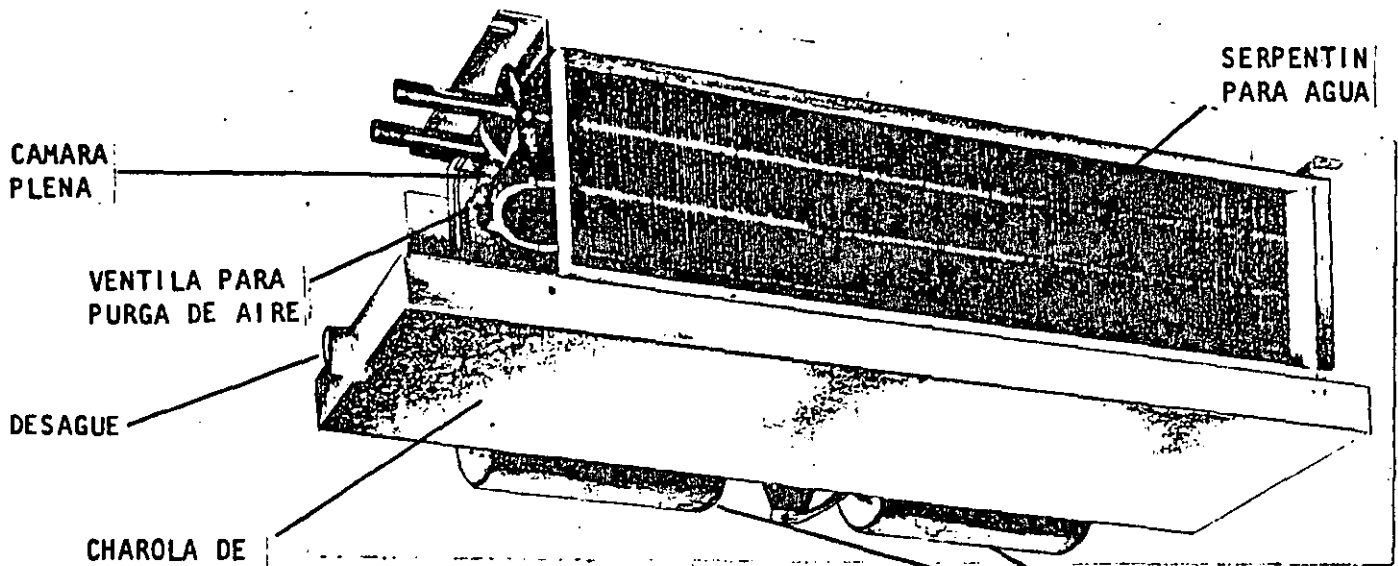
UNIDAD CONDENSADORA
ENFRIADA POR AIRE



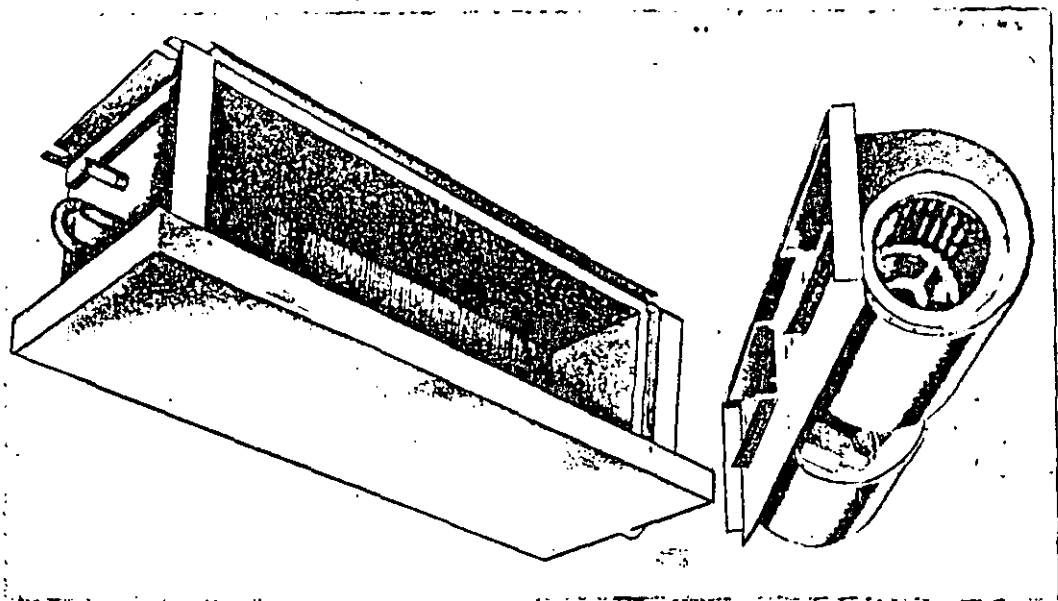
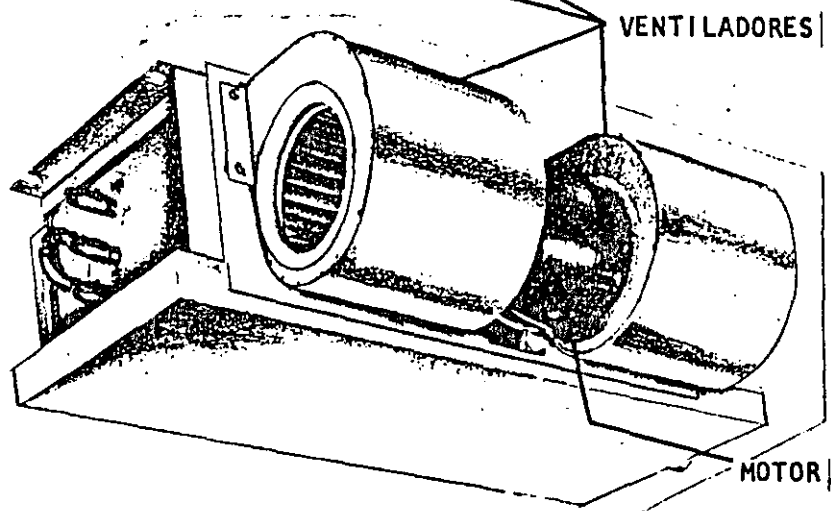
UNIDAD MANEJADORA DE AIRE
CON SERPENTIN DE EXPANSION
DIRECTA PARA EL ENFRIAMEN
TO DEL AIRE.

UNIDAD INDIVIDUAL O DE CUARTO, TIPO SERPENTIN-VENTILADOR
(FAN AND COIL UNIT)

22



CHAROLA DE RECIBO DE CONDENSADOS



BASE UNITARIA DE VENTILADORES Y MOTOR SEPARADA DEL PLENO



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

SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

SISTEMAS DE MANEJO Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

Ing. Ricardo Briceño López

NOVIEMBRE, 1985

INTRODUCCION.

Durante las sesiones anteriores han tenido la oportunidad de ver lo correspondiente a "Conceptos Fundamentales, Balance Térmico, Psicrometría y el Ciclo de Refrigeración" y con el Maestro De Anda vieron algo que está a punto de llegarnos como lo es el nuevo "Sistema Internacional de Unidades", del cual nosotros profesionales técnicos tenemos la necesidad y la obligación de conocer y aplicar; consideramos que nuestra especialidad es una de las que más utiliza actualmente el Sistema Inglés en nuestro país, y será necesario para todos el tener que comenzar cuanto antes a aprender todas las equivalencias que este nuevo sistema tiene para su adecuada aplicación, antes de que las autoridades correspondientes nos obliguen a hacerlo.

La parte que hoy explicaremos a ustedes es, siguiendo la secuencia de un proyecto de Aire Acondicionado, la encargada de, (conociendo la capacidad de manejo de aire de los equipos que nos dé el Balance Térmico) se acople a los elementos encargados de transportarlo y distribuirlo a las áreas que se consideraron en los cálculos.

Antes de entrar en materia, es conveniente establecer los pasos fundamentales que intervienen en el desarrollo de un proyecto de Aire Acondicionado, pues todos los temas que aquí se tratarán -- llevan como meta el logro de condiciones ambientales óptimas para un local determinado; ya sea para un proceso, un equipo, un sistema ó para el confort de los ocupantes de una área determinada. Estos pasos fundamentales que intervienen en un proyecto de acondicionamiento de aire son:

- 1a.)- Presentación inicial del programa arquitectónico, en el cual nos deben informar principalmente de los siguiente:
 - a).- Tipo de local o edificio (Industrial, médico, administrativo, comercial o residencial).
 - b).- Ubicación del mismo, para de acuerdo a la zona climatológica determinar el sistema a emplear (aire acondicionado, temporal o anual, agua helada, expansión directa, enfriamiento evaporativo, ventilación mecánica, etc.).

c).- Orientación

d).- Datos complementarios, horario de trabajo, nivel de limpieza, de ruido, corriente eléctrica disponible, acceso a combustibles, etc.

2o.)- Con estos datos se piden las necesidades de áreas a saber:

a).- Cuarto de Máquinas

b).- Cuarto de Equipos

c).- Espacio entre plafond y losa

d).- Ductos verticales

e).- Ubicación de Torre de enfriamiento o de condensadores remotos.

3o.)- En la 2a. junta de coordinación el Arquitecto deberá presentar las modificaciones que le motivaron nuestras peticiones y entregarnos planos de plantas, cortes y fachadas (normalmente a escala 1:100) para que elaboremos en forma unifilar nuestro anteproyecto en el cual debemos indicar:

a).- Ubicación y dimensiones aprox. de equipo central

b).- Ubicación y dimensiones aprox. de cuartos de equipos

c).- Dimensiones de ductos verticales

d).- Ubicación de extractores

e).- Ubicación de controles

Claro está que la posición de nuestros difusores y rejillas deberá tener la debida coordinación con las otras 2 instalaciones principales: Eléctrica para la posición de lámparas e hidrosanitaria para la posición de los equipos centrales y recorrido de tuberías.

4o.)- Una vez aceptado nuestro proyecto nos deberá suministrar los planos arquitectónicos amueblados definitivos (normalmente a escala 1:50) para el desarrollo del proyecto con el fin de vaciar el anteproyecto aprobado.

5o.)- Elaboración de la Memoria de Cálculo, selección de equipos y cuando así se acuerde, cuantificación de equipos y materiales así como especificaciones complementarias.

Esta breve descripción del proceso normal de un proyecto de acondicionamiento de aire nos ha dado ahora un panorama general para ver en que punto entraremos al tema que abordaremos en seguida o sea

"Sistemas de Manejo y Acondicionamiento de Aire".

Este días vamos a platicar sobre el tema "Sistemas de Manejo y --
Acondicionamiento de Aire" el cual hemos dividido en 3 partes

PARTE I. "Procedimiento para la elaboración de proyectos de
Ingeniería Electromecánica"

PARTE II. "Sistemas de Acondicionamiento de Aire"

PARTE III. "Clasificación y Selección de Conductos de Aire"

**PARTE I. PROCEDIMIENTOS PARA LA ELABORACION DE PROYECTOS DE INGENIERIA DE -
INSTALACIONES.**

Quienes nos desplazamos en el campo de las instalaciones, hemos te-
nido experiencias en las que frecuentemente vemos que por falta de
planeación o coordinación adecuada entre quienes elaboran un proyec-
to determinado al contruir un edificio nos encontramos en verdade-
ros problemas para su correcta solución y nos enfrentamos a situa-
ciones tales como espacios angustiados entre plafón y losa, falta
de áreas para casas de máquinas o cuartos de equipo, subestaciones,
plantas de tratamientos de agua, alturas inadecuadas para el acom-
do de calderas, enfriadores, ubicación de torre de enfriamiento, -
ventiladores y condensadores que pesan demasiado y tienen aparie-
ncia industrial que no es congruente con las fachadas; no se toma -
en cuenta los vientos dominantes y hay ocasiones en que estamos en
el restaurante o la alverca del Hotel o en un Centro Deportivo y -
el escape de las calderas nos ahuyenta del lugar. Recorridos de --
ductos verdaderamente kilométricos. Hemos visto como en lugares -
donde tenemos climas extremosos no se consideran aislamientos tér-
micos en azoteas o muros expuestos, no se instalan parteluces o ce-
losías que ayuden a aminorar la carga de acondicionamiento de aire;
así como también, hemos visto soluciones fortuitas en las que no -
obstante tener el combustible a la puerta del predio no se consideró

la factibilidad de instalar equipos que economicen el costo inicial y de operación. También nos encontramos con soluciones en las que al poner en el sótano del edificio una casa de máquinas se tiene que resolver tanto la ventilación como el desagüe de los equipos y edificios por medio de bombas o ventiladores que aparte de aumentar los costos son un constante peligro de inundaciones o infecciones. Estos problemas nos han motivado a trabajar más coordinadamente en la solución de los proyectos de edificios.

Por otro lado, ante el incremento continuo y aparentemente sin límites de los costos de materiales y mano de obra, la industria de la construcción tiene que estudiar la manera de demostrar a los inversionistas, mediante nuevos materiales, equipos y procedimientos constructivos que sus inversiones siguen siendo costeables y ha desarrollado nuevas técnicas que en el menor tiempo posible resuelvan la construcción de edificios que sirvan para hacer más agradable el habitat del hombre. Así vemos que en un tiempo mínimo se levantan construcciones en diferentes áreas, comerciales, industriales, hospitalarios de servicios públicos y privados, las cuales hace unos años tomaban el doble o triple del tiempo para su ejecución.

Obviamente la rama de Ingeniería de Instalaciones no puede ir a la zaga en estos renglones y periódicamente aparecen también, equipos, sistemas y materiales que resuelvan en tiempo mínimo las diferentes especialidades que dentro de la Ingeniería de Instalaciones existen y que resuelvan los problemas que se plantean en las construcciones modernas.

Así en las etapas previas a la construcción tales como la planeación, anteproyecto y proyecto, se han ido afinando los procedimientos para que la coordinación entre los diferentes grupos interdisciplinarios que intervienen en estas etapas, sea lo más congruente posible para la mejor elaboración de un proyecto.

Esta coordinación es la que sirvió para la elaboración del fluxorama o diagrama de flujo que nos ocupa y cuyo funcionamiento se describe más adelante.

Este fluxorama tiene la particularidad de adaptarse a cualquiera de las especialidades de la Ingeniería de Instalaciones y Estructura, así como a Arquitectura, haciéndole obviamente los ajustes necesarios, pero partiendo de las mismas bases o elementos básicos que lo integran.

Cabe destacar que está diseñado tomando como base los elementos primarios que se utilizan para el desarrollo de una ruta crítica, pudiendo considerarse que ocuparía el lugar del "PLAN MAESTRO" o "PLAN DE ACCION", pues en él se indican todas las actividades secuenciales que intervienen en la elaboración de un proyecto de Ingeniería de Instalaciones, sin adentrarse propiamente en el desarrollo de una ruta crítica completa.

EXPLICACION DEL FLUXORAMA

Está formado por cuatro etapas principales, a saber:

- 1) Planeación
- 2) Anteproyecto
- 3) Proyecto
- 4) Asesoría en Obra

Estas 4 etapas a su vez se subdividen como sigue:

La Planeación en:

La evaluación del programa de necesidades.

El Anteproyecto en:

- a) Asesoría de Arquitectura y
- b) Desarrollo del Anteproyecto

El Proyecto en:

- a) Primera Etapa de Desarrollo
- b) Segunda Etapa de desarrollo

La Asesoría en Obra en:

- a) Concurso y Contratación
- b) Obra Civil Primera Etapa (Trazo, cimentación y estructura).
- c) Obra Civil Segunda Etapa (Albañilería e instalaciones).
- d) Obra Civil Tercera Etapa (Acabados y obras exteriores).

En la parte superior del fluxograma se indican los diferentes eventos y elementos que intervienen en la etapa que se trate, en el eje principal se da el nombre de la etapa y en la parte inferior se indica la participación y alcance de la especialidad, en este caso la de Acondicionamiento de Aire.

PARTE II. SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

1. DEFINICION.

El acondicionamiento de aire es el control de la temperatura humedad, pureza y distribución del aire dentro del área --- acondicionada.

El control de la temperatura puede hacerse con calefacción ó enfriamiento. La humedad puede controlarse como humidifi- cación o sea agregándola al espacio.

La limpieza en el aire acondicionado es la eliminación de - todas las impurezas tales como polvo, humo, bacterias y ga- ses no atmosféricos.

La distribución puede lograrse directamente de la descarga del equipo o bien a través de ductos rejillas y/o difusores con o sin control de volumen.

2. DESCRIPCION DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

2.1 Aire Acondicionado Anual.- Es el sistema por medio del cual se pueden lograr las mismas condiciones interio-- res de diseño de un local determinado durante todo el "año". Esto es por medio de los equipos y dispositivos correspondientes, se proporciona refrigeración ó aire frío en el Verano y calefacción en el Invierno. Para - ello este sistema deberá estar integrado por los si--- guientes elementos:

- A) Equipo de Enfriamiento.
 - a) Agua refrigerada ó helada.
(Reciprocante, Cen-- trífugo, Absorción, - Helicoidal).
 - b) Expansión Directa
(Autocontenido, divi- dido).

B) Equipo de Calentamiento

Vapor, Gas, E. Solar, Agua Caliente, Eléctrico.

C) Unidades Manejadoras de Aire

- a) Evaporadoras
- b) Multizonas
- c) Unizonas
- d) Individuales Fan & Coil
- e) Unidades Terminales

D) Sistemas de Conducción de Aire

- a) Inyección
- b) Retorno
- c) Extracción
- d) Toma de Aire

E) Dispositivos para distribución de Aire

- a) Difusores (Rectangular Cuadrados Lineales)
- b) Rejillas (Inyección Retorno Extracción Aire Exterior)

F) Dispositivos de Control de Temperatura y Humedad

- a) Termostatos
- b) Humidistatos (Eléctricos Electrónicos Neumáticos)
- c) Modutroles
- d) Válvulas Motorizadas

G) Accesorios

- a) Equipo de Control Eléctrico
- b) Conexiones flexibles
- c) Aislamientos
- d) Soportes
- e) Filtros

2.2 Aire Acondicionado Temporal. - Es el sistema por medio del cual se logran las condiciones interiores de diseño en un local determinado ya sea en Verano ó en Invierno. Este sistema difiere del anterior en que deberá definirse de antemano si será de Refrigeración o de Calefacción, considerando las condiciones climatológicas del lugar. Estos sistemas se integran en -

los siguientes elementos:

Aire Acondicionado Verano:

A) Equipo de Enfriamiento

a) Expansión Directa

(Autocontenido
Dividido
U. Condensadora)

b) Agua Helada ó
Refrigerada

(Compresor:
Recíprocante
Centrífugo
Absorción).

(Helicoidal:
Torre de En-
friamiento)

B) Unidades Manejadoras
de Aire

a) Evaporadoras

b) Multizonas

c) Unizonas

d) Individuales Fan & Coils

e) Unidades Terminales

C) Sistemas de Conducción de
Aire.

a) Inyección

b) Retorno

c) Extracción

d) Toma de Aire

D) Dispositivos para distri-
bución de Aire

a) Difusores (Rectángular
(re Cuadrados
Lineales)

b) Rejillas (Inyección
Retorno
Extracción
Aire Exterior)

F) Accesorios

a) Equipo de control eléctri-
co

b) Conexiones Flexibles

c) Aislamientos

d) Soportes

e) Filtros

Aire Acondicionado Invierno:

- A) Equipo de Calentamiento
- a) Vapor
 - b) Agua Caliente
 - c) Gas
 - d) Eléctrico
 - e) Energía Solar
- B) Unidades Manejadoras de Aire
- a) Multizonas
 - b) Unizonas
 - c) Individuales Fan & Coils
 - d) Unidades Terminales
- C) Dispositivos de distribución de Aire
- a) Difusores (Rectangular Cuadrados Lineales)
 - b) Rejillas (Inyección Retorno Extracción Aire Exterior)
- D) Dispositivos para Distribución de Temperatura y Humedad
- a) Termostatos
 - b) Humidistatos (Eléctricos electrónicos Neumáticos)
 - c) Modutroles
 - d) Válvulas Motorizadas
- E) Accesorios
- a) Equipo de Control eléctrico
 - b) Conexiones Flexibles
 - c) Aislamientos
 - d) Soportes
 - e) Filtros

2.3 Enfriamiento Adiabático o Aire Lavado. - Es el sistema por medio del cual se logran las condiciones de diseño interior en un local determinado durante el Verano, haciendo pasar el aire por un medio humidificador (Banco de espumas o panales humidificadores y manejando grandes volúmenes de aire).

Existen sistemas más sofisticados en enfriamiento adiabático,

especialmente en procesos que requieran un control de la humidificación muy estricto (textil, laboratorios, etc.) en los cuales, el agua deberá enfriar o calentar de acuerdo a las necesidades del proceso. (Diagrama de lavadora de Aire). Para casos de confort tipo comercial lo usual son únicamente los que se mencionaron en primer lugar. La eficiencia de los mismos depende del diseño del equipo y van desde el 60 hasta el 85%.

Estos sistemas están integrados por:

- A) Equipo de enfriamiento adiabático o lavadora de aire que integra ventilador, gabinete, tanque de agua, bomba de recirculación de agua, banco(s) de espumas, paneles humidificadores y filtros de aire. Cuando el sistema es más sofisticado como se mencionó habrá que incorporar equipo de calentamiento o enfriamiento ó ambos en caso necesario.
- B) Sistemas de conducción de Aire
 - a) Inyección
 - b) Retorno
 - c) Extracción
 - d) Toma de Aire
- C) Dispositivos para distribución de aire
 - a) Difusores (Rectangular Cuadrados Lineales)
 - b) Rejillas (Inyección Retorno Extracción Aire Exterior)
- D) Dispositivos de Control de Temperatura y Humedad
 - a) Termostatos
 - b) Humidistatos (Eléctricos Electrónicos Neumáticos)
 - c) Modutroles
 - d) Válvulas Motorizadas
- E) Accesorios
 - a) Equipo de Control Eléctrico
 - b) Conexiones Flexibles
 - c) Aislamientos

- d) Soportés
- e) Filtros

2.4 Ventilación Mecánica.- Es el sistema por medio del cual se logra cambiar el volumen del aire contenido en un local determinado en determinado periodo de tiempo. Se puede subdividir en:

- 1).- Inyección - Extracción
- 2).- Solo Inyección y extracción por sobrepresión
- 3).- Solo extracción con o sin redes de ductos

Estos sistemas están integrados en la siguiente forma:

1).- Inyección - Extracción

A) Equipo de manejo de aire para inyección y para extracción (Sección de ventilación, ventilador, filtrado de aire).

B) Sistemas de conducción de Aire

- a) Inyección
- b) Retorno
- c) Extracción
- d) Toma de Aire

C) Dispositivos para distribución de Aire

- a) Difusores (Rectangular Cuadrados Lineales)
- b) Rejillas (Inyección Retorno Extracción Aire Exterior)

D) Accesorios

- a) Equipo de Control Eléctrico
- b) Conexiones Flexibles
- c) Aislamientos
- d) Soportes
- e) Filtros

2).- Solo Inyección y extracción por sobre presión.-

- A) Unidades manejadoras de Aire
 - a) Multizonas
 - b) Unizonas
 - c) y/o ventiladores

- B) Sistemas de Conducción de Aire
 - a) Inyección
 - b) Retorno
 - c) Extracción
 - d) Toma de Aire

- C) Dispositivos para distribución de Aire
 - a) Difusores (Rectángular Cuadrados Lineales)
 - b) Rejillas (Inyección Retorno Extracción Aire Exterior)

- D) Accesorios
 - a) Equipo de control eléctrico
 - b) Conexiones Flexibles
 - c) Soportes
 - d) Filtros

3).- Solo Extracción

- A) Unidades Manejadoras de Aire
 - a) Multizonas
 - b) Unizonas
 - c) y/o Ventiladores

- B) Sistema de Conducción de Aire (opcional)

- C) Dispositivos para distribución de Aire (opcional)

- D) Accesorios
 - a) Equipo de control eléctrico
 - b) Conexiones Flexibles
 - c) Soportes
 - d) Filtros

MATERIALES.- Durante mucho tiempo la mayor parte de los ductos para acondicionamiento de aire en cualquier sistema: Aire acondicionado anual o sea verano-invierno, aire acondicionado temporal verano o invierno unicamente, aire lavado y ventilación mecánica, se habían construido invariablemente con lámina galvanizada. Con el avance de la técnica se han ido desarrollando nuevos elementos constructivos para la fabricación de ductos, esto es poliestireno expandido, fibra de vidrio la cual permite la construcción en obra de ductos rectangulares y en fabrica de ductos redondos, ductos de lámina galvanizada pero tipo espiral, ductos de lámina negra, lámina de aluminio, acero inoxidable, acero con recubierta de plastico, de asbesto cemento y también de cobre. Considerando desde luego que el uso de estos materiales depende del tipo de proceso a realizar y el ambiente donde se va a instalar (gases o vapores tóxicos, corrosivos, explosivos, etc.) Normalmente en acondicionamiento de aire tenemos que considerar los contaminantes atmosfericos, el arrastre de humedad por la humidificación de los serpentines de enfriamiento, o por las lavadoras de aire, humidificadores o tomas de aire en zonas húmedas. La lámina de aluminio se usa en instalaciones donde se ha evaluado su poco peso o bien su mayor resistencia a la humedad. El acero inoxidable y el cobre se usan en instalaciones donde tanto el aspecto económico como su resistencia a la corrosión se han evaluado especialmente en áreas o procesos con alto contenido de humedad. Es normativo en una buena instalación el uso de lámina negra con juntas soldadas para la extracción de las campanas en las cocinas de restaurantes y comedores, de lámina con recubrimiento de una película de plástico o impermeabilizantes en forma de emulsión para la construcción de charolas de condensados. Existen en el mercado también procesos donde se amerita el uso de lámina galvanizada y bonderizada para la fabricación de gabinetes y ductos con el fin de aumentar su resistencia a la corrosión.

El asbesto cemento se utiliza para la fabricación de ductos de inyección de aire que van en sótanos o túneles o bien para la extracción de vapores o gases corrosivos especialmente en las campanas de laboratorios, siempre y cuando se tenga en mente que es más pesado por tener mayor espesor y a la vez tiene menor resistencia a la tensión, flexión y al impacto que la lámina de acero. La fabricación de los refuerzos de todos estos ductos se hace tanto de la misma lámina galvanizada, como de acero estructural

ya sea de canal, fierro angulo o solera o una combinación de todos estos materiales. Las tablas que más adelante se anexan nos indican las normas constructivas y de aplicación de todos ellos.

CLASIFICACION DE DUCTOS.- El aire cuando se transporta en un ducto, tiene que soportar dos cargas en su estructura: Esto es la impuesta por la presión y la otra la impuesta por la velocidad del aire, siendo la primera de ellas conocida como presión estática la que a través de las paredes del ducto, normalmente tiene mayor efecto. En forma adicional la turbulencia del aire, ejerce también una carga pulsante y variable en las paredes del ducto. Partiendo de la descripción de un ducto el cual como sabemos es un aditamento estructural cuya función primaria es la de transportar el aire entre puntos específicos y considerando para esto los diversos elementos constructivos tales como lámina, refuerzos, juntas, sellos y soportes, su construcción dependerá del estudio previo que tome en cuenta las siguientes limitantes:

- a).- Deformación y deflexión o sea estabilidad funcional
- b).- Hermeticidad
- c).- Vibración
- d).- Generación y/o transmisión de ruido
- e).- Exposición al maltrato tanto físico como climatológico
- f).- Soportación
- g).- Perdidas por fricción
- h).- Velocidad del aire
- i).- Infiltraciones
- j).- Aspecto económico ó sea costo inicial, costo de operación y costo de mantenimiento.

Habiendo considerado lo anterior, la construcción de los ductos se han clasificado en terminos de presión de operación, ó sea ductos de alta y baja presión.

DUCTOS DE BAJA PRESION:

| | |
|------------------|----------------------|
| 125 Pa ó menores | (0.5" H2O ó menores) |
| 125 a 250 Pa | (0.5" a 1" H2O) |
| 250 a 500 Pa | (1.0 a 2" H2O) |

DUCTOS DE ALTA PRESION:

| | |
|----------------|-------------------|
| 500 a 750 Pa | (2.0 a 3.0" H2O) |
| 1000 a 1500 Pa | (4.0 a 6.0" H2O) |
| 1500 a 2500 Pa | (6.0 a 10.0" H2O) |

Estas clasificaciones se usan algunas veces con otras limitaciones de presión dependiendo del material utilizado según el proceso a realizar. Por ejemplo ductos redondos rígidos, ductos flexibles, y ductos de fibra de vidrio y poliestireno expandido se clasifican en forma diferente tanto en sistemas con presión positiva como negativa, así mismo para estos últimos ductos se debe tomar en cuenta las limitantes que tiene la velocidad del sistema. Habría que tomar en cuenta que la presión estática en un punto determinado de un sistema de ductos no es necesariamente la presión estática del ventilador, por lo que es recomendable obtener la presión estática de cada sección lo más exacto posible, para esto nos podemos ahora apoyar en la computación pues con esta ayuda el cálculo se hace más rápido y exacto.

Los sistemas de ductos tienen también dos categorías a saber:

a).- Ducto Sencillo

b).- Ducto Doble

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. (2.53 a 3.05 m/s.); en la salida de los ventiladores varían entre 1,000 a 3,000 p.p.m. (5.08 a 15.23 m/s) y la velocidad en 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., de los cuales se hablará posteriormente) 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 más de presión que de velocidad, mientras que 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 de ventilador o también la presión estática que debe -

vencer el ventilador aunque esta no debe aplicarse 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 muestran 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. (fig. 1-1 y 1-2).

Las instalaciones de inducción y con terminales de recalentamiento, normalmente tienen una condición de volumen 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 (2,500 Pa). Después de ajustar las pérdidas por fricción del equipo, las ganancias o pérdidas de la presión de velocidad, la presión estática resultante al principio de la descarga del ducto debe ser 8" (2,000 Pa).

Si los requerimientos de aire del sistema son 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" (1,500 Pa); 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 también puede permitir el uso de 3 o 4" (750 ó 1,000 Pa) de presión estática.

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 6" H₂O, -- (2,000 Pa), 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" (1,500 Pa). Durante la operación normal, la presión estática en el punto B podría ser tan baja como 1" (250 Pa), 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 ductos deben ser construidos para resistir la máxima presión estática en el pleno de descarga del ventilador que en este caso es de 6" -- (1,500 Pa). 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.

DUCTOS OVALADOS.- 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 deslizante 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 más 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 190 mm, 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" (6.3 mm) 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 ductos redondos, 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 exentricas y concentricas. 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.

DUCTOS RECTANGULARES.- 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 (750 hasta 2,500 Pa) de presión estática. Las figuras y tablas de la 4-1 a la 4-9 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 utiliza 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" (1.58 mm), 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.

DUCTOS REDONDOS.- Los ductos redondos son los más usados en sistemas de alta velocidad debido a su alta resistencia, y relación de peso y pueden ser fabricados a base de junta sellada, junta solda

da longitudinalmente o junta en espiral; de este último se pueden construir ductos en diámetros desde 3 hasta 84" (75 a 213 mm), 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 deberá 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 más económicas al reducir la dimensión del ramal que una combinación tee-codo.

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

DUCTOS DE BAJA VELOCIDAD.- Son estos tan conocidos, que me limitaré a mencionarlos como parte de la plática, 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 más exactas de un ducto considerando el gasto, la velocidad y las pérdidas por fricción (fig. 9MM y 9-00), así como la gráfica pa

ra calcular el ducto rectangular equivalente (fig. 9 PP).

Las figuras siguientes nos darán 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.

En las figuras de la 1-5 a la 1-15 podemos ver las recomendaciones para la fabricación y refuerzos de ductos de baja velocidad tipo rectangular y cuadrado y en las figuras y tablas de la 2-5 a la 2-11 veremos algunos de los lineamientos que rigen en las instalaciones de accesorios para distribución de aire en sistemas de baja velocidad tales como compuertas de control de volumen, cálculo de derivaciones, codos, reducciones, ramales principales y derivados deflectores, transiciones. Así mismo se dan recomendaciones sobre la manera de "absorber" un elemento constructivo cuando es simétrico y cuando no lo es, instalación de serpentines de enfriamiento y calefacción en ductos, compuertas de volumen con sus herrajes necesarios, etc.

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 utilizarlos.

DUCTOS NO METALICOS.- 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 7.62 m/s (1,500 PPM) y a 2" H₂O (500 Pa) de presión estática. Su fabricación es a base de placas rígidas de fibra de vidrio de 1" (25 mm) 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).- Ahorra tiempo en su instalación
- g).- 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. Se ha utilizado de manera experimental en áreas de oficinas y enseñanza, por norma no se usa 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 y otros países se produce tanto en esta forma como en ductos rodondos.

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.

La fábrica se encuentra en Monterrey y lo ha patentado con el nombre de UNIDUCTO. Se presenta en dimensiones dadas desde fábrica a saber desde 6 X 6" (15 X 15 cm) hasta 44 X 12" (1.11 X 30 cm) en tramos de 120 m de largo y 25 mm de espesor, densidad de 20 kg/m³ y recubierto con papel kraft de 30 kg y foil de aluminio de 7 milésimas. Para instalarlo basta seleccionar las di-

mensiones del proyecto unir las orillas en toda su longitud y sellarlas con cinta adhesiva de 10 mm de ancho. La unión de tramo con tramo se hace también con la misma cinta adhesiva la cual tiene una malla de refuerzo de hilo nylon, papel kraft y pegamento de contacto. Los codos de 90 y 45° también se hacen del mismo material tanto verticales como horizontales. Así mismo -- las transformaciones se fabrican con el mismo material en obra de acuerdo a las dimensiones de los tramos por unir, pegándolos con la cinta adhesiva ya descrita. Como en el caso del vitroducto, la unión de los ductos con los equipos de manejo de aire, serpentines, humidificadores, rejillas y difusores se recomienda hacerlos con lámina galvanizada de manera convencional, para lo cual el fabricante da ciertas recomendaciones para que el peso de estos aditamentos no destruyan el ducto.

Todos los tramos que se requieran de lámina galvanizada deberán forrarse con aislamiento térmico de fibra de vidrio de 25 mm de espesor, papel kraft y foil de aluminio para evitar pérdidas de temperatura y condensaciones, procurando sellar sus uniones con el ducto de poliestireno con cinta adhesiva de 100 mm de ancho.

Para poder controlar correctamente el volumen del aire deberán todos los difusores y rejillas tener compuertas de control de volumen.

Cuando se requieran instalaciones de ductos en la intemperie se recomienda que el espesor del material sea de 38 mm protegiendo las posteriormente contra intemperie en forma convencional.

DUCTOS FLEXIBLES.

Los ductos flexibles son normalmente utilizados para conectar equipo de distribución de aire, tales como cajas de mezcla, unidades combinadas difusor-lámpara, unidades de inducción, cajas de distribución de aire, difusores lineales, etc., así mismo se utilizan donde las terminales de difusión del aire están sujetas a posibles cambios. La longitud del ducto flexible debe ser lo suficientemente largo para hacer la conexión desde el ducto principal hasta la terminal de que se trata sin que sufra restricción alguna, procurando evitar en lo posible vueltas o cur-

vas innecesarias. Las presiones de trabajo no deben rebasar los límites fijados por el fabricante. Se debe tener cuidado en utilizar preferentemente ducto flexible aislado de fábrica y en caso contrario deberá aislarse con material térmico y con barrera de vapor para evitar fugas y condensaciones.

AISLAMIENTO TERMICO

La fibra de vidrio y la lana mineral son utilizadas comunmente para el aislamiento de ductos, tanto rectangulares como redondos debido a su flexibilidad, pues se presenta para este uso en forma de colchoneta de baja densidad, sobre todo cuando los ductos quedan en áreas que no están sujetas a abuso físico. Esta colchoneta de baja densidad debe aplicarse al ducto ligeramente pues el hacerlo demasiado rígido propiciaría la transmisión de calor. Las placas rígidas de alta densidad se utilizan normalmente en cuartos de máquinas o en áreas donde la apariencia agradable es importante, aunque su costo es considerablemente mayor que la flexible de baja densidad.

Al utilizar el aislamiento térmico se debe tomar en cuenta el costo inicial, el costo de instalación y el costo de operación, aunque siempre es justificable su uso en virtud del ahorro que representa bajar el costo de equipo y materiales instalados, pues con la utilización del aislamiento térmico la carga de refrigeración y/o calefacción disminuye así como la potencia instalada, además conviene tener en cuenta la instalación de una buena barrera de vapor, pues de no tomar las providencias necesarias se puede tener condensaciones molestas y peligrosas que deterioren plafones, cortinas, alfombras, equipos, etc.

PLENOS, GABINETES Y CONEXIONES A EQUIPOS

Debido a su propia construcción los plenos y gabinetes de equipos son practicamente de acero estructural y lámina galvanizada o de aluminio. Normalmente además de la pared de lámina galvanizada por el exterior, en la parte interna lleva un tratamiento térmico y/o Acústico o en ocasiones lleva una especie de sandwich con

paredes de lámina externa e internamente, presentándose también algunas, según la necesidad, con perforaciones en la pared interna. Los plenos y gabinetes en la descarga del ventilador se construye normalmente para soportar la presión estática total del ventilador, salvo en los casos en que el lado de succión sea mayor la pérdida por fricción.

En forma análoga cuando estos aditamentos van en la succión del ventilador se construyen bajo la base de soportar la presión negativa del aire, que viene a ser igual a las pérdidas por fricción, ocasionadas en la parte positiva del sistema.

Se debe tener en cuenta en la construcción de estos aditamentos la prevención de un posible cierre en la toma del aire pues esto ocasiona una pérdida de presión negativa que iguale o sobrepase la presión máxima de operación.

Para proteger las paredes de estos gabinetes o cajas plenas de un colapso como el mencionado, se recomienda utilizar dispositivos de seguridad, tales como interruptores límite en compuertas, fabricadas con lámina más gruesa que la del gabinete.

TRAMPAS ACUSTICAS

En algunas ocasiones hay instalaciones que requieren el uso de materiales absorbentes de ruido que provoca el paso del aire en el ducto. Esto se logra con trampas acústicas o trampas de sonido, las cuales en ocasiones pueden también servir como aislamiento térmico, y a la vez la pared del ducto puede servir como barrera de vapor. La trampa de sonido se recomienda no sea utilizada para otras funciones que la original, debido a que en muchos casos la temperatura del ducto puede ser menor que la temperatura del bulbo de rocío del aire ambiente y puede eso ocasionar condensaciones; por ejemplo, éste puede ocurrir si el ducto tiene recorridos al exterior de un edificio o si pasa por áreas no acondicionadas. Aunque muchos materiales son absorbentes acústicos, la trampa de sonido debe ser particularmente resistente a

la corrosión, al fuego y tener propiedades para su aplicación en los ductos; algunas trampas de sonido son manufacturadas con fibra de vidrio semi-rígido en placas o colchonetas con un tratamiento especial en la superficie que entra en contacto con la corriente de aire. Las placas de fibra de vidrio se usan comúnmente en los gabinetes de algunos equipos de manejo de aire, en cámaras plenas, así como para ductos horizontales y verticales utilizados para aire acondicionado.

La superficie del material usado en las trampas de sonido están cubiertas completamente con un adhesivo retardador de flama y -- son fijados al ducto por medio de anclas; la posición, distancia entre ellos y su número dependen de la velocidad del proceso. Es recomendable tener mano de obra calificada en la manufactura de estas trampas para evitar en lo máximo posible que el material -- durante el proceso de aplicación sufra deterioro y con ello se -- propicie la erosión que posteriormente por arrastre se adhiera a los serpentines, controles de volúmen, accesorios terminales, -- pues en primer lugar incrementa la presión estática y también es dañino para los ocupantes de las áreas acondicionadas.

EXTRACCION DE COCINAS

Esta sección trata la construcción de ductos usados en la remoción de humo o vapores de grasa de los alimentos en cocción. Para estos sistemas el diseñador deberá tener presente los métodos -- constructivos y los materiales empleados para ello, tanto de los ductos como en soportes, campanas, trampas de grasa, etc.

Por ejemplo, la construcción de ductos y soportes deberá hacerse con lámina negra de 1.6 mm de espesor o sea la No. 16 y si son -- de acero inoxidable deberán ser de 1.2 mm o sea No. 18.

Las juntas, grapas y zetas deberán ser a prueba de agua con cordón de soldadura eléctrica continua. Si las temperaturas dentro del ducto alcanzan temperaturas mayores de 1100°C (2000°F) durante un incendio, deberá preverse su expansión de acuerdo a la norma correspondiente o sea de 40 a 50 mm de elongación máxima. Los ductos de extracción nunca deberán conectarse con ningún ramal de

otro sistema de ventilación, sino que deberán ser independientes y deberán diseñarse para tener recorridos lo más vertical posible desde el lugar donde se ubique la cocina hasta la azotea del edificio. Nunca deben instalarse con depresiones o trampas que puedan acumular residuos, excepto cuando se ha previsto una trampa con remoción continua o automática.

En cada cambio de dirección deberán preverse registros suficientemente amplios para inspección y limpieza y deberán ubicarse en el peralte del ducto a un mínimo de 40 mm (1.5") de la parte inferior del mismo. Estos registros deberán fijarse lo más hermético posible con cubiertas a prueba de grasa, construidas del mismo material y espesor del ducto. De preferencia cada campana deberá tener su sistema de extracción independiente. Los ductos de cocinas localizados en el exterior del edificio requieren trampas de grasa en cada codo en el que exista una columna vertical.

Los ductos deben rematar como mínimo a 1 metro sobre el nivel de azotea y a 3 metros de cualquier muro, caseta o equipo que se encuentre en la misma. Los ventiladores de extracción deben ubicarse siguiendo estos mismos lineamientos; cuando las casetas se construyan deberán hacerse con los mismos lineamientos que los ductos tienen para evitar un incendio, de otra manera los extractores deberán montarse a 1 metro mínimo del nivel de la azotea.

Si el muro transporta únicamente vapores de grasa, deberá construirse de algún material no ferroso o bien con acero inoxidable; todas las juntas y uniones deberán hacerse totalmente herméticas, los calibres o espesores de las láminas y de los refuerzos intermedios deberán seguir los lineamientos correspondientes.

Es práctico para cocinas adyacentes a áreas acondicionadas, inyectar aire de reposición sin tratar, esto es a las mismas condiciones ambientales exteriores, únicamente prefiltrándolo, con el objeto de que no se succione por la campana el aire acondicionado, colindante y evitar pérdidas en la carga de refrigeración del equipo correspondiente.

Para diseñar un sistema de ductos se recomienda seguir el siguiente procedimiento:

- 1o.) Trace el recorrido más conveniente del sistema de ductos - de tal manera que obtenga una distribución adecuada y tenga facilidad de instalación.
- 2o.) De su carga de enfriamiento, calefacción o ventilación, -- calcule el volumen necesario de aire en PCM por inyectar, -- retornar o extraer.
- 3o.) Determine las dimensiones primero de los ramales finales - usando ya sea la velocidad ó caída de presión para inyec-- tar la cantidad necesaria o requerida de aire.
- 4o.) Calcule las dimensiones de cada ducto por cualquiera de -- los siguientes métodos:

a) POR VELOCIDAD

(Siguiendo las recomendaciones de acuerdo al tipo de - edificio de que se trate y según sea ramal final, se-- cundario o principal).

b) IGUAL FRICCIÓN

Es una costumbre utilizarlo en casi todos los sistemas de tipo comercial y residencial y se elige 0.1" H₂O/ 100' ducto como la caída, más adecuada.

c) RECUPERACION ESTÁTICA

Método en el cual teóricamente se considera que la presión estática requerida para el flujo en un ramal desde su derivación es igual a la presión estática del ramal principal en el punto donde se unen.

- 5o.) Determine con cualquiera de los métodos indicados en el -- punto 4, el circuito que ofrece la mayor resistencia por -- fricción. Aunque en la mayor parte de los casos sucede que el circuito más largo es el que mayor resistencia tiene, - no siempre es así y habrá que verificar la resistencia tan to de ductos, tramos, rectos, codos, curvas, deflectores, -- serpentines

ESPEORES RECOMENDABLES DE LAMINA GALVANIZADA PARA
GAJOS O PARA DUCTOS OVALADOS

| DIMENSION 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 A MAYORES | 1.3 | 1.7 | 1.7 |

NOTA:

1).- Los refuerzos deben limitarse a deformaciones máximas en el lado plano a

| | | | |
|-------|--------------------------|--------|----------|
| 10 mm | Para el lado plano hasta | 300 mm | de ancho |
| 13 mm | " " " " | 450 mm | " " |
| 16 mm | " " " " | 600 mm | " " |

2).- La deflexión del refuerzo debe limitarse a 6 mm.

Factor de conversión: 1 Pulg. = mm/25.4

La máxima resistencia del circuito determina la presión es-
tática que el ventilador debe vencer para inyectar el volú-
men de aire necesario a través de los ductos.

ESPEORES DE LAMINA GALVANIZADA RECOMENDABLES PARA LA FABRICACION
DE DUCTOS REDONDOS. ESPEORES EN mm

| DIAMETRO DUCTO(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 | | | CONEXIO- NES SOLDADAS |
|-----------------------|----------------------|-----------------------|----------------------|-----------------------|-----------------------------------|-----------------------|-----|-----------------------------|
| | N E G A T I V A | | P O S I T I V A | | J u n t a Espiral | J u n t a Longitud | | |
| | J u n t a Espiral | J u n t a Longitud | J u n t a Espiral | J u n t a Longitud | | | | |
| Hasta: 200 | 0.5 | 0.7 | 0.5 | 0.5 | 0.6 | 0.7 | 0.6 | 0.9 |
| 350 | 0.6 | 0.7 | 0.5 | 0.6 | 0.6 | 0.7 | 0.6 | 1.1 |
| 650 | 0.7 | 0.9 | 0.6 | 0.7 | 0.7 | 0.9 | 0.7 | 1.1 |
| 900 | 0.9 | 1.1 | 0.7 | 0.9 | 0.9 | 1.1 | 0.9 | 1.1 |
| 1200 | 1.1 | 1.3 | 0.9 | 1.1 | 1.1 | 1.1 | 1.1 | 1.3 |
| 1500 | 1.3 | 1.7 | 1.1 | 1.3 | 1.3 | 1.3 | 1.3 | 1.3 |
| 2000 | --- | 1.7 | --- | 1.7 | --- | --- | 1.7 | 1.7 |

NOTAS:

(1).- Máxima Presión Negativa : 1" Hzo = 250 Pa

(2).- Junta Deslizable

(3).- Junta Bridada

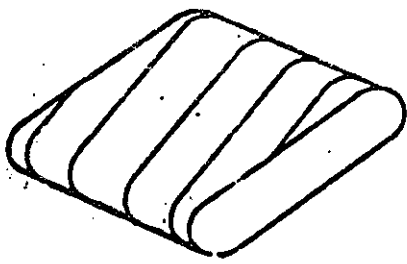
23

ESPEORES Y PESOS DE LAMINA DE ACERO Y ALUMINIO

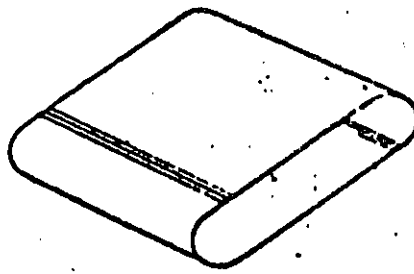
| CALIBRE | L A M I N A GALVANIZADA | | L A M I N A NEGRA | | L A M I N A INOXIDABLE | | L A M I N A ALUMINIO | |
|---------|----------------------------|-------------------|----------------------|-------------------|---------------------------|-------------------|-------------------------|-------------------|
| | mm | Kg/m ² | mm | Kg/m ² | mm | Kg/m ² | mm | Kg/m ² |
| 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 | 0.70 | 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 | --- | ---- |

NOTAS:

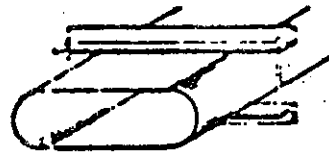
- 1).- Los pesos son para los espesores dados
- 2).- Se ha agregado 0.1 mm para lámina galvanizada
- 3).- Los espesores son nominales; la tolerancia depende del ancho y fabricante
- 4).- Los calibres mostrados son obsoletos, la lámina deberá especificarse por espesor.
- 5).- Los espesores de la lámina de aluminio, tienen equivalencias aproximadamente iguales a las de la galvanizada en el mismo renglón. Para obtener el espesor de la lámina de aluminio equivalente a la galvanizada multiplique la de esta última por $2.9033 = 1.43$
- 6).- Por norma se ha establecido el peso de la lámina negra en 7850 kg/m³
- 7).- La industria del acero ha agregado 2.5% al peso de la hoja para permitir variaciones en dimensiones. Esta tolerancia incluye a la lámina negra.
- 7).- Tabla de conversiones: Pulgadas = mm/25.4
LB/pie² = kg/m² - 4.8825



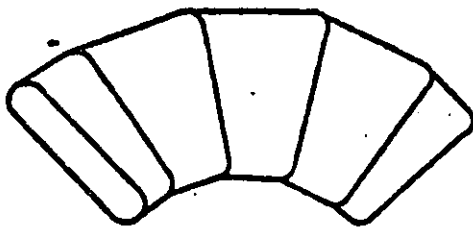
SPIRAL SEAM



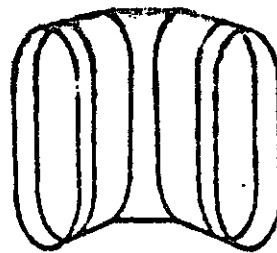
LONGITUDINAL SEAM



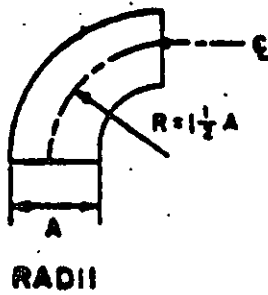
REINFORCEMENT



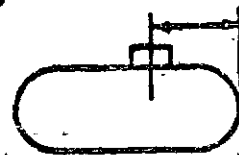
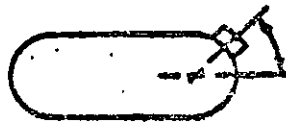
HARD BEND



EASY BEND



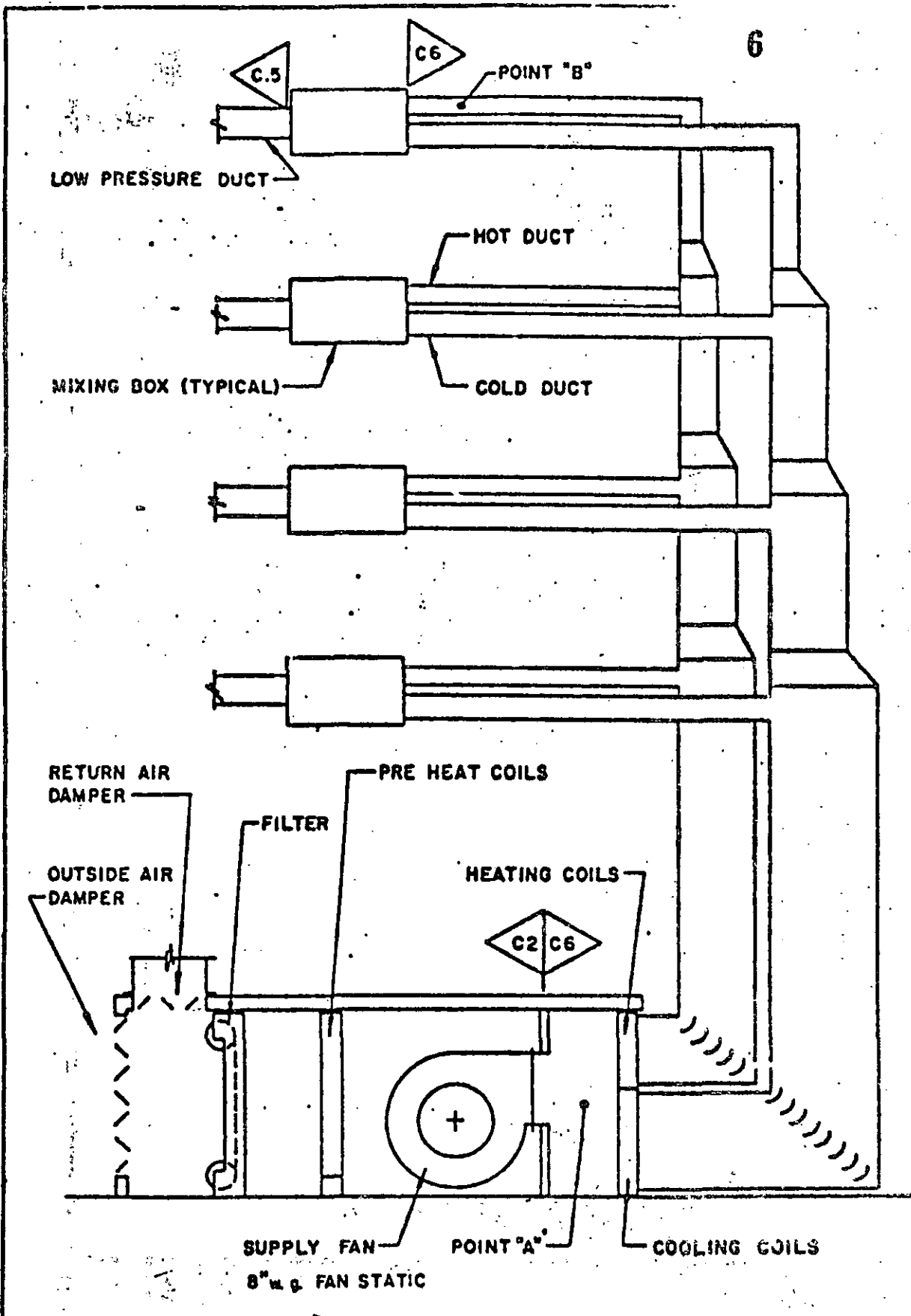
BRANCH
TAKE
OFF



CONICAL TAKE OFF

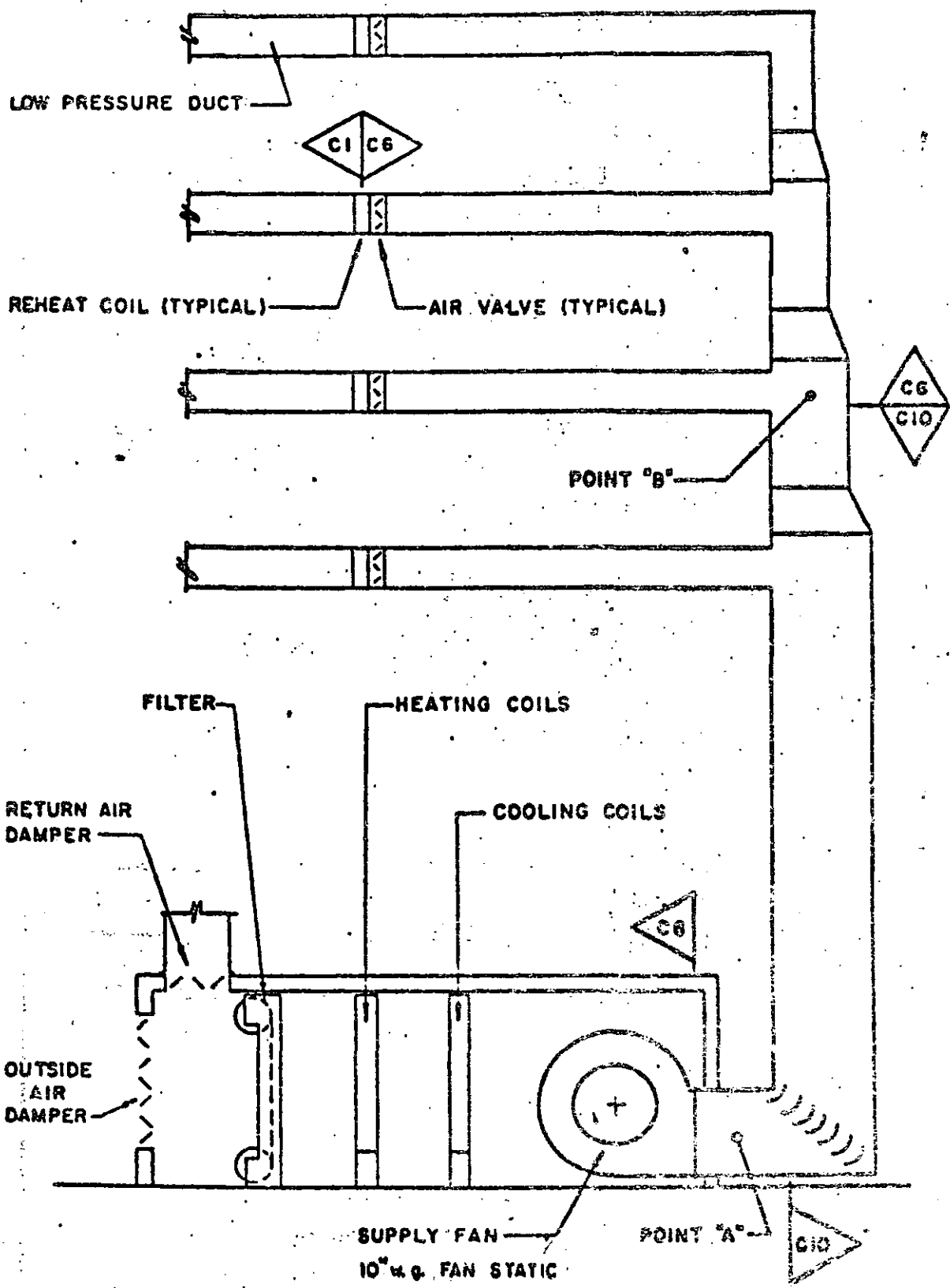
FLAT OVAL DUCTS

Fig. 3-1



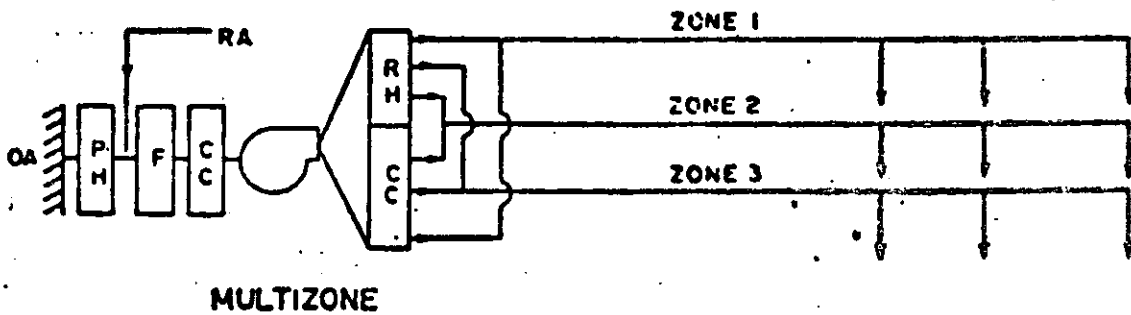
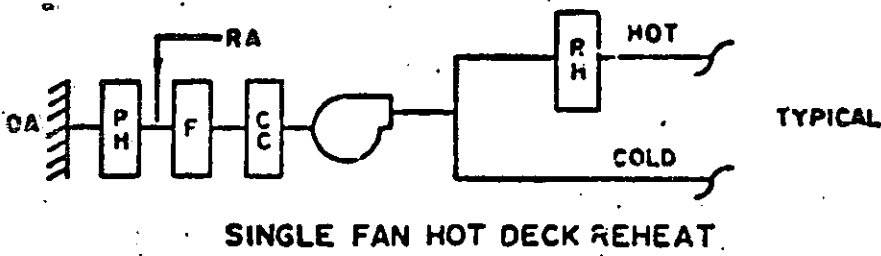
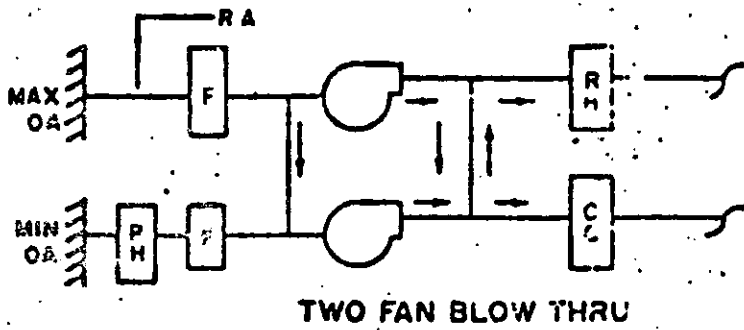
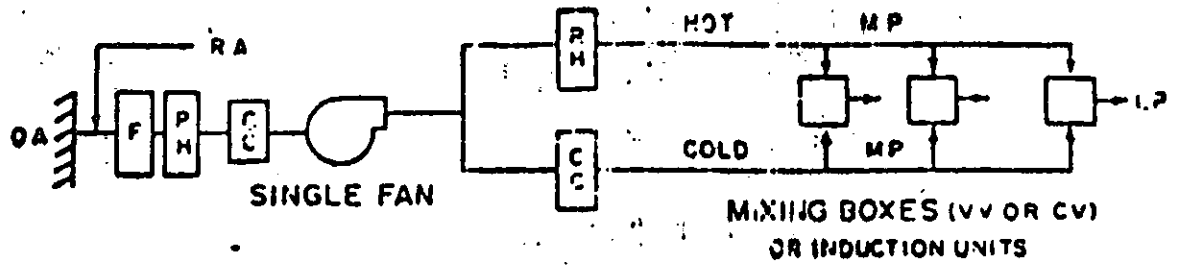
TYPICAL DUAL DUCT SUPPLY SYSTEM

Fig. 1-4



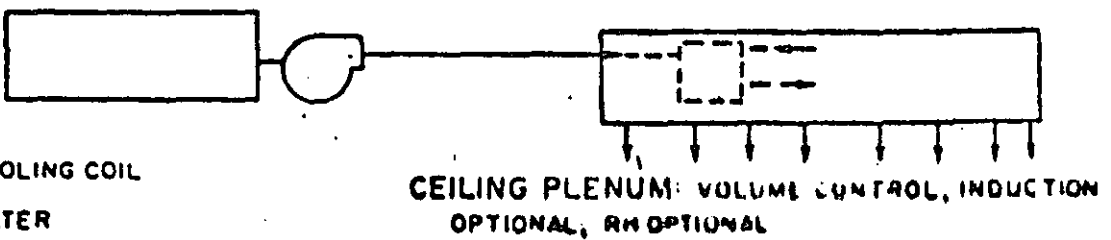
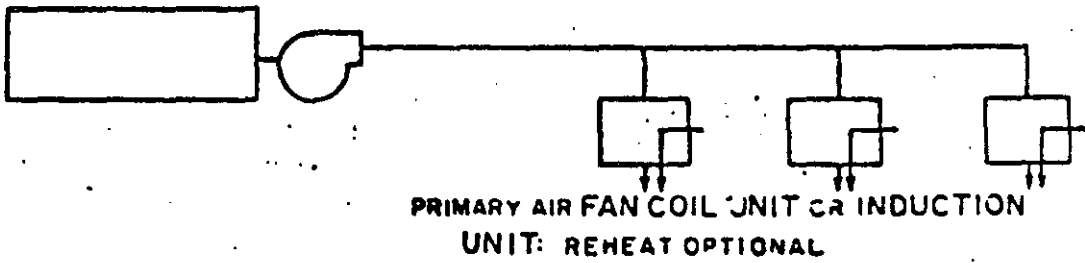
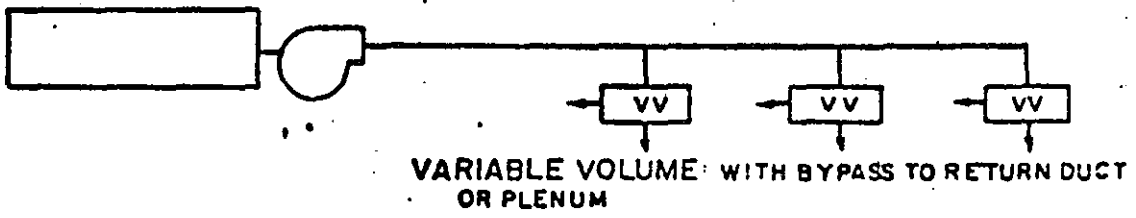
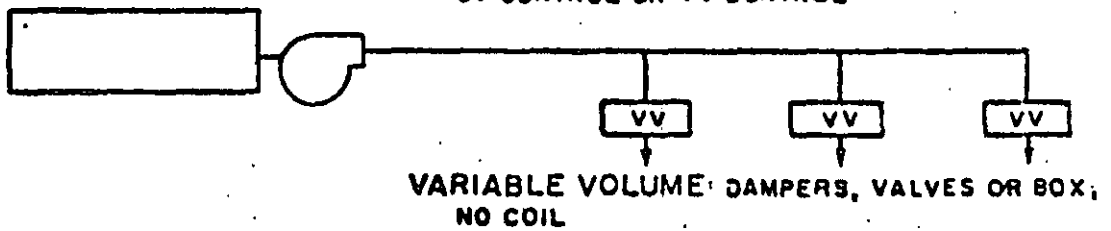
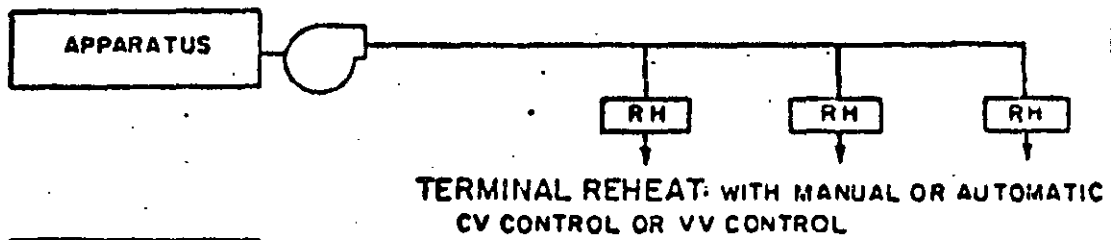
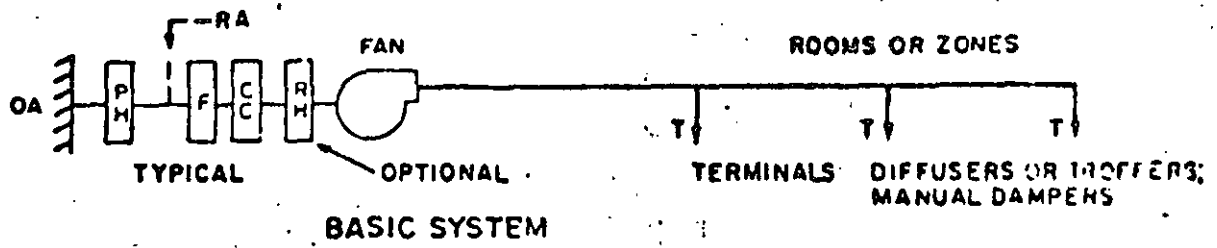
TYPICAL TERMINAL REHEAT SUPPLY SYSTEM

Fig. 1-3



F = FILTER
 CC = COOLING COIL
 PH = PREHEAT COIL
 OA = OUTSIDE AIR
 RH = REHEAT COIL

VV = VARIABLE VOLUME
 CV = CONSTANT VOLUME
 LR = LOW PRESSURE DUCT
 MP = MEDIUM PRESSURE OR HIGH PRESSURE DUCT
 RA = RETURN AIR



- CC = COOLING COIL
- F = FILTER
- PH = PREHEAT COIL
- CV = CONSTANT VOLUME RA = RETURN AIR
- VV = VARIABLE VOLUME, RH = REHEAT

SINGLE PATH AIR SYSTEMS

Fig. 1-1

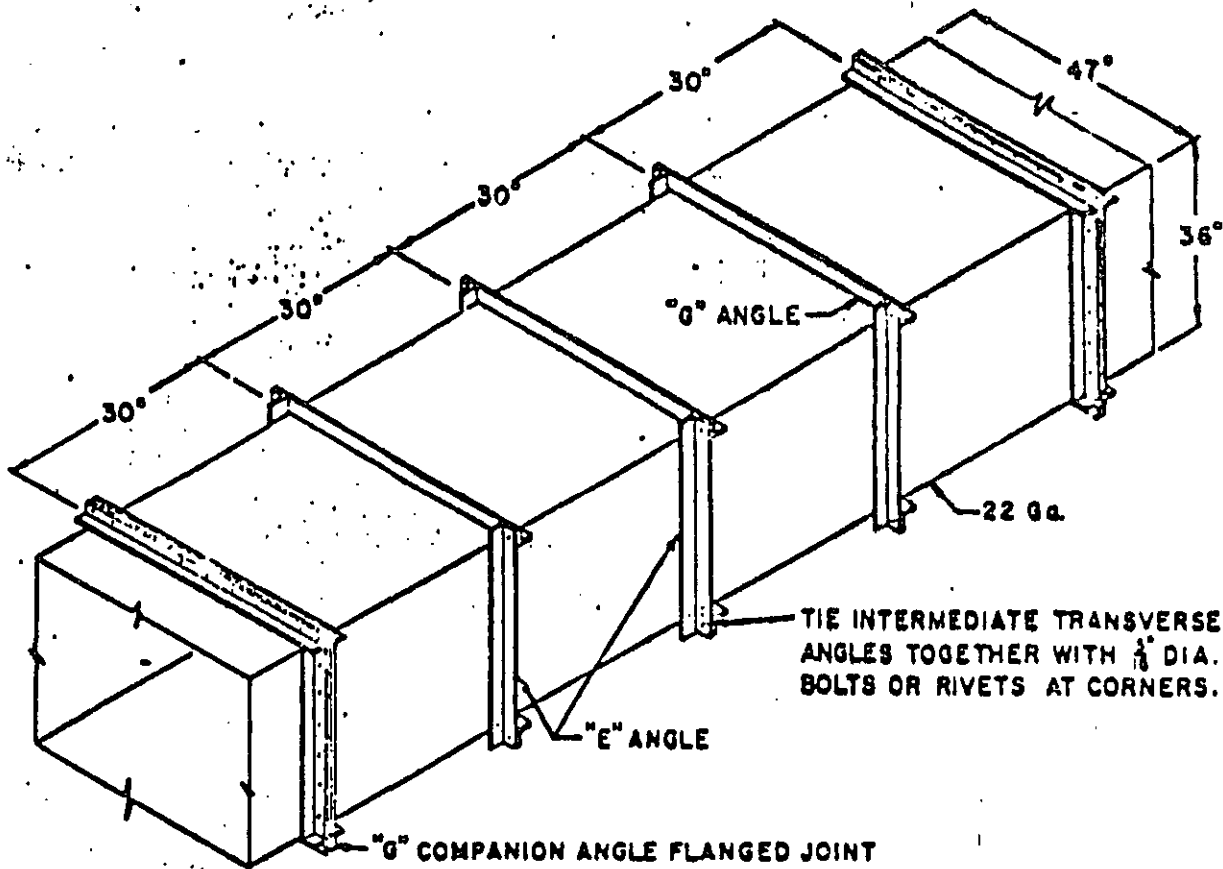


Fig. 4-1
 47" x 36" - 6" S.P. CLASS

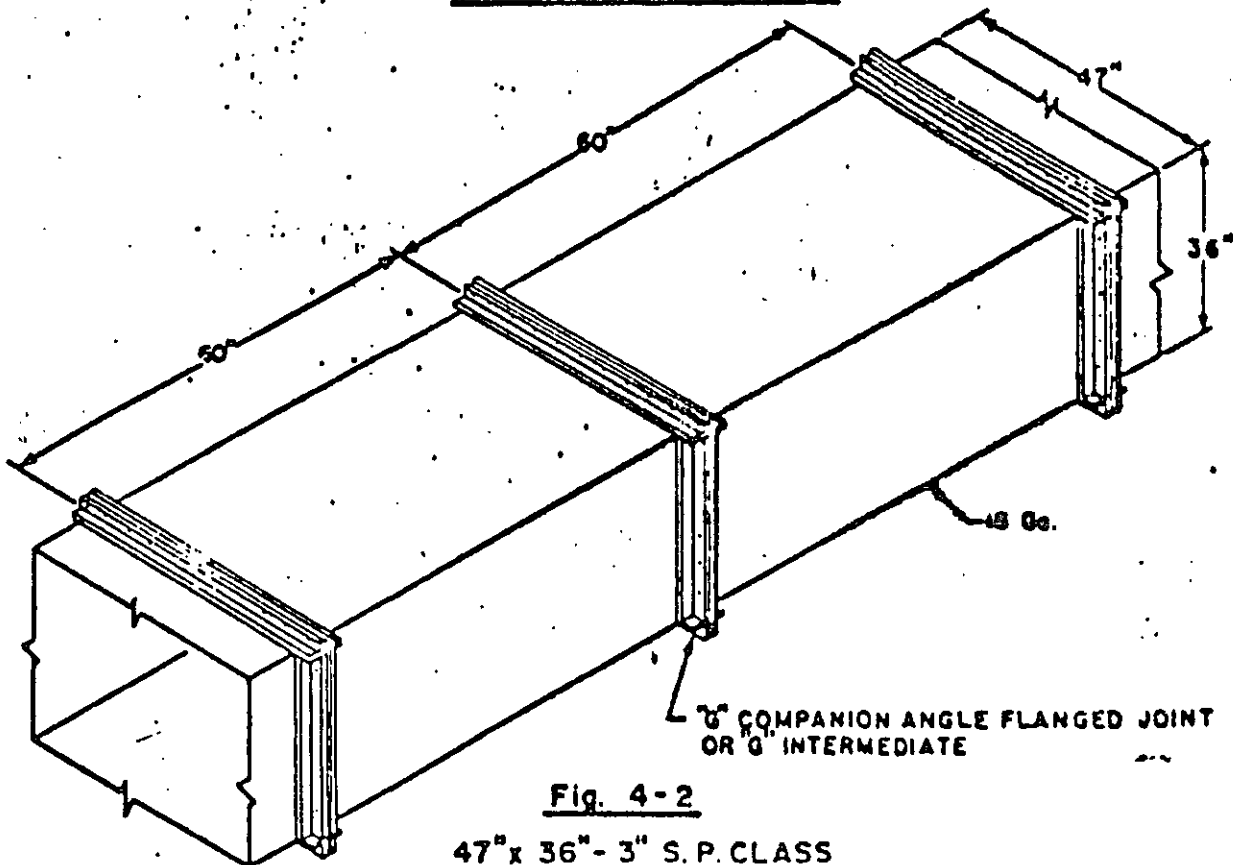
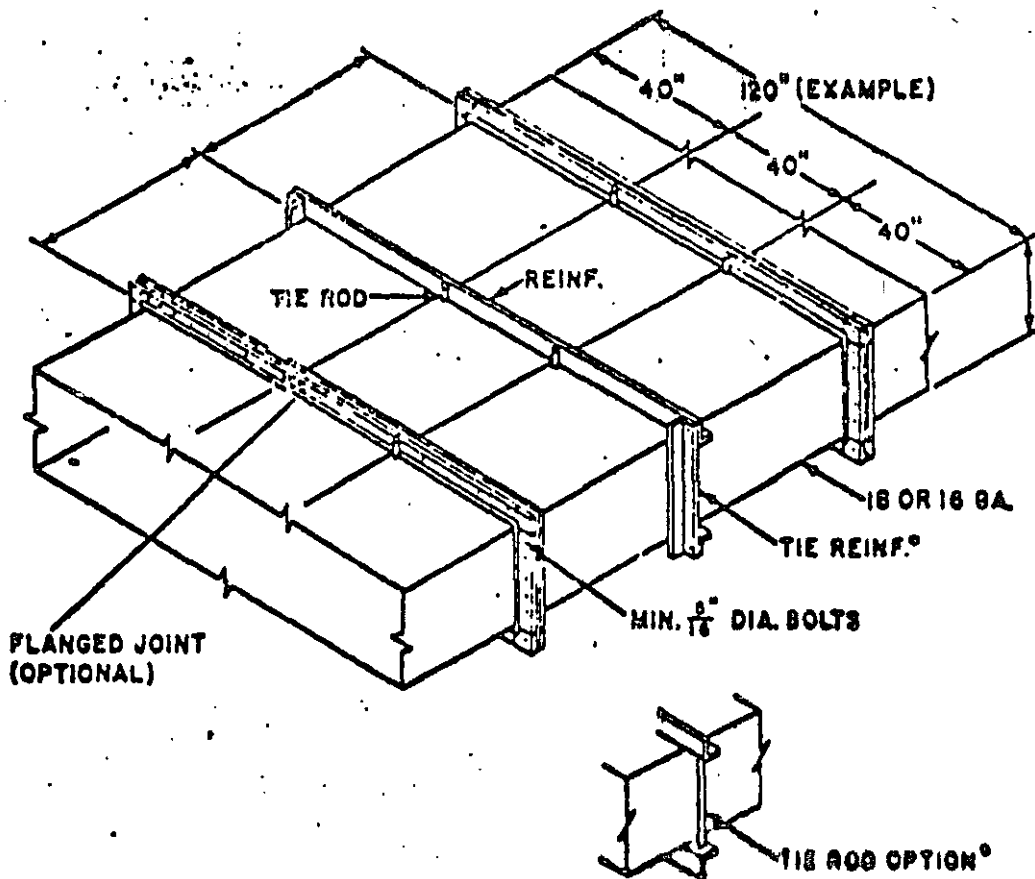


Fig. 4-2
 47" x 36" - 3" S.P. CLASS



NOTES:

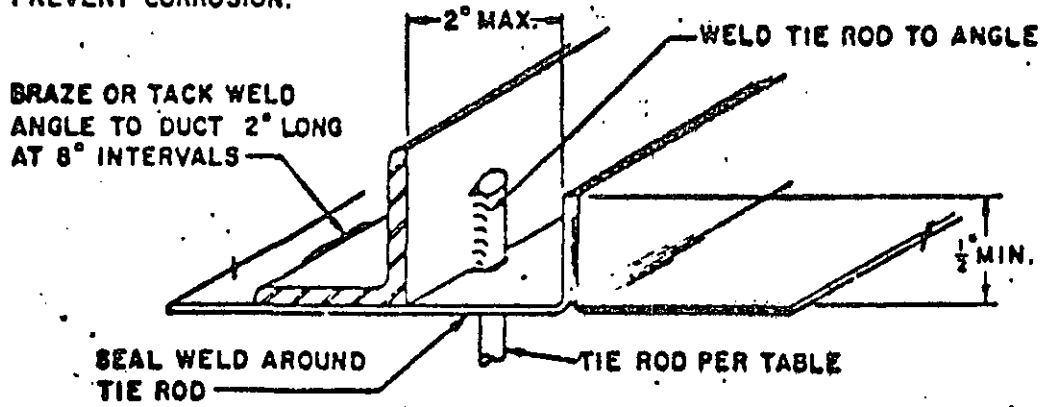
1. CONSTRUCT PER TABLES. SEE ADDITIONAL FASTENING DETAILS FOR TIE RODS ON FIGURES FOR JOINTS.
2. TIE RODS ARE SPACED AT EVEN DIVISIONS ALONG JOINTS AND INTERMEDIATE REINFORCEMENTS; 48" MAXIMUM SPACING.
3. USE 1/4" MINIMUM ROD DIAMETER FOR 36" OR LESS LENGTH; 3/8" DIA. OVER 36" LENGTH.
4. IF TIE RODS ARE USED IN TWO DIRECTIONS WELD RODS TOGETHER AT POINT OF CROSSING.
5. CONSTRUCTION NOT APPLICABLE FOR NEGATIVE PRESSURES.

DUCT OVER 96" WIDE

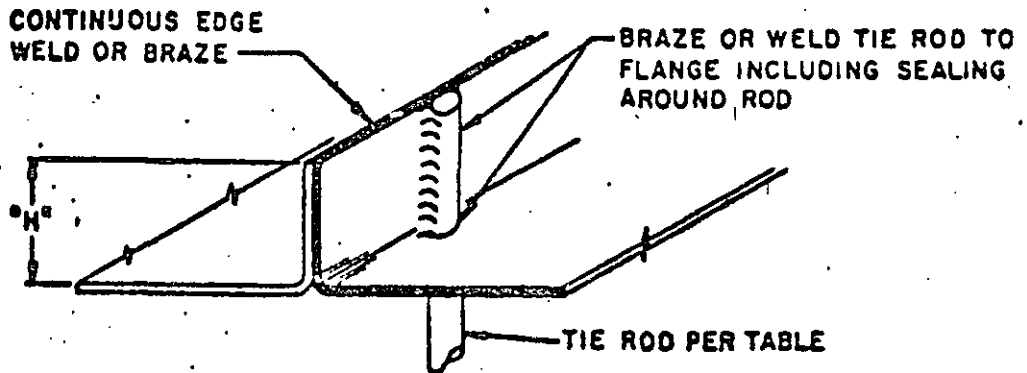
Fig. 4-3

NOTE-

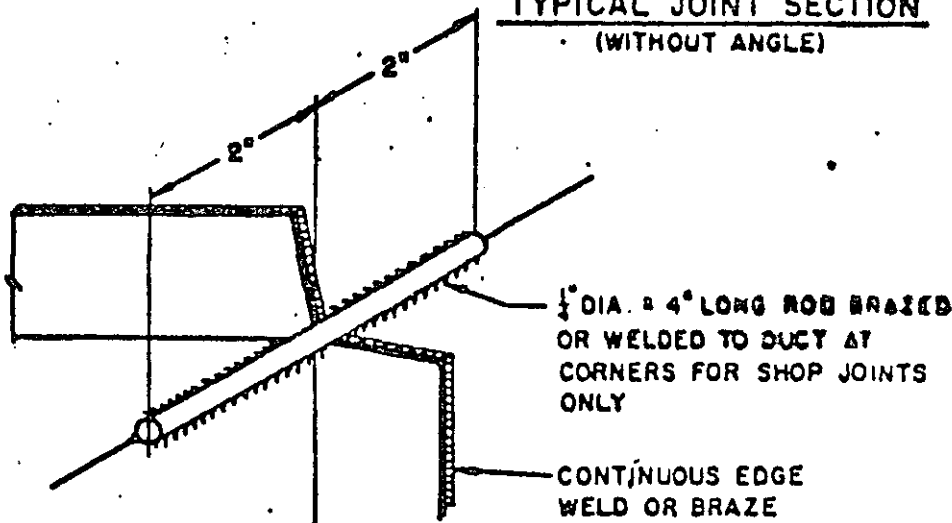
PAINT ALL WELDS WITH ZINC CHROMATE PRIMER TO PREVENT CORROSION.



**TYPICAL JOINT SECTION
(WITH ANGLE)**



**TYPICAL JOINT SECTION
(WITHOUT ANGLE)**



CORNER DETAIL

WELDED FLANGE JOINT

Fig. 4-6

HIGH VELOCITY ROUND DUCT CONSTRUCTION

HIGH VELOCITY ROUND DUCT CONSTRUCTION

| DUCT DIAMETER | GALVANIZED STEEL SHEET GAUGE | | | GIRTH REINFORCING | | GIRTH JOINTS* |
|---------------|------------------------------|------------------------|---------------------|--|---------------|--|
| | SPIRAL LOCK SEAM DUCT | LONGITUDINAL SEAM DUCT | ROUND DUCT FITTINGS | BETWEEN JOINT: ANGLE SIZE AND MAXIMUM LONGITUDINAL SPACING | | |
| UP THRU 8" | 26 | 24 | 26 | 22 | NONE REQUIRED | 2" LONG SLIP JOINT |
| 9" - 14" | | | | 20 | | |
| 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" - 84" | | | 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

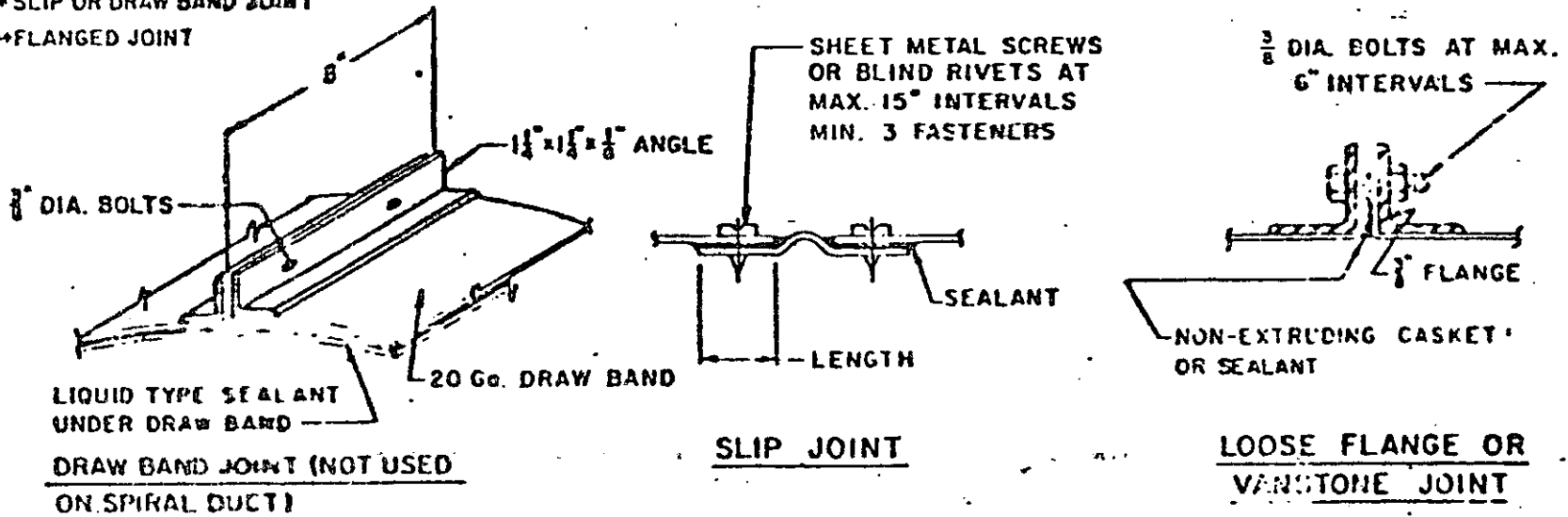


FIG. 2-2

**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) | 24 | 24 | 22 | 20 | JUNTA DE BOLSA O "ZETA" DE GRAPA ESPACIADA COMO MAXIMO A 1.20 M |
| DE 31 HASTA 50 DE 78 HASTA 132) | 22 | 22 | 20 | 18 | |
| DE 61 HASTA 72 DE 132 HASTA 183) | 20 | 20 | 18 | 16 | 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 | 16 | 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 | 16 | 16 | 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. |

21

| | |
|-----------|--------------|
| FECHA | SEPT. / 1983 |
| ESCALA | SIN |
| ACOTACION | mm |

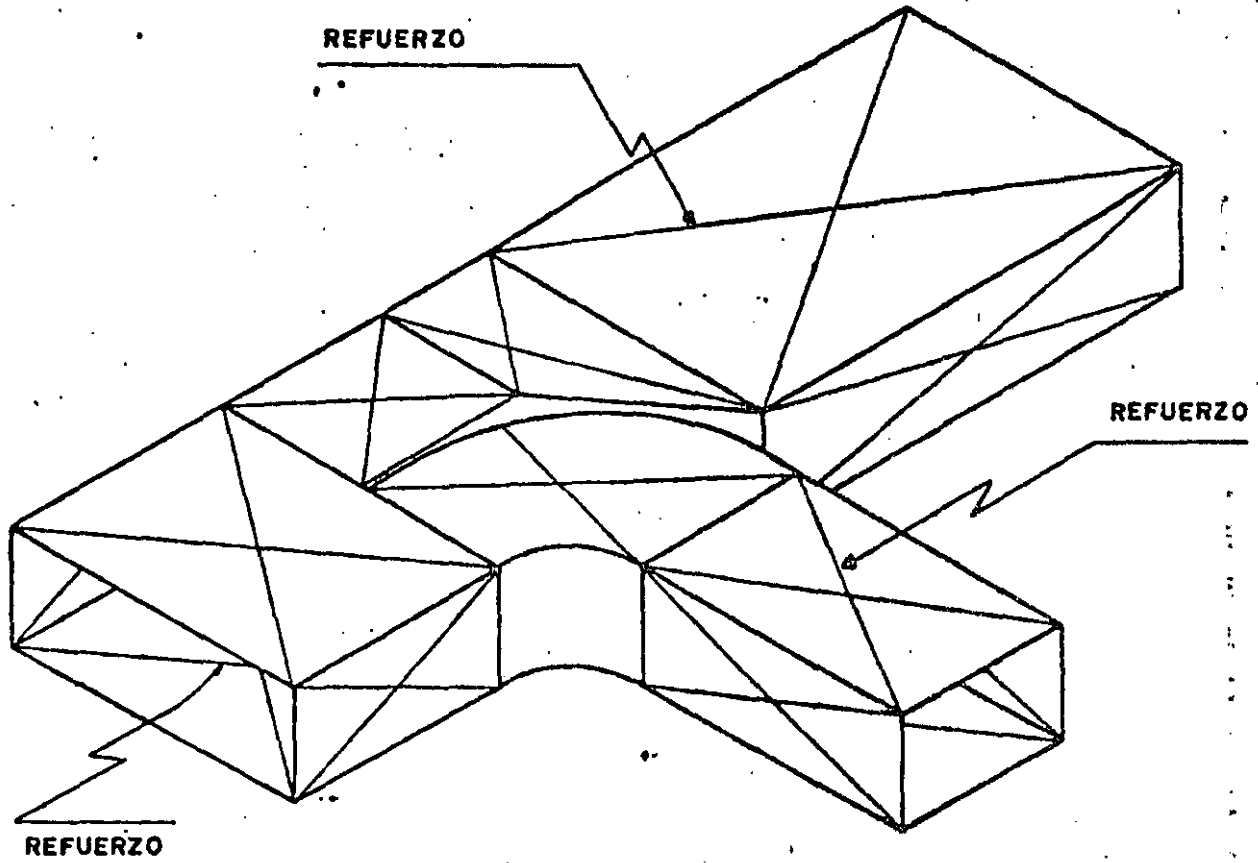
DETALLE DE LA CONSTRUCCION DE DUCTOS

| | |
|----------------|---------------|
| NORMA | |
| ESPECIFICACION | AA-101-83-000 |

NOTAS :

22

LAS NORMAS PARA UNIONES, ENGARGOLADOS, TRASLAPES Y SOPORTE ~~RIA~~ ESTAN DADOS PARA TRAMOS DE DUCTOS DE LONGITUD MAXIMA DE 900 mm. DE LONGITUD, PARA LONGITUDES MAYORES SE RECOMIENDA EL EMPLEO DE LAS NORMAS AHSRAE. PARA LOS DUCTOS DE INYECCION, SE CONSTRUIRAN CON REFUERZOS TRANSVERSALES REMARCADOS COMO LO INDICA LA FIGURA SIGUIENTE (FIG. A) CRUZADOS EN CADA LADO DEL DUCTO.



**ISOMETRICO DE DUCTOS
(FIGURA A)**

FECHA
SEPT. / 1983

ESCALA
SIN

ACOTACION
SIN

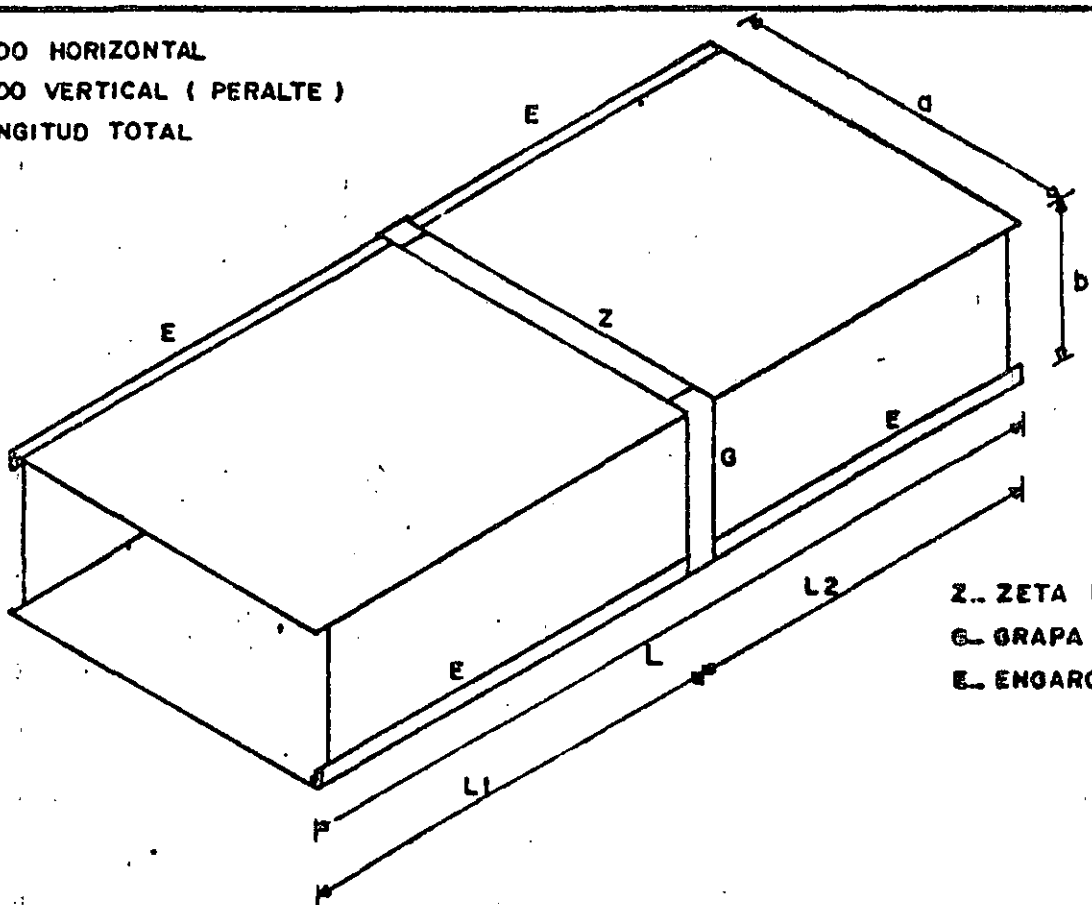
DETALLES DE DUCTOS RECTOS Y CURVAS A 90° DE LAMINA

NORMA

ESPECIFICACION
AA - 102 - 83

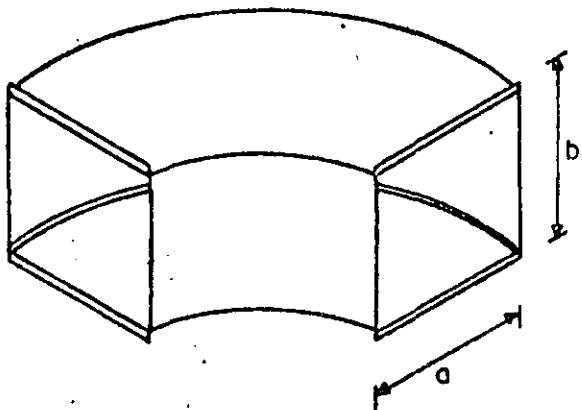
TRAMOS DUCTO RECTO Y CURVA 23

- a.. LADO HORIZONTAL
- b.. LADO VERTICAL (PERALTE)
- L. LONGITUD TOTAL

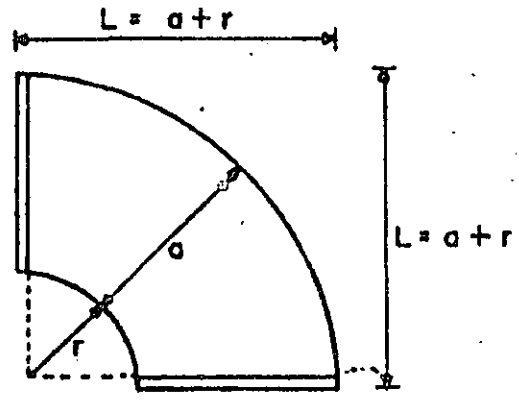


- Z.. ZETA PLANA
- G.. GRAPA
- E.. ENGARGOLADO

DUCTO RECTO



ISOMETRICO CODO 90° C O D O 90°



PLANTA CODO 90°

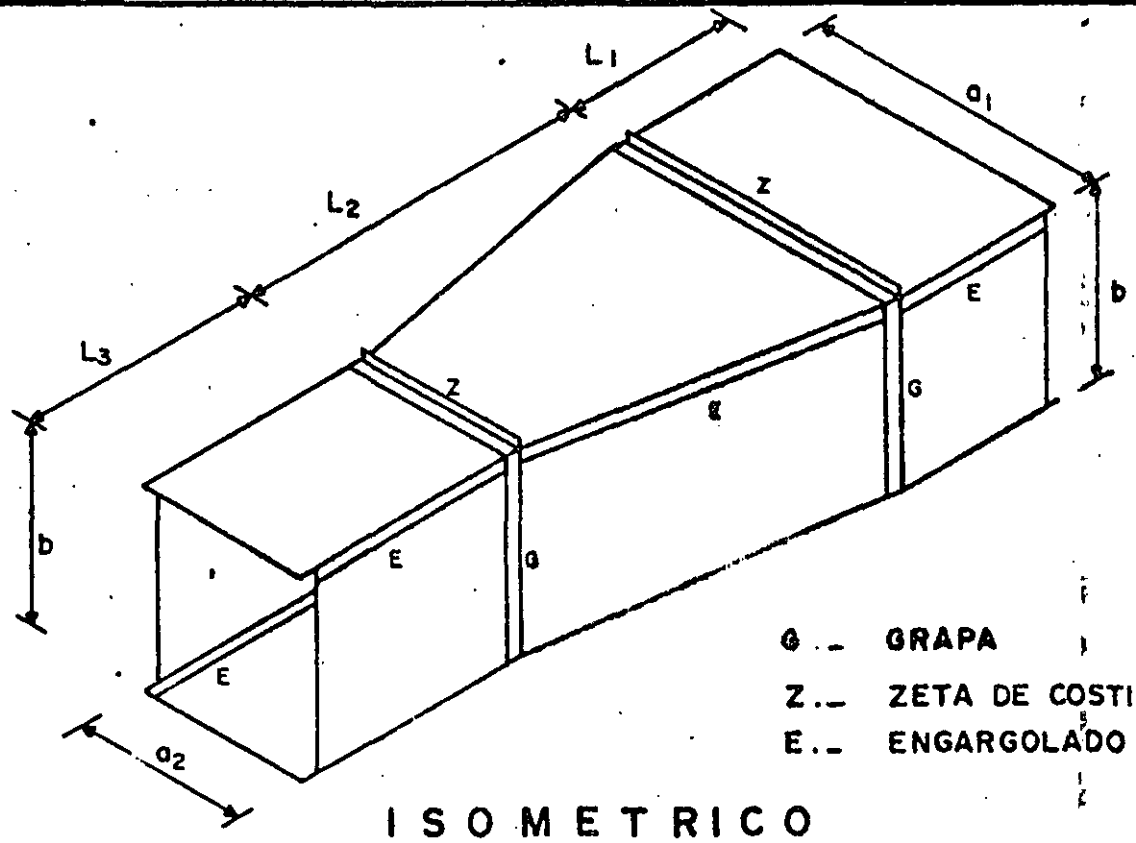
| |
|------------------|
| SEPT. / 1983 |
| ESCALA SIN |
| ACOTACION SIN |

DETALLES DE REDUCCIONES DE DUCTOS DE LAMINA

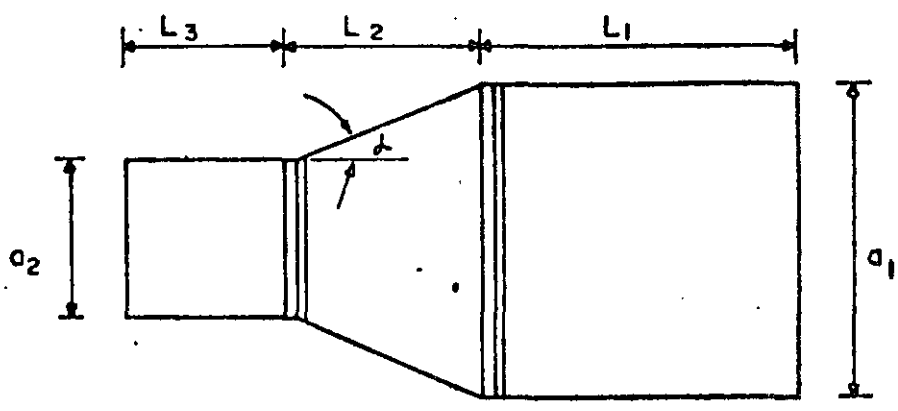
| |
|---------------------------------|
| NORMA |
| ESPECIFICACION AA - 103 - 83 |

24

REDUCCION DE DUCTO CON PERALTE CONSTANTE



- G .. GRAPA
- Z .. ZETA DE COSTILLA
- E .. ENGARGOLADO

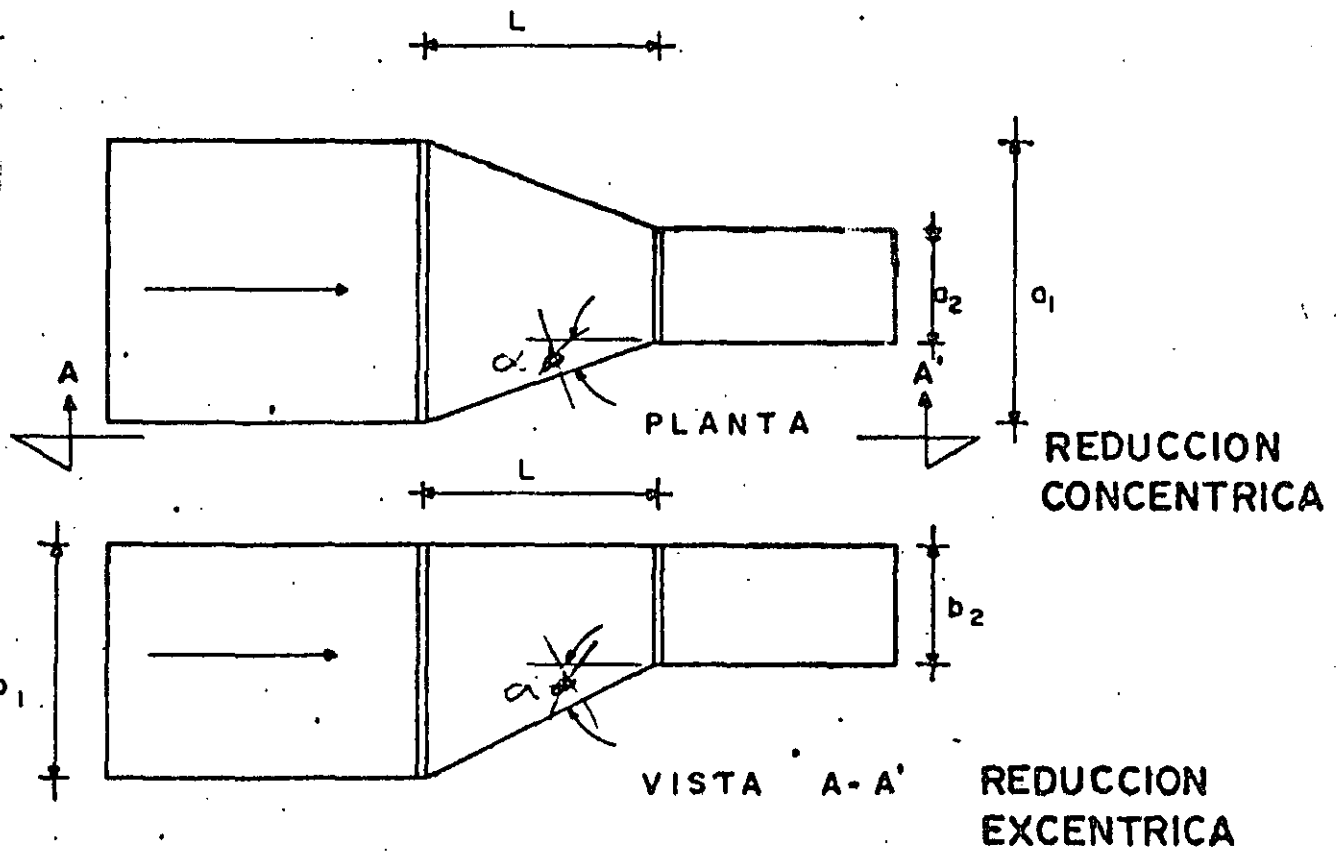


| | |
|-----------|--------------|
| FECHA | SEPT. / 1983 |
| ESCALA | SIN |
| ACOTACION | mm |

SISTEMA DE DIMENSIONES DE LOS DUCTOS DE LAMINA EN LAS REDUCCIONES

| | |
|----------------|------------|
| NORMA | NOM-009-83 |
| ESPECIFICACION | AA-152-83 |

REDUCCION CON PERALTE VARIABLE 25



REDUCCION

RECOMENDACIONES DEL ANGULO Y/O LONGITUD DE LA REDUCCION EN LA CONSTRUCCION DE REDUCCIONES DE DUCTOS DE LAMINA

| DUCTO | L | α | | |
|-------|---|----------|--|--|
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |

FECHA
SEPT. 7 1983

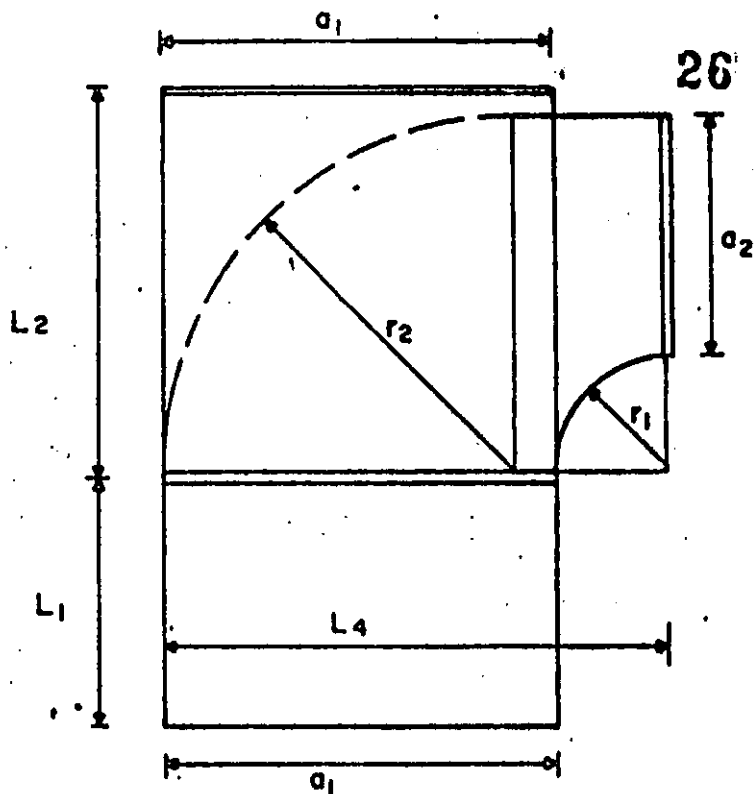
ESCALA
SIN

ACOTACION
SIN

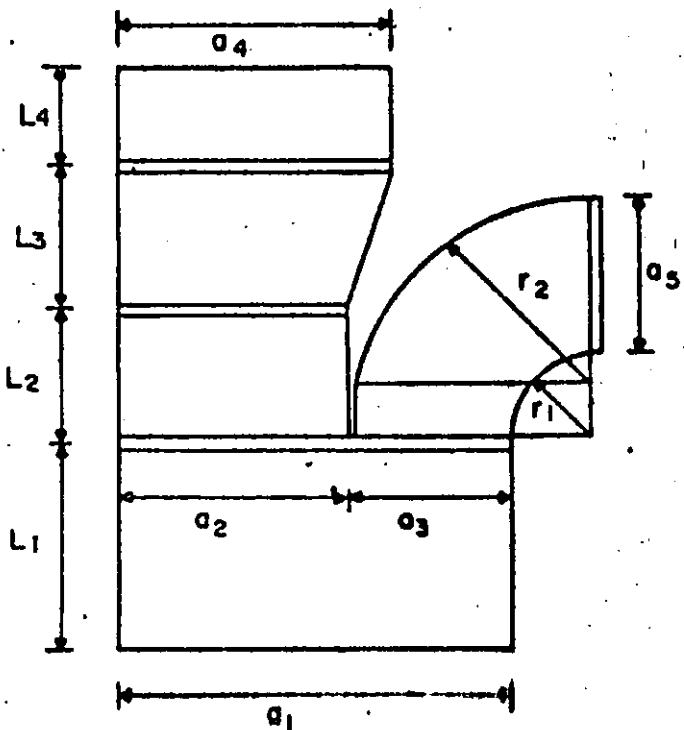
DETALLE DE DERIVACIONES
EN DUCTOS DE LAMINA EN
PLANTA

NORMA

ESPECIFICACION
AA - 104 - 83 - A



DERIVACION PLANA



DERIVACION EN "Y"

SEPT. / 1983

DETALLES DE DERIVACIONES DE DUCTOS DE LAMINA ISOMETRICOS

NORMA

ESCALA

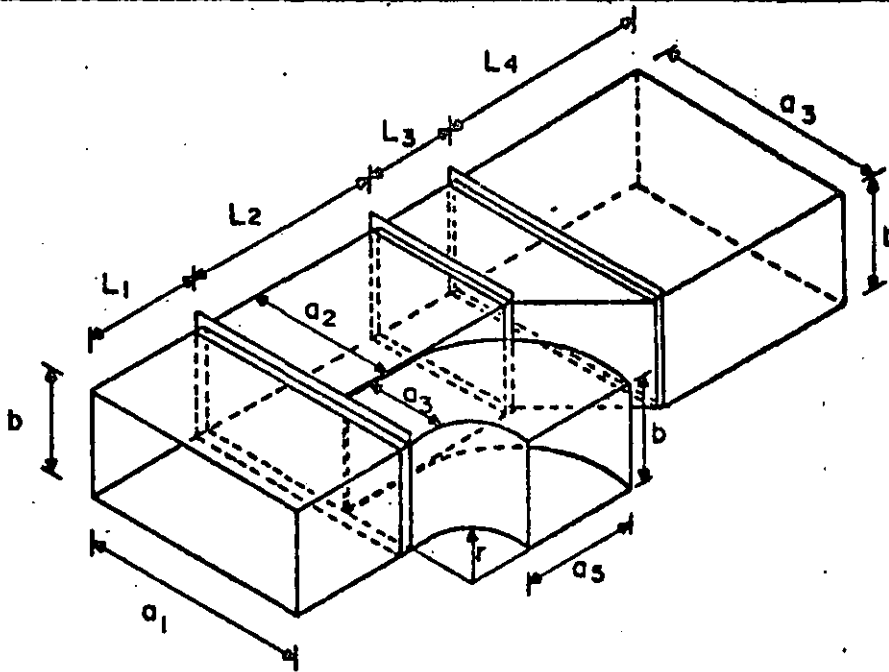
SIN

ACOTACION

SIN

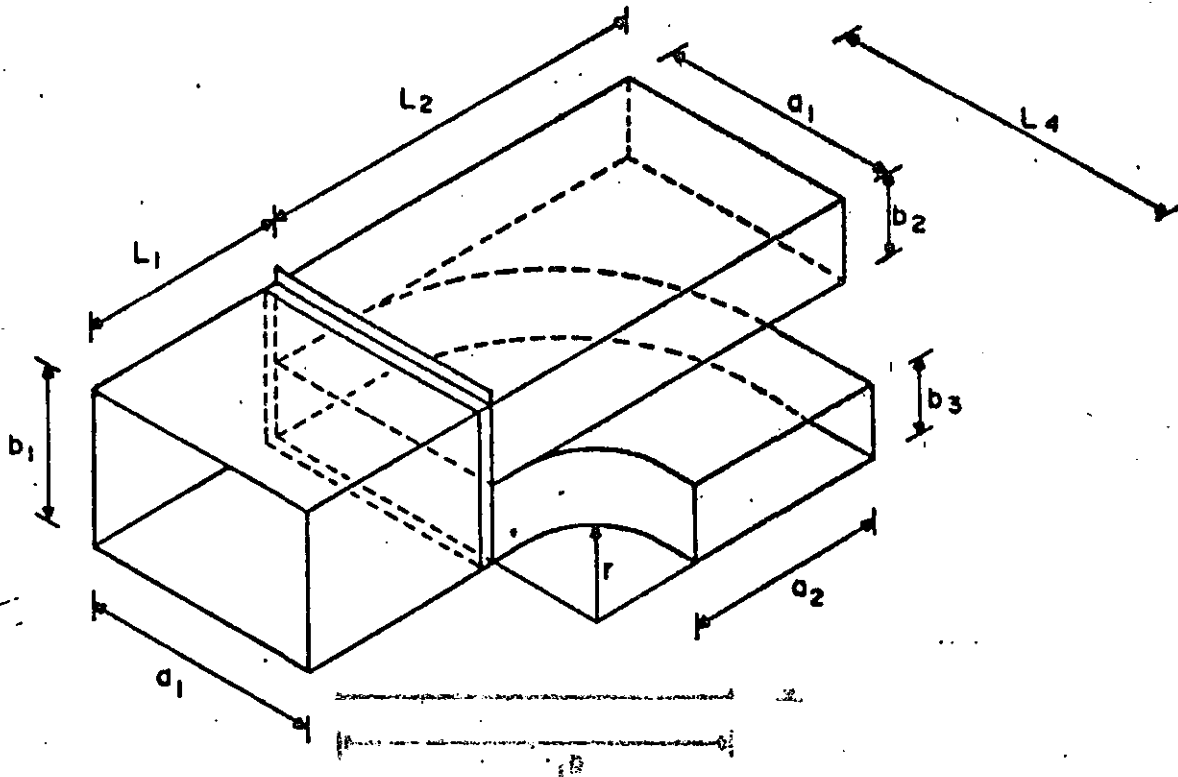
ESPECIFICACION

AA-104-83-B



27

DERIVACION EN "Y"



DERIVACION PLANA

AA-104-B

FECHA
SEPT. / 1983

ESCALA
SIN

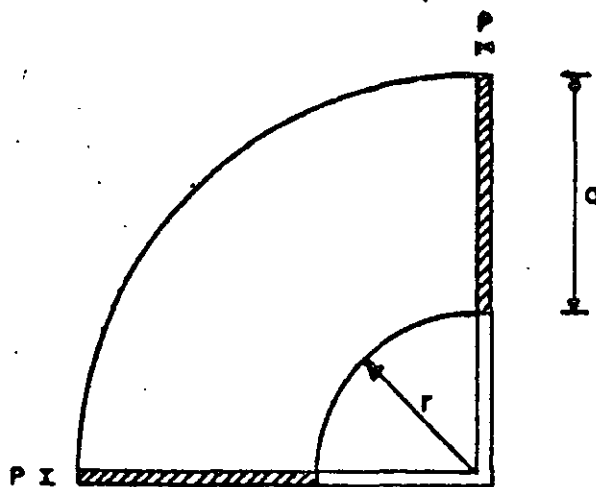
COTACION
mm

DETALLE DE LOS RADIOS DE CURVATURA EN CODOS 90° DE DUCTOS DE LAMINA

NORMA
NOM. - 008 - 83

ESPECIFICACION
AA-150 - 83

C O D O 9 0 ° 28



RECOMENDACIONES DEL RADIO CORTO PARA LA CONSTRUCCION DE CODOS DE DUCTOS DE LAMINA

- SIENDO
- a = LADO DEL DUCTO
 - r = RADIO CORTO
 - p = PESTAÑA PARA ENGARGOLADO

| D U C T O | R A D I O (r) | P |
|---------------------|---------------|-----|
| DE 100 a | 127 | 130 |
| DE 1000 a 1500 | 200 | 130 |
| DE 1500 a 2000 | 300 | 130 |
| DE 2000 EN ADELANTE | OPCIONAL | 130 |

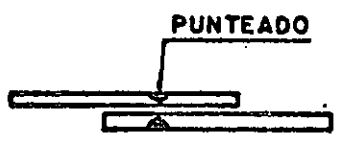
FECHA
SEPT. / 1983
ESCALA
SIN
ACOTACION
SIN

DETALLES DE ENGARGOLADOS
PARA UNIR DUCTOS DE LAMINA

NORMA
ESPECIFICACION
AA - 200 - 83 - 000

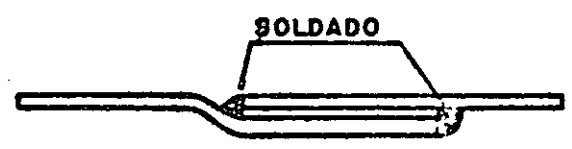
UNIONES O ENGARGOLADOS MAS USUALES EN DUCTOS

a.-



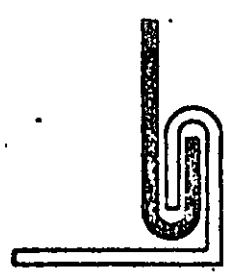
UNION SOLDADA SENCILLA

b.-



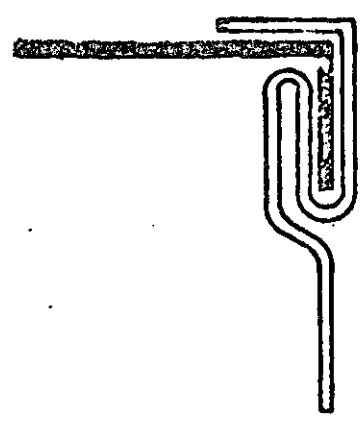
UNION SOLDADA TRASLAPADA

c.-



UNION ENGARGOLADA EN "U"

d.-



UNION ENGARGOLADA EN "Z"

e.-



UNION BRIDADA SENCILLA

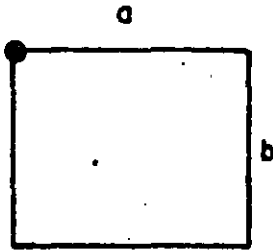
f.-



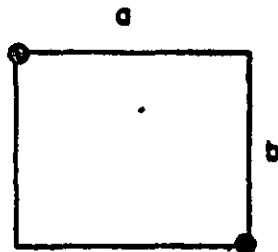
UNION BRIDADA DOBLE

UBICACION DE LOS ENGARGOLADOS EN DUCTOS Y CODOS DE LAMINA

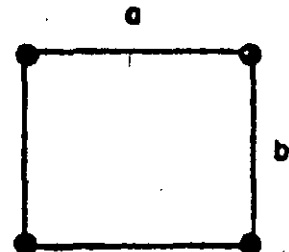
LOCALIZACION DE ENGARGOLADOS EN DUCTOS RECTOS



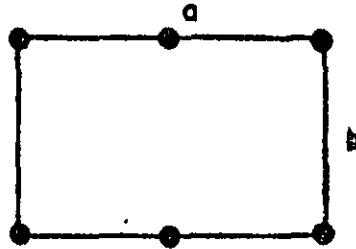
$a + b < 400 \text{ mm}$



$a + b > 401 \text{ mm}$
 $a + b < 800 \text{ mm}$

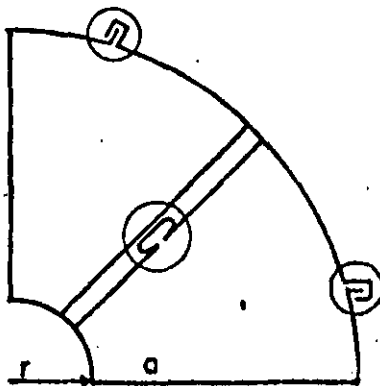


$a < \text{ó} b < 800 \text{ mm}$

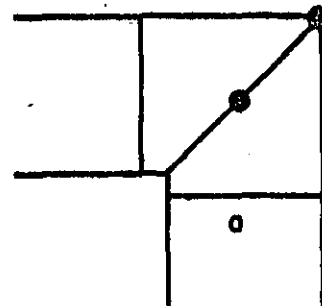


$a > \text{ó} b > 800 \text{ mm}$

LOCALIZACION DE ENGARGOLADOS EN CODOS



$r + a >$



$a >$

FECHA
SEPT. / 1983

ESCALA
SIN

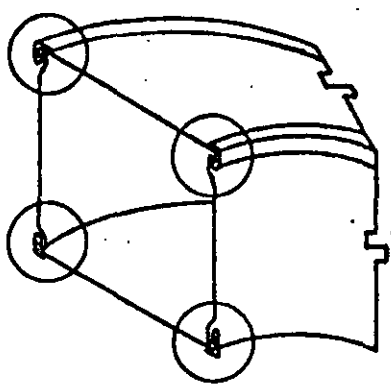
ACOTACION
mm

31

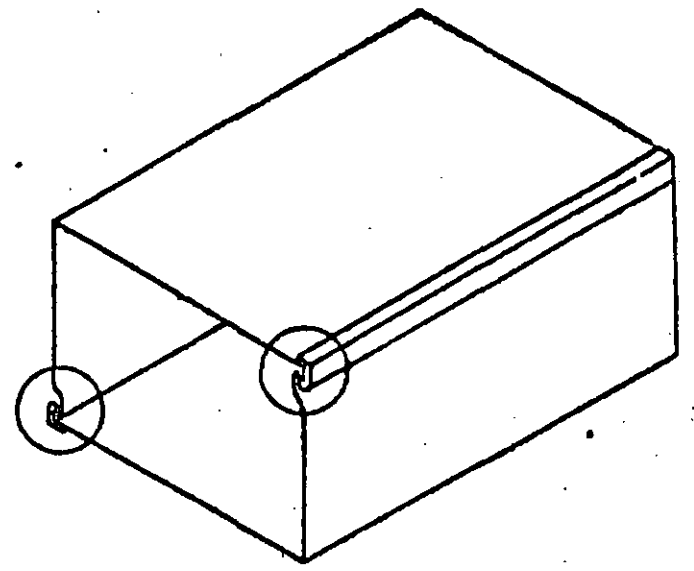
ENGARGOLADO EN DUCTOS DE LAMINA TIPO ZETA

NOM. - 006 - 83

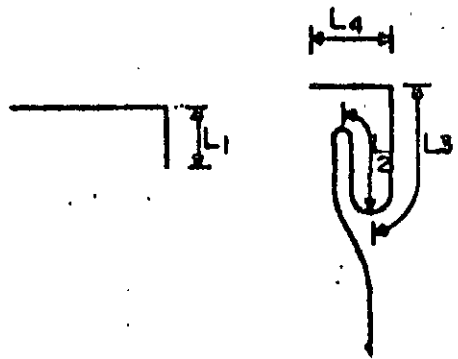
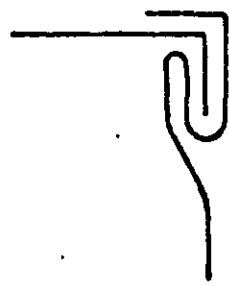
ESPECIFICACION
AA - 202 - 83



C O D O



D U C T O R E C T O



U N I O N E N G A R G O L A D A E N " Z E T A "

C A L I B R E D E L A M I N A


A 26 B 24 C 22 D 20

| D U C T O | L ₁ | L ₂ | L ₃ | L ₄ |
|------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| DE 0 a 300 A,B,C | 10 | 13 | 13 | 6 |
| DE 300 a 800 C,D | 13 | 13 | 13 | 6 |
| DE 800 a 1500 | 15 | 15 | 15 | 10 |
| | | | | |

| | | | |
|-----------------------|----------------------------------|----|---------------------|
| FECHA SEPT. / 1983 | UNIONES PARA DUCTOS DE LAMINA | 32 | NOM. - 007 - 83 |
| ESCALA SIN | | | ESPECIFICACION |
| ACOTACION mm | | | AA - 300 - 83 - 000 |

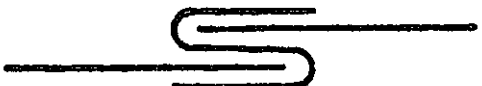
CONEXIONES RECOMENDADAS ENTRE DUCTOS DE LAMINA
MAS USUALES

a..



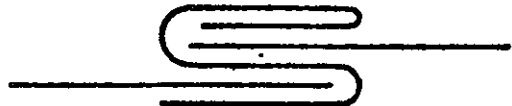
GRAPA

b..




ZETA PLANA

c..




ZETA REFORZADA

d..



BRIDA

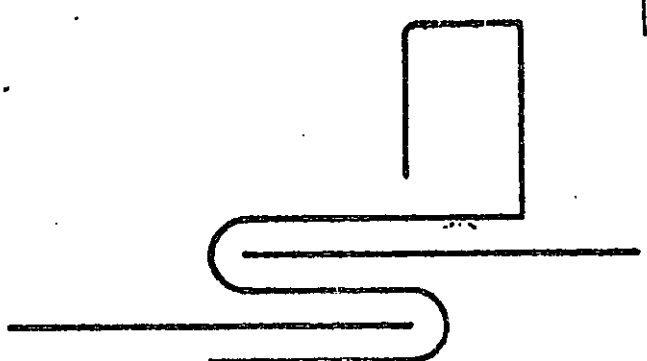
e..



ZETA DE COSTILLA

AA - 20 - 83

f..



ZETA "U"

AA - 300 - 8

FECHA
SEPT./1983

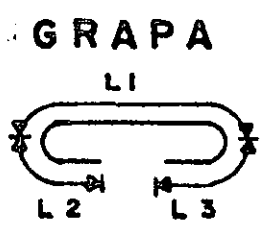
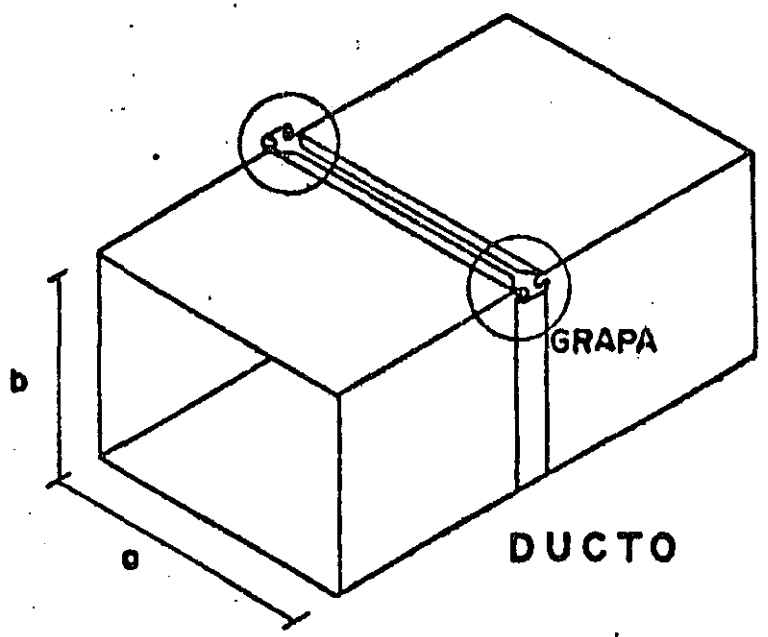
ESCALA
SIN

ACOTACION
mm

ACCESORIOS PARA UNIR DUCTOS
DE LAMINA MAYORES A 800 mm
TIPO GRAPA 33

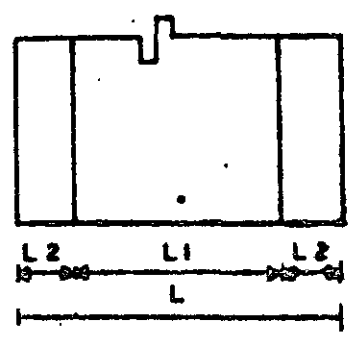
NOM.-007-83

ESPECIFICACION
AA-302-83-e



NOTA: DEL CALIBRE DEL
DUCTO SERA LA GRAPA

DESARROLLO

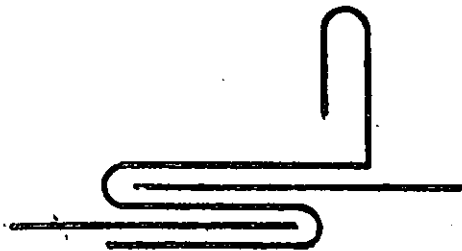


CALIBRE DE LAMINA

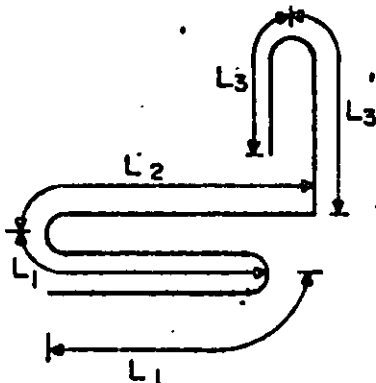
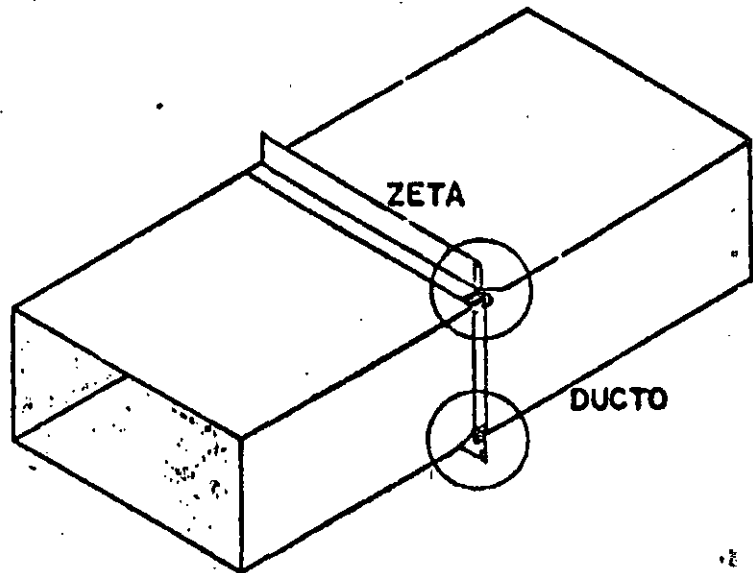
| | | | | |
|---|-------|-------|-------|-------|
| | 26 | 24 | 22 | 20 |
| L | 58 mm | 58 mm | 68 mm | 68 mm |

| DIMENSION DEL DUCTO | CALIBRE | L1 mm | L2 mm | |
|---------------------|---------|-------|-------|--|
| DE 0 a 300 | 26, 24 | 13 | 32 | |
| DE 301 a 800 | 22, 20 | 18 | 32 | |
| DE 801 a 1500 | 22, 20 | 18 | 58 | |

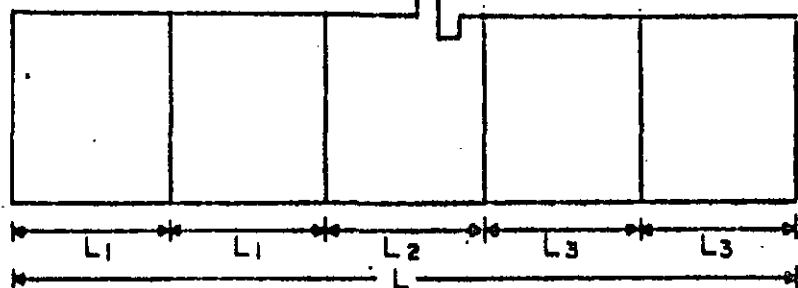
DESARROLLO DE LOS ACCESORIOS PARA UNIR DUCTOS DE LAMINA CON UNION TIPO ZETA CON COSTILLA 3.1



ZETA DE COSTILLA



DESARROLLO DE LA ZETA



NOTA: DEL CALIBRE DE LA LAMINA DEL DUCTO SERA LA ZETA DE COSTILLA

CALIBRE DE LAMINA

| | | | | |
|---|-------|-------|-------|-------|
| | 26 | 24 | 22 | 20 |
| L | 114.3 | 114.3 | 114.3 | 114.3 |

| DIMENSION DEL DUCTO | L1 | L2 | L3 | L4 |
|---------------------|----|----|-----|-----|
| DE 254 o 789 | 25 | 32 | 6.2 | 6.2 |
| | | | | |
| | | | | |

FECHA
SEPT. / 1983

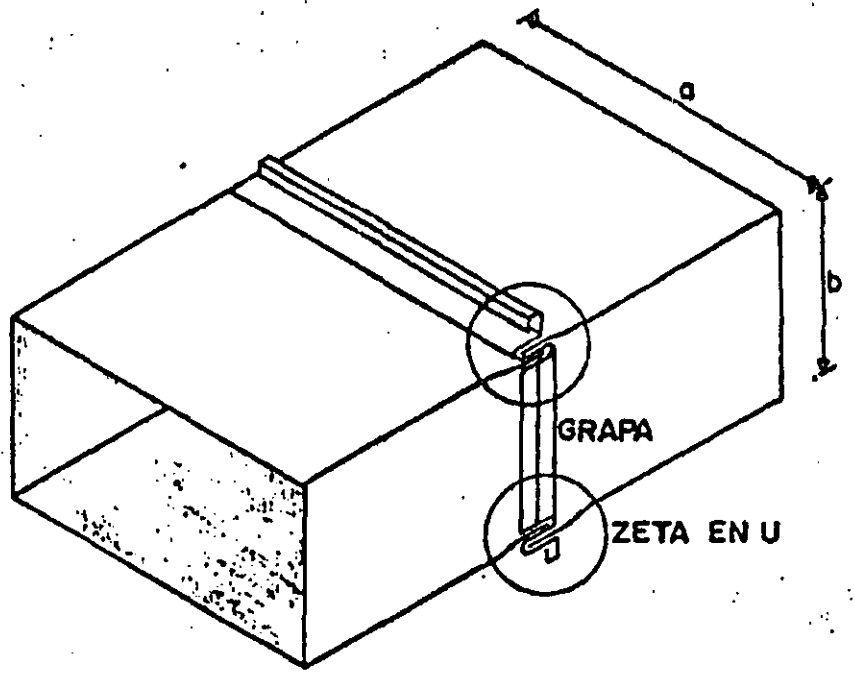
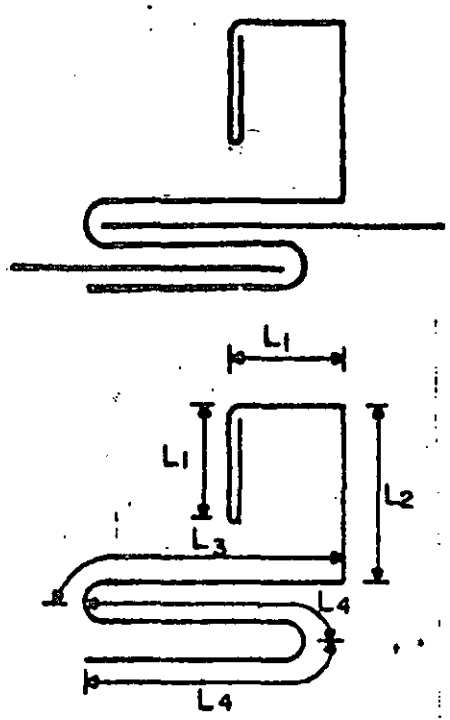
ESCALA
SIN

ACOTACION
mm

ACCESORIOS PARA UNIR DUCTOS DE LAMINA MAYORES A 800 mm TIPO ZETA EN "U" 35

NOM. - 007 - 83

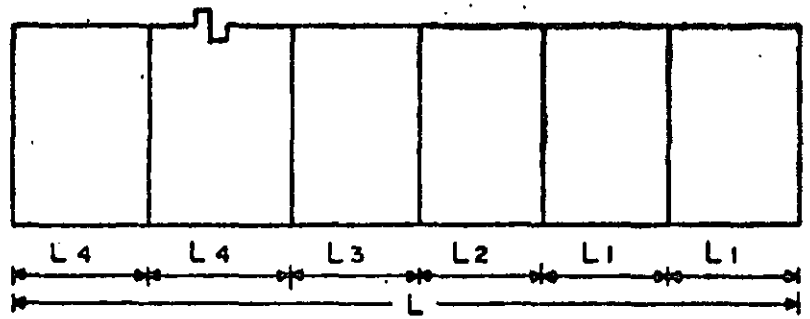
ESPECIFICACION
AA - 303 - 83



UTILIZACION EN DUCTOS MAYORES A 800 mm.

ZETA EN "U"

DESARROLLO DE LA ZETA



CALIBRE DE LAMINA

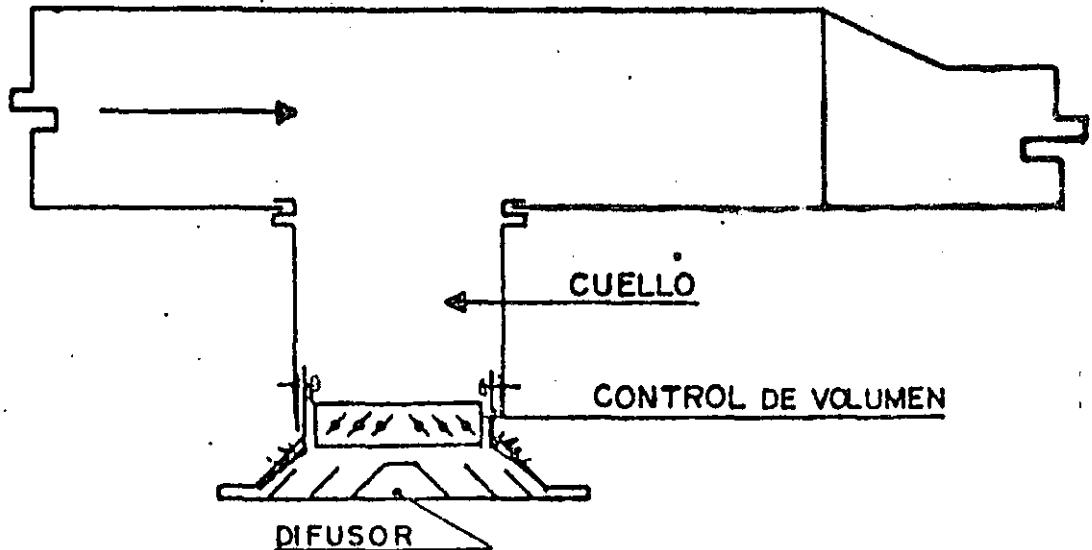
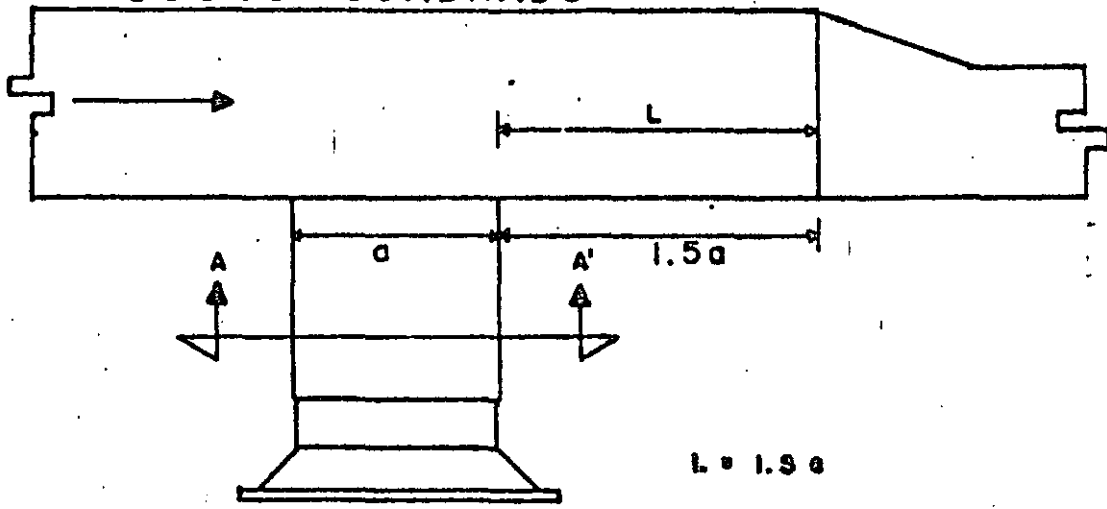
| | | | | |
|---|----|----|-----|-----|
| | 26 | 24 | 22 | 20 |
| L | — | — | 165 | 165 |

| DIMENSION DEL DUCTO | L 1 | L 2 | L 3 | L 4 |
|---------------------|-----|-----|-----|-----|
| DE 800 a 1500 | 19 | 25 | 38 | 25 |
| | | | | |
| | | | | |

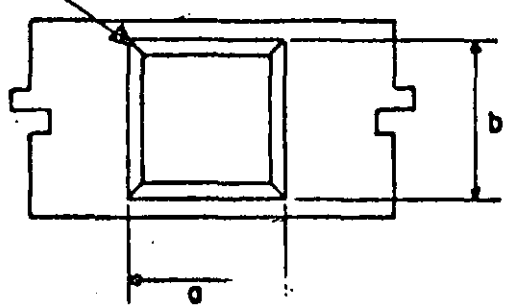
| | | |
|---------------------------|--|--------------------------------|
| FECHA SEPT. / 1983 | DETALLE DEL ENGARGOLADO EN DERIVACIONES DE CUELLOS EN REJILLAS O DIFUSORES | NORMA |
| ESCALA SIN COTACION | | ESPECIFICACION AA- 203 - 83 |

36

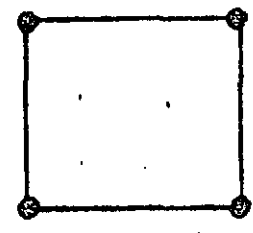
DERIVACIONES A REJILLAS O DIFUSORES DE
DUCTO CUADRADO



EVITA FUGAS DE AIRE



ENGARGOLADOS



CORTE A-A'

FECHA
SEPT. / 1983

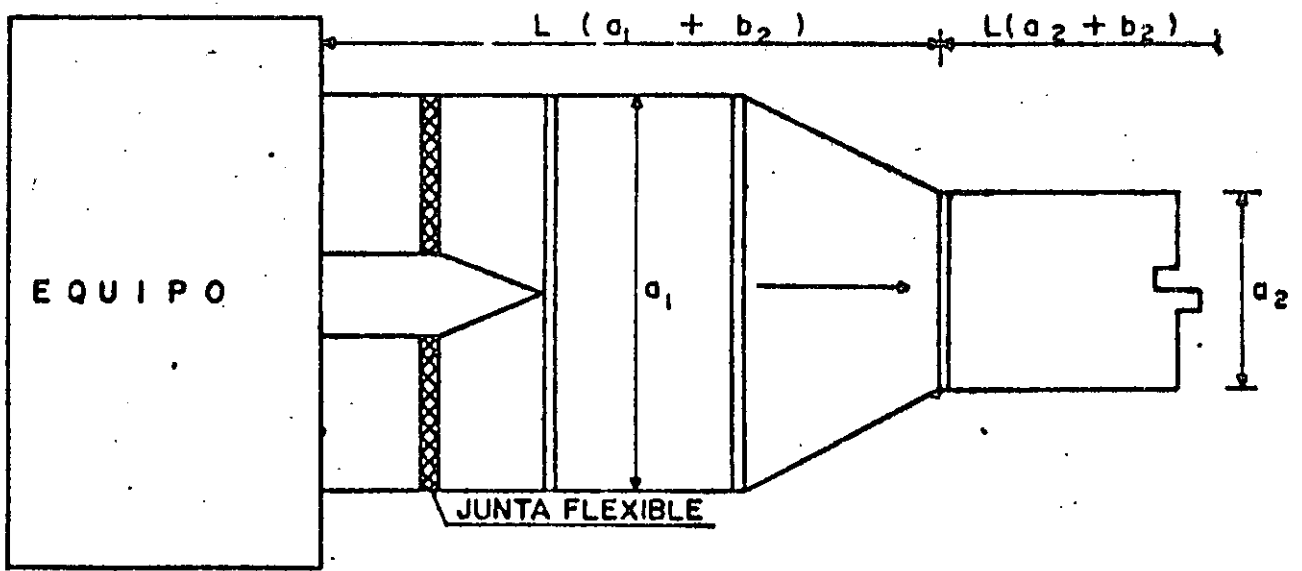
ESCALA
SIN

ACOTACION
mm

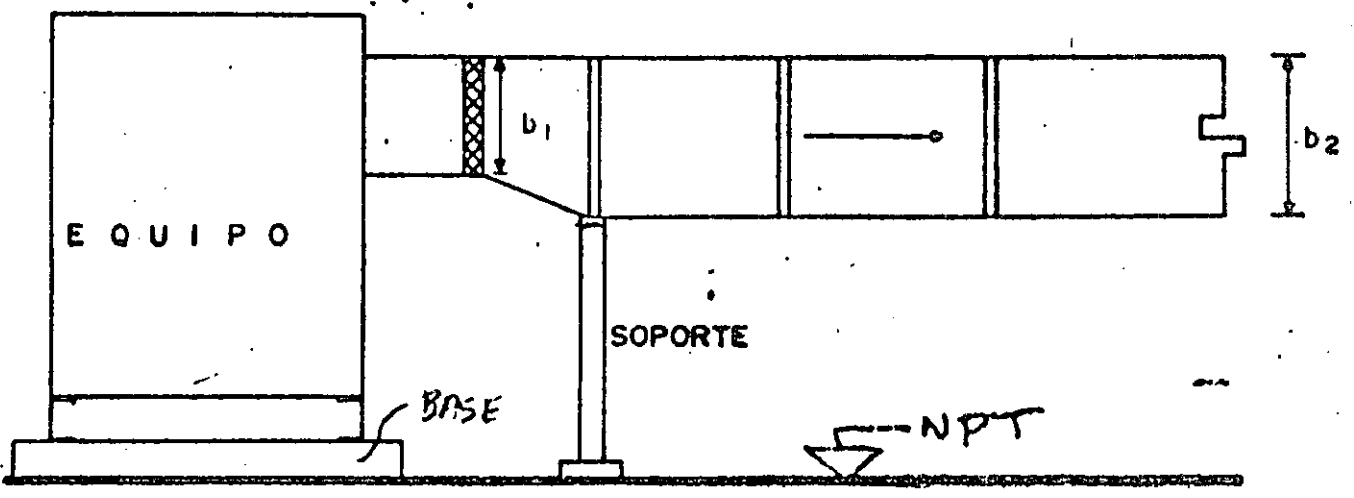
SISTEMA PARA MEDICION DE DUCTOS DE LAMINA EN CONEXION DE EQUIPO

37

NOM - 009 - 83
ESPECIFICACION
AA - 405 - 83

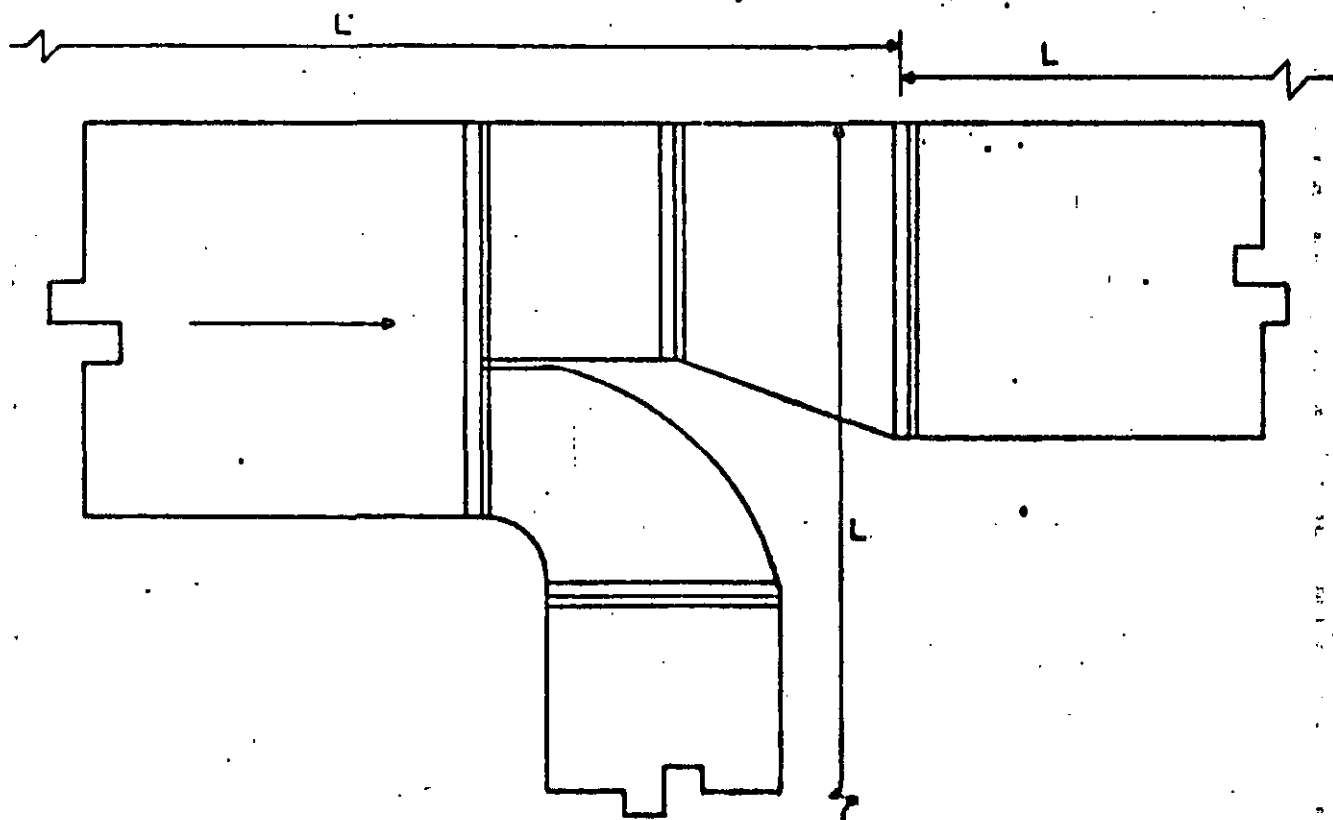


P L A N T A

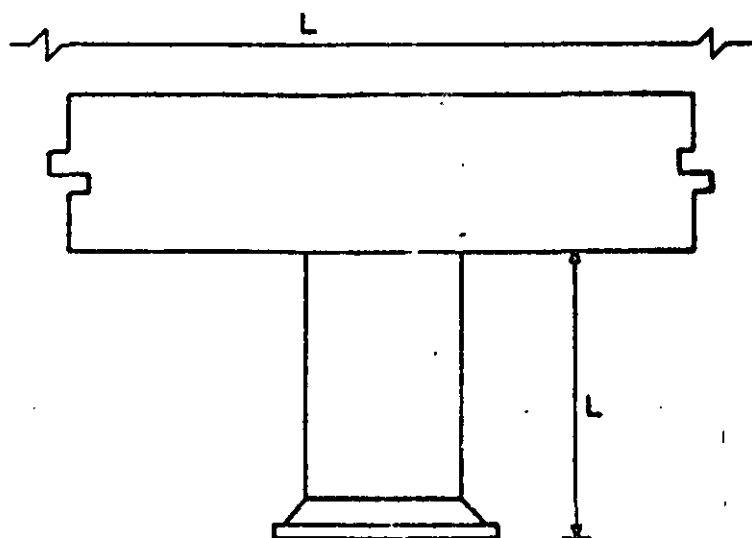


C O R T E

| | | |
|-----------------------|--|----------------|
| FECHA SEPT. / 1983 | SISTEMA PARA MEDICION DE DUCTOS DE LAMINA EN DERIVACIONES 38 | NOM - 009 - 83 |
| ESCALA SIN | | ESPECIFICACION |
| ACOTACION mm | | AA - 403 - 83 |



DERIVACION "Y"



DERIVACION A DIFUSOR O REJILLA

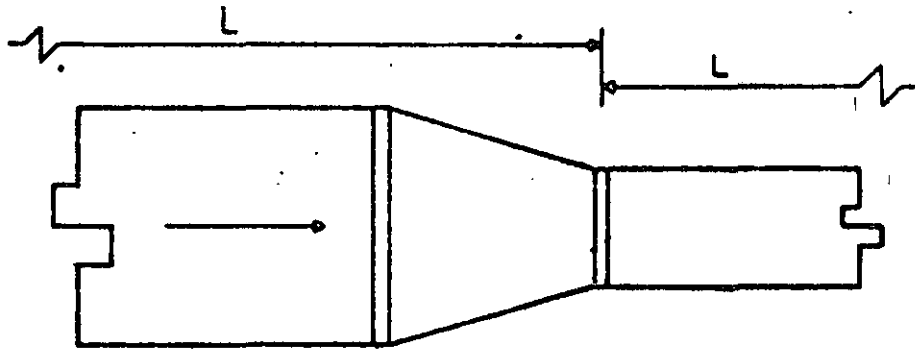
| |
|-----------------------|
| FECHA SEPT. / 1983 |
| ESCALA SIN |
| ACOTACION mm |

**SISTEMA PARA MEDICION DE
DUCTOS DE LAMINA EN
REDUCCIONES Y CODO**

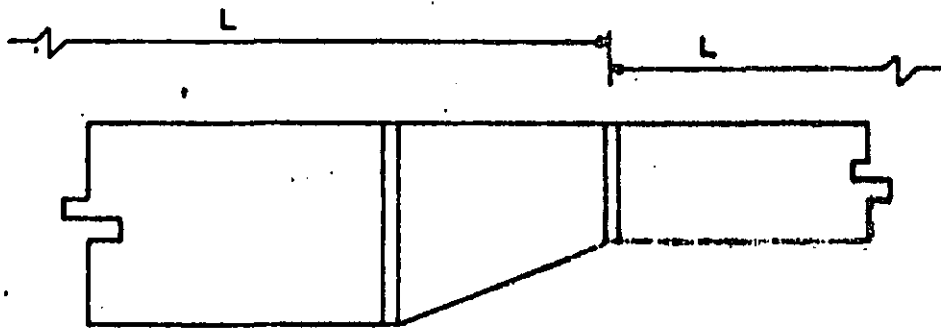
| |
|---------------------------------|
| NOM. 009 - 83 |
| ESPECIFICACION AA - 404 - 83 |

39

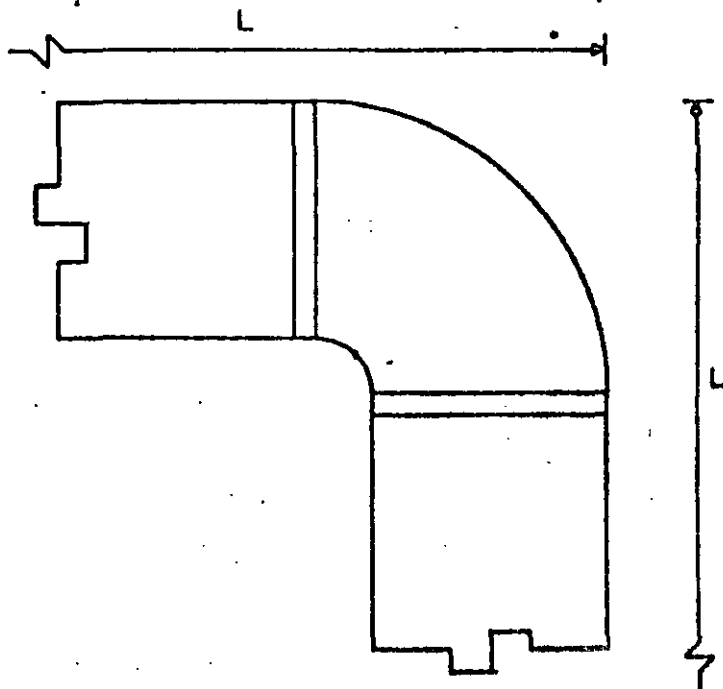
NORMA PARA MEDICION DE DUCTOS



REDUCCION CONCENTRICA



REDUCCION EXCENTRICA

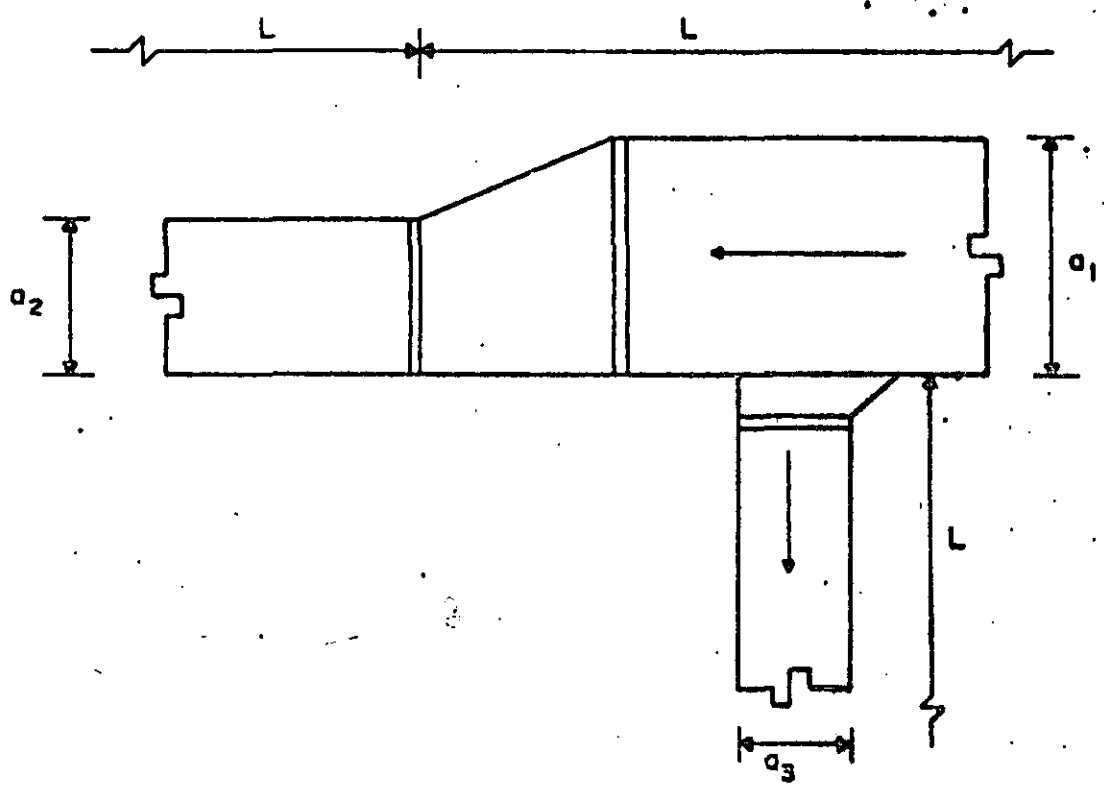


CODO 90°

| | | |
|-----------------------|---|----------------|
| FECHA SEPT. / 1983 | SISTEMA PARA MEDICION DE DUCTOS DE LAMINA EN DERIVACION | NOM - 009 - 83 |
| ESCALA SIN | | ESPECIFICACION |
| ACOTACION mm | | AA - 402 - 83 |

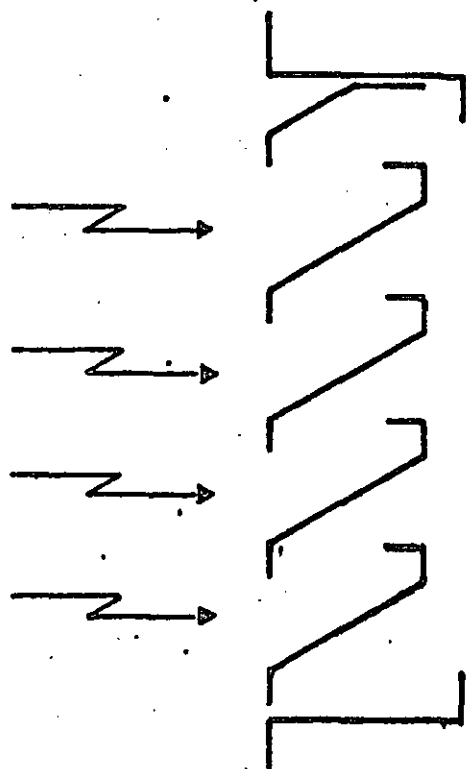
40

REDUCCION CON DERIVACION A REJILLA O DIFUSOR

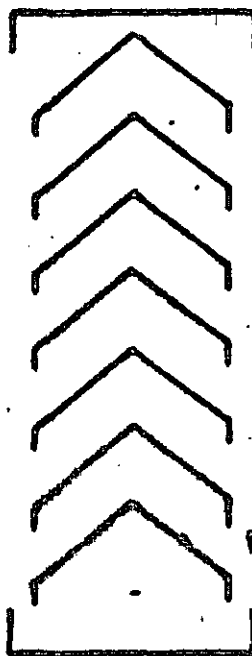


| | | | |
|-----------|-------------|---|----------------|
| FECHA | SEPT. /1983 | DETALLE DE SECCIONES DE COMPUERTAS PARA DUCTOS | NORMA |
| ESCALA | SIN | | ESPECIFICACION |
| ACOTACION | SIN | 41 | |

SECCIONES TIPICAS PARA COMPUERTAS

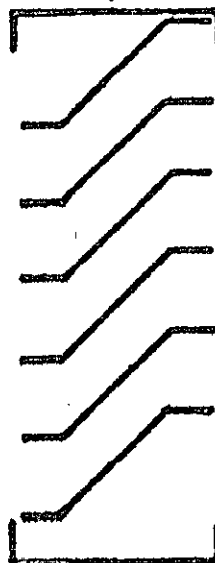


TIPO I



TIPO II

- I. - EVITA ENTRADA DE AGUA
- II. - COMPUERTA NO VISION
- III. - COMPUERTA SENCILLA



TIPO III

I

0

**ESPEORES DE LAMINA GALVANIZADA RECOMENDABLES PARA LA
FABRICACION DE DUCTOS REDONDOS (ESPEORES 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 |

NOTAS :

- 1) MAXIMA PRESION NEGATIVA : 1" H₂O = 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 GALVANIZAD | | 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 | 1.54 |
| 24 | 0.79 | 5.63 | 0.60 | 4.83 | 0.60 | 4.85 | 0.80 | 2.16 |
| 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.

①

5) LOS ESPESORES DE LAMINA DE ALUMINIO TIENE EQUIVALENCIAS APROXIMADAMENTE IGUALES A LAS DE LA GALVANIZADA EN EL MISMO RENDON. PARA OBTENER EL ESPESOR DE LA LAMINA DE ALUMINIO EQUIVALENTE A LA GALVANIZADA, MULTIPLIQUE LA DE ESTA ULTIMA POR $2.9635 - 1.43$

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



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

SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

A N E X O S
(COPIAS DE MICAS)

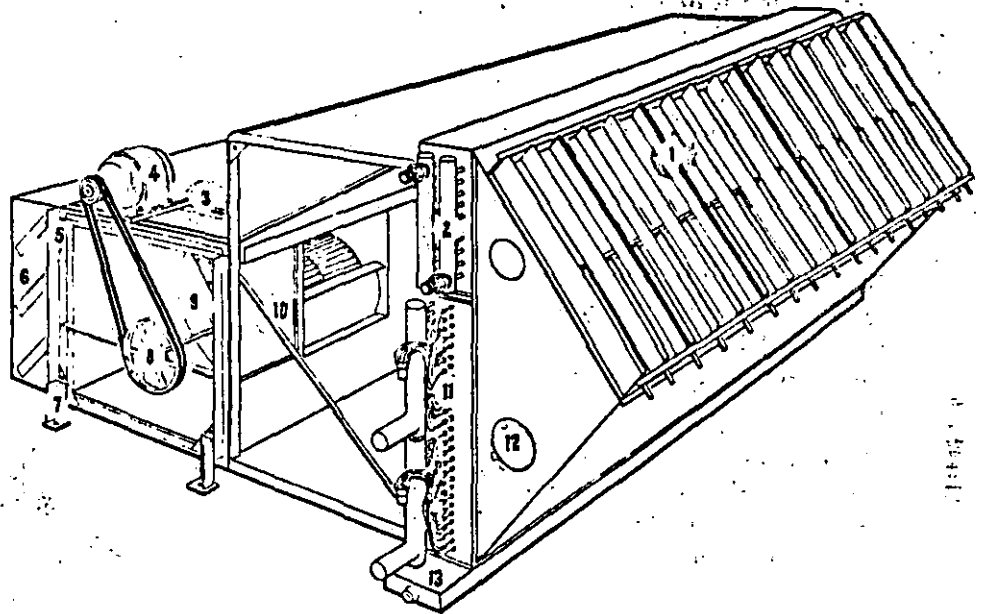
ING. JAVIER FINK SERRALDE

NOVIEMBRE, 1985

contents

| | |
|-------|--|
| 2-3 | Introduction |
| 4-5 | Components Air Friction Steam Spray Humidifier Shipping Weights |
| 7-22 | Fan Curves Fan, Coil and Filter Data |
| 23-26 | Dimensions Horiz. Air Handling Units |
| 27-30 | Dimension Vert. Air Handling Units |
| 31-32 | Dimension Multizone Units |
| 33 | Motor and Blower Locations |
| 34 | Typical Specifications |

1. dampers
2. heating coil
3. adjustable base
4. motor
5. frame
6. filters
7. leg
8. bearing
9. scroll
10. access panel
11. cooling coil
12. inspection panel
13. drain pan



The AH & AV air handling units are designed for horizontal floor mounting or ceiling suspension. These units are designed for heating and cooling with a wide selection of accessories. Units range in size from 520 CFM to 43000 CFM and can be obtained in 20 sizes.

Accessories include filter boxes, face and by pass dampers, humidifier, heating coils, cooling coils.

Construction is of the modular type allowing the use of any of the accessories. This design allows units to be used in horizontal or vertical positions for either low pressure or medium pressure. Maximum flexibility along with minimum space, ease of installation and maintenance are advantages of this type construction.

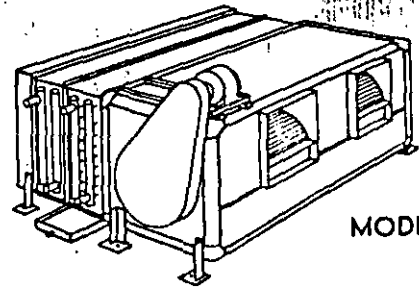
A ventilating unit for supply or exhaust applications is offered by Recold for those applications where no heating or cooling is required. This unit can be floor or wall mounted or ceiling suspended. The direction of air discharge can be supplied to suit job requirements.

The Recold multizone unit is available for horizontal or vertical mounting in low and medium pressure units. Construction details are the same as for type AH & AV units.

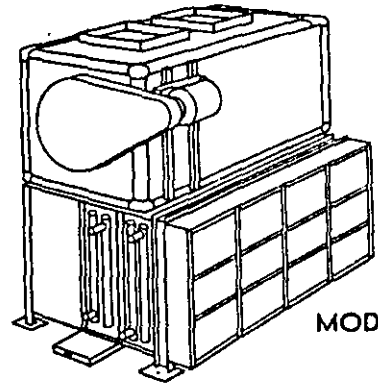
Units available in 9 sizes from 1700 CFM to 30,000 CFM. Zoning dampers allow the air conditioning in a number of areas to be thermostatically controlled permitting heating for some areas and cooling for others simultaneously.

Uniform air distribution across the coil is accomplished by means of a diffusion plate in the discharge plenum. Coils are mounted in the vertical position adjacent to the plenum.

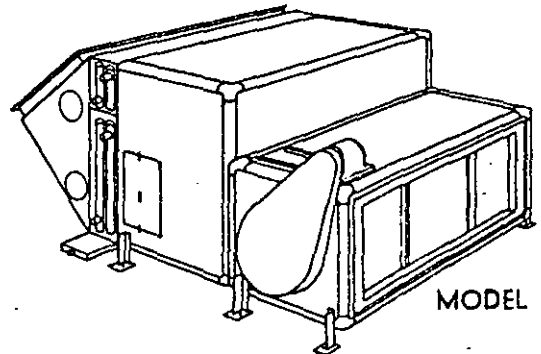
Access to the blower section will be through a door in plenum section. Inspection is available through round ports in the discharge section.



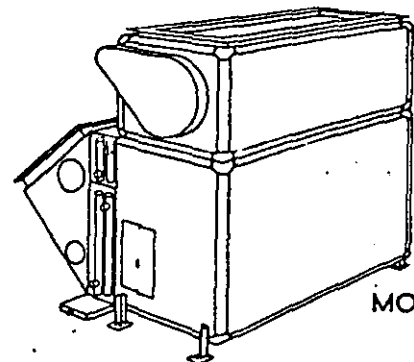
MODEL AH



MODEL AV



MODEL MH



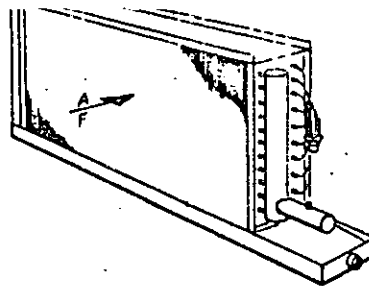
MODEL MV

COILS

The Recold Swirlfin coil is available in all units.

Coils include standard and non-freeze type steam heating coils as well as direct expansion and water cooling and heating coils. The water coils can be standard or cleanable — either or both ends.

Selection of coils should be made from Recold Cooling or Heating Coil Catalogs.



CASING

Casings are of modular construction to accommodate any combination of components such as coils or other accessories. This type of construction allows separate shipment and handling of accessories on the job. Construction is of galvanized, stressed heavy gauge steel. Large sizes are reinforced with angle support and utilize corner constructions. Accessibility is built into each unit. Units can also be constructed for outdoor service, except units with vertical up discharge.

DRAIN PANS

Cooling coil drain pans are constructed of hot dipped galvanized steel. Each pan is insulated with $\frac{1}{2}$ " styrofoam securely held in place and covered with a bitumastic compound. Drain pan is located under the cooling coil and any module following to the blower section.



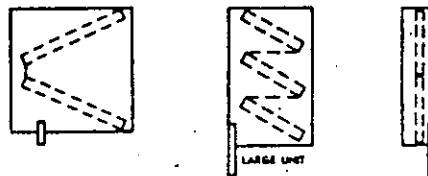
INSULATION

Insulation is one inch thick $1\frac{1}{2}$ # density vinyl coated. This insulation is securely held on panels by means of a mastic compound. It has excellent thermal and sound attenuation qualities.

FLAT & ANGLE —

FILTER BOX AND FILTERS

Filter boxes are of galvanized construction with access at both ends. Units are designed for 2" thick throwaway, low velocity permanent or high velocity permanent filters.

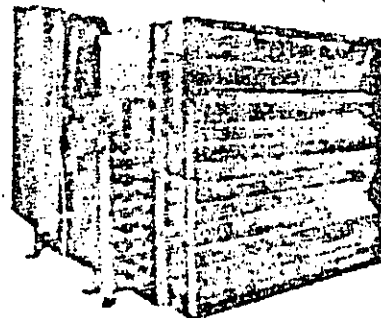


BELT GUARDS

Standard belt guards are constructed of a solid galvanized steel panel with a tachometer opening. Special fully enclosed belt guards using expanded metal are available at an additional charge.

FACE AND BYPASS DAMPERS

The face and bypass damper frames and blades are constructed of heavy gauge galvanized steel. Shafts are mounted in bronze sleeve bearings. Linkage is exterior with shaft protruding at the end for connection to damper motor. Blades are of the opposed action type.



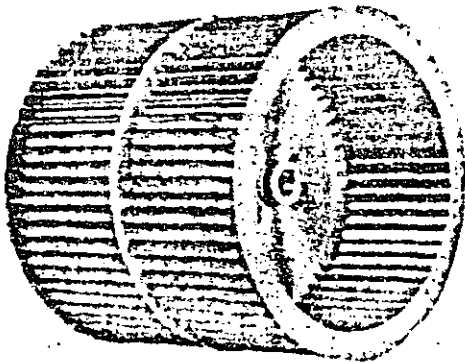


BEARINGS

On smaller size units with only one fan wheel, flange type sealed ball bearings are used and mounted externally. On larger units utilizing two wheels, internal sealed ball bearings are mounted on angle frame. All internal bearings 1-7/16" and larger have lubrication fittings provided to unit exterior.

SHAFTS

Shafts are of the solid straight through construction. Each shaft is ground, polished and coated with a rust inhibitor.



WHEELS

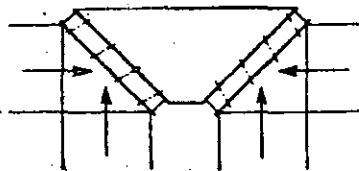
The wheels used in Recold air handling equipment are balanced statically and dynamically.

The wheels used in the low pressure units are the forward curved type designed for low pressures. These wheels are satisfactory for duties not to exceed 3 3/4" total pressure or 5000 feet per minute peripheral velocity.

Medium pressure wheels are the airfoil backwardly inclined type especially designed for pressures in the Medium Range. These wheels are satisfactory for duties not to exceed 9" total pressure or 17000 feet per minute peripheral velocity.

HUMIDIFIERS

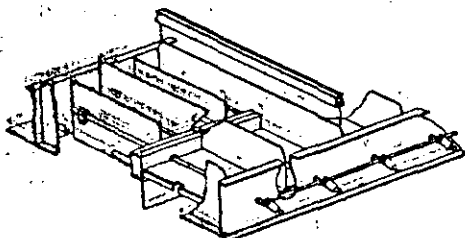
Steam spray humidifiers are available on horizontal or vertical draw through units. This humidifier is equipped with nozzles which are cleanable and easy to remove. The humidifier is normally located upstream from the heating coil; however, since it is a section of its own, it can be installed in any position.



MIXING BOX

45° angular intake connection allows simplified installation of vertical, horizontal or angular ducts.

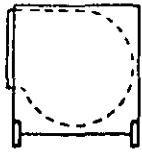
Mixing box is galvanized. Damper rods rotate in bronze sleeve bearings.



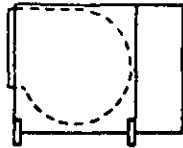
ZONE DAMPER

Recold's galvanized zone damper minimizes duct work and installation problems by its angular discharge and continuous external linkage. The damper consists of 5 inch wide zones for easy zone selection. Each shaft is mounted in oil impregnated bronze bearings for trouble-free operation.

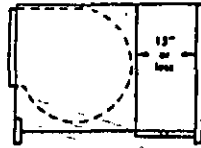
LEG ARRANGEMENTS AH UNITS 13 THRU 117



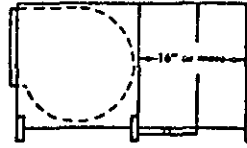
BLOWER SECTION ONLY



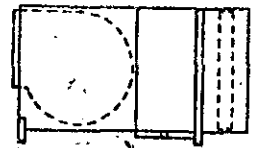
BLOWER WITH 1 OF 2 ROW COIL



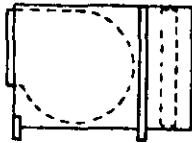
BLOWER WITH 4, 04, 8 ROW COIL



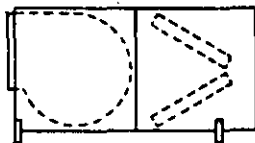
BLOWER WITH COMBINATION OF COILS



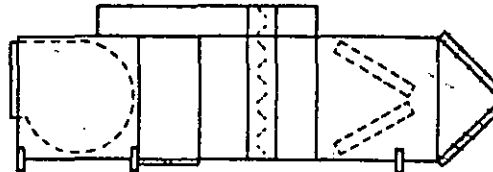
BLOWER WITH COIL AND FLAT FILTER BOX



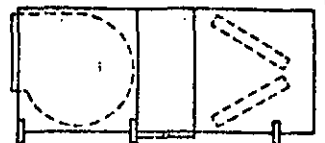
BLOWER WITH FLAT FILTER BOX



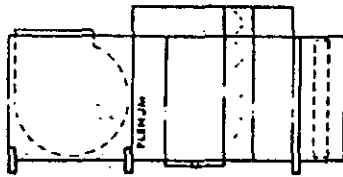
BLOWER WITH ANGLE FILTER BOX



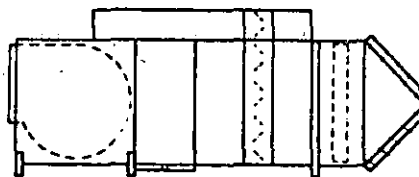
BLOWER WITH COILS, FACE & BYPASS DAMPERS, ANGLE FILTER BOX & MIXING BOX



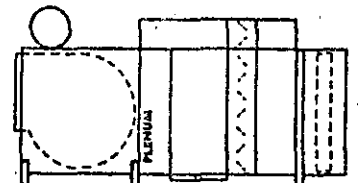
BLOWER WITH COIL AND ANGLE FILTER BOX



BLOWER WITH VERTICAL UP DISCHARGE AND FACE & BYPASS DAMPERS SHOWING PLENUM SECTION PLUS COIL & FLAT FILTER BOX

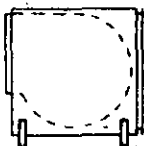


BLOWER WITH COILS, FACE & BYPASS DAMPERS, ANGLE FILTER BOX & MIXING BOX

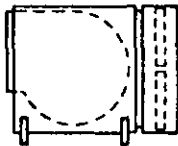


BLOWER WITH TOP MOUNTED MOTOR AND FACE & BYPASS DAMPERS SHOWING PLENUM SECTION PLUS COIL & FLAT FILTER BOX

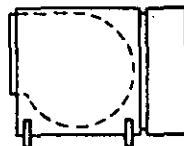
LEG ARRANGEMENTS AH UNITS 140 THRU 720



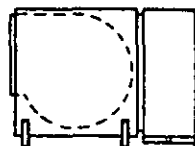
BLOWER SECTION ONLY



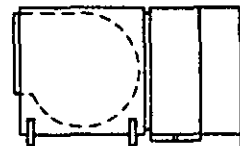
BLOWER WITH FLAT FILTER BOX



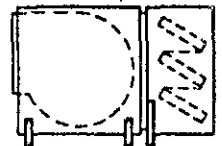
BLOWER WITH HEATING COIL



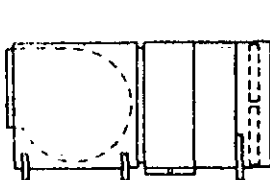
BLOWER WITH COOLING COIL



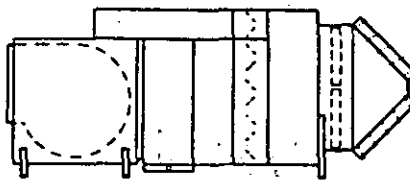
BLOWER WITH HEATING AND COOLING COILS



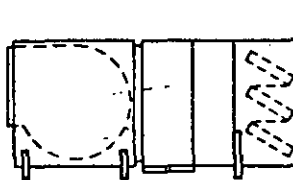
BLOWER WITH ANGLE FILTER BOX



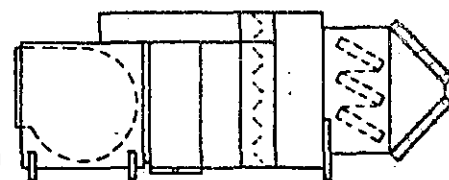
BLOWER WITH COILS AND FLAT FILTER BOX



BLOWER WITH COILS, FACE & BYPASS DAMPERS, FLAT FILTER BOX, AND MIXING BOX



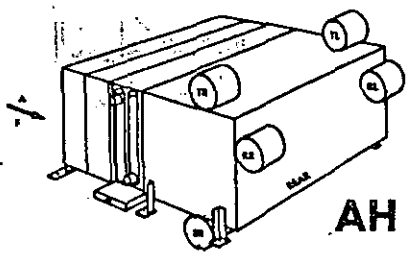
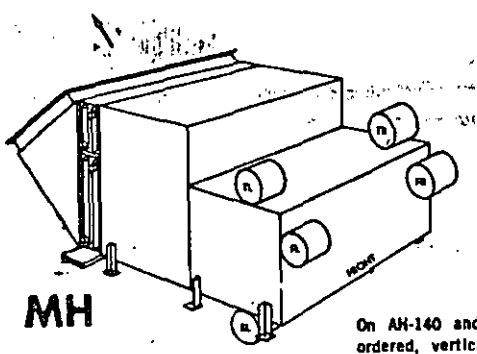
BLOWER WITH COILS AND ANGLE FILTER BOX



BLOWER WITH COILS, FACE & BYPASS DAMPERS, ANGLE FILTER BOX, AND MIXING BOX

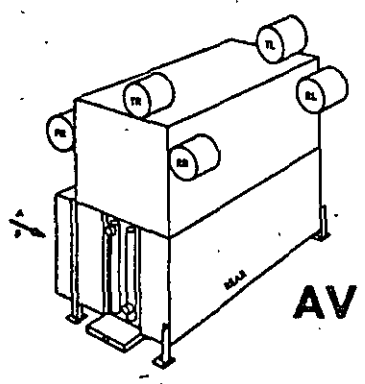
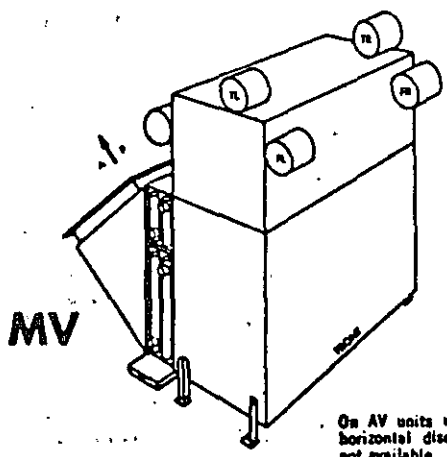
NOTE: UNITS STANDARD WITH REAR, VERTICAL UP OR VERTICAL DOWN DISCHARGE. MOTOR CAN BE MOUNTED ON REAR, TOP OR BOTTOM OF BLOWER SECTION.

MOTOR LOCATIONS

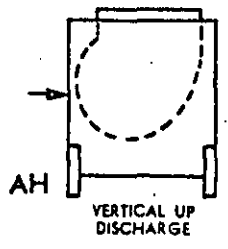
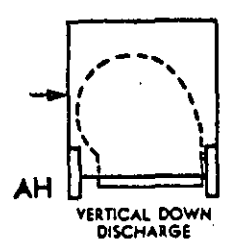
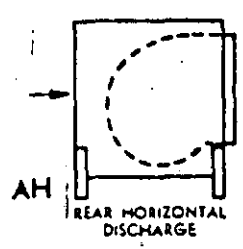


On AH-140 and larger, when by-pass duct is ordered, vertical up discharge and top motor mount are not available.

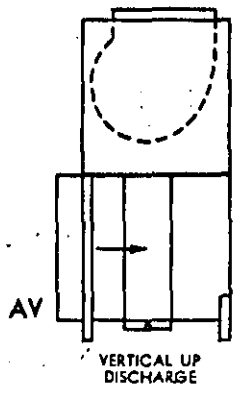
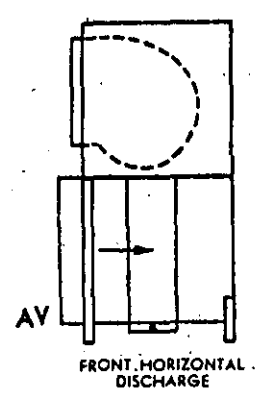
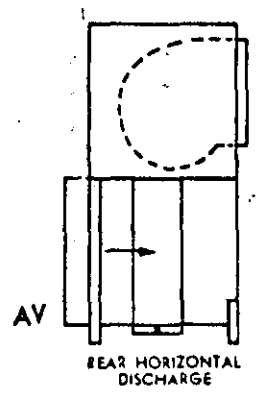
- TR - TOP RIGHT
- TL - TOP LEFT
- RR - REAR RIGHT
- RL - REAR LEFT
- BR - BOTTOM RIGHT
- BL - BOTTOM LEFT
- FR - FRONT RIGHT
- FL - FRONT LEFT



On AV units when by-pass duct is ordered, front horizontal discharge and front motor mount are not available.



BLOWER DISCHARGE POSITIONS



THE FRONT OF ALL RECOLD UNITS IS DETERMINED BY THE AIR INLET

ABBREVIATIONS

| | |
|--------------|--|
| AIR | |
| CFM | cubic ft. st'd. air/min. (air at 70° F. and 29.92" Hg) |
| DBi | initial dry bulb temperature (°F) |
| WBi | initial wet bulb temperature (°F) |
| DBf | final dry bulb temperature (°F) |
| WBf | final wet bulb temperature (°F) |
| FA | face area (square feet) |
| FV | face velocity (feet/minute) |
| SP | static pressure (inches of water) |
| FPM | feet per minute |
| WATER | |
| GPM | gallons/minute |
| Ti | initial water temperature (°F) |
| Tf | final water temperature (°F) |
| GPM/ CIR | GPM circuit |

REFRIGERANT

Tr Refrigerant suction temperature (°F)

LOAD

| | |
|------|---|
| BTUH | British Thermal Units per hour |
| TH | Total heat (BTUH) |
| SH | Sensible heat (BTUH) |
| hi | Heat content at initial air conditions (BTUH·CFM) |
| hf | Heat content at final air conditions (BTUH·CFM) |

BASIC CONSTANTS

| | |
|-------|--|
| 500 | = Thermal capacity water in Btuh/°F/GPM = 8.33 (Lbs./gallon water) x 1.0 (specific heat of water at 60° F.) x 60 (minutes/hour) |
| .075 | = weight one cubic foot standard air (Lbs.) |
| 4.5 | = pounds of air/hour/CFM = .075 (weight one cubic foot standard air) x 60 (minutes/hour) |
| 0.242 | = specific heat of air (BTUH/pound/°F.) |
| 1.09 | = 4.5 (pounds of Air/hour/CFM) x 0.242 (specific heat of air, BTU/pound/°F.) |

BAROMETRIC PRESSURE (inches of Mercury) at various altitudes

| ELEVATION FT. | BAROMETRIC PRESSURE | DENSITY RATIO | MAXIMUM COIL ACTUAL AIR | FACE VELOCITY STANDARD AIR |
|------------------|------------------------|------------------|----------------------------|-------------------------------|
| 0 | 29.92 | 1.00 | 615 | 615 |
| 1000 | 28.86 | .965 | 630 | 600 |
| 2000 | 27.82 | .930 | 640 | 590 |
| 3000 | 26.81 | .897 | 650 | 580 |
| 4000 | 25.84 | .865 | 660 | 570 |
| 5000 | 24.89 | .833 | 670 | 560 |
| 6000 | 23.98 | .802 | 685 | 550 |
| 7000 | 23.09 | .772 | 700 | 540 |
| 8000 | 22.22 | .743 | 710 | 530 |
| 9000 | 21.38 | .714 | 725 | 520 |
| 10000 | 20.58 | .686 | 740 | 510 |

EQUATIONS

AIR

- 1) $TH = CFM \times (hi - hf)$
- 2) $SH = CFM \times 1.09 \times (DBi - DBf)$
- 3) $FV = \frac{CFM}{FA}$
- 4) $WBf = WB @ hf = hi - \frac{TH}{CFM}$
- 5) $DBf = DBi - \frac{SH}{CFM \times 1.09}$

WATER

- 6) $GPM = \frac{TH}{500 \times (Tf - Ti)}$
- 7) $Tf = Ti + \frac{TH}{500 \times GPM}$
- 8) $TH = GPM \times 500 \times (Tf - Ti)$

DIFFERENTIAL HEAT CONTENT OF AIR AT VARIOUS WET BULB TEMPERATURES

BTU PER HOUR PER CFM,
For Standard air
(density = .075 lbs. per cu. ft.)

| WET BULB TEMP. | 2000' ELEVATION | | | | | WET BULB TEMP. | 3000' ELEVATION | | | | |
|----------------|-----------------|-------|-------|-------|-------|----------------|-----------------|-------|-------|-------|-------|
| | 0.0 | 0.2 | 0.4 | 0.6 | 0.8 | | 0.0 | 0.2 | 0.4 | 0.6 | 0.8 |
| 41 | 72.5 | 72.9 | 73.3 | 73.8 | 74.2 | 41 | 73.7 | 74.1 | 74.6 | 75.0 | 75.5 |
| 42 | 74.6 | 75.1 | 75.5 | 76.0 | 76.4 | 42 | 75.9 | 76.4 | 76.8 | 77.3 | 77.7 |
| 43 | 76.9 | 77.3 | 77.8 | 78.2 | 78.7 | 43 | 78.2 | 78.6 | 79.1 | 79.6 | 80.0 |
| 44 | 79.1 | 79.6 | 80.0 | 80.5 | 81.0 | 44 | 80.5 | 81.0 | 81.4 | 81.9 | 82.4 |
| 45 | 81.4 | 81.9 | 82.4 | 82.9 | 83.3 | 45 | 82.9 | 83.3 | 83.8 | 84.3 | 84.8 |
| 46 | 83.8 | 84.3 | 84.8 | 85.3 | 85.7 | 46 | 85.3 | 85.8 | 86.3 | 86.8 | 87.3 |
| 47 | 86.2 | 86.7 | 87.2 | 87.7 | 88.2 | 47 | 87.8 | 88.3 | 88.8 | 89.3 | 89.8 |
| 48 | 88.7 | 89.2 | 89.7 | 90.2 | 90.7 | 48 | 90.3 | 90.8 | 91.3 | 91.8 | 92.4 |
| 49 | 91.2 | 91.7 | 92.3 | 92.8 | 93.3 | 49 | 92.9 | 93.4 | 93.9 | 94.5 | 95.0 |
| 50 | 93.8 | 94.3 | 94.9 | 95.4 | 95.9 | 50 | 95.5 | 96.1 | 96.6 | 97.1 | 97.7 |
| 51 | 96.5 | 97.0 | 97.5 | 98.1 | 98.6 | 51 | 98.2 | 98.8 | 99.3 | 99.9 | 100.4 |
| 52 | 99.2 | 99.7 | 100.3 | 100.8 | 101.4 | 52 | 101.0 | 101.6 | 102.1 | 102.7 | 103.3 |
| 53 | 101.9 | 102.5 | 103.1 | 103.6 | 104.2 | 53 | 103.8 | 104.4 | 105.0 | 105.6 | 106.2 |
| 54 | 104.8 | 105.3 | 105.9 | 106.5 | 107.1 | 54 | 106.7 | 107.3 | 107.9 | 108.5 | 109.1 |
| 55 | 107.7 | 108.2 | 108.8 | 109.4 | 110.0 | 55 | 109.7 | 110.3 | 110.9 | 111.5 | 112.1 |
| 56 | 110.6 | 111.2 | 111.8 | 112.4 | 113.0 | 56 | 112.7 | 113.3 | 114.0 | 114.6 | 115.2 |
| 57 | 113.6 | 114.2 | 114.9 | 115.5 | 116.1 | 57 | 115.8 | 116.5 | 117.1 | 117.7 | 118.4 |
| 58 | 116.7 | 117.3 | 118.0 | 118.6 | 119.2 | 58 | 119.0 | 119.6 | 120.3 | 120.9 | 121.6 |
| 59 | 119.9 | 120.5 | 121.1 | 121.8 | 122.4 | 59 | 122.2 | 122.9 | 123.6 | 124.2 | 124.9 |
| 60 | 123.1 | 123.7 | 124.4 | 125.1 | 125.7 | 60 | 125.6 | 126.2 | 126.9 | 127.6 | 128.3 |
| 61 | 126.4 | 127.1 | 127.7 | 128.4 | 129.1 | 61 | 128.9 | 129.6 | 130.3 | 131.0 | 131.7 |
| 62 | 129.8 | 130.4 | 131.1 | 131.8 | 132.5 | 62 | 132.4 | 133.1 | 133.8 | 134.5 | 135.2 |
| 63 | 133.2 | 133.9 | 134.6 | 135.3 | 136.0 | 63 | 136.0 | 136.7 | 137.4 | 138.1 | 138.9 |
| 64 | 136.7 | 137.5 | 138.2 | 138.9 | 139.6 | 64 | 139.6 | 140.3 | 141.1 | 141.8 | 142.5 |
| 65 | 140.3 | 141.1 | 141.8 | 142.5 | 143.3 | 65 | 143.3 | 144.0 | 144.8 | 145.6 | 146.3 |
| 66 | 144.0 | 144.8 | 145.5 | 146.3 | 147.0 | 66 | 147.1 | 147.9 | 148.6 | 149.4 | 150.2 |
| 67 | 147.8 | 148.6 | 149.3 | 150.1 | 150.9 | 67 | 151.0 | 151.7 | 152.5 | 153.3 | 154.1 |
| 68 | 151.6 | 152.4 | 153.2 | 154.0 | 154.8 | 68 | 154.9 | 155.7 | 156.5 | 157.4 | 158.2 |
| 69 | 155.6 | 156.4 | 157.2 | 158.0 | 158.8 | 69 | 159.0 | 159.8 | 160.6 | 161.5 | 162.3 |
| 70 | 159.6 | 160.4 | 161.2 | 162.1 | 162.9 | 70 | 163.1 | 164.0 | 164.8 | 165.7 | 166.5 |
| 71 | 163.7 | 164.5 | 165.4 | 166.2 | 167.1 | 71 | 167.4 | 168.2 | 169.1 | 170.0 | 170.8 |
| 72 | 167.9 | 168.8 | 169.6 | 170.5 | 171.3 | 72 | 171.7 | 172.6 | 173.5 | 174.4 | 175.3 |
| 73 | 172.2 | 173.1 | 174.0 | 174.8 | 175.7 | 73 | 176.1 | 177.0 | 178.0 | 178.9 | 179.8 |
| 74 | 176.6 | 177.5 | 178.4 | 179.3 | 180.2 | 74 | 180.7 | 181.6 | 182.5 | 183.5 | 184.4 |
| 75 | 181.1 | 182.0 | 182.9 | 183.8 | 184.8 | 75 | 185.3 | 186.3 | 187.2 | 188.2 | 189.1 |
| 76 | 185.7 | 186.6 | 187.6 | 188.5 | 189.4 | 76 | 190.1 | 191.0 | 192.0 | 193.0 | 193.9 |
| 77 | 190.4 | 191.3 | 192.3 | 193.3 | 194.2 | 77 | 194.9 | 195.9 | 196.9 | 197.9 | 198.9 |
| 78 | 195.2 | 196.2 | 197.1 | 198.1 | 199.1 | 78 | 199.9 | 200.9 | 201.9 | 202.9 | 203.9 |
| 79 | 200.1 | 201.1 | 202.1 | 203.1 | 204.1 | 79 | 205.0 | 206.0 | 207.0 | 208.1 | 209.1 |
| 80 | 205.1 | 206.1 | 207.2 | 208.2 | 209.2 | 80 | 210.1 | 211.2 | 212.3 | 213.3 | 214.4 |

3000 FT. ELEVATION EXAMPLE:

Total heat = cfm x (heat content at initial wet bulb temp — heat content at final wet bulb temperature)

Air quantity = 12500 cfm

EXAMPLE
Initial wet bulb temperature = 75° (heat content from table = 185.3)
Final wet bulb temperature = 65.4° (heat content from table = 144.8)
Differential heat content, per cfm = 40.5

Total heat load = 40.5 x 12500 = 506,250 BTUH per hour = 42.2 tons

DIFFERENTIAL HEAT CONTENT OF AIR AT VARIOUS WET BULB TEMPERATURES

BTU PER HOUR PER CFM
For Standard Air
(density = 0.075 lbs. per cu ft.)

| 4000' ELEVATION | | | | | | 5000' ELEVATION | | | | | |
|-----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-----------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| WET BULB TEMP. | 0.0 | 0.2 | 0.4 | 0.6 | 0.8 | WET BULB TEMP. | 0.0 | 0.2 | 0.4 | 0.6 | 0.8 |
| 41 | 74.9 | 75.3 | 75.8 | 76.2 | 76.7 | 41 | 76.1 | 76.6 | 77.0 | 77.5 | 77.9 |
| 42 | 77.1 | 77.6 | 78.0 | 78.5 | 79.0 | 42 | 78.4 | 78.9 | 79.3 | 79.8 | 80.3 |
| 43 | 79.4 | 79.9 | 80.4 | 80.9 | 81.3 | 43 | 80.8 | 81.2 | 81.7 | 82.2 | 82.7 |
| 44 | 81.8 | 82.3 | 82.8 | 83.2 | 83.7 | 44 | 83.2 | 83.7 | 84.2 | 84.7 | 85.2 |
| 45 | 84.2 | 84.7 | 85.2 | 85.7 | 86.2 | 45 | 85.7 | 86.2 | 86.7 | 87.2 | 87.7 |
| 46 | 86.7 | 87.2 | 87.7 | 88.2 | 88.7 | 46 | 88.2 | 88.7 | 89.2 | 89.7 | 90.2 |
| 47 | 89.2 | 89.7 | 90.3 | 90.8 | 91.3 | 47 | 90.8 | 91.3 | 91.8 | 92.4 | 92.9 |
| 48 | 91.8 | 92.3 | 92.9 | 93.4 | 93.9 | 48 | 93.4 | 94.0 | 94.5 | 95.0 | 95.6 |
| 49 | 94.5 | 95.0 | 95.5 | 96.1 | 96.6 | 49 | 96.1 | 96.7 | 97.2 | 97.8 | 98.3 |
| 50 | 97.2 | 97.7 | 98.3 | 98.8 | 99.4 | 50 | 98.9 | 99.5 | 100.0 | 100.6 | 101.2 |
| 51 | 99.9 | 100.5 | 101.1 | 101.6 | 102.2 | 51 | 101.7 | 102.3 | 102.9 | 103.5 | 104.1 |
| 52 | 102.8 | 103.4 | 103.9 | 104.5 | 105.1 | 52 | 104.6 | 105.2 | 105.8 | 106.4 | 107.0 |
| 53 | 105.7 | 106.3 | 106.9 | 107.5 | 108.1 | 53 | 107.6 | 108.2 | 108.8 | 109.4 | 110.0 |
| 54 | 108.7 | 109.3 | 109.9 | 110.5 | 111.1 | 54 | 110.7 | 111.3 | 111.9 | 112.5 | 113.1 |
| 55 | 111.7 | 112.3 | 112.9 | 113.5 | 114.2 | 55 | 113.8 | 114.4 | 115.0 | 115.7 | 116.3 |
| 56 | 114.8 | 115.4 | 116.1 | 116.7 | 117.3 | 56 | 117.0 | 117.6 | 118.3 | 118.9 | 119.6 |
| 57 | 118.0 | 118.6 | 119.3 | 119.9 | 120.6 | 57 | 120.2 | 120.9 | 121.5 | 122.2 | 122.9 |
| 58 | 121.2 | 121.9 | 122.5 | 123.2 | 123.9 | 58 | 123.6 | 124.2 | 124.9 | 125.6 | 126.3 |
| 59 | 124.5 | 125.2 | 125.9 | 126.6 | 127.3 | 59 | 127.0 | 127.7 | 128.4 | 129.0 | 129.8 |
| 60 | 127.9 | 128.6 | 129.3 | 130.0 | 130.7 | 60 | 130.5 | 131.2 | 131.9 | 132.6 | 133.3 |
| 61 | 131.4 | 132.1 | 132.8 | 133.6 | 134.3 | 61 | 134.0 | 134.8 | 135.5 | 136.2 | 136.9 |
| 62 | 135.0 | 135.7 | 136.4 | 137.2 | 137.9 | 62 | 137.7 | 138.4 | 139.2 | 139.9 | 140.7 |
| 63 | 138.6 | 139.4 | 140.1 | 140.9 | 141.6 | 63 | 141.4 | 142.2 | 142.9 | 143.7 | 144.5 |
| 64 | 142.4 | 143.1 | 143.9 | 144.6 | 145.4 | 64 | 145.3 | 146.0 | 146.8 | 147.6 | 148.4 |
| 65 | 146.2 | 146.9 | 147.7 | 148.5 | 149.3 | 65 | 149.2 | 150.0 | 150.8 | 151.6 | 152.4 |
| 66 | 150.1 | 150.9 | 151.6 | 152.4 | 153.2 | 66 | 153.2 | 154.0 | 154.8 | 155.6 | 156.5 |
| 67 | 154.1 | 154.9 | 155.7 | 156.5 | 157.3 | 67 | 157.3 | 158.1 | 159.0 | 159.8 | 160.6 |
| 68 | 158.1 | 159.0 | 159.8 | 160.6 | 161.5 | 68 | 161.5 | 162.3 | 163.2 | 164.1 | 164.9 |
| 69 | 162.3 | 163.2 | 164.0 | 164.9 | 165.7 | 69 | 165.8 | 166.7 | 167.5 | 168.4 | 169.3 |
| 70 | 166.6 | 167.4 | 168.3 | 169.2 | 170.1 | 70 | 170.2 | 171.1 | 172.0 | 172.9 | 173.8 |
| 71 | 170.9 | 171.8 | 172.7 | 173.6 | 174.5 | 71 | 174.7 | 175.6 | 176.5 | 177.4 | 178.4 |
| 72 | 175.4 | 176.3 | 177.2 | 178.1 | 179.1 | 72 | 179.3 | 180.2 | 181.2 | 182.1 | 183.0 |
| 73 | 180.0 | 180.9 | 181.8 | 182.8 | 183.7 | 73 | 184.0 | 185.0 | 185.9 | 186.9 | 187.8 |
| 74 | 184.7 | 185.6 | 186.6 | 187.5 | 188.5 | 74 | 188.8 | 189.8 | 190.8 | 191.8 | 192.8 |
| 75 | 189.4 | 190.4 | 191.4 | 192.4 | 193.3 | 75 | 193.8 | 194.8 | 195.8 | 196.8 | 197.8 |
| 76 | 194.3 | 195.3 | 196.3 | 197.3 | 198.3 | 76 | 198.8 | 199.8 | 200.9 | 201.9 | 202.9 |
| 77 | 199.3 | 200.4 | 201.4 | 202.4 | 203.4 | 77 | 204.0 | 205.0 | 206.1 | 207.1 | 208.2 |
| 78 | 204.5 | 205.5 | 206.5 | 207.6 | 208.6 | 78 | 209.3 | 210.3 | 211.4 | 212.5 | 213.6 |
| 79 | 209.7 | 210.8 | 211.8 | 212.9 | 214.0 | 79 | 214.7 | 215.8 | 216.9 | 218.0 | 219.1 |
| 80 | 215.1 | 216.2 | 217.2 | 218.3 | 219.4 | 80 | 220.2 | 221.3 | 222.5 | 223.6 | 224.7 |

5000 FT. ELEVATION EXAMPLE:

Total heat = cfm x (heat content at initial wet bulb temp — heat content at final wet bulb temperature)

Air quantity = 12500 cfm

EXAMPLE

Initial wet bulb temperature = 75° (heat content from table = 193.8)

Final wet bulb temperature = 65.4° (heat content from table = 150.8)

Differential heat content, per cfm = 43.0

Total heat load = 43.0 x 12500 = 537,500 btu per hour = 44.8 tons

DIFFERENTIAL HEAT CONTENT OF AIR AT VARIOUS WET BULB TEMPERATURES

BTU PER HOUR PER CFM
For Standard air
(density = .075 lbs. per cu. ft.)

| WET BULB TEMP. | 6000' ELEVATION | | | | | WET BULB TEMP. | 7000' ELEVATION | | | | |
|----------------|-----------------|-------|-------|-------|-------|----------------|-----------------|-------|-------|-------|-------|
| | 0.0 | 0.2 | 0.4 | 0.6 | 0.8 | | 0.0 | 0.2 | 0.4 | 0.6 | 0.8 |
| 41 | 77.2 | 77.7 | 78.1 | 78.6 | 79.1 | 41 | 78.2 | 78.7 | 79.1 | 79.6 | 80.1 |
| 42 | 79.5 | 80.0 | 80.5 | 81.0 | 81.5 | 42 | 80.6 | 81.1 | 81.6 | 82.0 | 82.5 |
| 43 | 81.9 | 82.4 | 82.9 | 83.4 | 83.9 | 43 | 83.0 | 83.5 | 84.0 | 84.5 | 85.0 |
| 44 | 84.4 | 84.9 | 85.4 | 85.9 | 86.4 | 44 | 85.5 | 86.1 | 86.6 | 87.1 | 87.6 |
| 45 | 86.9 | 87.4 | 88.0 | 88.5 | 89.0 | 45 | 88.1 | 88.6 | 89.2 | 89.7 | 90.2 |
| 46 | 89.5 | 90.0 | 90.6 | 91.1 | 91.6 | 46 | 90.7 | 91.3 | 91.8 | 92.4 | 92.9 |
| 47 | 92.2 | 92.7 | 93.2 | 93.8 | 94.3 | 47 | 93.4 | 94.0 | 94.5 | 95.1 | 95.6 |
| 48 | 94.9 | 95.4 | 96.0 | 96.5 | 97.1 | 48 | 96.2 | 96.8 | 97.3 | 97.9 | 98.5 |
| 49 | 97.6 | 98.2 | 98.8 | 99.3 | 99.9 | 49 | 99.0 | 99.6 | 100.2 | 100.8 | 101.3 |
| 50 | 100.5 | 101.0 | 101.6 | 102.2 | 102.8 | 50 | 101.9 | 102.5 | 103.1 | 103.7 | 104.3 |
| 51 | 103.4 | 104.0 | 104.5 | 105.1 | 105.7 | 51 | 104.9 | 105.5 | 106.1 | 106.7 | 107.3 |
| 52 | 106.3 | 106.9 | 107.5 | 108.2 | 108.8 | 52 | 107.9 | 108.5 | 109.1 | 109.8 | 110.4 |
| 53 | 109.4 | 110.0 | 110.6 | 111.2 | 111.9 | 53 | 111.0 | 111.6 | 112.3 | 112.9 | 113.6 |
| 54 | 112.5 | 113.1 | 113.8 | 114.4 | 115.0 | 54 | 114.2 | 114.8 | 115.5 | 116.1 | 116.8 |
| 55 | 115.7 | 116.3 | 117.0 | 117.6 | 118.3 | 55 | 117.5 | 118.1 | 118.8 | 119.4 | 120.1 |
| 56 | 118.9 | 119.6 | 120.3 | 120.9 | 121.6 | 56 | 120.8 | 121.5 | 122.1 | 122.8 | 123.5 |
| 57 | 122.3 | 122.9 | 123.6 | 124.3 | 125.0 | 57 | 124.2 | 124.9 | 125.6 | 126.3 | 127.0 |
| 58 | 125.7 | 126.4 | 127.1 | 127.8 | 128.5 | 58 | 127.7 | 128.4 | 129.1 | 129.8 | 130.5 |
| 59 | 129.2 | 129.9 | 130.6 | 131.3 | 132.0 | 59 | 131.3 | 132.0 | 132.7 | 133.5 | 134.2 |
| 60 | 132.8 | 133.5 | 134.2 | 134.9 | 135.7 | 60 | 134.9 | 135.7 | 136.4 | 137.2 | 137.9 |
| 61 | 136.4 | 137.2 | 137.9 | 138.7 | 139.4 | 61 | 138.7 | 139.4 | 140.2 | 141.0 | 141.7 |
| 62 | 140.2 | 140.9 | 141.7 | 142.5 | 143.2 | 62 | 142.5 | 143.3 | 144.1 | 144.9 | 145.7 |
| 63 | 144.0 | 144.8 | 145.6 | 146.3 | 147.1 | 63 | 146.4 | 147.2 | 148.0 | 148.8 | 149.7 |
| 64 | 147.9 | 148.7 | 149.5 | 150.3 | 151.1 | 64 | 150.5 | 151.3 | 152.1 | 152.9 | 153.8 |
| 65 | 152.0 | 152.8 | 153.6 | 154.4 | 155.2 | 65 | 154.6 | 155.4 | 156.3 | 157.1 | 158.0 |
| 66 | 156.1 | 156.9 | 157.7 | 158.6 | 159.4 | 66 | 158.8 | 159.7 | 160.5 | 161.4 | 162.3 |
| 67 | 160.3 | 161.1 | 162.0 | 162.9 | 163.7 | 67 | 163.1 | 164.0 | 164.9 | 165.8 | 166.7 |
| 68 | 164.6 | 165.5 | 166.3 | 167.2 | 168.1 | 68 | 167.5 | 168.4 | 169.3 | 170.2 | 171.2 |
| 69 | 169.0 | 169.9 | 170.8 | 171.7 | 172.6 | 69 | 172.1 | 173.0 | 173.9 | 174.8 | 175.8 |
| 70 | 173.5 | 174.4 | 175.4 | 176.3 | 177.2 | 70 | 176.7 | 177.6 | 178.6 | 179.5 | 180.5 |
| 71 | 178.1 | 179.1 | 180.0 | 181.0 | 181.9 | 71 | 181.5 | 182.4 | 183.4 | 184.4 | 185.3 |
| 72 | 182.9 | 183.8 | 184.8 | 185.8 | 186.7 | 72 | 186.3 | 187.3 | 188.3 | 189.3 | 190.3 |
| 73 | 187.7 | 188.7 | 189.7 | 190.7 | 191.7 | 73 | 191.3 | 192.3 | 193.3 | 194.3 | 195.3 |
| 74 | 192.7 | 193.7 | 194.7 | 195.7 | 196.7 | 74 | 196.4 | 197.4 | 198.4 | 199.5 | 200.5 |
| 75 | 197.8 | 198.8 | 199.8 | 200.9 | 201.9 | 75 | 201.6 | 202.7 | 203.7 | 204.8 | 205.9 |
| 76 | 203.0 | 204.0 | 205.1 | 206.1 | 207.2 | 76 | 206.9 | 208.0 | 209.1 | 210.2 | 211.3 |
| 77 | 208.3 | 209.4 | 210.4 | 211.5 | 212.6 | 77 | 212.4 | 213.5 | 214.6 | 215.7 | 216.9 |
| 78 | 213.7 | 214.8 | 215.9 | 217.0 | 218.2 | 78 | 218.0 | 219.1 | 220.3 | 221.4 | 222.6 |
| 79 | 219.3 | 220.4 | 221.6 | 222.7 | 223.8 | 79 | 223.7 | 224.9 | 226.1 | 227.2 | 228.4 |
| 80 | 225.0 | 226.1 | 227.3 | 228.5 | 229.7 | 80 | 229.6 | 230.8 | 232.0 | 233.2 | 234.4 |

7000 FT. ELEVATION EXAMPLE:

Total heat = cfm x (heat content at initial wet bulb temp — heat content at final wet bulb temperature)

Air quantity = 12500 cfm

EXAMPLE

Initial wet bulb temperature = 75° (heat content from table = 201.6)

Final wet bulb temperature = 65.4° (heat content from table = 156.3)

Differential heat content, per cfm = 45.3

Total heat load = 45.3 x 12500 = 566,250 BTU/hour = 47.2 tons

HOT WATER COIL QUICK SELECTION PROCEDURE

EXAMPLE

Given Conditions:

Initial Air — DBi
 Final Air — DBf
 Load — BTUh
 Air Quantity — CFM
 Initial Water Temp. — Ti
 Water Temp. Drop
 Total Water Quantity — GPM

Given Conditions:

60° DBi
 115° DBf
 600,000 BTUh
 10,000 CFM
 180° Ti
 20° Drop
 60 GPM

Selection:

1. Select the face area required from chart on page 10 or from the Air Handling Unit Catalog. Note—on built up systems the most economical selection is one with the longest tube length for a given face area.
2. Assume 2 row MC coil and select the circuiting required from charts on page 7, using the smallest number of circuits possible (dependent on available head loss). Divide number of circuits selected into total GPM for GPM per circuit.
3. Based on the total load and coil face area, determine the req'd. BTUh per sq. ft.
4. Determine the load correction factor from charts on page 8 and divide the factor into the BTUh per sq. ft.
5. Enter coil selection chart on page 9 at initial air condition, moving upward until the initial and final water temperature is intercepted. Move horizontally to the right until the capacity required per sq. ft. is found.
6. If the rows and series selected differ from the 2 row MC then recheck the capacity correction factor and make the necessary adjustments.
7. Determine the head loss from chart on page 11.

$$\frac{10,000 \text{ CFM}}{500 \text{ FPM}} = 20 \text{ Sq. ft. face area}$$

Select 36" x 80" = 20.00 sq. ft.

20 Circuits

$$\frac{60 \text{ GPM}}{20 \text{ Circuits}} = 3 \text{ GPM per Circuit}$$

$$\frac{600,000 \text{ BTUh}}{20.0 \text{ Sq. Ft.}} = 30,000 \text{ BTUh per Sq. Ft.}$$

$$\frac{30,000 \text{ BTUh}}{.85} = 35,300 \text{ BTUh Per Sq. Ft.}$$

2 Row MC = 36,500 BTUh Per Sq. Ft.

1.86 ft. of head loss

CIRCUITING SELECTION

Given: Coil Size, GPM and Maximum Head Loss

Solution: 1. Enter the correct table selecting the smallest number of circuits possible (governed by the head loss).

2. Divide number of circuits selected into the total GPM for GPM per circuit

$$\frac{\text{Total GPM}}{\text{No. of Circuits}} = \text{GPM per Circuit}$$

3. Divide number of circuits selected into total tubes for passes per circuit

$$\frac{\text{Total Tubes}}{\text{No. of Circuits}} = \text{Passes per Circuit}$$

4. Enter head loss chart on page 11 at GPM per circuit — go up to the coil face length and to the left reading the head loss "ft. of water per pass".

5. Multiply the "ft. of water per pass" by the number of passes per circuit for the total head loss of the coil.

1 ROW

| Face Width | Total Tubes | No. of Circuits Per Coil |
|------------|-------------|--------------------------|
| 6 1/4 | 3 | 1* 3* |
| 8 | 4 | 1 2 4* |
| 11 1/2 | 6 | 1 2* 3 6* |
| 15 | 8 | 1 2 4 8* |
| 18 1/2 | 10 | 1 2* 5 10* |
| 22 | 12 | 2 3 4* 6 12* |
| 25 1/2 | 14 | 2* 7 14* |
| 29 | 16 | 2 4 8 16* |
| 32 1/2 | 18 | 2* 3 6* 9 18* |
| 36 | 20 | 2 4* 5 10 20* |
| 39 1/2 | 22 | 11 22* |
| 43 | 24 | 3 4 6 8* 12 24* |
| 46 1/2 | 26 | 13 26* |
| 50 | 28 | 4* 7 14 28* |
| 53 1/2 | 30 | 3 5 6* 10* 15 30* |
| 57 | 32 | 4 8 16 32* |
| 60 1/2 | 34 | 17 34* |
| 64 | 36 | 4* 6 9 12* 18 36* |
| 67 1/2 | 38 | 19 38* |

3 ROW

| Face Width | Total Tubes | No. of Circuits Per Coil |
|------------|-------------|-----------------------------|
| 6 1/4 | 9 | 1* 3* 9* |
| 8 | 12 | 1 2 3 4* 6 12* |
| 11 1/2 | 18 | 1 2* 3 6* 9 18* |
| 15 | 24 | 1 2 3 4 6 8* 12 24* |
| 18 1/2 | 30 | 1 2* 5 10* 15 30* |
| 22 | 36 | 2 3 4* 6 9 12* 18 36* |
| 25 1/2 | 42 | 7 14* 21 42* |
| 29 | 48 | 2 4 6 8 12 16* 24 48* |
| 32 1/2 | 54 | 3 6* 9 18* 27 54* |
| 36 | 60 | 2 4* 5 10 15 20* 30 60* |
| 39 1/2 | 66 | 11 22* 33 66* |
| 43 | 72 | 3 4 6 8* 9 12 18 24* 36 72* |
| 46 1/2 | 78 | 13 26* 39 78* |
| 50 | 84 | 7 14 21 28* 42 84* |
| 53 1/2 | 90 | 3 5 6* 10* 15 30* 45 90* |
| 57 | 96 | 4 8 12 16 24 32* 48 96* |
| 60 1/2 | 102 | 17 34* 51 102* |
| 64 | 108 | 6 9 12* 18 27 36* 54 108* |
| 67 1/2 | 114 | 19 38* 57 114* |

2 ROW

| Face Width | Total Tubes | No. of Circuits Per Coil |
|------------|-------------|----------------------------|
| 6 1/4 | 6 | 1 2* 3 6* |
| 8 | 8 | 1 2 4 8* |
| 11 1/2 | 12 | 1 2 3 4* 6 12* |
| 15 | 16 | 1 2 4 8 16* |
| 18 1/2 | 20 | 2 4* 5 10 20* |
| 22 | 24 | 2 3 4 6 8* 12 24* |
| 25 1/2 | 28 | 2 7 14 28* |
| 29 | 32 | 2 4 8 16 32* |
| 32 1/2 | 36 | 3 4* 6 9 12* 18 36* |
| 36 | 40 | 2 4 5 8* 10 20 40* |
| 39 1/2 | 44 | 4* 11 22 44* |
| 43 | 48 | 3 4 8 12 16* 24 48* |
| 46 1/2 | 52 | 13 26 52* |
| 50 | 56 | 4 7 14 28 56* |
| 53 1/2 | 60 | 3 5 6 10 12* 15 20* 30 60* |
| 57 | 64 | 4 8 16 32 64* |
| 60 1/2 | 68 | 17 34 68* |
| 64 | 72 | 6 8* 9 12 18 24* 36 72* |
| 67 1/2 | 76 | 19 38 76* |

4 ROW

| Face Width | Total Tubes | No. of Circuits Per Coil |
|------------|-------------|---------------------------|
| 6 1/4 | 12 | 1 2 3 4* 6 |
| 8 | 16 | 1 2 4 8 |
| 11 1/2 | 24 | 1 2 3 4 6 8* 12 |
| 15 | 32 | 1 2 4 8 16 |
| 18 1/2 | 40 | 2 4 5 10 20 |
| 22 | 48 | 2 3 4 6 8 12 16* 24 |
| 25 1/2 | 56 | 2 4 7 14 28 |
| 29 | 64 | 2 4 8 16 32 |
| 32 1/2 | 72 | 3 6 9 12 18 24* 36 |
| 36 | 80 | 4 5 8 10 20 40 |
| 39 1/2 | 88 | 11 22 44 |
| 43 | 96 | 3 4 6 8 12 16 24 32* 48 |
| 46 1/2 | 104 | 13 26 52 |
| 50 | 112 | 4 7 8 14 28 56 |
| 53 1/2 | 120 | 5 6 10 12 15 20 30 40* 60 |
| 57 | 128 | 4 8 16 32 64 |
| 60 1/2 | 136 | 17 34 68 |
| 64 | 144 | 6 9 12 18 24 36 48* 72 |
| 67 1/2 | 152 | 19 38 76 |

*Connections Opposite Ends

AIR FRICTION IN H₂O

| FACE VELOCITY | Series MC Rows | | | | Series HC Rows | | | Series LC Rows | |
|---------------|----------------|-----|------|------|----------------|-----|------|----------------|-----|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 1 | 2 | 3 | 1 | 2 |
| | 300 | .03 | .06 | .09 | .11 | .06 | .11 | .15 | .02 |
| 350 | .04 | .08 | .11 | .14 | .08 | .14 | .19 | .03 | .05 |
| 400 | .05 | .10 | .14 | .18 | .09 | .17 | .24 | .03 | .06 |
| 450 | .06 | .12 | .17 | .22 | .11 | .20 | .29 | .04 | .07 |
| 500 | .08 | .14 | .20 | .27 | .13 | .24 | .33 | .05 | .09 |
| 600 | .11 | .20 | .28 | .36 | .17 | .31 | .44 | .07 | .12 |
| 700 | .14 | .25 | .37 | .47 | .22 | .40 | .56 | .09 | .16 |
| 800 | .17 | .32 | .46 | .59 | .27 | .50 | .69 | .11 | .21 |
| 1000 | .25 | .47 | .68 | .87 | .38 | .69 | .97 | .16 | .30 |
| 1500 | .45 | .84 | 1.19 | 1.59 | .51 | .92 | 1.29 | .23 | .42 |

CAPACITY CORRECTION FACTORS

| | | FACE VELOCITY FPM | | | | | | |
|------------------|-------|-------------------|-----|-----|-----|-----|------|------|
| | | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 1000 | 1200 |
| ROW & FIN SERIES | 1 GPM | | | | | | | |
| | 1MC | .69 | .75 | .80 | .85 | .89 | .96 | 1.01 |
| | 1HC | .67 | .73 | .78 | .82 | .86 | .92 | .97 |
| | 2MC | .67 | .75 | .81 | .87 | .92 | 1.00 | 1.07 |
| | 2HC | .65 | .73 | .79 | .85 | .90 | .98 | 1.04 |
| | 3MC | .65 | .74 | .82 | .89 | .95 | 1.04 | 1.13 |
| | 3HC | .63 | .72 | .80 | .87 | .93 | 1.04 | 1.12 |
| | 4MC | .64 | .74 | .82 | .90 | .97 | 1.08 | 1.18 |
| | 1LC | .75 | .81 | .86 | .90 | .95 | 1.02 | 1.07 |
| | 2LC | .73 | .80 | .86 | .92 | .96 | 1.04 | 1.10 |

| | | FACE VELOCITY FPM | | | | | | |
|------------------|-------|-------------------|-----|-----|------|------|------|------|
| | | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 1000 | 1200 |
| ROW & FIN SERIES | 3 GPM | | | | | | | |
| | 1MC | .79 | .88 | .96 | 1.02 | 1.08 | 1.17 | 1.28 |
| | 1HC | .80 | .88 | .96 | 1.03 | 1.09 | 1.19 | 1.27 |
| | 2MC | .75 | .85 | .94 | 1.02 | 1.09 | 1.20 | 1.30 |
| | 2HC | .74 | .85 | .94 | 1.03 | 1.10 | 1.22 | 1.33 |
| | 3MC | .72 | .83 | .93 | 1.02 | 1.09 | 1.24 | 1.35 |
| | 3HC | .70 | .82 | .92 | 1.02 | 1.10 | 1.26 | 1.38 |
| | 4MC | .69 | .81 | .91 | 1.01 | 1.10 | 1.23 | 1.39 |
| | 1LC | .82 | .89 | .95 | 1.01 | 1.06 | 1.14 | 1.22 |
| | 2LC | .79 | .88 | .95 | 1.02 | 1.07 | 1.16 | 1.24 |

| | | FACE VELOCITY FPM | | | | | | |
|------------------|-----------|-------------------|-----|-----|-----|------|------|------|
| | | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 1000 | 1200 |
| ROW & FIN SERIES | 1 1/2 GPM | | | | | | | |
| | 1MC | .73 | .81 | .87 | .93 | .97 | 1.05 | 1.11 |
| | 1HC | .72 | .79 | .86 | .91 | .95 | 1.03 | 1.09 |
| | 2MC | .70 | .80 | .87 | .94 | .99 | 1.09 | 1.17 |
| | 2HC | .69 | .76 | .86 | .92 | .98 | 1.08 | 1.16 |
| | 3MC | .68 | .78 | .87 | .95 | 1.01 | 1.13 | 1.22 |
| | 3HC | .66 | .77 | .85 | .93 | 1.01 | 1.13 | 1.23 |
| | 4MC | .66 | .77 | .87 | .95 | 1.03 | 1.16 | 1.27 |
| | 1LC | .79 | .85 | .91 | .96 | 1.00 | 1.07 | 1.13 |
| | 2LC | .76 | .84 | .90 | .96 | 1.01 | 1.09 | 1.16 |

| | | FACE VELOCITY FPM | | | | | | |
|------------------|-------|-------------------|-----|------|------|------|------|------|
| | | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 1000 | 1200 |
| ROW & FIN SERIES | 4 GPM | | | | | | | |
| | 1MC | .81 | .90 | .98 | 1.05 | 1.11 | 1.21 | 1.31 |
| | 1HC | .82 | .91 | 1.00 | 1.07 | 1.13 | 1.24 | 1.33 |
| | 2MC | .76 | .87 | .96 | 1.04 | 1.12 | 1.24 | 1.35 |
| | 2HC | .75 | .86 | .96 | 1.06 | 1.13 | 1.27 | 1.38 |
| | 3MC | .73 | .84 | .94 | 1.04 | 1.12 | 1.26 | 1.39 |
| | 3HC | .71 | .83 | .94 | 1.05 | 1.14 | 1.30 | 1.43 |
| | 4MC | .70 | .82 | .93 | 1.03 | 1.12 | 1.28 | 1.43 |
| | 1LC | .83 | .91 | .97 | 1.03 | 1.08 | 1.16 | 1.24 |
| | 2LC | .80 | .89 | .96 | 1.03 | 1.08 | 1.18 | 1.26 |

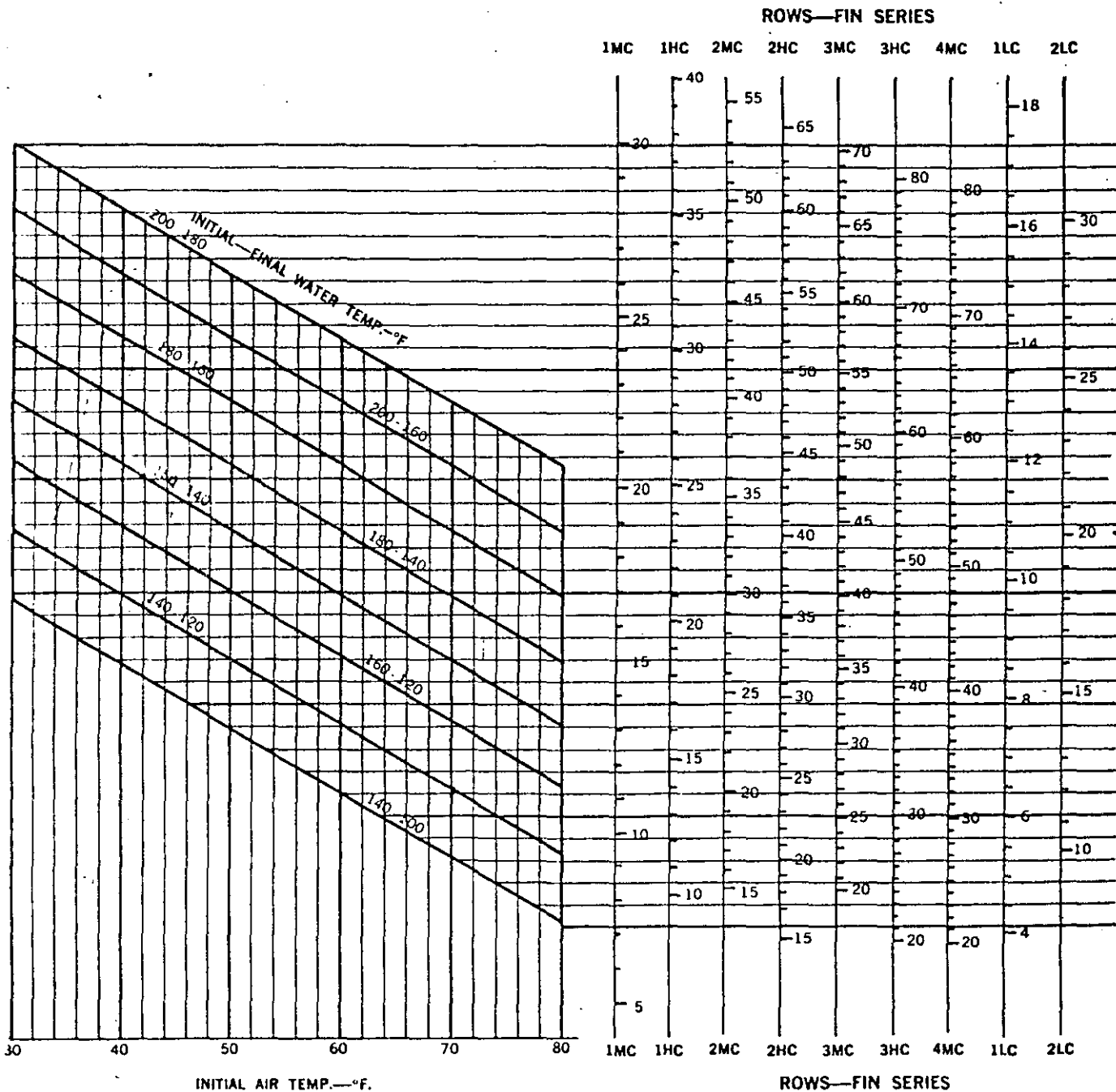
| | | FACE VELOCITY FPM | | | | | | |
|------------------|-------|-------------------|-----|-----|-----|------|------|------|
| | | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 1000 | 1200 |
| ROW & FIN SERIES | 2 GPM | | | | | | | |
| | 1MC | .76 | .84 | .91 | .97 | 1.02 | 1.10 | 1.18 |
| | 1HC | .76 | .84 | .91 | .97 | 1.01 | 1.09 | 1.17 |
| | 2MC | .73 | .82 | .90 | .97 | 1.04 | 1.14 | 1.23 |
| | 2HC | .71 | .81 | .90 | .97 | 1.03 | 1.14 | 1.24 |
| | 3MC | .70 | .80 | .89 | .98 | 1.05 | 1.17 | 1.28 |
| | 3HC | .68 | .79 | .88 | .97 | 1.05 | 1.18 | 1.30 |
| | 4MC | .67 | .79 | .89 | .98 | 1.06 | 1.20 | 1.33 |
| | 1LC | .80 | .87 | .93 | .98 | 1.03 | 1.11 | 1.18 |
| | 2LC | .78 | .86 | .93 | .98 | 1.04 | 1.13 | 1.21 |

| | | FACE VELOCITY FPM | | | | | | |
|------------------|-------|-------------------|-----|------|------|------|------|------|
| | | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 1000 | 1200 |
| ROW & FIN SERIES | 5 GPM | | | | | | | |
| | 1MC | .82 | .92 | 1.00 | 1.08 | 1.13 | 1.24 | 1.34 |
| | 1HC | .83 | .94 | 1.02 | 1.10 | 1.16 | 1.28 | 1.37 |
| | 2MC | .77 | .88 | .98 | 1.06 | 1.14 | 1.27 | 1.38 |
| | 2HC | .76 | .88 | .98 | 1.08 | 1.16 | 1.30 | 1.42 |
| | 3MC | .74 | .85 | .96 | 1.05 | 1.14 | 1.29 | 1.42 |
| | 3HC | .72 | .84 | .96 | 1.06 | 1.16 | 1.32 | 1.45 |
| | 4MC | .71 | .83 | .94 | 1.04 | 1.14 | 1.31 | 1.45 |
| | 1LC | .84 | .92 | .98 | 1.04 | 1.10 | 1.18 | 1.26 |
| | 2LC | .81 | .90 | .97 | 1.04 | 1.10 | 1.19 | 1.28 |

| | | FACE VELOCITY FPM | | | | | | |
|------------------|-----------|-------------------|-----|-----|------|------|------|------|
| | | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 1000 | 1200 |
| ROW & FIN SERIES | 2 1/2 GPM | | | | | | | |
| | 1MC | .78 | .87 | .94 | 1.00 | 1.05 | 1.14 | 1.23 |
| | 1HC | .78 | .86 | .94 | 1.00 | 1.06 | 1.15 | 1.22 |
| | 2MC | .74 | .84 | .92 | 1.00 | 1.07 | 1.18 | 1.27 |
| | 2HC | .73 | .83 | .92 | 1.00 | 1.07 | 1.19 | 1.29 |
| | 3MC | .71 | .82 | .91 | 1.00 | 1.08 | 1.21 | 1.32 |
| | 3HC | .69 | .80 | .91 | 1.00 | 1.08 | 1.23 | 1.35 |
| | 4MC | .68 | .80 | .90 | 1.00 | 1.09 | 1.23 | 1.36 |
| | 1LC | .81 | .89 | .95 | 1.00 | 1.04 | 1.13 | 1.20 |
| | 2LC | .78 | .87 | .94 | 1.00 | 1.05 | 1.15 | 1.23 |

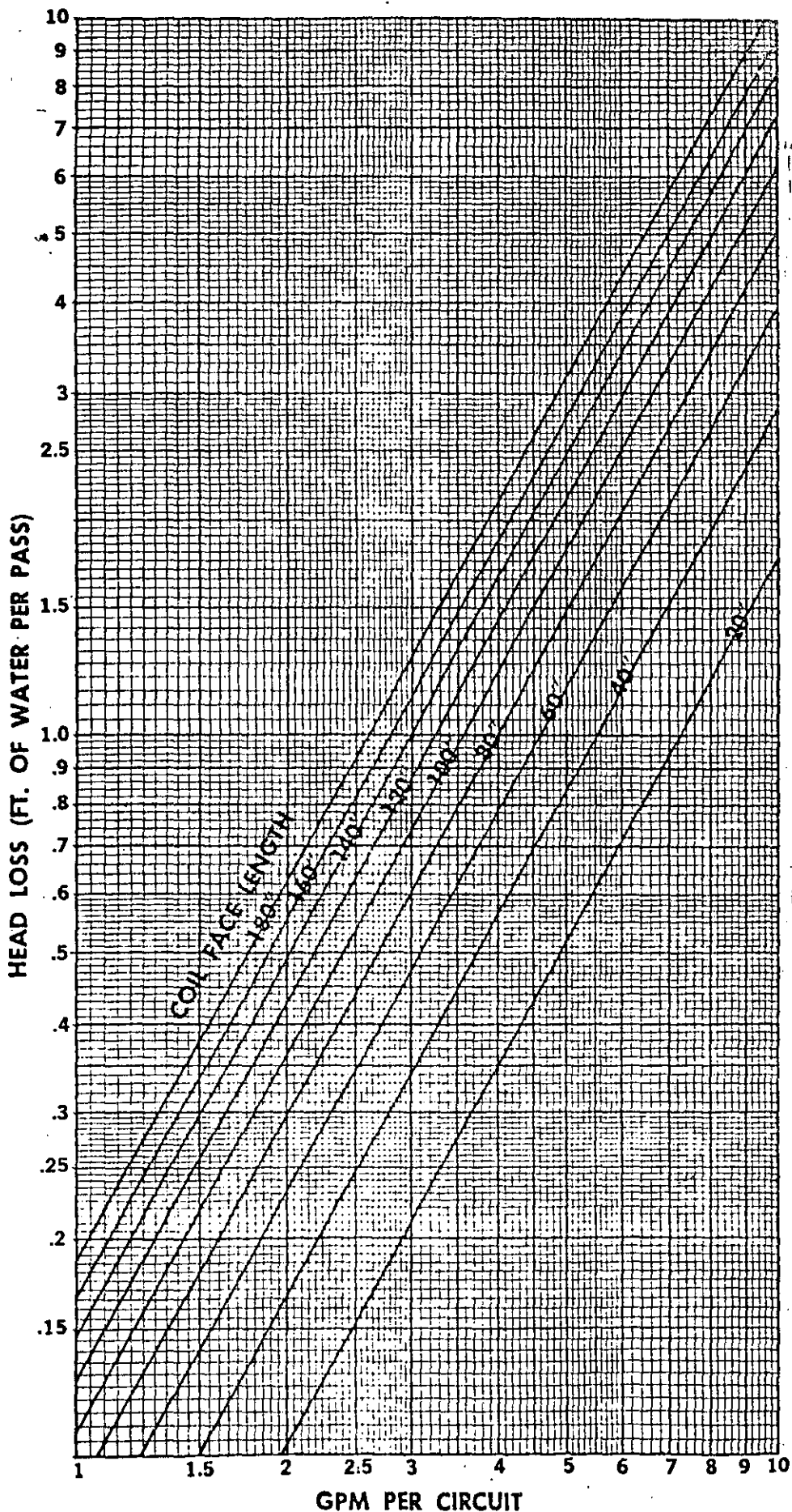
| | | FACE VELOCITY FPM | | | | | | |
|------------------|-------|-------------------|-----|------|------|------|------|------|
| | | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 1000 | 1200 |
| ROW & FIN SERIES | 6 GPM | | | | | | | |
| | 1MC | .83 | .93 | 1.01 | 1.09 | 1.16 | 1.26 | 1.35 |
| | 1HC | .84 | .95 | 1.03 | 1.12 | 1.18 | 1.30 | 1.40 |
| | 2MC | .78 | .89 | .99 | 1.08 | 1.15 | 1.28 | 1.40 |
| | 2HC | .77 | .89 | 1.00 | 1.09 | 1.18 | 1.32 | 1.45 |
| | 3MC | .75 | .86 | .97 | 1.07 | 1.15 | 1.30 | 1.44 |
| | 3HC | .73 | .85 | .97 | 1.07 | 1.17 | 1.34 | 1.49 |
| | 4MC | .72 | .84 | .95 | 1.05 | 1.15 | 1.32 | 1.47 |
| | 1LC | .85 | .92 | .99 | 1.04 | 1.10 | 1.19 | 1.27 |
| | 2LC | .82 | .91 | .98 | 1.05 | 1.11 | 1.21 | 1.29 |

QUICK SELECTION CHART



NOTE: Capacity shown in 1000's of BTUh per ft.³ F.A.

WATER HEAD LOSS CHART



HOT WATER COIL CALCULATION PROCEDURE

For Coil Conditions Not Covered In "Quick Selection Chart"

EXAMPLE

Given Conditions:

Initial Air — DBi
 Final Air — DBf
 Load — BTUh
 Air Quantity — CFM
 Initial Water Temp. — Ti
 Water Temp Drop —
 Total Water Quantity — GPM
Solution:

1. Select the face area required from chart on page 10 or from the Air Handling Unit Catalog. Note—on built up systems the most economical selection is one with the longest tube length for a given face area.
2. Select the circuiting required from charts on page 7, using the smallest number of circuits possible, (dependent on the available head loss.) Assume a 2 row coil. Divide number of circuits selected into total GPM for GPM per circuit.
3. Determine MTD from chart on page 13 using the larger temperature difference and smaller temperature difference between initial water minus final dry bulb and final water minus initial air.
4. Select the "K" factor from chart below.
5. Calculate the rows required by the formula:

$$R = \frac{BTUh}{FACE\ AREA \times MTD \times K}$$
6. For other fin series use the proper multiplier from chart below.
7. Determine the head loss from chart on page 11.

Given Conditions:

57° DBi
 108° DBf
 1,500,000 BTUh
 27,000 CFM
 170° Ti
 30° Drop
 100 GPM

$$\frac{27,000\ CFM}{700\ FPM} = 38.6\ Sq.\ Ft.\ Face\ Area$$

Select 39½" x 142" = 38.95 Sq. Ft.

22 Circuits

$$\frac{100\ GPM}{22\ Circuits} = 4.55\ GPM\ per\ circuit$$

$$\begin{array}{r} 170^\circ\ Initial\ Water \\ -108^\circ\ Final\ DB \\ \hline 62 \end{array} \quad \begin{array}{r} 140^\circ\ Final\ Water \\ -57^\circ\ Initial\ DB \\ \hline 83 \end{array}$$

MTD = 72

K = 229.8

$$\frac{1,500,000}{38.95 \times 72 \times 229.5} = 2.33\ Rows\ Required\ for\ MC\ Coil$$

$$2.33 \times .751 = 1.75\ Rows\ Required\ for\ HC\ Coil$$

Use 2 Row HC Coil

6.5 ft. of head loss

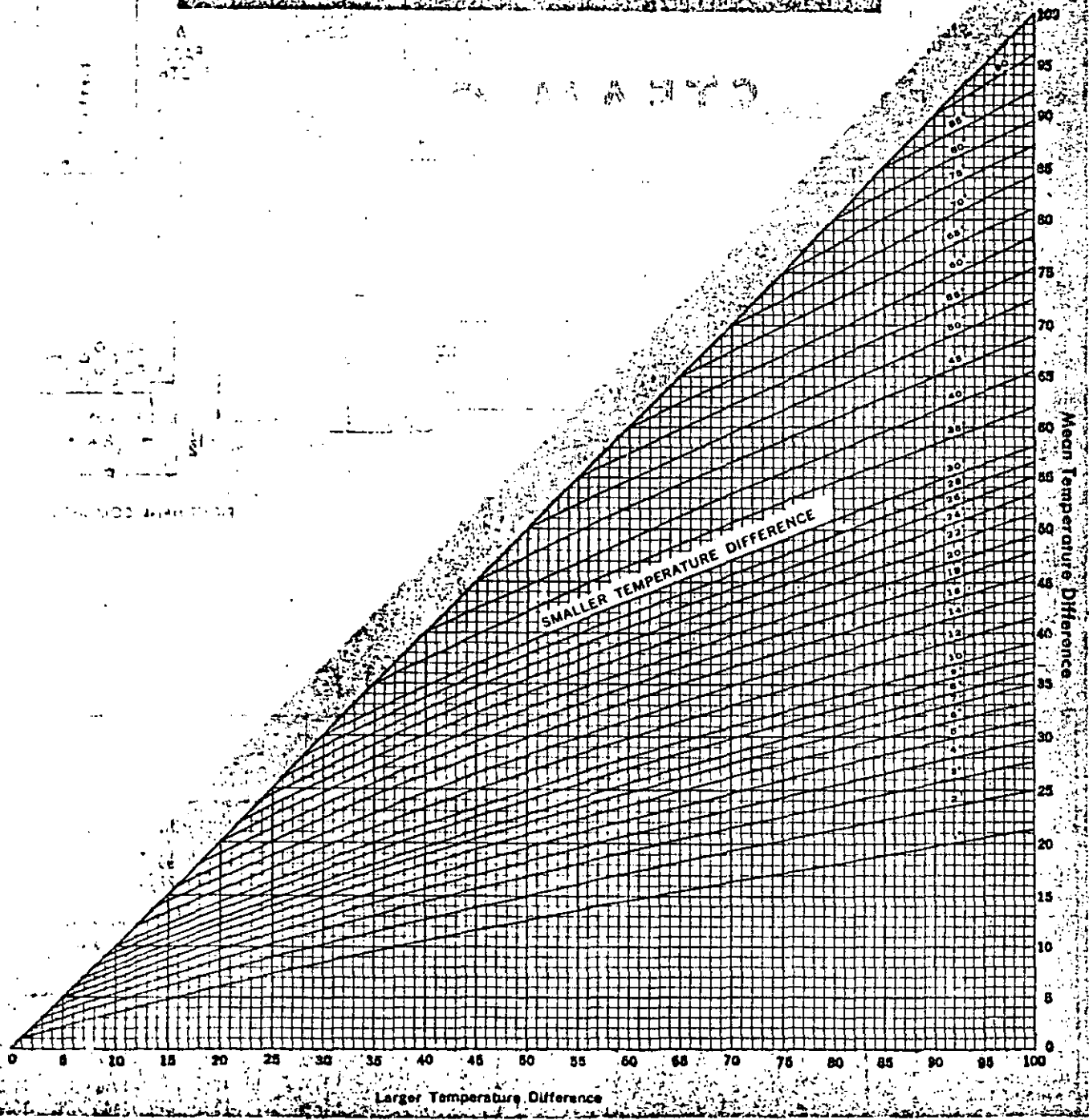
"K" Factors—Series MC

| Face Vel. | GPM/Circuit | | | | | | | | | | |
|-----------|-------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| | 1 | 1½ | 2 | 2½ | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 10 |
| 400 | 152 | 164 | 172 | 177 | 181 | 186 | 189 | 192 | 194 | 195 | 197 |
| 500 | 163 | 177 | 185 | 192 | 196 | 202 | 206 | 209 | 211 | 213 | 215 |
| 600 | 171 | 187 | 196 | 203 | 208 | 215 | 219 | 223 | 225 | 227 | 230 |
| 700 | 178 | 196 | 206 | 214 | 219 | 227 | 232 | 236 | 238 | 241 | 244 |
| 800 | 185 | 203 | 215 | 223 | 229 | 237 | 243 | 247 | 250 | 252 | 256 |
| 1000 | 195 | 216 | 229 | 238 | 245 | 254 | 261 | 265 | 269 | 272 | 276 |
| 1200 | 204 | 227 | 241 | 251 | 259 | 270 | 277 | 282 | 286 | 289 | 294 |

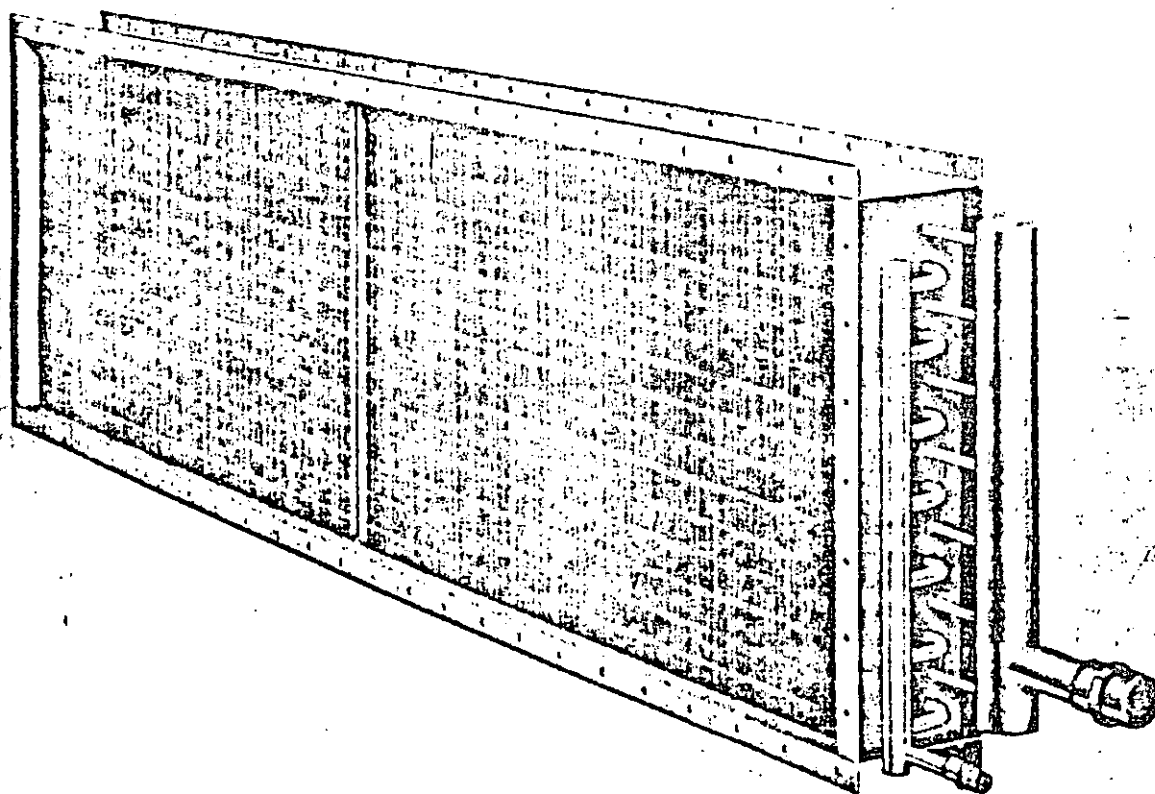
Row Multipliers For Other Fin Series

| Face Vel. | Fin Ser. | GPM/Circuit | | | | | | | | | | |
|-----------|----------|-------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | | 1 | 1½ | 2 | 2½ | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 10 |
| 400 | LC | 1.69 | 1.73 | 1.77 | 1.81 | 1.81 | 1.84 | 1.85 | 1.87 | 1.88 | 1.89 | 1.90 |
| | HC | .79 | .775 | .765 | .758 | .752 | .745 | .739 | .736 | .735 | .731 | .727 |
| 500 | LC | 1.70 | 1.75 | 1.78 | 1.81 | 1.83 | 1.85 | 1.87 | 1.90 | 1.90 | 1.90 | 1.92 |
| | HC | .804 | .783 | .768 | .765 | .757 | .748 | .742 | .740 | .735 | .735 | .729 |
| 600 | LC | 1.69 | 1.75 | 1.78 | 1.81 | 1.84 | 1.87 | 1.89 | 1.91 | 1.91 | 1.92 | 1.93 |
| | HC | .807 | .790 | .772 | .766 | .760 | .752 | .745 | .743 | .738 | .735 | .733 |
| 700 | LC | 1.68 | 1.75 | 1.79 | 1.83 | 1.84 | 1.88 | 1.90 | 1.92 | 1.92 | 1.93 | 1.95 |
| | HC | .810 | .794 | .778 | .770 | .760 | .755 | .746 | .745 | .740 | .740 | .733 |
| 800 | LC | 1.68 | 1.75 | 1.79 | 1.83 | 1.85 | 1.88 | 1.90 | 1.91 | 1.94 | 1.94 | 1.95 |
| | HC | .815 | .794 | .782 | .772 | .767 | .755 | .750 | .747 | .742 | .740 | .737 |
| 1000 | LC | 1.68 | 1.75 | 1.79 | 1.83 | 1.86 | 1.88 | 1.92 | 1.92 | 1.94 | 1.96 | 1.97 |
| | HC | .819 | .800 | .787 | .775 | .768 | .756 | .753 | .747 | .744 | .742 | .736 |
| 1200 | LC | 1.67 | 1.76 | 1.80 | 1.83 | 1.87 | 1.90 | 1.92 | 1.94 | 1.96 | 1.97 | 1.99 |
| | HC | .827 | .805 | .790 | .780 | .774 | .765 | .757 | .752 | .747 | .745 | .741 |

MEAN TEMPERATURE DIFFERENCE CHART



STEAM COILS



Steam coils are of the highest quality and have the enviable reputation of dependable ratings, rugged construction, long life and service-free duty. Long experience in the heat transfer field enables us to design each steam coil for its particular duty. Special engineering attention is given to the circuiting of every coil in order to minimize stratification when coil is operating at throttled capacity. For details of circuiting problems and their solution see page 4.

Modern plant facilities, high standards of raw materials, and quality inspection insure the finest of coil construction. Steam coils are available as Standard for heating applications, Non-Freeze for low entering air temperatures, Heavy Duty for service over 30 psi steam pressure, and Low Capacity for reheat or tempering duty.

FINS: Aluminum fins are spaced eight per inch for high efficiency. Self-spacing collars, perfectly formed, are uniformly spaced across the face of the coil which allows even dissipation of the heat. "V" shaped grooves on fins give added turbulence to air for better heat transfer.

TUBES: Only copper tubing, $\frac{3}{8}$ " in diameter is used in steam coils. Tubes are arranged in a staggered pattern in direction of air flow for additional turbulence of air and higher efficiency of the coil. All tubes enter the header through "L" bends of sufficient length to absorb the strains of expansion and contraction.



Fig. 1 Staggered Tubes

CIRCUITING: The circuiting of each steam coil is designed for its specific duty. Based on steam pressure, capacity, and shape of the coil, the circuits are arranged for maximum efficiency with minimized stratification when steam supply is throttled. This is extremely important as all steam coils are selected for maximum conditions but consistently operate at reduced capacity. Complete details for proper circuiting of steam coils are found on page 4.

BOND: All coils use the finest of high temperature silver alloys as brazing materials. A tight permanent bond able to withstand high temperatures and pressures is the result.

TEST: Each coil gets an inspection for proper circuiting and a thorough leak test. The coil is placed under 300 psi air pressure and is immersed in a water tank for ease of spotting any leaks. This is a 100% check on every coil.

HEADERS: Heavy duty hard drawn copper tubing is used for steam headers. Precision dies intrude collars for tubes and extrude collars for supply and return connections. This guarantees a perfect fit and a positive surface contact for brazing of the connections to the headers. Supply and condensate connections are male pipe thread for ease of coupling to steam lines. Condensate connection is located for positive drain.

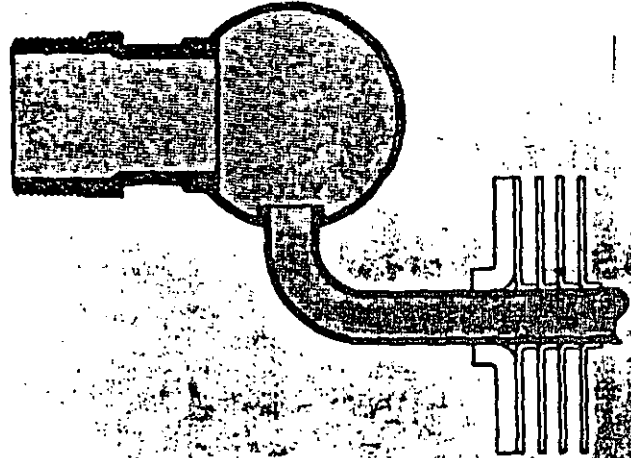


Fig. 2 Construction Details

RETURN BENDS: Fabricated by a special bending process which does not reduce wall thickness of tubes. They are smooth and made to exact dimensions to fit easily into tubes and produce a smooth fit for welding.

CASING: Tube sheets are made of heavy gauge rust resistant metal. All tube sheets have a formed collar, $\frac{3}{16}$ " long, to protect tubes from wearing and cutting as they expand and contract during temperature changes.

Side plates are made of heavy gauge galvanized steel and are bolted to tube sheets. These are easily removed for convenience of stacking a bank of coils without allowing air by-pass. If a coil is installed in ductwork, side plates can be detached and coil easily slides out of place. Entire coil frame has a $1\frac{1}{2}$ " flange with evenly spaced holes for attaching to ductwork or plenum chamber. Additional center supports are on all coils over 50" long. Two supports are placed on coils over 80" long.

EXPANSION Mechanical expansion is used exclusively on all steam coils. All the tubes in a coil section are expanded at one time without reducing the wall thickness of any portion of the tube regardless of variations of hardness in the material. Thus each fin is tightly bonded to the tube. Coils with this type of bond are in use in temperature ranges from 400°F. to -100°F. Years of such duty including large, rapid temperature changes have proved the permanency of this mechanical bond.

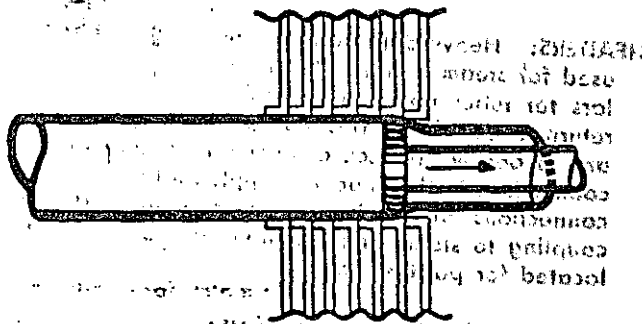


Fig. 3 Mechanical Expansion

HEAVY DUTY COILS

On all steam coils whose operating pressures are over 30 psi, "H.D.", Heavy Duty, coils are recommended. This coil has thicker walled tubes and a special brazing material, enabling the coil to take the extra punishment of high pressure steam. This series is available for both Standard and Non-Freeze coils. All the other fine features of Standard steam coils are in the H.D. series.

LOW CAPACITY COILS

For applications such as tempering and reheating where low capacity is required, the "L.C.", Low Capacity, series is offered. This is a coil having 4 fins per inch and is 60% of the capacity of "H.D." coils. This is available for both Standard and Non-Freeze coils. All the other fine features of Standard steam coils are in the L.C. series.

NON-FREEZE COILS

In addition to the excellent Standard coil, an outstanding Non-Freeze coil has been developed. The operation of any Non-Freeze coil is very simple. It consists of a supply tube placed inside the regular tube. The steam is forced into the inner tube and consequently makes a complete pass through the coil. Holes in the inner tube; then allow the steam to pass into the outer tube as condensate is formed. As the condensate drains, it is continually warmed by the contact with the inner tube and prevents freezing of the condensate within the coil.

In Non-Freeze coils the inner tube, of special diameter engineered for maximum efficiency, is placed into the normal tube of the steam coil. This inner tube is carefully designed for each coil length and steam pressure, as the vent spacings are varied to compensate for pressure losses along the tube. This equalizes steam distribution through the entire coil.

The inner tube is carefully kept in place by a series of extruded dimples along its periphery.

All Non-Freeze coils are pitched for rapid drainage of condensate. Condensate header has direct thermal bond to supply header which constantly warms condensate to aid drainage.

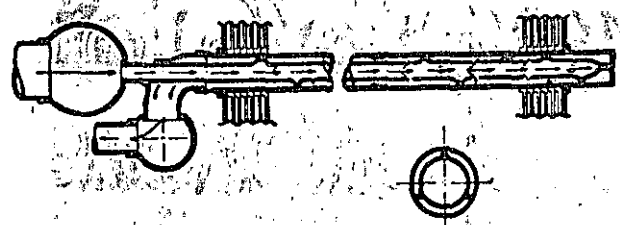


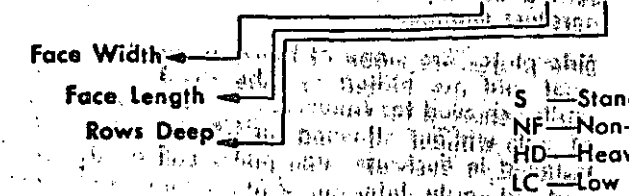
Fig. 4 Non-Freeze Steam Coil

NOMENCLATURE

For ease of specifying and ordering steam coils, the following simple nomenclature is used. First indicate the face width of the coil, then face length, then number of rows, deep, type of coil, operating steam pressure of coil, direction of air flow, and hand of coil.

EXAMPLE

- 22 x 52 x 2 - S - 5 #12 H.C. R.H.
- S - Standard Steam
- NF - Non-Freeze
- HD - Heavy Duty
- LC - Low Capacity
- R - Right Hand
- L - Left Hand
- H - Horizontal Air Flow
- V - Vertical Air Flow
- Steam Pressure



Steam pressure must be specified to properly order a steam coil. This along with the coil dimensions, determines the proper circuiting. Heavy Duty and/or Low Capacity coils may be ordered with either Standard or Non-Freeze construction. Hand of coil determines the location of header by looking in the direction of air flow. If coil has headers opposite ends, hand determines location of supply header.

CIRCUITING

Every steam coil is circuited to meet the individual needs of the job. The effect of proper circuiting is to minimize stratification by equalizing temperatures throughout the coil when steam is throttled.

All steam coils are selected to meet maximum conditions of a job in order to insure enough heat when peak conditions prevail. However steam coils frequently operate at reduced capacity and they should be properly circuited to get maximum efficiency at all times.

Conventional steam coils have poor temperature distribution when steam supply is throttled. Figure 5a shows a conventional coil at full operation. Figure 5b shows the same coil at reduced capacity. Note how the lower right corner of the steam coil is stratified and minimum heat transfer is made in this area. This

means unless the air is deliberately mixed after passing through the coil portions of the conditioned space will either be overheated or underheated depending on the location of the control.

Figure 5c shows the coil at full capacity. For use of entire coil is made. Figure 5d shows the same coil at reduced capacity. Note how the used portion of the coil is evenly spaced. "This means even temperature distribution—minimum stratification—at throttled conditions. It is no longer necessary to select Non-Freeze coils just to get better distribution of steam through a coil."

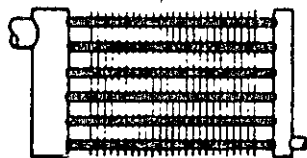


Fig. 5a

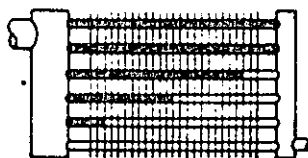


Fig. 5b

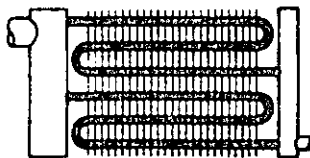


Fig. 5c

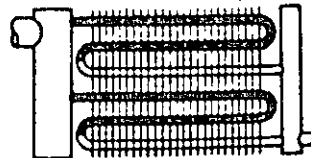


Fig. 5d

Fig. 5 Stratification

CIRCUITING SELECTION

In order to properly circuit a steam coil, refer to Table 1 which has been formulated taking into consideration pressure losses through the tubes, pressure losses in return bends, and capacity losses through the coil.

To determine the circuiting of a coil, enter Table 1 at the operating steam pressure, read across reaching the length just greater than face length selected, read down to determine if the face width of coil can be used in this circuiting. If it can, continue reading downward determining the number of passes. If face width can not be properly circuited, proceed to the

next higher length which will match face width, then determine the number of passes.

If space requirements allow, try to select face width with proper length of coil for best possible circuiting.

In many small coils, serpentine (single) circuiting is the best possible solution. Chart indicates which coils are serpentine circuits.

Odd number of passes means header connections on opposite ends. Even number of passes means header connections at same end.

Table 1 **CIRCUITING SELECTION — Length of Standard Steam Coils**

| STEAM PRESSURE | 2 | | 17 | | 22 | | 28 | | 34 | | 43 | | 57 | | 86 | | 144 | |
|----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| | 5 | 10 | 15 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 78 | 87 | 104 | 117 | 130 | 144 | 120 | 144 | 144 | |
| ROWS | 1 ROW | 2 ROW | 1 ROW | 2 ROW | 1 ROW | 2 ROW | 1 ROW | 2 ROW | 1 ROW | 2 ROW | 1 ROW | 2 ROW | 1 ROW | 2 ROW | 1 ROW | 2 ROW | 1 ROW | 2 ROW |
| FACE WIDTHS | 18½* | 18½ | 15* | 8* | 11½* | 11½ | 18½ | 15 | 8* | 11½ | 11½ | 11½ | 11½ | 11½ | ALL FACE WIDTHS | ALL FACE WIDTHS | ALL FACE WIDTHS | ALL FACE WIDTHS |
| NUMBER PASSES | 10# | | 8# | | 6# | | 5† | | 4# | | 3† | | 2# | | 1† | | 1† | |
| CIRCUIT TYPE** | Serp. | 1/5 | Serp. | ¼ | Serp. | ½ | 1/5 | 2/5 | ¼ | ½ | ⅓ | ⅔ | ½ | 1 | 1 | 2 | 1 | 2 |

*Serpentine circuits **Circuit Type = $\frac{\text{No. of Rows}}{\text{No. of Passes}}$

#Even number of passes—headers same end
† Odd Number of passes—headers opposite ends

Examples: 15x54x2 Standard steam coil has been selected to produce required capacity at 5 psi steam pressure. Determine amount of passes required to properly circuit coil.

From Table 1 read across 5 psi steam until reaching 60. This is the next higher number over 54, the

length of the coil. Reading down note that 15" face width for 2-row coil may be used. Read down to determine coil is 4 pass. Since it is an even number of passes, the coil will have connections the same end. See Figure 10, page 10, for dimensional details.

CAPACITY TABLES

**Table 6 FINAL TEMPERATURE & BTU CAPACITY PER SQ. FT. OF FACE AREA
STEAM PRESSURE = 15 PSIG**

| Inlet Air Temp °F | Rows Deep | FACE VELOCITY—FPM—STANDARD AIR | | | | | | | | | |
|-------------------|-----------|--------------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| | | 400 | 450 | 500 | 550 | 600 | 700 | 800 | 900 | 1000 | 1200 |
| | | T ₂ MBH | T ₂ MBH | T ₂ MBH | T ₂ MBH | T ₂ MBH | T ₂ MBH | T ₂ MBH | T ₂ MBH | T ₂ MBH | T ₂ MBH |
| -20 | 1 | 62 35.4 | 58 37.8 | 54 40.0 | 51 42.1 | 48 44.3 | 43 48.1 | 40 51.6 | 36 54.8 | 33 57.2 | 28 62.6 |
| | 2 | 119 59.9 | 113 64.8 | 108 69.1 | 104 73.4 | 99 77.2 | 92 84.5 | 86 91.8 | 81 98.0 | 76 103.7 | 73 121.2 |
| -10 | 1 | 69 34.1 | 65 36.4 | 62 38.5 | 58 40.6 | 56 42.6 | 51 46.3 | 47 49.6 | 44 52.8 | 41 55.1 | 37 60.3 |
| | 2 | 124 57.7 | 118 62.4 | 114 66.6 | 109 70.7 | 105 74.4 | 98 81.4 | 92 88.4 | 87 94.4 | 82 99.8 | 80 116.7 |
| 0 | 1 | 76 32.8 | 72 35.0 | 69 37.0 | 66 39.0 | 63 41.0 | 59 44.5 | 55 47.8 | 52 50.8 | 49 53.0 | 45 58.0 |
| | 2 | 129 55.5 | 124 60.0 | 119 64.0 | 115 68.0 | 111 71.5 | 104 78.3 | 98 85.0 | 94 90.8 | 89 96.0 | 87 113.3 |
| 10 | 1 | 83 31.4 | 79 33.6 | 76 35.5 | 73 37.4 | 71 39.4 | 67 42.7 | 63 45.8 | 60 48.7 | 47 50.9 | 43 55.7 |
| | 2 | 133 53.3 | 128 57.6 | 124 61.4 | 120 65.3 | 116 68.6 | 110 75.1 | 104 81.6 | 100 87.1 | 95 92.2 | 93 107.8 |
| 20 | 1 | 90 30.1 | 86 32.2 | 83 34.0 | 80 35.9 | 78 36.1 | 74 40.9 | 71 43.9 | 68 46.7 | 65 48.7 | 61 53.4 |
| | 2 | 138 51.1 | 134 55.2 | 129 58.9 | 125 62.6 | 122 65.8 | 115 72.0 | 110 78.2 | 106 83.5 | 102 88.3 | 100 103.3 |
| 30 | 1 | 97 28.8 | 93 30.8 | 91 32.6 | 88 34.3 | 86 37.1 | 82 39.2 | 79 42.0 | 76 44.7 | 73 46.7 | 69 51.0 |
| | 2 | 143 48.9 | 139 52.8 | 135 56.3 | 131 59.8 | 127 62.9 | 121 68.9 | 116 74.8 | 112 79.9 | 108 84.5 | 106 98.8 |
| 40 | 1 | 104 27.5 | 100 29.4 | 98 31.1 | 95 32.8 | 93 34.4 | 90 37.4 | 86 40.1 | 84 42.6 | 81 44.5 | 78 48.7 |
| | 2 | 148 46.6 | 144 50.4 | 140 53.8 | 136 57.1 | 133 60.1 | 127 65.7 | 123 71.4 | 119 76.2 | 115 80.6 | 113 94.3 |
| 50 | 1 | 111 26.2 | 108 28.0 | 105 29.6 | 103 31.2 | 101 32.8 | 97 35.6 | 94 38.2 | 92 40.6 | 89 42.4 | 86 46.4 |
| | 2 | 153 44.4 | 149 48.0 | 145 49.2 | 142 54.4 | 138 57.2 | 133 62.6 | 129 68.0 | 125 72.6 | 121 76.8 | 119 89.8 |
| 60 | 1 | 118 24.9 | 115 26.6 | 112 28.1 | 110 29.6 | 109 31.2 | 105 33.8 | 102 36.3 | 100 38.6 | 97 40.3 | 94 44.1 |
| | 2 | 158 42.2 | 154 45.6 | 150 48.6 | 147 51.7 | 144 54.3 | 139 59.5 | 135 64.6 | 131 69.0 | 127 73.0 | 126 85.3 |
| 70 | 1 | 125 23.6 | 122 25.2 | 120 26.6 | 117 28.1 | 116 29.5 | 112 32.0 | 110 34.4 | 108 36.5 | 105 38.2 | 102 41.7 |
| | 2 | 163 40.0 | 159 43.2 | 156 46.1 | 152 49.0 | 150 51.5 | 145 56.3 | 141 61.2 | 137 65.3 | 134 69.3 | 132 80.8 |

**Table 7 FINAL TEMPERATURE & BTU CAPACITY PER SQ. FT. OF FACE AREA
STEAM PRESSURE = 30 PSIG**

| Inlet Air Temp °F | Rows Deep | FACE VELOCITY—FPM—STANDARD AIR | | | | | | | | | |
|-------------------|-----------|--------------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| | | 400 | 450 | 500 | 550 | 600 | 700 | 800 | 900 | 1000 | 1200 |
| | | T ₂ MBH | T ₂ MBH | T ₂ MBH | T ₂ MBH | T ₂ MBH | T ₂ MBH | T ₂ MBH | T ₂ MBH | T ₂ MBH | T ₂ MBH |
| -20 | 1 | 69 38.5 | 65 41.2 | 61 43.5 | 57 45.9 | 54 48.2 | 49 52.3 | 45 56.2 | 41 59.7 | 38 62.3 | 33 68.2 |
| | 2 | 131 65.3 | 125 70.6 | 120 75.3 | 115 80.0 | 110 84.1 | 102 92.0 | 96 101.4 | 90 106.7 | 84 112.9 | 82 132.0 |
| -10 | 1 | 76 37.2 | 72 39.8 | 68 42.0 | 66 44.3 | 62 46.6 | 57 50.6 | 53 54.2 | 49 57.7 | 46 60.2 | 41 65.9 |
| | 2 | 136 63.0 | 130 68.1 | 125 72.7 | 120 77.2 | 116 81.2 | 108 88.9 | 102 96.6 | 96 103.1 | 91 109.1 | 88 127.5 |
| 0 | 1 | 83 35.9 | 79 38.4 | 75 40.6 | 72 42.7 | 69 44.9 | 65 48.8 | 61 52.3 | 57 55.6 | 54 58.1 | 49 63.6 |
| | 2 | 141 60.8 | 135 65.8 | 130 70.1 | 125 74.5 | 121 78.4 | 114 85.8 | 108 93.2 | 102 99.5 | 97 105.2 | 95 123.0 |
| 10 | 1 | 90 34.6 | 86 37.0 | 83 39.1 | 79 41.2 | 77 43.3 | 72 47.0 | 68 50.4 | 65 53.6 | 62 56.0 | 57 61.2 |
| | 2 | 146 58.6 | 140 63.4 | 135 67.6 | 131 71.8 | 127 75.5 | 120 82.6 | 114 89.8 | 109 95.0 | 104 101.4 | 101 118.5 |
| 20 | 1 | 97 33.3 | 93 35.6 | 90 37.6 | 87 39.6 | 84 41.7 | 84 45.2 | 76 48.5 | 73 51.6 | 70 53.8 | 65 58.9 |
| | 2 | 151 56.4 | 145 61.0 | 141 65.0 | 136 69.1 | 132 72.6 | 125 79.5 | 120 86.4 | 115 92.2 | 110 97.5 | 108 114.0 |
| 30 | 1 | 104 32.0 | 100 34.2 | 97 36.1 | 95 38.1 | 92 40.0 | 88 43.4 | 84 46.6 | 81 49.5 | 78 51.7 | 74 56.6 |
| | 2 | 155 54.2 | 151 58.6 | 146 62.5 | 142 66.4 | 138 69.8 | 131 76.4 | 126 83.0 | 121 88.6 | 117 93.7 | 114 109.6 |
| 40 | 1 | 111 30.6 | 107 32.7 | 104 34.6 | 102 36.5 | 99 38.4 | 95 41.6 | 92 44.7 | 89 47.5 | 86 49.6 | 82 54.3 |
| | 2 | 160 51.9 | 156 56.2 | 151 59.9 | 147 63.6 | 143 66.9 | 137 73.2 | 132 79.6 | 128 84.9 | 123 89.9 | 121 105.1 |
| 50 | 1 | 118 29.3 | 115 31.4 | 112 33.2 | 109 34.9 | 107 36.7 | 103 40.1 | 100 42.8 | 97 45.5 | 94 47.5 | 90 52.0 |
| | 2 | 165 49.7 | 161 53.8 | 156 57.3 | 153 60.9 | 149 64.1 | 143 70.1 | 138 76.2 | 134 81.3 | 130 86.0 | 128 100.6 |
| 60 | 1 | 125 28.0 | 122 30.0 | 119 31.7 | 116 33.4 | 114 35.1 | 111 38.1 | 107 40.9 | 105 43.4 | 102 45.4 | 98 49.6 |
| | 2 | 170 47.5 | 166 51.4 | 162 54.8 | 158 58.2 | 155 61.2 | 149 67.0 | 144 72.8 | 140 77.7 | 136 82.2 | 134 96.1 |
| 70 | 1 | 132 26.7 | 129 28.6 | 126 30.2 | 124 31.8 | 122 33.5 | 118 36.3 | 115 38.9 | 113 41.4 | 110 43.3 | 107 47.3 |
| | 2 | 175 45.3 | 171 48.9 | 167 52.2 | 164 55.5 | 160 58.3 | 155 63.9 | 150 69.4 | 146 74.1 | 142 78.3 | 141 91.6 |

MBH = 1000's BTU / HOUR
T₂ = LEAVING TEMPERATURE °F

Non freeze coils—reduce capacity—3%
Low capacity coils—reduce capacity—40%

SPECIFICATIONS

DIMENSIONS ONE ROW COILS

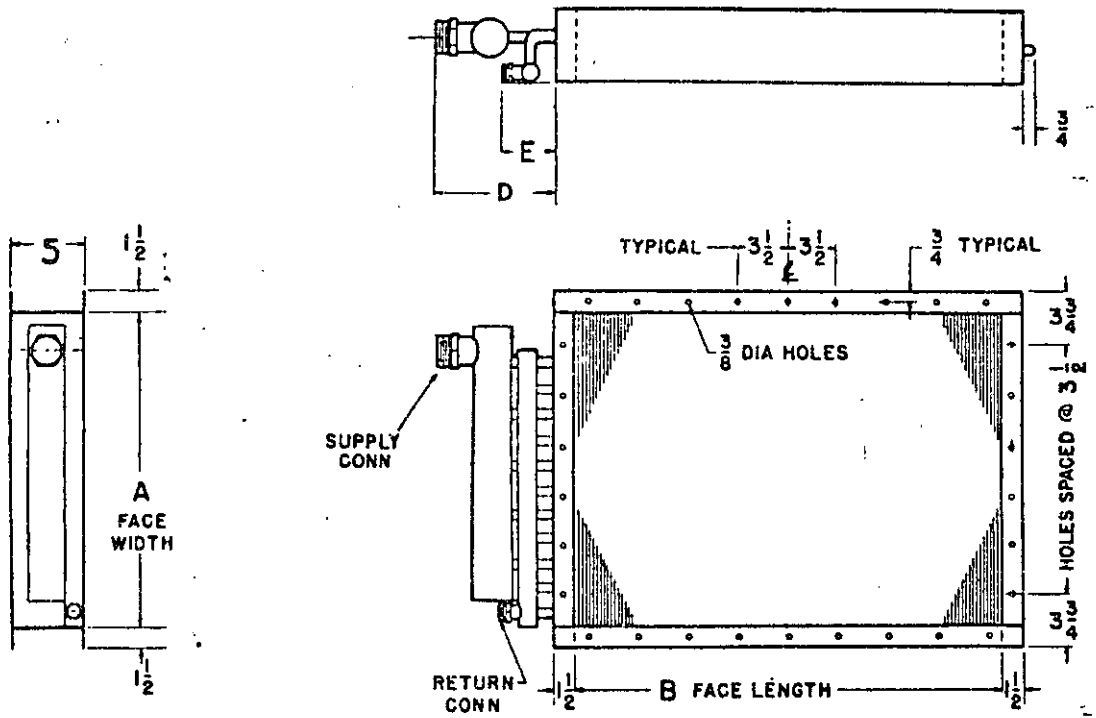


FIG. 7 ONE ROW STEAM COIL—Connections Same End

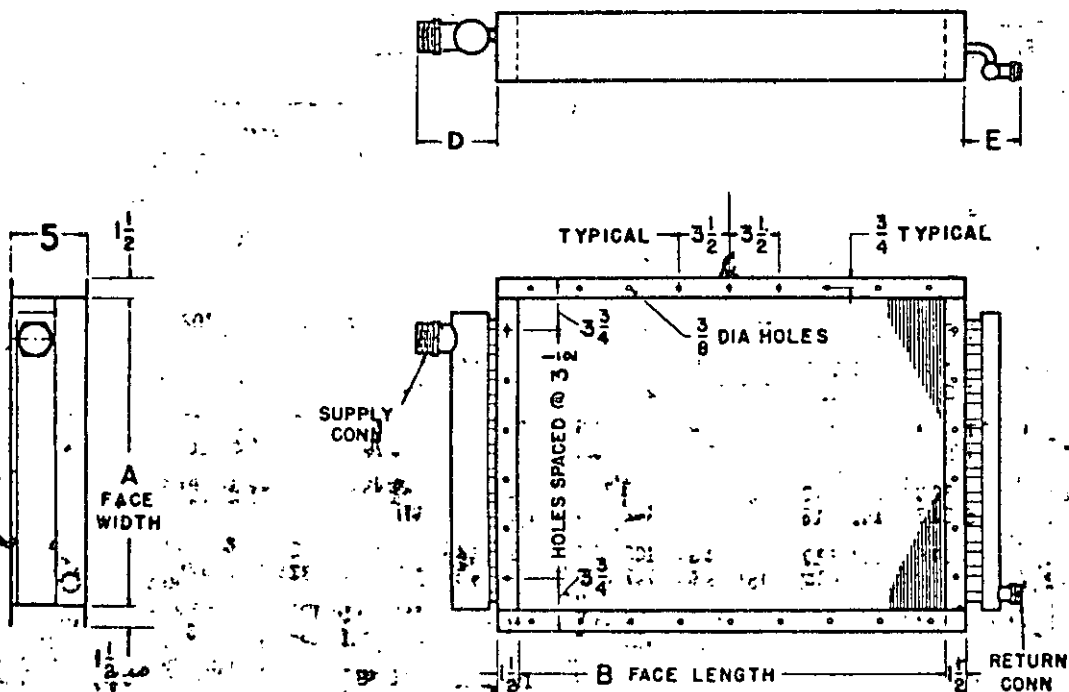


FIG. 8 ONE ROW STEAM COIL—Connections Opposite End

SPECIFICATIONS

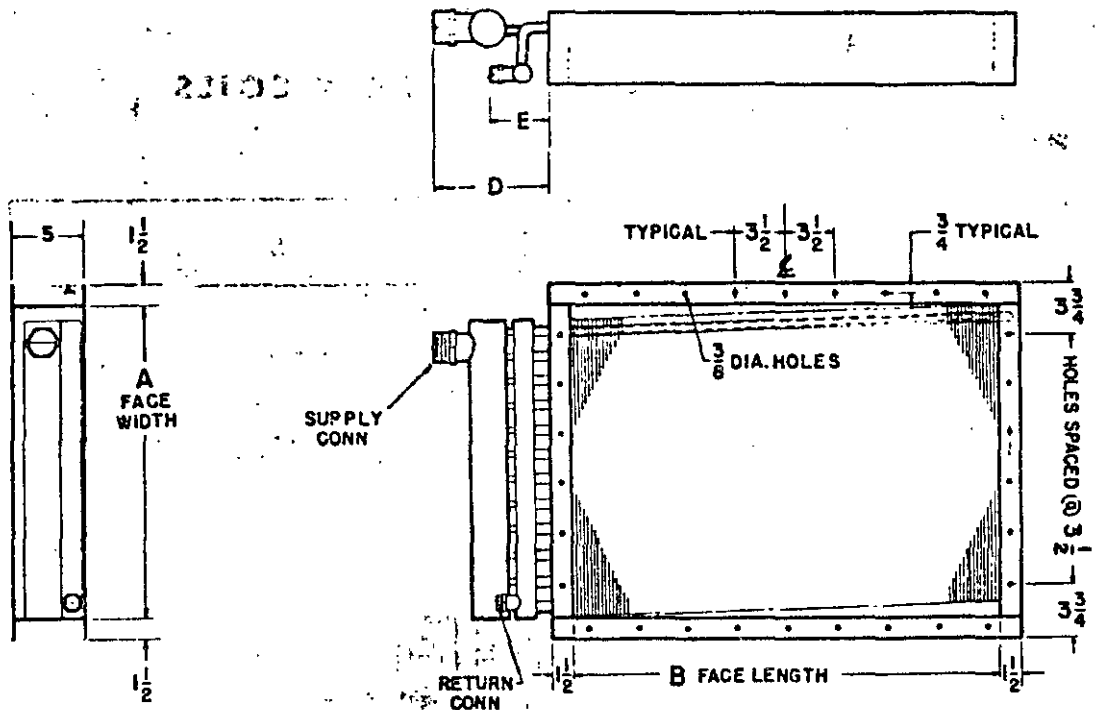


FIG. 9 ONE ROW NON-FREEZE STEAM COIL—Horizontal Air Flow

ONE-ROW STEAM — STANDARD & NON-FREEZE COIL DIMENSIONS & SIZES

For dimensions, enter Table 8 at face width, and read across to the number of passes, from Table 1. (If 5 # steam, the length in italics higher than the coil length may be used instead of the number of passes.) Read down for dimensions. Use Figure 7 for headers same side, Figure 8 for headers opposite side, Figure 9 for horizontal Non-Freeze coil. Left hand coils are shown. For right hand coils, headers are reversed.

Basic overall dimensions of all 1-row vertical airflow coils are the same as horizontal, but contact factory for certified prints locating supply and return connections. **EXAMPLE:** To find dimensions of 15x54x1-S-5#-H-L check circuiting, Table 1, to find coil is 4 pass. Since coil is 4 pass, you must use Figure 7, dimensions for headers same end. Enter face width 15 across table until reaching 4, read down for dimensions 3/4 supply, 1/2 return, etc.

| Table 8 | | NUMBER OF PASSES (5 # STEAM—LENGTHS UP TO) | | | | | |
|--|-----|--|----|-----|-----|-----|-----|
| A FACE WIDTH INCHES | 11½ | 6 | 3 | 2 | 1 | — | — |
| | | 40 | 80 | 120 | 144 | | |
| | 15 | 8 | 4 | — | 2 | 1 | — |
| | | 30 | 60 | | 120 | 144 | |
| | 18½ | 10 | 5 | 3 | 2 | 1 | — |
| | | 24 | 48 | 80 | 120 | 144 | |
| | 22 | — | — | 4 | 3-2 | — | 1 |
| | | | | 60 | 120 | | 144 |
| 25½ | — | — | — | 2 | — | 1 | |
| | | | | 120 | | 144 | |
| 29 | — | — | 5 | 4-3 | 2 | 1 | |
| | | | 48 | 80 | 120 | 144 | |
| 32½ | — | — | — | 3 | 2 | 1 | |
| | | | | 80 | 120 | 144 | |
| 36 | — | — | — | 5-4 | 2 | 1 | |
| | | | | 60 | 120 | 144 | |
| SUPPLY CONN. INPT RETURN CONN. INPT | | | | | | | |
| D SUPPLY CONN., FIG. 7 E RETURN CONN., FIG. 7 | | 5¼ | 5½ | 6¼ | 6½ | 7¼ | 7¾ |
| D SUPPLY CONN., FIG. 8 E SUPPLY CONN., FIG. 8 | | 3¾ | 3¾ | 3¾ | 4 | 4 | 4½ |
| D SUPPLY CONN., FIG. 9 E SUPPLY CONN., FIG. 9 | | 4¾ | 4½ | 5¼ | 5½ | 6¼ | 6¾ |
| | | 3¾ | 3¾ | 3¾ | 4 | 4 | 4½ |
| | | 5¼ | 5¾ | 6¼ | 6½ | 7¼ | 7¾ |
| | | 3¾ | 3¾ | 3¾ | 4 | 4 | 4½ |

SPECIFICATIONS

DIMENSIONS TWO ROW COILS

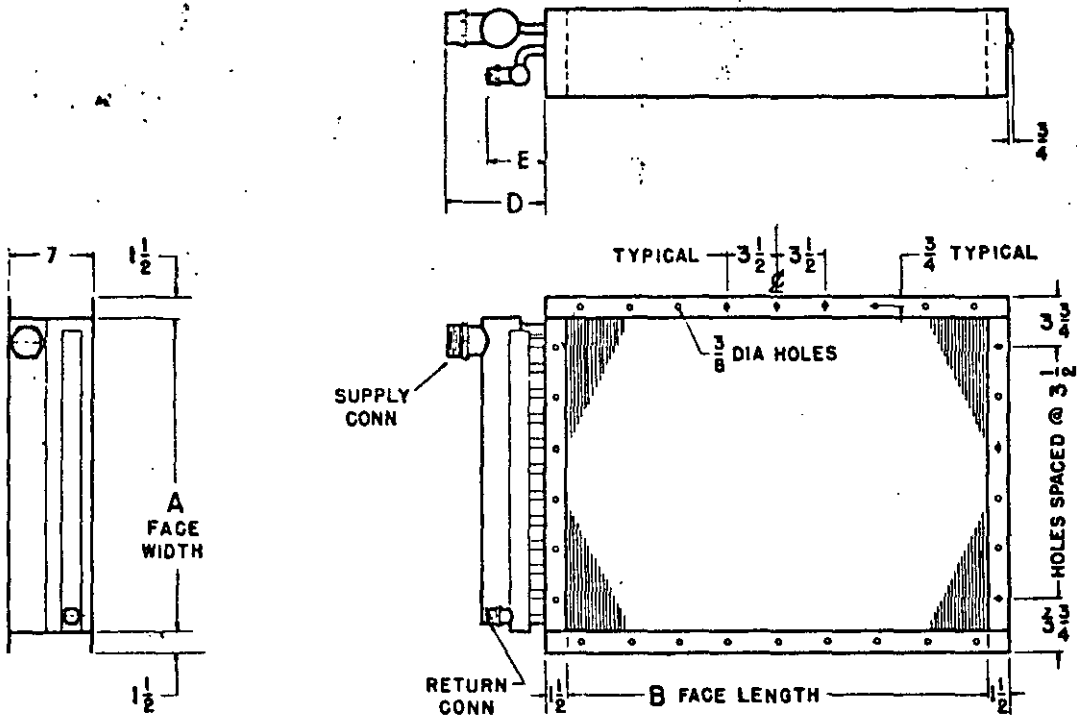


FIG. 10 TWO ROW STEAM COIL—Connections Same End

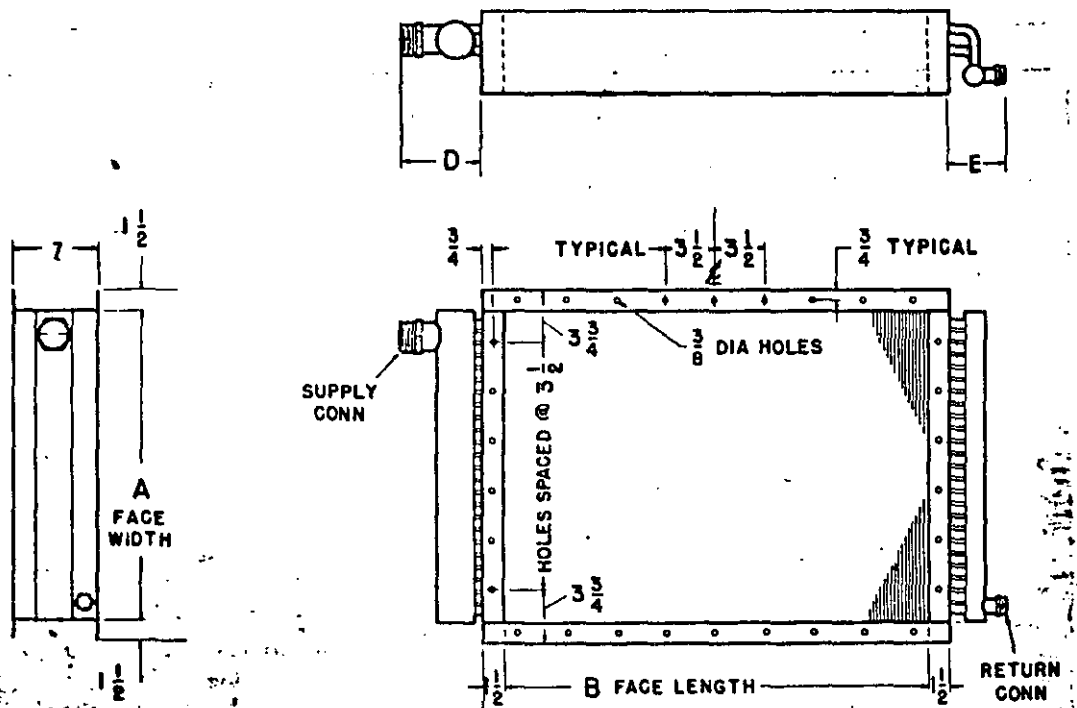


FIG. 11 TWO ROW STEAM COIL—Connections Opposite End

SPECIFICATIONS

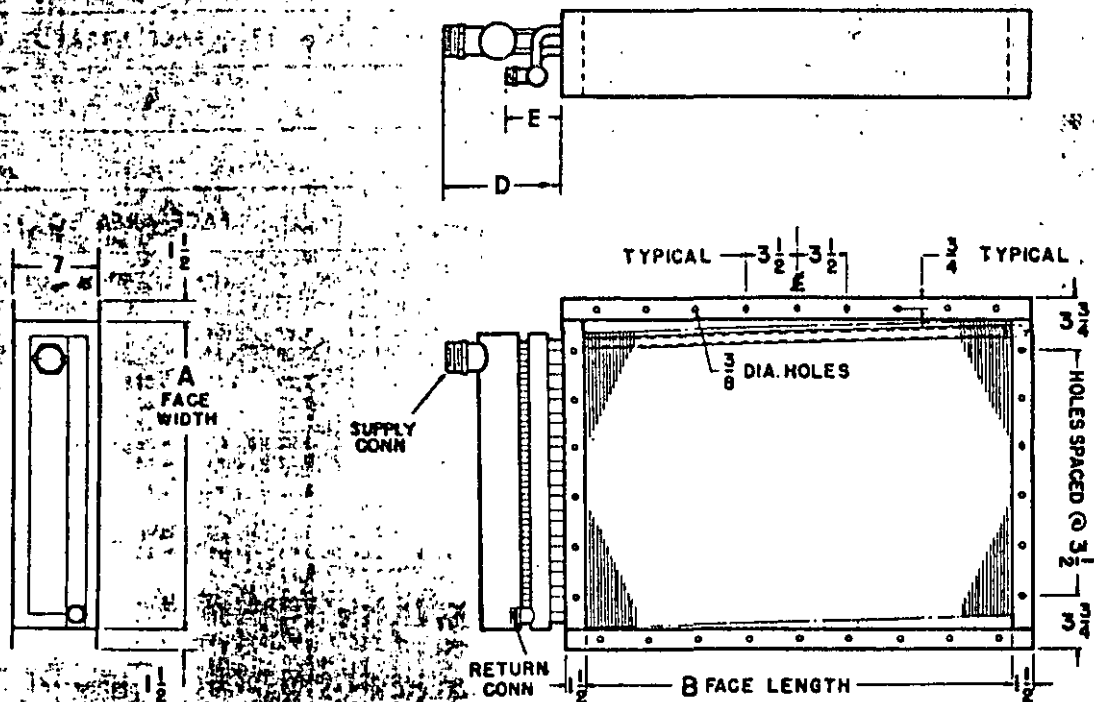


FIG. 12 TWO ROW NON-FREEZE STEAM COIL—Horizontal Air Flow Only

TWO-ROW STEAM — STANDARD & NON-FREEZE COIL DIMENSIONS & SIZES

For dimensions, enter Table 9 at face width, and read across to the number of passes, from Table 1. (If 5 # steam, the length in italics higher than the coil length may be used instead of the number of passes.) Read down for dimensions. Use Figure 10 for headers same end, Figure 11 for headers opposite end, Figure 12 for Non-Freeze coil. Left hand coils are shown. For right hand coils, headers are reversed.

Overall dimensions of all 2-row vertical air flow coils are the same as horizontal. For location of supply and return connections, contact factory for certified prints. **EXAMPLE:** Find dimensions of 15x80x2-S-5#-H-L check circulating, Table 1, and find coil 3 pass. Use Figure 11 for left hand coil, headers opposite sides. Enter face width at 15, cross table to 3, read down for 1 1/4" supply, 3/4" return, etc.

| Table 9 | | NUMBER OF PASSES (5 # STEAM—LENGTHS UP TO) | | | | | | |
|----------------------------------|--------|--|-------|-------|-------|-------|-------|--------|
| FACE WIDTH INCHES | 11 1/2 | 6 | 4 | 3-2 | — | 1 | — | — |
| | 15 | 40 | 60 | 120 | — | 144 | — | — |
| | 18 1/2 | 8 | 5 | 4-3 | 2 | 1 | — | — |
| | 22 | 30 | 48 | 80 | 120 | 144 | — | — |
| | 25 1/2 | 10 | — | 5-4-3 | 2 | 1 | — | — |
| | 29 | 24 | — | 80 | 120 | 144 | — | — |
| | 32 1/2 | — | 8 | 6-4 | 3 | 2 | 1 | — |
| | 36 | — | 30 | 60 | 80 | 120 | 144 | — |
| | — | — | — | 4 | 3 | 2 | 1 | — |
| | — | — | — | 60 | 80 | 120 | 144 | — |
| — | — | — | 8 | 4-3 | 2 | — | 1 | |
| — | — | — | 30 | 80 | 120 | — | 144 | |
| — | — | — | 6-5 | 4 | 3-2 | — | 1 | |
| — | — | — | 48 | 60 | 120 | — | 144 | |
| — | — | — | 10-8 | 5-4 | 3-2 | — | 1 | |
| — | — | — | 30 | 60 | 120 | — | 144 | |
| SUPPLY CONN., MPT | — | 1/4 | 1 | 1 1/4 | 1 1/2 | 2 | 2 1/2 | 3 |
| RETURN CONN., MPT | — | 1/2 | 1/2 | 3/4 | 1 | 1 1/4 | 1 1/2 | 1 3/4 |
| DIMENSIONS — TWO-ROW COIL | | | | | | | | |
| D SUPPLY CONN., FIG. 10 | — | 4 1/2 | 5 1/4 | 5 1/2 | 6 1/4 | 6 3/4 | 7 3/4 | 9 1/2 |
| E RETURN CONN., FIG. 10 | — | 3 3/4 | 3 3/4 | 4 | 4 | 4 1/2 | 4 1/2 | 4 3/4 |
| D SUPPLY CONN., FIG. 11 | — | 4 1/2 | 5 | 5 1/4 | 6 | 6 1/2 | 7 1/2 | 9 1/2 |
| E RETURN CONN., FIG. 11 | — | 3 3/4 | 3 3/4 | 4 | 4 | 4 1/2 | 4 1/2 | 4 3/4 |
| D SUPPLY CONN., FIG. 12 | — | 6 3/4 | 7 | 7 1/4 | 7 3/4 | 8 | 8 3/4 | 10 1/2 |
| E RETURN CONN., FIG. 12 | — | 3 3/4 | 3 3/4 | 4 | 4 | 4 1/2 | 4 1/2 | 4 3/4 |

STEAM COILS

RESISTANCE OF AIR FLOW

To find the static pressure resistance to air flow, use Table 10. Enter the table at the face velocity of the coil, read down to the number of rows, and get the static pressure loss in inches of water. For L.C. coils reduce static pressure by 40%.

| Rows Deep | FACE VELOCITY — FPM | | | | | | | | |
|-----------|---------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 900 | 1000 | 1100 | 1200 |
| 1 | .031 | .046 | .063 | .082 | .105 | .126 | .153 | .180 | .210 |
| 2 | .064 | .094 | .128 | .167 | .210 | .258 | .310 | .365 | .425 |
| 4 | .125 | .185 | .255 | .330 | .415 | .515 | .615 | .715 | .823 |

*Inches of Water
For L.C. Coils Multiply By 0.6

TYPICAL SPECIFICATION

Steam coil shall have the capacity to heat _____ cfm of air from _____°F to _____°F with _____# steam pressure with a maximum face velocity of _____ fpm. The maximum static pressure loss shall be _____. Coils shall be _____" wide by _____" long by _____ rows deep. Coils to have _____ passes to minimize stratification at throttled steam conditions. Coil shall have aluminum plate type fins, a minimum of 8 per inch and shall have $\frac{3}{8}$ " copper tubing. All 2-row coils shall have staggered tubes. Headers to be of heavy duty copper tubing and all joints brazed with high temperature alloy. Tubes to be mechanically expanded for positive contact of fins and tubes. Tube sheets and side plates to be heavy gauge rust resistant steel. Tube sheets to have formed collars for protection of tubes.

Non-freeze steam coils to have inner tube with vents spaced to equalize pressure losses, and must have means to keep inner tubes evenly spaced inside the outer tube.

PRESSURE LOSS IN NON-FREEZE STEAM COILS

Proper distribution of steam throughout the length of the inner tube requires that the vent holes be designed for a reasonable pressure loss at full load. At light loads the pressure loss through the vent holes decreases rapidly and unless the coil is properly designed, may become so small as to be unable to distribute the steam uniformly to all parts of the coil.

Non-freeze steam coils for low pressure systems are designed for a 2 lb. pressure loss through the vent holes in order to assure uniform distribution at light loads. The spacing of the vent holes along the inner tube is then varied from one end to the other in order to compensate for any pressure loss through the tube. The maximum length of Non-freeze steam coils for various total pressure losses within the coil are as follows:

| Total pressure drop, Non-freeze steam coils | | | | |
|---|------|----|-----|-----|
| Coil Length | 60 | 80 | 126 | 144 |
| Total pressure loss | 2.5# | 3# | 5# | 6# |

For medium pressure and high pressure systems, the Non-freeze steam coils should be designed for greater pressure loss through the vent holes and the coils will be supplied accordingly when the steam pressure is given on ordering the coil.

Table 11 FACE AREA OF COILS

| Tubes Wide | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 |
|-------------|-------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Face Width | 11½ | 15 | 18½ | 22 | 25½ | 29 | 32½ | 36 |
| Face Length | FACE AREA SQ. FT. | | | | | | | |
| 12 | 0.96 | | | | | | | |
| 14 | 1.12 | | | | | | | |
| 16 | 1.28 | 1.67 | | | | | | |
| 18 | 1.44 | 1.87 | 2.31 | | | | | |
| 20 | 1.60 | 2.08 | 2.57 | | | | | |
| 22 | 1.76 | 2.29 | 2.83 | 3.36 | | | | |
| 24 | 1.92 | 2.50 | 3.08 | 3.67 | | | | |
| 26 | 2.08 | 2.71 | 3.34 | 3.97 | 4.60 | | | |
| 28 | 2.24 | 2.92 | 3.60 | 4.28 | 4.96 | | | |
| 30 | 2.40 | 3.12 | 3.85 | 4.58 | 5.31 | 6.04 | | |
| 32 | 2.56 | 3.33 | 4.11 | 4.89 | 5.67 | 6.44 | 7.22 | |
| 34 | 2.72 | 3.54 | 4.37 | 5.19 | 6.02 | 6.85 | 7.67 | |
| 36 | 2.88 | 3.75 | 4.63 | 5.40 | 6.37 | 7.25 | 8.12 | 9.00 |
| 38 | 3.04 | 3.96 | 4.88 | 5.80 | 6.73 | 7.65 | 8.58 | 9.50 |
| 40 | 3.20 | 4.17 | 5.14 | 6.11 | 7.08 | 8.06 | 9.03 | 10.00 |
| 42 | 3.36 | 4.37 | 5.40 | 6.41 | 7.44 | 8.46 | 9.49 | 10.50 |
| 44 | 3.52 | 4.58 | 5.65 | 6.72 | 7.79 | 8.86 | 9.93 | 11.00 |
| 46 | 3.68 | 4.79 | 5.91 | 7.02 | 8.15 | 9.26 | 10.38 | 11.50 |
| 48 | 3.84 | 5.00 | 6.17 | 7.33 | 8.50 | 9.67 | 10.83 | 12.00 |
| 50 | 3.99 | 5.21 | 6.42 | 7.63 | 8.85 | 10.07 | 11.28 | 12.50 |
| 52 | 4.15 | 5.42 | 6.68 | 7.94 | 9.21 | 10.47 | 11.74 | 13.00 |
| 54 | 4.31 | 5.63 | 6.94 | 8.24 | 9.56 | 10.87 | 12.19 | 13.50 |
| 56 | 4.47 | 5.84 | 7.19 | 8.55 | 9.92 | 11.28 | 12.64 | 14.00 |
| 58 | 4.63 | 6.05 | 7.45 | 8.86 | 10.27 | 11.68 | 13.09 | 14.50 |
| 60 | 4.79 | 6.25 | 7.71 | 9.17 | 10.62 | 12.08 | 13.54 | 15.00 |
| 62 | 4.95 | 6.46 | 7.97 | 9.47 | 10.98 | 12.49 | 14.00 | 15.50 |
| 64 | 5.11 | 6.67 | 8.22 | 9.78 | 11.33 | 12.89 | 14.44 | 16.00 |
| 66 | 5.27 | 6.87 | 8.48 | 10.08 | 11.69 | 13.29 | 14.90 | 16.50 |
| 68 | 5.43 | 7.08 | 8.74 | 10.39 | 12.04 | 13.69 | 15.35 | 17.00 |
| 70 | 5.59 | 7.29 | 9.00 | 10.69 | 12.39 | 14.10 | 15.80 | 17.50 |
| 72 | 5.75 | 7.50 | 9.25 | 11.00 | 12.75 | 14.50 | 16.25 | 18.00 |
| 74 | 5.91 | 7.71 | 9.51 | 11.21 | 13.10 | 14.90 | 16.70 | 18.50 |
| 76 | 6.07 | 7.92 | 9.76 | 11.51 | 13.46 | 15.31 | 17.15 | 19.00 |
| 78 | 6.23 | 8.13 | 10.02 | 11.82 | 13.81 | 15.71 | 17.60 | 19.50 |
| 80 | 6.39 | 8.33 | 10.28 | 12.12 | 14.17 | 16.11 | 18.06 | 20.00 |
| 82 | 6.55 | 8.54 | 10.53 | 12.43 | 14.52 | 16.51 | 18.51 | 20.50 |
| 84 | 6.71 | 8.75 | 10.79 | 12.83 | 14.87 | 16.92 | 18.95 | 21.00 |
| 86 | 6.87 | 8.96 | 11.05 | 13.14 | 15.23 | 17.32 | 19.41 | 21.50 |
| 88 | 7.03 | 9.17 | 11.20 | 13.44 | 15.58 | 17.72 | 19.86 | 22.00 |
| 90 | 7.19 | 9.37 | 11.56 | 13.75 | 15.94 | 18.12 | 20.31 | 22.50 |
| 92 | 7.35 | 9.58 | 11.82 | 14.06 | 16.29 | 18.53 | 20.76 | 23.00 |
| 94 | 7.51 | 9.79 | 12.08 | 14.37 | 16.65 | 18.93 | 21.21 | 23.50 |
| 96 | 7.67 | 10.00 | 12.33 | 14.67 | 17.00 | 19.33 | 21.67 | 24.00 |
| 98 | 7.83 | 10.21 | 12.59 | 14.98 | 17.35 | 19.74 | 22.12 | 24.50 |
| 100 | 7.98 | 10.42 | 12.85 | 15.28 | 17.71 | 20.14 | 22.57 | 25.00 |
| 102 | 8.14 | 10.62 | 13.10 | 15.59 | 18.06 | 20.54 | 23.02 | 25.50 |
| 104 | 8.30 | 10.83 | 13.36 | 15.89 | 18.42 | 20.94 | 23.47 | 26.00 |
| 106 | 8.46 | 11.04 | 13.62 | 16.10 | 18.77 | 21.35 | 23.92 | 26.50 |
| 108 | 8.62 | 11.25 | 13.87 | 16.40 | 19.12 | 21.75 | 24.37 | 27.00 |
| 110 | 8.78 | 11.46 | 14.13 | 16.71 | 19.48 | 22.15 | 24.83 | 27.50 |
| 112 | 8.94 | 11.67 | 14.39 | 17.01 | 19.83 | 22.56 | 25.28 | 28.00 |
| 114 | 9.00 | 11.87 | 14.65 | 17.32 | 20.19 | 22.96 | 25.73 | 28.50 |
| 116 | 9.26 | 12.08 | 14.90 | 17.62 | 20.54 | 23.36 | 26.18 | 29.00 |
| 118 | 9.42 | 12.29 | 15.16 | 17.93 | 20.90 | 23.76 | 26.63 | 29.50 |
| 120 | 9.58 | 12.50 | 15.42 | 18.33 | 21.25 | 24.17 | 27.08 | 30.00 |
| 122 | 9.74 | 12.71 | 15.67 | 18.64 | 21.60 | 24.57 | 27.53 | 30.50 |
| 124 | 9.90 | 12.92 | 15.93 | 18.94 | 21.96 | 24.97 | 27.99 | 31.00 |
| 126 | 10.06 | 13.12 | 16.19 | 19.25 | 22.31 | 25.37 | 28.44 | 31.50 |
| 128 | 10.22 | 13.33 | 16.44 | 19.56 | 22.67 | 25.78 | 28.89 | 32.00 |
| 130 | 10.38 | 13.54 | 16.70 | 19.87 | 23.02 | 26.18 | 29.34 | 32.50 |
| 132 | 10.54 | 13.75 | 16.96 | 20.17 | 23.37 | 26.58 | 29.79 | 33.00 |
| 134 | 10.70 | 13.96 | 17.22 | 20.48 | 23.73 | 26.99 | 30.24 | 33.50 |
| 136 | 10.86 | 14.17 | 17.47 | 20.78 | 24.08 | 27.39 | 30.69 | 34.00 |
| 138 | 11.02 | 14.38 | 17.73 | 21.09 | 24.44 | 27.79 | 31.15 | 34.50 |
| 140 | 11.18 | 14.59 | 17.99 | 21.39 | 24.79 | 28.19 | 31.60 | 35.00 |
| 142 | 11.34 | 14.80 | 18.24 | 21.70 | 25.15 | 28.60 | 32.05 | 35.50 |
| 144 | 11.50 | 15.00 | 18.50 | 22.00 | 25.50 | 29.00 | 32.50 | 36.00 |

WATER COIL SELECTION PROCEDURE

Given Conditions:

Initial Air Temp. —DBI, WBI
 Final Air Temp. —DBf, WBf
 Load —BTUH
 Air Qty. —Cfm
 Initial Water Temp. —Ti
 Water Temp. Rise
 Total Water Qty. —GPM

EXAMPLE #1

70° DBI, 58° WBI
 49.5° DBf, 49° WBf
 240,000 BTUH, 10,000 CFM
 45° Ti, 10° Rise, 48 GPM

EXAMPLE #2

85° DBI, 68° WBI
 56° DBf, 55.8° WBf
 600,000 BTUH, 15,400 CFM
 45° Ti, 12° Rise, 100 GPM

Solution:

1. Select the face area required from chart on page 11 or from Air Handling Unit Catalog. If possible, the coil face velocity should not exceed 600 FPM (if over 600 FPM, supply eliminators mounted after the coil). Note - on built-up systems the most economical selection is one with the longest tube length for a given face area.
2. Select the circuiting required from charts on pages 8 and 9, using the smallest number of circuits possible (dependent on the available head loss). Divide number of circuits selected into total GPM for GPM per circuit.
3. Based on the total BTUH required and coil face area, determine the BTUH per square foot.
4. Refer to the page with the appropriate combination of initial air dry bulb and wet bulb temperatures for selection of coil required. When initial dry bulb falls between those catalogued, use the closest. This will have minor effect on BTUH or final air conditions. (Normally the most economical coil selection is Series HC Type Coil.)
5. Double check the number of circuits chosen with the rows selected and if not available choose the closest number of circuits to it.
6. Determine head loss from chart on page 10.
7. For conditions requiring low capacity or low temp., where partial icing could be a problem, the Series LC is available. Performance of this fin spacing is approximately 60% of that shown for Series MC.

$$\frac{10,000 \text{ CFM}}{500 \text{ FPM}} = 20 \text{ sq. ft. Face Area}$$

$$\text{Select } 29'' \times 100'' = 20.14 \text{ sq. ft.}$$

$$\frac{15,400 \text{ CFM}}{550 \text{ FPM}} = 28 \text{ sq. ft. Face Area}$$

$$\text{Select } 36'' \times 112'' = 28.0 \text{ sq. ft.}$$

$$16 \text{ circuits}$$

$$\frac{48 \text{ GPM}}{16 \text{ circuits}} = 3 \text{ GPM per circuit}$$

$$20 \text{ Circuits}$$

$$\frac{100 \text{ GPM}}{20 \text{ Circuits}} = 5 \text{ GPM per circuit}$$

$$\frac{240,000 \text{ BTUH}}{20.14 \text{ sq. ft.}} = 11,900 \text{ BTUH per sq. ft.}$$

$$\frac{600,000 \text{ BTUH}}{28.0 \text{ sq. ft.}} = 21,400 \text{ BTUH per sq. ft. of Coil}$$

From page #12, a 7 Row MC Coil has a capacity of 11,960 BTUH per sq. ft. and leaving air of 49.5 DBf 49.1 WBf, a 6 Row MC coil has a capacity of 12,490 BTUH and leaving air of 48.9 DBf, 48.6 WBf.

From page #58, interpolating between 500 and 600 FPMs, 5 Row MC Coil has a capacity of 21,410 BTUH, 57.4 DBf, 55.6 WBf, a 4 Row MC Coil has a capacity of 22,270 BTUH, 56.4 DBf, 55.0 WBf.

Head loss for the 7 row MC Coil is 6.65 ft. connections on the opposite ends; and for the 6 row MC is 5.7 ft. connections on the same end.

Head loss for the 5 row MC Coil is 12.25 ft. with connections on opposite end, and for the 4 row MC is 9.8 ft. with connections on the same end.

CIRCUITING SELECTION

6 ROW

| Face Width | Total Tubes | No. of Circuits Per Coil | | | | | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------------|----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|----|
| 6 1/4 | 18 | 1 | 2* | 3 | 6* | 9 | | | | | | |
| 8 | 24 | 1 | 2 | 3 | 4 | 6 | 8* | 12* | | | | |
| 11 1/2 | 36 | 1 | 2 | 3 | 4* | 6 | 9 | 12* | 18 | | | |
| 15 | 48 | 2 | 4 | 6 | 8 | 12 | 16* | 24 | | | | |
| 18 1/2 | 60 | 2 | 5 | 6 | 10 | 12* | 15 | 20* | 30 | | | |
| 22 | 72 | 2 | 3 | 4 | 6 | 8* | 9 | 12 | 18 | 24* | 36 | |
| 25 1/2 | 84 | 7 | 14 | 21 | 28* | 42 | | | | | | |
| 29 | 96 | 4 | 8 | 12 | 16 | 24 | 32* | 48 | | | | |
| 32 1/2 | 108 | 3 | 6 | 9 | 12* | 18 | 27 | 36* | 54 | | | |
| 36 | 120 | 4 | 5 | 10 | 12 | 15 | 20 | 24* | 30 | 40* | 60 | |
| 39 1/2 | 132 | 11 | 22 | 33 | 44* | 66 | | | | | | |
| 43 | 144 | 4 | 6 | 8 | 12 | 16* | 18 | 24 | 36 | 48* | 72 | |
| 46 1/2 | 156 | 13 | 26 | 39 | 52* | 78 | | | | | | |
| 50 | 168 | 7 | 14 | 21 | 28 | 42 | 56* | 84 | | | | |
| 53 1/2 | 180 | 5 | 6 | 10 | 15 | 18 | 20* | 30 | 36* | 45 | 60* | 90 |
| 57 | 192 | 8 | 16 | 24 | 32 | 48 | 64* | 96 | | | | |
| 60 1/2 | 204 | 17 | 34 | 51 | 68* | 102 | | | | | | |
| 64 | 216 | 6 | 9 | 12 | 18 | 24* | 27 | 36 | 54 | 72* | 108 | |
| 67 1/2 | 228 | 19 | 38 | 57 | 78* | 114 | | | | | | |

8 ROW

| Face Width | Total Tubes | No. of Circuits Per Coil | | | | | | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------------|----|-----|-----|-----|-----|----|----|----|----|--|--|
| 6 1/4 | 24 | 1 | 2 | 3 | 4 | | | | | | | | |
| 8 | 32 | 1 | 2 | 4 | 8 | | | | | | | | |
| 11 1/2 | 48 | 1 | 2 | 3 | 4 | 6 | 8 | 12 | | | | | |
| 15 | 64 | 2 | 4 | 8 | 16 | | | | | | | | |
| 18 1/2 | 80 | 2 | 4 | 5 | 8 | 10 | 20 | | | | | | |
| 22 | 96 | 2 | 3 | 4 | 6 | 8 | 12 | 16 | 24 | | | | |
| 25 1/2 | 112 | 7 | 14 | 16* | 28 | | | | | | | | |
| 29 | 128 | 4 | 8 | 16 | 32 | | | | | | | | |
| 32 1/2 | 144 | 3 | 6 | 9 | 12 | 16* | 18 | 24 | 36 | | | | |
| 36 | 160 | 4 | 5 | 8 | 10 | 16 | 20 | 40 | | | | | |
| 39 1/2 | 176 | 11 | 22 | 44 | | | | | | | | | |
| 43 | 192 | 4 | 6 | 8 | 12 | 16 | 24 | 32 | 48 | | | | |
| 46 1/2 | 208 | 13 | 26 | 52 | | | | | | | | | |
| 50 | 224 | 7 | 14 | 28 | 32* | 56 | | | | | | | |
| 53 1/2 | 240 | 5 | 6 | 10 | 12 | 15 | 20 | 24 | 30 | 40 | 60 | | |
| 57 | 256 | 8 | 16 | 32 | 64 | | | | | | | | |
| 60 1/2 | 272 | 17 | 34 | 68 | | | | | | | | | |
| 64 | 288 | 6 | 9 | 12 | 18 | 24 | 32* | 36 | 48 | 72 | | | |
| 67 1/2 | 304 | 19 | 38 | 76 | | | | | | | | | |

7 ROW

| Face Width | Total Tubes | No. of Circuits Per Coil | | | | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|----|-----|--|--|
| 6 1/4 | 21 | 1* | 3* | | | | | | | | |
| 8 | 28 | 1 | 2 | 4* | 7 | | | | | | |
| 11 1/2 | 42 | 1 | 2* | 3 | 6* | 7 | | | | | |
| 15 | 56 | 2 | 4 | 7 | 8* | 14 | | | | | |
| 18 1/2 | 70 | 2* | 5 | 7 | 10* | 14* | | | | | |
| 22 | 84 | 2 | 3 | 4* | 6 | 12* | 14 | 21 | | | |
| 25 1/2 | 98 | 2* | 7 | 14* | | | | | | | |
| 29 | 112 | 4 | 8 | 14 | 16* | 28 | | | | | |
| 32 1/2 | 126 | 3 | 6* | 9 | 14* | 18* | 21 | | | | |
| 36 | 140 | 4* | 5 | 10 | 14 | 20* | 28* | 35 | | | |
| 39 1/2 | 154 | 11 | 22* | | | | | | | | |
| 43 | 168 | 4 | 6 | 8* | 12 | 21 | 24* | 28 | 42 | | |
| 46 1/2 | 182 | 13 | 26* | | | | | | | | |
| 50 | 196 | 4* | 7 | 14 | 28* | 49 | | | | | |
| 53 1/2 | 210 | 5 | 6* | 10* | 15 | 21 | 30* | 35 | 42* | | |
| 57 | 224 | 8 | 16 | 28 | 32* | 56 | | | | | |
| 60 1/2 | 238 | 17 | 34* | | | | | | | | |
| 64 | 252 | 6 | 9 | 12* | 18 | 28* | 36* | 42 | 63 | | |
| 67 1/2 | 266 | 19 | 38* | | | | | | | | |

10 ROW

| Face Width | Total Tubes | No. of Circuits Per Coil | | | | | | | | | | | |
|------------|-------------|--------------------------|----|-----|-----|-----|-----|-----|----|-----|--|--|--|
| 6 1/4 | 30 | 1 | 2* | 3 | 6* | | | | | | | | |
| 8 | 40 | 1 | 2 | 4 | 5 | 8* | | | | | | | |
| 11 1/2 | 60 | 1 | 2 | 3 | 4* | 5 | 6 | 12* | | | | | |
| 15 | 80 | 2 | 4 | 8 | 10 | 16* | | | | | | | |
| 18 1/2 | 100 | 2 | 4* | 5 | 10 | 20* | | | | | | | |
| 22 | 120 | 2 | 3 | 4 | 6 | 8* | 10 | 12 | 15 | 24* | | | |
| 25 1/2 | 140 | 7 | 14 | 28* | | | | | | | | | |
| 29 | 160 | 4 | 8 | 16 | 20 | 32* | | | | | | | |
| 32 1/2 | 180 | 3 | 6 | 9 | 12* | 15 | 18 | 36* | | | | | |
| 36 | 200 | 4 | 5 | 8* | 10 | 20 | 25 | 40* | | | | | |
| 39 1/2 | 220 | 11 | 22 | 44* | | | | | | | | | |
| 43 | 240 | 4 | 6 | 8 | 12 | 16* | 20 | 24 | 30 | 48* | | | |
| 46 1/2 | 260 | 13 | 26 | 52* | | | | | | | | | |
| 50 | 280 | 7 | 14 | 28 | 35 | 56* | | | | | | | |
| 53 1/2 | 300 | 5 | 6 | 10 | 12* | 15 | 20* | 25 | 30 | 60* | | | |
| 57 | 320 | 8 | 16 | 32 | 40 | 64* | | | | | | | |
| 60 1/2 | 340 | 17 | 34 | 68* | | | | | | | | | |
| 64 | 360 | 6 | 9 | 12 | 18 | 24* | 30 | 36 | 45 | 72* | | | |
| 67 1/2 | 380 | 19 | 38 | 76* | | | | | | | | | |

*Connections opposite ends

AIR FRICTION — IN. H₂O (ALL DRY COILS)

SERIES MC

| Face Velocity — FPM | ROWS | SERIES MC | | | | | |
|---------------------|------|-----------|------|------|------|------|----|
| | | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 10 |
| 300 | .11 | .14 | .16 | .19 | .22 | .27 | |
| 350 | .14 | .18 | .21 | .25 | .28 | .36 | |
| 400 | .18 | .22 | .27 | .31 | .36 | .45 | |
| 450 | .22 | .27 | .33 | .38 | .44 | .55 | |
| 500 | .26 | .33 | .39 | .46 | .53 | .66 | |
| 550 | .31 | .39 | .47 | .54 | .62 | .78 | |
| 600 | .36 | .45 | .54 | .63 | .72 | .90 | |
| 700 | .47 | .59 | .70 | .82 | .94 | 1.17 | |
| 800 | .59 | .74 | .89 | 1.05 | 1.20 | 1.50 | |
| 1000 | .87 | 1.10 | 1.30 | 1.50 | 1.75 | 2.20 | |

SERIES HC

| Face Velocity — FPM | ROWS | SERIES HC | | | | | |
|---------------------|------|-----------|------|------|------|------|---|
| | | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| 300 | .15 | .20 | .24 | .29 | .34 | .39 | |
| 350 | .19 | .25 | .31 | .37 | .43 | .50 | |
| 400 | .23 | .31 | .37 | .46 | .53 | .61 | |
| 450 | .28 | .37 | .46 | .55 | .64 | .73 | |
| 500 | .32 | .43 | .54 | .64 | .75 | .86 | |
| 550 | .37 | .50 | .62 | .75 | .87 | .99 | |
| 600 | .43 | .57 | .72 | .86 | 1.00 | 1.15 | |
| 700 | .55 | .72 | .90 | 1.10 | 1.25 | 1.45 | |
| 800 | .67 | .89 | 1.10 | 1.35 | 1.55 | 1.80 | |
| 1000 | .94 | 1.25 | 1.55 | 1.90 | 2.20 | 2.50 | |

AIR FRICTION — IN. H₂O (ALL WET COILS)

SERIES MC

| Face Velocity — FPM | ROWS | SERIES MC | | | | | |
|---------------------|------|-----------|-----|-----|-----|------|----|
| | | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 10 |
| 300 | .14 | .17 | .21 | .24 | .27 | .34 | |
| 350 | .18 | .22 | .27 | .31 | .36 | .45 | |
| 400 | .22 | .28 | .34 | .39 | .45 | .56 | |
| 450 | .27 | .35 | .41 | .48 | .55 | .68 | |
| 500 | .35 | .41 | .50 | .58 | .66 | .82 | |
| 550 | .39 | .49 | .58 | .68 | .78 | .97 | |
| 600 | .45 | .58 | .68 | .78 | .90 | 1.12 | |

SERIES HC

| Face Velocity — FPM | ROWS | SERIES HC | | | | | |
|---------------------|------|-----------|-----|------|------|------|---|
| | | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| 300 | .19 | .24 | .30 | .37 | .43 | .49 | |
| 350 | .24 | .31 | .38 | .47 | .54 | .62 | |
| 400 | .29 | .38 | .48 | .58 | .67 | .76 | |
| 450 | .35 | .46 | .57 | .69 | .80 | .92 | |
| 500 | .41 | .54 | .67 | .81 | .95 | 1.08 | |
| 550 | .48 | .62 | .78 | .94 | 1.10 | 1.24 | |
| 600 | .54 | .71 | .89 | 1.07 | 1.25 | 1.42 | |

SERIES
MC

CAPACITY-DIRECT EXPANSION COILS

REFRIGERANT 22

| ENT. AIR | FPM REF. | 4 Row | | | 5 Row | | | 6 Row | | | 7 Row | | | 8 Row | | | 10 Row | | | |
|--------------------|----------|-------|-------|------|-------|-------|------|-------|-------|------|-------|-------|------|-------|-------|------|--------|-------|------|------|
| | | DTUH | WBI | DBI | BTUH | WBI | DBI | BTUH | WBI | DBI | BTUH | WBI | DBI | BTUH | WBI | DBI | BTUH | WBI | DBI | |
| 70° DBI 58° WBI | 400 | 35 | 13700 | 44.7 | 46.2 | 15430 | 42.7 | 43.5 | 16820 | 41.0 | 41.5 | 17850 | 39.7 | 40.0 | 18760 | 38.7 | 38.9 | 19970 | 37.3 | 37.3 |
| | | 40 | 11040 | 47.6 | 49.1 | 12460 | 46.0 | 46.9 | 13570 | 44.8 | 45.3 | 14470 | 43.8 | 44.1 | 15190 | 42.9 | 43.1 | 16140 | 41.8 | 41.9 |
| | | 45 | 8480 | 50.1 | 51.6 | 9500 | 49.1 | 50.0 | 10330 | 48.3 | 48.8 | 10980 | 47.6 | 47.9 | 11500 | 47.1 | 47.3 | 12230 | 46.3 | 46.4 |
| | 50 | 6550 | 52.0 | 55.0 | 7190 | 51.4 | 53.5 | 7700 | 50.9 | 52.3 | 8020 | 50.6 | 51.6 | 8250 | 50.4 | 51.1 | 8550 | 50.1 | 50.4 | |
| | 500 | 35 | 15390 | 46.2 | 48.1 | 17630 | 44.2 | 45.4 | 19430 | 42.5 | 43.2 | 20910 | 41.1 | 41.5 | 21950 | 40.0 | 40.3 | 23650 | 38.5 | 38.6 |
| | | 40 | 12350 | 48.8 | 50.8 | 14250 | 47.2 | 48.3 | 15710 | 45.9 | 46.7 | 16880 | 44.9 | 45.3 | 17910 | 44.0 | 44.2 | 19290 | 42.7 | 42.8 |
| | | 45 | 9670 | 50.9 | 52.7 | 10900 | 49.9 | 51.1 | 11960 | 49.1 | 49.8 | 12880 | 48.3 | 48.8 | 13540 | 47.8 | 48.1 | 14590 | 46.9 | 47.0 |
| | 50 | 7550 | 52.4 | 56.1 | 8450 | 51.8 | 54.5 | 9080 | 51.3 | 53.3 | 9570 | 50.9 | 52.4 | 9960 | 50.6 | 51.7 | 10460 | 50.2 | 50.8 | |
| | 600 | 35 | 16730 | 47.4 | 49.6 | 19310 | 45.6 | 47.0 | 21620 | 43.9 | 44.8 | 23390 | 42.5 | 43.1 | 24890 | 41.2 | 41.6 | 26850 | 39.7 | 39.8 |
| | | 40 | 13440 | 49.7 | 51.8 | 15630 | 48.2 | 49.6 | 17460 | 46.9 | 47.9 | 18910 | 45.9 | 46.5 | 20160 | 45.0 | 45.4 | 21750 | 43.8 | 43.9 |
| | | 45 | 10630 | 51.5 | 53.7 | 12170 | 50.5 | 51.9 | 13430 | 49.7 | 50.6 | 14460 | 49.0 | 49.6 | 15360 | 48.4 | 48.8 | 16560 | 47.6 | 47.7 |
| | 50 | 8450 | 52.8 | 57.1 | 9490 | 52.2 | 55.5 | 10370 | 51.6 | 54.1 | 11020 | 51.2 | 53.1 | 11560 | 50.9 | 52.3 | 12400 | 50.4 | 51.3 | |
| 70° DBI 60° WBI | 400 | 35 | 15210 | 45.7 | 47.0 | 17110 | 43.6 | 44.3 | 18670 | 41.7 | 42.1 | 19780 | 40.3 | 40.5 | 20820 | 39.1 | 39.3 | 22160 | 37.6 | 37.6 |
| | | 40 | 12350 | 48.7 | 50.0 | 14040 | 47.0 | 47.7 | 15320 | 45.6 | 46.0 | 16350 | 44.4 | 44.7 | 17170 | 43.5 | 43.6 | 18280 | 42.4 | 42.2 |
| | | 45 | 9480 | 51.5 | 52.8 | 10790 | 50.3 | 51.0 | 11840 | 49.2 | 49.7 | 12690 | 48.4 | 48.6 | 13330 | 47.7 | 47.9 | 14380 | 46.6 | 46.7 |
| | 50 | 7790 | 53.9 | 55.2 | 8600 | 53.2 | 54.0 | 9250 | 52.6 | 53.1 | 9840 | 52.1 | 52.4 | 10270 | 51.7 | 51.9 | 10700 | 51.0 | 51.1 | |
| | 500 | 35 | 16980 | 47.4 | 49.0 | 19600 | 45.2 | 46.2 | 21520 | 43.4 | 44.0 | 23190 | 41.8 | 42.2 | 24370 | 40.6 | 40.9 | 26260 | 38.9 | 39.0 |
| | | 40 | 13780 | 50.0 | 51.6 | 15900 | 48.3 | 49.3 | 17620 | 46.9 | 47.5 | 18980 | 45.7 | 46.1 | 20110 | 44.7 | 45.0 | 21670 | 43.3 | 43.4 |
| | | 45 | 10550 | 52.5 | 54.0 | 12170 | 51.3 | 52.2 | 13560 | 50.2 | 50.8 | 14640 | 49.4 | 49.7 | 15560 | 48.6 | 48.9 | 16780 | 47.6 | 47.7 |
| | 50 | 7730 | 54.5 | 56.1 | 8700 | 53.8 | 54.8 | 9570 | 53.2 | 53.8 | 10280 | 52.7 | 53.0 | 10880 | 52.2 | 52.5 | 11720 | 51.6 | 51.7 | |
| | 600 | 35 | 18400 | 48.8 | 50.6 | 21360 | 46.8 | 47.9 | 23880 | 44.9 | 45.7 | 25660 | 43.4 | 43.9 | 27540 | 42.1 | 42.4 | 29700 | 40.3 | 40.4 |
| | | 40 | 14930 | 51.1 | 52.9 | 17350 | 49.5 | 50.7 | 19460 | 48.1 | 48.9 | 21170 | 46.9 | 47.4 | 22620 | 45.9 | 46.2 | 24410 | 44.5 | 44.7 |
| | | 45 | 11450 | 53.2 | 55.0 | 13330 | 52.1 | 53.2 | 14970 | 51.0 | 51.8 | 16300 | 50.2 | 50.7 | 17460 | 49.4 | 49.8 | 18840 | 48.5 | 48.6 |
| | 50 | 8490 | 55.0 | 57.4 | 9720 | 54.2 | 55.4 | 10730 | 53.6 | 54.4 | 11560 | 53.1 | 53.6 | 12300 | 52.7 | 53.0 | 13260 | 52.1 | 52.2 | |
| 70° DBI 62° WBI | 400 | 35 | 16730 | 46.8 | 47.8 | 18850 | 44.5 | 45.1 | 20580 | 42.4 | 42.8 | 21870 | 40.9 | 41.1 | 22940 | 39.6 | 39.7 | 24650 | 37.6 | 37.7 |
| | | 40 | 13860 | 49.7 | 50.7 | 15730 | 47.9 | 48.5 | 17190 | 46.3 | 46.7 | 18370 | 45.0 | 45.2 | 19290 | 44.0 | 44.1 | 20730 | 42.4 | 42.2 |
| | | 45 | 10820 | 52.6 | 53.6 | 12400 | 51.1 | 51.7 | 13630 | 50.0 | 50.3 | 14640 | 49.0 | 49.2 | 15380 | 48.2 | 48.3 | 16550 | 47.0 | 47.1 |
| | 50 | 7820 | 55.4 | 56.4 | 8910 | 54.3 | 54.9 | 9820 | 53.5 | 53.9 | 10540 | 52.9 | 53.1 | 11140 | 52.3 | 52.4 | 12000 | 51.5 | 51.6 | |
| | 500 | 35 | 18640 | 48.7 | 49.9 | 21510 | 46.3 | 47.1 | 23700 | 44.4 | 44.8 | 25460 | 42.7 | 43.0 | 26970 | 41.2 | 41.4 | 29030 | 39.2 | 39.3 |
| | | 40 | 15390 | 51.2 | 52.5 | 17760 | 49.4 | 50.2 | 19740 | 47.8 | 48.3 | 21280 | 46.5 | 46.8 | 22570 | 45.4 | 45.6 | 24320 | 43.8 | 43.7 |
| | | 45 | 11960 | 53.7 | 55.0 | 13920 | 52.3 | 53.1 | 15540 | 51.1 | 51.6 | 16810 | 50.1 | 50.4 | 17890 | 49.3 | 49.5 | 19300 | 48.2 | 48.2 |
| | 50 | 8700 | 56.2 | 57.4 | 10040 | 55.2 | 56.0 | 11180 | 54.3 | 54.8 | 12160 | 53.6 | 53.9 | 12910 | 53.1 | 53.2 | 13930 | 52.3 | 52.4 | |
| | 600 | 35 | 20160 | 50.2 | 51.6 | 23450 | 48.0 | 48.9 | 26260 | 46.0 | 46.6 | 28470 | 44.3 | 44.7 | 30350 | 42.9 | 43.1 | 32730 | 40.9 | 41.0 |
| | | 40 | 16610 | 52.4 | 53.8 | 19360 | 50.7 | 51.6 | 21840 | 49.0 | 49.7 | 23690 | 47.8 | 48.2 | 25340 | 46.6 | 46.9 | 27340 | 45.1 | 45.0 |
| | | 45 | 12920 | 54.6 | 56.1 | 15110 | 53.3 | 54.2 | 17050 | 52.1 | 52.7 | 18740 | 51.1 | 51.5 | 20000 | 50.3 | 50.5 | 21590 | 49.2 | 49.3 |
| | 50 | 9370 | 56.8 | 58.3 | 10950 | 55.9 | 56.8 | 12350 | 55.0 | 55.6 | 13430 | 54.3 | 54.7 | 14410 | 53.7 | 54.0 | 15560 | 53.1 | 53.1 | |
| 70° DBI 64° WBI | 400 | 35 | 18300 | 47.9 | 48.7 | 20660 | 45.4 | 45.9 | 22570 | 43.2 | 43.5 | 24000 | 41.5 | 41.7 | 25120 | 40.1 | 40.2 | 27010 | 38.3 | 38.4 |
| | | 40 | 15390 | 50.8 | 51.6 | 17490 | 48.8 | 49.2 | 19140 | 47.1 | 47.3 | 20470 | 45.6 | 45.7 | 21510 | 44.5 | 44.6 | 23130 | 42.5 | 42.5 |
| | | 45 | 12350 | 53.6 | 54.4 | 14120 | 52.7 | 53.5 | 15530 | 50.7 | 51.0 | 16700 | 49.6 | 49.8 | 17550 | 48.7 | 48.8 | 18880 | 47.6 | 47.6 |
| | 50 | 9280 | 56.5 | 57.2 | 10600 | 55.2 | 55.7 | 11650 | 54.2 | 54.5 | 12520 | 53.5 | 53.6 | 13240 | 52.6 | 52.9 | 14260 | 51.8 | 51.9 | |
| | 500 | 35 | 20330 | 50.0 | 50.9 | 23460 | 47.5 | 48.0 | 25950 | 45.3 | 45.7 | 27900 | 43.5 | 43.8 | 29590 | 41.9 | 42.1 | 31870 | 39.7 | 39.7 |
| | | 40 | 17050 | 52.5 | 53.4 | 19670 | 50.5 | 51.1 | 21930 | 48.7 | 49.1 | 23660 | 47.3 | 47.5 | 25120 | 46.0 | 46.2 | 27070 | 44.1 | 44.4 |
| | | 45 | 13700 | 54.9 | 55.8 | 15810 | 53.3 | 53.9 | 17680 | 52.0 | 52.4 | 19140 | 50.9 | 51.1 | 20390 | 49.9 | 50.1 | 21990 | 48.7 | 48.7 |
| | 50 | 10240 | 57.4 | 58.4 | 11890 | 56.3 | 56.8 | 13270 | 55.2 | 55.6 | 14360 | 54.4 | 54.6 | 15300 | 53.7 | 53.8 | 16510 | 52.8 | 52.8 | |
| | 600 | 35 | 21960 | 51.5 | 52.6 | 25600 | 49.2 | 49.9 | 28700 | 47.1 | 47.5 | 31160 | 45.3 | 45.6 | 33250 | 43.7 | 43.9 | 35860 | 41.6 | 41.7 |
| | | 40 | 18370 | 53.7 | 54.8 | 21450 | 51.8 | 52.6 | 24200 | 50.1 | 50.6 | 26320 | 48.7 | 49.0 | 28170 | 47.4 | 47.6 | 30400 | 45.8 | 45.9 |
| | | 45 | 14780 | 55.9 | 57.0 | 17210 | 54.4 | 55.1 | 19420 | 53.1 | 53.3 | 21200 | 52.0 | 52.3 | 22760 | 51.0 | 51.2 | 24570 | 49.8 | 49.8 |
| | 50 | 11030 | 58.2 | 59.3 | 12900 | 57.1 | 57.8 | 14560 | 56.1 | 56.3 | 15900 | 55.3 | 55.6 | 17070 | 54.5 | 54.7 | 18430 | 53.7 | 53.7 | |
| 70° DBI 66° WBI | 400 | 35 | 19900 | 49.1 | 49.6 | 22520 | 46.4 | 46.7 | 24530 | 44.2 | 44.4 | 26120 | 42.3 | 42.4 | 27450 | 40.7 | 40.7 | 29500 | 38.8 | 38.8 |
| | | 40 | 16950 | 52.0 | 52.5 | 19310 | 49.7 | 50.0 | 21150 | 47.9 | 48.0 | 22650 | 46.3 | 46.4 | 23810 | 45.0 | 45.1 | 25590 | 42.9 | 42.9 |
| | | 45 | 13920 | 54.7 | 55.2 | 15890 | 52.9 | 53.2 | 17500 | 51.8 | 51.8 | 18830 | 50.2 | 50.3 | 19840 | 49.2 | 49.3 | 21350 | 47.9 | 47.9 |
| | 50 | 10830 | 57.6 | 58.1 | 12370 | 56.2 | 56.5 | 13620 | 55.0 | 55.2 | 14600 | 54.1 | 54.2 | 15440 | 53.3 | 53.4 | 16630 | 52.3 | 52.3 | |
| | 500 | 35 | 22060 | 51.3 | 51.9 | 25450 | 48.7 | 49.1 | 28270 | 46.3 | 46.6 | 30420 | 44.4 | 44.5 | 32300 | 42.6 | 42.7 | 34780 | 40.2 | 40.2 |
| | | 40 | 18750 | 53.7 | 54.3 | 21640 | 51.6 | 52.0 | 24190 | 49.7 | 49.9 | 26130 | 48.1 | 48.3 | 27750 | 46.7 | 46.8 | 29920 | 44.9 | 44.9 |
| | | 45 | 15420 | 56.2 | 56.8 | 17790 | 54.4 | 54.8 | 19890 | 52.9 | 53.1 | 21550 | 51.7 | 51.8 | 22970 | 50.6 | 50.7 | 24770 | 49.2 | 49.2 |
| | 50 | 11960 | 58.7 | 59.3 | 13800 | 57.4 | 57.8 | 15470 | 56.2 | 56.4 | 16770 | 55.2 | 55.4 | 17870 | 54.4 | 54.5 | 19270 | 53.3 | 53.4 | |
| | 600 | 35 | 23800 | 52.9 | 53.7 | 27800 | 50.5 | 50.9 | 31220 | 48.2 | 48.5 | 33940 | 46.3 | 46.5 | 36240 | 44.6 | 44.7 | 39100 | 42.8 | 42.8 |
| | | 40 | 20240 | 55.1 | 55.9 | 23620 | 53.1 | 53.5 | 26550 | 51.2 | 51.5 | 29030 | 49.7 | 49.9 | 31100 | 48.3 | 48.4 | 33560 | 46.6 | 46.6 |
| | | 45 | 16610 | 57.4 | 58.1 | 19380 | 55.7 | 56.1 | 21860 | 54.1 | 54.4 | 23840 | 52.9 | 53.1 | 25620 | 51.8 | 52.0 | 27660 | 50.6 | 50.6 |
| | 50 | 12880 | 59.5 | 60.2 | 15030 | 58.3 | 58.8 | 16950 | 57.1 | 57.5 | 18680 | 56.1 | 56.3 | 19930 | 55.3 | 55.5 | 21520 | 54.2 | 54.2 | |
| 75° DBI 58° WBI | 400 | 35 | 14020 | 44.2 | 46.3 | 15700 | 42.2 | 43.5 | 17020 | 40.6 | 41.3 | 18040 | 39.4 | 39.8 | 18940 | 38.4 | 38.6 | 20060 | 37.1 | 37.1 |
| | | 40 | 11710 | 46.8 | 48.9 | 13010 | 45.3 | 46.6 | 14070 | 44.1 | 44.9 | 14800 | 43.3 | 43.7 | 15460 | 42.5 | 42.8 | 16300 | 41.5 | 41.6 |
| | | 45 | 9200 | 48.7 | 52.5 | 10800 | 47.7 | 50.2 | 11490 | 47.0 | 48.6 | 11990 | 46.5 | 47.5 | 12330 | 46.1 | 46.7 | 12750 | 45.6 | 45.7 |
| | 50 | 8190 | 50.3 | 56.2 | 8980 | 49.6 | 54.4 | | | | | | | | | | | | | |

CAPACITY—DIRECT EXPANSION COILS

REFRIGERANT 22

SERIES
HC

3 Row

4 Row

5 Row

6 Row

7 Row

8 Row

| 3 Row | | | 4 Row | | | 5 Row | | | 6 Row | | | 7 Row | | | 8 Row | | | REP. FPM | ENT. AM | |
|-------|------|------|-------|------|------|-------|------|------|-------|------|------|-------|------|------|-------|------|------|----------|--------------------|----|
| BTUH | WBI | DBI | BTUH | WBI | DBI | BTUH | WBI | DBI | BTUH | WBI | DBI | BTUH | WBI | DBI | BTUH | WBI | DBI | | | |
| 13040 | 43.4 | 46.8 | 15310 | 42.8 | 43.5 | 16950 | 40.8 | 41.1 | 18260 | 39.2 | 39.4 | 19110 | 38.3 | 38.4 | 19830 | 37.4 | 37.5 | 400 | 70° DBI 58° WBI | |
| 10500 | 48.1 | 49.5 | 12330 | 46.2 | 46.9 | 13740 | 44.6 | 44.9 | 14760 | 43.4 | 43.6 | 15470 | 42.6 | 42.7 | 16030 | 41.9 | 42.0 | | | 40 |
| 8170 | 50.4 | 51.8 | 9470 | 49.2 | 49.8 | 10420 | 48.2 | 48.5 | 11200 | 47.4 | 47.6 | 11720 | 46.8 | 46.9 | 12160 | 46.4 | 46.4 | | | 45 |
| 6340 | 52.1 | 53.3 | 7240 | 51.3 | 53.4 | 7810 | 50.8 | 52.1 | 8180 | 50.8 | 51.3 | 8400 | 50.2 | 50.7 | 8550 | 50.1 | 50.4 | | | 50 |
| 14440 | 47.0 | 48.7 | 17360 | 44.5 | 45.4 | 19530 | 42.4 | 42.9 | 21210 | 40.8 | 41.0 | 22440 | 39.6 | 39.7 | 23600 | 38.5 | 38.6 | 500 | 70° DBI 58° WBI | |
| 11740 | 49.2 | 51.0 | 14000 | 47.4 | 48.3 | 15750 | 45.9 | 46.4 | 17190 | 44.6 | 44.9 | 18270 | 43.6 | 43.8 | 19160 | 42.8 | 42.9 | | | 45 |
| 9160 | 51.2 | 53.2 | 10850 | 49.9 | 50.8 | 12110 | 48.9 | 49.4 | 13070 | 48.2 | 48.4 | 13870 | 47.5 | 47.6 | 14530 | 46.9 | 47.0 | | | 50 |
| 7290 | 52.6 | 54.6 | 8460 | 51.8 | 54.5 | 9280 | 51.1 | 53.0 | 9800 | 50.8 | 52.0 | 10180 | 50.5 | 51.3 | 10440 | 50.3 | 50.8 | | | 55 |
| 15640 | 48.2 | 50.2 | 19000 | 45.8 | 46.9 | 21670 | 43.8 | 44.4 | 23790 | 42.1 | 42.5 | 25520 | 40.7 | 40.9 | 26960 | 39.6 | 39.7 | 600 | 70° DBI 58° WBI | |
| 12750 | 50.1 | 52.1 | 15360 | 48.4 | 49.5 | 17540 | 46.9 | 47.5 | 19290 | 45.6 | 46.0 | 20750 | 44.5 | 44.7 | 21810 | 43.7 | 43.8 | | | 45 |
| 10190 | 51.7 | 54.6 | 12130 | 50.5 | 51.6 | 13580 | 49.6 | 50.2 | 14740 | 48.8 | 49.2 | 15800 | 48.1 | 48.3 | 16590 | 47.5 | 47.6 | | | 50 |
| 8120 | 53.0 | 57.6 | 9520 | 52.2 | 55.4 | 10500 | 51.5 | 53.9 | 11250 | 51.1 | 52.8 | 11810 | 50.7 | 51.9 | 12200 | 50.5 | 51.3 | | | 55 |
| 14440 | 46.5 | 47.7 | 16920 | 43.8 | 44.3 | 18770 | 41.6 | 41.8 | 20120 | 39.8 | 40.0 | 21140 | 38.7 | 38.8 | 21970 | 37.8 | 37.8 | 400 | 70° DBI 60° WBI | |
| 11640 | 49.4 | 50.6 | 13820 | 47.3 | 47.7 | 15230 | 45.5 | 45.7 | 16870 | 43.9 | 44.2 | 17720 | 42.8 | 43.2 | 18120 | 42.4 | 42.4 | | | 45 |
| 9010 | 51.9 | 53.1 | 10640 | 50.4 | 51.0 | 11930 | 49.1 | 49.4 | 12850 | 48.2 | 48.3 | 13580 | 47.2 | 47.5 | 14160 | 46.8 | 46.9 | | | 50 |
| 6560 | 54.2 | 55.3 | 7570 | 53.2 | 53.8 | 8350 | 52.5 | 52.8 | 9010 | 51.9 | 52.1 | 9460 | 51.3 | 51.6 | 9850 | 50.9 | 51.2 | | | 55 |
| 15900 | 48.3 | 49.8 | 19100 | 45.6 | 46.4 | 21470 | 43.5 | 43.9 | 23410 | 41.6 | 41.8 | 24790 | 40.2 | 40.3 | 26090 | 39.1 | 39.1 | 500 | 70° DBI 60° WBI | |
| 12800 | 50.8 | 52.2 | 15570 | 48.6 | 49.4 | 17620 | 46.9 | 47.3 | 19220 | 45.5 | 45.7 | 20510 | 44.4 | 44.5 | 21530 | 43.4 | 43.5 | | | 45 |
| 9950 | 52.9 | 54.3 | 11990 | 51.4 | 52.1 | 13600 | 50.2 | 50.6 | 14890 | 49.2 | 49.4 | 15950 | 48.3 | 48.4 | 16740 | 47.6 | 47.7 | | | 50 |
| 7340 | 54.8 | 56.5 | 8650 | 53.8 | 54.6 | 9680 | 53.1 | 53.5 | 10480 | 52.5 | 52.7 | 11160 | 52.0 | 52.1 | 11690 | 51.6 | 51.7 | | | 55 |
| 17050 | 49.7 | 51.4 | 20800 | 47.2 | 48.1 | 23820 | 45.0 | 45.5 | 26220 | 43.1 | 43.4 | 28180 | 41.5 | 41.7 | 29700 | 40.4 | 40.4 | 600 | 70° DBI 60° WBI | |
| 13690 | 51.7 | 53.4 | 16920 | 49.6 | 50.7 | 19530 | 48.0 | 48.6 | 21540 | 46.6 | 46.9 | 23150 | 45.5 | 45.6 | 24560 | 44.4 | 44.5 | | | 45 |
| 10740 | 53.6 | 55.3 | 13060 | 52.3 | 53.1 | 15090 | 51.0 | 51.5 | 16640 | 50.0 | 50.2 | 17910 | 49.1 | 49.3 | 18990 | 48.4 | 48.5 | | | 50 |
| 8150 | 55.2 | 57.5 | 9720 | 54.2 | 55.2 | 10840 | 53.5 | 54.1 | 11800 | 53.0 | 53.3 | 12640 | 52.5 | 52.6 | 13330 | 52.1 | 52.1 | | | 55 |
| 15820 | 47.8 | 48.7 | 18550 | 44.8 | 45.3 | 20670 | 42.3 | 42.6 | 22170 | 40.5 | 40.6 | 23290 | 39.2 | 39.2 | 24220 | 38.1 | 38.2 | 400 | 70° DBI 62° WBI | |
| 12080 | 50.5 | 51.4 | 15460 | 48.1 | 48.6 | 17290 | 46.2 | 46.4 | 18700 | 44.6 | 44.8 | 19590 | 43.6 | 43.7 | 20360 | 42.7 | 42.7 | | | 45 |
| 10190 | 53.2 | 54.1 | 12150 | 51.4 | 51.8 | 13670 | 49.9 | 50.1 | 14830 | 48.8 | 48.9 | 15640 | 47.9 | 48.0 | 16330 | 47.2 | 47.3 | | | 50 |
| 7380 | 55.8 | 56.7 | 8600 | 54.4 | 54.9 | 9860 | 53.5 | 53.7 | 10710 | 52.7 | 52.8 | 11370 | 52.1 | 52.2 | 11910 | 51.6 | 51.6 | | | 55 |
| 17410 | 49.7 | 50.8 | 20990 | 46.7 | 47.3 | 23640 | 44.4 | 44.7 | 25800 | 42.4 | 42.5 | 27410 | 40.8 | 40.9 | 28730 | 39.5 | 39.6 | 500 | 70° DBI 62° WBI | |
| 14290 | 52.0 | 53.2 | 17360 | 49.7 | 50.3 | 19700 | 47.8 | 48.1 | 21530 | 46.3 | 46.4 | 23000 | 45.0 | 45.1 | 24160 | 44.0 | 44.0 | | | 45 |
| 12000 | 54.3 | 55.4 | 13590 | 52.6 | 53.2 | 15510 | 51.1 | 51.5 | 17050 | 50.0 | 50.1 | 18310 | 49.0 | 49.0 | 19240 | 48.2 | 48.3 | | | 50 |
| 8160 | 56.6 | 57.7 | 9850 | 55.3 | 55.9 | 11190 | 54.3 | 54.6 | 12320 | 53.5 | 53.6 | 13270 | 52.8 | 52.9 | 13960 | 52.3 | 52.3 | | | 55 |
| 18700 | 51.1 | 52.4 | 22830 | 48.4 | 49.1 | 26190 | 46.0 | 46.4 | 28880 | 44.0 | 44.2 | 31070 | 42.3 | 42.4 | 32750 | 40.9 | 41.0 | 600 | 70° DBI 62° WBI | |
| 15320 | 53.2 | 54.5 | 18800 | 51.0 | 51.8 | 21700 | 49.1 | 49.6 | 24050 | 47.5 | 47.8 | 25880 | 46.2 | 46.4 | 27410 | 45.1 | 45.2 | | | 45 |
| 12000 | 55.2 | 56.6 | 14690 | 53.5 | 54.3 | 16950 | 52.1 | 52.6 | 18930 | 50.9 | 51.2 | 20450 | 50.0 | 50.1 | 21740 | 49.1 | 49.2 | | | 50 |
| 8720 | 57.2 | 58.5 | 10720 | 56.0 | 56.7 | 12370 | 55.0 | 55.4 | 13690 | 54.1 | 54.4 | 14780 | 53.5 | 53.6 | 15740 | 52.9 | 53.0 | | | 55 |
| 17150 | 49.1 | 49.8 | 20450 | 45.6 | 46.0 | 22760 | 43.0 | 43.2 | 24330 | 41.1 | 41.2 | 25520 | 39.7 | 39.7 | 26550 | 38.5 | 38.5 | 400 | 70° DBI 64° WBI | |
| 14660 | 51.7 | 52.4 | 17220 | 47.3 | 47.3 | 19230 | 45.5 | 45.7 | 20870 | 43.9 | 44.3 | 21820 | 42.8 | 43.1 | 22700 | 41.8 | 42.1 | | | 45 |
| 11600 | 54.3 | 55.0 | 13830 | 52.3 | 52.6 | 15570 | 50.9 | 50.8 | 16900 | 49.5 | 49.4 | 17850 | 48.4 | 48.4 | 18640 | 47.6 | 47.5 | | | 50 |
| 8720 | 57.0 | 57.7 | 10400 | 55.4 | 55.8 | 11670 | 54.2 | 54.4 | 12690 | 53.3 | 53.4 | 13500 | 52.6 | 52.6 | 14160 | 52.0 | 52.0 | | | 55 |
| 18870 | 51.1 | 52.0 | 22930 | 47.9 | 48.3 | 25880 | 45.4 | 45.6 | 28270 | 43.2 | 43.3 | 30050 | 41.5 | 41.5 | 31450 | 40.0 | 40.1 | 500 | 70° DBI 64° WBI | |
| 15870 | 53.3 | 54.2 | 19250 | 50.8 | 51.3 | 21880 | 48.8 | 49.0 | 23950 | 47.0 | 47.2 | 25610 | 45.6 | 45.7 | 26910 | 44.4 | 44.5 | | | 45 |
| 12700 | 55.7 | 56.5 | 15420 | 53.6 | 54.1 | 17630 | 52.0 | 52.3 | 19410 | 50.7 | 50.8 | 20860 | 49.6 | 49.6 | 21930 | 48.7 | 48.8 | | | 50 |
| 7520 | 58.0 | 58.8 | 11580 | 56.5 | 56.9 | 13220 | 55.3 | 55.5 | 14540 | 54.3 | 54.4 | 15630 | 53.5 | 53.5 | 16530 | 52.8 | 52.9 | | | 55 |
| 20310 | 52.5 | 53.6 | 24890 | 49.7 | 50.2 | 28720 | 47.1 | 47.4 | 31600 | 45.0 | 45.1 | 34050 | 43.1 | 43.2 | 35900 | 41.6 | 41.6 | 600 | 70° DBI 64° WBI | |
| 16360 | 54.6 | 55.6 | 20820 | 52.6 | 52.8 | 24020 | 50.2 | 50.3 | 26700 | 48.5 | 48.6 | 28770 | 47.0 | 47.1 | 30490 | 45.8 | 45.8 | | | 45 |
| 13630 | 56.8 | 57.7 | 16690 | 54.8 | 55.3 | 19250 | 53.2 | 53.3 | 21500 | 51.8 | 52.0 | 23250 | 50.7 | 50.8 | 24730 | 49.8 | 49.8 | | | 50 |
| 10120 | 58.7 | 59.7 | 12480 | 57.3 | 57.9 | 14400 | 56.2 | 56.5 | 16110 | 55.1 | 55.3 | 17410 | 54.3 | 54.4 | 18550 | 53.6 | 53.6 | | | 55 |
| 18760 | 50.2 | 50.7 | 22140 | 46.8 | 47.0 | 24700 | 44.0 | 44.1 | 26560 | 41.8 | 41.8 | 27960 | 40.0 | 40.0 | 28980 | 38.9 | 38.9 | 400 | 70° DBI 66° WBI | |
| 15820 | 53.0 | 53.4 | 18870 | 50.1 | 50.4 | 21240 | 47.8 | 47.9 | 22990 | 45.9 | 46.0 | 24210 | 44.5 | 44.6 | 25130 | 43.5 | 43.5 | | | 45 |
| 13080 | 55.5 | 56.0 | 16010 | 53.2 | 53.4 | 17930 | 51.4 | 51.5 | 19040 | 50.0 | 50.0 | 20130 | 48.9 | 48.9 | 21050 | 48.0 | 48.0 | | | 50 |
| 10090 | 58.2 | 58.7 | 12120 | 56.4 | 56.6 | 13630 | 55.0 | 55.1 | 14790 | 53.9 | 53.9 | 15740 | 53.1 | 53.1 | 16480 | 52.4 | 52.4 | | | 55 |
| 20520 | 52.7 | 52.9 | 24930 | 49.1 | 49.4 | 28200 | 46.4 | 46.5 | 30710 | 44.1 | 44.2 | 32700 | 42.3 | 42.3 | 34350 | 40.6 | 40.6 | 500 | 70° DBI 66° WBI | |
| 17400 | 54.7 | 55.3 | 21990 | 52.0 | 52.3 | 24700 | 49.8 | 49.9 | 27400 | 47.9 | 48.0 | 29200 | 46.2 | 46.2 | 30970 | 44.8 | 44.8 | | | 45 |
| 14330 | 57.0 | 57.4 | 17370 | 54.8 | 55.1 | 19820 | 53.0 | 53.1 | 21850 | 51.5 | 51.6 | 23310 | 50.2 | 50.2 | 24780 | 49.2 | 49.2 | | | 50 |
| 11070 | 59.3 | 59.8 | 13480 | 57.6 | 57.9 | 15420 | 56.2 | 56.4 | 16980 | 55.1 | 55.1 | 18210 | 54.1 | 54.2 | 19260 | 53.4 | 53.4 | | | 55 |
| 21930 | 54.1 | 54.7 | 27000 | 51.0 | 51.4 | 31150 | 48.3 | 48.5 | 34430 | 45.9 | 46.1 | 36980 | 44.0 | 44.1 | 39180 | 42.3 | 42.3 | 600 | 70° DBI 66° WBI | |
| 18700 | 56.1 | 56.8 | 22900 | 53.5 | 53.9 | 26420 | 51.3 | 51.5 | 29440 | 49.4 | 49.5 | 31750 | 47.8 | 47.9 | 33680 | 46.5 | 46.5 | | | 45 |
| 15310 | 58.1 | 58.8 | 18770 | 56.0 | 56.4 | 21660 | 54.2 | 54.4 | 24180 | 52.7 | 52.8 | 26160 | 51.5 | 51.6 | 27850 | 50.4 | 50.5 | | | 50 |
| 11810 | 60.1 | 60.8 | 14520 | 58.6 | 58.9 | 16750 | 57.3 | 57 | | | | | | | | | | | | |

SERIES
MC

CAPACITY-DIRECT EXPANSION COILS
REFRIGERANT 22

| | | 4 Row | | | 5 Row | | | 6 Row | | | 7 Row | | | 8 Row | | | 10 Row | | | |
|--------------------|----------|-------|-------|------|-------|-------|------|-------|-------|------|-------|-------|------|-------|-------|------|--------|-------|------|------|
| ENT. AIR | FPM REF. | BTUH | WBI | DBI | BTUH | WBI | DBI | BTUH | WBI | DBI | BTUH | WBI | DBI | BTUH | WBI | DBI | BTUH | WBI | DBI | |
| 85° DBI 62° WBI | 400 | 35 | 17220 | 46.0 | 48.9 | 19270 | 43.7 | 45.4 | 20890 | 41.7 | 42.8 | 22090 | 40.2 | 40.8 | 23150 | 39.0 | 39.4 | 24500 | 37.5 | 37.6 |
| | | 40 | 14990 | 48.3 | 51.2 | 16630 | 46.6 | 48.3 | 17970 | 45.2 | 46.2 | 18890 | 44.1 | 44.7 | 19710 | 43.2 | 43.5 | 20780 | 41.9 | 42.0 |
| | | 45 | 13160 | 50.2 | 54.8 | 14430 | 48.9 | 51.9 | 15310 | 48.0 | 49.9 | 15980 | 47.3 | 48.3 | 16430 | 46.8 | 47.3 | 17310 | 45.9 | 46.0 |
| | 50 | 11410 | 51.8 | 58.8 | 12550 | 50.8 | 56.2 | 13410 | 49.9 | 54.2 | 13970 | 49.4 | 53.0 | 14370 | 49.0 | 52.0 | 14870 | 48.8 | 50.9 | |
| | 500 | 35 | 19480 | 47.7 | 51.3 | 22120 | 45.5 | 47.7 | 24230 | 43.6 | 44.9 | 25970 | 41.9 | 42.8 | 27340 | 40.5 | 41.1 | 28920 | 38.6 | 38.8 |
| | | 40 | 17180 | 49.6 | 53.5 | 19310 | 47.9 | 50.1 | 20970 | 46.5 | 47.9 | 22290 | 45.3 | 46.2 | 23450 | 44.3 | 44.8 | 24510 | 42.9 | 42.8 |
| | | 45 | 15220 | 51.1 | 57.1 | 16890 | 49.8 | 54.0 | 18260 | 48.7 | 51.5 | 19110 | 48.0 | 49.9 | 19850 | 47.4 | 48.6 | 20590 | 46.3 | 46.5 |
| | 60 | 13230 | 52.6 | 60.7 | 14730 | 51.5 | 58.0 | 15830 | 50.6 | 55.9 | 16690 | 50.0 | 54.4 | 17350 | 49.5 | 53.2 | 18200 | 48.8 | 51.6 | |
| | 600 | 35 | 21510 | 49.0 | 53.2 | 24630 | 46.9 | 49.6 | 27230 | 45.0 | 46.7 | 29300 | 43.4 | 44.5 | 31060 | 42.0 | 42.7 | 33770 | 40.0 | 40.3 |
| | | 40 | 19110 | 50.6 | 55.8 | 21120 | 49.3 | 52.7 | 23710 | 47.5 | 49.3 | 25450 | 45.3 | 47.4 | 26850 | 45.2 | 46.0 | 28920 | 43.7 | 44.0 |
| | | 45 | 16940 | 51.9 | 59.1 | 18990 | 50.6 | 55.9 | 20740 | 49.5 | 53.3 | 22010 | 48.7 | 51.3 | 23060 | 48.0 | 49.7 | 24390 | 47.0 | 47.7 |
| | 60 | 14690 | 53.3 | 62.5 | 16580 | 52.2 | 59.6 | 18090 | 51.2 | 57.3 | 19210 | 50.5 | 55.6 | 20140 | 49.9 | 54.2 | 21370 | 49.1 | 52.4 | |
| 85° DBI 64° WBI | 400 | 35 | 18370 | 47.6 | 50.2 | 20680 | 45.1 | 46.7 | 22570 | 42.9 | 43.8 | 23970 | 41.2 | 41.8 | 25090 | 39.8 | 40.2 | 26700 | 38.0 | 38.1 |
| | | 40 | 15770 | 50.2 | 52.8 | 17710 | 48.3 | 49.9 | 19290 | 46.6 | 47.6 | 20540 | 45.2 | 45.8 | 21570 | 44.1 | 44.4 | 22910 | 42.5 | 42.6 |
| | | 45 | 13380 | 52.5 | 55.1 | 14900 | 51.0 | 52.6 | 16150 | 49.8 | 50.8 | 17110 | 48.9 | 49.4 | 17940 | 48.0 | 48.5 | 19010 | 46.9 | 47.0 |
| | 50 | 11420 | 54.2 | 58.8 | 12530 | 53.2 | 56.3 | 13430 | 52.4 | 54.2 | 13970 | 51.9 | 52.9 | 14370 | 51.5 | 52.0 | 15160 | 50.8 | 50.9 | |
| | 500 | 35 | 20610 | 49.5 | 52.7 | 23620 | 47.0 | 49.1 | 26070 | 44.9 | 46.2 | 28090 | 43.0 | 43.8 | 29630 | 41.5 | 42.0 | 31910 | 39.4 | 39.5 |
| | | 40 | 17760 | 51.7 | 54.9 | 20280 | 49.8 | 51.8 | 22360 | 48.1 | 49.4 | 24020 | 46.7 | 47.5 | 25470 | 45.4 | 45.9 | 27430 | 43.7 | 43.9 |
| | | 45 | 15330 | 53.4 | 56.7 | 17150 | 52.1 | 54.2 | 18750 | 50.9 | 52.2 | 20110 | 49.9 | 50.7 | 21190 | 49.0 | 49.5 | 22810 | 47.7 | 47.9 |
| | 60 | 13230 | 55.0 | 60.7 | 14700 | 53.9 | 58.0 | 15810 | 53.1 | 56.0 | 16680 | 52.5 | 54.4 | 17350 | 52.0 | 53.2 | 18230 | 51.3 | 51.5 | |
| | 600 | 35 | 22510 | 50.9 | 54.7 | 25970 | 48.7 | 51.1 | 29020 | 46.6 | 48.2 | 31410 | 44.8 | 45.9 | 33440 | 43.2 | 43.9 | 36060 | 41.1 | 41.4 |
| | | 40 | 19530 | 53.6 | 56.6 | 22540 | 50.9 | 53.4 | 24970 | 49.3 | 51.0 | 26970 | 48.0 | 49.0 | 28720 | 46.8 | 47.5 | 30970 | 45.1 | 45.4 |
| | | 45 | 16900 | 54.4 | 59.1 | 19310 | 52.9 | 55.6 | 21150 | 51.8 | 53.4 | 22500 | 50.8 | 51.9 | 24050 | 50.0 | 50.6 | 25920 | 48.7 | 49.0 |
| | 60 | 14800 | 55.7 | 62.4 | 16630 | 54.5 | 59.4 | 18050 | 53.7 | 57.1 | 19210 | 53.0 | 55.6 | 20140 | 52.4 | 54.2 | 21340 | 51.7 | 52.4 | |
| 85° DBI 66° WBI | 400 | 35 | 19820 | 48.9 | 51.3 | 22410 | 46.2 | 47.7 | 24390 | 44.0 | 44.9 | 25960 | 42.2 | 42.7 | 27280 | 40.5 | 40.8 | 29320 | 38.5 | 38.9 |
| | | 40 | 16880 | 51.8 | 54.1 | 19300 | 49.5 | 50.9 | 21100 | 47.6 | 48.5 | 22560 | 46.1 | 46.6 | 23710 | 44.8 | 45.1 | 25250 | 43.0 | 43.6 |
| | | 45 | 14200 | 54.2 | 56.6 | 16080 | 52.5 | 53.9 | 17610 | 51.1 | 51.9 | 18880 | 49.9 | 50.4 | 19860 | 48.9 | 49.2 | 21360 | 47.7 | 47.8 |
| | 50 | 11710 | 56.5 | 58.9 | 13080 | 55.3 | 56.7 | 14190 | 54.2 | 55.1 | 15080 | 53.4 | 53.9 | 15800 | 52.8 | 53.1 | 16990 | 51.7 | 51.8 | |
| | 500 | 35 | 22070 | 51.0 | 54.0 | 25470 | 48.4 | 50.2 | 28180 | 46.1 | 47.2 | 30310 | 44.2 | 44.9 | 32150 | 42.5 | 42.9 | 34630 | 40.0 | 40.2 |
| | | 40 | 18830 | 53.4 | 56.4 | 21730 | 51.3 | 53.1 | 24250 | 49.4 | 50.5 | 26150 | 47.8 | 48.5 | 27750 | 46.5 | 46.9 | 29900 | 44.8 | 44.7 |
| | | 45 | 15960 | 55.8 | 58.5 | 18270 | 53.8 | 55.6 | 20260 | 52.4 | 53.5 | 21840 | 51.2 | 51.9 | 23180 | 50.2 | 50.6 | 24990 | 48.8 | 48.7 |
| | 60 | 13400 | 57.4 | 60.4 | 15050 | 56.2 | 58.1 | 16460 | 55.2 | 56.3 | 17670 | 54.3 | 55.0 | 18580 | 53.6 | 54.0 | 20010 | 52.6 | 52.7 | |
| | 600 | 35 | 23920 | 52.6 | 56.1 | 27830 | 50.2 | 52.4 | 31200 | 47.9 | 49.4 | 33890 | 46.0 | 47.0 | 36160 | 44.4 | 45.0 | 39010 | 42.1 | 42.8 |
| | | 40 | 20550 | 54.7 | 58.1 | 23900 | 52.6 | 54.9 | 26820 | 50.8 | 52.3 | 29180 | 49.3 | 50.3 | 31200 | 47.9 | 48.6 | 33670 | 46.0 | 46.1 |
| | | 45 | 17490 | 56.6 | 60.0 | 20180 | 54.9 | 57.2 | 22490 | 53.5 | 54.9 | 24400 | 52.3 | 53.3 | 26070 | 51.3 | 51.9 | 28140 | 50.0 | 50.5 |
| | 60 | 14950 | 58.1 | 62.1 | 16890 | 56.9 | 59.2 | 18550 | 55.9 | 57.4 | 19930 | 55.1 | 56.0 | 21110 | 54.3 | 54.9 | 22760 | 53.7 | 53.8 | |
| 85° DBI 68° WBI | 400 | 35 | 21450 | 50.2 | 52.3 | 24320 | 47.3 | 48.5 | 26520 | 44.9 | 45.7 | 28260 | 42.9 | 43.3 | 29880 | 41.2 | 41.4 | 31900 | 39.5 | 39.8 |
| | | 40 | 18480 | 53.7 | 55.1 | 21060 | 50.6 | 51.8 | 23090 | 48.6 | 49.3 | 24740 | 46.9 | 47.3 | 26010 | 45.5 | 45.7 | 27960 | 43.7 | 43.8 |
| | | 45 | 15500 | 55.7 | 57.8 | 17670 | 53.7 | 54.9 | 19460 | 52.1 | 52.8 | 20940 | 50.7 | 51.1 | 22060 | 49.6 | 49.9 | 23740 | 47.9 | 48.0 |
| | 50 | 12610 | 58.3 | 60.4 | 14340 | 56.8 | 58.0 | 15730 | 55.5 | 56.2 | 16890 | 54.4 | 54.8 | 17760 | 53.6 | 53.9 | 19130 | 52.0 | 52.5 | |
| | 500 | 35 | 23780 | 52.5 | 55.1 | 27440 | 49.7 | 51.3 | 30520 | 47.2 | 48.2 | 32860 | 45.2 | 45.8 | 34800 | 43.4 | 43.8 | 37480 | 40.8 | 40.9 |
| | | 40 | 20520 | 54.9 | 57.5 | 23670 | 52.5 | 54.2 | 26420 | 50.5 | 51.5 | 28540 | 48.8 | 49.5 | 30330 | 47.4 | 47.8 | 32690 | 45.3 | 45.5 |
| | | 45 | 17250 | 57.3 | 59.9 | 19900 | 55.3 | 57.0 | 22190 | 53.6 | 54.6 | 24020 | 52.3 | 52.9 | 25590 | 51.1 | 51.5 | 27600 | 49.8 | 49.7 |
| | 60 | 14130 | 59.4 | 62.0 | 16310 | 57.9 | 59.6 | 18050 | 56.7 | 57.7 | 19470 | 55.6 | 56.3 | 20690 | 54.7 | 55.1 | 22310 | 53.9 | 54.7 | |
| | 600 | 35 | 25690 | 54.2 | 57.2 | 29960 | 51.6 | 53.6 | 33800 | 49.1 | 50.4 | 36630 | 47.2 | 48.0 | 39130 | 45.4 | 45.9 | 42220 | 43.0 | 43.3 |
| | | 40 | 22200 | 56.4 | 59.4 | 25820 | 54.1 | 56.1 | 29130 | 52.1 | 53.3 | 31720 | 50.5 | 51.3 | 33990 | 49.0 | 49.5 | 36590 | 46.8 | 46.8 |
| | | 45 | 18840 | 58.4 | 61.4 | 21740 | 56.6 | 58.6 | 24430 | 54.9 | 56.3 | 26550 | 53.6 | 54.4 | 28610 | 52.4 | 53.0 | 30890 | 51.1 | 51.2 |
| | 60 | 15430 | 60.3 | 63.3 | 17800 | 58.9 | 60.9 | 19960 | 57.7 | 59.0 | 21710 | 56.7 | 57.5 | 23230 | 55.7 | 56.3 | 25070 | 54.6 | 54.8 | |
| 85° DBI 70° WBI | 400 | 35 | 23140 | 51.5 | 53.3 | 26340 | 48.3 | 49.5 | 28740 | 45.8 | 46.5 | 30660 | 43.6 | 44.0 | 32260 | 41.7 | 41.9 | 34290 | 39.3 | 39.4 |
| | | 40 | 20170 | 54.2 | 56.0 | 23010 | 51.6 | 52.7 | 25270 | 49.4 | 50.1 | 27090 | 47.6 | 48.0 | 28500 | 46.1 | 46.3 | 30640 | 43.6 | 43.7 |
| | | 45 | 17140 | 57.0 | 58.9 | 19530 | 54.8 | 55.9 | 21520 | 52.9 | 53.6 | 23180 | 51.4 | 51.8 | 24450 | 50.2 | 50.5 | 26310 | 48.4 | 48.5 |
| | 50 | 14010 | 59.7 | 61.6 | 16030 | 58.0 | 59.1 | 17670 | 56.5 | 57.2 | 19030 | 55.2 | 55.6 | 20070 | 54.3 | 54.5 | 21620 | 52.9 | 52.9 | |
| | 500 | 35 | 25610 | 53.9 | 56.2 | 29550 | 51.0 | 52.4 | 33000 | 48.3 | 49.3 | 35580 | 46.1 | 46.7 | 37710 | 44.2 | 44.6 | 40630 | 41.4 | 41.5 |
| | | 40 | 22340 | 56.3 | 58.2 | 25780 | 53.7 | 55.2 | 28810 | 51.5 | 52.8 | 31170 | 49.7 | 50.3 | 33190 | 48.2 | 48.5 | 35740 | 46.0 | 46.1 |
| | | 45 | 18940 | 58.7 | 61.0 | 21860 | 56.7 | 58.1 | 24430 | 54.8 | 55.7 | 26460 | 53.3 | 53.8 | 28230 | 52.0 | 52.5 | 30460 | 50.3 | 50.4 |
| | 60 | 15510 | 61.0 | 63.3 | 17900 | 59.4 | 60.9 | 20070 | 57.9 | 58.9 | 21770 | 56.7 | 57.3 | 23210 | 55.7 | 56.0 | 25040 | 54.9 | 55.4 | |
| | 600 | 35 | 27670 | 55.8 | 58.5 | 32320 | 52.9 | 54.7 | 36460 | 50.4 | 51.5 | 39600 | 48.3 | 49.0 | 42350 | 46.3 | 46.8 | 45700 | 43.9 | 44.1 |
| | | 40 | 24090 | 57.9 | 60.6 | 28110 | 55.5 | 57.3 | 31710 | 53.3 | 54.4 | 34550 | 51.6 | 52.3 | 37060 | 50.0 | 50.5 | 40 | | |

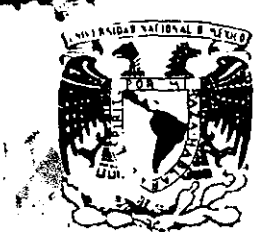
CAPACITY-DIRECT EXPANSION COILS

SERIES
HC

REFRIGERANT 22

3 Row 4 Row 5 Row 6 Row 7 Row 8 Row

| BTUH | WBI | DBI | BTUH | WBI | DBI | BTUH | WBI | DBI | BTUH | WBI | DBI | BTUH | WBI | DBI | BTUH | WBI | DBI | REF. FTES | ENT. AIR |
|-------|------|------|-------|------|------|-------|------|------|-------|------|------|-------|------|------|-------|------|------|-----------|----------|
| 16620 | 46.6 | 49.3 | 19190 | 43.8 | 45.0 | 21110 | 41.5 | 42.1 | 22450 | 39.8 | 40.1 | 23560 | 38.6 | 38.7 | 24390 | 37.6 | 37.7 | 35 | |
| 14490 | 48.8 | 51.7 | 16630 | 46.0 | 47.9 | 18180 | 44.9 | 45.5 | 19270 | 43.7 | 44.0 | 20120 | 42.7 | 42.8 | 20750 | 41.9 | 42.0 | 40 | |
| 12840 | 50.5 | 53.5 | 14670 | 48.0 | 51.8 | 15580 | 47.7 | 49.3 | 16270 | 47.0 | 47.7 | 16720 | 46.5 | 46.6 | 17300 | 45.9 | 46.0 | 45 | |
| 11150 | 52.1 | 55.4 | 12620 | 50.7 | 56.0 | 13610 | 49.7 | 53.8 | 14230 | 49.1 | 52.4 | 14600 | 48.7 | 51.5 | 14880 | 48.5 | 50.9 | 50 | |
| 18770 | 48.3 | 51.6 | 21900 | 45.7 | 47.4 | 24530 | 43.3 | 44.2 | 26530 | 41.3 | 41.8 | 27940 | 39.9 | 40.1 | 29180 | 38.8 | 38.9 | 35 | |
| 16540 | 50.1 | 54.6 | 19320 | 47.9 | 49.6 | 21280 | 46.2 | 47.1 | 22810 | 44.8 | 45.3 | 24000 | 43.8 | 44.0 | 24680 | 42.9 | 43.1 | 40 | |
| 14640 | 51.5 | 58.1 | 16920 | 49.8 | 53.9 | 18500 | 48.5 | 51.0 | 19550 | 47.7 | 49.1 | 20290 | 47.1 | 47.8 | 20800 | 46.6 | 46.8 | 45 | |
| 12720 | 52.9 | 61.6 | 14760 | 51.4 | 57.9 | 16170 | 50.4 | 55.3 | 17080 | 49.7 | 53.6 | 17740 | 49.1 | 52.4 | 18180 | 48.8 | 51.6 | 50 | |
| 20700 | 49.5 | 53.4 | 24390 | 47.0 | 49.2 | 27400 | 44.8 | 46.0 | 29820 | 43.0 | 43.6 | 31800 | 41.4 | 41.7 | 33450 | 40.0 | 40.2 | 35 | |
| 18340 | 51.1 | 56.9 | 21480 | 49.0 | 52.1 | 24070 | 47.3 | 48.4 | 26010 | 45.9 | 46.5 | 27480 | 44.8 | 45.1 | 28780 | 43.8 | 44.0 | 40 | |
| 16230 | 52.4 | 60.2 | 19040 | 50.0 | 55.9 | 21020 | 49.1 | 52.8 | 22480 | 48.4 | 50.6 | 23630 | 47.6 | 48.9 | 24310 | 47.1 | 47.8 | 45 | |
| 14240 | 53.6 | 63.2 | 16610 | 52.1 | 59.6 | 18220 | 51.1 | 57.0 | 19620 | 50.2 | 55.0 | 20580 | 49.6 | 53.5 | 21290 | 49.1 | 52.4 | 50 | |
| 17430 | 48.6 | 50.9 | 20490 | 45.3 | 46.5 | 22760 | 42.7 | 43.3 | 24380 | 40.7 | 41.0 | 25560 | 39.3 | 39.4 | 26530 | 38.2 | 38.3 | 35 | |
| 15070 | 50.9 | 53.3 | 17650 | 48.3 | 49.5 | 19570 | 46.3 | 46.9 | 20990 | 44.8 | 45.0 | 21980 | 43.6 | 43.7 | 22780 | 42.7 | 42.7 | 40 | |
| 13000 | 52.8 | 55.2 | 14880 | 51.1 | 52.2 | 16350 | 49.6 | 50.2 | 17470 | 48.5 | 48.8 | 18260 | 47.7 | 47.8 | 18900 | 47.0 | 47.1 | 45 | |
| 11150 | 54.5 | 59.4 | 12310 | 53.1 | 56.1 | 13600 | 52.2 | 55.6 | 14230 | 51.7 | 52.3 | 14640 | 51.3 | 51.4 | 14900 | 51.0 | 51.0 | 50 | |
| 19380 | 50.5 | 53.5 | 22640 | 47.3 | 48.8 | 26260 | 44.7 | 45.8 | 28530 | 42.6 | 43.0 | 30220 | 41.0 | 41.2 | 31610 | 39.6 | 39.7 | 35 | |
| 17030 | 52.2 | 55.2 | 20050 | 49.9 | 51.5 | 22570 | 47.9 | 48.7 | 24520 | 46.3 | 46.7 | 26000 | 45.0 | 45.2 | 27230 | 43.8 | 44.0 | 40 | |
| 14900 | 53.9 | 58.0 | 17200 | 52.1 | 53.7 | 19120 | 50.7 | 51.5 | 20560 | 49.5 | 50.0 | 21630 | 48.7 | 48.9 | 22620 | 47.9 | 48.0 | 45 | |
| 12980 | 55.3 | 61.4 | 14740 | 53.9 | 57.9 | 16170 | 52.8 | 55.3 | 17080 | 52.2 | 53.6 | 17730 | 51.7 | 52.5 | 18240 | 51.3 | 51.5 | 50 | |
| 21220 | 51.7 | 55.3 | 25620 | 48.9 | 50.9 | 29160 | 46.5 | 47.5 | 32020 | 44.3 | 44.9 | 34350 | 42.5 | 42.9 | 36160 | 41.0 | 41.2 | 35 | |
| 18700 | 53.3 | 56.8 | 22300 | 51.1 | 53.0 | 25100 | 49.3 | 50.3 | 27530 | 47.6 | 48.2 | 29560 | 46.2 | 46.5 | 31130 | 45.0 | 45.2 | 40 | |
| 16270 | 54.8 | 60.1 | 19040 | 53.1 | 55.9 | 21460 | 51.6 | 52.7 | 23250 | 50.5 | 51.1 | 24650 | 49.6 | 49.9 | 25920 | 48.7 | 48.9 | 45 | |
| 14230 | 56.0 | 63.2 | 16620 | 54.5 | 59.6 | 18290 | 53.5 | 57.0 | 19590 | 52.7 | 55.0 | 20570 | 52.1 | 53.5 | 21270 | 51.7 | 52.5 | 50 | |
| 23200 | 50.0 | 52.1 | 22100 | 46.6 | 47.6 | 24640 | 43.7 | 44.2 | 26470 | 41.5 | 41.8 | 27860 | 39.8 | 40.0 | 28850 | 38.7 | 38.8 | 35 | |
| 20120 | 52.5 | 54.6 | 19040 | 49.7 | 50.8 | 21290 | 47.4 | 47.9 | 23020 | 45.6 | 45.8 | 24110 | 44.3 | 44.5 | 25060 | 43.3 | 43.3 | 40 | |
| 18610 | 54.8 | 58.9 | 15880 | 52.7 | 53.7 | 17400 | 50.9 | 51.4 | 19250 | 49.5 | 49.8 | 20220 | 48.5 | 48.7 | 21060 | 47.7 | 47.7 | 45 | |
| 13400 | 56.9 | 59.0 | 13060 | 55.3 | 56.3 | 14360 | 54.0 | 54.6 | 15380 | 53.1 | 53.4 | 16170 | 52.4 | 52.5 | 16760 | 51.9 | 51.9 | 50 | |
| 20980 | 52.1 | 54.8 | 24990 | 48.8 | 50.2 | 28210 | 46.1 | 46.8 | 30810 | 43.7 | 44.1 | 32750 | 41.9 | 42.1 | 34260 | 40.4 | 40.5 | 35 | |
| 18780 | 54.1 | 56.8 | 21500 | 51.5 | 52.9 | 24330 | 49.3 | 50.0 | 26560 | 47.5 | 47.9 | 28350 | 45.9 | 46.1 | 29790 | 44.7 | 44.8 | 40 | |
| 16730 | 56.1 | 58.8 | 18160 | 53.9 | 55.3 | 20330 | 52.3 | 53.1 | 22220 | 50.9 | 51.3 | 23760 | 49.7 | 49.9 | 24950 | 48.8 | 48.9 | 45 | |
| 14900 | 57.8 | 61.3 | 15070 | 56.2 | 57.6 | 16690 | 55.0 | 55.8 | 18040 | 54.0 | 54.4 | 19060 | 53.3 | 53.5 | 19940 | 52.6 | 52.7 | 50 | |
| 23170 | 53.7 | 56.9 | 27220 | 50.6 | 52.4 | 31410 | 47.8 | 48.8 | 34500 | 45.6 | 46.1 | 37160 | 43.6 | 43.9 | 39170 | 42.0 | 42.1 | 35 | |
| 20440 | 55.4 | 58.6 | 23880 | 52.9 | 54.7 | 26920 | 50.8 | 51.7 | 29770 | 48.9 | 49.5 | 32010 | 47.4 | 47.7 | 33960 | 46.0 | 46.2 | 40 | |
| 18600 | 57.1 | 60.3 | 19790 | 55.2 | 56.9 | 22670 | 53.4 | 54.4 | 24940 | 52.0 | 52.6 | 26790 | 50.9 | 51.2 | 28330 | 49.9 | 50.0 | 45 | |
| 16900 | 58.4 | 63.0 | 16700 | 57.0 | 61.4 | 18800 | 55.8 | 56.8 | 20390 | 54.8 | 55.3 | 21680 | 54.0 | 54.3 | 22790 | 53.3 | 53.5 | 50 | |
| 26240 | 51.3 | 53.3 | 23890 | 47.7 | 48.7 | 26680 | 44.7 | 45.2 | 28710 | 42.3 | 42.6 | 30230 | 40.5 | 40.6 | 31310 | 39.2 | 39.3 | 35 | |
| 23740 | 53.9 | 55.8 | 20750 | 50.9 | 51.8 | 23220 | 48.4 | 48.9 | 25140 | 46.4 | 46.6 | 26490 | 44.9 | 45.0 | 27500 | 43.8 | 43.8 | 40 | |
| 21400 | 56.4 | 58.4 | 17380 | 53.9 | 54.9 | 19570 | 52.0 | 52.4 | 21240 | 50.4 | 50.6 | 22490 | 49.2 | 49.3 | 23440 | 48.2 | 48.3 | 45 | |
| 20000 | 58.8 | 60.8 | 14140 | 57.0 | 57.9 | 15860 | 55.4 | 55.8 | 17170 | 54.1 | 54.3 | 18140 | 53.3 | 53.4 | 19000 | 52.5 | 52.5 | 50 | |
| 28220 | 53.6 | 56.0 | 26680 | 50.1 | 51.4 | 30460 | 47.2 | 47.9 | 33200 | 44.9 | 45.2 | 35370 | 42.8 | 43.0 | 37150 | 41.1 | 41.2 | 35 | |
| 26070 | 55.9 | 58.4 | 23300 | 52.9 | 54.2 | 26430 | 50.5 | 51.1 | 28970 | 48.5 | 48.8 | 31010 | 46.8 | 47.0 | 32600 | 45.4 | 45.5 | 40 | |
| 24100 | 58.0 | 60.4 | 19560 | 56.6 | 56.8 | 22230 | 53.6 | 54.5 | 24440 | 52.0 | 52.3 | 26270 | 50.6 | 50.8 | 27660 | 49.5 | 49.6 | 45 | |
| 22330 | 59.9 | 62.3 | 16010 | 58.1 | 59.4 | 18110 | 56.6 | 57.3 | 19810 | 55.4 | 55.7 | 21230 | 54.3 | 54.5 | 22320 | 53.5 | 53.6 | 50 | |
| 33790 | 53.4 | 58.2 | 29140 | 52.1 | 53.7 | 33630 | 49.2 | 50.1 | 37210 | 46.8 | 47.3 | 40000 | 44.7 | 45.0 | 42400 | 42.9 | 43.0 | 35 | |
| 30620 | 57.3 | 60.2 | 25190 | 54.5 | 56.1 | 29060 | 52.1 | 53.0 | 32290 | 50.1 | 50.6 | 34810 | 48.4 | 48.7 | 36930 | 47.0 | 47.1 | 40 | |
| 28740 | 59.2 | 62.0 | 21300 | 56.9 | 58.5 | 24580 | 54.9 | 55.8 | 27200 | 53.3 | 53.7 | 29350 | 52.0 | 52.2 | 31200 | 50.8 | 51.0 | 45 | |
| 26300 | 60.7 | 63.6 | 17590 | 59.1 | 60.7 | 20070 | 57.6 | 58.5 | 22170 | 56.4 | 56.9 | 23850 | 55.3 | 55.6 | 25270 | 54.4 | 54.6 | 50 | |
| 31740 | 52.7 | 54.4 | 25950 | 48.7 | 49.6 | 28850 | 45.6 | 46.0 | 31230 | 43.0 | 43.2 | 32770 | 41.1 | 41.2 | 33950 | 39.6 | 39.7 | 35 | |
| 29100 | 55.3 | 57.0 | 22650 | 51.9 | 52.7 | 25330 | 49.4 | 49.8 | 27450 | 47.2 | 47.4 | 28960 | 45.6 | 45.6 | 30100 | 44.3 | 44.3 | 40 | |
| 27400 | 58.0 | 59.7 | 19160 | 55.1 | 55.9 | 21440 | 53.0 | 53.4 | 23410 | 51.2 | 51.4 | 24840 | 49.8 | 49.9 | 25970 | 48.7 | 48.8 | 45 | |
| 26000 | 60.4 | 62.1 | 15660 | 58.3 | 59.1 | 17660 | 56.5 | 56.9 | 19240 | 55.0 | 55.2 | 20410 | 53.9 | 54.0 | 21380 | 53.1 | 53.1 | 50 | |
| 33970 | 53.1 | 57.2 | 28980 | 51.4 | 52.5 | 32920 | 48.3 | 48.9 | 35940 | 45.8 | 46.1 | 38340 | 43.6 | 43.8 | 40330 | 41.7 | 41.8 | 35 | |
| 30770 | 57.5 | 59.6 | 25160 | 54.2 | 55.3 | 28710 | 51.6 | 52.2 | 31540 | 49.5 | 49.8 | 33830 | 47.6 | 47.8 | 35590 | 46.1 | 46.2 | 40 | |
| 28610 | 59.6 | 61.8 | 21380 | 57.0 | 58.1 | 24390 | 54.8 | 55.4 | 26880 | 53.0 | 53.3 | 28970 | 51.4 | 51.6 | 30550 | 50.2 | 50.3 | 45 | |
| 26370 | 61.8 | 63.9 | 17560 | 59.7 | 60.8 | 20080 | 57.9 | 58.5 | 22120 | 56.5 | 56.8 | 23820 | 55.2 | 55.4 | 25120 | 54.2 | 54.3 | 50 | |
| 35450 | 57.0 | 59.6 | 31350 | 50.5 | 51.9 | 36170 | 50.5 | 51.3 | 40150 | 47.9 | 48.3 | 43210 | 45.7 | 46.0 | 45860 | 43.7 | 43.9 | 35 | |
| 32790 | 59.1 | 61.6 | 27220 | 53.5 | 54.5 | 31410 | 53.5 | 54.2 | 35040 | 51.3 | 51.7 | 37840 | 49.5 | 49.7 | 40190 | 47.9 | 48.0 | 40 | |
| 31520 | 60.9 | 63.4 | 23110 | 58.8 | 59.9 | 26670 | 56.4 | 57.2 | 29750 | 54.5 | 54.9 | 32210 | 53.0 | 53.2 | 34220 | 51.7 | 51.8 | 45 | |
| 29520 | 62.7 | 65.2 | 19010 | 60.8 | 62.2 | 21940 | 59.2 | 60.0 | 24520 | 57.7 | 58.1 | 26530 | 56.5 | 56.6 | 28240 | 55.4 | 55.5 | 50 | |
| 23370 | 54.1 | 55.6 | 27860 | 50.0 | 50.7 | 31180 | 46.6 | 46.9 | 33720 | 43.8 | 43.9 | 35420 | 41.7 | 41.8 | 36690 | 40.1 | 40.2 | 35 | |
| 20560 | 56.8 | 58.2 | 24510 | 53.1 | 53.8 | 27560 | 50.3 | 50.6 | 29890 | 47.9 | 48.1 | 31570 | 46.2 | 46.3 | 32850 | 44.8 | 44.8 | 40 | |
| 17870 | 59.3 | 60.8 | 21070 | 56.3 | 57.0 | 23600 | 53.9 | 54.3 | 25740 | 51.9 | 52.1 | 27390 | 50.4 | 50.5 | 28670 | 49.2 | 49.2 | 45 | |
| 16610 | 61.8 | 63.3 | 17540 | 59.4 | 60.1 | 19730 | 57.5 | 57.9 | 21590 | 55.9 | 56.0 | 22880 | 54.6 | 54.7 | 23950 | 53.6 | 53.6 | 50 | |
| 28600 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |



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

SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

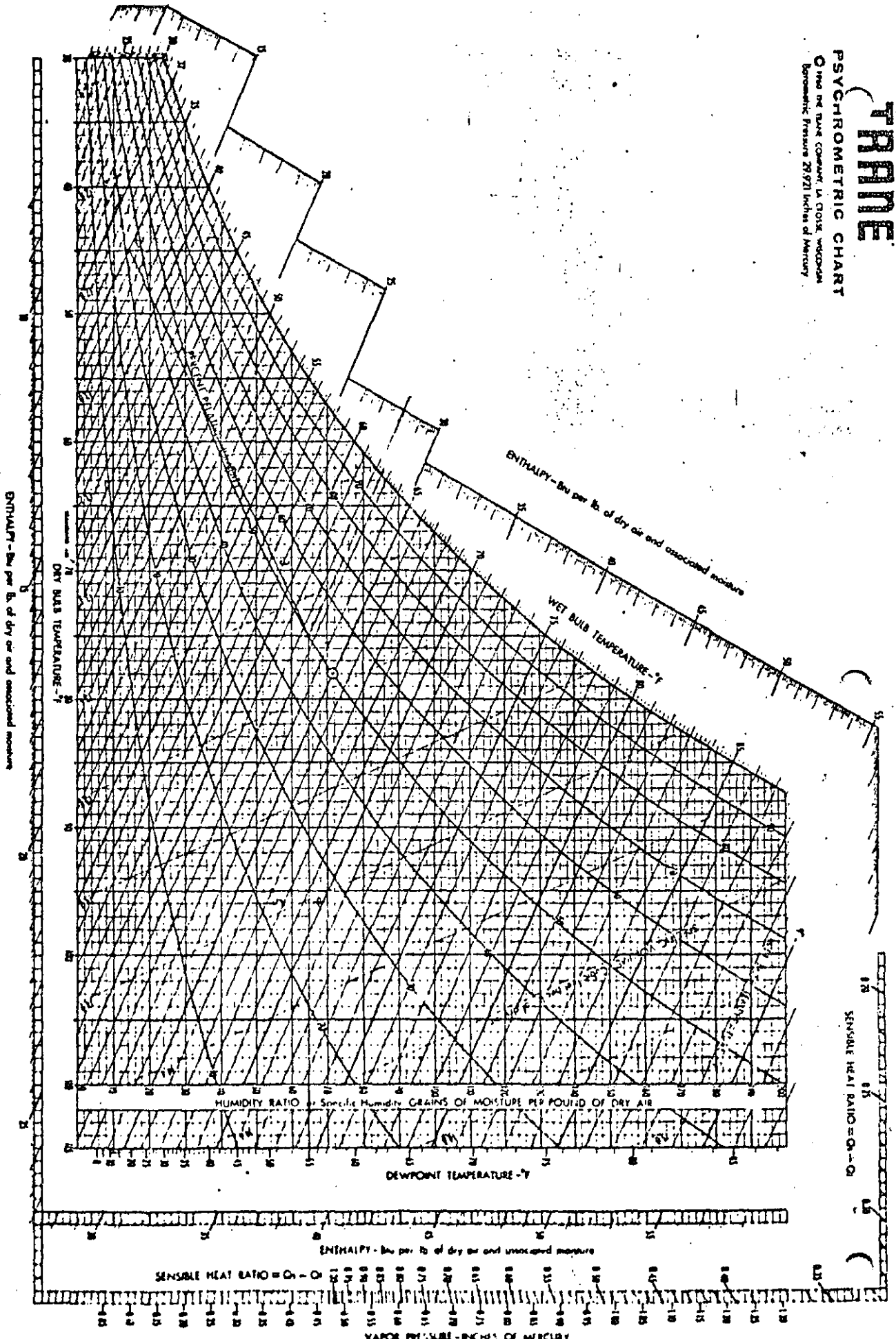
A N E X O

NOVIEMBRE, 1985

FRAME

PSYCHROMETRIC CHART

Office of Naval Research, Washington
Barometric Pressure 29.921 Inches of Mercury



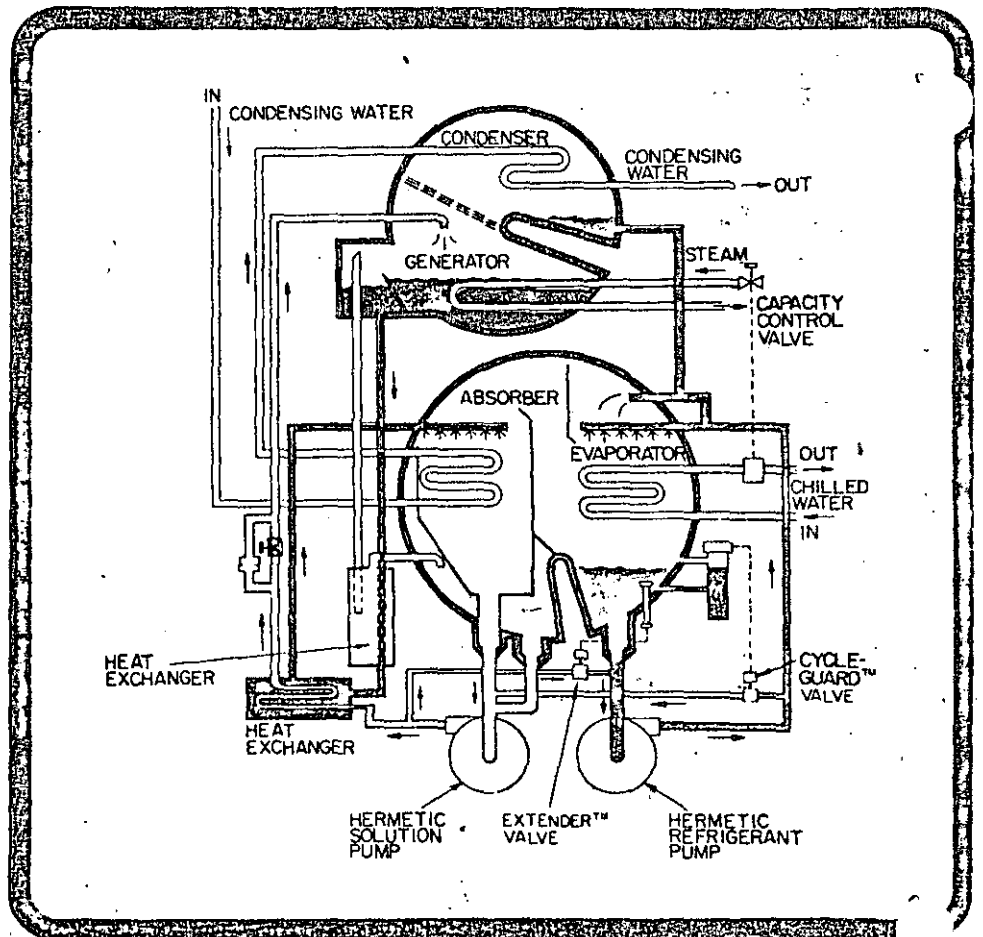
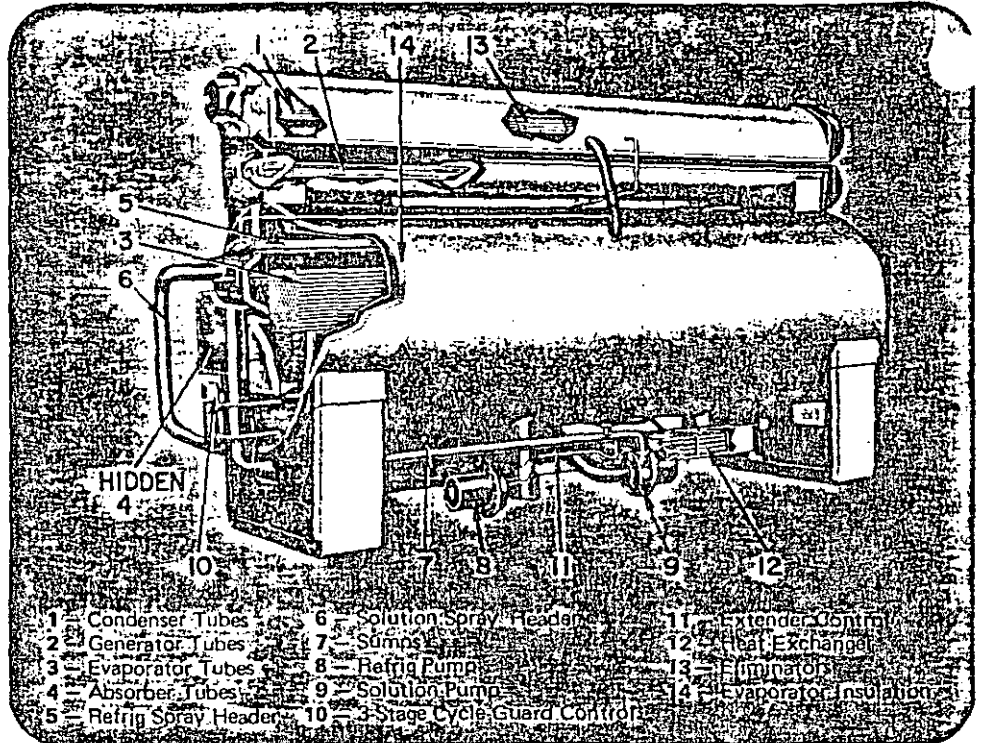
The inside story on absorption excellence...

The Carrier absorption refrigeration cycle

Carrier absorption machines operate on the simple principle that under low absolute pressure, water will boil at a low temperature. The two-shell 16JB uses heat to efficiently produce refrigeration. The lower shell is divided into absorber and evaporator sections, while the upper shell consists of generator and condenser sections. The evaporator section contains the refrigerant, water. A coil, thru which the building cooling system water circulates, is inserted into the evaporator to establish a heat exchange.

The refrigerant gains heat from the cooling system water, and because of low pressure maintained in the evaporator, quickly reaches saturation temperature and vaporizes, cooling the system water. The remainder of the cycle deals with reclaiming this refrigerant.

The affinity of lithium bromide for water causes the refrigerant vapor to be absorbed by the strong solution in the absorber section. The diluted (weak) solution is pumped into the generator, where steam or hot water is used to drive the water out of the solution as a vapor. The vapor passes into the condenser and changes back to liquid, which returns to the evaporator to be reused. Meanwhile, the strong solution left in the generator flows back to the absorber. This cycle is continuous as long as the machine is in operation.



DIRECTORIO DE ALUMNOS DEL CURSO "SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE,
INSTALACIONES Y APLICACIONES" IMPARTIDO EN ESTA DIVISION DEL 4 AL 15
DE NOVIEMBRE DEL PRESENTE AÑO.

- 1.- AGUILAR AGUILAR ANTONIO
GUERRA Y CLIMA, S.A.
SUPERVISOR DE EQUIPOS DE CLIMA
CALLE PONIENTE 122 No. 549
COL. INDUSTRIAL VALLEJO
DELEGACION VENUSTIANO CARRANZA
02320 MEXICO, D.F.
368-53-44
VALLE DEL YANG TSE No. 333-A-101
COL. VALLE DE ARAGON
EDO. DE MEXICO
- 2.- AMARO MONTALVO ANGEL
MULTIBANCO COMERMEX, S.N.C.
GERENTE INSTALACIONES FISICAS
LORENZO BOTURINI No. 203
COL. TRANSITO
DELEGACION VENUSTIANO CARRANZA
761-71-00
ESTUDIANTINA No. 71
FRACC. COLINAS DEL SUR
DELEGACION ALVARO OBREGON
761-71-00
- 3.- BAUTISTA ITUTI ANTONIO J.
EQUIPOS PARA CLIMAS, S.A.
CALCULISTA
MOLIERE No. 321
COL. POLANCO
11510 MEXICO, D.F.
545-65-67
REGINA No. 159-3
DELEGACION CUAUHTEMOC
06090 MEXICO, D.F.
522-80-21
- 4.- BELLO RAMIREZ JUAN
C.F.E.
INGENIERO EN DISEÑO DE SUBESTACIONES
MISSISSIPPI No. 71
DELEGACION CUAUHTEMOC
553-71-33 ext. 3644 y 2034
- 5.- BENITEZ CRUZ ARTURO
DIREC. GRAL. OPERACION PORTUARIA
ANALISTA TECNICO
MIRAFLORES No. 345
COL. DEL VALLE
DELEGACION BENITO JUAREZ
EDISON No. 121-1
DELEGACION CUAUHTEMOC
06030 MEXICO, D.F.
- 6.- BIBIANO IATABAN MANUEL
SERVI-AIRE, S.A.
SUPERVISOR DE INSTALACIONES AIRE ACOND.
EMMA No. 22
COL. NATIVITAS
DELEGACION BENITO JUAREZ
03500 MEXICO, D.F.
590-78-89
FERROCARRIL No. 132
ATIZAPAN SAN ANGEL
DELEGACION ALVARO OBREGON
590-87-13
- 7.- CABELLO LOPEZ MARIANO
ARKIPO, S. C.
PROYECTISTA
AGUA No. 408
COL. JARDINES DEL PEDREGAL
652-06-34
LOPEZ MATEOS No. 107
CENTRO
CUERNAVACA, MOR.
12-21-55

- 8.- CAMARGO GUERRERO RAUL
VITAMEX, S.A.
TECNICO EN VENT, INDUSTRIAL
PREVISION SOCIAL No. 19
COL. 4 ARBOLES
DELEGACION VENUSTIANO CARRANZA
- 9.- CASTILLO AGUILAR FCO. EDUARDO
DIREC. GRAL. TELECOMUNICACIONES
SUPERVISOR SIST. TELECOMUNICACIONES
LAZARO CARDENAS No. 567
COL. NARVARTE
519-60-52
- 10.- CORDOVA VAZQUEZ SAMUEL
I.T.E.SM.
DIRECTRO DEPTO. INGENIERIA
CARRET. LAGO DE GUADALUPE KM. 3.5
ATIZAPAN DE ZARAGOZA
873-40-31
- 11.- CRUZ MATEOS JUAN
COMISION NAL. DE SEGURIDAD NUCLEAR
ESPECIALISTA
AV. INSURGENTES No. 1806
COL. FLORIDA
DELEGACION ALVARO OBREGON
01030 MEXICO, D.F.
534-87-88
- 12.- DECTOR GUTIERREZ NICOLAS
EPAXI CONSTRUCCIONES, S.A.
GERENTE ADMINISTRATIVO
NUEVO LEON No. 313-104
COL. CONDESA
DELEGACION CUAUHTEMOC
06170 MEXICO, D.F.
516-55-72
- 13.- DE BUEN RICHARDAY CARLOS
CALEFACCION Y VENTILACION, S.A.
SUPERVISOR
PROLONGACION CALLE 18
SAN PEDRO DE LOS PINOS
01180 MEXICO, D.F.
515-52-80
- 14.- DIAZ VILLAFAN CESAR MAURICIO
ASESORA LENIAL, S. C.
CALCULISTA EN AIRE ACONDICIONADO
FERROCARRIL No. 17
COL. ALCE BLANCO
NAUCALPAN DE JUAREZ
576-53-55
- 15.- DOMINGUEZ FLORES ROBERTO
DIREC. GRAL. DE TELECOMUNICACIONES
TECNICO ESPECIALISTA TELECOMUNIC.
EJE LAZARO CARDENAS No. 567-70. PISO
COL. NARVARTE
DELEGACION BENITO JUAREZ
519-60-52
- AGRUPAMIENTO L-3 EDIFICIO 2 DEPTO. 1
UNIDAD VICENTE GUERRERO
DELEGACION IZTAPALAPA
691-68-49
- CALLE 21 No. 126
COL. MARAVILLAS
CD. NETZAHUALCOYOTL
797-82-15
- VIA GUSTAVO BAZ No. 1-603 D
SATELITE, EDO. DE MEXICO
873-40-31
- INSURGENTES No. 1806
DELEGACION ALVARO OBREGON
01030 MEXICO, D.F.
534-87-88
- NUEVO LEON No. 213-104
COL. CONDESA
DELEGACION CUAUHTEMOC
06170 MEXICO, DF.
515-97-28
- CERRO DE SAN ANDRES No. 208
DELEGACION COYOACAN
04200 MEXICO, D.F.
549-13-67
- EDIFICIO A-36 DEPTO. 401
UNIDAD PTE. MADERO
DELEGACION AZCAPOTZALCO
02430 MEXICO, D.F.
394-22-42
- PLAZA DE COAJOMULCO No. 64-3
DELEGACION IZTAPALAPA
09220 MEXICO, DF.
519-60-52

- 16.- ESPINOSA MORENO OSWALDO
BESCO DE MEXICO, S.A.
GERENTE DE FABRICACION
FCO. I. MADERO No. 5
COL. SN FCO. CUAUTLALPAN
DELEGACION NAUCALPAN
358-61-96
- TORRES ADALID No. 1258-2
COL. NARVARTE
DELEGACION BENITO JUAREZ
03020 MEXICO, D.F.
543-90-82
- 17.- ESTRADA HERNANDEZ JUAN ANTONIO
INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO
JEFE DEPTO. MECANICA DE PISO AIRE ACOND.
EJE LAZARO CARDENAS No. 152
COL. SAN BARTOLO ATEPEHUACAN
DELEGACION AZCAPOTZALCO
567-66-00 ext. 20154
- SUR 105 A No. 626
SECTOR POPULAR
DELEGACION IZTAPALAPA
09060 MEXICO, D.F.
582-42-71
- 18.- FERNANDEZ RENTERIA EMILIO
INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO
SUPERVISOR TEC. MECANICO
EJE LAZARO CARDENAS No. 152
SAN BARTOLO ATEPEHUACAN
DELEGACION ATZCAPOTZALCO
567-66-00 ext. 20154
- SUR 125 A No. 40
DELEGACION IZTAPALAPA
09820 MEXICO, D.F.
582-06-95
- 19.- FLORES RUIZ A. CARLOS
FACULTAD DE INGENIERIA, UNAM
PROFESOR
CD. UNIVERSITARIA
DELEGACION COYOACAN
04800 MEXICO, D.F.
550-52-15 ext. 3748
- CALLE A-40-32
COL. ALIANZA POPULAR
DELEGACION COYOACAN
04800 MEXICO, D.F.
677-91-25
- 20.- GARCIA DOMINGUEZ JUAN
CALEFACCION Y VENTILACION, S.A.
PROYECTISTA
PROLONGACION DE LA CALLE 18 No. 246
COL. SAN PEDRO DE LOS PINOS
DELEGACION ALVARO ORREGON
01180 MEXICO, D.F.
515-51-80
- CALLE 307 No. 707
COL. NVA. ATZACOALCO
DELEGACION GUSTAVO A. MADERO
07420 MEXICO, D.F.
515-51-80
- 21.- GONZALEZ QUEVEDO JOSE MANUEL
INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO
TECNICO EN AIRE ACONDICIONADO
EJE LAZARO CARDENAS No. 152
COL. SAN BARTOLO ATEPEHUACAN
DELEGACION VENUSTIANO CARRANZA
- CALLE ABUNDIO GOMEZ No. 92
VALLE DE GUADALUPE
EDO. DE MEXICO
- 22.- GUZMAN JUAREZ JOSE JAIME
DIREC. GRAL. OGRAS MARITIMAS
ING. ESPECIALIZADO
INSURGENTES SUR No. 664
COL. DEL VALLE
DELEGACION CUAUHTEMOC
- ALDAMA No. 1.
DELEGACION IZTAPALAPA
09000 MEXICO, D.F.
582-76-71

- 23.- GUZMAN SEGURA HECTOR
TECNOPROYECTOS
DIBUJANTE Y TECNICO AIRE ACOND.
ANDREA DEL CASTILLO No. 86-A
COL. MIXCOAC
DELEGACION ALVARO OBREGON
563-44-69
- 24.- HERNANDEZ QUISBERT JOSE LUIS
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
AUXILIAR DE DOCENCIA
- 25.- HERNANDEZ LABRA EFREN
S. C. T. TELECOMUNICACIONES
JEFE DE OFICINA
LAZARO CARDENAS No. 567
COL. NARVARTE
DELEGACION BENITO JUAREZ
03020 MEXICO, D.F.
530-30-60 ext. 874
- 26.- HERNANDEZ PEREZ MIGUEL
CRISTALES INASTILLABLES DE MEXICO
SUPERVISOR
AV. CENTRAL No. 101
COL. ESFUERZO NACIONAL
XALOSTOC, EDO. DE MEXICO
569-27-22
- 27.- HERNANDEZ TORRES JESUS
PLASTICOS AUTOMOTRICES DINA, S.A.
INGENIERIA DE PLANTA
DOM. CONOCIDO ZONA INDUSTRIAL
CD. SAHAGUN HIDALGO
3-29-00
- 28.- HUERGO MERCADO JOSE ANTONIO
TECNOPROYECTOS, S. C.
COORDINADOR DEL CASTAGNO No. 26-A
COL. MIXCOAC
DELEGACION ALVARO OBREGON
563-44-69
- 29.- MIRELES FRAGA CARLOS ALBERTO
INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESPECIALIZADA
RESIDENTE DE OBRA
BAJA CALIFORNIA No. 284-702
COL. HIPODROMO CONDESA
DELEGACION CUAUHTEMOC
574-65-44
- 30.- MONTAÑO PEREZ GERARDO
BESCO DE MEXICO, S.A. DE C.V.
AMSTERDAM No. 89
COL. HIPODROMO CONDESA
DELEGACION CUAUHTEMOC
286-20-11
- CAMINO DE LOS TOROS No. 2 BIS
COL. AMERICA
DELEGACION MIGUEL HIDALGO
11820 MEXICO, D.F.
277-50-03
- AV. MONTEVIDEO No. 160-1
DELEGACION GUSTAVO A. MADERO
73000 MEXICO, D.F.
781-52-85
- DR. BARRAGAN No. 238-106
COL. NARVARTE
DELEGACION BENITO JUAREZ
03020 MEXICO, D.F.
519-60-52
- CALLE TICOPAN No. L-5 M-219
CD. AZTECA
- MORELOS No. 41 OTE
APAN HIDALGO
2-04-99
- RADA No. 44 LOS ALPES
DELEGACION ALVARO OBREGON
01000 MEXICO, D.F.
593-34-69
- SAN JUAN DE DIOS No. 76 casa 11
DELEGACION TLALPAN
564-51-28
- ANDADOR 33 No. 30 UNIDAD No. 2 IMSS
TLALNEPANTLA, EDO. DE MEXICO
54030 MEXICO, D.F.
565-21-44

- 31.- MONTERO SIFUENTES ARTURO
INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO
JEFE DE PROYECTO
AVE. DE LOS 100 METROS No. 152
COL. SAN BARTOLO ATEPEHUACAN
DELEGACION VENUSTIANO CARRANZA
567-66 00 ext. 20157
- CUAUHTEMOC No. 681-4
COL. NARVARTE
DELEGACION BENITO JUAREZ
03020 MEXICO, D.F.
543-06-48
- 32.- MULLER CHAVEZ HENRY JUSTUS
BESCO DE MEXICO
INGENIERO INDUSTRIAL
AMSTERDAM No. 89
COL. CONDESA
DELEGACION CUAUHTEMOC
06170 MEXICO, DF.
286-77-27
- AV. MEXICO No. 63
COL. HIPODROMO CONDESA
DELEGACION CUAUHTEMOC
06100 MEXICO, D.F.
286-77-72
- 33.- MUÑIZ CRUZ GUILLERMO
FUERZA Y CLIMA, S.A. DE C.V.
GERENTE DE SUCURSAL CENTRO METRO
CALLE PONIENTE 128 No. 549
COL. INDUSTRIAL VALLEJO
DELEGACION VENUSTIANO CARRANZA
02320 MEXICO, D.F.
368-53-44
- ANDADOR SIN NOMBRE MANZ. 38 LOTE 17
CUCHILLA RAMOS MILLAN
DELEGACION IZTACALCO
- 34.- NAVARRO HERNANDEZ ARTURO
UNAM
AYUDANTE DE PROFESOR "B"
CIUDAD UNIVERSITARIA
DELEGACION COYOACAN
550-52-15 ext. 3732
- RETORNO 27 No. 31
COL. AVANTE
DELEGACION COYOACAN
04460 MEXICO, D.F.
544-80-83
- 35.- ORTEGA BUSTOS SERGIO
BESCO DE MEXICO, S.A.
JEFE DE PRODUCCION
FCO. I. MADERO No. 5
COL. SAN FCO. CUAUTLALPAN
DELEGACION NAUCALPAN
576-66-63
- MEJORANA No. 55
COL. VICTORIA DE LA DEMOCRACIAS
DELEGACION ATZCAPOTZALCO
02810 MEXICO, D.F.
556-88-81
- 36.- PEREZ CHAVEZ ROBERTO
CRINAMEX, S.A.
JEFE DE MANTO. ELECTRICO
AV. CENTRAL No. 101
COL. ESPERANZA NACIONAL
DELEGACION XALOSTOC
569-27-22
- PUERTO COATZACOALCOS No. 73
DELEGACION GUSTAVO A. MADERO
07580 MEXICO, DF.
569-27-22
- 37.- PEREZ ROBLEDO ERNESTO
CALEFACCION Y VENTILACION, S.A. DE C.V.
PROYECTISTA
PROLONGACION CALLE 12 No. 246
COL. SAN PEDRO DE LOS PINOS
515-51-80
- U. EJERCITO DE ORIENTE 4a. SECC.
MZ. 15 MOD. L-D
DELEGACION IZTAPALAPA
792-54-85

- 38.- RAMIREZ HERNANDEZ JOSE
DEUCSA (CONSTRUCTORA)
SUBJEFE DE INSTALACIONES
AV. BOULEVARD COACALCO S/N
VILLA DE LAS FLORES
COACALCO EDO. DE MEXICO
875-27-54
- DIORAK No. 72-5
COL. VALLEJO
DELEGACION GUSTAVO A. MADERO
797-38-74
- 39.- RAMOS LOPEZ MIGUEL ANGEL
CALEFACCION Y VENTILACION, S.A.
PROYECTISTA
PROLONG. CALLE 18 No. 246
COL. SAN PEDRO DE LOS PINOS
01180 MEXICO, D.F.
515-51-80
- C. 1325 MZ. 39 LOTE 528
TICOMAN
DELEGACION GUSTAVO A. MADERO
07330 MEXICO, D.F.
586-67-20
- 40.- RIVERA BERDEJA MARTIN
TECNOPROYECTOS, S. C.
SUPERVISOR DE OBRAS
ANDREA DEL CASTAGNO No. 26
COL. MIXCOAC
DELEGACION ALVARO OBREGON
02910 MEXICO, D.F.
563-44-69
- CONSTANCIA No. 122-6
CUAUHTEMOC
- 41.- RODRIGUEZ LUVIANO GONZALO FERMIN
FAC. DE INGENIERIA
AYUDANTE DE PROFESOR
550-52-15 ext. 3748
- INGENIO DE ZACATECAS No. 134
COL. RINCONADA COAPA
DELEGACION TLALPAN
14320 MEXICO, D.F.
594-75-16
- 42.- ROMERO BUTRON CECILIO
COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD
INGENIERO MECANICO
RIO MISSISSIPPI No. 77 PISO 12
COL. CUAUHTEMOC
DELEGACION CUAUHTEMOC
553-71-33
- RIO MISSISSIPPI No. 71-PISO 12
553-71-33
- 43.- ROSAS CASTRO JOSE
ISSSTE JEFATURA DE COSTOS Y PRESUP.
ANALISTA P. U.
AV. SAN FERNANDO No. 547
COL. TLALPAN
573-24-30
- RIO AGUANOVAL No. 27
FRAC. P. CHURUBUSCO
DELEGACION IZTAPALAPA
09010 MEXICO, D.F.
657-00-39
- 44.- RUIZ MEJIA RAYMUNDO
PLASTICOS AUTOMOTRICES DINA, S.A.
AUXILIAR DE PRODUCCION
CD. SAHAGUN HGO.
DOMICILIO CONOCIDO
3-29-00
- TEPIC No. 103 L-31 M-5
COL. ROMA
- 45.- SANCHEZ FERNANDEZ ANTONIO JOEL
PETROLEOS MEXICANOS
SUPERVISION DE INSTALACIONES
AV. MARINA NACIONAL No. 329 EDIF.B-2
PISO 12 COL.ANZUREZ
DELEGACION MIGUEL HIDALGO
- COZUMEL No. 81-3
CUAUHTEMOC
553-48-85

46.- SANCHEZ OLIN RICARDO
SERVICIOS PROFESIONALES
GERENTE TECNICO
DR. ERAZO No. 55-12
COL. DOCTORES
DELEGACION CUAUHEMOC
06720 MEXICO, D.F.
588-60-65

DR. ERAZO No. 55-12
COL. DOCTORES
DELEGACION CUAUHEMOC
06720 MEXICO, D.F.
588-60-65

47.- SANCHEZ OLEJO J. EMILIO
CORPORACION DE INSTALACIONES ELECTRON.
COORDINADOR DE INSTALACIONES
CONDOR No. 267
COL. LAS AGUILAS
DELEGACION ALVARO OBREGON
680-44-00

RAYO MZ. 10 LOTE 28
COL. VALLE DE LUCES 1a. SECCION
DELEGACION IZTAPALAPA
09800 MEXICO, D.F.
670-73-70

48.- SANCHEZ HERNANDEZ JOSE ANTONIO
S. C.T. DIREC. GRAL. TELECOMUNICACIONES
COORDINADOR DE TECNICOS ESPECIALIZADOS
EJE CENTRAL LAZARO CARDENAS No. 567
COL. NARVARTE
DELEGACION BENITO JUAREZ
519-60-52

4a. PRIVADA COMONFORT No. 20
BARRIO SAN LUCAS
DELEGACION IZTAPALAPA
09000 MEXICO, DF.
670-38-20

49.- SANDOVAL SOTO ALMA ROSA
FACULTAD DE ARQUITECTURA

50.- TORAL TORAL GUILLERMO
DIREC. GRAL. DE OPERACION DESARROLLO
PORTUARIO
ANALISTA TECNICO
MIRAFLORES No. 245
COL. DEL VALLE
DELEGACION BENITO JUAREZ

INSURGENTES NORTE No. 244-6
DELEGACION CUAUHEMOC
06400 MEXICO, D.F.

51.- TREJO SMITH EDUARDO
SERVIAIRE, S.A.

52.- TRONCOSO MEDINA GERARDO
REFRIGERACION DAMO, S.A.
PROYECTISTA
CERRADA DE SALAMANCA -12-14
06700 MEXICO, D.F.
514-78-50

CAMELIA No. 145-107
COL. GUERRERO
DELEGACION CUAUHEMOC
06300 MEXICO, D.F.
526-35-27

53.- VALDEZ ESTRADA PEDRO
INGENIERIA Y DISEÑO EN AIRE ACOND.
TEC. EN AIRE ACONDICIONADO
RIO FRIO No. 162
COL. MAGDALENA MEXUCA
DELEGACION VENUSTIANO CARRANZA
552-85-02

PLAYA HERMOSA No. 475
COL. MILITAR MARTE
DELEGACION IZTACALCO
08330 MEXICO, D.F.

54.- VERTIZFLORES SANTIAGO
PASEO DE LA REFORMA No. 2570-82
DELEGACION MIGUEL HIDALGO
11950 MEXICO, D.F.
570-45-01

55.- VIALE AZUA WILFRIDO ALEJANDRO
INGENIERIA Y DISEÑO EN AIRE ACOND.
TEC, EN AIRE ACONDICIONADO
RIO FRIO No. 162
COL, MAGDALENA MLXUCA
DELEGACION VENUSTIANO CARRANZA
552-85-02

TE 790 1a. SECCION
COL. GRANJAS MEXICO
DELEGACION IZTACALCO
08400 MEXICO, D.F.
657-70-08

56.- ZUÑIGA MORENO JORGE
RESCO DE MEXICO, S.A. DE C.V.
SUPERVISRO INSTALACIONES
AMSTERDAM No. 89
COL, HIPODROMO CONDESA
DELEGACION CUAUHEMOC
286-20-11

AV. UNIVERSIDAD No. 584 DEPTO. 101
DELEGACION BENITO JUAREZ