

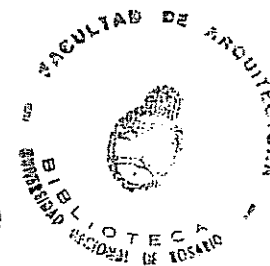
**MANUAL de
CALCULO de**

***AIRE
ACONDICIONADO
Y CALEFACCION***

62213 3240

NESTOR P. QUADRI

**MANUAL de
CALCULO de**



**AIRE
ACONDICIONADO
Y CALEFACCION**



LIBRERIA Y EDITORIAL ALSINA

PARANA 137

1987

BUENOS AIRES

© Copyright by LIBRERIA Y EDITORIAL ALSINA
Buenos Aires, 1987
Primera Edición

Queda hecho el depósito que
establece la Ley 11.723

o/c. _____

Precio _____

Prov. *Buenos Aires y Córdoba*

Fecha *1987*

No. orden *7868*

ISBN 950-553-031-5

La reproducción total o parcial de este libro en cualquier forma que sea, idéntica o modificada, no autorizada por el editor, viola derechos reservados. Cualquier utilización debe ser previamente solicitada.



NÉSTOR PEDRO QUADRI

Ingeniero en Construcciones de Obras (UTN).

Profesor:

- Facultad de Ingeniería, Universidad de Morón.
- Facultad de Buenos Aires, Universidad Tecnológica Nacional
- Facultad de Avellaneda, Universidad Tecnológica Nacional.
- Facultad de Arquitectura, Universidad de Belgrano.

Jefe Sección Coordinación Técnica y Normalización, División Infraestructura de ENTel.

Ejecutor de gran número de trabajos de proyectos y dirección de obras, así como asesoramientos en la especialidad.

PRÓLOGO A MODO DE INTRODUCCIÓN

En el libro Instalaciones de Aire Acondicionado y Calefacción, publicado por esta misma Editorial, se había señalado que en la actualidad no se concibe un proyecto de edificio, en la que no se contemple algún sistema de climatización artificial.

Dicha publicación, se encaró con el propósito de efectuar una descripción global de las técnicas y materiales de estas instalaciones, así como los aspectos básicos de su diseño.

En este manual, partiendo de los conocimientos adquiridos en la publicación mencionada precedentemente, se han desarrollado y ampliado los procedimientos prácticos de cálculo, así como los conceptos teóricos, que serán de interés para aquellos profesionales, técnicos o estudiantes que quieran lograr una mayor especialización o comprensión de los temas en cuestión.

Así es que se han analizado los principios de la transmisión del calor, aislamiento térmico, barrera de vapor, propiedades del aire y cálculo de las cargas de calefacción y refrigeración.

Se detallan los procedimientos de selección de diversos elementos, cañerías de agua fría y caliente, calefacción por gravedad o termosifón y vapor de alta y baja presión.

Por otra parte se establece un método de cálculo de lasas radiantes; se analizan las instalaciones de refrigeración mecánica y se explican los métodos de dimensionamiento de conductos, rejillas y difusores de aire acondicionado, así como las instalaciones de ventilación.

Por último, entre otros temas tratados, que sería largo de enumerar, se efectúan los diseños de tanques intermediarios, baterías de calefacción y refrigeración e incluso un sistema productor de agua caliente mediante energía solar.

Para la confección de los distintos Capítulos se han tenido en cuenta las reglamentaciones vigentes en la materia, como las Normas IRAM del Instituto Argentino de Racionalización de Materiales, Código de Edificación de la Ciudad de Buenos Aires, Ley de Higiene y Seguridad en el Trabajo, Reglamento de Gas del Estado, Obras Sanitarias de la Nación, etc., así como datos del Servicio Meteorológico Nacional.

Además se han considerado las recomendaciones establecidas en la bibliografía existente, de fabricantes de materiales y equipos de nuestro país, y de la experiencia surgida de la práctica de los proyectos y ejecución de estas instalaciones.

Debe aclararse que para los casos de equipos o elementos, se dan las capacidades y dimensiones promedio de los tipos más comunes, además de tablas o gráficos prácticos para el predimensionamiento, debiéndose tener en cuenta para su determinación definitiva, las características particulares de cada modelo y las especificaciones técnicas de diseño de ingeniería, que suministra cada fabricante para su producto.

El Autor

SISTEMA MÉTRICO LEGAL ARGENTINO, Ley 19.511

Unidades del Sistema Internacional (SI)

El SI está constituido de modo que a partir de nueve unidades (siete de base y dos suplementarias), que corresponden a magnitudes consideradas independientes, se obtienen las unidades derivadas correspondientes a las restantes magnitudes.

UNIDADES DE BASE						
Longitud	metro	m	Unidades derivadas con nombre especial			
Masa	kilogramo	kg	Frecuencia	hertz	Hz	(1/s)
Tiempo	segundo	s	Fuerza	newton	N	(m.kg/s ²)
Intensidad de corriente eléctrica	ampere	A	Presión	pascal	Pa	(N/m ²)
Temperatura termodinámica*	kelvin	K	Energía	joule	J	(N.m)
			Potencia	watt	W	(J/s)
			Cantidad de electricidad	coulomb	C	(s.A)
			Potencial eléctrico,	volt	V	(W/A)
Cantidad de materia	mol	mol	tensión	farad	F	(C/V)
Intensidad luminosa	candela	cd	Capacidad eléctrica	ohm	Ω	(V/A)
			Resistencia	siemens	S	(A/V)
			Conduc-tancia			
			Flujo de inducción magnética	weber	Wb	(V.s)
Ángulo plano	radián	rad	Inductancia	henry	H	(Wb/A)
Ángulo sólido	estereo-radián	sr	Flujo luminoso	lumen	lm	(cd.sr)
			Iluminación	lux	lx	(lm/m ²)
			Unidades prácticas - Conversión			
			Atmósfera normal (atm)	1 atm =	101.125 Pa	
			Kilocaloría a 15 °C	1 kcal =	4.185,5 J	
			Micrón	1 μ =	10 ⁻⁶ m	



ÍNDICE GENERAL

PRÓLOGO A MODO DE INTRODUCCIÓN	IX
SISTEMA MÉTRICO LEGAL ARGENTINO	XI
CAPÍTULO I. TRANSMISIÓN DEL CALOR	1
Nociones sobre calor y temperatura, 1; Escala de temperatura, 2; Cantidad de calor, 3; Relaciones del calor con el trabajo mecánico, 4; Estados de la materia, 6; <i>Cambios de estado, calor sensible y calor latente</i> , 7; Unidades de cantidad de calor en instalaciones de refrigeración, 11; Transmisión del calor, 11; <i>Transmisión de calor por conducción</i> , 12; <i>Transmisión de calor por convección</i> , 14; <i>Transmisión de calor por radiación</i> , 16; Método de cálculo para la determinación de coeficientes de transmisión de calor, 17; Determinación del coeficiente de transmitancia total K (Norma IRAM 11.601), 21.	
CAPÍTULO II. PROPIEDADES DEL AIRE	29
Psicrometría, 29; Bases físicas para el cálculo del aire atmosférico, 29; Humedad específica, 32; Humedad relativa, 34; Temperatura de bulbo húmedo, 36; <i>Psicrómetro</i> , 37; Contenido de calor del aire húmedo (entalpía), 39; <i>Cantidad de calor del aire seco</i> , 40; <i>Cantidad de calor del vapor de agua</i> , 40; <i>Calor total de la mezcla de aire seco y vapor de agua</i> , 42; Escala de entalpía, 42; Relación de los valores de entalpía, 43; Abaco psicrométrico, 45; Transformaciones de la condición del aire, 45; <i>Calentamiento del aire</i> , 46; <i>Enfriamiento del aire</i> , 47; <i>Calentamiento y humectación</i> , 47; <i>Enfriamiento y deshumectación</i> , 49; <i>Enfriamiento adiabático</i> , 51; Condición del aire de mezcla, 52; Condición del aire de impulsión. Factor de calor sensible, 54; Caudal de aire a circular, 56; Determinación de la temperatura de impulsión, 57; Cantidad de calor a extraer, 59; Explicación del proceso de acondicionamiento al introducir aire exterior, 60; Solución de problemas prácticos, 61.	
CAPÍTULO III. ESTUDIO DE LAS CARGAS DE ACONDICIONAMIENTO	65
Confort térmico, 65; Calor cedido por el cuerpo humano, 65; Condiciones atmosféricas que afectan el confort, 66; Condiciones de diseño de instalaciones de calefacción y aire acondicionado, 66; <i>Condiciones de diseño interior</i> , 66; <i>Condiciones del aire exterior</i> , 67; Estudio de las cargas de acondicionamiento, 68; Cálculo de las cargas de invierno. Balance térmico, 69; <i>Cantidad de calor por transmisión</i> , 70; <i>Cantidad de calor de pérdida por infiltración del aire</i> , 73; <i>Ejemplo de Balance Térmico para calefacción</i> , 74; Cálculo de las cargas de verano, 76; Cargas externas, 79; <i>Flujo de calor a través de paredes y techos</i> , 79; <i>Flujo de calor a través de vidrios</i> , 86; Cargas internas, 87; <i>Carga debida a ocupantes</i> , 87; <i>Disipación de calor por artefactos eléctricos</i> , 88; <i>Ganancia de calor sensible en conductos</i> , 89; <i>Ganancia de calor</i>	

por diversos aparatos, 89; Cargas del aire exterior, 90; Variabilidad de las cargas de aire acondicionado, 93; Ejemplo de cálculo de las cargas de acondicionamiento de aire, 94; Resolución del problema aplicando el ábaco psicrométrico, 98.

CAPÍTULO IV. CÁLCULO DE ELEMENTOS DE INSTALACIONES DE CALEFACCIÓN 101

Cálculo de radiadores, 101; Coeficiente de emisión o transmisión K del radiador, 102; Correcciones a efectuar por distintas condiciones de funcionamiento, 103; Ejemplo de cálculo, 106; Cálculo de convectores, 108; Ejemplo de cálculo, 109; Cálculo de calderas, 110; Cálculo de chimeneas de calefacción, 118; Cálculo de secciones de conductos colectivos, 120; Cálculo de un tanque de combustible para calefacción, 121; Ejemplo, 122; Cálculo de las cañerías de suministro de combustible, 124; Dilatación de cañerías, 125; Ejemplo, 126; Cálculo de la capacidad del tanque de expansión, 128; Cálculo de equipos de aire caliente, 129; Calor de transmisión, 129; Calor de ventilación, 130.

CAPÍTULO V. TEORÍA SOBRE ESCURRIMIENTO DE FLUIDOS. CÁLCULO DE CAÑERÍAS 133

Presión, 133; Presión hidrostática o de posición, 134; Presión estática y presión dinámica, 136; Fluidos ideales. Ecuación de Bernoulli, 137; Gasto y caudal, 138; Esgurrimiento de un fluido ideal, 139; Fluidos reales. Viscosidad, 140; Movimiento laminar, 140; Movimiento turbulento, 141; Número de Reynolds, 141; Pérdidas de presión por frotamientos, 142; Ecuación básica para el cálculo de las canalizaciones, 145; Cálculo de cañerías para agua en circulación, 146; Planteo de cálculo de las cañerías, 148; Determinación de los caudales de agua en circulación, 148; Determinación del gradiente de cálculo, 150; Longitud equivalente de cañerías, 151; Descripción del procedimiento de cálculo, 154; Predimensionamiento de los diámetros de la red de cañerías, 155; Selección de la bomba circuladora, 156; Verificación de los diámetros de las cañerías, 157; Ejemplo de cálculo de una instalación de calefacción por circulación forzada, 158; Instalaciones de calefacción por gravedad, 166; Cálculo de cañerías para instalaciones de calefacción por gravedad, 167; Cálculo del caudal circulatorio, 169; Cálculo del gradiente R, 169; Ejemplo de cálculo, 170; Cálculo de colectores, 173.

CAPÍTULO VI. CÁLCULO DE INSTALACIONES DE CALEFACCIÓN POR LOSAS RADIANTES 179

Verificación de la condición de confort, 181; Temperaturas superficiales máximas admisibles, 182; Temperaturas límites de techo, 182; Temperaturas límites de piso, 183; Temperaturas límites de paredes, 185; Relación entre las cantidades de calor que fluyen hacia arriba o abajo en un panel de techo, 186; Cálculo del espesor de aislamiento, 189; Dimensionamiento de serpentines empotrados en el hormigón, 190; Característica del serpentín, 192; Cálculo de los paneles del último piso, 193; Pérdidas suplementarias de calor por espacios del techo donde no se ubica el panel, 195; Ejemplo de cálculo de instalaciones de calefacción por losas radiantes, 196; Balance térmico, 197; Cálculo del piso normal o planta tipo, 198; Cálculo de los paneles de planta baja, 203; Cálculo de los paneles del último piso, 206; Cantidad de calor total, 209.

CAPÍTULO VII. CÁLCULO DE INSTALACIONES DE CALEFACCIÓN POR VAPOR 211

Cálculo de instalaciones de calefacción a baja presión, 211; Cálculo de las cañerías de alimentación de vapor, 211; Planteo del cálculo de las cañerías, 214; Dimensiones de las cañerías de condensación, 216; Ejemplo de cálculo de instalaciones de calefacción por vapor, 217; Cálculo de cañerías de vapor, 218; Cálculo de cañerías de condensado, 218; Cálculo de instalaciones por vapor a alta presión, 219; Ejemplo, 220.

CAPÍTULO VIII. DISEÑO DE REJAS Y CONDUCTOS DE AIRE ACONDICIONADO 223

Cálculo de rejas de aire acondicionado, 223; Alcance, 224; Caudal de aire, 226; Cálculo. Ejemplo, 228; Cálculo de difusores de aire, 228; Cálculo de rejas de retorno e interconexión, 229; Método práctico para cambio de dimensiones de rejas, 234; Cálculo de conductos de aire acondicionado, 235; Planteo del cálculo de conductos, 237; Determinación de los caudales de aire en circulación, 237; Determinación del gradiente R, 237; Diámetro de conducto equivalente, 241; Ejemplo, 245.

CAPÍTULO IX. CÁLCULO DE INSTALACIONES DE VENTILACIÓN 251

Cálculo de la ventilación sobre la base de una temperatura límite, 251; Cálculo de la ventilación sobre la base del contenido máximo de anhídrido carbónico, 252; Cálculo de la ventilación en función de renovaciones horarias o caudales mínimos por persona, 253; Ejemplo, 255; Leyes físicas de los ventiladores, 257; Determinación de las dimensiones de filtros (metálicos o lana de vidrio), 260; Ejemplo, 261; Cálculo de las dimensiones de las persianas, 262; Ventilación natural por conductos, 262; Cálculo de conductos para ventilación natural, 263.

CAPÍTULO X. CÁLCULO DE INSTALACIONES Y EQUIPOS DE REFRIGERACIÓN MECÁNICA 267

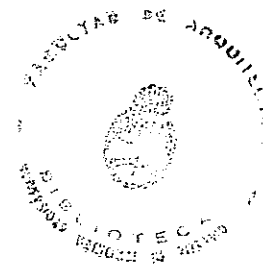
Diagrama presión-entalpía para refrigerantes (gráficos de Molier), 267; Análisis de un ciclo de refrigeración mecánica en el diagrama de Molier, 270; Rendimiento de los equipos de refrigeración, 273; Características de los equipos de aire acondicionado, 275; Equipos de expansión directa, 275; Equipos de expansión indirecta, 277; Ejemplo de selección de fan-coil, 280; Procedimiento de cálculo, 281; Sistema de enfriamiento por agua, 282; Cálculo de cañerías de agua por condensación, 285; Ejemplo de cálculo, 288; Cálculo del agua de reposición, 290; Cálculo de las tuberías de refrigeración, 290; Tuberías de líquido, succión y descarga. Ejemplo, 291.

CAPÍTULO XI. DIMENSIONAMIENTO DE ELEMENTOS AUXILIARES 295

Cálculo de superficies de intercambio de calor (intercambiadores de calor, tanques intermediarios), 295; Coeficiente de transferencia de calor K, 297; Cálculo de tanques intermediarios, 298; Cantidad de calor por suministrar, 299; Cálculo de la caldera, 300; Cálculo de la superficie de intercambio, 300; Cálculo de la longitud del serpentín, 301; Cálculo de baterías, 302; Coeficiente de transmisión K, 302; Determinación de la diferencia de temperatura eficaz, 307; Caudal de agua en circulación, 308; Velocidad del agua por los tubos, 308; Velocidad del aire, 309; Ejemplo de cálculo de una batería de calefacción por agua caliente, 309; Ejemplo de cálculo de una batería de refrigeración por

agua fría, 311; Ejemplo de cálculo de una batería de calefacción por vapor a baja presión, 312; Sistema de producción de agua caliente mediante energía solar, 315; Orientación del colector solar, 318; Dimensionamiento de una instalación solar para calentamiento de agua domiciliaria, 319; *Cálculo de la superficie de los colectores solares*, 320; *Cálculo del tanque de almacenamiento de agua caliente*, 323; *Ejemplo de cálculo*, 324; Barrera de vapor, 325; Cálculo del plano de condensación, 326; *Determinación del punto de rocío*, 326; *Determinación de los valores de caída de temperatura en el muro*, 327; *Ejemplo de muro con aislación térmica*, 328.

BIBLIOGRAFÍA RECOMENDADA	331
PUBLICACIONES DEL AUTOR	331
ÍNDICE DE CUADROS Y GRÁFICOS	333



CAPÍTULO I TRANSMISIÓN DEL CALOR

Nociones sobre calor y temperatura

De acuerdo con la teoría molecular, todas las sustancias están compuestas por millones de partículas submicroscópicas, llamadas *moléculas*.

Se entiende por molécula la partícula más pequeña de una sustancia que conserva todas las propiedades físicas de la misma.

De acuerdo con dicha teoría, las moléculas se hallan en perpetuo movimiento, así en los cuerpos sólidos "vibran" alrededor de una posición de equilibrio, mientras que en los líquidos y los gases, los movimientos son mucho más representativos.

En los gases, por ejemplo, la distancia entre moléculas son muchas veces mayores que el diámetro molecular, y como la energía de cada molécula es diferente, *no todas se mueven con la misma velocidad*.

Como consecuencia de ello se producen colisiones o choques entre las moléculas, lo que hace que la velocidad de cada una de ellas en particular, esté cambiando continuamente, según se observa en la figura 1-I.

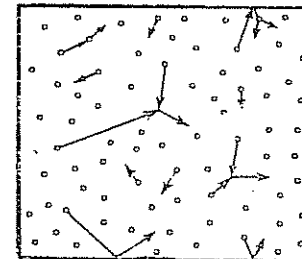


FIG. 1-I. Movimiento molecular en los gases.

De acuerdo al principio de la conservación de la energía, toda pérdida de energía cinética de alguna molécula que colisiona, va acompañada de ganancia en otras, conformando estos conceptos la denominada *teoría cinética o mecánica del calor*.

La cantidad de energía que contiene un cuerpo, entonces, puede ser considerada como la suma de las energías de todas sus moléculas.

Como la energía de cada molécula depende de su velocidad, puede decirse que la energía total que posee un cuerpo estará en función del *número de moléculas o masa total* y de la *velocidad media molecular*.

Como el calor es una forma de energía, se puede afirmar, entonces, que la *cantidad de calor* que posee un cuerpo, es la suma de las energías térmicas de todas las moléculas que lo componen.

Por otra parte, la *intensidad de calor* es una indicación de la velocidad media de todas las moléculas de la sustancia. Dicha intensidad o nivel térmico constituye lo que se denomina *temperatura* de un cuerpo.

Algunas moléculas pueden encontrarse en reposo en un momento dado, otras a una velocidad pequeñas y otras a alta velocidad. Cuando la velocidad media es mayor, mayor será la intensidad de los choques intermoleculares y mayor será, entonces, el nivel térmico o temperatura del cuerpo.

Escala de temperatura

La apreciación por sensibilidad humana de esa magnitud no puede avalarse (se habla de cuerpos fríos, tibios, calientes, etc.), por lo que se recurre a aprovechar ciertas propiedades físicas, tales como la variación de volumen por acción del calor o dilatación y los cambios de estados físicos de la materia.

Arbitrariamente se asigna un número a cada estado térmico, que llevado a una escala o gráfico, constituirán un elemento de "comparación" de los estados térmicos de los distintos cuerpos.

Esta escala se llama *escala de temperatura* y el número asignado a cada estado térmico será la indicación de su nivel o temperatura, y el instrumento de medición se denomina *termómetro*.

El termómetro más común consta de una ampolla de vidrio que se prolonga en un tubo lleno, hasta cierta altura, de mercurio. Cuando aumenta la temperatura, el líquido se dilata más que el recipiente de vidrio, produciéndose una variación de longitud que es registrada en una escala graduada.

Para la confección de dichas escalas comparativas, se toman puntos de referencia correspondientes a estados físicos bien definidos y luego se dividen estos puntos en escala de graduación arbitraria.

En nuestro país, se utiliza para medir la temperatura de un cuerpo, la *escala centígrada* o *Celsius*. Se basa en dos puntos físicos característicos del pasaje de estado del agua a la presión atmosférica normal.

Se considera el punto de ebullición del agua en 100 °C y el punto de congelación en 0 °C, dividiendo la escala en 100 grados o partes iguales, que se lee en el instrumento de medición.

Una escala que se sigue aún utilizando en la práctica, en los países de habla inglesa, es la de temperatura *Fahrenheit*, en la que el punto de ebullición del agua se marca en 212 °F y el punto de congelación en 32 °F, dividiendo la escala en 180 partes o grados.

Para el pasaje de una escala a otra se utilizan las siguientes fórmulas:

$$t \text{ } ^\circ\text{C} = \frac{t \text{ } ^\circ\text{F} - 32}{1,8} ;$$

$$t \text{ } ^\circ\text{F} = 1,8 t \text{ } ^\circ\text{C} + 32.$$

Otra escala es la de *temperaturas absolutas* en °Kelvin, que toma como punto inicial la mínima temperatura que se puede lograr en la naturaleza, que es de -273 °C.

Así:

$$T \text{ } (^\circ\text{K}) = t \text{ } (^\circ\text{C}) + 273.$$

Cantidad de calor

Para medir la cantidad de calor de un cuerpo, se utiliza, en la práctica, la unidad *kilocaloría*.

Se define la kilocaloría como la cantidad de calor necesaria para elevar en 1° (de 14,5 a 15,5) la temperatura de 1 kg de agua a presión atmosférica normal.

Se define, entonces, como *calor específico* de una sustancia, al número de kilocalorías que se necesitan para elevar en 1 °C la temperatura de 1 kg de la misma.

El calor específico es una propiedad de la sustancia, variando levemente con la temperatura, pero a los fines prácticos se lo considera *constante* (la unidad es kcal/h °C).

Por supuesto, para el agua, el calor específico es igual a la unidad de acuerdo a la definición de kilocaloría.

Para otras sustancias se pueden adoptar los valores consignados en el cuadro 1-I.

CUADRO 1-I. CALORES ESPECÍFICOS DE SUSTANCIAS.

	kcal/kg °C		kcal/kg °C
Aire seco	0,24	Hielo	0,50
Cobre	0,094	Hierro	0,115
Aluminio	0,22	Latón	0,09
Corcho	0,49	Vapor	0,48

En los países de habla inglesa se utiliza la unidad térmica británica (BTU). Se la define como la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de 1 libra de agua en un grado Fahrenheit a presión atmosférica normal.

$$1 \text{ BTU} = 0,2520 \text{ kcal.}$$

$$1 \text{ kcal} = 3,969 \text{ BTU} \cong 4 \text{ BTU.}$$

A su vez, de acuerdo al SI o sea el sistema de unidades adoptado en la República Argentina, la unidad de cantidad de calor es el *Joule*. Así la conversión es:

$$1 \text{ kcal} = 4.185,5 \text{ Joule o también}$$

$$1 \text{ kcal} = 4,185 \text{ k Joule.}$$

Relaciones del calor con el trabajo mecánico

La parte de la física que estudia las relaciones entre el calor y las restantes formas de la energía se define como *termodinámica*.

En efecto, los estudios de la energía requieren una determinación minuciosa del flujo del calor, los cambios de temperaturas y la conversión en trabajo y a dicha ciencia se la denominó termodinámica, que significa *calor en movimiento*.

El concepto de *energía* está relacionado con la *facultad de realizar trabajo mecánico*, por ejemplo, el calor, el movimiento, la luz, sonido, electricidad, etc., son distintas formas de energía.

A su vez las distintas formas de energía pueden transformarse entre sí, pero por el *principio de conservación, la misma en cualquier sistema cerrado permanece constante*.

Las experiencias sobre la naturaleza del calor como una forma de energía, indicaron que existe una relación entre éste y el trabajo mecánico.

Así, se define *trabajo* a la fuerza que aplicada sobre un cuerpo, es capaz de hacerlo recorrer un espacio determinado. La unidad de trabajo mecánico, entonces, es el *kgm*.

Así:

$$L = F \cdot e,$$

donde:

L: trabajo mecánico (kgm);
F: fuerza (kg);
e: espacio (m).

Las experiencias de Joule, observando el aumento de la temperatura de una masa de agua conocida cuando se realiza una cantidad de trabajo mecánico sobre ella, por medio de aletas rotativas, permitieron determinar el *equivalente mecánico del calor como una constante igual a $J = 427 \text{ kgm/kcal}$ aproximadamente*, lo que constituye el denominado *primer principio de la termodinámica*.

Así puede decirse:

$$L = J Q,$$

L: trabajo mecánico (kgm);
Q: cantidad de calor (kcal);
J: constante de Joule (427 kgm/kcal).

En la práctica de las instalaciones de aire acondicionado y calefacción, en lugar de utilizar trabajo se aplica el concepto de potencia. Se define como *potencia mecánica* al trabajo desarrollado en la unidad de tiempo.

Así:

$$P = \frac{L \text{ (kgm)}}{t \text{ (s)}} \text{ (kgm/s).}$$

La unidad técnica para medir la potencia es el *caballo de fuerza*. Se dice que la potencia es de un CV, cuando se puede realizar un trabajo de 75 kgm en un segundo.

De esa manera, considerando la ecuación fundamental:

$$Q = \frac{L}{J} = \frac{P \cdot t}{J} = \frac{75 \cdot 3.600}{427} = 632 \text{ kcal/hCV.}$$

También puede expresarse en watts o kilowatts.

1 watt equivale a 0,102 kgm/s.
1 kwat equivale a 102 kgm/seg.

De esa manera:

$$Q = \frac{L}{J} = \frac{P \cdot t}{J} = \frac{0,102 \cdot 3.600}{427} = 0,86 \text{ kcal/hW.}$$

En la práctica suele utilizarse la unidad HP (caballo de fuerza en unidades inglesas). La equivalencia es:

$$1 \text{ HP} = 1,014 \text{ CV.}$$

Ejemplo

Se quiere acondicionar una fábrica en la que hay instalados motores eléctricos con una potencia de 100 kwats, ¿qué cantidad de calor agregarán al ambiente?

$$100 \text{ kwatt} \times 1.000 \text{ watt/kwatt} \times 0,86 \text{ kcal/hwatts} = 86.000 \text{ kcal/h.}$$

Estados de la materia

A las temperaturas y presiones normales, las sustancias existen en estado *sólido*, *líquido* o *gaseoso*. Sin embargo, el estado en que se encuentran va a variar en función de la presión y temperatura a que están sometidos.

Así, por ejemplo, el anhídrido carbónico es normalmente un gas, pero se licua a -60°C y se solidifica a -80°C , a presión atmosférica normal.

El plomo, por ejemplo, normalmente es sólido, pero se licua a 328°C y se vaporiza a 1.620°C .

De esa manera el estado particular de una sustancia depende de las condiciones de *presión* y *temperatura* a que se halla.

Por ejemplo, el agua, que es un elemento que se utiliza en aire acondicionado o calefacción, se encuentra en estado líquido a la temperatura ambiente y la presión atmosférica normal.

Las moléculas se encuentran en movimiento al azar y las colisiones son frecuentes, estando separadas como para que sea posible la fluidez que determina su estado líquido.

Si la temperatura aumenta a 100°C a presión atmosférica normal, el agua hierve o sea pasa del estado líquido al de vapor o gaseoso.

El vapor, en estado gaseoso, está constituido por moléculas bastante más separadas, con velocidades moleculares mucho mayores. Si, por el contrario, se enfría el agua hasta 0°C a presión atmosférica normal, el agua se solidifica, formándose hielo.

El hielo está constituido por moléculas muy juntas unas con respecto a otras, restringiéndose su movimiento a vibraciones y desaparece, entonces, la fluidez que caracterizaba al estado líquido y gaseoso.

Pero los estados de la materia no sólo dependen de la temperatura, sino, también, de la presión a que están sometidos.

Así, si para el agua se aumenta la presión, el punto de vaporización es mayor de 100°C , y, al contrario, si la presión a que está sometida disminuye, puede hervir o cambiar de estado a temperaturas menores de 100°C .

Por ello, se construyen curvas que presentan la relación de estados de la sustancia en función de la presión y temperatura a que están sometidos.

Para el agua, en particular, se establecen dichas curvas de equilibrio que se indican en la figura 2-I.

Se demuestra que existe un punto, denominado *punto triple*, que se encuentra a una presión de 4,6 mm Hg y $0,01^\circ\text{C}$, en la que coexisten los tres estados simultáneamente.

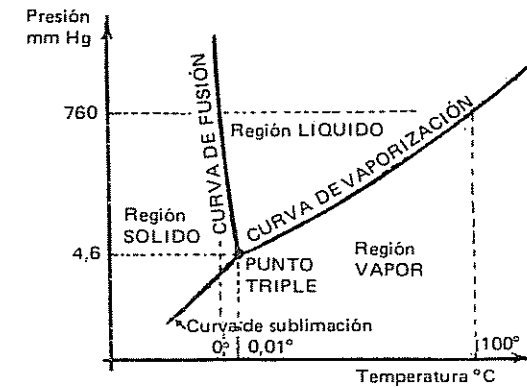


FIG. 2-I. Punto triple para el agua (sin escala).

CAMBIOS DE ESTADO. CALOR SENSIBLE Y CALOR LATENTE

Se analiza 1 kg de hielo en el punto de condición A (-20°C), se coloca dentro de un recipiente, y se introduce un termómetro en la masa, efectuándose la prueba a presión normal.

Al recipiente se le suministra calor en *proporción constante*, suponiéndose que el hielo no reciba calor por otro procedimiento (fig. 3-I).

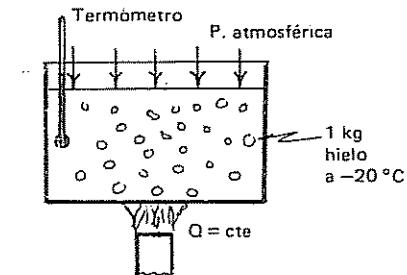


FIG. 3-I.

A medida que se le agrega calor al kilogramo de hielo, se observa en el termómetro que la temperatura se eleva 1°C por cada 0,5 kcal, es decir, que el calor específico del hielo es $0,5 \text{ kcal/}^\circ\text{Ckg}$.

Cuando se ha agregado 10 kcal, la temperatura ha llegado a 0°C . Este proceso de calentamiento del hielo está representado por el segmento AB del diagrama de la figura 4-I. Se observa que la temperatura

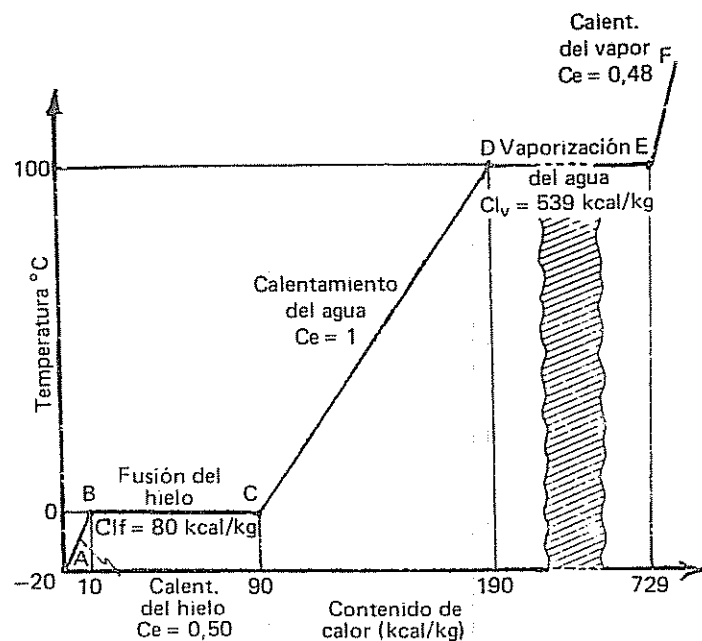


FIG. 4-1. Diagrama de temperatura-calor para un kilogramo de agua a presión atmosférica normal.

se eleva a medida que se le agrega calor, a este calor se lo denomina calor sensible. Entonces se puede definir:

Calor sensible: calor que suministrado a una sustancia o sustraído de ella, produce un efecto sensible en la misma, como ser una variación de temperatura.

Se representa con la fórmula:

$$Q_s = C_e G (t_1 - t_2),$$

donde:

Q_s : cantidad de calor sensible agregado o sustraído de una sustancia (kcal);
 G : cantidad de sustancia (kg);
 $(t_1 - t_2)$: diferencia de temperatura producida ($^{\circ}\text{C}$).

Si a partir de ese punto B, se sigue agregando calor al hielo, se observa que su *temperatura no varía*, aunque el hielo comienza a fundirse. Si se sigue agregando calor hasta que todo el hielo se funda, se observará que la temperatura se ha mantenido en 0°C ; a ese calor se lo denomina calor latente y se lo define.

Calor latente: calor que suministrado o sustraído de una sustancia produce un cambio de estado, sin variar la temperatura.
 Se representa con la fórmula:

$$Q_l = C_l G,$$

donde:

Q_l : cantidad de calor latente agregado o sustraído de una sustancia (kcal);
 C_l : calor latente por kg de sustancia, en virtud del cambio físico producido (fusión, vaporización) (kcal/kg);
 G : cantidad de sustancia (kg).

En el caso que nos ocupa, se denomina *calor latente de fusión* y se necesitan 80 kcal por cada kg de hielo (sólido) a 0°C que pase a 1 kg de agua (líquido) a la misma temperatura.

Tan pronto como se haya fundido la última porción de hielo si se sigue agregando calor, la temperatura comienza a aumentar.

Esta elevación de temperatura se efectúa en forma constante, aumentando 1°C por cada kcal entregada, tal como lo indica el tramo CD del diagrama.

Es evidente que este calor entregado es calor sensible, con un calor específico igual a 1.

La suma total de calor entregado en el punto D, desde el comienzo del proceso es de 190 kcal; en el tramo CD es de 100 kcal.

Cuando se haya alcanzado la temperatura de 100°C (punto D), comienzan a escapar de la superficie burbujas de vapor de agua, es decir, que comienza el proceso de ebullición.

Si se sigue agregando calor, se observará que la temperatura deja de aumentar, comenzando la ebullición y transformándose el agua en estado líquido en vapor. Es decir, se produce otro cambio de estado físico representándose ese proceso por el segmento DE del diagrama. El calor agregado es el *calor latente de vaporización*, o sea el calor que debe entregarse al agua a la temperatura del punto de ebullición, para pasar al estado de vapor a la misma temperatura.

Se necesitan 539 kcal para vaporizar por completo 1 kg de agua a 100°C y llevarlo al punto de condición E del diagrama.

El calor entregado hasta ese punto es de 729 kcal.

Continuando el proceso, se produce el aumento de la temperatura del vapor, tramo EF del gráfico. Se tiene *vapor recalentado* que es un vapor a una temperatura superior a la del punto de ebullición, correspondiente a la presión atmosférica.

Como se produce un aumento de la temperatura, se está en presencia de un proceso de calor sensible. Se requieren 0,48 kcal por cada grado de aumento de temperatura, o sea que el calor específico es 0,48 kcal/kg $^{\circ}\text{C}$.

Para medir la cantidad de calor entregada en este último proceso se puede emplear la fórmula, considerando la masa igual a 1 kg:

$$Q = 0,48 (t - 100) \quad t: \text{temperatura del vapor final.}$$

Resumen del proceso:

$$Q = 10 + 80 + 100 + 539 + 0,48 (t - 100)$$

o sea:

$$Q = 729 + 0,48 (t - 100).$$

El análisis precedente demuestra que el contenido total de calor es la suma de calor sensible y latente de una sustancia, siendo muy importante la perfecta evaluación de todo lo anterior, para el análisis de las aplicaciones prácticas.

Por ejemplo, en las instalaciones de calefacción por agua caliente, se utiliza el calor sensible del agua, tramo CD del diagrama. En las instalaciones de vapor a baja presión se utiliza el calor latente de vaporización, tramo DE del gráfico.

Ejemplo

En una caldera de vapor a baja presión se calientan 100 litros de agua por hora desde 10 °C (agua de provisión) hasta 110 °C, siempre a presión atmosférica normal. ¿Cuál es la cantidad de calor que suministra esa caldera?

El problema se divide en tres pasos fundamentales:

1) Calentamiento de agua de 10 °C a 100 °C

Es un proceso de calor sensible agregado al agua.
La cantidad de calor agregada vale:

$$Q_1 = C_e G (100 - 10).$$

Se considera el calor específico constante igual a 1 para el agua.

Además también, sin mucho error puede suponerse el peso específico igual a la unidad, o sea podemos suponer 1 l = 1 kg.

$$Q_1 = 100 \text{ kg/h} \times 90 = 9.000 \text{ kcal/h.}$$

2) Proceso de ebullición

La cantidad de calor latente agregado en el proceso de ebullición vale:

$$Q_2 = 100 \text{ kg/h} \times Clv;$$

$$Q_2 = 100 \times 539 \text{ kcal/kg} = 53.900 \text{ kcal/h.}$$

3) Calentamiento del vapor

Otra vez se está en un proceso de calor sensible.

$$Q_3 = C_e G (110 - 100);$$

$$Q_3 = 0,48 \times 100 \text{ kg/h} \times 10 \text{ °C} = 480 \text{ kcal/h.}$$

De esa manera, la cantidad de calor suministrada por la caldera valdrá:

$$Q_t = 9.000 + 53.900 + 480 = 63.380 \text{ kcal/h.}$$

Unidades de cantidad de calor en instalaciones de refrigeración

Las *unidades* que se utilizan en la práctica para medir la cantidad de calor que hay que *extraer* se establecen, en general, en frigorías o toneladas de refrigeración.

Frigorías/hora: es una unidad equivalente a kcalorías/hora, pudiéndose definir como la cantidad de calor que hay que extraer a una masa de 1 kg de agua para que disminuya su temperatura 1 °C (15,5 a 14,5) a presión atmosférica normal.

Entonces, es una unidad de igual valor absoluto que las kcal/h, por lo que entonces, las cargas se la calculan en kcal/h que el espacio *gana* en calor, estableciéndose, entonces, en la especificación del equipo de refrigeración el mismo valor, pero en frigorías/hora.

Toneladas de refrigeración: la unidad corriente para medir la refrigeración es la tonelada, valor con que en la práctica es muy común designar la potencia frigorífica de una máquina de refrigeración.

Se define la tonelada de refrigeración como la cantidad de calor a extraer para transformar en hielo a una temperatura de 0 °C, una tonelada inglesa (2.000 libras o 907 kg) de agua a la misma temperatura en 24 horas.

En virtud de que el calor latente de fusión del agua es 80 kcal/kg se necesitan:

$$80 \text{ kcal/kg} \times 907 \text{ kg} = 72.560 \text{ kcal o } 72.560 \text{ frigorías.}$$

Este valor es en 24 horas, según la definición o sea que si se lo refiere a una hora se tiene:

$$\text{tonelada} = \frac{72.560}{24} = 3.024 \text{ frigorías/hora.}$$

El uso práctico ha llevado a aplicar este valor en numerosos enteros.

Así:

$$1 \text{ tonelada de refrigeración} \cong 3.000 \text{ frigorías/hora.}$$

Transmisión del calor

El *segundo principio de la termodinámica*, enunciado por Clausius, establece que el calor *fluye espontáneamente, siempre de una fuente de mayor temperatura a una de menor temperatura*, hasta que las mismas se igualan.

Es decir, entonces, que si se suponen dos cuerpos ideales aislados del medio exterior, si la temperatura t_1 de uno es mayor que la temperatura t_2 del otro, habrá un *flujo de calor* que irá de t_1 a t_2 , de modo que la temperatura t_1 de un cuerpo disminuye y la temperatura t_2 del otro cuerpo aumenta, hasta que el *salto térmico se anula*.

Este proceso descrito es *irreversible*, dado que es imposible volver *espontáneamente* al estado inicial.

El calor puede ser comparado con el agua que fluye de un tanque de agua de mayor altura que otro. El agua circula por efecto de la gravedad del tanque con un nivel superior al tanque de nivel inferior debido a la diferencia de altura del agua, hasta que por vasos comunicantes se igualan los niveles de los dos tanques.

El agua puede ser llevada hacia arriba o sea del tanque de nivel más bajo al más alto, pero para hacerlo es necesario gastar energía mecánica o trabajo mecánico, por ejemplo, utilizando una bomba circuladora.

De la misma manera, el calor puede hacérselo circular "cuesta arriba", desde una sustancia a baja temperatura a una de mayor temperatura, pero para ello es necesario aportar trabajo mecánico.

Por ejemplo, en un equipo de refrigeración, tal cual se detallará posteriormente en el Capítulo X, se hace pasar calor de una fuente de baja temperatura como lo es el aire interior en verano a 25 °C, a una fuente de alta temperatura constituido por el aire exterior, supuesto en esa época del año en 35 °C, pero para ello *es necesario gastar trabajo mecánico que provee el compresor* del equipo de refrigeración.

En la técnica de las instalaciones de calefacción y aire acondicionado, es fundamental definir y valorar los múltiples fenómenos relacionados con los procesos de transferencia o transmisión del calor.

Se distinguen tres formas físicas completamente distintas por la que se materializa la transmisión del calor que son:

- conducción
- convección
- radiación

En general, en los procesos de transmisión estas formas no se presentan en forma aislada, siendo dichos procesos difíciles de interpretar en forma matemática.

1) TRANSMISIÓN DE CALOR POR CONDUCCIÓN

Se puede definir como la transmisión del calor en el interior del cuerpo de molécula a molécula, cuando no se verifica ningún desplazamiento de las mismas.

La forma de transmisión del calor por conducción es típica de los sólidos y se produce por la acción de las moléculas animadas de mayor energía térmica molecular o temperatura a las de menor energía térmica mediante el contacto o choque directo.

Si se supone una pared plana de constitución homogénea atravesada por un calor constante en el tiempo (fig. 5-I) que mantiene en forma invariable el valor de las temperaturas de superficies θ_1 y

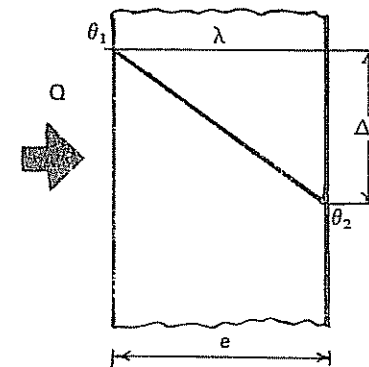


FIG. 5-I.

θ_2 , se puede decir que la cantidad de calor que atraviesa el cuerpo vale:

$$Q = \frac{\lambda}{e} A (\theta_1 - \theta_2),$$

donde:

Q: cantidad de calor que se transmite por conducción (kcal/h);

λ : coeficiente de conductibilidad térmica (kcal/hm °C);

e: espesor de la pared (m);

A: área de la pared plana (m²);

($\theta_1 - \theta_2$): salto térmico entre la temperatura de la cara interna y externa de la pared (°C).

El pasaje de calor que se realiza manteniendo el salto térmico constante en el tiempo se denomina *régimen estacionario*. Es decir, que se supone que todo el calor atraviesa la pared sin que ésta de por sí absorba calor.

Este proceso es ideal y no ocurre, en realidad, en la práctica, pero su simplicidad hace que se utilice aplicando luego coeficientes correctivos.

Puede definirse el coeficiente λ de conductibilidad térmica, entonces, como la cantidad de calor que pasa a través de un material homogéneo por hora, por metro de espesor y cuando la diferencia de temperatura de sus caras es 1 °C.

Se admite que el coeficiente λ es constante, de manera que la temperatura de la pared varía linealmente en dirección del flujo de calor. A la relación $\Delta t/e$ se lo denomina *gradiente térmico*.

Puede definirse además a $1/\lambda$: resistencia a la conductibilidad térmica.

Si se supone una pared cilíndrica de longitud L (fig. 6-I) siendo las temperaturas θ_1 y θ_2 y se considera que el calor se dirige de aden-



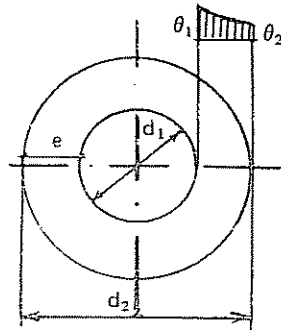


FIG. 6-I.

tro hacia afuera en forma constante en régimen estacionario, se puede decir que:

$$Q = \lambda \cdot \frac{2 \pi}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \cdot L (\theta_1 - \theta_2).$$

Siendo los distintos elementos, los ya definidos anteriormente, y:

d_2 y d_1 , diámetro externo e interno respectivamente (m);
L, longitud del tubo (m).

El calor que se dirige hacia afuera debe atravesar superficies más grandes a medida que aumenta la distancia desde la cara interior, por lo que el gráfico de temperatura representado sobre el espesor de la pared no es una recta sino una curva.

En la práctica, para pequeñas diferencias entre el diámetro interior y exterior de los tubos se puede, sin muchos errores, aplicar en este caso la ecuación simplificada que deriva de la pared plana:

$$Q = \lambda \cdot \frac{\pi \cdot d_m}{e} \cdot L (\theta_1 - \theta_2),$$

donde:

d_m : diámetro medio = $\frac{d_1 + d_2}{2}$ (m).

e: espesor del tubo (m).

2) TRANSMISIÓN DE CALOR POR CONVECCIÓN

Es típica de los fluidos y se la define como la transmisión del calor de una parte del fluido a otra por la mezcla real de las partes más calientes con las más frías o de otra forma, la transferencia de

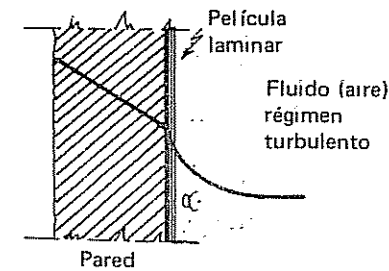


FIG. 7-I.

calor que se produce por el desplazamiento de las moléculas de un lugar a otro, llevando con ellas la energía térmica.

Si se considera un cuerpo caliente en contacto con un fluido más frío, existe en el contacto entre el cuerpo y el fluido una *película laminar* (fig. 7-I).

El espesor de la película laminar no está bien definido y varía con el grado de turbulencia del fluido adyacente.

Por otra parte, la pared emite calor por radiación, por lo que el cálculo preciso de un coeficiente que represente esta transferencia de calor es muy complejo.

Debido a ello se utilizan coeficientes *experimentales*, que comprenden el efecto conjunto de convección y radiación, denominadas *coeficientes superficiales peliculares o de paso de calor* α (kcal/h m² °C).

Estos coeficientes se definen como la transmisión de calor entre la pared de contención y el fluido, por unidad de superficie de pared y por grado de diferencia de temperatura entre la superficie de la pared y el cuerpo principal del fluido.

Así, la cantidad de calor que se transmite por hora vale:

$$Q = \alpha A \Delta t,$$

siendo:

Q: cantidad de calor que se transmite por hora (kcal/h);

α : coeficiente pelicular superficial de paso de calor (kcal/h m² °C);

Δt : diferencia de temperatura entre el líquido y el cuerpo que se encuentra en contacto con él (°C);

A: área de la pared (m²).

Si la mezcla de fluidos es producida por un ventilador o una bomba, el proceso se denomina *convección forzada*. Si el fluido se mueve a causa de la diferencia de densidades se denomina *convección natural o libre*.

3) TRANSMISIÓN DE CALOR POR RADIACIÓN

La radiación se define como la *transmisión de calor de un cuerpo a otro sin contacto directo, en forma de energía radiante.*

Cualquier materia emite y absorbe energía radiante y esa emisión o absorción va a depender de la temperatura a que se encuentra sometido y de las características físicas del mismo. De esa manera hay un continuo intercambio de energía entre los cuerpos.

La radiación a través del espacio se efectúa siguiendo las mismas leyes físicas que para la radiación de la luz y las ondas luminosas, magnéticas, eléctricas y radiantes pertenecen al mismo espectro electromagnético, diferenciándose por su longitud de onda (cuadro 2-I).

CUADRO 2-I.

Designación	Longitud de onda λ
Rayos cósmicos, gamma, X	$\leq 0,02 \mu$
Radiación ultravioleta	0,02 a 0,4 μ
Radiación visible (luz)	0,4 a 0,8 μ
Radiación infrarroja	0,8 a 800 μ
Ondas electromagnéticas	$> 0,2 \text{ mm}$

De ese modo el proceso de transferencia de calor por radiación *no está vinculado a soporte o vehículo material alguno*, no pudiendo ser explicado como en los casos anteriores, en términos de moléculas que chocan o se desplazan.

Para que la energía radiante pueda ser convertida en calor es necesario que sea *absorbida* por la sustancia, lo que activa el movimiento molecular.

O sea que un cuerpo caliente transforma una parte del contenido de calor de su superficie en energía de radiación, la cual al ser absorbida por otro cuerpo, se manifiesta en forma de calor sensible.

El cuerpo que en todas las longitudes de onda emite el máximo de energía posible, se lo denomina *cuerpo negro*. Dicho cuerpo absorbe todas las radiaciones posibles.

Según la ley de Stefan-Boltzman, la radiación total o poder emisoro total de un cuerpo negro por unidad de superficie y tiempo es proporcional a la cuarta potencia de la temperatura absoluta.

$$E_n = C_n \left(\frac{T}{100} \right)^4$$

El coeficiente C_n se denomina coeficiente de radiación del cuerpo negro y es una constante que vale: $4,96 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{K}^4$.

En la mayoría de los cuerpos la distribución de la intensidad de calor es diferente a la del cuerpo negro.

Ejemplos:

Aluminio: $C = 0,195 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{K}^4$;

Hierro oxidado: $C = 4,2 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{K}^4$;

Radiadores oscuros: $C = 4,6 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{K}^4$.

La cantidad de calor irradiado por un cuerpo a otro puede expresarse por la ecuación:

$$Q = C_r A \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right],$$

siendo:

Q : cantidad de calor transmitido por radiación (kcal/h);

A : área (m^2);

T_1 y T_2 : temperaturas absolutas de los 2 cuerpos ($^\circ\text{K}$);

C_r : coeficiente de radiación que se considera constante y que depende del tipo de superficie y forma de emisión ($\text{kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$).

C_r vale:

1) Superficies planas y paralelas

$$C_r = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_n}}$$

donde:

C_1 y C_2 : coeficiente de radiación de los cuerpos.

2) Superficie 2 rodea a la superficie 1

$$C_r = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{A_1}{A_2} \left(\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_n} \right)}$$

donde:

C_n : coeficiente de radiación del cuerpo negro;

A_1 y A_2 : áreas de los cuerpos (m^2).

Método de cálculo para la determinación de coeficientes de transmisión de calor

Si se considera un cuerpo cualquiera en el que una de sus caras se encuentra a una temperatura del aire mayor que la otra, se origina una transmisión del calor desde la cara más caliente a la más fría.



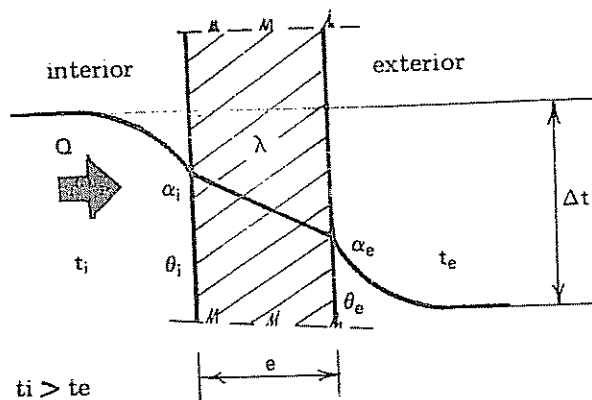


FIG. 8-I.

Dicho proceso de transmisión puede analizárselo en varias etapas. Así, según la figura 8-I, se puede decir:

1ª etapa: transmisión de calor desde el aire interior a la cara interna del cuerpo.

La transmisión se efectúa por *convección* a través de la capa de aire de contacto y por *radiación* de los elementos más calientes hacia la pared o cuerpo considerado.

La cantidad de calor que se transmite vale:

$$Q = \alpha_i A (t_i - \theta_i),$$

donde:

α_i : coeficiente de transmisión superficial de calor interior también denominado coeficiente de paso de calor ($\text{kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$) que tiene en cuenta el efecto de convección y radiación;

Q: cantidad de calor que se transmite en régimen estacionario (kcal/h) o sea se supone que la misma es constante, de modo que se considera idealmente que el cuerpo en sí no absorbe calor, para simplificar los cálculos;

A: área (m^2);

t_i : temperatura del aire interior ($^\circ\text{C}$);

θ_i : temperatura de la cara interna del cuerpo ($^\circ\text{C}$).

2ª etapa: transmisión de calor a través del cuerpo (θ_i a θ_e).

La transmisión se efectúa por *conducción*. La cantidad de calor que se transmite vale:

$$Q = \frac{\lambda}{e} A (\theta_i - \theta_e),$$

siendo:

λ : coeficiente de conductibilidad térmica ($\text{kcal/hm } ^\circ\text{C}$) que tiene en cuenta la conducción a través del cuerpo;

e: espesor del cuerpo (m);

θ_i : temperatura de la cara interior del cuerpo ($^\circ\text{C}$);

θ_e : temperatura de la cara exterior del cuerpo ($^\circ\text{C}$).

3ª etapa: transmisión de la cara externa del cuerpo al aire exterior. La transmisión se efectúa por convección y radiación (de θ_e a t_e). La cantidad de calor que pasa vale:

$$Q = \alpha_e A (\theta_e - t_e),$$

en la que:

α_e : coeficiente de transmisión de calor superficial exterior o de paso de calor ($\text{kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$);

θ_e : temperatura de la cara exterior del cuerpo ($^\circ\text{C}$);

t_e : temperatura del aire exterior ($^\circ\text{C}$).

La diferencia de temperatura o caída de temperatura total Δt es la que se indica en la figura 8-I.

Como la cantidad de calor que transpone el cuerpo es constante porque el estudio se lo realiza en el estado estacionario, puede efectuarse el siguiente análisis:

$$+ \begin{cases} \frac{Q}{\alpha_i A} = t_i - \theta_i \\ \frac{Q \cdot e}{A \lambda} = \theta_i - \theta_e \\ \frac{Q}{\alpha_e A} = \theta_e - t_e \end{cases}$$

$$\frac{Q}{A} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_e} \right) = t_i - t_e,$$

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_e}} A (t_i - t_e),$$

entonces:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_e}},$$

siendo:

K : coeficiente total de transmisión de calor ($\text{kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$).

Se lo define como la cantidad de calor que se transmite en la unidad de tiempo a través de la unidad de superficie de un elemento constructivo (muro, tabique, piso, techo, etc.) de un cierto espesor, cuando la diferencia de temperaturas entre las masas de aire que se encuentran a ambos lados es la unidad. Se lo denomina también *coeficiente de transmitancia térmica*.

Reemplazando este valor queda la ecuación básica fundamental para el cálculo de la transmisión de calor, que será utilizada en los balances térmicos:

$$Q = K A (t_i - t_e).$$

Entonces, en la práctica se trabaja con los distintos valores de K que están tabulados para los diversos elementos que componen el contorno de un local, por ejemplo: paredes, techos, etc. (cuadro 3-I).

Para la determinación de los coeficientes K se suele aplicar la inversa que se la denomina $R_t = \text{resistencia térmica total}$ ($\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C h/kcal}$).

$$R_t = \frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_e}.$$

En el caso de considerar la transmisión del calor de un *tubo de sección circular*, de acuerdo a la figura 9-I, la ecuación de transmisión del calor toma la forma:

$$Q = K A (t_1 - t_2),$$

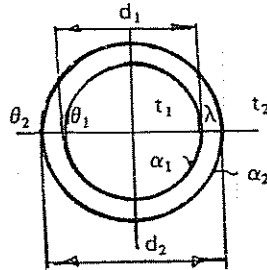


FIG. 9-I.

donde:

K : coeficiente de transmisión total del caño ($\text{kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$);
 A : área lateral exterior del caño (m^2);
 $(t_1 - t_2)$: salto térmico entre la temperatura promedio del fluido interior y exterior ($^\circ\text{C}$).

Pero $A = p \cdot L$.

donde:

L : longitud del caño (m);
 p : perímetro exterior del caño (m).

De modo que la ecuación anterior queda:

$$Q = K p L (t_1 - t_2).$$

Al producto $(K \cdot p)$ se lo denomina K_r (coeficiente de emisión del caño por metro) ($\text{kcal/h m } ^\circ\text{C}$), o sea:

$$Q = K_r L (t_1 - t_2).$$

El valor de K_r puede determinarse con la fórmula:

$$K_r = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2 \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} \quad (\text{kcal/h m } ^\circ\text{C}),$$

siendo:

λ : coeficiente de conductibilidad térmica ($\text{kcal/h m } ^\circ\text{C}$);
 α_1 y α_2 : coeficientes de paso de calor superficial interior y exterior respectivamente ($\text{kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$);
 d_1 y d_2 : diámetros interior y exterior respectivamente (m).

Determinación del coeficiente de transmitancia total K (Norma IRAM 11601)

Se había mencionado anteriormente que para determinar los distintos coeficientes de transmisión total de calor K , se suele aplicar la ecuación que puede expresarse en forma general:

$$R_t = \frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{1}{\alpha_e} \left(\frac{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}}{\text{kcal}} \right),$$

donde:

R_t : resistencia a la transmitancia térmica total ($\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C/kcal}$);
 e_1, e_2 : espesores de los distintos materiales (m);
 λ_1, λ_2 : coeficientes de conductibilidad térmica que figuran en la tabla del cuadro 7-I, para cada material ($\text{kcal/h m } ^\circ\text{C}$);
 α_1, α_2 : coeficientes de paso de calor o superficiales.

En lugar de trabajar con los coeficientes α , se emplean las inversas o sea las resistencias superficiales. Así se denominan:

$R_{si} = \frac{1}{\alpha_1}$: resistencia superficial interior ($m^2 \text{ h } ^\circ\text{C/kcal}$), en la tabla del cuadro 4 a 6I.

$R_{se} = \frac{1}{\alpha_e}$: resistencia superficial exterior ($m^2 \text{ h } ^\circ\text{C/kcal}$), en la tabla del cuadro 4 a 6I.

En caso de que existan cámaras o espacios de aire, en las tablas de los cuadros 5 y 6-I, se indican las resistencias que se denominan R_c ($m^2 \text{ h } ^\circ\text{C/kcal}$).

De esa manera puede plantearse la ecuación general para el cálculo de la siguiente manera:

$$R_t = \frac{1}{K} = R_{si} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \dots + R_c + R_{se}$$

Estos cálculos sólo se realizan en la ejecución de construcciones especiales, dado que en los casos comunes, como muros de mampostería de ladrillos, vidrios, etc., la Norma IRAM fija directamente los coeficientes K , que están consignados en la tabla del cuadro 3-I.

Ejemplo

Aplicando la Norma IRAM 11.601, calcular la resistencia térmica total de un muro, formado por mampostería de 12 cm de espesor, una cámara de aire de 2 cm y un panderete de mampostería de 5 cm interior (fig. 10-I).

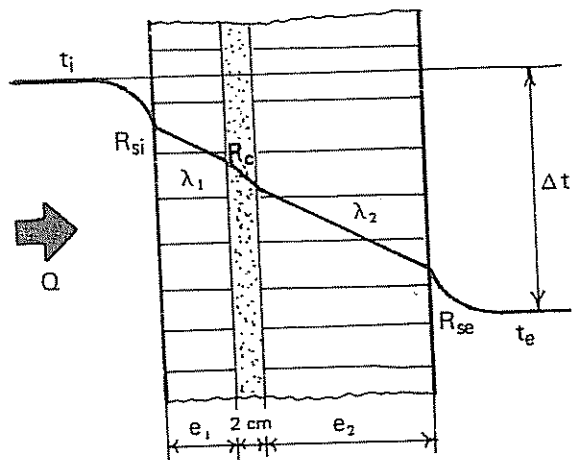


FIG. 10-I.

Se establece según las tablas:

$\lambda_1 = \lambda_2$. mampostería de ladrillo macizos (1.600 kg/m^3); $0,70 \text{ kcal/h m } ^\circ\text{C}$ (cuadro 7-I);

R_{si} : $0,14 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C h/kcal}$ (cuadro 4-I);
 R_{se} : $0,05 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C h/kcal}$ (cuadro 4-I);
 R_c : $0,18 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C h/kcal}$ (cámara de aire 2 cm) (cuadro 5-I).

$$R_t = R_{si} + \frac{e_1}{\lambda_1} + R_c + \frac{e_2}{\lambda_2} + R_{se}$$

$$R_t = 0,14 + \frac{0,05}{0,7} + 0,18 + \frac{0,12}{0,7} + 0,05;$$

$$R_t = 0,61 \text{ m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C/kcal.}$$

O sea:

$$K = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{0,61} = 1,64 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

En este mismo ejemplo ¿qué pasaría si en lugar de la cámara de aire se utilizara un aislante térmico, por ejemplo, lana de vidrio en dicho espesor de 2 cm?

La ecuación sería similar, pero en lugar de R_c intervendría el espesor y el coeficiente de conductibilidad del aislamiento λ .

Se estima el valor de λ para la lana de vidrio de acuerdo a la Norma en $0,035 \text{ kcal/h m } ^\circ\text{C}$.

$$R_t = 0,14 + \frac{0,05}{0,7} + \frac{0,02}{0,035} + \frac{0,12}{0,7} + 0,05;$$

$$R_t \approx 1 \text{ m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C/kcal};$$

$$K = \frac{1}{R_t} = 1 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C.}$$

Se aprecia, entonces, que se mejora notablemente la resistencia térmica del muro aplicándole aislante térmico.

CUADRO 3-I. TRANSMITANCIA TÉRMICA DE MUROS Y TECHOS.
 K ($\text{kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$).

CERRAMIENTOS VERTICALES.

1) Mampostería de ladrillos 30 cm de espesor	1,62
2) Mampostería de ladrillos 15 cm de espesor	2,30
3) Pared de 30 cm con 3 cm de cámara de aire	1,31
4) Pared de ladrillos huecos 2 agujeros	11 cm 2,40
	13 cm 2,20
	15 cm 1,95
	15 cm 3 agujeros 1,70
	18 cm 1,64
	21 cm 1,58
	23 cm 1,50
	24 cm 1,45
	28 cm 1,30

5) Bloques de hormigón 20 x 40 cm - 2.000 kg/m ³	8 cm	3,20
	11 cm	2,95
	13 cm	2,70
	16 cm	2,50
	20 cm	2,35
	24 cm	1,85
1.300/1.500 kg/m ³	14 cm	1,95
	20 cm	1,40
	10 cm	1,75
	7,5 cm	2,10
6) Paneles de hormigón de 1.000 kg/m ³	5,5 cm	1,75
7) Paneles de yeso		5,00
8) Paneles de viruta de madera aglomerada		2,80
9) Ventanas con vidrios común		
10) Ventanas con vidrios dobles		

CERRAMIENTOS HORIZONTALES.

Losas de bloques cerámicos		Calor de abajo	Calor de arriba
Cámara simple	Espesor	12 cm - 3,0	2,4
		16 cm - 2,7	2,2
		20 cm - 2,6	2,1
		25 cm - 2,5	2,0
Cámara doble	Espesor	20 cm - 2,2	1,8
		25 cm - 2,1	1,7

CUADRO 4-I. RESISTENCIA TÉRMICA SUPERFICIAL DE MUROS Y TECHOS R_s (1/α) (m² h °C/kcal).

Muros		Techos	
Interior R _{si} (1/α _i)	Exterior R _{se} (1/α _e)	Calor de abajo	Calor de arriba
0,14	0,05	0,12	0,19

CUADRO 5-I. RESISTENCIA TÉRMICA DE CÁMARA DE AIRE R_c (m² h °C/kcal).

Espesor en cm	Cámara vertical	Cámara horizontal	
		Calor de abajo	Calor de arriba
1	0,16	0,15	0,16
2	0,18	0,17	0,23

CUADRO 6-I. RESISTENCIA TÉRMICA DE ESPACIOS DE AIRE EN EDIFICIO R_c (m² h °C/kcal).

Denominación	Calor de abajo	Calor de arriba
1 Espacio entre chapas de fibrocemento y cielo raso	0,17	0,23
2 Espacio entre chapas de aluminio o hierro galvanizado y cielo raso	0,26	0,40
3 Espacio entre tejas sobre entablonado y cielo raso	0,20	0,27

CUADRO 7-I. CONDUCTIBILIDADES TÉRMICAS DE MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN. Peso específico (kg/m³) - Coeficiente (λ) (kcal/h m °C).

Materiales aislantes

Corcho	hg/m ³	λ	Amianto	kg/m ³	λ													
granulado	50	0,030	lana de amianto	100	0,063													
	100	0,034		200	0,085													
	150	0,039		400	0,105													
	200	0,044		600	0,18													
planchas	100	0,033	800	0,23														
	200	0,041	Vermiculita	planchas	250	0,068												
	300	0,050					Amianto	planchas	320	0,081								
	400	0,059									400	0,10						
	500	0,067											670	0,18				
	600	0,076													suelta	80 a	0,060	
sopleteado	75	0,040																130
			100	0,042	500	0,115												
							200	0,048	600	0,145								
											300	0,066	700	0,175				
															400	0,067	800	
500	0,072	250	0,066															

<i>Vermiculita</i>	kg/m ³	λ	<i>Perlita</i>	kg/m ³	λ
<i>con yeso (placas o revoques)</i>			<i>con cemento</i>		
	200	0,09		400	0,08
	400	0,11		600	0,12
	500	0,13			
	600	0,16			
	700	0,19			
	800	0,22			
	900	0,25			
	1.000	0,29			
<i>Lana mineral</i>			<i>Fibras de vidrio</i>		
	50	0,036	<i>planchas</i>		
	100	0,035		25	0,036
	150	0,035		50	0,031
	200	0,040		80	0,030
				100	0,032
				150	0,035
				200	0,038
				300	0,043
				400	0,050
				500	0,059
<i>Poliuretano</i>			<i>aglomerados con resina en paneles y fieltros</i>		
<i>planchas</i>				14	0,032
	15	0,035		20	0,029
	20	0,030			
	25	0,027			
	30	0,026			
<i>en copos a granel</i>			<i>amasada con cemento</i>		
		0,043		400	0,072
				500	0,082
				600	0,094
				700	0,105
				800	0,115
<i>Poliuretano</i>			<i>Arcilla expandida</i>		
<i>poros abiertos</i>			<i>a granel</i>		
	40	0,033			0,125
	80	0,036			
<i>poros cerrados</i>					
	35	0,028			
<i>Perlita</i>			<i>Tableros de partículas aglomeradas de lino</i>		
<i>suelta (granulado volcánico expandido)</i>				300	0,063
	30 a			400	0,07
	130	0,046		500	0,09
				600	0,11
				700	0,12
<i>con yeso (revoques)</i>			<i>Bitumen asfáltico</i>		
	400	0,09		1.050	0,15
	500	0,10			
	600	0,12			
	700	0,15			

<i>Partículas aglomeradas en general</i>	kg/m ³	λ	<i>Partículas aglomeradas en general</i>	kg/m ³	λ
<i>Tableros de partículas aglomeradas en general</i>				800	0,115
	200	0,052		900	0,130
	300	0,059		1.000	0,150
	400	0,067			
	500	0,075	<i>Tablero de fibra de madera aglomerada</i>		
	600	0,085		300	0,047
	700	0,098			
<i>Materiales en general</i>					
<i>Madera en general</i>			<i>Hormigones celulares</i>		
<i>(en el sentido perpendicular a las fibras)</i>				300	0,115
	200	0,055		400	0,14
	300	0,072		500	0,17
	400	0,090		600	0,20
	500	0,107		700	0,23
	600	0,125		800	0,265
	700	0,145		900	0,30
	800	0,163		1.100	0,39
	900	0,180		1.300	0,50
<i>Metales</i>			<i>Mortero y/u hormigones con agregados livianos</i>		
<i>Aluminio</i>	2.700	175	<i>(arcilla expandida, vermiculita, perlita, granulado volcánico, etc.)</i>		
<i>Cobre</i>	8.900	330		300	0,10
<i>Zinc</i>	7.100	95		400	0,12
<i>Hierro</i>	7.200	40		500	0,15
<i>Acero</i>	7.800	50		600	0,17
<i>Vidrio</i>				700	0,19
	2.700	0,70		800	0,21
				900	0,25
<i>Cerámica</i>				1.000	0,31
<i>baldozas y tejas</i>				1.100	0,35
	1.600	0,60		1.200	0,40
				1.300	0,45
				1.400	0,50
				1.500	0,61
				1.600	0,67
<i>Hormigones</i>			<i>Mortero de revoques y juntas</i>		
<i>(con agregados pétreos de más de 1.500 kg/m³)</i>				1.800	0,75
	1.500	0,61		2.000	1
	1.600	0,67			
	1.700	0,80	<i>Mortero de cemento</i>		
	1.800	1,05		2.100	1,20
	1.900	1,10			
	2.000	1,30			
	2.200	1,50			

Yeso	kg/m ³	λ	Mampostería	kg/m ³	λ	
enduido	800	0,34	ladrillos macizos	1.600	0,70	
	1.000	0,42		1.800	0,78	
	1.200	0,55		2.000	0,90	
planchas	600	0,27	Mampostería	ladrillos huecos	800	0,29
	800	0,32				
	1.000	0,38				
	1.200	0,44				
materiales granulares (tipo granulado volcánico, etc.)	300	0,09	bloques de hormigón	800	0,26	
	400	0,10		1.000	0,33	
	500	0,12		1.200	0,43	
	600	0,14		1.400	0,55	
	700	0,16		1.600	0,68	
	800	0,18				
	materiales en polvo	900		0,21		
		1.000		0,34		

CAPITULO II PROPIEDADES DEL AIRE

Psicrometría

Psicrometría es la ciencia que estudia las propiedades físicas del aire atmosférico.

El aire en la atmósfera está constituido por una mezcla de *aire seco* y *vapor de agua* en proporciones variables.

Composición del aire seco

El aire seco es una mezcla de dos gases fundamentales que son:

- Nitrógeno (N): 77 %.
- Oxígeno (O): 22 %.

Además existen pequeñas cantidades de otros gases, como ser el *anhídrido carbónico* en cantidades variables, siendo el producto de los procesos de combustión, fermentación y otros desprendimientos naturales o industriales.

También se pueden mencionar los gases inertes como el *argón*, *neón*, etc. y elementos que contaminan el aire como polvos en suspensión, humos, bacterias, gases nocivos, etc.

Todo ello representa aproximadamente el 1 % faltante.

Bases físicas para el cálculo del aire atmosférico

La capacidad de vapor de agua en la atmósfera es extremadamente variable, definiéndose el término *humedad como el contenido de vapor de agua* en la misma.

Para el análisis de las propiedades físicas puede considerarse el *aire húmedo* como una mezcla de gases, cuyos constituyentes fundamentales son el *aire seco* y el *vapor de agua*.

A dicha mezcla puede aplicarse la *Ley de Dalton de las presiones parciales*.

La ley de las presiones parciales establece que cada gas de una mezcla de gases, ocupan el volumen total como si los otros gases no estuvieran presentes, ejerciendo cada uno de ellos una presión parcial.

O sea:

$$V = V_a + V_v,$$

siendo:

V: volumen total de la mezcla;
 V_a : volumen del aire seco;
 V_v : volumen del vapor de agua.

La Ley de Dalton tiene dos corolarios básicos, ambos muy importantes en la mezcla de aire seco y vapor de agua.

- 1) La presión total de una mezcla de gases es igual a la suma de las presiones parciales de cada uno de los gases componentes de la mezcla.
- 2) El contenido de calor de la mezcla (entalpía) es la suma de los contenidos de calor de los gases constituyentes de la mezcla.

Si se analiza el primer corolario se puede poner:

$$p = p_a + p_v$$

donde:

p: presión total de la mezcla (puede tomarse igual a la atmosférica o sea 760 mm Hg o 1,033 kg/cm² en los casos normales);
 p_a : presión parcial del aire seco (mm Hg o kg/cm²);
 p_v : presión parcial del vapor de agua (mm Hg o kg/cm²).

La presión parcial del vapor de agua (p_v) nunca puede ser superior a un valor llamado presión de saturación (p_s), que depende de la temperatura de la mezcla.

Además con suficiente aproximación se puede aplicar para el aire húmedo la ley de los gases perfectos:

$$p V_e = R T$$

siendo:

p: presión total de la mezcla;
 V_e : volumen específico de la mezcla;
 R: constante de los gases perfectos;
 T: temperatura absoluta de la mezcla.

Pero el volumen específico es la inversa del peso específico de modo que:

$$V_e = \frac{V}{G},$$

en la que:

V: volumen total de la mezcla;
 G: peso total de la mezcla.

Reemplazando:

$$p V/G = R T \therefore p V = GRT$$

$$G = \frac{V}{T} \frac{1}{R} p$$

siendo el peso total de la mezcla:

$$G = G_a + G_v$$

G_a : kg de aire seco;
 G_v : kg de vapor de agua.

Se puede aplicar la ecuación anterior para cada gas en particular:
 Para el aire seco:

$$G_a = \frac{V}{T} \frac{1}{R_a} p_a;$$

Para el vapor:

$$G_v = \frac{V}{T} \frac{1}{R_v} p_v.$$

R: constante de los gases perfectos es igual a: 848 dividido el peso molecular del gas.

Peso molecular del aire 28,96 $\therefore R_a = 848/28,96 = 29,28$.

Peso molecular del vapor 18 $\therefore R_v = 848/18 = 47,1$.

Dividiendo queda:

$$\frac{G_v}{G_a} = \frac{R_a}{R_v} \frac{p_v}{p_a} \quad \text{pero} \quad \frac{R_a}{R_v} = \frac{29,28}{47,1} \cong 0,622.$$

De modo que:

$$\frac{G_v}{G_a} = 0,622 \frac{p_v}{p_a}$$

Humedad específica

Si se toma G_a igual a 1 kg de aire seco, la relación entre el peso del vapor de agua con respecto al peso del aire seco se la denomina *humedad específica* (he) (fig. 1-II).

O sea:

$$he = \frac{G_v}{G_a}$$

La humedad específica, se mide generalmente en gramos de vapor de agua por kg de aire seco:

$$he: (g/kg).$$

Por lo tanto:

$$he = 0,622 \frac{p_v}{p_a}$$

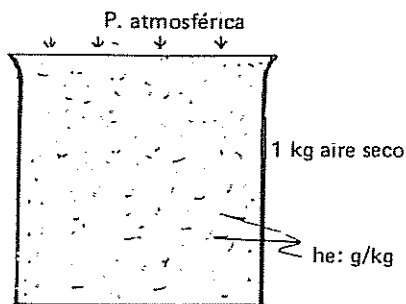


FIG. 1-II.

La cantidad de humedad específica que puede contener la mezcla *no es ilimitada*, y cuando contiene el máximo se dice que el aire está *saturado*, denominándose humedad específica de saturación (he_s).

La humedad específica de saturación (he_s) puede calcularse de la siguiente manera:

Para el aire saturado:

$$p_v = p_s.$$

Además la presión parcial del aire seco (p_a), vale:

$$p_a = p - p_v = p - p_s.$$

Por lo tanto en la ecuación anterior queda:

$$he_s = 0,622 \frac{p_s}{p - p_s}$$

Esta ecuación sirve para el cálculo de las tablas de información de las propiedades de la mezcla aire-vapor de agua.

La presión atmosférica puede medirse fácilmente y la presión de saturación se determina mediante mediciones de precisión en laboratorio.

De esa manera, conociendo los valores de la presión de saturación p_s , se puede calcular las distintas magnitudes de he_s con la fórmula vista anteriormente.

Por ejemplo, para 20 °C la presión de saturación es de 17,53 mm Hg por lo que reemplazando queda:

$$he_s = 0,622 \frac{p_s}{760 - p_s}$$

$$he_s = 0,622 \frac{17,53}{760 - 17,53} = 0,0147 \text{ kg/kg de aire seco.}$$

Como se había mencionado, la humedad específica se la expresa en gramos de vapor de agua por kg de aire seco, de modo entonces, que para 20 °C corresponde una humedad específica de saturación de 14,7 g/kg de aire seco.

De esa forma entonces se ha confeccionado el cuadro 1-II que representan la humedad específica de saturación en función de la presión de saturación para diversas temperaturas y presión atmosférica normal.

CUADRO 1-II. PRESIÓN Y HUMEDAD ESPECÍFICA DE SATURACIÓN PARA DIVERSAS TEMPERATURAS A PRESIÓN ATMOSFÉRICA NORMAL (patm: 760 mm Hg).

Temp. (°C)	P_s (mm Hg)	he_s (g/kg)
0	4,58	3,78
10	9,21	7,6
20	17,53	14,7
30	31,82	27,2
40	55,32	48,8
50	92,51	87,9
60	149,4	152
80	355,1	545
100	760	—

Se observa que la presión de saturación es variable con la temperatura del aire, *aumentando en relación directa con ella*.

Consecuentemente entonces, la humedad específica de saturación, o sea la *cantidad máxima de humedad que puede contener una mezcla de aire húmedo, aumenta con la temperatura del aire*.

De esa manera se ha construido el gráfico de la figura 2-II en la que se ha representado la humedad específica de saturación (he_s : g/kg) en función de la temperatura del aire generando una *curva denominada curva de saturación*.

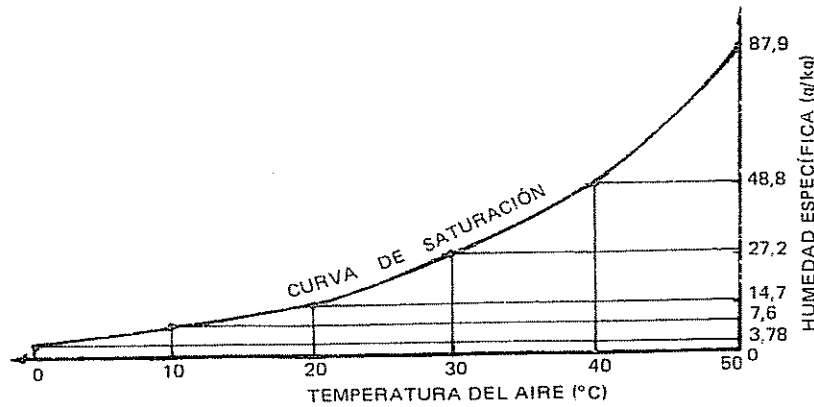


FIG. 2-II.

Con estos valores se demuestra, entonces, que se necesita muy baja cantidad de humedad para saturar el aire a baja temperatura, a la inversa de lo que ocurre a altas temperaturas.

Humedad relativa

En general el aire en la atmósfera no se encuentra saturado, sino que tiene una humedad específica variable, *menor que la requerida para la saturación* a una temperatura determinada.

Para su valoración en las aplicaciones prácticas, suele determinarse una magnitud que representa la fracción o porcentaje de la humedad de saturación que posee el aire, denominada *humedad relativa*.

De esta manera se puede establecer la siguiente relación:

$$HR = \frac{he}{he_s} (\%),$$

donde:

- HR: humedad relativa (%);
- he: humedad específica del aire, a una presión y temperatura determinada (g/kg);
- he_s: humedad específica del aire saturado, a la misma presión y temperatura (g/kg).

La humedad relativa, entonces, es la relación porcentual de la cantidad de vapor de agua que tiene una masa de aire considerada, con respecto a la cantidad de vapor de agua que tendría esa misma masa de aire saturada, a una misma presión y temperatura.

O sea que la humedad relativa representa el *porcentaje de saturación* que tiene el aire.

Se desprende que si se tiene aire saturado, esta relación da 1, o sea el 100 %, mientras que si el aire estuviera completamente seco, el porcentaje sería del 0 %, dado que la humedad específica es cero.

Si se analiza el gráfico de la figura 3-II puede representarse en él, las curvas de humedad relativa HR.

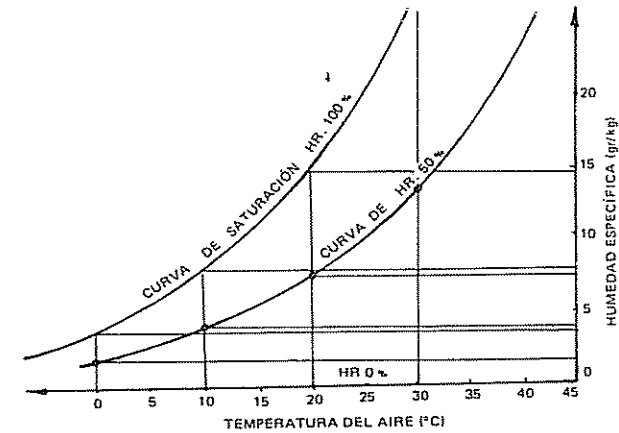


FIG. 3-II.

La curva de saturación constituye entonces la curva de HR: 100 %, mientras que la HR: 0 % sería coincidente con el eje de las abscisas (he = 0).

Definidos estos dos límites, pueden construirse las distintas curvas que representan los valores intermedios de la humedad relativa.

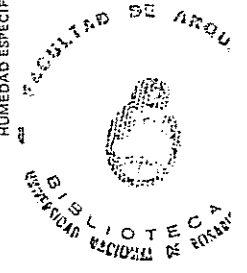
En efecto, si se tiene aire a 20 °C, la humedad específica de saturación es de 14.7 g/kg, de modo que si se quiere representar la curva de aire con una humedad relativa del 50 %, el mismo tendrá una humedad específica de:

$$he = HR \cdot he_s$$

$$he = 0,50 \times 14,7 = 7,35 \text{ g/kg.}$$

El punto de la curva de HR 50 %, estaría representado, entonces, sobre la ordenada de temperatura de 20 °C *en el punto medio entre la curva de saturación y el eje de las abscisas*.

Los demás puntos de la curva de HR 50 % estarán por lo tanto en los puntos medios de cada una de las ordenadas que sirvieron de base para la confección de la curva de saturación.



En general, para las aplicaciones prácticas, se trazan las curvas de HR de 10 en 10 %, dividiendo obviamente cada ordenada en diez partes iguales.

Temperatura de bulbo húmedo

Supóngase un recipiente con agua a 20 °C en contacto con la presión atmosférica (fig. 4-II).

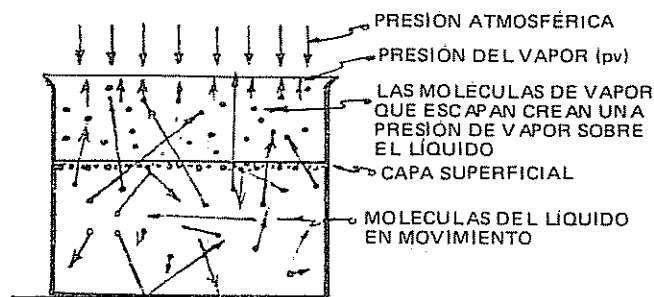


FIG. 4-II.

Esta temperatura es una indicación de la velocidad media de las moléculas del agua. Algunas de ellas pueden tener, en determinado momento velocidad nula y otras, grandes velocidades.

Las de baja y mediana velocidad no pueden escapar a través de la capa superficial, pero muchas moléculas de alta velocidad y consecuentemente alta energía cinética, pueden hacerlo y forman una capa de vapor sobre la superficie líquida.

A medida que esas moléculas fugan, van creando sobre la superficie una presión llamada *presión de vapor de agua*, que se opone a la presión atmosférica que incide sobre la misma.

Se ha originado entonces, una evaporación o cambio de estado, o sea se ha escapado un cierto *calor latente de vaporización*, proveniente dicho calor del mismo líquido en forma de *calor sensible*, produciéndose como consecuencia una disminución de temperatura del mismo.

Como no existe fuente de calor externa, el *calor total se mantiene constante* en el proceso, de modo que el calor sensible del líquido se transforma en calor latente de vaporización. A estos procesos de calor constante se los denomina *adiabáticos*.

De todo lo expuesto se infiere, entonces, que *todo proceso de vaporización implica una acción de enfriamiento del líquido*.

Este proceso de vaporización dependerá de la *capacidad del aire circundante de absorber humedad*, o sea dependerá de la presión de vapor del aire.

Si la presión de vapor que se origina sobre la superficie del líquido se hace igual (o algo mayor) que la presión atmosférica a que está sometido, se dice que el líquido está en *ebullición*.

Psicrómetro

El psicrómetro es un instrumento muy importante, que se basa en las consideraciones indicadas precedentemente, que sirve para la determinación de las propiedades físicas de una masa de aire húmedo cualquiera.

El aparato consta de dos termómetros idénticos en lo referente a graduación y precisión, montados sobre un soporte común (fig. 5-II).

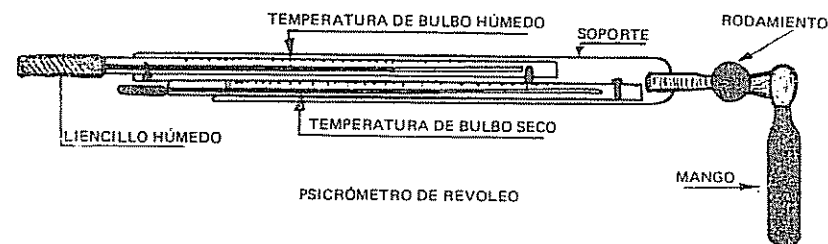


FIG. 5-II.

El bulbo de uno de ellos está recubierto de un liencillo mojado en agua y se lo denomina *termómetro húmedo*. El otro es un termómetro común, que mide la temperatura del aire y se lo denomina *termómetro seco*.

Girando los dos termómetros a la misma velocidad, mediante un psicrómetro de revoleo, como el de la figura 5-II, o haciendo pasar una corriente de aire a una velocidad definida por algún otro método, siempre que el aire no esté saturado, el termómetro húmedo irá bajando su temperatura hasta un cierto valor y luego quedará estacionaria.

A la temperatura que se lee en el termómetro húmedo se llama *temperatura de bulbo húmedo* (TBH). A su vez, la temperatura que se lee en el termómetro seco es la temperatura del aire y se la denomina *temperatura de bulbo seco* (TBS).

El hecho de la disminución de la temperatura de bulbo húmedo, con respecto a la de bulbo seco, se debe a que se produce la vaporización de cierta cantidad de agua del algodón o liencillo que rodea al bulbo del termómetro al aire ambiente.

El calor latente de vaporización es cedido en forma de calor sensible por el agua que contiene el liencillo, y en consecuencia se produce una disminución de temperatura que es registrada por el termómetro.

Si el aire del ambiente estuviera saturado *no absorbe el vapor de agua*, o sea que no se produce la vaporización y, por lo tanto, el termómetro seco y húmedo indican el mismo valor.

A esa temperatura particular se la denomina *punto de rocío o temperatura de saturación (TPR)*.

De esa forma, cuando el aire está saturado se cumple:

$$TBS = TBH = TPR.$$

La diferencia entre la TBS y la TBH se denomina *depresión del bulbo húmedo (dbh)*.

$$dbh = TBS - TBH.$$

Si el ambiente se encuentra saturado, esa dbh es igual a cero. Cuando el aire se encuentra cerca de la saturación, esa depresión es pequeña, aumentado progresivamente a medida que es más seco el aire.

El valor de dbh será máximo cuando el aire no contenga humedad o sea cuando esté completamente seco.

Por lo tanto, la depresión de bulbo húmedo es un indicio de la humedad relativa del aire, existiendo tablas como la indicada en el cuadro 2-II que permiten, en función de dicha depresión, establecer el porcentaje de humedad relativa correspondiente.

CUADRO 2-II. dbh: DEPRESIÓN DEL BULBO HÚMEDO (°C).

TBH (°C)	HR (%)		
	0 %	50 %	100 %
0	9	3,5	0
5	13	4,5	0
10	18,5	5,5	0
15	25,5	6,5	0
20	36	7,5	0

En el gráfico que se estaba analizando anteriormente, pueden representarse los valores de la TBH.

En efecto, sobre la curva de saturación, las temperaturas del aire o TBS, serán coincidentes con la TBH (fig. 6-II).

Por ejemplo, se quiere representar sobre el gráfico los valores de TBH = 10 °C.

Un punto lo tendremos sobre la curva de saturación, para TBS = 10 °C. O sea para 100 % HR la dbh = 0. En el cuadro 2-II, se lee que para TBH = 10° y 50 % HR la dbh = 5,5 °C, y para 0 % HR, la dbh es igual a 18,5 °C.

De esa manera, se indica en el gráfico de figura 6-II la construcción de la línea TBH = 10 °C.

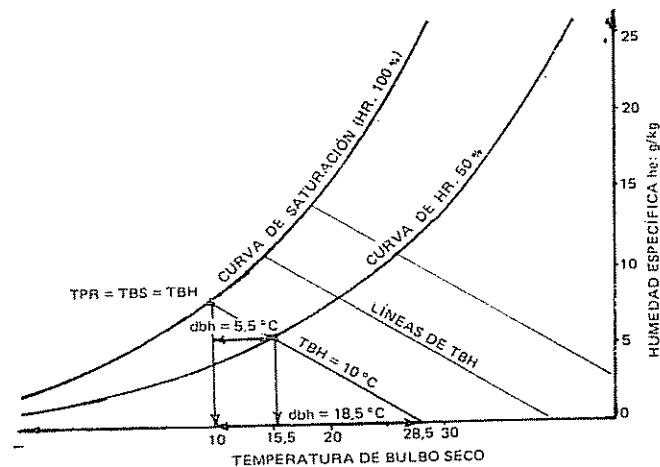


FIG. 6-II.

De la forma señalada se pueden representar todas las líneas de TBH.

Contenido de calor del aire húmedo (entalpía)

El contenido de calor total de una mezcla de gases se denomina *entalpía*, siendo de acuerdo al segundo colorario de la Ley de Dalton, la suma de los contenidos de calor de los gases constituyentes de la mezcla.

De esa manera la cantidad de calor total o entalpía de una mezcla

de aire húmedo es la suma de calor de sus componentes o sea el *aire seco* y el *vapor de agua*.

Si se toma una mezcla de aire húmedo que contenga un kg de aire seco, según la figura 7-II se puede plantear:

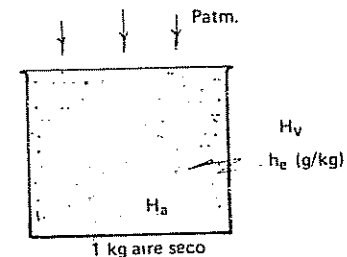


FIG. 7-II.

$$H_t = H_a + H_v,$$

siendo:

- H_t: cantidad de calor total de la mezcla (entalpía) kcal/kg de aire seco;
- H_a: cantidad de calor del aire seco (kcal/kg aire seco);
- H_v: cantidad de calor del vapor de agua (kcal/kg aire seco).

CANTIDAD DE CALOR DEL AIRE SECO (Ha)

Es la cantidad de calor que hay que agregar al aire seco para elevar la temperatura de un estado de temperatura inicial (se considera 0 °C) a la temperatura final de la mezcla, que se denominaba temperatura de bulbo seco (TBS).

Es un proceso de *calor sensible* y se lo puede expresar:

$$H_a = C_{e_a} G_a (TBS - 0),$$

siendo:

- C_{e_a}: calor específico del aire seco. Puede suponerse igual a 0,24 kcal/kg °C;
- G_a: cantidad de aire seco (1 kg);
- TBS: temperatura de bulbo seco en °C.

De modo que la ecuación queda:

$$H_a = 0,24 \cdot TBS.$$

CANTIDAD DE CALOR DEL VAPOR DE AGUA (Hv)

Dentro de la mezcla que contiene 1 kg de aire seco, hay una cantidad *he*: de gramos de vapor de agua. Dicha cantidad es muy variable y el calor que posee surge del siguiente análisis (fig. 8-II):

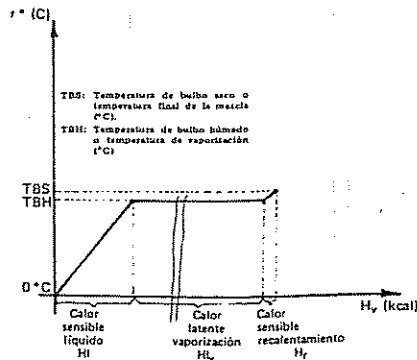


FIG. 8-II.

a) Calor sensible del líquido (Hl)

Si se considera, por ejemplo, el proceso inicial a 0 °C, esos *he* gramos que tiene en forma de vapor la mezcla, primero estuvieron en estado líquido, absorbiendo calor sensible, para aumentar su temperatura al punto de vaporización o sea la temperatura de bulbo húmedo (TBH) de la mezcla.

Esa cantidad de calor vale:

$$H_l = C_{el} \cdot h_e \cdot (TBH - 0 \text{ } ^\circ\text{C}),$$

donde:

- C_{el}: calor específico del agua (kcal/kg °C);
- h_e: cantidad de agua (kg/kg aire seco);
- TBH: temperatura de bulbo húmedo (°C).

El C_{el}, o calor específico del líquido puede ser considerado igual a 1 kcal/kg °C, y la humedad específica *he* se da en gramos de agua en lugar de kg, por lo que debe dividirse por mil, quedando, entonces, la ecuación anterior de la siguiente manera:

$$H_l = \frac{h_e \cdot TBH}{1.000}$$

b) Calor latente del vapor de agua (Hlv)

Es la cantidad de calor latente necesaria para producir la vaporización de los (*he*) gramos de agua, a la temperatura de vaporización o temperatura de bulbo húmedo (TBH).

$$H_{lv} = \frac{h_e \cdot Cl_v}{1.000}$$

siendo:

Cl_v: calor latente de vaporización a la TBH (kcal/kg de agua).

El calor latente de vaporización del agua a 100 °C es de 539 kcal/kg, pero difiere para otras temperaturas a las que comúnmente se produce la vaporización del aire (cuadro 3-II).

CUADRO 3-II. CALOR LATENTE DE VAPORIZACIÓN (760 mm Hg).

Temperatura (°C)	kcal/kg
10	589,4
15	586,5
20	584,3
25	581,7
30	579,2
35	576,6
40	574,7
50	568,5
..
100	539

c) Calor sensible de recalentamiento (Hr)

Es la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de la cantidad (he) en gramos de vapor de agua, desde la temperatura de vaporización hasta la final de la mezcla, o sea desde la TBH a la TBS.

Entonces:

$$Hr = Cev \cdot he \cdot (TBS - TBH),$$

siendo:

Cev: calor específico del vapor recalentado que puede considerarse para las temperaturas normales de aire acondicionado en 0,46 kcal/kg °C.

Este calor de recalentamiento es muy pequeño y en la práctica se desprecia su valor.

Por todo lo expuesto, el calor del vapor de agua valdrá:

$$Hv = \frac{he \cdot TBH + he \cdot Clv}{1.000}$$

o sea:

$$Hv = he \cdot \frac{(TBH + Clv)}{1.000}$$

CALOR TOTAL DE LA MEZCLA AIRE SECO Y VAPOR DE AGUA (ENTALPIA Ht)

Como $Ht = Ha + Hv$.
Reemplazando:

$$Ht = 0,24 \cdot TBS + he \cdot \frac{(TBH + Clv)}{1.000}$$

Escala de entalpia

Supóngase una cámara perfectamente aislada con una mezcla de aire no saturado (fig. 9-II), se lee en el termómetro seco y húmedo (psicrómetro).

TBS = 34,5 °C
TBH = 27,7 °C.

Se determinan las siguientes características del aire de acuerdo a lo ya explicado:

HR: 60 %
he: 21,1 g/kg
Clv para 27,7 vale \approx 581 kcal/kg.

De acuerdo a la fórmula anterior, la cantidad de calor total de la mezcla o entalpia Ht (kcal/kg) vale:

$$Ht = 0,24 \cdot TBS + he \cdot \frac{(TBH + Clv)}{1.000}$$

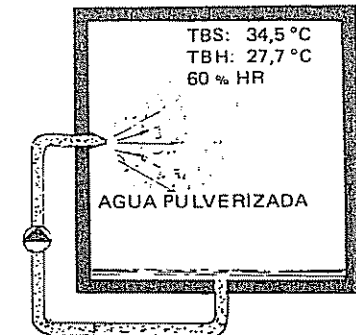
$$Ht = 0,24 \cdot 34,5 + 21,1 \cdot \frac{(27,7 + 581)}{1.000}$$

$$Ht \approx 21,2 \text{ kcal/kg.}$$

Relación de los valores de entalpia con los parámetros hallados anteriormente

Supóngase que en la cámara indicada en la figura 9-II se pulveriza agua hasta alcanzar el grado de saturación del aire contenido en ella.

Se desprecian los pequeños calores que se aportan por transmisión, bomba, etc.



CÁMARA AISLADA

FIG. 9-II.

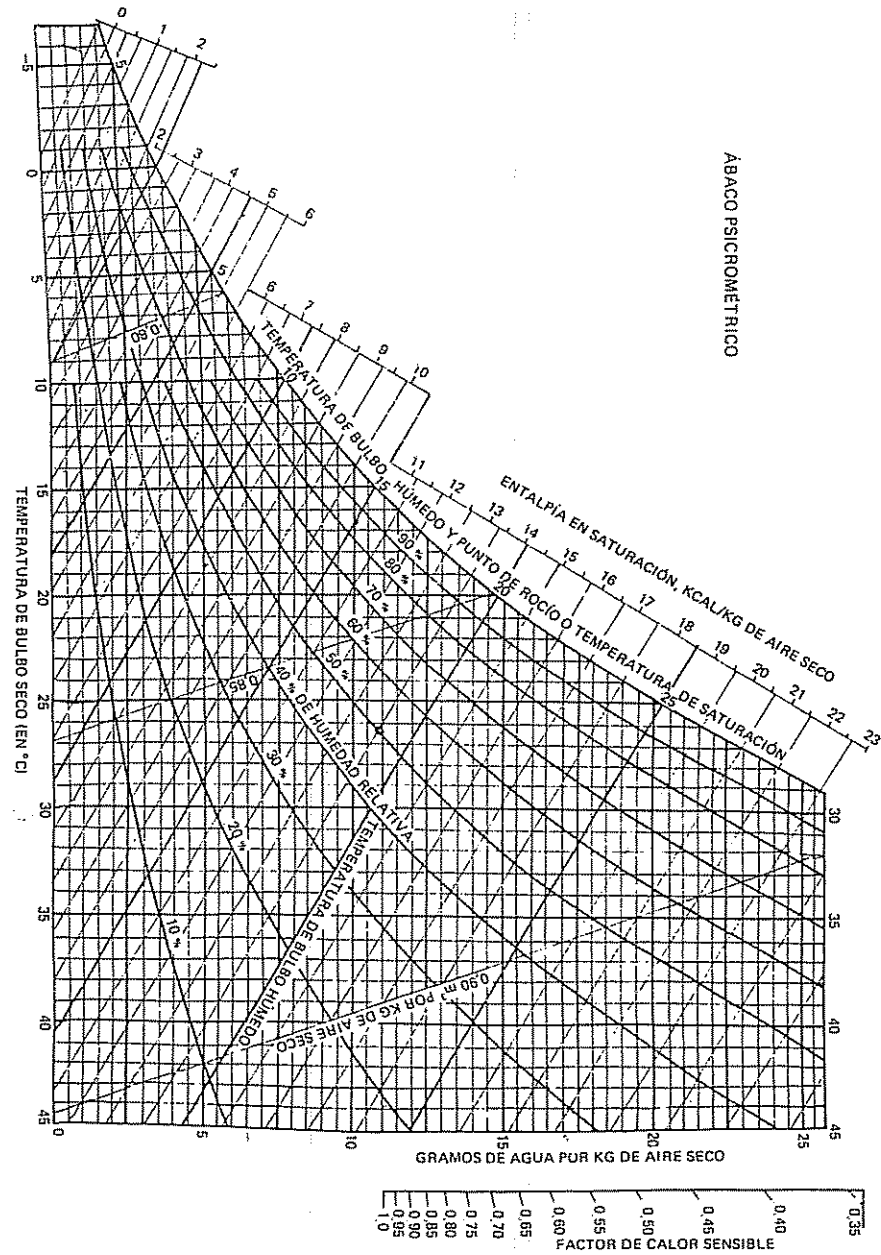
Se observa en el psicrómetro que mientras la temperatura de bulbo húmedo se mantiene constante, la temperatura de bulbo seco desciende de 34,5 °C a 27,7 °C. En ese punto se llegó a la saturación del aire.

Como la cámara no recibe o aporta calor por otros medios, el calor necesario para la vaporización del agua lo toma del calor sensible del aire seco, provocando, por lo tanto, la disminución de su temperatura.

De esa manera, el calor total del proceso se mantiene constante, dado que el calor latente de vaporización es igual al calor sensible; a estos procesos se los denomina *adiabáticos* tal cual se indicara anteriormente.

Por los motivos expuestos, entonces, se demuestra que mientras se mantenga la temperatura de bulbo húmedo constante en un proceso, el contenido de calor total (Ht) o entalpia de la mezcla también se mantiene constante.

De esa manera, en el gráfico de la figura 6-II pueden representarse los valores de la entalpia prolongando las líneas de bulbo húmedo, desplazándoselas en una escala hacia la izquierda de los valores de saturación para su mejor lectura.



Abaco psicrométrico

El ábaco que contiene todos los elementos indicados precedentemente se lo denomina *ábaco psicrométrico*, y en él se representan todos los parámetros físicos de una mezcla de aire húmedo.

O sea, se determinan: TBS, TBH, he, HR, Ht (fig. 10-II).

Además se indican los valores de *volumen específico*, mediante curvas trazadas en virtud de los datos de peso específico para los distintos estados de la mezcla de aire húmedo. El volumen específico es la inversa del peso específico y se mide en m³/kg metros cúbicos de aire por kilogramo de aire.

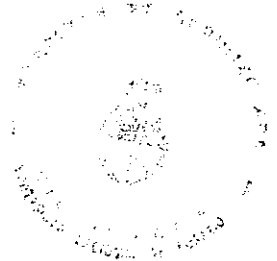
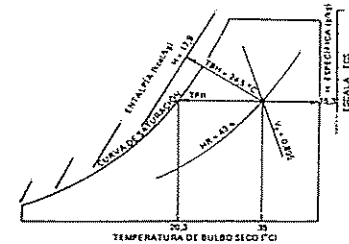
Con el ábaco psicrométrico y con la sola determinación de dos parámetros cualesquiera de una masa de aire, se pueden precisar todas sus propiedades físicas.

Ejemplo

Si se conocen dos de las siete propiedades anteriores, las otras pueden determinarse en el ábaco. Supóngase que con un psicrómetro de revoleo se lee: TBS = 35 °C; TBH = 24,5 °C (fig. 11-II).

Se lee en el ábaco psicrométrico:

- he, 15,3 g/kg;
- HR, 43 %;
- TPR, 20,3 °C (prolongando la horizontal hasta la línea de saturación);
- Ve, 0,895 m³/kg;
- Ht, 17,9 kcal/kg.



Transformaciones de la condición de aire

Los procesos de acondicionamiento del aire, modifican su condición, desde la representada por el punto inicial en el ábaco, hasta una condición final caracterizada por un segundo punto.

Los cinco procesos más importantes que se originan en acondicionamiento para confort son los siguientes:

- 1) Calentamiento del aire.
- 2) Enfriamiento del aire.
- 3) Calentamiento juntamente con humectación.
- 4) Enfriamiento juntamente con deshumectación.
- 5) Enfriamiento adiabático.

1) CALENTAMIENTO DEL AIRE

Al calentar el aire, aumenta su temperatura de bulbo seco (TBS) y, además, como no se le agrega o extrae humedad, la humedad específica h_e (g/kg) se mantiene constante.

Si se considera A el punto representativo de una masa de aire a una temperatura t_1 y humedad determinada, al calentarla hasta t_2 , el nuevo punto característico será B en la intersección correspondiente a la vertical a t_2 y sobre la horizontal de humedad específica, dado que ella se ha mantenido constante.

O sea, entonces, que la masa de aire al calentarse va del estado A al B, pasando por las temperaturas intermedias, según el segmento AB indicado en la figura 12-II.

Se observa en el ábaco que mientras la TBS aumenta, la humedad relativa va disminuyendo, progresivamente, hasta el estado final.

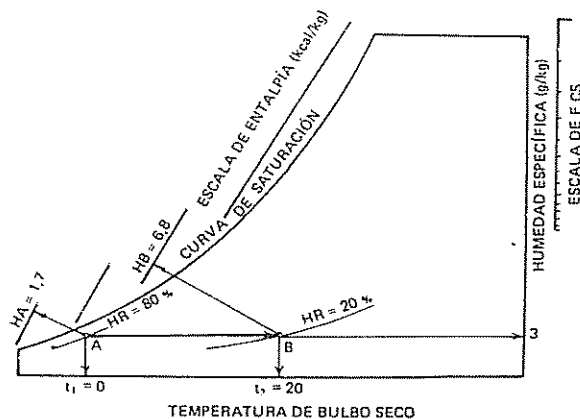


FIG. 12-II.

Ejemplo

Supóngase 1 kg de aire que se calienta de un estado inicial a 0 °C y 80 % de humedad relativa, hasta un estado final de 20 °C.

Con el ábaco psicrométrico se puede determinar:

- 1) HR final.
- 2) Cantidad de calor agregado.

Se sitúa el punto A en la condición inicial (0 °C y 80 % HR), y siguiendo la línea de h_e constante, hasta 20 °C se determina el punto B.

- 1) HR final: 20 %.
- 2) Calor agregado $H_A = 1,7$ kcal/kg; $H_B = 6,8$ kcal/kg .. $H = H_B - H_A$.. $H = 6,8 - 1,7 = 5,1$ kcal/kg.

2) ENFRIAMIENTO DEL AIRE

Es el proceso inverso al anterior. O sea, al enfriar el aire, disminuye su temperatura de bulbo seco (TBS), manteniéndose la humedad específica constante (h_e : cte.), dado que la cantidad de vapor de agua en el aire no se modifica en esta evolución.

Se observa, sin embargo, que mientras la TBS disminuye, *aumenta progresivamente* la humedad relativa (HR), hasta el estado final (fig. 13-II).

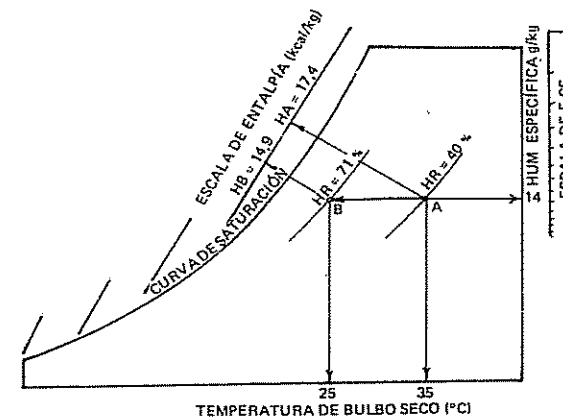


FIG. 13-II.

Ejemplo

Supóngase 1 kg de aire que se lo enfría de un estado inicial A a 35 °C y 40 % HR, a un estado final de 25 °C denominado B.

Puede determinarse con el ábaco psicrométrico:

- 1) HR final del proceso.
- 2) Cantidad de calor sustraído.

Se sitúa el punto A en la condición inicial (35 °C y 40 % HR), y siguiendo la línea de h_e : constante hacia la izquierda hasta el valor de 25 °C, se determina el punto B.

- 1) HR final: 71 %.
- 2) Calor sustraído: $H_A = 17,4$; $H_B = 14,9$; $H = H_A - H_B$ (kcal/kg); $H = 17,4 - 14,9 = 2,5$ kcal/kg.

3) CALENTAMIENTO Y HUMECTACIÓN

Se observó en el ejemplo anterior de calentamiento del aire (fig. 12-II), que a medida que el aire se va calentando, su humedad

relativa disminuye, si bien la cantidad de humedad específica he , se mantiene constante.

En ese ejemplo, la humedad relativa disminuyó del 80 % al 20 %, o sea, en invierno puede ocurrir que si se calienta el aire exterior, su humedad relativa disminuya por debajo de los límites establecidos para mantener ciertas condiciones de confort en los locales.

En general, se establece que la humedad relativa mínima en un local es del 30 %, dado que si baja de ese valor, se nota una desagradable sensación de sequedad en el local, provocando el resecaimiento de las mucosas respiratorias.

La experiencia en climas no muy secos demuestra, sin embargo, que en la realidad si no se humecta el aire exterior, la humedad relativa si bien disminuye, generalmente no baja del 30 % mencionado, debido a que hay cierto aporte de humedad por parte de las personas que normalmente no se consideran en los cálculos, porque se trata de un aporte favorable en el diseño del equipo.

Sin embargo, si se quiere mantener, por ejemplo, en un local una humedad relativa ideal del 50 % en forma controlada, es necesario proceder a la humectación, mediante el empleo de humectadores.

El aire puede ser calentado y humectado simultáneamente o bien mediante un tratamiento escalonado.

Entonces, si se considera una condición del aire representada en A y se pasa a otra indicada en B, aumenta su temperatura de t_1 a t_2 , incrementándose, además, la cantidad de vapor de agua o humedad específica de heA a heB en g/kg.

El punteado muestra el proceso escalonado que generalmente se utiliza, en la que de A a A' sólo se produce el calentamiento del aire sin humectación, y luego de A' a B se procede a la humectación o agregado de humedad específica (fig. 14-II).

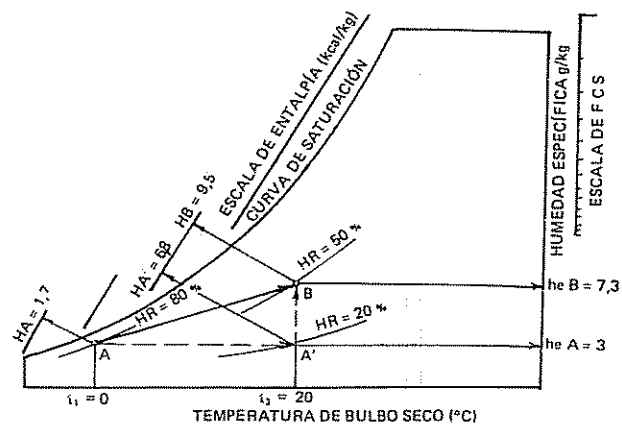


FIG. 14-II.

Ejemplo

Supóngase 1 kg de aire al que se quiere llevar de un estado inicial A de la condición 0 °C y 80 % HR a la condición final B, 20 °C y 50 % HR. Con el ábaco psicrométrico se puede determinar:

- Cantidad de humedad agregada en g/kg.
- Cantidad de calor agregado.

- La cantidad de humedad agregada surge de: $he = heB - heA$
 $he = 7,3 - 3 = 4,3$ g/kg.
- La cantidad de calor agregado surge de: $H = HB - HA$
 $H = 9,5 - 1,7 = 7,8$ kcal/kg.

Ésa es la cantidad de calor total o entalpía entregada, pero podría establecerse, mediante el empleo del ábaco, qué parte de calor sensible se ha agregado al aire y cuánto se agregó al vapor de agua, de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} Ha: \text{ calor sensible del aire} &= HA' - HA \therefore 6,8 - 1,7 = 5,1 \text{ kcal/kg} \\ H_v: \text{ calor del vapor de agua} &= HB - HA' \therefore 9,5 - 6,8 = 2,7 \text{ kcal/kg} \end{aligned}$$

$$H: \text{ entalpía o calor total de la mezcla} = 7,8 \text{ kcal/kg.}$$

O sea, que prolongando la horizontal AA' sobre la escala de entalpía puede leerse el calor sensible agregado al aire, mientras que si se prolonga la vertical A'B sobre dicha escala, se lee el calor aportado en forma de vapor de agua.

Ello permite en un proceso escalonado determinar con precisión las partes de calor que es necesario aportar.

4) ENFRIAMIENTO Y DESHUMECTACIÓN

Se deduce del ejemplo anterior de enfriamiento (fig. 13-II) que a medida que el aire exterior se enfría, su humedad relativa aumenta, si bien se mantiene constante la humedad específica he .

Se observa del ejemplo realizado que la humedad relativa aumentó del 40 % al 71 % al enfriar el aire de 35 a 25 °C.

La humedad relativa máxima de un local para que esté dentro de las condiciones de confort, se estima en un 70 %, hecho que, si no se cumple, provoca una sensación de pesadez, además de disminuir la posibilidad de eliminación del calor corporal por evaporación.

Si bien se mencionó que en invierno no es imprescindible la humectación, no ocurre lo mismo en verano, en que es necesario proceder a la deshumectación.

Además, en verano se suma el efecto de la cantidad de humedad específica agregada por las personas, lo que puede hacer que la humedad relativa suba a valores prácticamente intolerables.

El proceso de deshumectación se realiza en forma simultánea con el enfriamiento en la batería de refrigeración, como se demostrará posteriormente. Sin embargo, podría utilizarse un proceso escalonado, produciendo la deshumectación mediante la utilización de agentes absorbentes de la humedad; por ejemplo, sílica-gel, pero este método

sólo se emplea en instalaciones donde se requiere un control de humedad interior sumamente estricto.

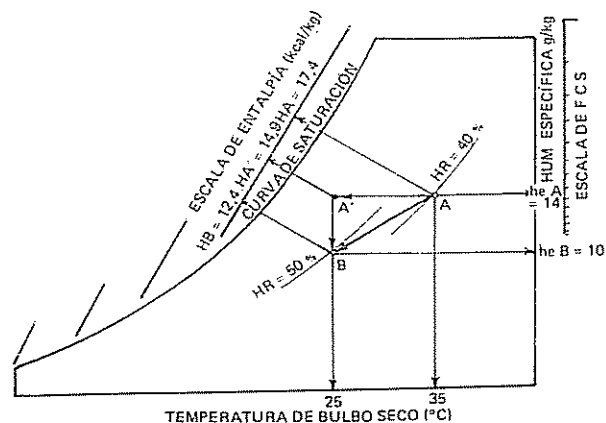


FIG. 15-II.

Ejemplo

Supóngase 1 kg de aire al que se quiere llevar de la condición inicial A de 35 °C y 40 % HR a la condición final B de 25 °C y 50 % HR (fig. 15-II). Con el ábaco psicrométrico se puede determinar:

- a) Cantidad de humedad por extraer en g/kg.
 - b) Cantidad de calor extraído en kcal/kg.
- a) La cantidad de humedad extraída vale: $he = heA - heB$,
 $he = 14 - 10 = 4$ g/kg.
- b) La cantidad de calor quitada al aire vale: $H = HA - HB$,
 $H = 17,4 - 12,4 = 5$ kcal/kg.

Ésta es la cantidad de calor total extraída, al igual que en el ejemplo anterior:

Ha calor sensible extraído:	$HA - HA'$	$17,4 - 14,9 = 2,5$ kcal/kg
Hv calor vapor agua extraído:	$HA' - HB$	$14,9 - 12,4 = 2,5$ kcal/kg
H entalpía o cantidad de calor total extraída		$= 5,0$ kcal/kg.

Mediante el ábaco psicrométrico puede explicarse cómo se produce la deshumectación con un equipo de refrigeración.

Si se tiene una mezcla de aire seco y vapor de agua y se lo enfría, o sea, se disminuye la temperatura, se quita calor sensible. Al no modificarse la humedad específica, la evolución se desarrolla hacia la izquierda, según la recta de he constante (fig. 16-II) y sigue hasta que se produce la saturación del aire o sea, se llega al punto de rocío.

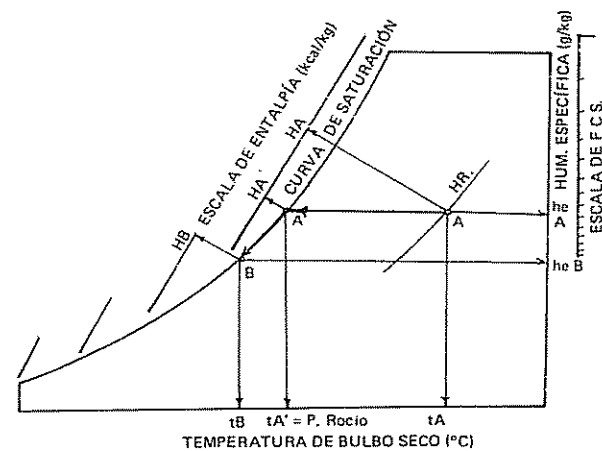


FIG. 16-II.

Si se continúa enfriando, el proceso sigue la curva de saturación, produciéndose la condensación del vapor de agua sobre el serpentín y disminuyendo de esa manera la humedad específica del aire.

O sea, a partir del punto de rocío del aire, cuando se baja la temperatura, se produce simultáneamente la disminución del vapor de agua por condensación. Por ello sobre el serpentín de enfriamiento, a partir del punto mencionado, se produce simultáneamente el enfriamiento y deshumectación del aire.

De esa manera, para que se produzca la deshumectación, la temperatura del serpentín debe ser menor que la temperatura del punto de rocío del aire por tratar.

5) ENFRIAMIENTO ADIABÁTICO

En la cámara indicada anteriormente en la figura 9-II se ha explicado el proceso de enfriamiento adiabático (calor constante o entalpía constante).

En este proceso, mientras la TBS disminuye, la temperatura de bulbo húmedo (TBH) se mantiene constante, elevándose la humedad específica he y la humedad relativa HR.

Atento a que para disminuir la temperatura es necesario un incremento apreciable de la humedad relativa, el enfriamiento evaporativo sólo llega a ser eficiente en zonas muy secas y calurosas.

Ejemplo

Supóngase que se quiere enfriar adiabáticamente 1 kg de aire de una condición inicial de 35 °C y 40 % HR, hasta una temperatura final B de 30 °C (fig. 17-II).

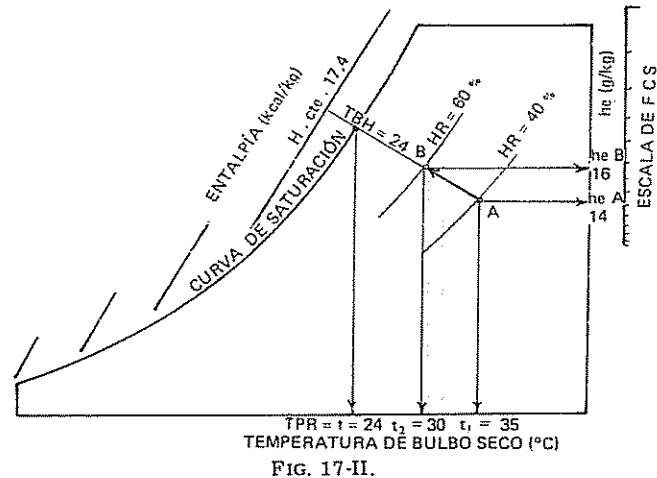


FIG. 17-II.

Se puede determinar:

- Humedad relativa final.
- Humedad específica agregada (g/kg).

- La humedad relativa se lee siguiendo la línea de TBH cte. (24 °C) y entalpía constante representada en la figura 17-II. El punto B estará sobre dicha recta y la TBS final de 30 °C. Se lee entonces HR: 60 %.
- La diferencia de humedad específica será: $he = heB - heA$, $he = 16 - 14 = 2$ g/kg.

O sea, será necesario agregar 2 g de vapor de agua por kg de aire seco.

Condición del aire de mezcla

Los análisis anteriores y sus ejemplos representan, prácticamente, los tratamientos que requieren el aire exterior en invierno o verano para llevarlo a la condición interior de temperatura y humedad relativa establecidas por las premisas de diseño, como lo es mantener el confort de las personas en él.

Sin embargo, en los equipos de aire acondicionado, la mayoría del aire del local se *recircula* en forma permanente, introduciéndose sólo cierta cantidad de aire exterior a fin de satisfacer los requisitos de ventilación.

Por lo tanto, en la práctica los puntos de partida de los análisis de acondicionamiento del aire surgen de la *condición del aire de mezcla* del aire interior y exterior, de acuerdo a las proporciones que se utilizan.

El punto de condición de mezcla de dos masas de aire puede calcularse fácilmente, mediante la aplicación del ábaco psicrométrico de la figura 10-II.

En efecto, se puede decir que el punto de condición de mezcla de dos masas de aire cualquiera, se encuentran sobre la recta que une los puntos de condición de ambas y divide la distancia entre estos puntos, en dos partes proporcionales a las masas componentes.

En el esquema de la figura 18-II se explica el procedimiento mediante un sencillo ejemplo.

Supóngase mezclar un 25 % de aire exterior con el 75 % de retorno del aire del local, en el *pleno de mezcla* de un equipo de aire acondicionado (fig. 18-II).

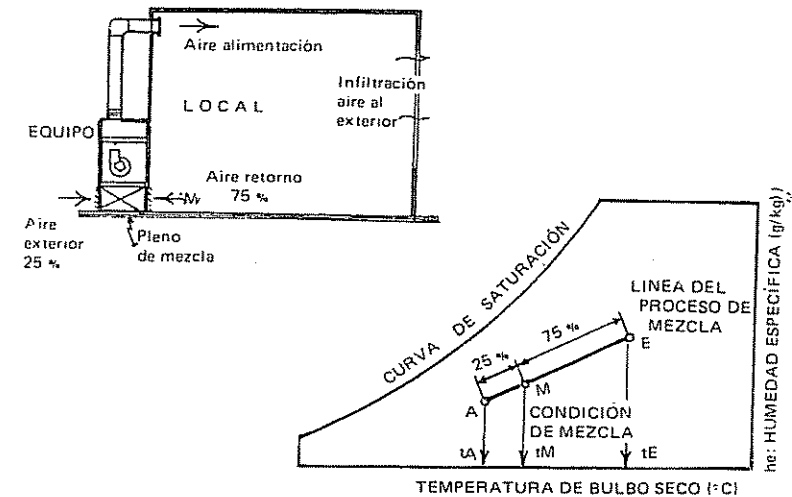


FIG. 18-II.

Siendo:

- A: condición del aire del local (aire de retorno al acondicionador).
E: condición del aire exterior.

El punto de mezcla estará sobre la recta AE y su ubicación es determinada por la proporción de masas de aire en el estado A y E con respecto a la masa total circulada, o lo que es lo mismo de los *caudales de aire* circulados.

De esa manera, si el segmento AE representa el 100 % del caudal circulado, el segmento AM representará el porcentaje de aire en el estado E con respecto al total.

De esa manera, entonces, se divide el segmento AE en forma proporcional a los caudales circulados y se determina el punto de mezcla M.

Por ejemplo si se tiene:

Aire exterior en el estado E:	20 m ³ /min
Aire de retorno en el estado A:	60 m ³ /min
Aire total circulado:	80 m ³ /min.

Ello indica que el punto de mezcla M, se encontraría a una distancia de $20/80 = 0,25$ (25 %) de la distancia o segmento AE medido desde el punto A (fig. 18-II).

Se deduce, entonces, que el punto de mezcla se orienta hacia el punto de condición que posea más caudal circulante.

Condición del aire de impulsión. Factor de calor sensible

Uno de los problemas básicos por resolver para el cálculo de las instalaciones de aire acondicionado, es determinar cuál es la temperatura y humedad relativa del aire a introducir en el ambiente, así como su caudal, para lograr las condiciones psicrométricas buscadas.

Como se había mencionado precedentemente, en verano debe procederse al *enfriamiento y deshumectación* del aire del local, por lo que el aire de impulsión debe ser *más frío y seco* que aquél.

De esa manera el aire de impulsión deberá tener menor temperatura y menor humedad específica que el aire del ámbito a acondicionar.

Sin embargo, el aire de impulsión no sólo debe ser más frío y seco, sino que, además, debe *suministrarse en las mismas proporciones que el local recibe calor y humedad*.

Es decir, entonces, que no basta con extraer la misma cantidad total de calor que el espacio acondicionado gana por hora, sino que, también, deben eliminarse las cantidades correctas de calor sensible y latente (vapor de agua) del mismo.

Como se verá posteriormente en el Capítulo III al analizar las cargas de verano, el local gana calor sensible por transmisión, efecto solar, personas, iluminación, etc., y gana calor latente, por ejemplo, por efecto del vapor de agua generado por las personas.

Para calcular las proporciones de calor sensible y latente que recibe el local, se emplea un factor, denominado *factor de calor sensible, FCS*.

Este factor de calor sensible (FCS), es la relación entre el calor sensible y el calor total que gana el ambiente acondicionado. Así, se expresa:

$$FCS = \frac{QSi}{QSi + QLi} = \frac{QSi}{QTi}$$

siendo:

- QSi: ganancia de calor sensible del ambiente (kcal/h);
- QLi: ganancia de calor latente del ambiente (kcal/h);
- QTi: ganancia de calor total del ambiente (kcal/h).

En el ábaco psicrométrico de la figura 10-II, se observa que a la derecha del mismo, se ha construido una escala denominada *escala de factor sensible*.

Esta escala ha sido realizada para una condición de confort estándar establecida en 26,7 °C y 50 % HR en verano, que representa aproximadamente un 80 % de personas confortables.

De esa manera, se ha indicado un pequeño círculo en el gráfico de la figura 10-II para esa condición, a partir del cual se ha representado la escala de factor de calor sensible.

Esta escala es muy importante, porque uniendo el punto de condición del ábaco, con el valor en la escala del factor de calor sensible del local (FCS), calculado con la fórmula indicada precedentemente, se determina una recta de maniobra, denominada *recta de factor de calor sensible*, que representa *el proceso de enfriamiento y deshumectación del aire del local* (fig. 19-II).

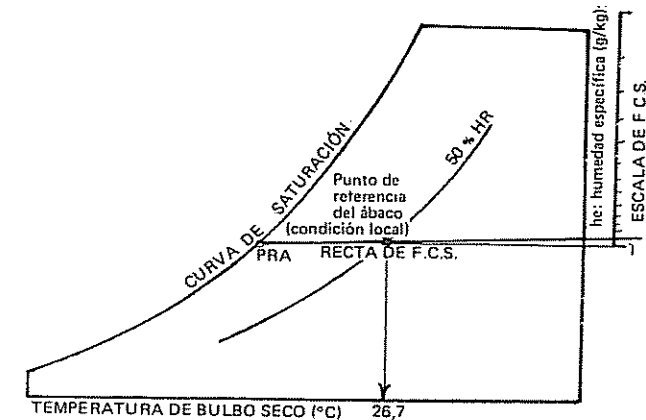


FIG. 19-II.

Sobre esta recta y por supuesto a la izquierda del punto de condición del local, se encontrarán los *infinitos puntos de estado del aire de entrada*, con la característica de extraer las mismas proporciones de calor sensible y latente que se producen en verano.

El punto en que esa recta de FCS corta la curva de saturación, define las *condiciones del serpentín de refrigeración*, para producir simultáneamente sobre el mismo, el *efecto de enfriamiento y deshumectación por condensación* del vapor de agua del aire del ambiente.

Por ello a ese punto de condición se lo denomina *punto de rocío del aparato* (PRA), según se indica en la figura 19-II.

En los proyectos, sin embargo, suelen fijarse condiciones interiores variadas, que dependen de la naturaleza o características de los locales a acondicionar y del grado de confort que se quiere lograr en ellos.

Así, en vez de 26,7 °C y 50 % HR, por ejemplo puede establecerse una condición interior de 25 °C y 50 % HR.

Se debería construir, entonces, una nueva escala de factor de calor sensible en el ábaco para esta nueva condición interior, o cualquier otra que se presente.

Para resolver ello en forma sencilla, se adopta una solución práctica, que consiste en unir la escala de FCS para el local, con la condición interior de referencia del ábaco (26,7 °C y 50 % HR) mediante una recta.

Luego se traza una *paralela* a aquella recta, partiendo de la condición de diseño interior real del local, determinándose de esa manera la *recta del factor de calor sensible* del mismo.

En la figura 20-II se indica en forma explícita el procedimiento descripto, considerando la condición del ambiente en 25 °C y 50 % HR y suponiendo que el factor de calor sensible es 0,95.

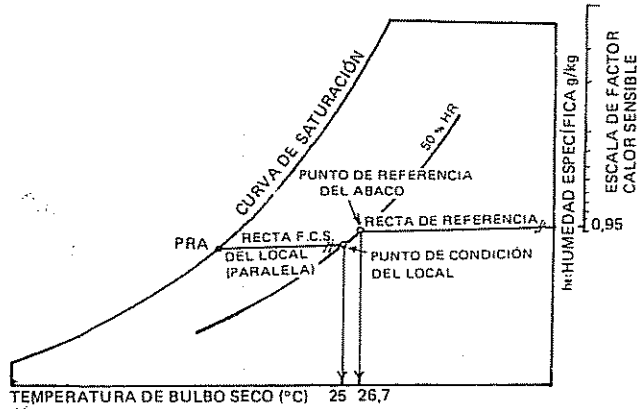


FIG. 20-II.

Caudal de aire a circular

Para determinar el caudal de aire necesario a introducir al espacio para lograr las condiciones interiores establecidas, puede partirse de la ecuación básica de la cantidad de calor. Así:

$$QSi = Ce Gh (ta - tI),$$

donde:

- QSi: cantidad de calor sensible que gana el interior del local (kcal/h);
- Ce: calor específico del aire de impulsión (Ce = 0,24 kcal/h °C);
- Gh: cantidad de aire por hora a introducir en el local (kg/h);
- ta: temperatura del aire del ambiente (°C);
- tI: temperatura del aire a impulsar en el local (°C).

Para medir la cantidad de aire horario o gasto horario Gh en kg/h, se utiliza en la práctica el *caudal C* en m³/min.

Entonces:

$$Gh = C \gamma 60,$$

siendo:

- C: caudal de aire a introducir en el local (m³/min);
- γ : peso específico del aire (para aire normal a 15 °C se suele tomar: $\gamma = 1,2 \text{ kg/m}^3$);
- 60: minutos/hora.

Por ello:

$$QSi = Ce C \gamma 60 (ta - tI).$$

$$QSi = 0,24 \times 1,2 \times 60 C (ta - tI).$$

Al valor $0,24 \times 1,2 \times 60 \cong 17$, se lo adopta como constante en los cálculos prácticos, sin muchos errores.

De esa manera, para el caso de aire, la ecuación básica de la cantidad de calor se simplifica en la forma:

$$QSi = 17 C (ta - tI).$$

Despejando el caudal queda:

$$C = \frac{QSi}{17 (ta - tI)} \text{ (m}^3\text{/min.)}$$

Determinación de la temperatura de impulsión (tI)

Para resolver la ecuación anterior del caudal a circular, es necesario establecer la temperatura de impulsión tI del aire de suministro al ambiente.

Se había determinado que el punto de estado del aire de impulsión, debía estar sobre la *recta de factor de calor sensible*, a la izquierda del punto de condición del aire del local, hasta la curva de saturación.



Si se analiza la fórmula del caudal, se deduce que *cuanto más pequeña o más baja es la temperatura de impulsión t_i , menor será el caudal necesario* a introducir en el local acondicionado.

Ello es muy importante, porque si se circula menor caudal, los ventiladores, canalizaciones, rejas, etc., serán más chicos o sea que se logra una economía en el diseño de la instalación.

Si se observan las figuras 19-II y 20-II, el punto de temperatura de impulsión más bajo, es aquel en el que la recta de factor de calor sensible, corta la línea de saturación o P.R.A.

Esa condición del aire de suministro es *ideal y no podrá llegarse nunca*, dado que en ese punto de estado debe encontrarse el serpentín de refrigeración, para producir el enfriamiento y condensación simultánea del vapor de agua del aire del local (deshumectación).

En efecto, para que el aire que circula salga en la misma condición del serpentín, debería estar totalmente en contacto con el mismo. Sin embargo en la realidad, sucede que parte del aire no toca al serpentín o sea que pasa de largo, o no se pone en contacto íntimo, debido a sus características constructivas.

Por ello, el aire sale *con menor grado de saturación y a mayor temperatura, cuanto menor es el número de filas o hileras del serpentín o batería de refrigeración.*

De esa manera, de acuerdo a la construcción o modelo de serpentín suele especificarse un *factor de paso*, que tiene en cuenta el grado de contacto del mismo con el aire a tratar.

Sin embargo, en las aplicaciones prácticas, se determina en forma aproximada el punto de impulsión, *sobre la recta de factor de calor sensible y la intersección de las humedades relativas que se indican a continuación, en función del número de filas o hileras del serpentín:*

- Serpentín de 8 filas: 95 % HR
- Serpentín de 6 filas: 90 % HR
- Serpentín de 4 filas: 85 % HR
- Serpentín de 3 filas: 80 % HR

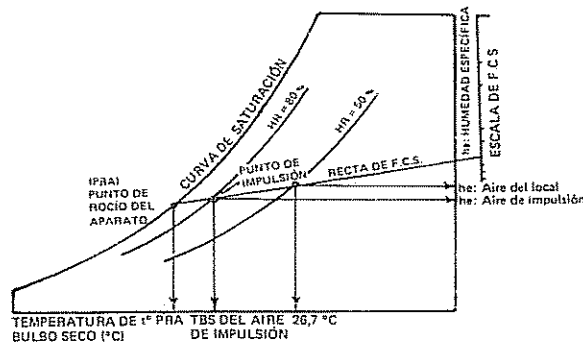


FIG. 21-II.

En la figura 21-II, se describe el procedimiento, determinándose el punto de impulsión por ejemplo para una batería de 3 filas (80 % HR).

Se observa que el punto de impulsión así hallado, es *más frío* y también *más seco* que el del aire del local, ya que si bien tiene una humedad relativa alta, su humedad específica es menor.

La temperatura de impulsión así hallada, es la mínima posible de lograr, obteniéndose de esa forma el diseño de la instalación más económica.

Sin embargo en circunstancias especiales, puede aumentarse esa temperatura de impulsión, a costa de mayores ventiladores o conductos, *pero siempre el punto de condición debe hallarse sobre la recta de factor sensible del local.*

Cantidad de calor a extraer

Determinado el punto de impulsión del aire acondicionado, puede verificarse en el ábaco psicrométrico, la cantidad de calor total, así como el sensible o latente que se debe extraer del local, mediante el procedimiento que se indica en la figura 22-II.

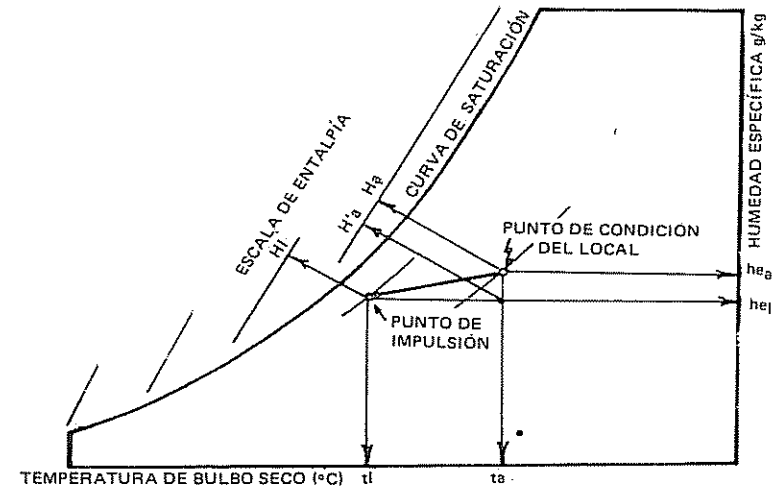


FIG. 22-II.

- Calor total del local: $H_a - H_i$
- Calor sensible del local: $H'a - H_i$
- Calor latente del local: $H_a - H'a$
- Humedad específica del local: $he_a - he_i$

Explicación del proceso de acondicionamiento al introducir aire exterior

Supóngase que E representa el punto de estado del aire exterior y A el punto de estado del espacio acondicionado, en la figura 23-II.

El punto M o condición del punto de mezcla del aire que entrará en el serpentín, estará determinado por la proporción de caudales de aire circulados en los dos estados, sobre la recta que une los puntos de condición, tal cual se explicara precedentemente en la figura 18-II.

El punto I de la impulsión del aire en el local se halla sobre la línea del proceso establecido por el factor de calor sensible del local tal cual se detallara en las figuras 20-II y 21-II.

De esta manera, la *línea del proceso de tratamiento del aire en el serpentín* estaría representada por el segmento de recta MI.

Por los motivos expuestos, se observa en el gráfico de la figura 23-II que debido a la introducción de aire exterior y si se continúa la recta MI hasta la curva de saturación, se determina el PRS, *punto de rocío del serpentín*, cuya temperatura debe ser más baja que el PRA, *punto de rocío del aparato hallado anteriormente*.

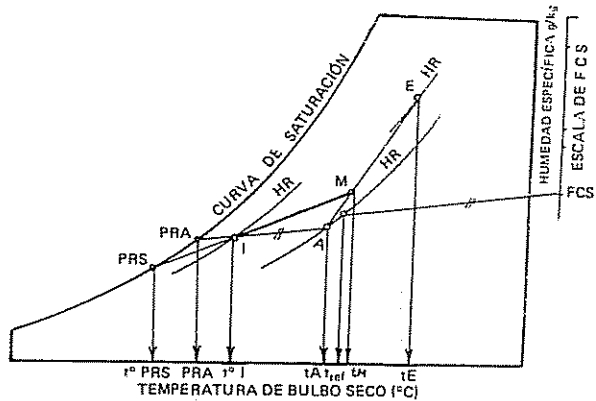


FIG. 23-II.

Sin embargo, se observa en el gráfico mencionado que el *punto de impulsión* o condición del aire a impulsar al local es el mismo, ya sea si se trata aire del local solamente o aire mezclado con el exterior.

Como el caudal de aire a circular dependía de dicha temperatura de impulsión, se deduce que el mismo *no varía* cualquiera que sea el aire exterior a introducir en el sistema.

Por supuesto, el serpentín del equipo deberá encontrarse a un PRS punto de rocío más bajo, cuanto mayor sea la proporción de aire exterior introducido.

Solución de problemas prácticos

Ejemplo 1

En un acondicionador de aire para verano se hacen circular 50 m³/min de aire exterior por una batería de refrigeración. La condición exterior, por ejemplo, es la de la Ciudad de Buenos Aires o sea 35 °C y 40 % de humedad relativa.

Se supone que el espacio a acondicionar se mantendrá en 25 °C y 50 % de humedad relativa.

El factor de calor sensible es igual a 0,80 y el aire sale de la batería con una saturación del 90 %.

Se debe determinar:

- a) Punto de rocío del aparato (PRA) y temperatura del aire de salida del serpentín.
- b) Cantidad de calor que extrae el acondicionador (kcal/h).
- c) Cantidad de agua extraída por condensación (l/h).

Se une el FCS:0,80 con el punto de referencia del ábaco (26,7 °C, 50 % HR) (fig. 24-II).

Se realiza otra línea de igual pendiente, que pase por el punto de condición interior del local (25 °C, 50 % HR).

Al cortar la línea de saturación se lee el punto de rocío del aparato (PRA) que es de 11,5 °C.

El punto de impulsión o temperatura del aire a la salida del serpentín se lee al cortar dicha recta, la curva de humedad relativa del 90 %. Corresponde según la figura 24-II a 13,8 °C. El proceso es de enfriamiento de 35 °C y 40 % HR a 13,8 °C y 90 % HR.

El PRS o punto de rocío del serpentín es de 10,5 °C.

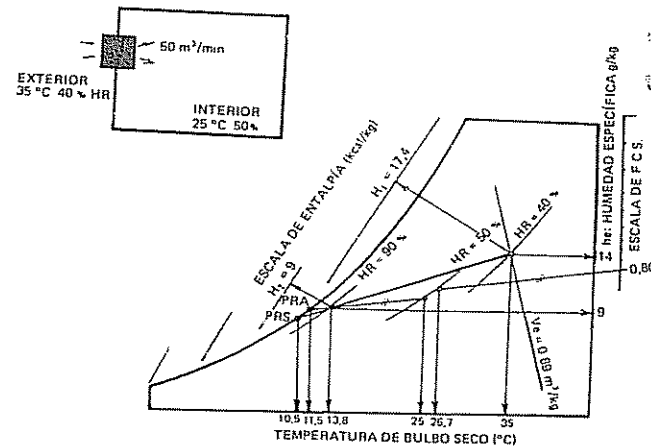


FIG. 24-II.



Cantidad de aire que circula:

El volumen específico del aire de entrada es según el ábaco de 0,89 m³/kg.

Por lo tanto:

$$G_h = \frac{50 \text{ m}^3/\text{min} \times 60 \text{ min}/\text{h}}{0,89 \text{ m}^3/\text{kg}} = 3.370 \text{ kg}/\text{h}.$$

Del ábaco: Condición inicial del aire 35 °C y 40 % HR,

H₁ = 17,4 kcal/kg he₁ = 14 g/kg.

Condición inicial del aire de impulsión al local: 14 °C y 90 % HR

H₂ = 9 kcal/kg he₂ = 9 g/kg.

O sea que la cantidad de calor que extrae el equipo acondicionador vale aproximadamente:

$$H = 3.370 (17,4 - 9) \cong 28.300 \text{ kcal}/\text{h}.$$

La cantidad de agua condensada por hora vale:

$$\frac{3.370 \text{ kg}/\text{h} (14 - 9) \text{ g}/\text{kg}}{1.000 \text{ g}/\text{l}} = 16,8 \text{ l}/\text{h}.$$

Ejemplo 2

Considérese que en el mismo ejemplo anterior, se desea circular sólo el 25 % de aire exterior (35 °C y 40 % HR), mientras que el otro 75 % sea el mismo aire interior que se recircula (25 °C y 50 % HR).

En la figura 25-II se representa el proceso, en el que se establece el punto de mezcla M (≅ 27,5 °C y 48 % HR).

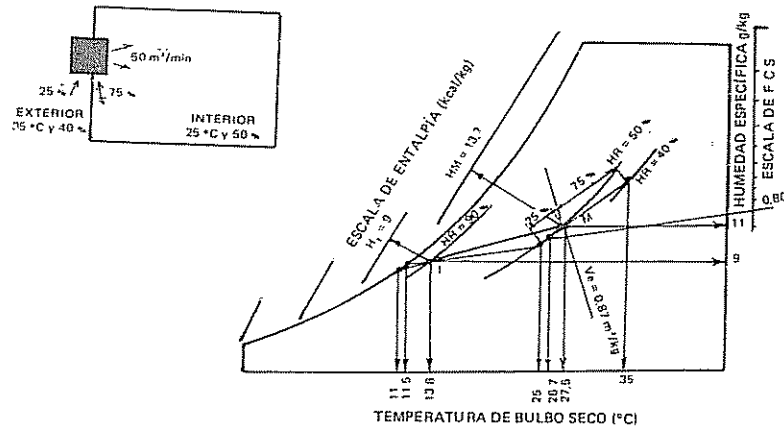


FIG. 25-II.

El volumen específico del aire de mezcla es según el ábaco: 0,87 m³/kg.

Por lo tanto:

$$G_h = \frac{50 \text{ m}^3/\text{min} \times 60 \text{ min}/\text{h}}{0,87 \text{ m}^3/\text{kg}} = 3.450 \text{ kg}/\text{h}.$$

La cantidad de calor que debe extraer el equipo acondicionador es de:

$$H = (H_1 - H_2) G_h \therefore H = (17,4 - 9) 3.450 \cong 28.300 \text{ kcal}/\text{h}.$$

La cantidad de agua condensada vale:

$$\frac{3.450 \text{ kg}/\text{h} (11 - 9) \text{ g}/\text{kg}}{1.000 \text{ g}/\text{l}} = 6,9 \text{ l}/\text{h}.$$

Se observa, entonces, que al reducir la entrada de aire exterior se produce una disminución importante en la capacidad del equipo acondicionador.

La condición del aire de entrada al local o punto de impulsión no varía.

El punto de rocío del serpentín PRS aumenta, según el ábaco, a un valor de 11 °C.

Ejemplo 3

Supóngase el mismo ejemplo anterior, pero ahora considerando que se recircula totalmente el aire interior (25 °C y 50 % HR).

En la figura 26-II se representa el proceso:

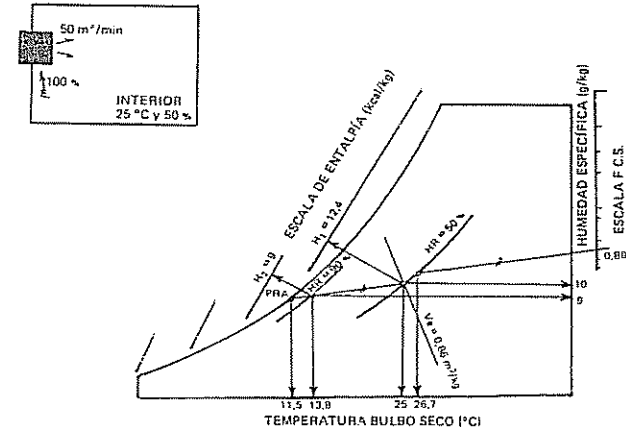


FIG. 26-II.

La evolución del aire, entonces, es de enfriamiento de 25 °C y 50 % HR al punto o condición de impulsión *que no varía*, que es de 13,8 °C y 90 % HR.

El volumen específico del aire de entrada es, ahora, según el ábaco de 0,86 m³/kg.

Por lo tanto la cantidad de aire que circula vale:

$$G_h = \frac{50 \text{ m}^3/\text{min} \times 60 \text{ min/h}}{0,86 \text{ m}^3/\text{kg}} = 3.490 \text{ kg/h.}$$

La cantidad de calor que debe extraer el acondicionador es de:

$$H = (H_1 - H_2) G_h$$

$$H = (12,4 - 9) 3.490 \cong 11.860 \text{ kg/h.}$$

La cantidad de agua condensada vale:

$$\frac{3.490 \text{ kg/h} (10 - 9) \text{ g/kg}}{1.000 \text{ g/l}} = 3,5 \text{ l/h.}$$

Evidentemente, al no introducir aire exterior, se reduce sensiblemente la capacidad del equipo. Como en los casos anteriores, la condición del aire de entrada al espacio acondicionado no varía. En este caso el punto de rocío del serpentín (PRS) es el punto de rocío del aparato (PRA), encontrándose a una temperatura de 11,5 °C.



CAPÍTULO III

ESTUDIO DE LAS CARGAS DE ACONDICIONAMIENTO

Confort térmico

Se puede definir el confort térmico como un estado de satisfacción del ser humano, con respecto al medio ambiente.

Las variables de las cuales dependerá esa sensación pueden ser clasificadas en dos grandes grupos:

- Variables ambientales: temperatura del aire, temperatura de los elementos del contorno del local, humedad relativa y movimiento del aire.
- Variables individuales: actividad metabólica, tipo de ropa, edad, sexo, etc.

Calor cedido por el cuerpo humano

El cuerpo humano tiende a realizar un proceso biológico fundamental, denominado *metabolismo*, mediante el cual los alimentos compuestos principalmente de carbono e hidrógeno se combinan con el oxígeno absorbido por los pulmones, con objeto de producir calor y energía, destinados a la realización de los trabajos internos y externos.

De esa manera, el cuerpo humano tiende por sí mismo a mantener en su interior una temperatura de 37 °C, a fin de disipar continuamente el calor desarrollado en el proceso metabólico.

Para conseguir ese objetivo se sirve de un mecanismo sensitivo de autorregulación extremadamente complicado, combinando varios métodos físicos y químicos, como ser la variación de la cantidad de sangre enviada a la periferia del cuerpo y la modificación de la cantidad de exudación producida por el organismo.

La cesión de calor del cuerpo al ambiente se produce por:

- *Radiación* de la superficie de la piel y los vestidos a las paredes y muebles del local.
- *Conducción y convección* de la superficie de la piel y los vestidos al aire del local.

- *Evaporación* del vapor de agua por exudación de la piel.
- *Respiración* caliente y prácticamente saturada de humedad.

La suma de las partes de calor transmitidas por radiación, conducción y convección se denomina *calor sensible seco del cuerpo*.

La suma de las diferentes cantidades transmitidas por evaporación y respiración se denomina *calor latente o húmedo del cuerpo humano*.

Los componentes de calor se hallan regulados de modo que *su suma permanece constante*, dentro de un campo de variación de factores ambientes bastante amplos.

Por ejemplo, si la temperatura del aire ambiente baja, el calor cedido por convección, radiación y conducción aumenta, disminuyendo el calor cedido por evaporación.

Se logrará el *confort térmico* cuando la eliminación del calor sensible y latente del cuerpo humano se realice *con el mínimo esfuerzo*.

Condiciones atmosféricas que afectan el confort

Los factores determinantes de las sensaciones humanas de calor o frío en el interior de un local son esencialmente las siguientes:

- Temperatura del aire.
- Temperatura media de las superficies que rodean el local.
- Humedad relativa.
- Velocidad del aire en la zona de permanencia.

Estos factores que influyen en el bienestar térmico pueden denominarse componentes del clima de un local, definiéndose de esa manera el *clima*, como las variaciones de las características atmosféricas que afectan en forma de sensación térmica los sentidos de las personas.

Para la *sensación de confort térmico no hay valores absolutos*, ya que con las mismas condiciones de clima de un local varía la sensación para cada individuo en particular.

O sea, existen factores independientes del clima del local, como ser el ritmo de trabajo, el grado de fatiga, edad, sexo, vestimenta, estado de salud, etc. Influyen, además, las diversas costumbres, tipo de alimentación, modos de vivir de las distintas regiones, etc.

Condiciones de diseño de instalaciones de calefacción y aire acondicionado

1) CONDICIONES DE DISEÑO INTERIOR

Los parámetros de diseño para lograr las *condiciones de confort*, dependerán de la estación del año, ya sea verano o invierno.

En efecto, dado que el ser humano adapta su metabolismo al clima exterior, por ejemplo, las temperaturas interiores para verano deben ser superiores a la de invierno.

En la práctica, suelen adoptarse las siguientes condiciones de diseño para actividades sedentarias:

- Viviendas, departamentos, oficinas del personal:

— Recomendado:	25 °C	50 % HR (verano)
	21,5 °C	50 % HR (invierno)
— Aceptable	26,7 °C	50 % HR (verano)
	20 °C	50 % HR (invierno)

Para otros casos puede adoptarse:

- Locales de negocios, bancos, tiendas, locales comerciales:

	26 °C	50 % HR (verano)
	19 °C	50 % HR (invierno)
- Cines, teatros, auditorios:

	25 °C	60 % HR (verano)
	20 °C	50 % HR (invierno)

• Locales industriales: debe analizarse cada caso particular sobre la base de las necesidades climáticas del proceso de fabricación.

En instalaciones de calefacción, por paneles radiantes, debido a que se actúa sobre la componente radiante de calor del cuerpo humano, se adoptan *temperaturas de aire de diseño de 18 a 19 °C*.

Para locales con *cierta actividad* debe reducirse la temperatura de diseño.

Por ejemplo se puede adoptar para calefaccionar:

- Gimnasios o locales de trabajos pesados: 15 °C.
- Vestuarios, talleres de trabajos livianos: 18 °C.

2) CONDICIONES DEL AIRE EXTERIOR

Para determinar las condiciones de diseño exteriores, no se adoptan los valores extremos, que se presentan durante pocos días y son de corta duración.

El criterio general es promediar las condiciones de temperaturas extremas con las medias, para fijar los parámetros de proyecto.

Lo mismo ocurre con las humedades relativas, que en verano cuando las temperaturas son altas varían del 30 al 45 %, y cuando son bajas en invierno, oscilan del 80 al 95 %.

En efecto, debe recordarse que cuando las temperaturas son bajas, con muy pocos gramos de vapor de agua se llega a la saturación del aire, mientras que con temperaturas altas tiene gran capacidad de absorción de humedad para saturarse.

Se pueden adoptar las siguientes condiciones establecidas en el cuadro 1-III.

CUADRO 1-III.

Localidad	Verano		Invierno	
	Temperatura (°C)	HR (%)	Temperatura (°C)	HR (%)
Buenos Aires	35	40	0	80
Mar del Plata	32	45	-1,4	85
Carmen de Patagones	34	40	-2	70
Catamarca	37	35	0,9	65
Córdoba	36	40	-0,4	75
Corrientes	38	45	4	75
Goya	38	45	3	75
Resistencia	38	45	3	70
Pres. Roque Sáenz Peña	37	45	2	70
Comodoro Rivadavia	31	40	-4,4	55
Esquel	30	35	-7,6	70
Trelew	30	35	-3	60
Paraná	36	45	2,4	75
Formosa	38	45	5	75
San Salvador de Jujuy	32	40	-1,1	75
Santa Rosa	36	40	-2,8	65
La Rioja	40	35	-1,5	60
Mendoza	35	40	-1,1	60
Posadas	38	45	4	75
Bariloche	32	40	-5,6	65
Salta	34	40	-3	65
San Juan	40	35	-3,1	55
San Luis	37	30	-1,8	60
Cipolletti	35	40	-4,2	60
San Antonio Oeste	34	40	-3,2	60
Santa Fe	35	40	1	80
Rosario	36	40	0,4	80
Vera	38	40	3,2	75
Santiago del Estero	39	40	0,5	65
Tucumán	37	45	1,1	70
Río Gallegos			-7,2	70
Puerto Deseado			-5	70
Puerto San Julián			-7	65
Puerto Santa Cruz			-6,3	70
Ushuaia			-12	70
Río Grande			-11	75

Las cargas de acondicionamiento pueden clasificarse en dos partes fundamentales:

- I) Carga de calefacción en invierno.
- II) Carga de refrigeración en verano.

I) CÁLCULO DE LAS CARGAS DE INVIERNO

Balance térmico

El balance térmico de invierno tiende a determinar la cantidad de calor que se debe suministrar a los locales para compensar las pérdidas, manteniendo la temperatura interior establecida.

Las pérdidas de calor dependen de una serie de factores que se indican en la figura 1-III, como ser pérdidas por paredes, vidrios, puertas, techos, pisos, que componen el contorno del local, así como para compensar las pérdidas por infiltración de aire frío en invierno.

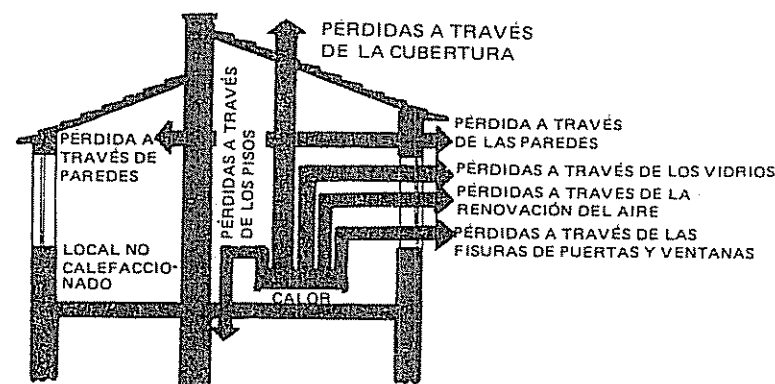


FIG. 1-III.

En el análisis térmico de invierno no se tiene en cuenta la incidencia favorable de la cantidad de calor aportadas por personas, iluminación, etc., porque se considera el local en la condición más comprometida.

El cálculo de la cantidad de calor de pérdida de los locales se realiza de la siguiente manera:

$$Q_T = Q_t + Q_e,$$

Estudio de las cargas de acondicionamiento

Se entiende como carga de acondicionamiento la cantidad de calor que hay que extraer en verano o incorporar en invierno para producir y mantener en el espacio acondicionado ciertas condiciones de temperatura y humedad prefijadas, cuyo cálculo determinará las características y dimensiones de la instalación.

siendo:

QT: cantidad de calor de pérdida total de un local (kcal/h);
 Qt: cantidad de calor de pérdida por transmisión (kcal/h);
 Qe: cantidad de calor para compensar la infiltración del aire exterior (kcal/h).

1) CANTIDAD DE CALOR NECESARIO POR TRANSMISIÓN (Qt)

Esta cantidad de calor vale:

$$Q_t = Q_o (1 + Z_d + Z_h + Z_c),$$

donde:

Qo: pérdida de calor por transmisión de las superficies que limitan el ambiente, en régimen estacionario (kcal/h);
 Zd: mejoramiento por interrupción del servicio (%);
 Zc: mejoramiento por pérdidas en cañerías de calefacción o conductos de aire caliente (%);
 Zh: mejoramiento por orientación (%).

Pérdidas por transmisión (Qo)

Las pérdidas de calor por transmisión (qo) en régimen estacionario de cada una de las superficies del contorno de un local se calculan, según las leyes de la transmisión, mediante la fórmula:

$$q_o = K A (t_i - t_e),$$

siendo:

qo: cantidad de calor de pérdida en régimen estacionario de cada elemento de la superficie del contorno del local (kcal/h);
 K: coeficiente total de transmisión del calor (kcal/hm² °C);
 A: área (m²);
 ti: temperatura del aire interior (°C);
 te: temperatura del aire exterior (°C).

Con respecto a los elementos del contorno del local *que limitan otros locales calefaccionados*, si los mismos se encuentran a igual temperatura, *no se considera transmisión de calor*, dado que de acuerdo a la ecuación anterior, el salto térmico se hace cero.

Cuando los elementos del contorno del local considerado, *limitan locales no calefaccionados*, deben calcularse las pérdidas de calor con la ecuación anterior. Sin embargo, la temperatura de dichos locales debe estimarse en función de las características del mismo y su vinculación con el exterior.

Para los casos comunes, se suele considerar la temperatura de los locales no calefaccionados, como *promedio de la temperatura de diseño exterior e interior*.

Así, puede estimarse:

$$t'_i = \frac{t_i + t_e}{2},$$

donde:

t_i: temperatura del local interior no calefaccionado (°C).

Para el cálculo de pérdidas de calor *en el caso de pisos sobre tierra*, se emplea también la ecuación mencionada precedentemente, adoptando un coeficiente K, *práctico de 1 kcal/hm² °C* y una temperatura de piso *igual a la temperatura de diseño exterior más 10 °C*.

La suma de todas las pérdidas individuales de cada uno de los elementos del contorno del local representa la pérdida de calor de todo el local Qo en régimen estacionario, de modo que:

$$Q_o = \sum q_o,$$

donde:

Qo: cantidad de calor de pérdida del local en régimen estacionario (kcal/h).

A esa cantidad de calor Qo, es necesario aplicarle una serie de suplementos de mejoramiento.

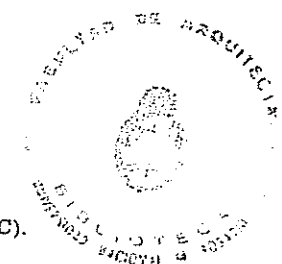
a) Suplementos por interrupción del servicio (Zd)

Producida una interrupción del servicio de calefacción, al ponerla nuevamente en marcha es necesario un suplemento de calor, a fin de llevar nuevamente el edificio al estado de régimen estacionario de funcionamiento, para el que fue realizado el balance de transmisión de calor.

Pueden distinguirse 3 casos característicos en la aplicación práctica:

- I) Servicio ininterrumpido, con marcha reducida durante la noche: casos de viviendas, hospitales, asilos, etc.
- II) Interrupción del suministro de calor de 8 a 12 horas diarias: se aplica para edificios de comercio, oficinas, etc.
- III) Interrupción del servicio de calefacción de 12 a 16 horas diarias: se aplica para casos de fábricas o casos particulares.

Los suplementos Zd aumentan con el tiempo de interrupción del servicio, dado que cuanto más tiempo se encuentra sin funcionar la instalación, mayor será la cantidad de calor necesario para volver el edificio al régimen estacionario. Para edificios de construcciones normales pueden adoptarse los valores indicados en el cuadro 2-III.



CUADRO 2-III.

Clase de servicio	Zd %
I. Servicio ininterrumpido	7
II. Interrumpido de 8 a 12 h	15
III. Interrumpido de 12 a 16 h	25

b) Suplemento por orientación (Zh)

La magnitud de este suplemento está determinada por la diferente exposición solar del local.

Se adopta como porcentaje del calor por transmisión Qo, pudiéndose considerar los siguientes valores para el Hemisferio Sur:

E	} 0 %	N	} -5 %	S	} 5 %
O		NE		SE	
	NO	SO			

La orientación de un local viene dada:

- Local con una pared exterior, la orientación de esa pared (fig. 2-III A).
- Local con dos paredes exteriores en ángulo o esquina, la orientación del ángulo o esquina (fig. 2-III B).

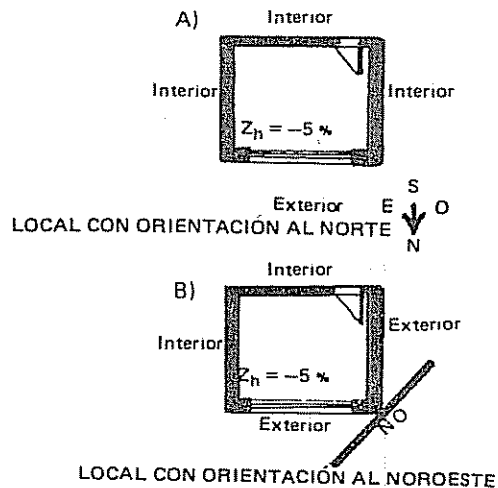


FIG. 2-III.

- Local con tres o cuatro paredes exteriores, se adopta el del mayor suplemento.

c) Suplemento por pérdidas de calor en cañerías y conductos (Zc)

Este valor depende de la magnitud de cañerías o conductos y de las características de su aislación.

Suele adoptarse como norma práctica considerando un margen de seguridad.

$$Zc = 5 \text{ a } 10 \%$$

2) CANTIDAD DE CALOR DE PÉRDIDA POR INFILTRACIÓN DEL AIRE (Qe)

La cantidad de aire que penetra en un local, a través de puertas y ventanas, dependen de su hermeticidad y de la diferencia de presión entre el interior y exterior del edificio, debido a la acción del viento.

La cantidad de calor sensible necesaria para compensar las pérdidas debido al aire exterior que penetra en un local viene dada por la fórmula simplificada ya vista en el capítulo II.

$$Qe = 17 Ca (ti - te),$$

donde:

- Qe: cantidad de calor para compensar la infiltración de aire exterior (kcal/h);
- 17: factor que se adopta como constante en los cálculos prácticos;
- Ca: caudal de aire de infiltración (m³/min);
- ti: temperatura del aire interior (°C);
- te: temperatura del aire exterior (°C).

Si se quiere expresar el caudal de aire en m³/h en lugar de m³/min, debe dividirse en la ecuación anterior por 60, de modo que la misma queda en forma aproximada:

$$Qe = 0,3 Ca (ti - te).$$

El caudal de aire (Ca) que penetra a través de las aberturas, se establece por ensayos y depende de las características constructivas, del grado de hermeticidad y de la velocidad del viento que incide sobre esas aberturas.

Como, en general, no se dispone de esa información, suele en la práctica realizarse una estimación del caudal de infiltración en función de establecer un número de renovaciones horarias del volumen del local.

Así, pueden suponerse los valores prácticos indicados en la tabla del cuadro 3-III.

CUADRO 3-III. RENOVACIONES DE AIRE POR INFILTRACIÓN.

Clase de local	Nº (renovación por hora de aire del local)
o Sin paredes exteriores	0,5
o Una pared exterior con ventana normal	1
o Dos paredes exteriores con ventana normal o una con ventana grande	1,5
o Con más paredes exteriores	2

En locales de circulación o ventilados como hall, baños, cocinas, etc., se adoptan 2 renovaciones horarias. En general, no debe sobrepasarse en ningún local ese valor de 2 renovaciones horarias.

Por tal motivo la cantidad de aire que fluye por ese concepto se calcula con la fórmula:

$$Ca \text{ (m}^3\text{/h)} = n^\circ \text{ renovaciones/hora} \times \text{volumen del local (m}^3\text{)}.$$

De esa manera puede considerarse la ecuación anterior de la siguiente manera:

$$Q_e = 0,3 \cdot n^\circ \text{ (r/h)} \cdot V \cdot (t_i - t_e).$$

EJEMPLO DE BALANCE TÉRMICO PARA CALEFACCIÓN

Se trata de determinar la cantidad de calor necesaria para compensar las pérdidas de un local, cuyas características se indican en la figura 3-III.

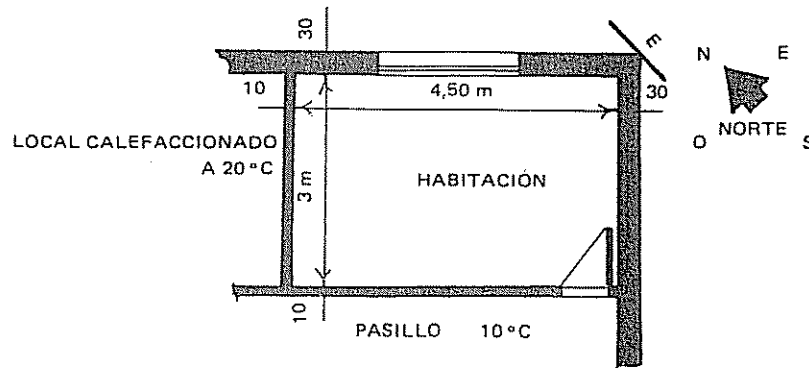
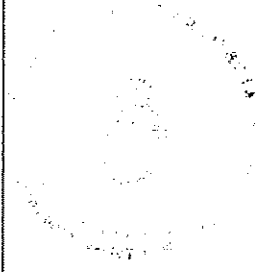


FIG. 3-III.

CUADRO 4-III

Local	Designación	Orientación	Dimensión (m)	Área X kcal/h X Δt = K m² °C	qo kcal/h	Mejoramiento			Qt = Qt + Ql				
						Zc %	Zh %	Zd %					
Habitación	E 30	NE	4,5 x 2,7	12,15	1,62	20	394						
	E 30	SE	3 x 2,7	8,1	1,62	20	262						
	I 10	—	4,5 x 2,7	12,15	2,4	10	252						
	V 30	NE	2,1 x 2,1	4,2	3,38	20	284						
	Piso	—	4,5 x 3	13,5	1	10	135						
	Techo	—	4,5 x 3	13,5	1,5	20	405						
						Qo =	1.772	7	0	10	17	Qt = 2.073	
									+	Qe = 328			
												Qt = 2.401 kcal/h	

Qe = 0,3 n° (r/h) . V . (ti - te) = 0,3 x 1,5 x 4,5 x 3 x 2,7 x 20



Los datos son:

- Temperatura interior: 20 °C.
- Temperatura exterior de cálculo para Buenos Aires: 0 °C.
- Altura del local: 2,70 m.
- Piso sobre tierra.
- Techo exterior.
- Clase de servicio: ininterrumpido: Z_d: 7 %.
- Pérdidas en cañerías: Z_c: 10 %.

Característica de los elementos constructivos

	Coef. K (kcal/h m ² °C)
• Pared exterior de ladrillos macizos de 0,30 m (E30)	1,62
• Pared interior de ladrillos huecos de 0,10 m (I10)	2,40
• Ventana corrediza con marco de chapa y hoja de aluminio (V)	5
• Piso sobre tierra	1
• Techo de losa, contrapiso y baldosas	1,5

— Se adopta como temperatura interior del local no calefaccionado:

$$t_i = \frac{t_i + t_e}{2} = \frac{20 + 0}{2} = 10 \text{ °C.}$$

- No se consideran pérdidas de calor entre locales calefaccionados.
- Se estiman las puertas interiores incluidas dentro de la superficie de la pared, por lo tanto, no se las considera en el cálculo.
- Para piso sobre tierra se establece un coeficiente K práctico igual a 1, y su temperatura se fija: $t_e + 10 \text{ °C} = 0 \text{ °C} + 10 \text{ °C} = 10 \text{ °C}$.
- El número de renovaciones por hora debido a la infiltración de aire, se determina sobre base del cuadro 3-III, para paredes exteriores en dos lados, corresponde 1,5 renovaciones horarias.
- Para los cálculos de los coeficientes del vidrio K, se restan de éstos los de la pared en que están incluidos. De este modo, se simplifica el cálculo, dado que la pared se computa totalmente, sin restar el área del vidrio. O sea, se restan coeficientes K, en lugar de restar áreas.

En la tabla del cuadro 4-III, se ha resumido el procedimiento de cálculo.

La determinación de esta cantidad de calor es muy importante, porque sirve de base para el diseño de los dispositivos de calentamiento, y para el dimensionamiento completo de la instalación de calefacción.

II) CÁLCULO DE LAS CARGAS DE VERANO

El cálculo de las cargas de refrigeración en verano consiste en determinar la cantidad de calor que el sistema gana a fin de diseñar el

equipo de aire acondicionado, con el objeto de producir y mantener en los locales las condiciones psicrométricas preestablecidas.

El análisis de dichas ganancias de calor, se lo efectúa de acuerdo a la fuente que la origina, pudiéndose dividir en tres partes fundamentales a saber:

A) Externas

Cuando las ganancias de calor sensible del local provienen del exterior.

- Transmisión de calor: a través de los paramentos y techos, debido a la diferencia de temperatura entre el aire exterior y el interior.
- Efecto solar: sobre ventanas con ganancia instantánea de calor en el local y la acción retardada de pasaje de calor solar sobre muros y techos.

B) Internas

Cuando las ganancias de calor sensible y latente provienen del interior del mismo local.

- Personas; disipan calor sensible y latente en el ambiente.
- Iluminación; generan calor sensible en el local.
- Otras fuentes: aparatos eléctricos, motores, etc.

C) Aire exterior

Cuando las ganancias de calor sensible y latente provenientes del aire exterior para cumplir con los requisitos de ventilación.

No representa una carga para el local propiamente dicho, salvo casos excepcionales.

El estudio de las cargas de refrigeración es más complejo que el analizado para calefacción, porque hay varios factores que intervienen y que deben tenerse en cuenta, pudiéndose mencionar:

- En verano la *variación diaria de temperatura* es más pronunciada que en invierno, por lo que las cargas de refrigeración varían mucho durante el día, lo que requiere estimar las ganancias de calor a distintas horas del día, con objeto de determinar la condición más desfavorable y en qué momento se produce. La tabla del cuadro 5-III indica las correcciones a aplicar a las temperaturas y humedades relativas exteriores, para las distintas horas del día, según la variación diaria de temperatura exterior.
- En invierno no se considera la *radiación solar*, puesto que representa un beneficio en los cálculos, mientras que en verano es un factor muy importante, que debe tenerse en cuenta.
- En invierno no se consideran las *dispersiones de calor de los elementos del interior del local*, debido a que, como en el caso anterior, son un aporte favorable en los cálculos. No ocurre lo mismo en la época de verano, dado que es una cantidad de calor a extraer con el equipo de aire acondicionado.
- La eliminación de humedad de las personas en invierno en cierta medida representan un beneficio en la instalación, pero en verano todo aporte de humedad o vapor de agua en el interior del local son una fuente de *calor latente*, que hay que considerar en los cálculos. Además, el aire exterior aporta *calor latente* en forma de vapor de agua, debido a que, en general, en verano es más húmedo que el interior.

CUADRO 5-III. CORRECCIONES DE TEMPERATURAS EXTERIORES Y HUMEDADES RELATIVAS PARA EL CÁLCULO DE LAS CARGAS DE ACONDICIONAMIENTO EN LAS HORAS DEL DÍA.

Variación diaria de temperatura	Temperatura de bulbo seco y humedad relativa	HORA SOLAR											
		6	8	10	12	14	15	16	18	20	22	24	
5	TBS (°C)	-5	-4	-3	-1	0	0	0	-1	-3	-4	-5	
	HR (%)	10	10	5	5	0	0	0	5	5	10	10	
8	TBS (°C)	-8	-7	-5	-3	0	0	0	-1	-3	-5	-8	
	HR (%)	20	15	10	5	0	0	0	5	5	10	20	
11	TBS (°C)	-10	-8	-5	-3	0	0	0	-2	-4	-6	-9	
	HR (%)	30	20	10	5	0	0	0	5	10	15	20	
14	TBS (°C)	-13	-9	-5	-3	0	0	0	-2	-5	-8	-12	
	HR (%)	40	30	10	5	0	0	0	5	10	20	30	
17	TBS (°C)	-15	-10	-7	-3	0	0	0	-2	-7	-10	-13	
	HR (%)	40	30	15	5	0	0	0	5	15	30	40	
19	TBS (°C)	-17	-12	-8	-4	0	0	0	-3	-7	-10	-13	
	HR (%)	40	30	20	10	0	0	0	5	15	30	40	
22	TBS (°C)	-19	-13	-9	-4	0	0	0	-4	-8	-12	-15	
	HR (%)	40	35	20	10	0	0	0	10	20	30	40	

A) Cargas externas

Teniendo en cuenta las distintas características de los elementos y forma en que se produce la ganancia de calor, a través de los mismos, puede dividirse el cálculo en dos partes fundamentales:

- Flujo de calor a través de paredes y techos.
- Flujo de calor a través de vidrios.

La suma de estos dos factores representa la carga externa que recibe el local.

1) FLUJO DE CALOR A TRAVÉS DE PAREDES Y TECHOS

a) Paredes y techos exteriores

El cálculo teórico exacto de la cantidad de calor transmitido en estos casos es sumamente complicado. Los factores principales que intervienen son los siguientes:

- Tipo y espesor de los distintos elementos.
- Orientación y latitud del lugar.
- Día y hora que se produce.
- Color y característica de la superficie expuesta.
- Variación diaria de la temperatura exterior del aire.
- Velocidad del aire exterior.
- Ubicación de edificios próximos en cuanto al reflejo y sombras que proyectan.
- *Coefficiente de retardo*, dado que las ganancias de calor solar son variables y la inercia térmica de la masa del elemento hace que la misma acumule calor, que es difundido con un cierto desfase, que hace incluso penetrar calor solar al ambiente, aunque ya la radiación solar haya cesado.

Para la realización del cálculo puede partirse de la siguiente ecuación:

$$qt = q_0 + q_{rs},$$

donde:

qt: cantidad de calor total de ganancia por paredes o techos exteriores (kcal/h).

q₀: cantidad de calor que pasa por transmisión a través de la pared o techo en régimen estacionario (kcal/h).

q_{rs}: cantidad de calor que pasa por el elemento considerado, debido a la radiación solar (kcal/h).

Cantidad de calor por transmisión (q₀)

Esta cantidad de calor puede determinarse con la ecuación ya vista:

$$q_0 = K A (t_e - t_i).$$

En este caso, t_e es la temperatura exterior variable durante el día (cuadro 5-III).

Cantidad de calor por radiación solar (qrs)

Para el cálculo de la cantidad de calor que penetra por efecto solar puede emplearse la siguiente ecuación:

$$qrs = K A I s,$$

donde:

- qrs: cantidad de calor por radiación solar (kcal/h);
 I: intensidad de radiación solar (kcal/h m²);
 A: área de la pared o techo (m²);
 K: coeficiente de transmitancia térmica (kcal/hm² °C);
 s: coeficiente de absorción de la pared o techo.

La intensidad de radiación solar (I) es la cantidad de calor proyectada por el sol promedio en los meses de verano, por metro cuadrado, en función de la latitud, orientación y hora del día, en kcal/hm².

En las tablas del cuadro 6-III se dan los valores de I, sobre las superficies verticales y horizontales, para 25 a 40° de latitud sur.

CUADRO 6-III. COEFICIENTES DE EFECTO SOLAR PARA SUPERFICIES DE DIVERSA ORIENTACION

Latitud sur
 Coeficiente I
 (kcal/h m²)

Latitud 25°

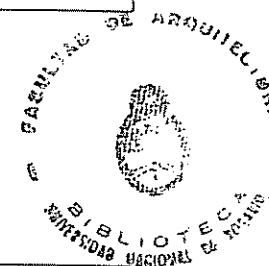
Hora	SE	E	NE	N	NO	O	SO	S	Horiz.
6	260	168	0	0	0	0	0	84	29
7	400	393	265	23	15	20	26	96	158
8	374	445	364	53	28	33	30	70	340
9	298	403	395	130	35	35	39	50	482
10	185	282	354	185	36	38	38	40	587
11	71	132	266	224	38	38	38	42	649
12	36	36	141	233	141	36	36	36	680
13	38	38	38	224	266	132	71	42	649
14	38	38	36	185	354	282	185	40	587
15	39	35	35	130	395	403	298	50	482
16	30	33	28	53	364	445	374	70	340
17	26	20	15	23	265	393	400	96	158
18	0	0	0	0	0	168	260	84	29

Latitud 30°

Hora	SE	E	NE	N	NO	O	SO	S	Horiz.
6	284	179	0	0	0	5	13	89	51
7	377	398	265	24	13	21	27	78	165
8	352	447	355	48	27	29	32	48	355
9	263	401	412	162	32	35	38	38	488
10	149	276	382	222	35	35	38	38	588
11	51	124	306	265	67	38	38	38	650
12	38	38	181	284	181	38	38	38	678
13	38	38	67	265	306	124	51	38	650
14	38	35	35	222	382	276	149	38	588
15	38	35	32	162	412	401	263	38	488
16	32	29	27	48	355	447	352	48	355
17	27	21	13	24	265	398	377	78	165
18	13	5	0	0	0	179	284	89	51

Latitud: 35°

Hora	SE	E	NE	N	NO	O	SO	S	Horiz.
6	309	240	0	0	0	0	0	78	69
7	366	415	260	27	22	22	27	64	192
8	328	443	373	80	25	32	32	38	363
9	230	395	427	190	32	35	38	38	487
10	110	272	408	259	38	38	38	38	580
11	43	119	335	301	72	38	38	38	642
12	38	38	215	335	215	38	38	36	665
13	38	38	72	301	335	119	43	38	642
14	38	38	38	259	408	272	110	38	580
15	38	35	32	190	427	395	230	38	487
16	32	32	25	80	373	443	328	38	363
17	27	22	22	27	260	415	366	64	192
18	0	0	0	0	0	240	309	78	69



Latitud: 40°

Hora	SE	E	NE	N	NO	O	SO	S	Horiz.
6	320	320	0	0	0	13	16	86	84
7	360	436	257	32	13	27	27	54	222
8	303	444	390	119	24	32	32	32	363
9	198	390	439	219	32	35	35	35	485
10	81	265	425	298	38	38	38	38	569
11	38	116	360	330	111	38	38	38	629
12	38	38	244	379	244	38	38	38	642
13	38	38	111	330	360	116	38	38	629
14	38	38	38	298	425	265	81	38	569
15	35	35	32	219	439	390	198	35	485
16	32	32	24	119	390	444	303	32	363
17	27	27	13	32	257	436	360	54	222
18	16	13	0	0	0	320	320	86	84

En el caso de tener una superficie inclinada, se determina I con la siguiente fórmula, que surge de la aplicación de la figura 4-III:

$$I = I_h \cos \alpha + I_v \sin \alpha,$$

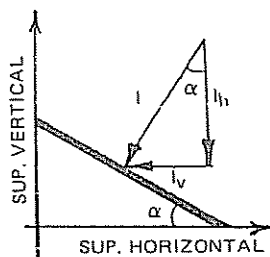


FIG. 4-III.

siendo:

- I_v : intensidad de radiación solar sobre la superficie vertical (kcal/h m^2);
 I_h : intensidad de radiación solar sobre la superficie horizontal (kcal/h m^2);
 α : ángulo de inclinación (fig. 4-III).

Para la determinación de los valores de I debe tenerse en cuenta que existe un *tiempo o retardo* para el pasaje de calor a través de paredes o techos, debido a la *inercia térmica*.

Experiencias prácticas han determinado aproximadamente ese retardo para:

- Pared de mampostería de ladrillos 0,10 m: t: 2 h;
- Pared de mampostería de ladrillos 0,15 m: t: 3 h;
- Pared de mampostería de ladrillos 0,30 m: t: 5 h.

Por ejemplo, si se efectúa el cálculo de las ganancias de calor en un local a las 16 horas, para una pared de mampostería de 15 cm, se debería considerar la influencia del calor solar sobre esa pared aproximadamente a las 13 horas.

El *coeficiente de absorción* (s), está en función del color de la superficie expuesta.

Pueden adoptarse los siguientes valores de s:

- | | |
|-----------------------------------------------------------------------------------|-------|
| • Superficie <i>muy clara</i> (blanco, crema, marfil claro) | 0,017 |
| • Superficie <i>clara</i> (gris, amarillo, madera, revoque no coloreado, cemento) | 0,030 |
| • Superficie <i>oscura</i> (rojo, gris oscuro, tejas, ladrillo, cerámica roja) | 0,035 |
| • Superficie <i>muy oscura</i> (negro, asfalto, pizarra) | 0,042 |

Reemplazando los valores anteriores queda:

$$qt = q_o + q_{rs},$$

o sea:

$$qt = K A (t_e - t_i) + K A I s,$$

$$qt = K A [(t_e - t_i) + I s].$$

Al término $[(t_e - t_i) + I s]$ se lo denomina *diferencia de temperatura equivalente* (Δt).

Este valor de diferencia de temperatura equivalente se establece en la tabla práctica del cuadro 7-III en la que se tiene en cuenta todos los factores enunciados precedentemente.

De esa manera se simplifica notablemente el cálculo, aplicándose la misma forma de ecuación fundamental de la transmisión en régimen estacionario o sea:

$$qt = K A (\Delta t).$$

Entonces, los elementos son los mismos, pero en este caso Δt representa la *diferencia equivalente de temperatura* en las cuales se

CUADRO 7-III DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA (°C)

Tipo	Orientación y condiciones	Coeficiente de transmisión K	HORA SOLAR																							
			6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23						
MUROS	SE	3	5	11	14	16	17	16	13	10	10	10	10	10	10	9	8	7	6	5						
		2,3	2	2	5	10	16	15	14	11	10	10	10	10	10	10	9	9	8	7						
		1,6	4	4	5	5	8	12	11	10	9	9	9	9	9	9	9	9	9	8	7					
		0,8	5	5	6	6	6	6	8	10	11	10	9	8	8	8	8	8	8	8	8					
	E	3	12	19	21	23	22	20	14	11	10	10	10	10	9	8	7	6	5							
		2,3	2	2	8	14	19	21	20	13	10	10	10	10	10	9	9	8	7							
		1,6	5	5	6	7	10	14	16	17	16	14	12	11	10	10	10	9	9							
		0,8	8	8	8	8	8	8	11	12	13	12	12	11	10	10	10	10	10	10						
	NE	3	8	10	13	17	18	19	17	16	13	11	11	10	9	8	7	6	5							
		2,3	3	3	5	10	14	16	18	17	16	14	12	11	10	10	9	9	8	7						
		1,6	6	6	6	6	9	11	12	12	13	12	12	10	10	9	9	8	8							
		0,8	7	7	7	7	7	7	9	10	11	11	12	11	11	10	10	9	9							
N	3	2	2	2	3	5	10	15	17	19	18	17	14	11	9	8	6	6	5							
	2,3	2	2	2	2	2	6	9	14	16	16	17	15	14	11	9	8	7	6							
	1,6	5	5	5	5	5	5	5	7	9	11	12	13	12	11	10	9	8	8							
	0,8	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6							

Tipo	Orientación y condiciones	Coeficiente de transmisión K	HORA SOLAR																							
			6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23						
MUROS	NO	3	1	1	1	1	2	5	6	13	17	21	25	26	25	22	19	16	10	6						
		2,3	4	4	4	4	4	4	4	7	9	16	20	22	23	22	21	14	8	6						
		1,6	6	6	6	6	6	6	6	6	7	9	10	13	15	15	15	15	15	11						
		0,8	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7						
	O	3	1	1	1	1	2	4	6	10	14	20	25	27	29	24	19	15	10	7						
		2,3	4	4	4	4	4	4	5	6	8	13	17	21	25	26	22	18	11	8						
		1,6	6	6	6	6	6	6	6	6	7	8	9	12	14	16	18	17	17	13						
		0,8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8						
	SO	3	1	1	1	1	2	4	6	8	9	13	16	21	22	23	21	13	6	5						
		2,3	1	1	1	1	1	2	4	6	7	8	9	14	19	20	21	14	9	7						
		1,6	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	6	7	9	12	14	14	15	10					
		0,8	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6						
S	3	1	1	1	1	1	3	5	7	8	9	11	10	9	8	7	6	5	4							
	2,3	1	1	1	1	1	2	3	4	6	7	8	9	10	9	8	7	6	6							
	1,6	2	2	2	2	2	2	2	3	4	4	5	5	6	5	6	7	6	5							
	0,8	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2							
TECHOS	4	1	1	1	1	2	6	11	16	20	24	26	28	27	25	22	18	15	11							
	3	2	2	2	2	4	8	11	15	19	23	25	26	27	25	22	19	16	14							
	2,3	5	5	5	5	6	8	11	15	18	21	24	25	26	24	22	20	18	16							
	1,6	8	8	8	8	8	9	11	15	18	20	22	24	25	24	23	21	20	18							
0,8	10	10	10	10	10	10	11	15	17	18	20	22	23	24	22	21	21	20								

Para 35° de latitud sur, paredes y techos opacos. Variación diaria temperatura 11 °C. Diferencia temperatura aire exterior-interior (15 horas) 10 °C. Corrección si el Δt de cálculo es mayor, por ejemplo, 12 °C. Sumar a los valores de tabla 2 °C.

tienen en cuenta todos los factores que influyen en la entrada de calor por paredes y techos, como ser la curva diaria de variación de temperatura exterior, la intensidad de radiación en función de la latitud, orientación y la hora del día, así como el retraso del pasaje de calor.

b) Paredes y techos interiores

En este caso se puede aplicar la fórmula de la transmisión en régimen estacionario, por lo que, entonces, debe considerarse el salto térmico entre la temperatura del aire a ambos lados del elemento considerado.

Para los cálculos prácticos puede suponerse que un local acondicionado se encuentra a una temperatura de alrededor de 3 a 5 °C menos que la del aire exterior.

2) FLUJO DE CALOR A TRAVÉS DE VIDRIOS

En este caso no existe ningún retardo o inercia térmica como en el caso anterior. Por ello, es necesario analizar en forma independiente la cantidad de calor que penetra por transmisión y la radiación solar.

Así, puede establecerse:

$$qt = q_0 + q_{rs}$$

siendo:

qt: cantidad de calor total que pasa por el vidrio (kcal/h);

q₀: cantidad de calor por transmisión a través del vidrio (kcal/h);

q_{rs}: cantidad de calor por radiación solar (kcal/h).

Cantidad de calor por transmisión (q₀)

Este valor se obtiene por medio de la fórmula de transmisión de calor en régimen estacionario:

$$q_0 = K A (t_e - t_i)$$

Debe recordarse que en este caso t_e es la temperatura del aire exterior, que es variable según las horas del día consideradas (ver tabla de corrección en el cuadro 5-III).

Cantidad de calor por radiación solar (q_{rs})

En este caso, sólo una pequeña parte del calor de radiación solar es absorbido por el cristal transparente, por lo que puede suponerse que prácticamente toda la cantidad de calor por radiación atraviesa el vidrio.

Estos rayos solares penetran en forma instantánea, pudiéndose aplicar la siguiente ecuación:

$$q_{rs} = A I c,$$

donde:

q_{rs}: cantidad de calor por radiación solar (kcal/h);

A: área expuesta al sol (m²);

I: intensidad de radiación solar (kcal/hm²);

c: coeficiente de corrección, teniendo en cuenta la protección que tiene la ventana.

Se pueden utilizar los valores prácticos de c consignados en el cuadro 8-III.

CUADRO 8-III. COEFICIENTE DE CORRECCIÓN POR PROTECCIÓN EN VENTANAS "C".

• Vidrio transparente	1
• Vidrio esmerilado o grabado	0,80
• Vidrio transparente con cortinas	
— Exteriores color claro	0,30
— Interiores claras	0,50
• Toldo de lona	0,20
• Parasoles	0,20

Debe efectuarse la aclaración de que el vidrio tiene la propiedad de transmitir las radiaciones de una fuente de alta temperatura (el sol, por ejemplo) y de absorber casi completamente la radiación de la fuente de baja temperatura, tal como los muebles o los ocupantes de un edificio.

El vidrio, entonces, funciona como una trampa de calor, dado que la radiación solar de pequeña longitud de onda y alta frecuencia fluye a través del vidrio, mientras que la radiación de gran longitud de onda y baja frecuencia, como las emitidas en el interior de un edificio, no pasan al exterior.

Desde el punto de vista de las cargas de aire acondicionado esto es desfavorable en verano, pero muy conveniente en invierno.

B) Cargas internas

Son varios los factores que intervienen a saber:

1) CARGA DEBIDA A LOS OCUPANTES

La cantidad de calor cedido por una persona depende de su tamaño y del grado de actividad muscular, además de otros factores.

La disipación de calor se efectúa en forma de calor sensible, ya sea por radiación, convección y conducción, y en forma de calor latente por efecto de la exudación y respiración.

La disipación de calor para una persona media de 70 kg, 1,75 m de altura puede estimarse para una temperatura del aire de 25 °C según los valores indicados en el cuadro 9-III.

CUADRO 9-III.

Grado de actividad	kcal/h	
	Sensible	Latente
Sentado en reposo	55	35
Sentado y trabajo muy liviano	55	45
Trabajo oficina (sentado)	55	60
Trabajo liviano	60	80
Trabajo pesado	80	160
Trabajo muy pesado	120	200

Es evidente que aumentando el grado de actividad se incrementa la cantidad de calor latente disipado, debido a la evaporación del cuerpo humano.

2) DISIPACIÓN DE CALOR POR ARTEFACTOS ELÉCTRICOS

El calor proveniente de las lámparas y motores eléctricos es totalmente sensible, salvo casos excepcionales como secadores de ropa, máquinas de café, etc., que producen, a su vez, calor latente.

a) Lámparas

Para lámparas *incandescentes* por efecto Joule, se dice que la emisión de calor es: $0,86 \text{ kcal/h por Watt}$ instalado (ver Capítulo I).

Para lámparas *fluorescentes*, debe considerarse un factor adicional que es la reactancia. Este factor se considera en un 20 % más para la disipación calculada de la manera anterior.

Cuando no se cuenta con los datos reales de potencia de los artefactos de iluminación, puede considerarse una densidad aproximada de 20 a 30 Watts/m² de superficie de local.

b) Máquinas impulsadas con motor

Se puede hallar la conversión de la capacidad en caballos (CV) de los motores eléctricos en calor. Así, de acuerdo a lo explicado en el capítulo I:

$$1 \text{ CV} = 736 \text{ Watts}$$

$$736 \times 0,86 \approx 630 \text{ kcal/h.}$$

Éste sería el equivalente térmico del trabajo realizado por el motor. A ese valor hay que sumarle la pérdida de calor por disminución del rendimiento del motor.

Existen casos, sin embargo, en que el motor no se encuentra en el mismo local en que la máquina realiza el trabajo.

En la práctica, se adoptan los siguientes valores según 3 casos específicos:

- Motor y trabajo en el local acondicionado: 700 kcal/CV
- Motor en el local y trabajo en el exterior: 70 kcal/CV
- Motor en el exterior y trabajo en el local: 630 kcal/CV.

3) GANANCIA DE CALOR SENSIBLE EN CONDUCTOS

La ganancia de calor sensible por conductos, dependen del grado de aislamiento de los mismos y de la envergadura de la instalación.

También se producen pérdidas de aire que dependen del tipo de construcción y calidad de la mano de obra empleada.

En general se *adopta* para tener en cuenta estos factores un suplemento Zc, que varía del 5 al 10 % de la cantidad de calor sensible por transmisión y efecto solar del local a acondicionar.

4) GANANCIA DE CALOR POR DIVERSOS APARATOS

En el cálculo deben tenerse en cuenta los distintos aparatos que disipan calor en los ambientes.

En general, es importante considerar los datos de consumo y disipación dados en las chapas de los fabricantes. A falta de otros datos a continuación se detallan algunos valores, los que deben tomarse sólo en forma estimada con los ajustes que para cada caso se considere conveniente efectuar.

Los artefactos a tener en cuenta sólo son aquellos que se estima funcionarán a la hora del cálculo térmico que se está realizando. Por ejemplo, si se está ejecutando el cálculo a las 10 horas, puede estimarse que a esa hora no funciona el televisor. Sin embargo, siempre hay que prever alguna eventualidad, siendo conveniente, en lo posible, considerar todos los factores que intervienen como buena práctica de diseño (cuadro 10-III).

CUADRO 10-III. DISIPACIÓN DE DIVERSOS APARATOS.

- Televisor a color 300 Watts.
- Televisor (blanco y negro) transistor 80 Watts.
- Heladera común 200 Watts.
- Heladera con freezer 360 Watts.
- Aspiradora 500 Watts.
- Ventilador 50 a 150 Watts.
- Centro musical 150 Watts.
- Plancha 700 Watts.
- Proyector de diapositivas 500 a 1.500 Watts.
- Lámparas vapor mercurio 200 a 500 Watts.
- Cafetera 250 kcal/h (200 sensible y 50 latente).

La suma de los calores sensibles de las cargas externas y las internas, constituye la *ganancia de calor sensible del interior del local*, denominada QSi.

La suma de los calores latentes de las cargas internas, constituye la *ganancia de calor latente del interior del local*, denominada QLi.

La ganancia de calor total del interior del local, se denomina Q_{Ti} y vale:

$$Q_{Ti} = Q_{Si} + Q_{Li}$$

C) Cargas del aire exterior

El aire caliente exterior que se introduce en verano en el sistema de acondicionamiento es una ganancia de calor muy importante.

En un ambiente, el aire sufre ciertas modificaciones producidas por los ocupantes, reduciéndose el contenido de oxígeno y aumentando la cantidad de anhídrido carbónico, debido a los procesos respiratorios, transpiración, etc.

Se establece en los proyectos, entonces, que el aire exterior que penetra genere en el sistema una *renovación permanente del aire en circulación*.

Este aire nuevo que se introduce es uno de los requisitos básicos que debe cumplir la instalación de aire acondicionado, y su cantidad dependerá del número de personas, del tipo de ocupación y trabajo que se realiza en el ambiente.

Una forma práctica para determinar el aire nuevo necesario para satisfacer las condiciones de ventilación, consiste en estimarlo como *porcentaje del caudal de aire total en circulación en el sistema de acondicionamiento*.

En la tabla del cuadro 11-III, se indican los porcentajes que normalmente se adoptan en la práctica en función del tipo de local.

CUADRO 11-III. PORCENTAJES (a %) DE AIRE EXTERIOR DE VENTILACIÓN CON RESPECTO AL AIRE EN CIRCULACIÓN.

Locales con muchas personas	25 al 30 %
Locales para edificios de oficinas	15 al 25 %
Locales para edificios de vivienda	10 al 20 %

De esa manera, entonces:

$$C_a = a \% C,$$

donde:

C_a : caudal de aire nuevo (m^3/min);
 a : porcentaje de aire nuevo (cuadro 11-III);
 C : caudal de aire en circulación (m^3/min).

Por supuesto, para estimar el porcentaje a de ventilación deben analizarse, con detenimiento, los casos particulares de cada aplicación.

Por ejemplo, en un local de un hospital con enfermos infecciosos, se requiere un 100 % de aire exterior.

En los cálculos siempre es necesario verificar si se cumple con *requisitos de ventilación mínimos*, que suelen establecerse reglamentariamente, por los Códigos Municipales o la Ley de Seguridad e Higiene en el Trabajo para aplicaciones industriales.

Generalmente se establece ese caudal mínimo *por persona*, teniendo en cuenta el *grado de fumadores* que existen en los locales, en el caso de instalaciones de confort.

Así, en el cuadro 12-III, se incluye una tabla en la que se indican valores prácticos recomendados de aire nuevo mínimo en m^3/min por persona en función del tipo de local.

CUADRO 12-III. REQUERIMIENTOS DE AIRE NUEVO MÍNIMOS (m^3/min persona).

<i>Personas fumando, normales según el tipo de locales</i>	
Lugares de trabajo en general	0,5
Restaurantes y lugares afines	0,4
Oficinas generales	0,5
Oficinas privadas	0,6
Oficinas privadas (fumando considerablemente)	0,8
Bibliotecas	0,5
Salas de operaciones	2
Salas de baile, boites, cabarets	1,5
Teatros, cines, auditorios	0,6

En la práctica suele adoptarse para departamentos u oficinas un valor mínimo de $0,5 m^3/min$ persona, teniendo en cuenta una cantidad normal de personas fumando dentro de los locales.

Resumiendo, entonces, se estima el caudal de aire nuevo sobre la base del caudal circulado, efectuándose una verificación de que se cumple con los requisitos de aire de ventilación mínimo por personas.

Por supuesto, *hay que conocer el aire circulado en el sistema de acondicionamiento*, que se calcula en función del calor sensible a extraer en los espacios acondicionados, tal como se analizó en el capítulo II.

Debe aclararse que el porcentaje mínimo en edificios comunes *no conviene establecerlo menor del 10 %*, dado que por la falta de hermeticidad de locales, conductos, persianas, etc., siempre hay una cantidad mínima de aire que penetra en el sistema de acondicionamiento.

Dado que el aire penetra por las tomas de aire de los equipos, se genera en los locales una sobrepresión, que hace filtrar el aire del interior al exterior de los locales, por lo que sólo en casos de excepción se efectúa el cálculo de infiltraciones a través de las aberturas, como se analizó al describir el método del balance térmico de calefacción.

Una vez determinado el caudal de aire a introducir, *debe estudiarse la ganancia de calor que este aire aporta al sistema.*

Una consideración importante es que *esta carga la toma directamente el equipo acondicionador*, por lo que *es independiente de la carga sensible o latente de los locales acondicionados.*

Cuando se efectuó el análisis del contenido de calor o entalpía del aire húmedo en el Capítulo II, se había establecido que el mismo es la suma de la cantidad de calor del aire seco, más la cantidad de calor del vapor de agua de la mezcla.

Se analizarán ambos calores en forma particular:

a) Calor sensible del aire seco exterior (Qse)

Se había demostrado anteriormente (ver capítulo II, cálculo del caudal de aire de impulsión) que el calor sensible del aire seco puede expresarse mediante la siguiente ecuación simplificada:

$$Q_{se} = 17 \cdot Ca (t_e - t_i),$$

donde:

Qse: calor sensible del aire exterior (kcal/h);
17: factor que se considera constante;
Ca: caudal de aire exterior (m³/min);
te: temperatura del aire exterior (°C);
ti: temperatura del aire interior (°C).

b) Calor latente del aire exterior (Qle)

Se había analizado en el capítulo II que el calor total del vapor de agua del aire es igual al calor sensible del líquido, más el calor latente del vapor de agua, más el calor sensible de recalentamiento.

Para simplificar el cálculo y sin variaciones importantes dentro de las aplicaciones prácticas, puede despreciarse por su pequeña incidencia el calor sensible del líquido y el de recalentamiento, considerando solamente el *calor latente de vaporización.*

Si se establece una cantidad de aire exterior horaria o gasto (kg/h), que penetra en el sistema, el calor latente vale:

$$Q_{le} = Clv \cdot Gh (h_e - h_i),$$

siendo:

Qle: calor latente del aire exterior (kcal/h);
Gh: cantidad de aire horaria (kg/h);
Clv: calor latente de vaporización a la temperatura que se produce la misma o temperatura de bulbo húmedo (TBH), por kg de aire seco (kcal/kg);
he: humedad específica del aire exterior (kg/kg);
hi: humedad específica del aire interior (kg/kg).

Se había mencionado que para medir la cantidad de aire que circula, se emplea la unidad de caudal (Ca) en m³/min, de modo que:

$$Gh = Ca \cdot \gamma \cdot 60.$$

El peso específico γ del aire normal (15 °C) se toma igual a 1,2 kg/m³. Además, el calor latente de vaporización (Clv) para aire normal (15 °C) vale: 586,5 kcal/kg (cuadro 3-II).

Por otra parte, la humedad específica se da en la unidad g/kg en lugar de kg/kg, por lo que se debe dividir la ecuación por 1.000.

En resumen, la ecuación queda:

$$Q_{le} = \frac{586,5 \times 60 \times 1,2}{1.000} Ca (h_e - h_i);$$

Por lo tanto:

$$Q_{le} \cong 42 \cdot Ca \cdot (h_e - h_i) \text{ (kcal/h)}.$$

Calor total del aire exterior

La cantidad de calor total de ganancia del equipo por el aire exterior valdrá entonces:

$$Q_{Te} = Q_{se} + Q_{le} \text{ (kcal/h)}.$$

Por todo lo expuesto, la ganancia de calor total (QT) para la selección del equipo de aire acondicionado, será la suma de las ganancias de calor total del interior del local más el calor total del aire exterior.

Así:

$$Q_T = Q_{Ti} + Q_{Te}.$$

La selección del equipo se efectúa en frigorías/hora, o en toneladas de refrigeración, dividiendo el calor total QT por 3.000, indicándose en el Capítulo X, las características y dimensiones aproximadas.

Variabilidad de las cargas de aire acondicionado

Las cargas de refrigeración varían mucho durante el día y dependen fundamentalmente de las condiciones exteriores, por lo que un cálculo efectuado correctamente *requiere estimar las ganancias de calor a distintas horas del día* con objeto de determinar la variación de

las mismas, y en qué momento se produce la condición más desfavorable.

Sin embargo, la carga máxima de refrigeración necesaria para el edificio generalmente no se produce en el momento en que el mismo recibe más calor, sino un cierto tiempo después.

En efecto, en general la masa de edificio, por su propia inercia, permite almacenar durante el lapso de algunas horas el calor exterior, amortiguando de esa manera las condiciones exteriores más críticas.

El calor que se transmite a través de muros, techos, etc., requiere un cierto tiempo en propagarse al interior del edificio, tiempo que debe tenerse en cuenta en los cálculos.

Esta inercia en los edificios se denomina *efecto volante* o *efecto de almacenamiento* (fig. 5-III).

En algunos casos particulares suele aprovecharse este efecto para diseñar un equipo más económico, menor que la carga máxima, pero trabajando la mayor parte del día, lo que permite un sub-enfriamiento del edificio cuando las condiciones de cargas exteriores no son rigurosas, contrarrestando, de esa forma, los picos máximos que se producen.

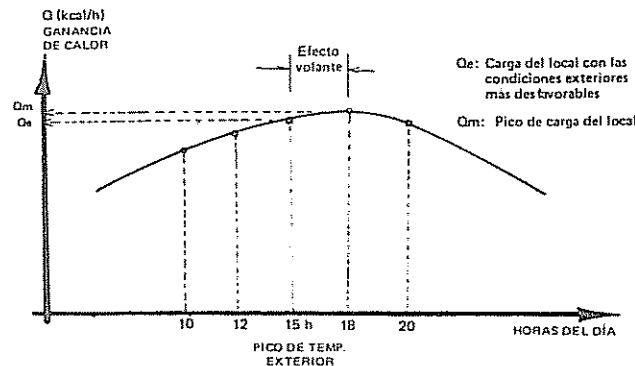


FIG. 5-III. Gráfico de ganancias de calor de un local durante distintas horas del día. Se observa el desfase entre las condiciones exteriores más desfavorables que se producen a las 15 h, y el pico de ganancia del local.

Se debe dejar establecido que en el análisis de la carga de acondicionamiento de verano, no basta simplemente con determinar la carga total, o sea la suma de todas las ganancias de calor. Se debe establecer con precisión, cuál es la carga sensible y latente, con el fin de circular las cantidades adecuadas de aire acondicionado, y elegir correctamente el equipo de refrigeración.

Ejemplo de cálculo de las cargas de acondicionamiento de aire

Supóngase que se quiere acondicionar en verano una oficina ubicada en la ciudad de Buenos Aires.

La característica de la planta es la indicada en la figura 6-III. Se establecen las siguientes condiciones externas e internas para el cálculo:

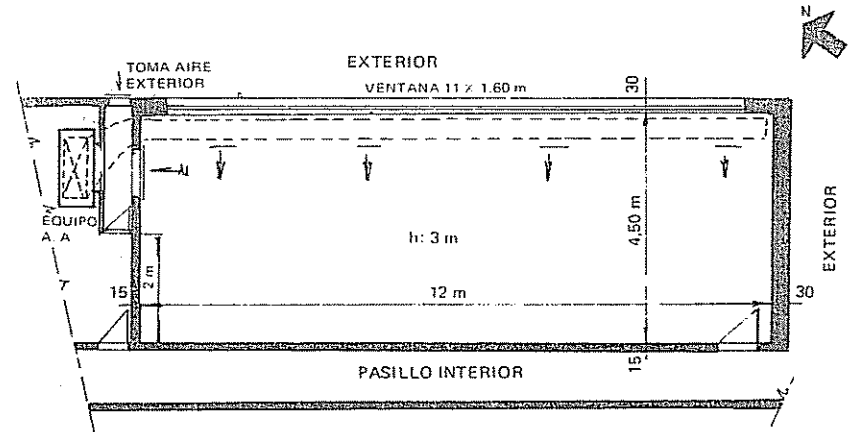


FIG. 6-III

- Exterior: (15 h) 35 °C y 40 % HR (he = 14 g/kg).
- Interior: 25 °C y 50 % HR (he = 10 g/kg).
- Cantidad de aire nuevo: 0,5 m³/min persona.
- Variación diaria de temperatura: 11 °C.
- Cantidad de personas: 10. Iluminación 20 Watts/m²
- Ventana: 11 x 1,60 protegida con cortina exterior.

Coefficientes de transmisión K, según Norma IRAM 11.601 (cuadro 3-I).

- Pared exterior mampostería 30 cm: 1,62 kcal/h m² °C
- Pared interior mampostería 15 cm: 2,30 kcal/h m² °C
- Vidrio común: 5 kcal/h m² °C
- Techo losa cerámica: 1,50 kcal/h m² °C

Puerta interior, se la considera incluida dentro del área de la pared. Piso sobre tierra, no se establece ganancia de calor en estos casos, atento a que la temperatura de los mismos se encuentra algo por debajo de la temperatura del aire del local. En caso de pisos en los que en la parte inferior existe otro local no acondicionado, sí se considera la ganancia.

Locales no acondicionados. Se estima una temperatura de 3 °C menor que la del aire exterior.

Se considera computadoras y copadoras con una disipación de 4.000 kcal/h.

En la planilla de la figura 7-III se ha desarrollado el procedimiento de cálculo descrito, llegándose a los siguientes resultados:

1) *Ganancia de calor sensible del interior del local (QSi)*

- a) *Ganancias de calor externas*
- Transmisión y efecto solar

4.323 kcal/h

Edificio: Ciudad Buenos Aires		Latitud: 35°	Hora: 15	TBS ext: 25 °C	HR ext: 40 %	HesDext: 14 g/kg			
Piso: P.bajo Local: Oficina				TBS int: 25 °C	HR int: 50 %	HesDint: 10 g/kg			
		ΔT: 10 °C				AG: 4 g/kg			
LADO	i	2	3	4	5	6	7	8	9
orientación									
	DIMENSIONES DEL LADO (metros)	AREA TOTAL DEL LADO mts 2	AREA PARED AREA VIDRIO	KP Δte	KV Δt	Conducción 4x5x6 (Kcal/h)	Coeficientes Hora (15)		Radiación Ax C x i (Kcal/h)
A	Ne 12 x 3	36	184 167	13	388				
			17.6 5	10	880	0.30	32	469	
B	Se 4.5 x 3	13.5	135 152	9	197				
C	Iis 1.4 x 3	4.2	42 23	(22.25)	676				
D									
E									
F									
G									
Techo	12 x 4.5	54	54 1.6	20	1620				
Piso									
				Total Conducción	3761	Total Radiación	169		

CARGA SENSIBLE INTERIOR	10	CONDUCCION	COLUMNA 7	3761
	11	RADIACION	COLUMNA 9	169
	12	SUB TOTAL	Σ 7 QS	3930
	13	PERD. COND.	$\frac{17 \times 20 \times 10}{3930} \times 393$	393
	14	PERSONAS	$\frac{10 \times 55}{3930} \times 55$	550
	15	ARTEFACTOS	$\frac{20 \times 54 \times 0.86}{3930} \times 929$	929
	16	MOTORES	HP x factor	—
	17	OTRAS FUEN	Computador Copiador	4000
18	TOTAL	QSi (12 + 17)	9802	

CARGA LATENTE INTERIOR	19	PERSONAS	$\frac{10 \times 45}{10} \times 45$	450
	20	OTRAS FUEN	—	—
	21	TOTAL	QLi (19 + 20)	450

Factor Calor Sensible		Caudal m ³ /min
FCS = $\frac{QSi(18)}{QSi + QLi}$	0.956	$\frac{QSi(18)}{17(ta - ti)}$ = 60
Q Sens aire ext	factor x caudal x Δt	17 x 0.2 x 60 x 10 = 2040
Q Lat. aire ext	factor x caudal x Δh	4.2 x 0.2 x 60 x 4 = 2016
QTE exterior	TOTAL QTE (22 + 23)	4056
Q TOTAL = QSi + QLi + QTE	24 TON.	$\frac{Q TOTAL}{3000}$ = 5
Q TOTAL	14.308 TONELADES	

ESTIMACIÓN DE LA CARGA DE REFRIGERACIÓN

FIG. 7-III.

b) Ganancias de calor internas

- Personas 550 kcal/h
- Iluminación 929 kcal/h
- Computadoras y copiadoras 4.000 kcal/h

QSi: ganancia de calor sensible interior 9.802 kcal/h

2) Ganancia de calor latente del interior del local (QLi)

QLi: ganancia de calor por personas 450 kcal/h

3) Ganancia de calor total del interior del local (QTi)

$$QTi = QSi + QLi = 9.802 + 450 = 10.252 \text{ kcal/h}$$

4) Ganancia de calor total del equipo por el aire exterior (QTe)

Primeramente es necesario determinar la cantidad de aire que debe impulsarse al local. Para ello debe calcularse:

a) Factor de calor sensible (FCS)

$$FCS = \frac{QSi}{QSi + QLi} = \frac{QSi}{QTi} = \frac{9.802}{10.252} = 0,956.$$

b) Determinación de la temperatura del aire de impulsión (ti)

Se considera un serpentín de 4 hileras, por lo que se supone que el aire sale del mismo con un porcentaje de saturación o humedad relativa aproximada del 85 % (ver capítulo II).

La temperatura del aire de impulsión aplicando el ábaco psicrométrico de la figura 10-II y el procedimiento descrito en el esquema de la figura 21-II es ti = 15,4 °C.

c) Caudal a impulsar al local (C)

$$C = \frac{QSi}{17 (ta - ti)} = \frac{9.802}{17 (25 - 15,4 \text{ °C})} = 60 \text{ m}^3/\text{min.}$$

d) Caudal de aire nuevo para ventilación (Ca)

Tratándose de un local para oficinas administrativas, puede estimarse, de acuerdo a la tabla del cuadro 11-III un porcentaje de aire exterior del 20 % del caudal de aire circulado.

De esa manera:

$$Ca = a \% C = 0,20 \times 60 = 12 \text{ m}^3/\text{min.}$$

Debe verificarse que dicha cantidad de aire exterior satisfaga los requisitos mínimos de ventilación, que se estima para este local en 0,5 m³/min por persona.

Así, entonces, el caudal de aire mínimo sería de:

$$0,5 \text{ m}^3/\text{min persona} \times 10 \text{ persona} = 5 \text{ m}^3/\text{min}.$$

Por ello, entonces, se adopta directamente el caudal calculado anteriormente $Ca = 12 \text{ m}^3/\text{min}$.

e) *Ganancia de calor sensible del aire exterior (Qse)*

$$Qse = 17 \cdot Ca \cdot (te - ti) = 17 \times 12 \times (35 - 25) = 2.040 \text{ kcal/h}.$$

f) *Ganancia de calor latente del aire exterior (Qle)*

$$Qle = 42 \cdot Ca \cdot (he - hi) = 42 \times 12 \times (14 - 10) = 2.016 \text{ kcal/h}.$$

g) *Ganancia de calor total del aire exterior (QTe)*

$$QTe = Qse + Qle = 2.040 + 2.016 = 4.056 \text{ kcal/h}.$$

5) *Ganancia total de calor del sistema de acondicionamiento (QT)*

— Ganancia del calor total del interior del local:	$Q_{Ti} = 10.252 \text{ kcal/h}$
— Ganancia del calor total del aire exterior:	$Q_{Te} = 4.056 \text{ kcal/h}$
— Ganancia de calor total del sistema:	$Q_T = 14.308 \text{ kcal/h}$

6) *Selección del equipo de aire acondicionado*

Se adopta un equipo de aire acondicionado de 15.000 frig/h, o también: $\frac{15.000 \text{ frig/h}}{3.000} = 5$ toneladas de refrigeración.

Se selecciona un equipo de refrigeración, cuyas características se indican en el Capítulo X.

Resolución del problema aplicando el ábaco psicrométrico

En el esquema de la figura 8-III se analiza el proceso, utilizando el ábaco de la figura 10-II.

La ganancia total de calor del equipo, se determina teniendo en cuenta la diferencia de entalpía total del aire, que comprende desde el *punto de mezcla (M)* antes de la batería de refrigeración y el *punto de impulsión (I)* del aire al local, después de la batería.

El *punto de mezcla M*, está determinado por la mezcla del aire del interior de retorno del local y el aire exterior, estableciéndoselo

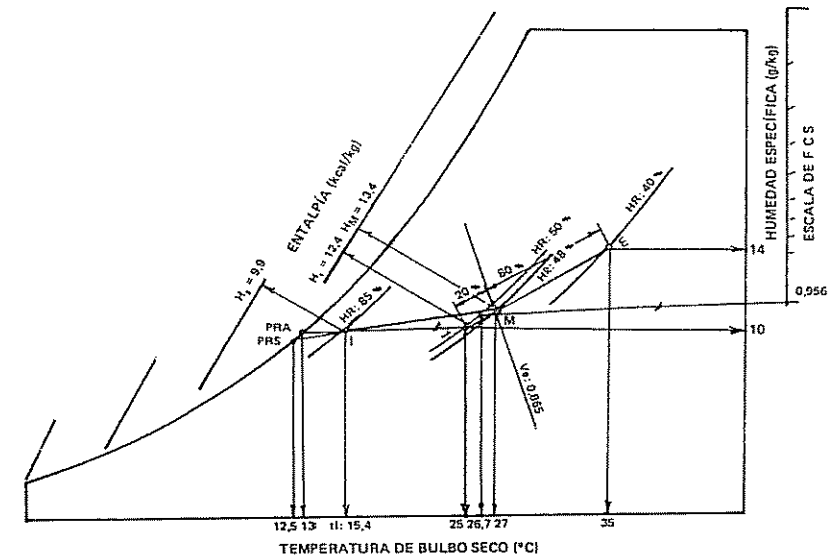


FIG. 8-III.

sobre la recta que une los dos puntos de condición, de acuerdo al procedimiento explicado en el esquema de la figura 18-II.

Así: el *punto M* es de 27 °C y 48 % HR : $HM = 13,4 \text{ kcal/kg}$; $Ve = 0,865 \text{ m}^3/\text{kg}$.

El *aire de impulsión I* es de 15,4 °C y 85 % HR : $HI = 9,9 \text{ kcal/kg}$.

De ese modo: $H = (HM - HI) Gh$.

Siendo Gh la cantidad de aire en kg/h. El mismo vale:

$$Gh = \frac{60 \text{ m}^3/\text{min} \times 60 \text{ min/h}}{Ve (0,865 \text{ m}^3/\text{kg})} \cong 4.160 \text{ kg/h}.$$

O sea:

$$H = (13,4 - 9,9) 4.160 \text{ kg/h} = 14.560 \text{ kcal/h}.$$

Prácticamente da el mismo valor anterior, produciéndose la pequeña diferencia por desfases en la lectura del ábaco.





CAPÍTULO IV

CÁLCULO DE ELEMENTOS DE INSTALACIONES DE CALEFACCIÓN

Cálculo de radiadores

La cantidad de calor que cede un radiador puede expresarse mediante la ecuación fundamental de la transmisión del calor:

$$Q = K A (t_p - t_a),$$

donde:

- Q: cantidad de calor emitido por el radiador (kcal/h);
- K: coeficiente de transmisión de calor del radiador (kcal/h m² °C);
- A: área exterior del radiador (m²);
- t_p: temperatura promedio del fluido calefactor (°C);
- t_a: temperatura del aire del local (°C).

Temperatura promedio del radiador: es función del fluido calorífico que se utilice.

En general, para calefacciones por vapor dicha temperatura es igual a la correspondiente a la presión del vapor (cuadro 5-VII). En calefacciones por agua caliente corresponde a la media aritmética entre la temperatura de entrada y salida (t_e y t_s).

$$t_p = \frac{t_e + t_s}{2}$$

Puede considerarse:

- Vapor a baja presión
- Agua caliente, circulación natural (t_e: 90, t_s: 70 °C)
- Agua caliente, circulación forzada (t_e: 90, t_s: 80 °C)

t _p
100 °C
80 °C
85 °C

Coefficiente de emisión o transmisión K del radiador

Este coeficiente comprende el pasaje de calor del fluido calefactor al aire del ambiente (fig. 1-IV).

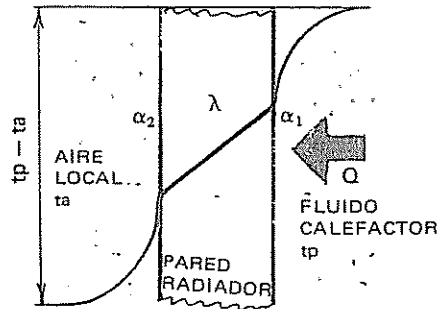


FIG. 1-IV.

Si se considera la pared de un radiador, el pasaje de calor se efectúa teniendo en cuenta los tres sistemas de transmisión:

Así, en dicho coeficiente se encuentran involucrados:

- α_1 : coeficiente de convección o superficial del fluido de calefacción (agua caliente o vapor) a la cara interna del radiador;
- λ : coeficiente de conducción o conductibilidad térmica a través del material;
- α_2 : coeficiente de convección y radiación o superficial de la cara externa del radiador al ambiente.

En la práctica, la determinación exacta del valor de K es difícil, porque, además, es variable con la temperatura.

En general, suelen determinarse valores prácticos que incluyen K ($t_p - t_a$), a la que se denomina rendimiento η del radiador.

La unidad de η es: kcal/h m².

De esa manera, en la ecuación anterior, se puede despejar el área del radiador, quedando:

$$A = \frac{Q}{\eta} \text{ (m}^2\text{)}.$$

El valor del rendimiento de los radiadores η surge de análisis de laboratorio realizados sobre radiadores de hierro fundido ubicados en lo que se llama *emplazamiento normal*, que consiste en el radiador a la vista en el local, separado 4 cm de la pared y a 7 cm de altura con respecto al piso (fig. 2-IV).

Realizados análisis prácticos para un radiador de cuatro columnas de hierro fundido de 76 cm de altura en un local a una tempera-

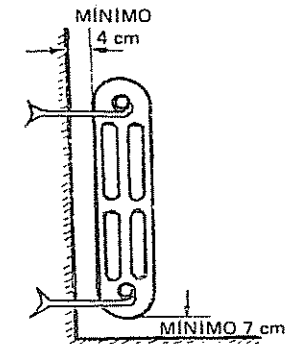


FIG. 2-IV.

tura de 20 °C del aire y trabajando con una temperatura promedio del fluido calefactor de 80 °C, se considera que el mismo tiene un rendimiento η : de 450 kcal/hm², para un radiador de 10 secciones.

Resumiendo, entonces:

Para $(t_p - t_a) = 80 - 20 \text{ °C} = 60 \text{ °C}$ η vale 450 kcal/hm².

CORRECCIONES A EFECTUAR POR DISTINTAS CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO

Las variaciones de las características constructivas de los radiadores, ya sea número de columnas, altura, número de secciones, etc., no varían sensiblemente el rendimiento de los mismos.

Sin embargo, es necesario efectuar correcciones por dos aspectos fundamentales que son las distintas temperaturas de trabajo y sus diversas condiciones de emplazamiento.

Corrección por distintas temperaturas de trabajo

El rendimiento del radiador va a variar de acuerdo a las distintas diferencias de temperatura ($t_p - t_a$) de funcionamiento.

Los coeficientes de corrección por ese concepto se representan en el gráfico de la figura 3-IV, que se detalla seguidamente. El mismo, por supuesto, es 1 para $(t_p - t_a) = 60 \text{ °C}$, aumentando a medida que dicha diferencia de temperatura aumenta y siendo menor que la unidad en caso de que la misma disminuya.

$$\eta = c \times 450 \text{ kcal/hm}^2.$$

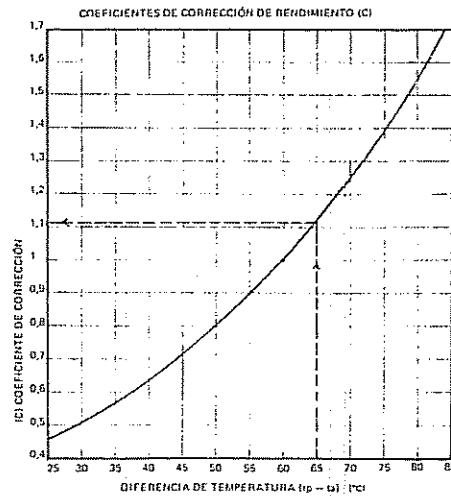


FIG. 3-IV.

Ejemplos

Supóngase que se tiene una temperatura de aire $t_a = 20\text{ }^\circ\text{C}$.

Si se analizan las temperaturas promedio t_p indicadas precedentemente, para los distintos casos de instalaciones se tienen los siguientes rendimientos η (kcal/hm²), aplicando los coeficientes de corrección de la figura 3-IV.

- Agua caliente circulación natural ($t_p - t_a$) = 60 °C $c = 1$ $\eta = 450$ kcal/hm²
- Agua caliente circulación forzada ($t_p - t_a$) = 65 °C $c = 1,11$ $\eta = 500$ kcal/hm²
- Vapor a baja presión ($t_p - t_a$) = 80 °C $c = 1,55$ $\eta = 700$ kcal/hm²

De modo que para los casos comunes pueden adoptarse directamente estos valores de rendimiento.

Correcciones a la cantidad de calor Q suministrada por el radiador en función de su emplazamiento

Se había mencionado precedentemente que los rendimientos corresponden a un radiador de emplazamiento normal, que es el que se indicaba en la figura 2-IV.

Sin embargo, los mismos suelen ubicarse empotrados en la pared o cubiertos con protecciones especiales. En tal caso, es necesario tener en cuenta cierta pérdida de rendimiento.

Pueden considerarse los siguientes casos básicos que podrán asimilarse a casos particulares que se presenten.

1) *Radiador con saliente superior o tapa superior*: en este caso se considera una pérdida de rendimiento de aproximadamente el 5 % del caso común, debido a que se afecta la convección natural (fig. 4-IV).

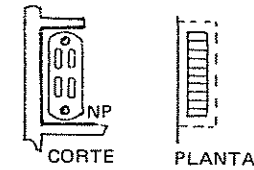


FIG. 4-IV.

2) *Radiador empotrado sin tapa*: la cantidad de calor a emitir por el radiador se reduce aproximadamente un 10 % del caso común, ya que aún más que el anterior se afecta la componente convectiva de cesión de calor (fig. 5-IV).

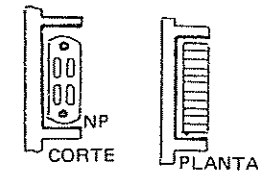


FIG. 5-IV.

3) *Radiador con tapa o empotrado con tapa*: en estos casos las separaciones de pared y piso deberán ser las indicadas para el radiador común. En el caso de empotrados con tapa, las rejillas deben tener el largo del radiador y su altura no debe ser menor que 2/3 de la profundidad del nicho (fig. 6-IV). En el caso de empotrado con rejilla arriba,

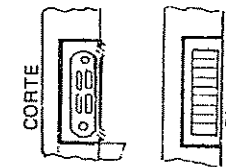


FIG. 6-IV.

el alto de la rejilla debe ser como mínimo el ancho del nicho (fig. 7-IV).

La reducción de la emisión de calor se estima del 15 al 20 % del radiador común, atento a que se agrega una disminución de los componentes de radiación.

Si se utiliza chapa lisa o chapa acanalada los rendimientos no varían.

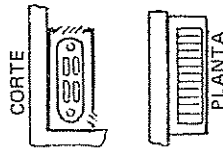


FIG. 7-IV.

Otro de los factores que influyen en el rendimiento de los radiadores es la pintura que se le aplique.

Pintura de colores claros o a base de aluminio con que se suelen pintar los radiadores, hacen disminuir la componente radiante de emisión.

Sin embargo, esa disminución en realidad no es significativa, dado que la componente radiante de emisión del radiador es pequeña, aproximadamente del 10 al 20 % de la cantidad de calor suministrada.

Ejemplo de cálculo

Supóngase calcular un radiador para un local cuyo balance térmico estableció que es necesario suministrar en invierno: $Q = 1.600 \text{ kcal/h}$.

Debe elegirse el modelo de radiador a utilizar, por lo que se supone emplear un radiador de las características indicadas en la figura 8-IV, de hierro fundido con cuatro columnas de 76 cm de altura.

La ubicación se supone a la vista, emplazamiento normal.

La temperatura del aire que sirvió de base para el balance térmico es de 20°C .

Como fluido calefactor se utiliza agua caliente circulación forzada con una temperatura de entrada del agua de 90°C y 80°C de salida, por lo que la temperatura promedio del fluido es de 85°C .

DETERMINACIÓN DEL RENDIMIENTO: η (kcal/hm²)

El rendimiento para un radiador de hierro fundido, con emplazamiento normal, es para $(t_p - t_a) = 60^\circ\text{C}$:

$$\eta = 450 \text{ kcal/hm}^2.$$

Corrección por temperatura

En el caso del ejemplo, la diferencia de temperatura $(t_p - t_a)$ vale: $85 - 20 = 65^\circ\text{C}$.

De acuerdo al gráfico ya visto de la figura 3-IV, el coeficiente c de corrección del rendimiento vale 1,11;

Corrección por emplazamiento

No es necesario efectuar correcciones en este caso, dado que el radiador está ubicado en emplazamiento normal.

De modo que el rendimiento del radiador valdrá:

$$\eta = c \times 450 = 1,11 \cdot 450 = 500 \text{ kcal/hm}^2.$$

CÁLCULO DEL ÁREA DEL RADIADOR

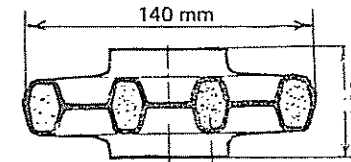
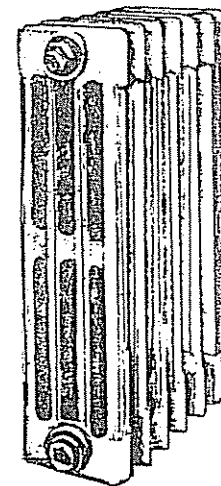
Con la fórmula:

$$A = \frac{Q}{\eta} = \frac{1.600 \text{ kcal/h}}{500 \text{ kcal/hm}^2} = 3,2 \text{ m}^2.$$

CÁLCULO DEL NÚMERO DE SECCIONES

$$\text{N}^\circ (\text{número de secciones}) = \frac{\text{Área radiador}}{\text{m}^2 \text{ radiador/sección}}$$

En el cuadro de la figura 8-IV, se indica que la sección para un radiador de 4 columnas y 76 cm de altura es de $0,24 \text{ m}^2$.



CORTE DE SECCION

DATOS FÍSICOS

Altura en mm	460	610	760	920
Área por sección m ²	0,14	0,19	0,24	0,29

FIG. 8-IV.

De esa manera:

$$\text{N}^\circ \text{ secciones} = \frac{3,2 \text{ m}^2}{0,24} = 14.$$

Se adopta un radiador de 14 secciones. Se indica: 14/IV/76.



CÁLCULO DE VERIFICACIÓN

Como se redondea el número de secciones a un número entero, es necesario efectuar el cálculo de la cantidad de calor realmente emitida por el radiador. Así:

$$Q^* = 14 \text{ sec.} \times 0,24 \text{ m}^2/\text{sec.} \times 500 \text{ kcal/hm}^2 = 1.680 \text{ kcal/h.}$$

Cálculo de convectores

Para la determinación del rendimiento de los convectores (fig. 9-IV) debe tenerse en cuenta que no es conveniente temperaturas de entrada de agua de calefacción menores de 85 a 90 °C, dado que el mismo baja mucho más notablemente que los radiadores.

El cálculo debe permitir determinar las dimensiones del nicho, aumentando, en general, la emisión de calor del convector, en relación directa a la altura del mismo.

Para las condiciones típicas $(t_p - t_a) = 60 \text{ °C}$ el rendimiento del convector puede considerarse en 350 kcal/hm^2 , pudiéndose emplear el gráfico de la figura 3-IV para corregir dicho rendimiento, en los casos en que esas diferencias de temperaturas $(t_p - t_a)$ sean mayores con el coeficiente c .

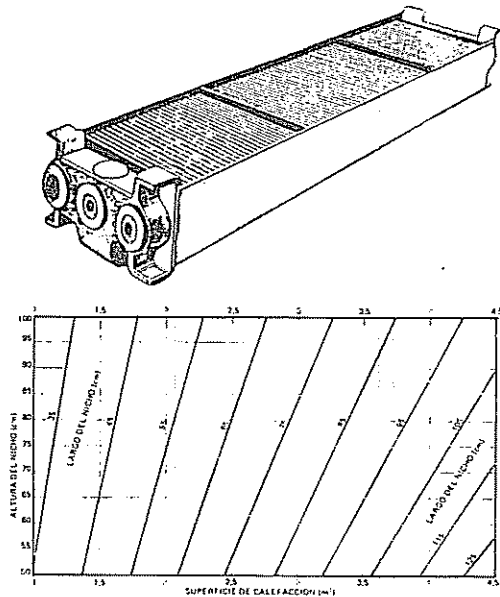


FIG. 9-IV. Gráfico de cálculo de convectores (Modelo ancho 8 cm).

De esa manera, se determina el área del convector con la fórmula ya vista anteriormente para radiadores:

$$A = \frac{Q}{\eta} \text{ (m}^2\text{)}.$$

Establecida el área del convector, con el gráfico de la figura 9-IV confeccionado para un modelo de convector de un ancho de 8 cm, puede determinarse las dimensiones del nicho.

Ejemplo de cálculo

Supóngase calcular un convector para un local, cuyo balance térmico estableció que es necesario suministrar en invierno: $Q = 1.100 \text{ kcal/h}$.

Se supone emplear un convector de 8 cm de profundidad de acuerdo a la figura 9-IV, fijándose una altura del nicho de 75 cm de altura que es la máxima que se puede realizar en virtud de la altura del antepecho de la ventana donde se emplazará el convector.

La temperatura del aire que sirvió de base para el balance térmico es de 20 °C.

Como fluido termodinámico se utilizará vapor a baja presión considerándose una temperatura promedio del calefactor en 100 °C.

DETERMINACIÓN DEL RENDIMIENTO: $\eta \text{ (kcal/hm}^2\text{)}$

El rendimiento de un convector para las condiciones de funcionamiento normal $(t_p - t_a) = 60 \text{ °C}$ vale: 350 kcal/hm^2 .

Corrección por temperatura

En el caso del ejemplo, la diferencia de temperatura $(t_p - t_a)$ vale: $100 - 20 = 80 \text{ °C}$.

De acuerdo al gráfico de la figura 3-IV, el coeficiente de corrección del rendimiento vale: 1,55.

De esa manera el rendimiento del convector valdrá:

$$\eta = c \cdot 350 = 1,55 \cdot 350 \cong 550 \text{ kcal/hm}^2.$$

CÁLCULO DEL ÁREA DEL CONVECTOR

Se determina con la fórmula ya vista:

$$A = \frac{Q}{\eta} = \frac{1.100}{550} = 2 \text{ m}^2.$$

DIMENSIONES DEL NICHÓ

La altura del nicho se había fijado en 75 cm, de manera que con el área (2 m²) y dicha dimensión se calcula el largo con la utilización del gráfico de la figura 9-IV, pudiéndose interpolar los valores.

De esa manera, el ancho del nicho es de 55 cm, con un área de 2 m².

Cálculo de calderas

En general, una vez determinada la capacidad en kcal/h necesaria para la instalación, y elegido el tipo de caldera que se utilizará, se efectúa la selección en función de los valores de cantidad de calor, suministrado por los distintos fabricantes.

La superficie de calefacción de una caldera se calcula en función de considerar un rendimiento de 8.000 a 12.000 kcal/hm², de acuerdo al tipo de calderas.

Las capacidades son establecidas sobre la base de resultados de ensayos determinados en nuestro país por las Normas IRAM.

La cantidad de calor necesaria para la instalación se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$Q_c = QT (1 + a + b) \text{ kcal/h,}$$

donde:

- Qc: cantidad de calor que deberá suministrar la caldera (kcal/h);
- QT: cantidad de calor de los dispositivos de calentamiento (kcal/h);
- a: pérdida por puesta en régimen (calentamiento del agua) (10 %);
- b: pérdida por aislación (15 a 20 %);
- (Se estima en general a + b = 30 %.)

En caso de tener que *seleccionar el quemador*, como ocurre cuando se proyecta una caldera convencional, en el caso en que el quemador se provee por separado, debe adicionarse al valor Qc un porcentaje, teniendo en cuenta la pérdida de rendimiento calorífico de la caldera propiamente dicha (calor de pérdida por los gases de combustión).

El rendimiento de la caldera se define por la relación:

$$\eta = \frac{Q_c}{Gh \cdot Pc}$$

en que:

- Qc: cantidad de calor suministrada por la caldera (kcal/h);
- Gh: cantidad de combustible por hora (kg/h o m³/h para gas);
- Pc: poder calorífico del combustible (kcal/kg o kcal/m³) (cuadro 1-IV).

CUADRO 1-IV. PODER CALORÍFICO INFERIOR (Pci) DE DISTINTOS COMBUSTIBLES.

Tipo	kcal/kg o kcal/m ³	Peso específico
Sólidos		
Leña dura	3.000 a 3.500 kcal/kg	200 kg/m ³
Turba	3.500 kcal/kg	250 kg/m ³
Lignitos	4.000 a 4.500 kcal/kg	750 kg/m ³
Hulla	7.000 a 7.500 kcal/kg	800 kg/m ³
Antracita	7.700 a 7.800 kcal/kg	850 kg/m ³
Coque	6.600 kcal/kg	350 kg/m ³
Líquidos		
Gas oil	10.900 kcal/kg	0,80 kg/l
Diesel oil	10.700 kcal/kg	0,85 kg/l
Mezcla (fuel-Diesel)	10.500 kcal/kg	0,87 kg/l
Fuel oil	10.300 kcal/kg	0,9 a 1 kg/l
Gaseosos		
Gas natural	9.000 kcal/m ³	0,60 kg/m ³
Gas envasado (grado 1)	22.380 kcal/m ³	1,52 kg/m ³
Gas envasado (grado 3)	27.842 kcal/m ³	1,90 kg/m ³

Ejemplo

Qc caldera: 100.000 kcal/h, de gas natural.
 Consumo de combustible: 14 m³/hora.
 Como el poder calorífico del gas natural es 9.000 kcal/m³:

$$\eta = \frac{100.000}{14 \times 9.000} = 0,79 \cong 80 \%$$

De modo que se pierde un 20 % de calor.

Por lo tanto, se le debe adicionar al quemador un 20 % más de la cantidad Qc, o sea debe tener una capacidad de 120.000 kcal/h.

Las figuras 10-IV a 15-IV y cuadros 2-IV a 7-IV muestran los detalles y tablas de características de calderas normalmente utilizadas y las figuras 16-IV y 17-IV y cuadros 8-IV y 9-IV modelos de quemadores a combustible líquido y gas natural.

CUADRO 2-IV. CAPACIDADES Y DIMENSIONES CALDERA HUMOTUBULAR DE FONDO SECO.

Superficie de calefacción m ²	Capacidad mil kcal/h con		Caldera Medidas en mm			Nivel de agua	Aislación m ²	Peso kg	Cap. agua litros
	agua	vapor	largo	ancho	alto				
11,2	135	120	1.893	920	1.806	1.475	7,5	1.100	650
12,5	155	136	2.023	920	1.806	1.475	8,0	1.150	730
13,8	170	150	2.153	920	1.806	1.475	8,5	1.280	800
14,7	185	160	2.293	920	1.806	1.475	8,8	1.320	860
16,1	200	180	2.473	920	1.806	1.475	9,5	1.400	930
18,1	225	200	2.623	920	1.806	1.475	10,0	1.520	1.030
20,0	240	220	2.156	992	1.976	1.422	9,0	1.800	960
23,0	280	250	2.381	992	1.976	1.422	9,5	2.000	1.130
25,4	320	280	2.586	992	1.976	1.422	10,2	2.200	1.240
29,0	360	320	2.517	1.100	2.140	1.832	11,5	2.400	1.530
33,5	410	360	2.718	1.100	2.140	1.832	12,5	2.600	1.700
37,5	480	420	2.997	1.100	2.140	1.832	13,5	2.900	1.950
42,0	520	460	2.768	1.270	2.430	2.052	13,8	3.200	2.380
45,5	570	500	2.918	1.270	2.430	2.052	14,2	3.400	2.400
50,0	620	550	3.118	1.270	2.430	2.052	15,0	3.600	2.700
54,0	675	600	2.818	1.420	2.430	2.052	16,0	4.000	2.730
61,0	810	700	3.148	1.420	2.430	2.052	17,5	4.350	2.750
63,0	850	750	3.298	1.420	2.430	2.052	18,0	4.600	2.930
72,5	910	800	3.522	1.536	2.698	2.205	18,5	5.000	2.960
74,0	970	850	3.822	1.536	2.698	2.205	18,8	5.100	3.000
81,0	1.060	930	3.223	1.670	2.698	2.205	19,0	5.300	3.300
87,0	1.100	1.000	3.343	1.670	2.698	2.205	21,0	5.500	3.650
97,0	1.280	1.120	3.633	1.670	2.698	2.205	22,0	6.200	4.400
104	1.440	1.250	3.843	1.670	2.698	2.205	25,0	7.000	5.000

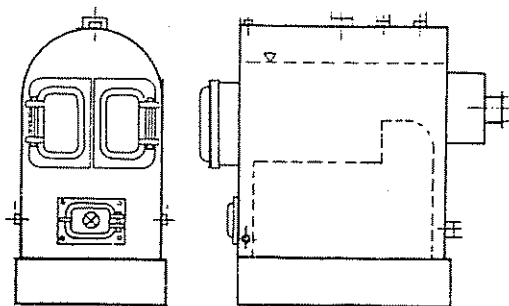


FIG. 10-IV.

CUADRO 3-IV. CAPACIDAD Y DIMENSIONES CALDERA INTEGRAL HUMOTUBULAR.

Capacidad kcal/h	Sup. cald. m ²	Peso aprox.	Diámetro mm	Alto mm
15.000	1,35	117	440	950
20.000	1,82	135	440	950
28.000	2,54	173	520	950
32.000	2,90	183	520	950
40.000	3,40	252	600	1.650
50.000	4,20	270	600	1.650
60.000	5,00	294	600	1.650
75.000	6,20	385	700	1.800
90.000	7,50	418	700	1.800
105.000	8,80	448	700	1.800
120.000	10,20	522	800	1.800
135.000	11,30	554	800	1.800
150.000	12,50	640	900	1.800
175.000	15,20	680	900	1.800

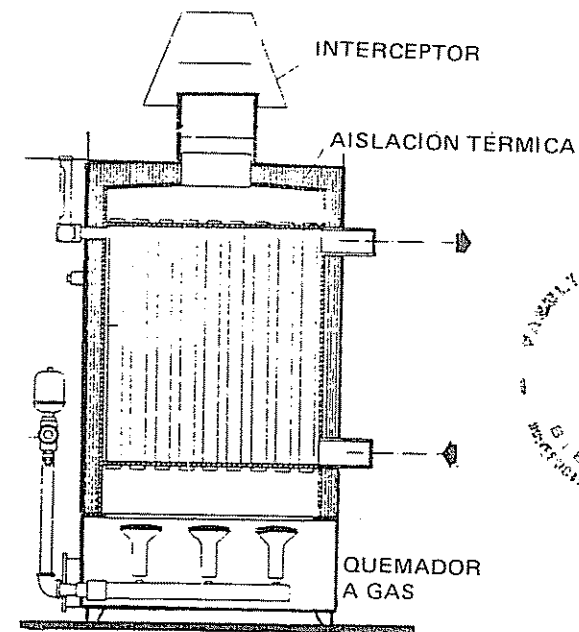


FIG. 11-IV. Caldera integral humotubular.

CUADRO 4-IV. CAPACIDAD Y DIMENSIONES CALDERA HUMOTUBULAR BAJO MESA DA "TIPO COCINA".

Capacidad kcal/h	Superficie calefaccion m ²	Ancho mm	Chimenea Diámetro mm	Peso aproximado kg
10.000	0,90	400	100	90
12.000	1,10	400	100	95
15.000	1,37	500	125	110
18.000	1,60	500	125	115
20.000	1,80	500	125	120
24.000	1,24	660	150	148
28.000	2,54	660	150	155
32.000	2,85	660	150	162

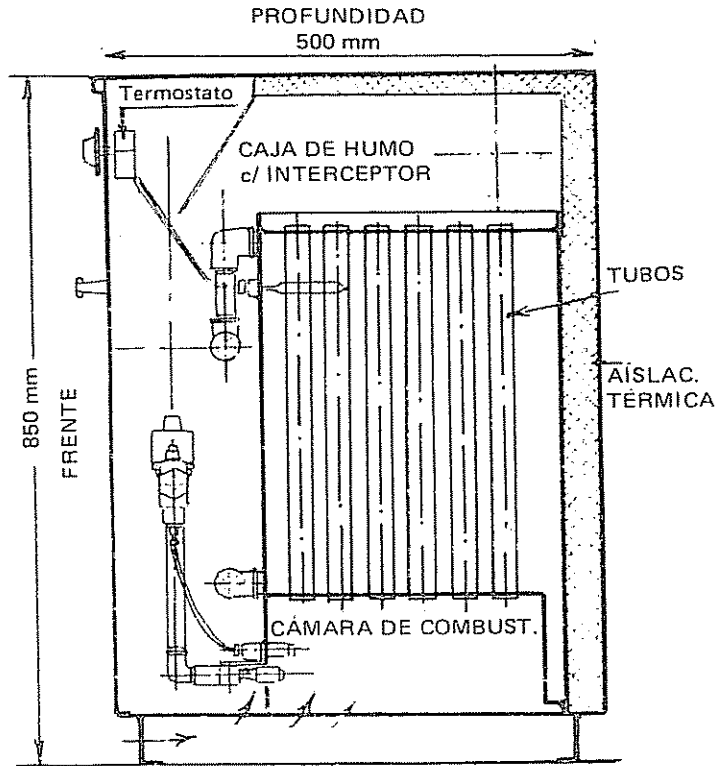


FIG. 12-IV.

CUADRO 5-IV. CALDERA CALEFÓN. CAPACIDADES Y DIMENSIONES.

Capacidad kcal/h	Dimensiones (mm)		
	Alto	Ancho	Profundidad
13.000	750	420	230
17.000	950	460	230

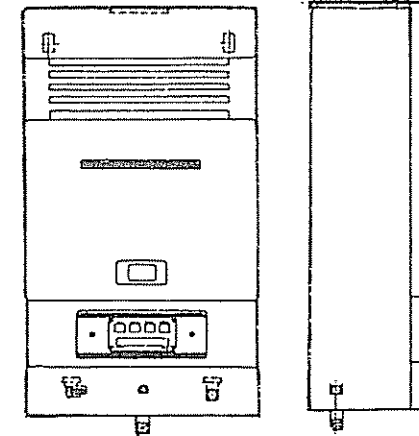


FIG. 13-IV.

CUADRO 6-IV. CAPACIDADES Y DIMENSIONES. CALDERA CELULAR.

Capacidad kcal/h	Sup. Calef. m ²	Alto mm	Ancho mm	Largo mm	Altura total c/base	Salida humos mm	Sup. aislar m ²	Peso aprox. kg
30.000	2,50	1.000	600	600	1.200	200	2,60	300
39.000	3,25	1.000	600	750	1.200	200	2,80	340
48.000	4,00	1.000	600	900	1.200	200	3,10	365
57.000	4,75	1.000	600	1.050	1.200	200	3,50	430
70.000	6,50	870	670	1.370	1.220	200	3,90	495
80.000	7,30	870	670	1.730	1.220	250	4,70	535
90.000	8,40	920	730	1.800	1.270	250	5,10	615
100.000	9,30	1.010	780	1.840	1.360	250	5,70	695

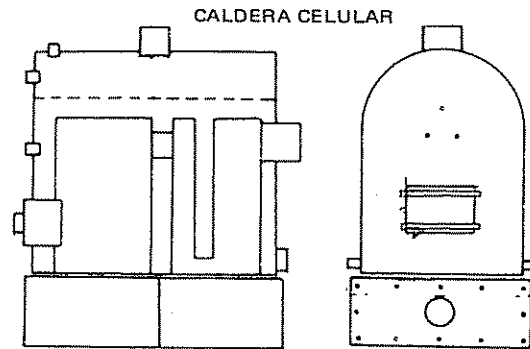


FIG. 14-IV.

CUADRO 7-IV. CAPACIDADES Y DIMENSIONES CALDERA SECCIONAL HIERRO FUNDIDO.

Cantidad de Elementos o Sección	Medidas en mm		Superficie de calefac. en m ²	Capacidad kcal/h		Peso aprox. en kg
	A	B		Total	Irradiación directa	
5	1.090	375	1,5	18.000	1.600	240
6	1.090	450	1,75	21.000	1.800	270
7	1.090	525	2,00	24.000	2.000	300
8	1.090	600	2,25	27.000	2.200	330

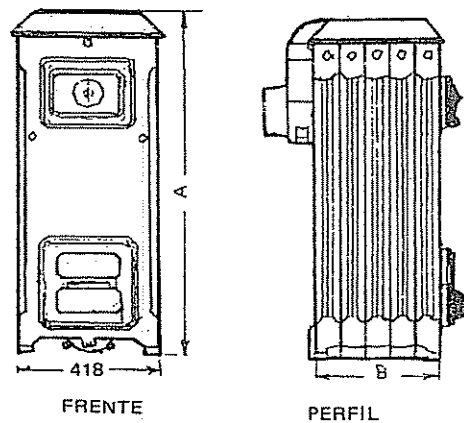


FIG. 15-IV.

CUADRO 8-IV. CAPACIDADES Y DIMENSIONES. QUEMADOR AUTOMÁTICO GAS OIL O DIESEL OIL.

Consumo en litros/h	Capacidad kcal/h	Motor HP	Ancho mm	Largo mm	Alto mm
6	60.000	1/6	460	520	420
14	140.000	1/4	550	630	500
22	220.000	1/2	580	670	540
30	300.000	1/2	660	750	550
50	600.000	1/2	660	750	550
70	700.000	1/2	660	750	550

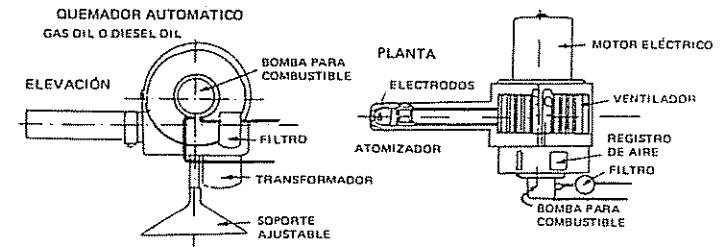


FIG. 16-IV.

CUADRO 9-IV. CAPACIDAD Y DIMENSIONES QUEMADORES ATMOSFÉRICOS GAS NATURAL.

Consumo máximo en m ³ /h de gas natural	Capacidad kcal/h	Medidas en mm	
		A (φ)	B
3,5	30.000	192	650
6,0	50.000	192	710
9,0	75.000	192	750
11,0	95.000	246	1.050
15,0	125.000	246	1.100
30,0	250.000	353	1.560
60,0	500.000	353	1.700
82,0	700.000	353	1.800

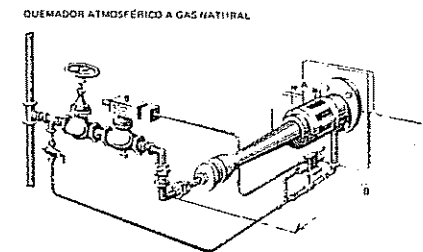


FIG. 17-IV.



Cálculo de chimeneas de calefacción

En las calderas el aire circula por la acción aspirante engendrada por la chimenea, denominada generalmente "tiro de la chimenea".

El tiraje se produce en forma natural por la diferencia de peso entre la columna de gases calientes que ocupa la chimenea y el aire frío que se encuentra en la misma.

Dicho tiraje debe ser lo suficientemente intenso como para mover la cantidad de aire requerida para la combustión y los gases quemados, venciendo todas las resistencias que se oponen a su paso.

Para la determinación de la sección interior de la chimenea se parte de la fórmula:

$$S = \frac{1}{n} \cdot \frac{Ph}{\sqrt{h}}$$

siendo:

- S: sección interior de la chimenea (m²);
- n: coeficiente que depende del tipo de construcción del conducto de evacuación (varía de 900 a 1.800);
- h: altura de la chimenea (m);
- Ph: cantidad de gases de combustión por hora (kg/h).

La cantidad de gases de combustión que circulan por hora Ph puede determinarse mediante la ecuación:

$$Ph = \rho Gh,$$

donde:

- ρ : cantidad de gases de combustión por kg de combustible quemado (kg/kg);
- Gh: gasto horario o cantidad de combustible quemado en la caldera por hora (kg/h).

Pero el gasto horario de combustible surge de la fórmula ya vista:

$$\eta = \frac{Qc}{Gh Pc}$$

o sea:

$$Gh = \frac{Qc}{\eta Pc}$$

en la que:

- Qc: capacidad de la caldera (kcal/h);
- Pc: poder calorífico del combustible (kcal/kg o kcal/m³);
- η : rendimiento de la caldera (%).

De esa manera entonces la cantidad de gases de combustión que circula vale:

$$Ph = \frac{\rho Qc}{\eta Pc}$$

Reemplazando esta expresión en la ecuación de la sección interior y llevando a cm² en lugar de m² queda:

$$S = \frac{1}{n} \frac{\rho Qc 10^4}{\eta Pc \sqrt{h}} \text{ (cm}^2\text{)}.$$

Considerando un coeficiente $\alpha = \frac{1 \rho 10^4}{\eta Pc}$,

queda la ecuación:

$$S = \alpha \frac{Qc}{\sqrt{h}} \text{ (cm}^2\text{)}.$$

En la práctica suelen emplearse los siguientes valores de α :

Gas natural:	0,018
Petróleo:	0,025
Combustibles sólidos:	0,033

Es conveniente aumentar los valores calculados con esta fórmula un 10 % por razones de seguridad. No es recomendable además sobrepasar la relación de lados en 1,5.

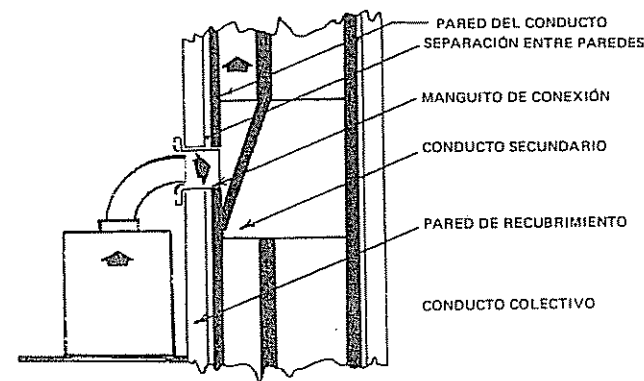


FIG. 18-IV.



Cálculo de secciones de conductos colectivos

El Reglamento de Gas del Estado admite la instalación de conductos colectivos para la eliminación de los productos de la combustión de los artefactos de gas, según se indica en la figura 18-IV.

Se admiten, por lo menos, dos conductos secundarios por piso.

La cantidad de pisos está limitada y se indican en las tablas de cálculos (cuadros 10-IV y 11-IV), según el tipo de artefacto a descargar.

Si se supera el número de pisos, se continúa hasta el sobre-
rete, sin admitir nuevas conexiones.

CUADRO 10-IV.

Tipo de artefacto	Máximo N° de pisos	Carga térmica máxima admitida por cm ² de conductos principal	Carga térmica máxima total por piso según sección principal kcal/h	
Calentadores de agua de operación continua (incluye calderas). Ídem de aire para calefacción central	8	250 kcal/h cm ²	I	12.500
			II	18.750
			III	31.250
			IV	46.875
Calentadores de ambiente (estufas) * (Se admite 6 pisos cuando la distancia entre el último calentador y el remate es igual o mayor de 12 m)	5 ó 6*	70 kcal/h cm ²	5 pisos 6 pisos	
			I	5.600 4.670
			II	8.400 7.000
			III	14.000 11.670
IV	21.000 17.500			
Calentadores de agua instantáneos	8	640 kcal/h cm ²	I	32.000
			II	48.000
			III	80.000
			IV	120.000

CUADRO 11-IV. SECCIONES DE CONDUCTOS.

Tipo	Conducto principal	Conducto secundario
I	400 cm ²	200 cm ²
II	600 cm ²	250 cm ²
III	1.000 cm ²	400 cm ²
IV	1.500 cm ²	500 cm ²

Ejemplo

Supóngase un edificio de 8 pisos. Se instala una caldera de 17.000 kcal/h para calefacción por agua caliente por piso. Determinar las secciones principal y secundaria.

$$\text{Sección} = \frac{17.000 \text{ kcal/h} \times 8 \text{ pisos}}{250 \text{ kcal/h cm}^2} = 544 \text{ cm}^2.$$

La sección total necesaria es de 544 cm², luego corresponde el conducto tipo II, 600 cm², principal, y cada una de las secciones secundarias de 250 cm² (cuadro 11-IV).

Cálculo de un tanque de combustible para calefacción

La capacidad de un tanque de combustible para calefacción, se determina en función del consumo anual, mediante la ecuación:

$$C = \frac{Q_a}{\eta \cdot \gamma \cdot P_c}$$

donde:

- C: cantidad de combustible anual (l);
- Q_a: cantidad de calor a suministrar por año (kcal/h);
- P_c: poder calorífico del combustible (kcal/kg);
- γ: peso específico del combustible (kg/l);
- η: rendimiento de la instalación (%).

La cantidad de calor anual, puede establecerse mediante la fórmula:

$$Q_a = q_d \cdot D,$$

en la que:

- q_d: calor consumido diariamente, por grado centígrado de salto térmico interior-exterior (kcal/h °C);
- D: grado-día (°C).

Se define el *grado-día* como la sumatoria de las diferencias entre 18 °C y los valores de temperatura media inferiores, durante todos los días del año.

En el gráfico de la figura 19-IV se han indicado las magnitudes que toman los grados-días para nuestro país, de acuerdo a la Norma IRAM 11.603.

Se ha establecido el valor de 18 °C, considerando que es la temperatura mínima requerida en el interior de una vivienda en invierno.

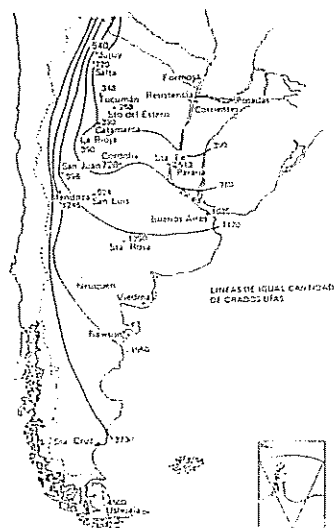


FIG. 19-IV.

El valor de q_d , se calcula mediante la expresión:

$$q_d = \frac{24 \cdot QT \cdot I}{(t_i - t_e)}$$

siendo:

- 24: horas por día;
- QT: cantidad de calor a suministrar de acuerdo al balance térmico (kcal/h);
- I: coeficiente de intermitencia y consumo de calor diario;
- t_i : temperatura del aire interior (°C);
- t_e : temperatura del aire exterior (°C).

Pueden adoptarse los siguientes coeficientes de intermitencias y consumo de calor, dados por la práctica, de acuerdo al tipo de edificio:

	<i>coeficientes I</i>
• Hospitales, sanatorios	0,6 a 0,8
• Viviendas, departamentos	0,2 a 0,6
• Oficinas, escuelas, fábricas	0,2 a 0,4
• Salas de reunión, anfiteatros	0,2 a 0,3

Ejemplo

Calcular un tanque de combustible, para una instalación de calefacción de una casa de departamentos, cerca de Buenos Aires, en la que adoptando un salto térmico de 20 °C, el balance de acuerdo a

cálculo es de 75.000 kcal/h. Se ha adoptado como combustible mezcla de 70 % de fuel-oil y 30 % de diesel-oil.

Por lo tanto, siendo:

- QT: 75.000 kcal/h;
- I: se adopta 0,30;
- ($t_i - t_e$): 20 °C;

el valor q_d vale:

$$q_d = \frac{24 \cdot QT \cdot I}{(t_i - t_e)} = \frac{24 \times 75.000 \times 0,30}{20} = 27.000 \text{ kcal/h } ^\circ\text{C}.$$

Siendo los grados-días para la zona de Buenos Aires, de acuerdo al gráfico de la figura 19-IV, $D = 1.035$, puede determinarse la cantidad de calor anual Q_a :

$$Q_a = q_d \cdot D;$$

$$Q_a = 27.000 \times 1.035 \cong 27,9 \times 10^6 \text{ kcal/h por año.}$$

Por lo tanto siendo:

- η : rendimiento de la instalación (caldera, distribución de calor, etc.) se estima en un 70 %;
- γ : peso específico de la mezcla (cuadro 1-IV): 0,87 kg/l;
- P_c : poder calorífico del combustible (cuadro 1-IV): 10.500 kcal/kg.

La cantidad de combustible anual vale:

$$C = \frac{Q_a}{\eta \cdot \gamma \cdot P_c} = \frac{27,9 \cdot 10^6}{0,7 \times 0,87 \times 10.500} \cong 4.370 \text{ litros.}$$

Es conveniente adoptar un margen de seguridad en los cálculos de un 10 % a fin de tener en cuenta las fluctuaciones propias de las mediciones, suciedades, agua que puede tener el combustible, desperdicios, etc.

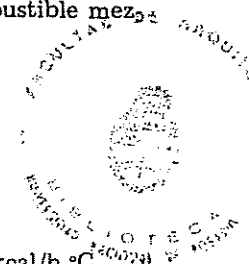
De esa forma la capacidad del tanque valdrá:

$$C = 4.370 \times 1,10 = 4.800 \text{ litros.}$$

De acuerdo a la tabla de dimensiones inserta en el cuadro 12-IV, se selecciona un tanque de 5.000 litros.

Para el dimensionamiento del tanque, suele adoptarse la fórmula práctica para los casos comunes:

$$C = \frac{Q_c \text{ (kcal/h caldera)}}{20} = \frac{75.000 \times 1,3}{20} = 4.875 \cong 5.000 \text{ litros.}$$



CUADRO 12-IV. DIMENSIONES DE TANQUES DE PETRÓLEO DE CHAPA.

Capacidad litros	Diámetro m	Largo m	Espesor chapu Nº y pulgadas	mm
500	0,75	1,20	(Nº 14)	2,1
1.000	0,80	2,00	1/8"	3,17
1.500	0,90	2,40	3/16"	4,76
2.000	0,92	3,00	3/16"	4,76
2.500	1,05	3,00	3/16"	4,76
3.000	1,13	3,00	1/4"	6,35
4.000	1,31	3,00	1/4"	6,35
5.000	1,46	3,00	1/4"	6,35
6.000	1,46	3,60	1/4"	6,35
7.000	1,52	4,50	1/4"	6,35
8.000	1,58	4,50	1/4"	6,35
9.000	1,60	4,50	1/4"	6,35
10.000	1,70	4,50	1/4"	6,35
12.000	1,84	4,50	3/8"	8
15.000	2,07	4,50	3/8"	8
18.000	2,30	4,50	3/8"	8
20.000	2,37	4,50	3/8"	8
25.000	2,51	4,50	3/8"	8
30.000	2,66	6,00	3/8"	8
40.000	2,90	6,12	3/8"	8
60.000	2,90	7,50	3/8"	8

CALCULO DE LAS CAÑERÍAS DE SUMINISTRO DE COMBUSTIBLE

En la figura 20-IV se indica la forma de conexión de las cañerías de suministro y retorno de petróleo del tanque de combustible al quemador.

Las cañerías generalmente son de hierro galvanizado y el diámetro puede calcularse en forma sencilla mediante las tablas indicadas

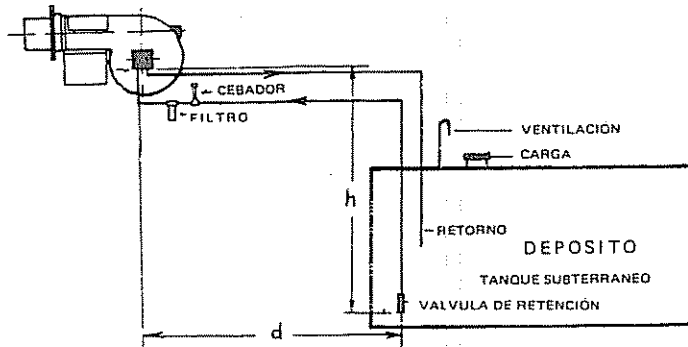


FIG. 20-IV.

en el cuadro 13-IV para combustibles livianos como Gas Oil o Diesel Oil.

CUADRO 13-IV. TABLA CÁLCULO CAÑERÍA COMBUSTIBLE (Diesel Oil, Gas Oil).

Cota h Metros	Cota d (metros)	
	3/8"	1/2"
0,00	13,50	50,10
0,30	12,90	47,40
0,60	12,30	45,00
0,90	11,70	42,90
1,20	10,80	39,90
1,50	10,20	37,20
1,80	9,60	35,10
2,10	9,00	32,40
2,40	8,10	30,00
2,70	7,50	27,60
3,00	6,60	24,90
3,30	5,70	22,20
3,60	4,80	19,50
3,90	3,90	18,60
4,20	3,00	17,70
4,50	2,10	16,80

Ejemplo

Supóngase un tanque a 23 m de la bomba, ubicado a 1,50 m bajo el nivel de ella. En este caso se ubica 1,5 m en la columna h. La distancia d es 23 m.

En el cuadro 13-IV está comprendida entre 10,2 y 37,2 m adoptándose el mayor, o sea, 1/2".

Diámetro de cañerías de carga de hierro galvanizado

- Combustible pesado (Fuel Oil o mezcla 70/30 Fuel/Diesel Oil), 102 mm.
- Combustible liviano (Gas Oil o Diesel Oil), 76 mm.

Dilatación de cañerías

Para calcular el alargamiento que puede producirse en una cañería por efecto de la dilatación se emplea la fórmula:

$$\Delta l = \alpha L \Delta t,$$

siendo:

- Δl : alargamiento del caño (mm);
- α : coeficiente de dilatación térmica del tubo (mm/m °C);
- L: largo inicial del tramo de cañería considerado (m);
- Δt : diferencia de temperatura (°C).

Pueden adoptarse los siguientes coeficientes de dilatación α :

- Acero: 0,012 mm/m °C
- Aluminio: 0,024 mm/m °C
- Bronce: 0,018 mm/m °C
- Latón: 0,018 mm/m °C
- Cobre: 0,018 mm/m °C

Ejemplo

Sea determinar el alargamiento de las cañerías según se indica en la figura 21-IV. Se trata de un edificio de 3 pisos utilizando cañerías de hierro negro.

Se supone una temperatura de trabajo máxima para agua caliente de 90 °C y una mínima cuando la instalación no funciona de 10 °C (Δt : 80 °C).

Se han utilizado dos anclajes fijos B y C para soportar las cañerías, ubicados en forma equidistantes entre 1-2 y 3-4 respectivamente, que son los puntos de derivación de la columna montante.

El desplazamiento de los cuatro puntos de derivación de la cañería tienen el mismo valor:

$$\Delta l_1 = \Delta l_2 = \Delta l_3 = \Delta l_4 = 0,012 \times 1,45 \times 80 = 1,392 \text{ mm.}$$

La base de la columna (punto A), tendrá un desplazamiento hacia abajo de:

$$\Delta l_A = 0,012 \times 2,90 \times 80 = 2,784 \text{ mm.}$$

De ese modo, el tramo horizontal debe flexionar, por lo que la grapa de sujeción debe desplazarse hacia la izquierda del punto A, de acuerdo a lo indicado en la figura 21-IV.

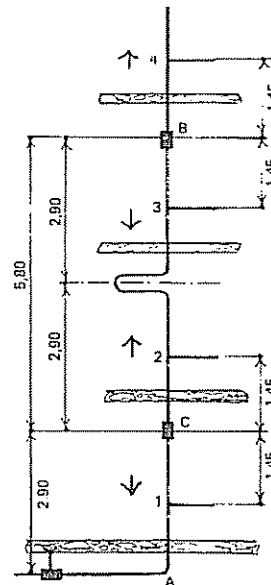


FIG. 21-IV.

CUADRO 14-IV. DIMENSIONES DE CAÑOS DE ACERO Y CUPLAS (NORMA IRAM 2502).

Designación	Caño					Cupla	
	Diámetro exterior d (mm)	Espesor			Cupla de acero Longitud mínima l ₂ (mm)		
		Tipo liviano e (mm)	Tipo mediano e (mm)	Tipo pesado e (mm)			
IRAM	Comercial mm	(")					
6	(6)	1/8	10,2	1,80	2,00	2,65	17
8	(8)	1/4	13,5	2,00	2,35	2,90	25
10	(10)	3/8	17,2	2,00	2,35	2,90	26
15	(13)	1/2	21,3	2,35	2,65	3,25	34
20	(19)	3/4	26,9	2,35	2,65	3,25	36
25	(25)	1	33,7	2,90	3,25	4,05	43
32	(32)	1 1/4	42,4	2,90	3,25	4,05	48
40	(38)	1 1/2	48,3	2,90	3,25	4,05	48
50	(50)	2	60,3	3,25	3,65	4,50	56
65	(64)	2 1/2	76,1	3,25	3,65	4,50	65
80	(75)	3	88,9	3,65	4,05	4,85	71
90		3 1/2	101,6	3,65	4,05	4,85	75
100	(100)	4	114,3	4,05	4,50	5,40	83
125	(125)	5	139,7	—	4,85	5,40	92
150	(150)	6	165,1	—	4,85	5,40	92

Entre los puntos fijos B y C debe colocarse un dilatador a fin de absorber la dilatación en ese tramo que vale:

$$\Delta l_{BC} = 0,012 \times 5,80 \times 80 = 5,568 \text{ mm.}$$

La longitud de una lira o de un dilatador en U como la de la figura 22-IV, se puede determinar mediante la siguiente fórmula práctica:

$$L = 0,074 \sqrt{d. \text{ ext. (mm)} \times \Delta l \text{ (mm)}},$$

donde:

- L: longitud de la lira o dilatador (m);
- d. ext.: diámetro exterior de la cañería (mm);
- Δl : dilatación del tramo de cañería (mm).

En el ejemplo anterior, si la cañería es de 2" (diámetro exterior 60,3 mm, cuadro 14-IV), la longitud del dilatador valdrá:

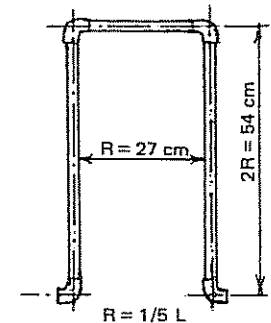


FIG. 22-IV.

$$L = 0,074 \sqrt{60,3 \times 5,568} \cong 1,35 \text{ m};$$

$$R = 1/5 L = 0,27 \text{ m}.$$

Cálculo de la capacidad del tanque de expansión

La capacidad del tanque de expansión constituido de acuerdo a la figura 23-IV, debe ser la necesaria para contener el aumento de la dilatación del agua.

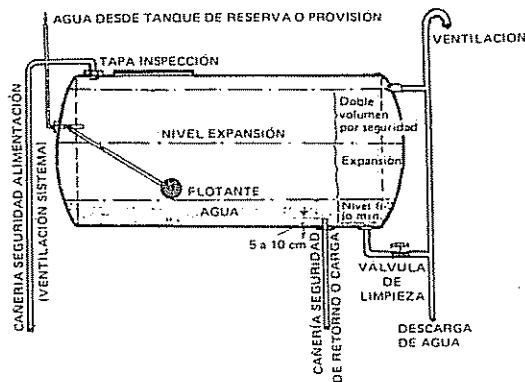


FIG. 23-IV.

Para instalaciones de agua caliente normales de temperatura promedio de 80 °C, se estima la dilatación en aproximadamente 3 % del volumen total de la misma (cuadro 15-IV).

CUADRO 15-IV. VOLUMEN DEL AGUA PARA DIVERSAS TEMPERATURAS.

Temperatura (°C)	Volumen (litros)	Temperatura (°C)	Volumen (litros)
0	1,00013	90	1,0359
4	1,00000	100	1,0434
10	1,00027	110	1,0516
20	1,00177	120	1,0600
30	1,00435	130	1,0694
40	1,00782	140	1,0795
50	1,0121	150	1,0903
60	1,0171	160	1,1018
70	1,0227	170	1,1145
80	1,0290	180	1,1279

Considerando un 3 % y estimando el volumen neto del tanque en tres veces más para tener en cuenta una capacidad de agua normal y un remanente de seguridad en la parte superior (fig. 23-IV) se tiene:

$$V_T = 3 \cdot 0,03 \cdot V_I,$$

donde:

- V_T . volumen del tanque (l);
- V_I . volumen de la instalación (l).

Por lo tanto:

$$V_T = 0,09 V_I.$$

El volumen de la instalación está constituido por:

- Volumen de la caldera (según modelo del fabricante).
- Volumen de la cañería. Se toma un valor práctico de 0,70 l por cada 100 kcal/h.
- Volumen de radiadores: se toma de 5 a 10 l por m² según el tipo.

Toda vez que el tanque de expansión se utiliza como carga de agua del sistema para el cálculo se puede emplear una fórmula práctica que siempre ha dado resultados satisfactorios:

$$V = \frac{Q \text{ (kcal/h) caldera}}{500} \cdot (l).$$

Cálculo de equipos de aire caliente

La carga total de calefacción de un equipo de acondicionamiento por aire caliente (QT), está formada por dos factores fundamentales:

- Calor necesario para compensar las pérdidas de calor del local que se originan por transmisión (Qt).
- Calor necesario para compensar el aire frío exterior que penetra en forma permanente por el equipo, cumpliendo con los necesarios requisitos de ventilación (Qse).

De esa manera: $QT = Qt + Qse.$

1) Calor de transmisión (Qt)

El cálculo sigue exactamente los mismos lineamientos que se han explicado al desarrollar el balance térmico de invierno, de modo que se efectúa el análisis de transmisión a través de los distintos elementos que componen el contorno del local, con los suplementos respectivos. Ver cálculo de balance térmico en el capítulo III.



En general, se suelen tomar como temperaturas interiores de 21 a 22 °C.

2) Calor de ventilación (Q_{se})

Estos sistemas, en general, en instalaciones de confort no disponen de humectación, por lo que debe adicionarse al calor de transmisión, el calor necesario que requiere el aire exterior que penetra por el equipo, para elevar la temperatura exterior a la temperatura interior del local.

Se había demostrado que la cantidad de calor sensible del aire seco puede calcularse con la fórmula:

$$Q_{se} = 17 C_a (t_i - t_e) \text{ kcal/h.}$$

donde:

- Q_{se}: calor sensible a agregar al aire exterior (kcal/h);
- 17: factor constante;
- t_i: temperatura del aire interior del local (°C);
- t_e: temperatura del aire exterior del local (°C);
- C_a: caudal de aire que penetra en el sistema (m³/min).

El caudal de aire de ventilación C_a se calcula de la misma manera que en verano, o sea se establece en función de la característica del local y como porcentaje del aire de circulación del sistema de aire acondicionado:

$$C_a = a \% C,$$

siendo:

- a: porcentaje que puede estimarse según el cuadro 11-III; Debe verificarse que el mismo no sea inferior a los valores mínimos establecidos en el cuadro 12-III (en general, 0,5 m³/min persona).
- C: caudal de aire en circulación para el sistema de aire acondicionado (m³/min).

El caudal de aire en circulación puede calcularse de acuerdo a la siguiente fórmula deducida en el capítulo II:

$$C = \frac{Q_t}{17 (t_i - t_a)},$$

donde:

- C: caudal de aire circulatorio (m³/min);
- Q_t: cantidad de calor que se pierde por transmisión o calor sensible que pierde el interior del local (kcal/h);
- 17: factor constante;
- t_i: temperatura de impulsión del aire en el local (°C);
- t_a: temperatura del aire del local (°C).

En general, la temperatura de impulsión al local no debe sobrepasar los 60 °C para que el mismo no llegue a ser molesto. Se adopta normalmente como temperatura de impulsión de 40 a 50 °C.

En la práctica, suele adoptarse ese valor de salto térmico t_i - t_a en 30 °C como valor fijo, por lo que la ecuación anterior quedaría:

$$C = \frac{Q_t}{510} \text{ (m}^3\text{/min)}.$$

Cabe consignar que cuando se trata de un sistema que se prevé para la época de verano, el caudal de aire de circulación está determinado por las cargas de verano, que dan valores mayores.

Ejemplo

Sea seleccionar un equipo compacto autocontenido de calefacción por aire caliente, utilizando gas natural, de acuerdo a la figura 24-IV, para una casa de vivienda.

La temperatura de diseño se supone de 22 °C en el interior de los locales, con una condición de temperatura exterior para Buenos Aires de 0 °C.

Efectuado el balance térmico de acuerdo al método establecido en el capítulo III, se determina que la cantidad de calor de pérdida por transmisión vale:

$$Q_t = 12.000 \text{ kcal/h.}$$

El caudal de aire a circular, de acuerdo a la fórmula práctica vista precedentemente vale:

$$C = \frac{Q_t}{510} = \frac{12.000}{510} = 23,5 \text{ m}^3\text{/min.}$$

Para un edificio de vivienda puede suponerse de acuerdo a la tabla del cuadro 11-III, un porcentaje a % de aire nuevo del 15 % del caudal de aire circulado. Así:

$$C_a = a \% C = 0,15 \times 23,5 = 3,53 \text{ m}^3\text{/min.}$$

Debe verificarse que dicho caudal no sea menor de 0,5 m³/min por persona. Si se estima en la vivienda que la cantidad de personas es de 6, el caudal mínimo valdrá:

$$C_a = 0,5 \text{ m}^3\text{/min persona} \times 6 \text{ personas} = 3 \text{ m}^3\text{/min.}$$

De modo que el caudal estimado de 3,53 m³/min supera dicho valor, por lo que es adoptado.

De esa manera, el calor sensible a aportar por el equipo para el calentamiento del aire exterior vale:

$$Q_{se} = 17 Ca (t_i - t_e);$$

$$Q_{se} = 17 \times 3,53 \times (22 - 0) = 1.320 \text{ kcal/h.}$$

Por lo tanto, la cantidad de calor total a aportar por el equipo valdrá:

$$Q_T = Q_t + Q_{se};$$

$$Q_T = 12.000 + 1.320 = 13.320 \text{ kcal/h.}$$

En general, en la selección del equipo se adopta un margen de seguridad del 20 al 30 %. Adoptando un 20 % puede elegirse un equipo calefactor de 16.000 kcal/h, con un caudal de aire de 23,5 m³/min, de acuerdo a las especificaciones que se indican en el cuadro 16-IV.

CUADRO 16-IV. CAPACIDADES Y DIMENSIONES APROXIMADAS EQUIPO AIRE CALIENTE A GAS.

Capacidad kcal/h	Caudal de aire nominal m ³ /min	Conexión de gas (")	Alto mm	Ancho mm	Profundidad mm	Diámetro chimenea mm
16.000	23,5	1/2	1.400	400	400	100
25.000	30	1/2	1.400	500	500	150
30.000	40	1/2	1.400	600	600	160
40.000	60	1/2	1.500	700	660	180
60.000	80	3/4	1.500	1.100	700	200
80.000	120	3/4	1.600	1.200	800	220

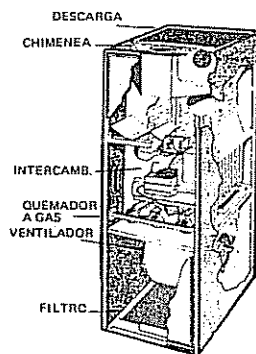


FIG. 24-IV. Equipo de aire caliente a gas natural.



CAPÍTULO V

TEORÍA SOBRE ESCURRIMIENTO DE FLUIDOS
CÁLCULO DE CAÑERÍAS

Presión

Para que un fluido circule por una canalización, se requiere cierta presión en el sistema, que puede ser originada, por ejemplo, por una bomba circuladora o por un ventilador.

Se denomina *presión* la acción de una fuerza por la unidad de superficie, o sea, se mide en kg/m².

Sin embargo, en la práctica, para medir la presión se utiliza la unidad metro o milímetro de columna de agua que surge de tener en cuenta que un litro (1 dm³) de agua pesa un kg a 4 °C de temperatura y a presión atmosférica normal.

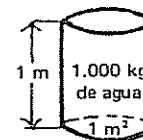


FIG. 1-V.

Si se supone un cilindro de agua cuya base sea de 1 m² y su altura 1 m (fig. 1-V), su volumen será de 1 m³ y, por lo tanto, pesará 1.000 kg, por consiguiente se puede decir que:

$$1 \text{ m de ca} = 1.000 \text{ kg/m}^2 = 0,1 \text{ kg/cm}^2.$$

ca: columna de agua.

En las aplicaciones prácticas se suele trabajar con:

$$10 \text{ m ca} = 1 \text{ kg/cm}^2 \text{ y}$$

$$1 \text{ mm ca} = 1 \text{ kg/m}^2.$$

Las presiones pueden expresarse por el peso de una columna de mercurio en lugar de agua, a fin de poder efectuar cómodamente lecturas de presión en instrumentos de medición. En efecto, el mercurio pesa 13,6 veces más que el agua, de modo que:

$$1 \text{ m ca} = 1/13,6 \cong 73 \text{ mm Hg.}$$

Por ejemplo, la presión atmosférica a nivel del mar vale $1,033 \text{ kg/cm}^2$, o sea: $1,033 \text{ kg/cm}^2 = 10,33 \text{ m ca} \cong 760 \text{ mm Hg}$.

De modo que si se tiene un tubo en U, en una de cuyas ramas se hace vacío, por vasos comunicantes, el mercurio o el agua ascendería en altura el valor de la presión atmosférica (fig. 2-V).

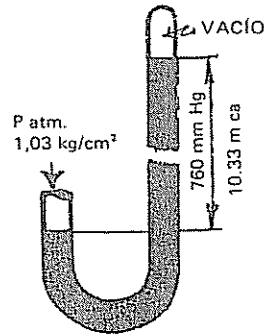


FIG. 2-V.

Presión hidrostática o de posición

Si se tiene un recipiente con un líquido cualquiera, en la que se consideran dos planos A y B que se encuentran a distintos niveles

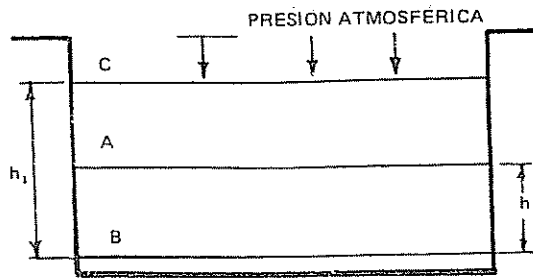


FIG. 3-V.

(fig. 3-V) se pueden decir que la diferencia de presión que existe entre los mismos es igual a:

$$p_B - p_A = h\gamma,$$

siendo:

- p_B: presión en B (kg/m² o mm ca);
- p_A: presión en A (kg/m² o mm ca);
- h: diferencia de nivel entre ambos planos (m);
- γ: peso específico del líquido (kg/m³).

Es evidente, entonces, que todos los elementos que están a igual nivel tienen igual presión.

Si se quiere hallar la diferencia de presión con respecto a otro plano C, ubicado a nivel de agua (en contacto con la presión atmosférica), se tendrá:

$$p_B - p_C = h_1\gamma.$$

Pero como la presión que actúa en C es la presión atmosférica quedará:

$$p_B - 1,033 \text{ kg/cm}^2 = h_1\gamma$$

$$p_B = 1,033 \text{ kg/cm}^2 + h_1\gamma.$$

Esa presión p_B es la *presión absoluta en B*.

Los manómetros que son aparatos destinados a medir presiones registran solamente el valor de h₁γ, por lo tanto, cuando generalmente se habla de presión de una masa líquida, no se refiere a la presión absoluta, sino a lo que se denomina *presión manométrica*.

Es decir, entonces que la *presión hidrostática o de posición* estará determinada por la diferencia de nivel entre la posición del plano considerado con respecto a otro que se tome como referencia, multiplicado por el peso específico del líquido.

Ejemplo

Supóngase el tanque de agua de un edificio, que tiene un nivel de 30 m sobre el de la calle, ¿cuál será la presión considerando que las canillas están cerradas (fig. 4-V)?

$$p = 30 \text{ m} \times 1.000 \text{ kg/m}^3 = 30.000 \text{ kg/m}^2 = 30 \text{ m ca.}$$

Además, en el caso de fluidos que se desplazan en cañerías o conductos aparecen dos tipos de presiones que se denominan presión estática y presión dinámica.

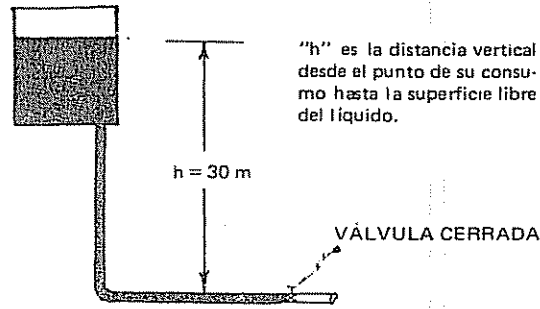


FIG. 4-V.

PRESION ESTÁTICA Y PRESIÓN DINAMICA

Si en una cañería se introduce un tubo de diámetro pequeño, el líquido asciende hasta el nivel h . Si la dirección de circulación es paralela a la sección del tubito en contacto con ella, se está midiendo la *presión estática* (ps) (fig. 5-V).

$$ps = h \cdot \gamma.$$

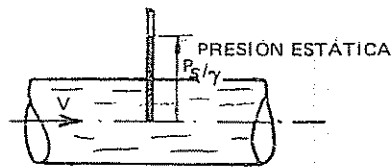


FIG. 5-V.

Si la dirección de circulación del fluido es perpendicular a la sección del tubo, la presión que se mide es la *presión hidrodinámica* o *presión total del fluido* (pt) (fig. 6-V).

$$pt = \frac{\gamma v^2}{2g} + ps,$$

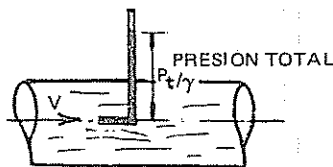


FIG. 6-V.

siendo:

- v : velocidad media del fluido (m/seg);
- g : aceleración de la gravedad (m/seg²);
- γ : peso específico del fluido (kg/m³).

Al término $\gamma v^2/2g$ se lo llama *presión dinámica* (pd). Por lo tanto, puede ponerse:

$$pt = pd + ps$$

$$pd = pt - ps.$$

Resumiendo, entonces:

La *presión estática* es la presión interior de un fluido, indicado por un instrumento de medida, cuya superficie de contacto tiene la misma dirección del fluido en estudio; o, con más propiedad, presión que ejerce sobre la pared de un conducto un fluido que circula paralelamente a ella.

La *presión dinámica* es el aumento de presión para comunicar a un fluido la aceleración necesaria, para pasar del estado de reposo al estado de movimiento a la velocidad considerada.

Fluidos ideales. Ecuación de Bernoulli

Supóngase un fluido ideal que circula por un conducto (fig. 7-V).

Puede definirse *fluido ideal* aquel que toma cualquier forma sin ofrecer ninguna resistencia.

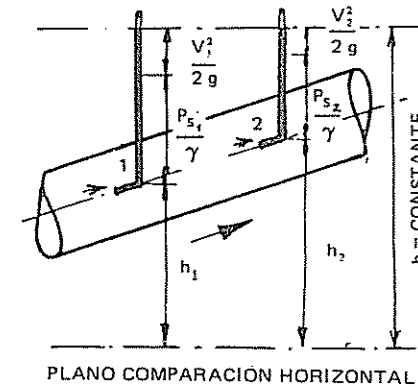


FIG. 7-V.

Es decir, que se considera que no existe fricción entre las partículas del mismo, ni tampoco entre el fluido y las paredes del conducto por el cual se desliza.

Se supone que el fluido se desplaza de la sección correspondiente al punto 1 al punto 2, y que tampoco se realiza trabajo para pasar de un punto a otro.

Puede comprobarse que:

$$\frac{ps_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + h_1 = \frac{ps_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_2 = \text{cte.}$$

siendo:

ps_1 : presión estática en el punto 1;
 ps_2 : presión estática en el punto 2;
 v_1 : velocidad media en el punto 1;
 v_2 : velocidad media en el punto 2;
 h_1 y h_2 : altura de los planos de comparación 1 y 2.

Se verifica en cualquier punto que:

$$\frac{ps}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + h = \text{cte.}$$

Es decir, que para un fluido ideal que se escurre por un conducto se comprueba que la suma de presiones medidas en altura son constantes.

GASTO Y CAUDAL

Si se supone un fluido en movimiento dentro de una cañería, a través de una sección S cualquiera, normal al eje, pasará durante un lapso determinado una cierta cantidad de fluido (fig. 8-V).

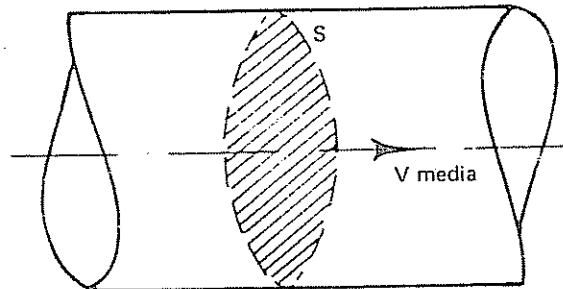


FIG. 8-V.

Se denomina caudal a la cantidad de fluido que pasa a través de una sección en la unidad de tiempo (medido en volumen).
 C : se mide en general (l/h, l/seg, m³/h, m³/min).

El caudal que circula es igual a la velocidad media de circulación, por la sección de conducto que atraviesa el fluido:

$$C = S \cdot v.$$

Si en vez de medir la cantidad que circula en volumen se lo mide en peso se lo puede definir como *gasto*.

$$G = S \cdot v \cdot \gamma.$$

Siendo:

γ : peso específico del fluido.

G : de lo mide en kg/seg, kg/h, g/seg, g/h, etc.

ESCURRIMIENTO DE UN FLUIDO IDEAL

Se supone una canalización de diámetro variable donde circula una cierta cantidad de fluido en la unidad de tiempo. Cuando la sección es menor, para un mismo caudal, la velocidad es mayor. Como la presión dinámica está en función del cuadrado de la velocidad, la misma va en aumento (fig. 9-V).

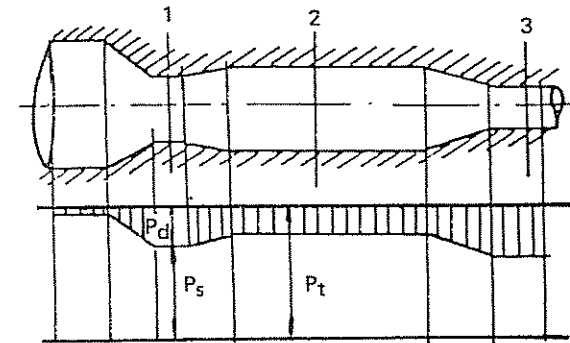


FIG. 9-V.

El problema inverso sucede cuando la sección va en aumento. La presión total, según Bernoulli, debe mantenerse constante, siendo la suma de las dos presiones.

El diagrama representa la ley de variación de la presión estática y dinámica en función de la sección del conducto.

Si se considera los puntos 1, 2 y 3, la ecuación del escurrimiento será:

$$C = S_1 v_1 = S_2 v_2 = S_3 v_3 = \text{cte.}$$

o

$$G = S_1 v_1 \gamma_1 = S_2 v_2 \gamma_2 = S_3 v_3 \gamma_3 = \text{cte.}$$

Fluidos reales. Viscosidad

En la realidad los fluidos al desplazarse ofrecen una cierta resistencia. Estas resistencias son de dos tipos:

- o Frotamiento del fluido con las paredes de la canalización.
- o Frotamiento interno entre las partículas del mismo fluido (viscosidad).

Se puede definir *viscosidad* como la resistencia a la circulación del fluido producido por el frotamiento interno de las partículas del mismo.

MOVIMIENTO LAMINAR

Si se considera un fluido que circula por un conducto de sección circular de radio *r*, llámase *régimen de circulación laminar*, cuando las distintas partículas que forman la corriente se desplazan según trayectorias rectilíneas paralelas unas a otras, conservándose, según pasa el tiempo, las trayectorias rectilíneas de las mismas.

Generalmente este tipo de régimen se origina a bajas velocidades de circulación.

La distribución de la velocidad en una sección circular es parabólica y la velocidad media es igual a la mitad de la velocidad máxima que se produce en el eje de la conducción (fig. 10-V).

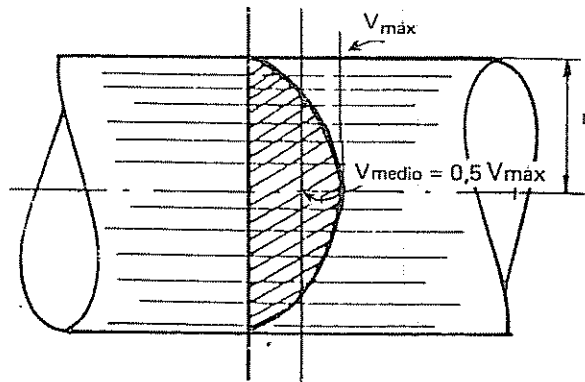


FIG. 10-V.

MOVIMIENTO TURBULENTO

Cuando aumenta la velocidad media de circulación del fluido, el desplazamiento se hace desordenado o en *régimen turbulento*.

El estado que se produce es completamente anárquico, las partículas se entrecruzan entre sí durante el movimiento y las trayectorias recorridas son completamente irregulares, variando constantemente con el tiempo.

En el régimen turbulento la curva que expresa la velocidad en función de la distancia al eje de la sección del conducto es mucho más apiastado. La velocidad media en este caso es 0,8 de la velocidad máxima medida en el eje (fig. 11-V).

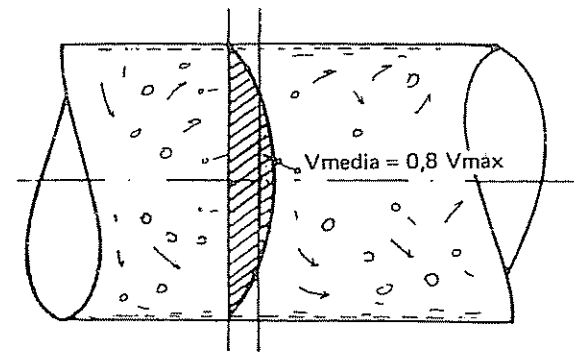


FIG. 11-V.

En las inmediaciones de la pared de la conducción existe una circulación laminar, puesto que la velocidad va decreciendo hasta hacerse nula en contacto con la pared. Se deduce, entonces, que *existe un límite entre la circulación laminar y la turbulenta*, límite que está en función del número de Reynolds.

NÚMERO DE REYNOLDS (Re)

El número de Reynolds determina si el movimiento de la corriente fluida sigue un estado laminar o turbulento.

Se puede decir que:

$$Re = \frac{v d}{\nu}$$

donde:

- Re: número de Reynolds (sin unidades);
- v: velocidad media de la corriente (m/seg);
- d: diámetro de la conducción (m);
- ν: coeficiente de viscosidad.



Se estima que:

Re: hasta 2.000 movimiento laminar;
2.000 a 4.000 movimiento inestable de transición entre laminar y turbulento;
Más de 4.000 movimiento turbulento.

En general, para número de Reynolds superiores a 2.300 se puede afirmar que la circulación del fluido es turbulenta. Fijando aproximadamente este número de separación entre los dos estados, se puede calcular para un fluido determinado y para un diámetro de cañerías, la *velocidad crítica* para la cual la circulación será turbulenta.

Así:

$$v = \frac{2.300 \nu}{d}$$

En general, en conducciones de calefacción o aire acondicionado, la circulación es del tipo turbulento, porque las velocidades que se emplean están por encima de las velocidades críticas.

PÉRDIDA DE PRESIÓN POR FROTAMIENTOS

Al mencionar los fluidos reales se decía que en la realidad existen frotamientos que se oponían o dificultaban la circulación.

Estos frotamientos originan una transformación permanente de energía mecánica en calor, provocando una *pérdida o caída de presión* a lo largo de la canalización.

De esa manera, la ecuación de Bernoulli para un fluido ideal no se cumple para el caso de fluidos reales.

Es decir, entonces, que no se mantiene constante la presión a lo largo de la canalización.

O sea que la ecuación de Bernoulli queda expresada:

$$\frac{ps_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + h_1 = \frac{ps_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_2 + \frac{\Delta p}{\gamma},$$

siendo:

$\Delta p/\gamma$: pérdida de presión por efecto del frotamiento.

Si en un tramo de cañería no varía la velocidad y se considera coincidente con el plano de comparación, h es constante, o sea si $v_1 = v_2 = \text{cte}$ y $h = \text{cte}$, queda:

$$ps_1 - ps_2 = \Delta p.$$

De esa forma en un tramo de una canalización la caída de presión por frotamiento es igual a la diferencia de presiones estáticas al circular el fluido entre dos puntos.

A dicha caída de presión por frotamiento suele denominarse también *pérdida de carga*.

Si se analiza un fluido que circula por un tubo recto, puede considerarse que esa pérdida de carga o presión por frotamiento se *produce en forma proporcional* a lo largo del mismo (fig. 12-V). Si ps_1 es la presión inicial y ps_2 la final puede decirse que:

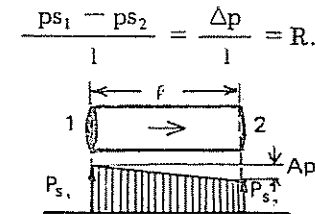


FIG. 12-V.

A R se lo denomina *gradiente* o pérdida de carga o frotamiento por metro y se mide en mmca/m.

Este rozamiento depende de las características físicas del fluido, de la longitud y diámetro de las cañerías, de la velocidad de circulación y del tipo de canalización.

Así, entonces:

$$R = \lambda \frac{v^2 \gamma}{2 g d},$$

siendo:

R : gradiente o pérdida de carga o pérdida de presión por metro por rozamiento en la canalización (mmca/m);
 v : velocidad de circulación (m/seg);
 g : aceleración de la gravedad (m/seg²);
 d : diámetro interior de la canalización (m);
 γ : peso específico del fluido (kg/m³);
 λ : coeficiente de frotamiento (sin unidad).

El coeficiente de frotamiento λ depende:

- Re: a) régimen de circulación, según sea el escurrimiento laminar o turbulento; b) de la viscosidad.
- De la *rugosidad relativa* de la canalización.

La rugosidad relativa se define como el coeficiente de la rugosidad absoluta de la cañería ϵ o altura media de las asperezas, dividida por el diámetro de la cañería (fig. 13-V).

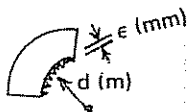


FIG. 13-V.

$$r = \frac{\epsilon}{d} \text{ rugosidad absoluta}$$

en que:

ϵ : altura de las asperezas (mm).

En el régimen de circulación laminar el coeficiente de frotamiento λ depende sólo del número de Reynolds y puede expresarse por:

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

Es decir, que no interviene para nada en este caso la rugosidad relativa.

En el régimen de circulación turbulento pueden distinguirse tres límites:

- Para rugosidades pequeñas ($\epsilon/d < 10^{-5}$) λ solamente depende del número de Reynolds. Se denomina zona de circulación *hidráulicamente lisa*.
- Pasando el valor de $Re > 40,000$ y con rugosidades elevadas el coeficiente λ depende de la rugosidad relativa (ϵ/d), permaneciendo constante, entonces, el coeficiente de resistencia λ aunque varíe Re . En este caso, se llama caño *hidráulicamente rugoso*.
- Zona de transición entre los dos anteriores en la que λ depende tanto de ϵ/d como de Re (ver fig. 14-V).

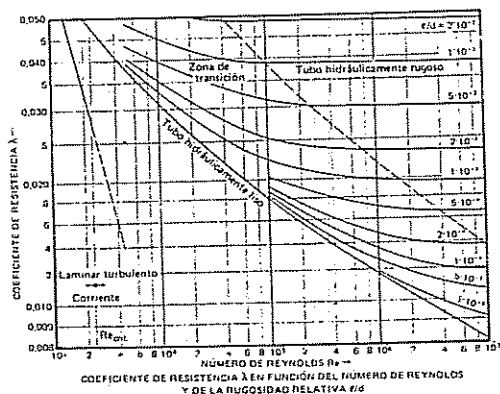


FIG. 14-V.

Esto explica lo siguiente:

En corrientes turbulentas se hablaba que existía sobre la pared de la conducción una capa límite cuya circulación se efectuaba en régimen laminar. Este espesor de la capa límite disminuye a medida que aumenta el número de Reynolds.

En la conducción hidráulicamente lisa la capa límite laminar cubre totalmente las rugosidades por los que ella no tiene ninguna influencia sobre la resistencia al pasaje.

En la zona de transición las desigualdades de las paredes de la conducción sobresalen un poco de la capa límite e influyen en la corriente; hasta que en la zona hidráulicamente rugosa tienen estas rugosidades su efecto total.

Ecuación básica para el cálculo de las canalizaciones

Se había establecido que el gradiente R o pérdida de carga por metro de una conducción vale:

$$R = \lambda \frac{v^2 \gamma}{2 g d} \text{ (mmca/m).}$$

La aceleración de la gravedad puede tomarse:

$$g = 9,81 \text{ m/seg}^2 \text{ o sea: } 2 g = 19,62 \text{ m/seg}^2.$$

Además puede ponerse que:

$$Cs = S \cdot v,$$

donde:

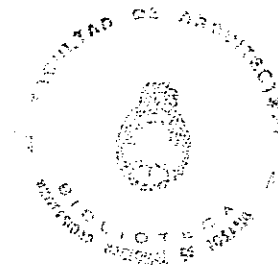
- Cs: caudal (m^3/seg);
- S: sección interior de la conducción (m^2);
- v: velocidad del fluido (m/seg).

Si se considera una sección circular:

$$Cs = \frac{\pi d^2}{4} \cdot v.$$

Se puede desarrollar esta ecuación, elevando al cuadrado y despejando v^2 :

$$Cs^2 = \frac{\pi^2 d^4}{16} \cdot v^2 \cdot v^2 = \frac{16 Cs^2}{\pi^2 d^4}$$



Reemplazando en la ecuación anterior queda:

$$R = \lambda \cdot \frac{16 Cs^2 \gamma}{19,62 \pi^2 d^4 \cdot d}$$

De modo que:

$$R = 8,27 \cdot 10^{-2} \lambda \cdot \frac{Cs^2 \cdot \gamma}{d^5}$$

Constituyendo la ecuación fundamental para el cálculo de canalizaciones.

Sobre la base de esta ecuación y según sea el tipo de fluido a transportar, se deducen las fórmulas para la confección de tablas o ábacos para el cálculo de canalizaciones.

Se observa que el caudal está elevado al cuadrado, por lo que si la cantidad de fluido se aumenta en un 20 %, la caída de presión por metro o gradiente R se eleva en un 44 %.

Por otra parte, la influencia del diámetro de la conducción es mucho mayor porque está elevado a la quinta potencia. Por ejemplo si se adopta una vez un diámetro 0,150 m, otro de 0,125 m, el diámetro se reduce en un 17 %, pero en cambio el gradiente se eleva un 251 %.

Cálculo de las cañerías para agua en circulación

Se había establecido la ecuación fundamental del escurrimiento en cañerías mediante la siguiente expresión:

$$R = 8,27 \cdot 10^{-2} \lambda \cdot \frac{Cs^2 \gamma}{d^5}$$

Puede considerarse sin muchos errores en los cálculos prácticos que el peso específico vale: $\gamma = 1.000 \text{ kg/m}^3$.

La ecuación anterior debe ajustarse para aplicar las unidades que se utilizan en la práctica.

Así:

d: diámetro se expresa en milímetros en lugar de metros;
C: el caudal se lo representa como: C (l/h) en lugar de Cs: (m³/seg).

De esa manera:

$$R = 8,27 \cdot 10^{-2} \lambda \cdot \frac{C^2 \cdot 1.000}{d^5} \cdot \frac{1.000^5}{1.000^2 \cdot 3.600^2}$$

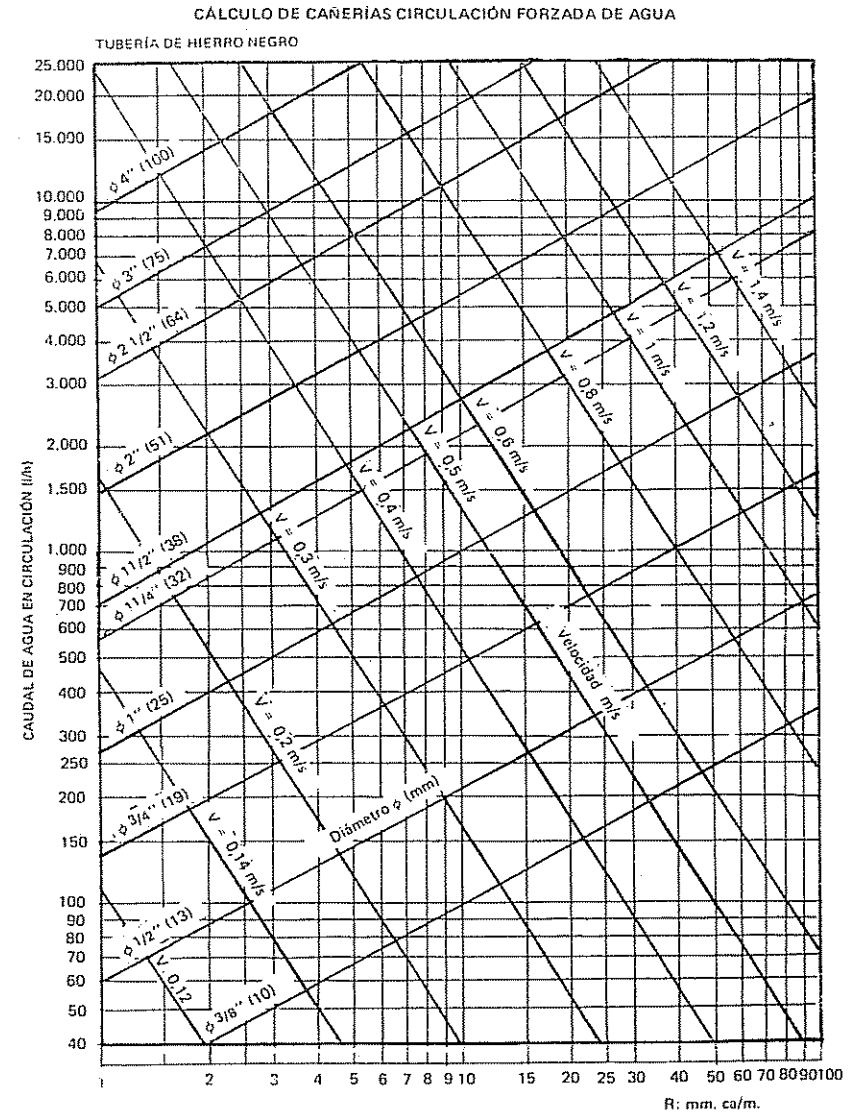


FIG. 15-V.

o sea:

$$R = 6,4 \cdot 10^3 \lambda \frac{C^2}{d^5}$$

donde:

R: gradiente o pérdida de carga por metro (mmca/m);
 λ : coeficiente de frotamiento (sin unidad);
 C: caudal de agua en circulación (l/h);
 d: diámetro de la cañería (mm).

Con esta fórmula se construye el gráfico de la figura 15-V, en la que se representan los diámetros de las cañerías, en función del gradiente R y del caudal de agua en circulación, para distintas velocidades.

Planteo de cálculo de las cañerías

Se desprende de la ecuación anterior que para la determinación de los diámetros d de una red de cañería, *es necesario conocer el caudal C y el gradiente R.*

1) DETERMINACION DE LOS CAUDALES DE AGUA EN CIRCULACION (C: l/h)

La cantidad de agua a circular, está relacionada con la cantidad de calor a suministrar o extraer y el salto térmico, de acuerdo a la ecuación de la cantidad de calor ya vista anteriormente:

$$Q = C_e G_h (t_1 - t_2),$$

siendo:

Q: cantidad de calor a transportar (kcal/h);
 C_e : calor específico del agua (kcal/kg °C);
 G_h : gasto horario (kg/h);
 $(t_1 - t_2)$: salto térmico de entrada y salida del agua en los dispositivos de calentamiento o enfriamiento (°C).

El gasto horario vale:

$$G_h = C \gamma,$$

donde:

C: caudal de agua (l/h);
 γ : peso específico del agua (kg/l).

De ese modo:

$$Q = C_e \cdot \gamma \cdot C \cdot (t_1 - t_2).$$

Despejando el caudal queda:

$$C = \frac{Q}{C_e \cdot \gamma \cdot (t_1 - t_2)}$$

En general en los cálculos, se suele considerar el peso específico y el calor específico igual a la unidad, de modo que la ecuación anterior se simplifica de la siguiente manera:

$$C = \frac{Q}{(t_1 - t_2)} \text{ (l/h).}$$

Prácticamente no existe un error en considerar el peso y calor específico igual a la unidad. En efecto, al aumentar la temperatura del agua se incrementa el calor específico, lo que tiende a compensar la disminución que se produce en el peso específico.

Para resolver esta ecuación, la cantidad de calor Q a transportar es un dato que surge del análisis de las cargas de refrigeración o calefacción.

En cambio las temperaturas de entrada y salida del agua t_1 y t_2 , *deben fijarse*, en función de las necesidades y características particulares de funcionamiento de los dispositivos de calentamiento o enfriamiento.

Debe aclararse que la *temperatura máxima* que se trabaja en instalaciones de calefacción por agua caliente a baja presión, es de 90 °C, dado que si es mayor podría producirse vapor por algún desfase en los sistemas de control.

En cuanto a las *temperaturas mínimas* para instalaciones de refrigeración por agua fría es de 5 a 7 °C, para evitar problemas de congelamientos.

Como la capacidad de los dispositivos de calefacción o refrigeración están en relación directa con su *temperatura promedio*, es conveniente para una determinada temperatura de entrada de agua, *disminuir al mínimo el salto térmico* entre la entrada y salida de los mismos.

En efecto, si se disminuye el salto térmico, *aumenta* la temperatura promedio del agua de los dispositivos de calefacción y *desciende* para las unidades de refrigeración, por supuesto para una misma temperatura de entrada, *por lo que los mismos rendirán más*, y por ende, *serán de menor tamaño*.

Sin embargo, se observa en la ecuación anterior que si se disminuye el salto térmico, *se necesita circular más caudal de agua*, por



io que en consecuencia, las cañerías serán más grandes y la bomba circuladora de mayor tamaño.

Por tal motivo para fijar el salto térmico más conveniente, debería estudiarse la incidencia de los costos de los aumentos o disminuciones del tamaño de los elementos de calentamiento o enfriamiento y compararlos con los que se producen en bomba y cañerías.

La experiencia ha llevado a adoptar los siguientes valores de saltos térmicos de entrada y salida de agua, que han dado buenos resultados en la práctica:

- o Agua caliente calefacción, circulación forzada: $\Delta t = 10^\circ\text{C}$;
- o Agua caliente calefacción, circulación natural o termosifón: $\Delta t = 20^\circ\text{C}$;
- o Agua fría refrigeración: $\Delta t = 5,5^\circ\text{C}$.

2) DETERMINACION DEL GRADIENTE DE CÁLCULO (R: mmca/m)

De acuerdo al principio de conservación de la energía, si se tiene un fluido en *movimiento permanente y constante* por una conducción, la presión que provoca dicho movimiento, debe ser igual a las pérdidas de presión que se originan por frotamientos.

O sea se produce una transformación continua y permanente de energía mecánica en calórica.

Además la energía que provoca el movimiento, debe vencer también la acción de la presión hidrostática o de gravedad que se opone a la circulación.

En la figura 16-V, se muestra el caso de elevar el agua de un tanque a otro, a distinto nivel.

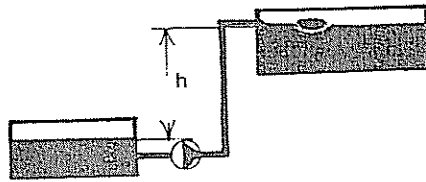


FIG. 16-V.

La presión necesaria o *presión eficaz* que debe ejercer la bomba, para elevar el agua en forma constante, desde el tanque inferior al superior, estará dada por la fórmula:

$$H = \Sigma IR + \Sigma Z + h,$$

donde:

- H: presión eficaz generada por la bomba (mmca);
- ΣIR : pérdida de presión por frotamiento en los tramos rectos de la canalización (mmca);
- Σl : sumatoria de las longitudes de tramos de cañerías que componen el circuito considerado (m);

- R: gradiente hidráulico o pérdida de presión por metro de cañería (mmca/m);
- ΣZ : sumatoria de las pérdidas de presión que se originan por frotamientos en las *resistencias individuales* como ser curvas, codos, tes, válvulas, etc. (mmca);
- h: presión hidrostática o altura a que hay que elevar el fluido (mmca).

El descrito anteriormente es un *circuito abierto*, dado que el agua que se eleva, *no se recircula nuevamente en el sistema*.

En cambio, en instalaciones de agua caliente o fría para instalaciones de calefacción o refrigeración, el agua se recircula en forma permanente entre los dispositivos de calentamiento o enfriamiento y las unidades terminales.

O sea que en estos casos se trata de *circuitos cerrados*, en las que *se anula la presión hidrostática o de altura h*.

De ese modo la ecuación anterior queda reducida para circuitos cerrados a la siguiente expresión:

$$H = \Sigma IR + \Sigma Z.$$

De modo que la presión eficaz, que en este caso es generada por la bomba, para producir la circulación del fluido en un circuito cerrado, debe ser igual a la sumatoria de las pérdidas de carga de las partes rectas, más las resistencias individuales de la canalización.

LONGITUD EQUIVALENTE DE CAÑERÍAS

El rozamiento en las resistencias individuales (ΣZ), está constituido por las pérdidas de carga de cada uno de los accesorios de las cañerías, como ser: codos, curvas, tes, válvulas, etc., de los tramos que integran el circuito cerrado.

Su valor es proporcional a la presión dinámica que se origina en cada resistencia individual, de acuerdo a la siguiente expresión:

$$\Sigma Z = \Sigma \tau \frac{v^2}{2g} \gamma,$$

siendo:

- ΣZ : sumatoria de las pérdidas de carga en las resistencias individuales del circuito cerrado (mmca);
- v: velocidad de circulación (m/seg);
- g: aceleración de la gravedad (m/seg²);
- γ : peso específico del fluido (kg/m³);
- $\Sigma \tau$: sumatoria de los coeficientes de frotamientos, propio de cada resistencia individual (sin unidades).

El coeficiente τ sólo depende de las *características geométricas* de la resistencia individual de que se trate, siendo prácticamente independiente del número de Reynolds o de la rugosidad relativa.

O sea que τ es un coeficiente de forma que surge de ensayos de laboratorio para cada uno de los accesorios que se utilizan.

En la práctica se aplica un método sencillo para estimar los rozamientos de las resistencias individuales, que consiste en relacionar el frotamiento de cada accesorio, con respecto al que tendría un caño de igual diámetro, circulando los mismos caudales de fluido.

Por ejemplo, una curva de 90° tendrá una caída de presión por frotamiento, que será equivalente a la que tendrá una longitud determinada de metros de caño del mismo diámetro, según se indica en la figura 17-V. Por ello a dicha longitud de cañería se la denomina longitud equivalente: leq (m).

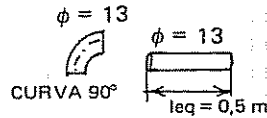


FIG. 17-V.

Si en el accesorio de la figura 17-V se igualan los frotamientos queda:

$$Z = R \text{ leq.}$$

Reemplazando los valores de Z y R de acuerdo a las ecuaciones vistas anteriormente:

$$\tau \frac{v^2}{2g} \gamma = \lambda \frac{v^2 \gamma}{2g \cdot d} \text{ leq.}$$

Simplificando y despejando:

$$\text{leq} = \frac{\tau}{\lambda} d \text{ (m).}$$

De esta fórmula se desprende que la longitud equivalente es función de τ y λ . Pero mientras τ depende de la característica geométrica del accesorio o resistencia individual, λ lo es del número de Reynolds y de la rugosidad relativa.

De modo que mientras τ es constante, λ no lo es, por lo tanto la longitud equivalente no es un valor fijo.

Sin embargo como dicha variación no es muy grande, en las aplicaciones prácticas se suele considerar la longitud equivalente como un valor constante, que es justamente lo que le da sencillez a este procedimiento de cálculo.

En el cuadro 1-V se incluye una tabla de longitudes equivalentes en metros, para diversos accesorios de cañerías y elementos que se utilizan normalmente.

CUADRO 1-V. LONGITUD EQUIVALENTE DE CAÑERÍAS (EN METROS).

Tipo	(mm) 13	19	25	32	38	51	64	75	100	125	150	200
	(") 1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	4	5	6	8
Codo a 90°	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,5	1,8	2,3	3	4	5	7,7
Curva a 90°	0,3	0,4	0,5	0,7	0,8	1	1,2	1,6	2	3	4	5
Curva a 45°	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,6	2,4	3	4
Cupla de reducción	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,9	1,2	1,5	2,1	3,3	4,6	6,1
Válvula de retención	1,8	2,4	3,6	4,2	4,8	6,1	7,6	9,1	12,2	18,3	24,4	30,5
Válvula globo	5,4	6,6	8,7	11,4	12,6	16,5	20,7	25,2	36,8	52	67,1	85,4
Válvula esclusa	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1	1,4	2,1	2,7	3,6
Válvula radiador	0,8	1	1,3	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Caldera-radiador intercambiador, etc.	1	1,5	2	2,5	3	4	5	6	7	8	9	11
T (paso recto)	0,5	0,6	0,7	0,9	1,1	1,4	1,7	2,1	2,7	4,2	5,4	7
T (paso lateral)	0,9	1,2	1,5	1,9	2,4	3	3,6	4,6	6,4	9,1	10,7	15,2

De esa manera:

$$\Sigma Z = \Sigma l e q R.$$

Reemplazando en la ecuación vista anteriormente:

$$H = \Sigma l R + \Sigma Z, \text{ queda:}$$

$$H = \Sigma l R + \Sigma l e q R.$$

De esta forma la *ecuación fundamental de equilibrio* en un circuito cerrado, queda representada por la ecuación:

$$H = \Sigma (l + l e q) R.$$

Esta es una ecuación de tres incógnitas, donde el único dato conocido es la longitud l de los tramos de cañerías.

De modo, entonces, que *para determinar el gradiente R buscado, debe conocerse la presión eficaz H de la bomba y la longitud equivalente de los accesorios de las cañerías*, datos que no se disponen porque aún no están calculados los diámetros respectivos.

De esta manera, es posible diseñar *infinitas redes de distribución de cañerías*, que satisfagan la cantidad de calor a transportar, debiéndose elegir aquella solución que *sea la más económica y que no provoque ruido ni erosión en las mismas*.

En efecto, si los diámetros de las cañerías son muy pequeños, la red resulta barata, pero como las velocidades de circulación han de ser altas, las pérdidas de presión son importantes y en consecuencia la potencia absorbida por la bomba es elevada.

A la inversa, las velocidades de diseño pequeñas, exigen redes caras, pero bajos costos de utilización, por lo que deben balancearse estos aspectos para llegar a la solución más adecuada.

El procedimiento de diseño que tiende a lograr esos objetivos es el denominado de *igual fricción o pérdida de carga constante*.

El principio de este método consiste en *fijar la pérdida de carga por metro R (mmca/m) constante a lo largo de la red de cañerías*, predimensionándose de esa manera los diámetros de la canalización. Luego se efectúa el cálculo de la bomba circuladora y por último se verifica que se cumpla en cada circuito cerrado la ecuación fundamental del equilibrio mencionada anteriormente.

Descripción del procedimiento de cálculo

El procedimiento de cálculo se divide en tres partes fundamentales, a saber:

- 1) Predimensionamiento de los diámetros de la canalización;
- 2) Selección de la bomba circuladora de agua;
- 3) Cálculo de verificación del frotamiento de los circuitos cerrados.

1) Predimensionamiento de los diámetros de la red de cañerías

Para determinar el gradiente R constante que permita el diseño de las cañerías, se elige la *velocidad máxima de descarga de la bomba en la cañería principal*, sobre la base de que el nivel de ruido sea aceptable para el uso a que está destinada la red, y *no se produzcan erosiones*.

En general, no es conveniente que la velocidad máxima de salida, supere los 2 m/seg, fijándose en la práctica los valores de velocidades de descarga de agua de bombas circuladoras, de acuerdo al tipo de instalación, indicadas en el cuadro 2-V.

CUADRO 2-V. VELOCIDADES RECOMENDADAS DE DESCARGA DE BOMBAS (m/seg).

Agua caliente para calefacción	0,4 a 0,8 m/seg
Agua fría para refrigeración	1 a 1,7 m/seg

De esa manera con la *velocidad de salida de la bomba y el caudal que transporta la cañería principal* o sea el caudal de la bomba circuladora, se establece en el gráfico de la figura 15-V, un punto que define además del diámetro de dicha cañería, el *gradiente de cálculo R (mmca/m)* que se mantendrá constante en la instalación.

A partir de ese punto, entonces, se *traza una recta de maniobra correspondiente a R constante*, sobre la cual, en función de los diversos caudales transportados por tramos, se predimensionan los diámetros de la red de cañerías.

En la figura 18-V se indica el procedimiento de predimensionado, en forma esquemática, el que se efectúa en función del *caudal más aproximado* en más o en menos, sobre la recta de maniobra.

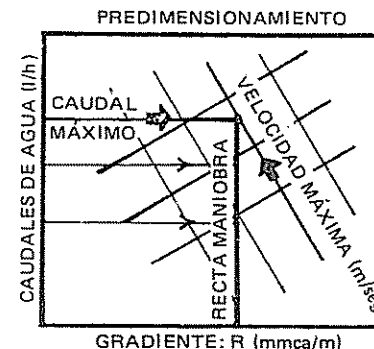
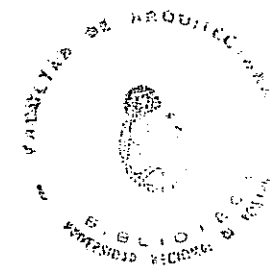


FIG. 18-V.



2) Selección de la bomba circuladora

Para determinar la característica de una bomba circuladora, se deben conocer dos datos fundamentales que son:

- caudal a transportar (l/h);
- presión eficaz o presión disponible: H (mmca).

El caudal se calcula con la fórmula ya vista:

$$C = \frac{Q}{\Delta t} \text{ (l/h),}$$

donde:

- Q: cantidad de calor máxima a transportar, que corresponde al tramo principal (kcal/h);
- Δt : salto térmico, que para calefacción se adopta en 10 °C y para refrigeración en 5,5 °C.

La presión eficaz necesaria de la bomba, se determina con la ecuación:

$$H = \Sigma (1 + leq) R,$$

en la que:

- H: presión eficaz (mmca);
- R: gradiente hidráulico, que se estableció como constante para efectuar el predimensionamiento (mmca/m);
- Σl : sumatoria de las longitudes de los tramos de cañerías que constituyen el *circuito cerrado más desfavorable*, que es el más largo (m);
- Σleq : sumatoria de las longitudes equivalentes, de las resistencias individuales, de los tramos del circuito cerrado de cañerías más desfavorables o más largo (m).

Para la determinación de la presión H de la bomba, en la práctica suele fijarse el valor de la longitud equivalente por accesorios en relación a la longitud recta de las cañerías del circuito cerrado más desfavorable.

Este valor va a depender de la característica de la instalación en cuanto a la cantidad de accesorios que se instalen. En instalaciones normales, se estima la longitud equivalente igual a la longitud recta de la canalización del circuito cerrado más largo o más desfavorable.

O sea:

$$\Sigma l = \Sigma leq.$$

Por lo tanto, reemplazando en la ecuación anterior:

$$H = 2 \Sigma l R.$$

Con estos valores de caudal y presión se pueden definir las características reales de la bomba a utilizar, mediante la aplicación de tablas o curvas de rendimientos y capacidades confeccionadas por los fabricantes en base a valores experimentales.

En la figura 19-V, se muestran las curvas de capacidad para distintos modelos de bombas, de las características constructivas indicadas en el detalle que acompaña la figura.

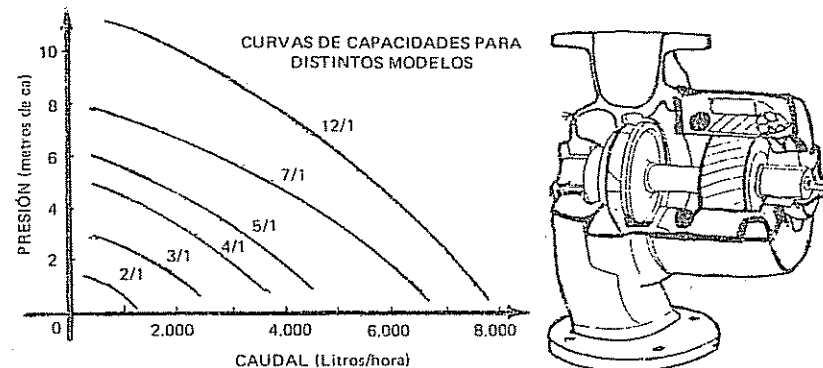


FIG. 19-V.

El consumo eléctrico o potencia de la bomba, está en función directa del caudal y presión eficaz de la misma, de acuerdo a la siguiente expresión:

$$CV = \frac{H \cdot Cs \cdot \gamma}{75 \eta} \quad \text{ó} \quad KW = \frac{H \cdot Cs \cdot \gamma}{102 \eta},$$

donde:

- CV ó KW: potencia absorbida por la bomba (caballos o kW);
- H: presión eficaz (m ca);
- Cs: caudal de agua (l/seg);
- γ : peso específico del agua (se considera 1 kg/l);
- η : rendimiento de la bomba que varía de 0,4 a 0,6.

3) Verificación de los diámetros de las cañerías

Una vez predimensionados los diámetros de cañerías y seleccionada la bomba circuladora, debe efectuarse el cálculo de verificación, que consiste en determinar en cada circuito cerrado que se cumple la ecuación de equilibrio:

$$H = \Sigma (1 + leq) R \text{ (mmca).}$$

Donde H es la presión de la bomba y el segundo miembro las pérdidas de presión por frotamiento en cada circuito cerrado de cañería. En el esquema de la figura 20-V se indica el procedimiento de cálculo de verificación del frotamiento de los circuitos.

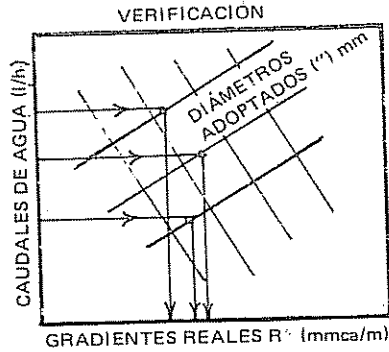


FIG. 20-V.

Se busca sobre la intersección del diámetro elegido y el caudal transportado por cada uno de los tramos el verdadero valor del gradiente R (mmca/m).

Por supuesto, los valores no van a ser coincidentes con el gradiente provisorio que sirvió de base para el predimensionamiento, en virtud de que deben adoptarse los tamaños de caños que se disponen en plaza, habiéndose establecido el diámetro más aproximado en más o en menos.

Por otra parte, se calculan las longitudes equivalentes, teniendo en cuenta los accesorios de cada uno de los tramos, utilizando la tabla del cuadro 1-V.

De esa manera para cada circuito cerrado se establece la real caída de presión por frotamiento: $\Sigma (l + leq) R$, la que se debe comparar con la presión de la bomba H.

Así, si la presión por frotamiento en las cañerías es mayor que la presión disponible en la bomba seleccionada, deberá aumentarse el diámetro de algún tramo. Lo contrario ocurrirá si el frotamiento de la cañería es menor.

De esa forma se realizan los ajustes, tendiendo a cumplir dicha igualdad, lo más aproximadamente posible, para cada uno de los circuitos cerrados de la instalación.

Ejemplo de cálculo de cañerías de una instalación de calefacción por circulación forzada

Supóngase una instalación de distribución inferior con bomba, de acuerdo a la figura 21-V.

Se fija:

- temperatura de agua de alimentación: 90 °C;
- temperatura de agua de retorno: 80 °C.

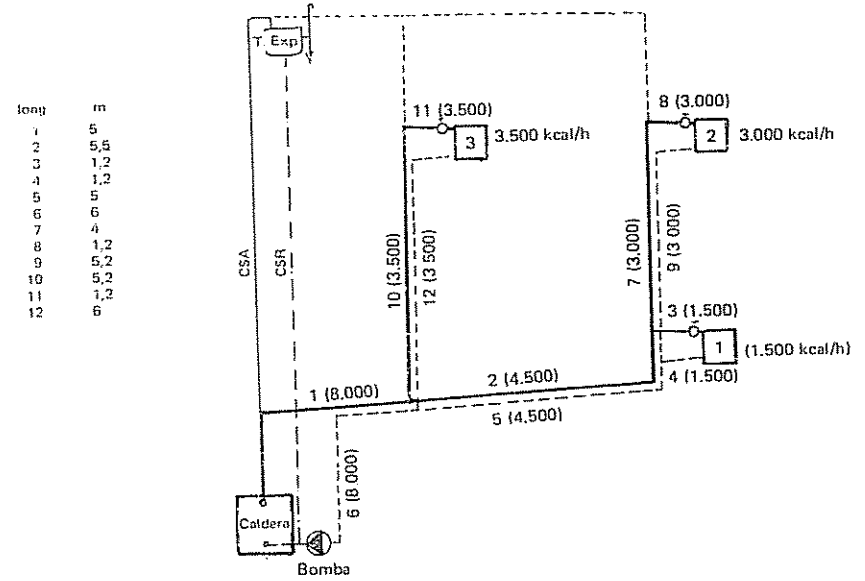


FIG. 21-V.

1) Predimensionamiento de los diámetros de la instalación

Para el predimensionamiento de los diámetros de la instalación se adopta una velocidad de salida de 0,5 m/seg.

El caudal máximo de la instalación o caudal de la bomba es el del tramo 1 y 6:

$$C = \frac{8.000 \text{ kcal/h}}{10} = 800 \text{ l/h.}$$

De esa manera, se halla la recta de maniobra de R constante, para 800 l/h y 0,5 m/seg, según se indica esquemáticamente en el gráfico de la figura 22-V.

Se determina la recta R = 14 mmca/m y por lo tanto, con los caudales transportados por tramo y con la recta de maniobra, se determinan los diámetros de la canalización.

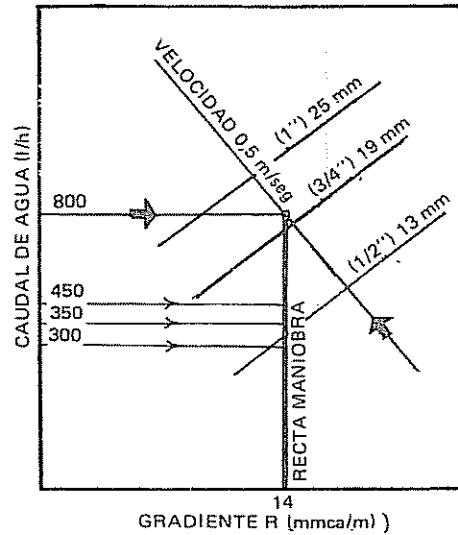


FIG. 22-V.

Para su elección se adopta el diámetro que *más se aproxime* al caudal transportado, utilizando el gráfico de la figura 15-V.

En el cuadro 3-V se detallan los valores hallados:

CUADRO 3-V.

Tramos N°	Q kcal/h	C l/h	Diámetros provisorios mm (")
1 y 6	8.000	800	19 (3/4)
2 y 5	4.500	450	19 (3/4)
3 y 4	1.500	150	13 (1/2)
7 , 8 y 9	3.000	300	13 (1/2)
10 , 11 y 12	3.500	350	13 (1/2)

2) Selección de la bomba circuladora de agua

El caudal de la bomba circuladora se calcula con la fórmula:

$$C = \frac{Q}{10} = \frac{8.000 \text{ kcal/h}}{10} = 800 \text{ l/h.}$$

La presión de la bomba se determina con la ecuación:

$$H = 2 \sum l R \text{ (mmca),}$$

donde:

R: provisorio es igual a 14 mmca/m;

Σ l: longitud del circuito cerrado más largo o más desfavorable, que en este caso es el radiador 2.

Está compuesto por los tramos 1, 2, 7, 8, 9, 5 y 6, cuya longitud total es de 31,9 metros.

Por lo tanto:

$$H = 2 \times 31,9 \times 14 = 893,2 \text{ mmca} = 0,893 \text{ m ca.}$$

De esa manera, en los catálogos en forma de curvas o tablas de los fabricantes, se adopta una bomba de las siguientes características:

Caudal: 800 l/h;

Presión: 900 mmca o 0,9 mca.

El consumo eléctrico de la bomba valdrá, considerando un rendimiento del 40 %:

$$KW = \frac{H \cdot Cs}{102 \eta}$$

$$KW = \frac{0,9 \times 800/3.600}{102 \times 0,4} \cong 0,005 \text{ KW} = 5 \text{ Watts.}$$

Es evidente que por las características del ejemplo, se trata de una bomba muy pequeña, con un consumo eléctrico ínfimo.

3) Cálculo de verificación del frotamiento de los circuitos

El cálculo de verificación comienza por determinar los reales frotamientos del circuito más desfavorable, que es el de más longitud. En este caso, es el del radiador N° 2.

Así, entonces, con el diámetro preestablecido y el caudal transportado se determina un punto, que permite hallar el verdadero gradiente R (mmca/m), dado que el cálculo es aproximado en virtud de los diámetros nominales de plaza.

En la figura 23-V se indica el procedimiento de cálculo.

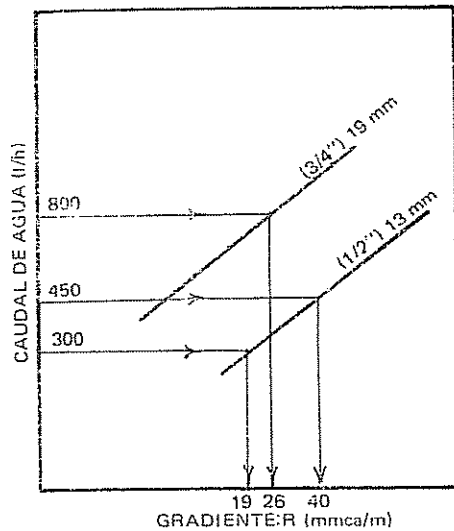


FIG. 23-V.

Luego se calculan las longitudes equivalentes por accesorios en cada uno de los tramos, según se detalla en el cuadro 4-V y las figuras 24-V y 25-V.

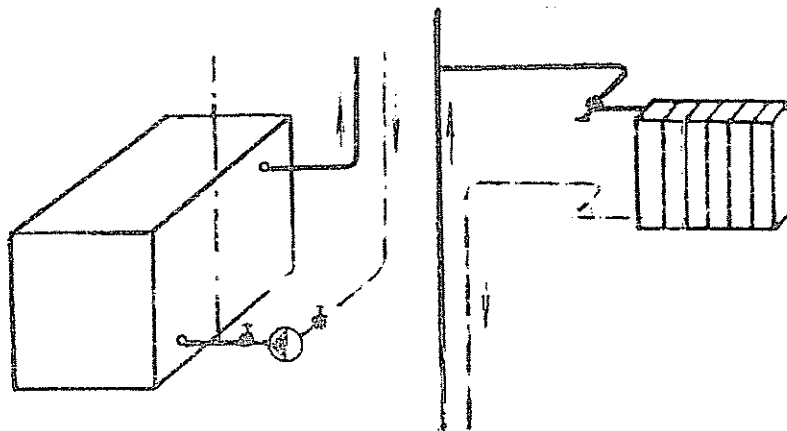


FIG. 24-V.

FIG. 25-V.

CUADRO 4-V.
LONGITUDES EQUIVALENTES.

Tramo 1 (φ 19) (fig. 24-V)		Tramo 9 (φ 13)	
Caldera	1,5	3 codos (13)	1,5
Curva 90°	0,4	T (paso recto)	0,5
T (paso lateral)	1,2		
	<u>Σ leq = 3,1 m</u>		<u>Σ leq = 2,0 m</u>
Tramo 2 (φ 19)		Tramo 5 (φ 19)	
T (paso recto)	0,6	Codo	0,6
Codo (19)	0,6	T (paso recto)	0,6
	<u>Σ leq = 1,2 m</u>		<u>Σ leq = 1,2 m</u>
Tramo 7 (φ 13)		Tramo 6 (φ 19)	
T (paso recto)	0,5	2 curvas 90°	0,8
	<u>Σ leq = 0,5 m</u>	2 válvulas esclusas	0,6
		T (paso recto)	0,6
			<u>Σ leq = 2,0 m</u>
Tramo 3 (φ 13)		Tramo 10 (φ 13)	
T (paso lateral)	0,9	T (paso lateral)	0,9
Codo (13)	0,5		
Válvula radiador (13)	0,8		
Radiador	1		
	<u>Σ leq = 3,2 m</u>		<u>Σ leq = 0,9 m</u>
Tramo 4 (φ 13)		Tramo 11 (φ 13)	
2 codos (13)	1	Ídem (tramo 8)	3,2
T (paso lateral)	0,9		
	<u>Σ leq = 1,9 m</u>		<u>Σ leq = 3,2 m</u>
Tramo 8 (φ 13) (fig. 25-V)		Tramo 12 (φ 13)	
T (paso lateral)	0,9	3 codos φ 13	1,5
Codo (13)	0,5	T (paso lateral)	0,9
Válvula radiador (13)	0,8		
Radiador	1		
	<u>Σ leq = 3,2 m</u>		<u>Σ leq = 2,4 m</u>

Una vez establecidos los frotamientos, debe verificarse que sean iguales a la presión de la bomba seleccionada de 900 mmca.

De no cumplirse esa igualdad, deben aumentarse o disminuirse algún diámetro de modo de llegar a la solución más aproximada posible, o sea, se debe cumplir para cada circuito cerrado que:

CUADRO 5-V. CÁLCULO DE VERIFICACIÓN DE FROTAMIENTOS.

Tubo	Q Cantidad de calor kcal/h	C Caudal l/h	l Long m	d Diám. mm	R	leq	l + leq	(l + leq) R	Observaciones
Nº					mmca/m	m	m	mmca	
Circuito radiador 2									
1	8.000	800	5	19	26	3,1	8,1	210,6	
2	4.500	450	5,5	19	9	1,2	6,7	60,3	
7	3.000	300	4	13	19	0,5	4,5	85,5	
8	3.000	300	1,2	13	19	3,2	4,4	83,6	
9	3.000	300	5,2	13	19	2	7,2	136,8	
5	4.500	450	5	19	9	1,2	6,2	55,8	
6	8.000	800	6	19	26	2	8	208	
$\Sigma l = 31,9$ m					$\Sigma (l + leq) R = 840,6$ mmca < 900 mmca				

Circuito radiador 1

1	—	—	5	19	—	—	—	210,6	
2	—	—	5,5	19	—	—	—	60,3	
3	1.500	150	1,2	13	5,5	3,2	4,4	24,2	
4	1.500	150	1,2	13	5,5	1,9	3,1	17,05	
5	—	—	5	19	—	—	—	55,8	
6	—	—	6	19	—	—	—	208	
$\Sigma l = 23,9$ m					$\Sigma (l + leq) R = 575,95$ mmca < 900 mmca				

El diámetro mínimo que se utiliza es de 13 mm (1/2"). La presión remanente se anulará entonces estrangulando el paso a la válvula del radiador.

CUADRO 6-V VARIACIÓN DEL PESO ESPECÍFICO γ CON LA TEMPERATURA (A PRESIÓN ATMOSFÉRICA NORMAL).

t (°C)	γ (kg/m ³)	t (°C)	γ (kg/m ³)	t (°C)	γ (kg/m ³)	t (°C)	γ (kg/m ³)	t (°C)	γ (kg/m ³)
40	992,2	50	988,1	60	983,2	70	977,81	80	971,8
42	991,4	52	987,2	62	982,2	72	976,7	82	976,6
44	990,6	54	986,2	64	981,1	74	975,5	84	969,3
46	989,8	56	985,3	66	980,1	76	974,3	86	968,0
48	988,9	58	984,3	68	978,9	78	973,1	88	966,7
$\Sigma l = 23,4$ m					$\Sigma (l + leq) R = 872,2$ mmca < 900 mmca				

Tubo	Q Cantidad de calor kcal/h	C Caudal l/h	l Long m	d Diám. mm	R	leq	l + leq	(l + leq) R	Observaciones
Nº					mmca/m	m	m	mmca	
Circuito 3									
1	—	—	5	19	—	—	—	210,6	
10	3.500	350	5,2	13	24	0,9	6,1	146,4	
11	3.500	350	1,2	13	24	3,2	4,4	105,6	
12	3.500	350	6	13	24	2,4	8,4	201,6	
6	—	—	6	19	—	—	—	208	
$\Sigma l = 23,4$ m					$\Sigma (l + leq) R = 872,2$ mmca < 900 mmca				

$$H = \sum (l + leq) R.$$

El circuito cerrado del *radiador N° 1* está compuesto por los tramos 1, 2, 3, 4, 5 y 6 y el del *radiador N° 3* por los tramos 1, 10, 11, 12 y 2.

Por supuesto, en el cálculo aparecen tramos comunes ya diseñados en el circuito principal, por lo cual se transcriben los valores ya calculados.

Los valores se incluyen en la planilla de cálculo del cuadro 5-V y se halla el real frotamiento producido en los circuitos cerrados.

Instalaciones de calefacción por gravedad

En las instalaciones de calefacción por gravedad, la circulación del agua se realiza en virtud de la diferencia de peso entre el agua caliente de alimentación y la más fría de retorno (cuadro 6-V).

En efecto, supóngase el sistema más simple de calefacción que se representa en la figura 26-V.

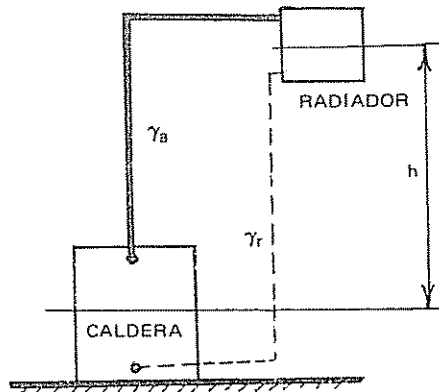


FIG. 26-V.

Se supone que las variaciones de temperatura del agua se producen sólo en el radiador y en la caldera, considerando que no se originan pérdidas de calor en las cañerías.

Debido a que el agua de retorno está más fría que la de alimentación, la misma es más pesada, por lo que esa diferencia de peso origina entonces una *presión eficaz* o fuerza motora en el sistema.

A este principio físico se lo denomina *termosifón*.

La ecuación que representa dicha presión es la siguiente:

$$H = h (\gamma_r - \gamma_a) \text{ (mmca),}$$

donde:

- H: presión eficaz o disponible (mmca);
- h: diferencia de nivel entre centro de caldera y radiador (m);
- γ_r : peso específico del agua de retorno (kg/m^3);
- γ_a : peso específico del agua de alimentación (kg/m^3).

En general, se trabaja con temperaturas de agua de alimentación de 90 °C. El agua penetra, entonces, a esa temperatura en el radiador, donde se produce un descenso de temperatura de 20 °C, debido a la cesión de calor sensible al ambiente.

De esa manera, el agua retorna a una temperatura más baja 70 °C, provocando, al ser más pesada por ser más fría, la circulación de la misma por las cañerías.

Por ejemplo: de acuerdo a la tabla del cuadro 6-V:

$$\begin{aligned} \gamma_r (70 \text{ }^\circ\text{C}) &= 977,81 \text{ kg/m}^3 \\ \gamma_a (90 \text{ }^\circ\text{C}) &= 965,34 \text{ kg/m}^3 \\ \text{Diferencia} &= 12,47 \text{ kg/m}^3. \end{aligned}$$

Si el desnivel entre centro de caldera y radiador es de 10 m, la presión eficaz vale:

$$H = 10 \times 12,47 = 124,7 \text{ kg/m}^2 \text{ o mmca.}$$

En estos casos, las presiones originadas son muy pequeñas, dependiendo fundamentalmente de las características físicas de la instalación (altura entre centro de caldera y radiador). Sin embargo, diseñada correctamente la red de cañerías, esta pequeña presión es suficiente como para asegurar una circulación adecuada del agua.

Cálculo de cañerías para instalaciones de calefacción por gravedad

Se había determinado que la fórmula para el cálculo de cañerías era:

$$R = 6,4 \cdot 10^3 \lambda \frac{C^2}{d^5}$$

Con esa fórmula se ha confeccionado el gráfico para el cálculo de cañerías, indicado en la figura 27-V, para instalaciones de calefacción por gravedad, que es similar al visto anteriormente en la figura 15-V, pero realizado para gradientes pequeños.

Se deduce de la fórmula que, para determinar el diámetro de las cañerías, es necesario conocer el caudal circulatorio y el gradiente o pérdida de carga por metro R (mmca/m).

a) *Cálculo del caudal circulatorio (l/h)*

Se había deducido que el caudal circulatorio, suponiendo el calor específico y el peso específico igual a la unidad valía:

$$C = \frac{Q}{(t_1 - t_2)} \text{ (l/h),}$$

donde:

Q: cantidad de calor transportado por tramo de cañería (kcal/h);
 (t₁ - t₂): salto térmico entre la temperatura de entrada y salida del radiador, que se adopta en 20 °C. O sea temperatura de entrada 90 °C y salida 70 °C.

b) *Cálculo del gradiente R (mmca/m)*

Se emplea la fórmula fundamental de equilibrio que vale, para un circuito cerrado:

$$H = \Sigma (l + leq) R.$$

De esta ecuación, la presión eficaz H es un dato que depende de las características físicas de la instalación.

Sin embargo, se desconoce la longitud equivalente de los accesorios debido a que todavía no se ha dimensionado la instalación.

Por lo tanto, para resolver esa ecuación se fija la sumatoria de longitudes equivalentes, igual a la longitud del circuito cerrado considerado, de modo que:

$$H = 2 \Sigma l R.$$

De esa manera se despeja el valor de R,

$$R = \frac{H}{2 \Sigma l} \text{ (mmca/m).}$$

El procedimiento de cálculo consiste en suponer el *gradiente constante a lo largo del circuito más desfavorable*, que en este tipo de circulación es el del radiador más alejado y más bajo con respecto a la caldera.

En efecto, para el radiador más bajo H o presión eficaz es menor, dado que la misma dependía de h o sea la diferencia de altura entre centro de caldera y radiador, $H = h (\gamma_r - \gamma_a)$.

A su vez, como la longitud es la mayor, se desprende de la ecuación anterior $R = H/2 \Sigma l$, que para estos circuitos el gradiente R es el menor de la instalación.

Se observa de la fórmula fundamental del escurrimiento, que para gradientes chicos los diámetros son grandes, porque varían en función inversa, elevado a la quinta potencia.

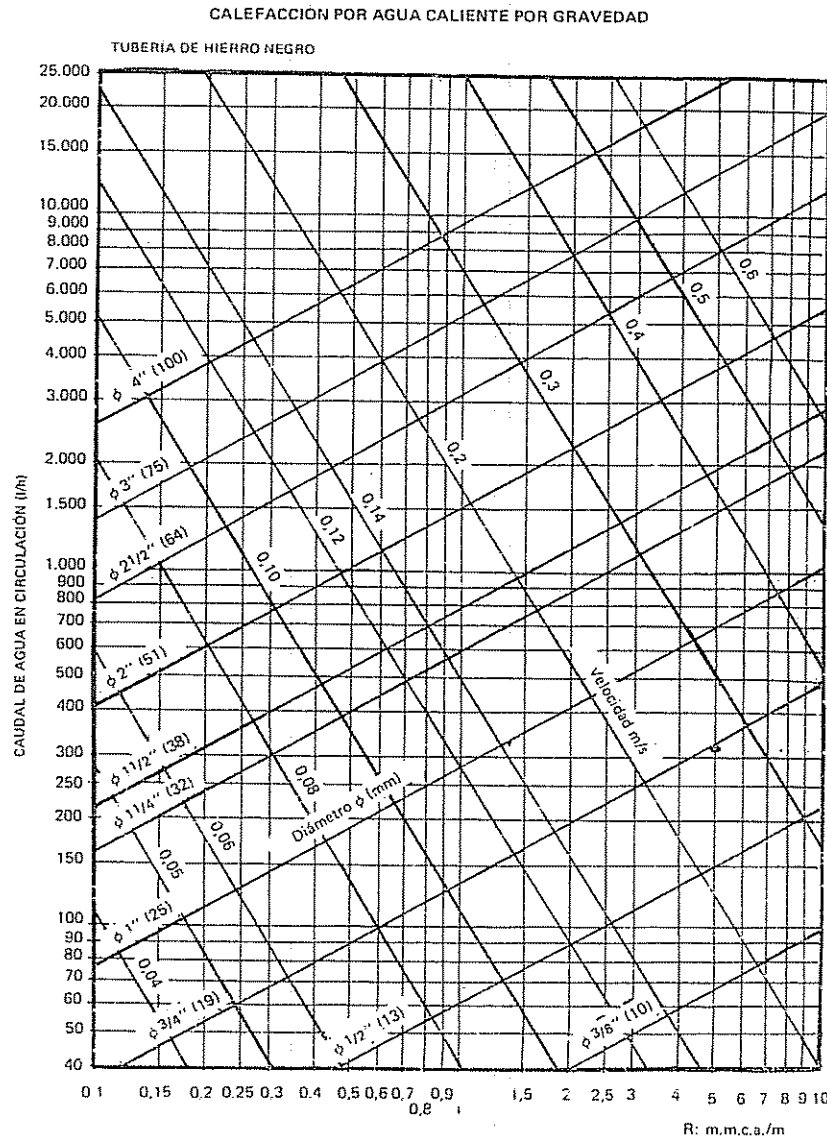


FIG. 27-V.

Por lo tanto, con el valor del caudal transportado y el gradiente más desfavorable, se efectúa el diseño de los diámetros de la instalación.

Este cálculo es *provisorio*, dado que se estima el diámetro más aproximado de acuerdo a la disponibilidad comercial, y, además, se había supuesto una determinada caída de presión por accesorios, por lo que luego debe efectuarse la *verificación*, de que en cada circuito cerrado se cumple la ecuación $H = \sum (l + l_{eq}) R$.

O sea, se determina el gradiente R para el circuito más desfavorable con la ecuación: $R = H/2 \sum l$ y se traza la *recta de maniobra* de R constante sobre la cual, en función del caudal transportado por tramo, se efectúa el diseño provisorio de los diámetros (fig. 28-V) y aplicación de la figura 27-V.

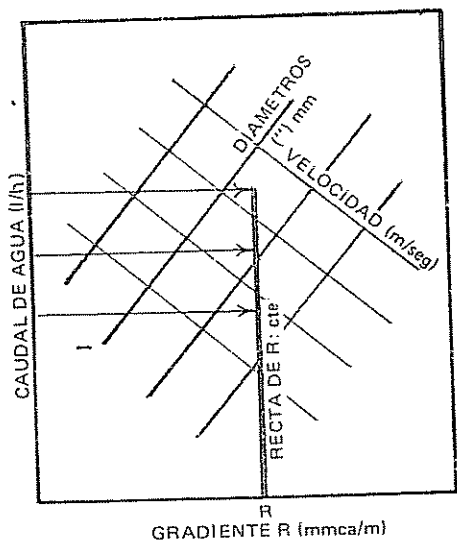


FIG. 28-V.

Para los circuitos cerrados de los demás radiadores, se efectúa el cálculo de la misma manera, pero en cada caso debe determinarse la presión eficaz H, la que está en función de la altura con respecto a la caldera, con la fórmula: $H = h (\gamma_r - \gamma_a)$.

Ejemplo de cálculo

Se trata de una instalación de calefacción por radiadores. Circulación natural. Distribución inferior (fig. 29-V).

La instalación es similar a la calculada para agua caliente circulación forzada (fig. 21-V).

Se fija el salto térmico entre el agua de alimentación y retorno en 20 °C (alimentación: 90 °C; retorno 70 °C).

a) Cálculo provisorio

El cálculo comienza por el circuito del radiador más desfavorable que es, generalmente, el *más bajo y más alejado de la caldera*, debido a que dispone de menor presión eficaz H y mayor frotamiento.

En este caso, en particular, se trata del radiador N° 1.

Longitud (tramos 1 a 6) = 23,9 metros.

Presión eficaz: $H = h (\gamma_r - \gamma_a)$.

Se había analizado que la diferencia de pesos específicos para el agua entre 70 y 90 °C vale 12,47 kg/m³.

Por lo tanto, la presión eficaz vale:

$$H = 3 \text{ m} \times 12,47 \text{ kg/m}^3 = 37,4 \text{ kg/m}^2 \text{ o mmca.}$$

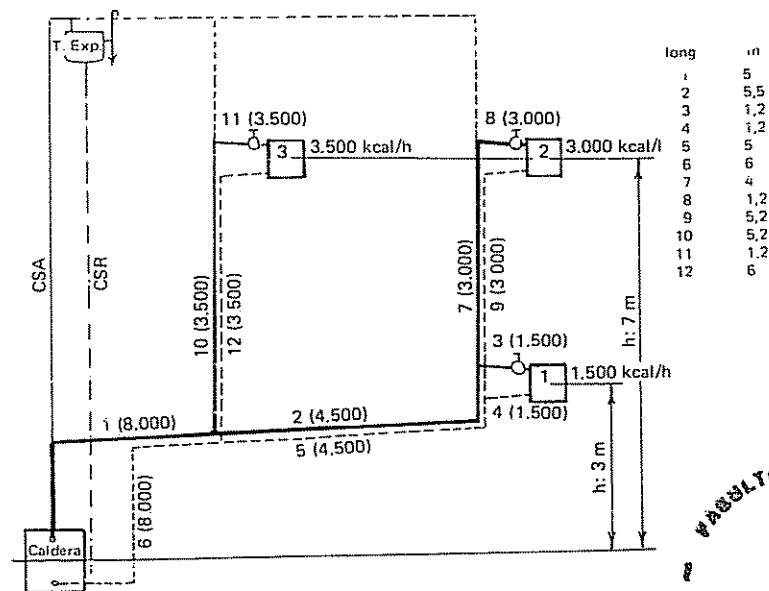


FIG. 29-V.

El gradiente R de cálculo provisorio valdrá:

$$R = \frac{H}{2 \sum l} = \frac{37,4 \text{ mmca}}{2 \cdot 23,9 \text{ m}} = 0,78 \text{ mmca/m.}$$



Con ese gradiente y el caudal transportado, se efectúa el diseño del circuito más desfavorable, adoptando el diámetro nominal más aproximado en la figura 28-V. Así, entonces, se transcriben los valores en el cuadro 7-V.

CUADRO 7-V.

Tramo N°	Q: kcal/h	C: l/h	Diámetro (mm)
1 y 6	8.000	400	32
2 y 5	4.500	225	25
3 y 4	1.500	75	13

Para los demás circuitos se adoptan los siguientes gradientes, y diseño provisorio de las cañerías:

Circuito N° 2

Está constituido por los tramos 1, 2, 7, 8, 9, 5 y 6, cuya longitud total es de 31,9 metros.

La presión eficaz de este circuito considerando que el desnivel h entre centro de caldera y radiador es de 7 metros vale:

$$H = h (\gamma_r - \gamma_a) = 7 \times 12,47 = 87,3 \text{ mmca.}$$

De esa manera, el gradiente provisorio vale:

$$R = \frac{H}{2 \sum l} = \frac{87,3}{2 \times 31,9} = 1,37 \text{ mmca/m.}$$

Con ese gradiente se efectúa el cálculo provisorio de los diámetros de los tramos 7, 8 y 9, en función de los caudales transportados más aproximados. Por supuesto, los otros tramos ya han sido dimensionados al analizar el circuito N° 1.

De ese modo, se confecciona el cuadro 8-V, que resume el procedimiento de predimensionamiento.

CUADRO 8-V.

Tramo N°	Q (kcal/h)	C (l/h)	Diámetro (mm)
7, 8 y 9	3.000	150	19

Circuito N° 3

Está constituido por los tramos 1, 6, 10, 11 y 12, cuya longitud total es de 23,4 metros.

La presión eficaz, considerando que h vale 7 metros es de:

$$H = h (\gamma_r - \gamma_a) = 7 \times 12,47 = 87,3 \text{ mmca.}$$

De esa manera, el gradiente provisorio vale:

$$R = \frac{H}{2 \sum l} = \frac{87,3}{2 \times 23,4} = 1,87 \text{ mmca/m.}$$

Con ese gradiente se efectúa el cálculo provisorio de los diámetros de los tramos 10, 11 y 12, en función de los caudales transportados más aproximados.

De ese modo, se confecciona el cuadro 9-V, que resume el procedimiento de predimensionamiento.

CUADRO 9-V.

Tramo N°	Q (kcal/h)	C (l/h)	Diámetro (mm)
10, 11 y 12	3.500	175	19

b) Cálculo de verificación

Una vez efectuado el diseño de los diámetros provisorios de toda la instalación, debe realizarse el cálculo de verificación de la ecuación $H = \sum (l + l_{eq}) R$ para cada uno de los circuitos cerrados. Se debe determinar el gradiente R real y la longitud equivalente por tramo, cálculos que se han incluido en las planillas de los cuadros 10 y 11-V.

Debe constatarse siempre que la presión eficaz H sea igual o algo mayor que las pérdidas por frotamiento, por lo que en los casos de no cumplirse con dicha igualdad, se ajustan o corrigen los diámetros provisorios calculados, en más o en menos, hasta llegar a la solución más aproximada posible.

El procedimiento de ajuste se detalla en la planilla de cálculo del cuadro 11-V.

Cálculo de colectores

La función de estas cañerías es la de recolectar el agua de varios circuitos, de modo de efectuar una correcta distribución.

Esta cañería debe tener un diámetro amplio, de modo que el agua se remanse en el mismo o sea que pierda su velocidad, para utilizarse como punto de enlase y regulación de flujos, conexión de cañerías de ventilación, tanque de expansión, colocación de dispositivos de regulación y control, etc.

CUADRO 10-V. DETERMINACIÓN DE LONGITUDES EQUIVALENTES (m).

Las conexiones de caldera y radiadores son similares a las figuras 24 y 25-V excepto el tramo 6 que no lleva bomba.

Tramo	Φ	leq	Tramo	Φ	leq
Tramo 1	φ 32		Tramo 7	φ 13	φ 19
Caldera		2,5	T (paso recto)	Σ leq = 0,5 m	0,6 m
Curva 90°		0,7			
T (paso lateral)		1,9			
		Σ leq = 5,1 m	Tramo 8	φ 13	φ 19
Tramo 2	φ 25			leq	leq
T (paso recto)		0,7	T (paso lateral)	0,9	1,2
Codo (25)		0,8	Codo	0,5	0,6
		Σ leq = 1,5 m	Válvula radiador	0,8	1
			Radiador	1	1,5
				Σ leq = 3,2 m	4,3 m
Tramo 3	φ 13		Tramo 9	φ 19	
T (paso lateral)		0,9	3 codos (φ 19)		1,8
Codo (13)		0,5	T (paso recto)		0,6
Válvula radiador		0,8			
Radiador		1			
		Σ leq = 3,2 m			Σ leq = 2,4 m
Tramo 4	φ 13		Tramo 10	φ 19	
(2) codos φ 13		1	T (paso lateral)		Σ leq = 1,2 m
T (paso lateral)		0,9			
		Σ leq = 1,9 m	Tramo 11		
Tramo 5	φ 25		Ídem tramo 8		
Codo (25)		0,8	φ 19		Σ leq = 4,3
T (paso recto)		0,7	φ 13		Σ leq = 3,2
		Σ leq = 1,5 m	Tramo 12	φ 19	
Tramo 6	φ 32		3 codos (19)		1,8
T (paso lateral)		1,9	T (paso lateral)		1,2
2 curvas 90°		1,4			
		Σ leq = 3,3 m			Σ leq = 3,0 m

CUADRO 11-V. CÁLCULO DE VERIFICACIÓN.

Tramo	Nº	Q Cantidad de calor kcal/h	C Caudal l/h	l Long m	d Diám mm	R mmca/m	leq m	l + leq m	R (l + leq) mmca	Observaciones
Radiador 1 (R = 0,78 mmca/m) H = 37,4										
	1	8.000	400	5	32	0,5	5,1	10,1	5,05	
	2	4.500	225	5,5	25	0,7	1,5	7	4,90	
	3	1.500	75	1,2	13	1,5	3,2	4,4	6,60	
	4	1.500	75	1,2	13	1,5	1,9	3,1	4,65	
	5	4.500	225	5	25	0,7	1,5	6,5	4,55	
	6	8.000	400	6	32	0,5	3,3	9,3	4,65	
				Σ l = 23,9 m						Σ (l + leq) R = 30,40 mmca < 37,4 mmca
Radiador 2 (R = 1,37 mmca/m) H = 87,3										
	1	—	—	5	32	—	—	—	5,05	
	2	—	—	5,5	25	—	—	—	4,90	
	7	3.000	150	4	{ (13)	(5)	(0,5)	(4,5)	(22,50)	(φ corregido)
	8	3.000	150	1,2	{ (13)	(5)	0,6	4,6	5,62	
	9	3.000	150	5,2	{ (13)	(5)	(3,2)	(4,4)	(22)	(φ corregido)
	5	—	—	5	25	1,2	4,3	5,5	6,6	
	6	—	—	6	32	1,2	2,4	7,6	9,12	
				Σ l = 31,9 m						Σ (l + leq) R = 40,89 < 87,3
						corregido: Σ (l + leq) R = 72,77 < 87,3 (verifica)				

Tramo	Q Cantidad de calor kcal/h	C Caudal l/h	l Long m	d Diám. mm	R mmca/m	leq m	l + leq m	(l + leq) R mmca	Observaciones
Radiador 3 (R = 1,87 mmca/m) H = 87,3									
1	—	—	5	32	—	1,2	—	5,05	
10	3 500	175	5,2	19	1,6 (6,8)	(3,2) 4,3	6,4 (4,4)	10,24 (29,92)	(φ corregido)
11	3 500	175	1,2	{ 19	1,6	3	5,5	8,8	
12	3 500	175	6	19	1,6	—	9	14,4	
6	—	—	6	32	—	—	—	4,65	
					Σ (l + leq) R =		43,14 < 87,3		
					Σ (l + leq) R =		64,26 < 87,3		
					Σ (l + leq) R =		correcto: Σ (l + leq) R =		
					Σ l = 23,4 m				

Para el cálculo se lo considera incluido dentro del tramo del circuito correspondiente al tramo principal.

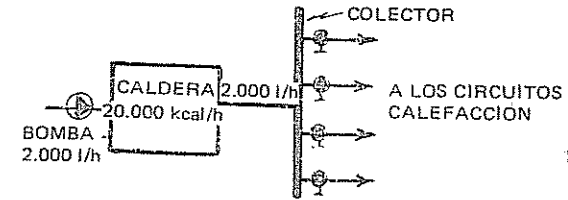


FIG. 30-V.

Supóngase calcular el colector de la figura 30-V. El tramo principal transporta un caudal de 2.000 l/h, considerando que el salto térmico es de 10 °C, en una instalación de calefacción por circulación forzada.

Con el gráfico de la figura 15-V, con ese caudal y fijando una velocidad de 0,5 m/seg, se puede adoptar un diámetro de 32 mm o sea 1 1/4".

La velocidad real y el gradiente R real para el caudal fijado de 2.000 l/h y el diámetro seleccionado, es de 0,53 m/seg y 9 mmca/m.

Para el dimensionamiento del colector se establece como norma práctica adoptar 2 rangos más de la cañería principal que lo alimenta. Los rangos de cañerías son los indicados en el cuadro 12-V.

CUADRO 12-V. DIÁMETROS EN mm y (").

13	19	25	32	38	51	64	75	100	125	150	200
1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	4	5	6	8

De esa manera, como la cañería principal es de 32 mm, el diámetro del colector será de acuerdo al cuadro 12-V, de 51 mm (2").

Se observa en el gráfico de la figura 15-V, que para el caudal de 2.000 l/h y el diámetro 51 mm, la velocidad desciende a 0,27 m/seg y el gradiente a 1,75 mmca/m.

Se logra, entonces, reducir sensiblemente la velocidad de circulación y la caída de presión por metro a fin de lograr cumplir la función indicada precedentemente.

CAPÍTULO VI
CÁLCULO DE INSTALACIONES DE CALEFACCIÓN
POR LOSAS RADIANTES

El proceso para el dimensionamiento de una instalación de calefacción por losas radiantes comienza con el balance térmico de los distintos locales a calefaccionar.

Para el desarrollo del balance, se supone, en general, una temperatura del aire de 19 °C o 18 °C o sea una temperatura de 1 ó 2 °C menor de 20 °C, que es normal para instalaciones convencionales. Además, no se considera como superficie de pérdida de calor, las partes que contienen elementos de calefacción, o sea no se considera como pérdida de calor el lugar donde se encuentra el panel.

Dichas pérdidas de calor se las considerará posteriormente al efectuar el diseño del serpentín y el espesor de la aislación correspondiente.

Es decir, entonces, que el cálculo del balance va a diferir en los pisos extremos, como el último piso o planta baja, cuando en este último caso se coloque un panel de piso.

De esa manera, entonces, y antes de efectuar el balance térmico es necesario establecer, a priori, la ubicación que se dará a los serpentines o paneles.

Supóngase el techo indicado en la figura 1-VI.

Se considera la losa de hormigón dividida por un plano que pasa por el centro de los serpentines empotrados en el hormigón, denominado *plano de emisión*.

Se define:

- k_1 : coeficiente de transmisión desde el plano de emisión hacia arriba (kcal/h m² °C);
- k_2 : ídem hacia abajo (kcal/h m² °C);
- λh : coeficiente de conductibilidad del hormigón (kcal/h m °C);
- λA : coeficiente de conductibilidad de la aislación térmica (kcal/h m °C);
- λ_1 y λ_2 : coeficiente de conductibilidad de las distintas capas (kcal/h m °C);
- h_1 : altura de la losa del plano de emisión hacia arriba (m);
- h_2 : altura de la losa del plano de emisión hacia abajo (m);
- h : $h_1 + h_2$ = altura de la losa (m);
- δ_1 y δ_2 : altura de las capas constitutivas del techo (m);

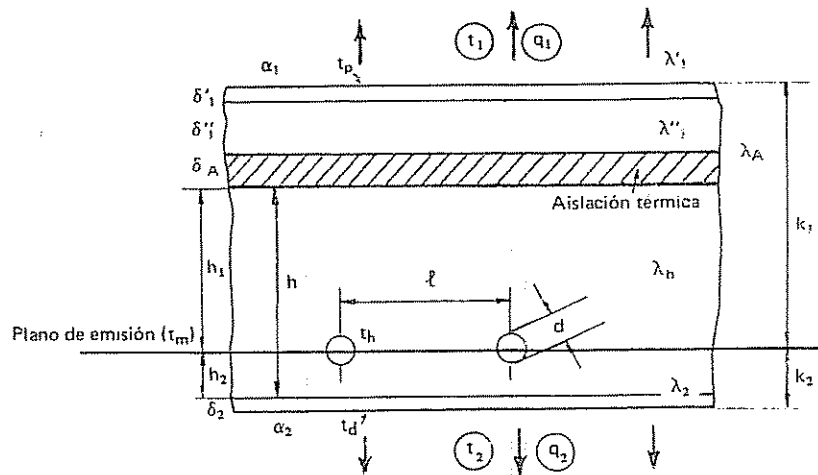


FIG. 1-VI.

- δ_A : altura de la capa de aislación térmica (m);
- l : separación entre ejes del caño empotrado (m);
- d : diámetro exterior del caño empotrado (m);
- t_h : temperatura promedio del agua de calefacción ($^{\circ}\text{C}$);
- t_m : temperatura promedio del plano de emisión ($^{\circ}\text{C}$);
- t_p : temperatura del piso superior ($^{\circ}\text{C}$);
- t_d : temperatura del cielorraso ($^{\circ}\text{C}$);
- α_1 y α_2 : coeficiente de paso de calor hacia arriba y hacia abajo, respectivamente ($\text{kcal/h m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$);
- t_1 y t_2 : temperatura del aire en locales superior e inferior, respectivamente ($^{\circ}\text{C}$).

Una vez establecida la cantidad de calor necesaria, se calcula la emisión de calor (q).

La emisión de calor q es la cantidad de calor por m^2 que emitirá el panel, o sea:

$$q = \frac{Q}{A} \text{ (kcal/h m}^2\text{)},$$

siendo:

- q : emisión de calor (kcal/h m^2);
- Q : cantidad de calor de pérdida del local o cantidad de calor total que emitirá el panel (kcal/h);
- A : área del panel (m^2).

El área de panel es aquella superficie del techo, piso o pared, según el tipo, que contiene al serpentín o tubos de calefacción empotrados.

En general, nunca puede considerarse como área del panel la totalidad del área disponible, dado que existe una superficie de borde de 30 cm mínima que se considera que no colabora en la emisión de calor (fig. 2-VI).

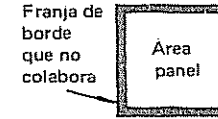


FIG. 2-VI.

$$q = q_1 + q_2 \text{ (emisión del panel) kcal/h m}^2;$$

$$Q = Q_1 + Q_2 \text{ (cantidad de calor total emitida por el panel kcal/h)},$$

$$q_1 = \frac{Q_1}{A} \qquad q_2 = \frac{Q_2}{A}$$

siendo:

- q_1 y q_2 : emisión de calor hacia el local superior e inferior respectivamente (kcal/h m^2);
- Q_1 y Q_2 : cantidad de calor total emitida por el panel hacia arriba y abajo (kcal/h);
- A : área del panel (m^2).

Verificación de la condición de confort

En un local determinado, la cantidad de calor a suministrar por el panel, debe ser producida sin que la temperatura de los mismos sea tan elevada que puedan afectar a las personas desde el punto de vista fisiológico.

El paso siguiente, entonces, y previo a efectuar el diseño del serpentín, es necesario verificar que la temperatura necesaria del panel, no llegue a afectar las condiciones de confort del local.

Si realizado el análisis, resulta que la temperatura del panel es muy elevada, para poder suministrar la cantidad de calor necesario al local existen dos soluciones básicas:

- Mejorar el aislamiento térmico del local, reduciendo de esa manera la pérdida de calor y consecuentemente la emisión de calor del panel.
- Diseñar el panel en función de la temperatura máxima admisible y complementar el resto de calor necesario mediante otros paneles o radiadores. Por ejemplo, un panel de techo, podría ser complementado por un panel de piso o pared.

Esta comprobación, entonces, es la primera consideración a tener en cuenta en el proyecto de una instalación de calefacción por paneles.

Si se analiza la losa radiante, vista anteriormente, indicada en la figura 3-VI, de acuerdo a la teoría de la transmisión del calor, se puede plantear:



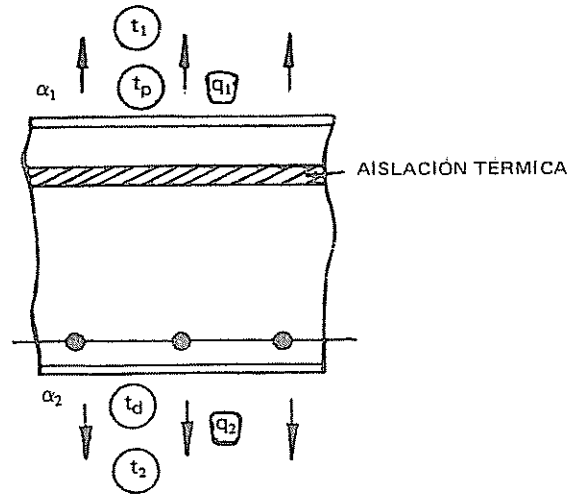


FIG. 3-VI.

$$q_1 = \alpha_1 (t_p - t_1) \quad \therefore \quad t_p = q_1 / \alpha_1 + t_1$$

$$q_2 = \alpha_2 (t_d - t_2) \quad \therefore \quad t_d = q_2 / \alpha_2 + t_2$$

Estas ecuaciones permiten calcular cuáles son las temperaturas superficiales de los paneles, a fin de verificar si las mismas son compatibles con la condición de confort.

Pueden adoptarse los siguientes valores de α (kcal/h m² °C).

Techo:	5,5 kcal/h m ² °C
Piso:	20 kcal/h m ² °C Exterior.
	8,5 kcal/h m ² °C Interior no calefaccionado.
	7,5 kcal/h m ² °C Interior calefaccionado.
Paredes:	20 kcal/h m ² °C Exterior.
	7 kcal/h m ² °C Interior calefaccionado.

Temperaturas superficiales máximas admisibles

El valor de las temperaturas límites desde el punto de vista fisiológico, que eviten molestias a las personas, dependen de las características del panel emisor, ya sea de piso, pared o techo, por lo que su análisis se lo efectuará por separado.

a) Temperaturas límites de techo (t_d adm.)

El factor determinante, en este caso de la temperatura admisible, está relacionada con la radiación sobre la cabeza de las personas.

Al respecto, Crenko ha realizado investigaciones que proporcionan un punto de vista empírico, para la determinación de esa temperatura.

Se efectuó una investigación sobre una cierta cantidad de personas que permanecieron durante 30 minutos en una sala de pruebas calentada, en forma moderada y uniforme, en la que se efectuaron modificaciones de alturas y temperaturas del techo.

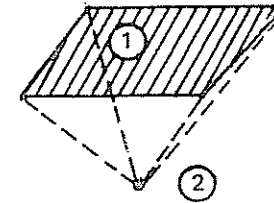


FIG. 4-VI.

El resultado de las experiencias de Crenko representan los valores de temperaturas fisiológicas admisibles, en función de la relación angular Φ , entre una superficie plana (panel emisor) (1) y otra esférica relativamente pequeña (cabeza del individuo) (2) (fig. 4-VI).

La relación angular indica la proporción de la radiación total que emite la superficie 1 y que alcanza al punto 2.

Sin embargo Rietchell teniendo en cuenta las seguridades o márgenes tomados para la realización del balance térmico y que las temperaturas exteriores tomadas para el cálculo sólo se dan en forma esporádica ha estimado que pueden adoptarse valores de las temperaturas fisiológicas dadas por Crenko algo mayores.

Teniendo en cuenta ello, en el caso de emisión de paneles rectangulares, se ha confeccionado un gráfico (fig. 5-VII) que permite determinar la temperatura superficial admisible (t_d adm), considerando que el panel es dividido en cuatro parte donde a y b son la mitad del panel (m) y h es la altura en la vertical que pasa por el centro de panel a 1,20 m sobre el nivel del piso (individuo sentado).

El gráfico mencionado (fig. 5-VI) da el valor de t_d admisible para a/h y b/h, que corresponde a la relación de dimensiones de la cuarta parte del panel, con respecto a la altura.

b) Temperaturas límites de piso (t_p adm.)

Por numerosas experiencias se ha determinado que temperaturas piso por encima de 26 °C dan una desagradable sensación, debido que los pies se encuentran demasiado calientes.

Sin embargo, en los pisos en que no es necesario permanecer largo tiempo puede admitirse temperaturas de 28 a 29 °C estableciéndolo.

TEMPERATURA DE TECHO t_d ADMISIBLE

SEGUN CRITERIO CRENKO-RIETCHEL

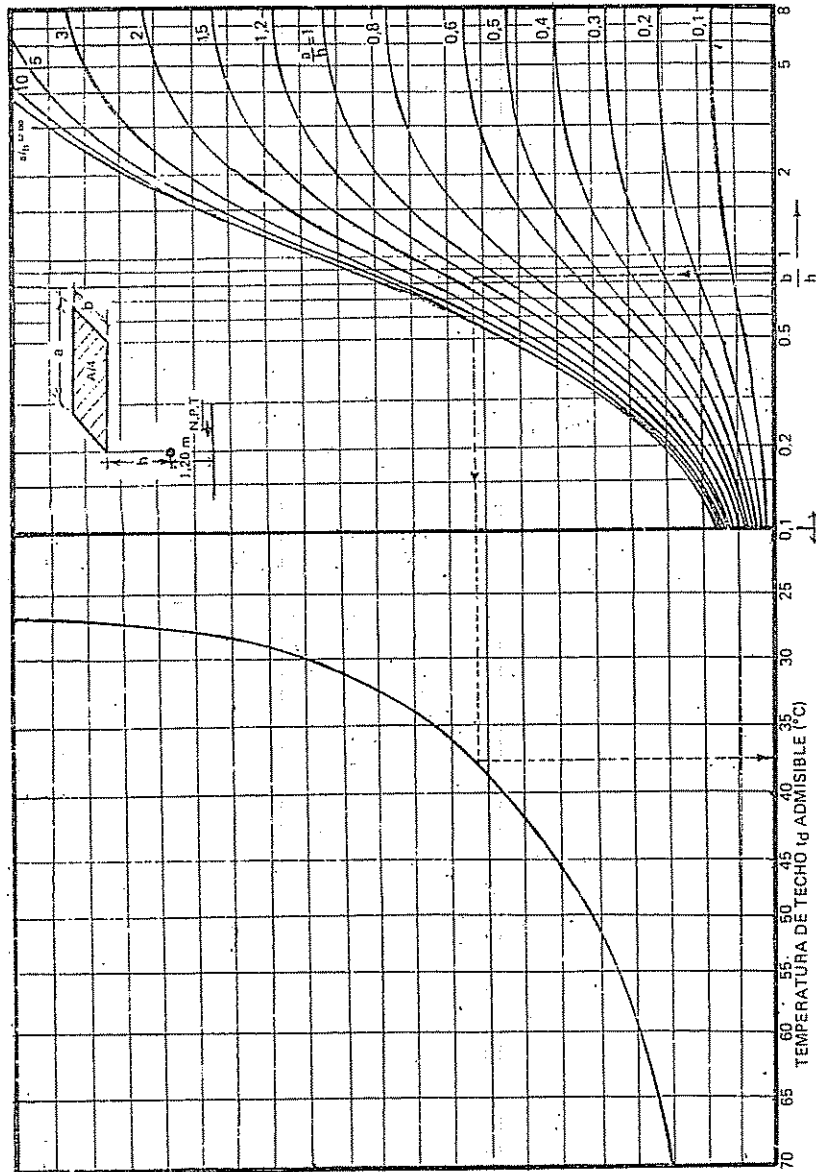


FIG. 5-VI.

se, en general, que esas temperaturas sólo deben alcanzarse excepcionalmente.

En general, debe hacerse una distinción entre personas sentadas y paradas.

En el caso de personas paradas, se establece un más adecuado contacto entre la suela de los zapatos y el panel de calefacción.

Si el piso calefactor, entonces, está demasiado caliente, existe más posibilidad de sobrecalentamiento de los pies que en el caso de personas sentadas.

Por ejemplo, sobre un piso de 28 °C, la temperatura de los pies puede llegar de 34 a 35 °C, al cabo de quince minutos, cuando la persona no se mueve durante ese lapso, produciéndose una sensación de disconformidad. Por ello se recomienda no sobrepasar los 26 °C, como temperatura límite del panel de piso, en estos casos.

En el caso de personas sentadas, o en los casos en que las personas no están de pie con frecuencia, por ejemplo en oficinas, el contacto entre el piso caliente y la suela del zapato es menos efectivo, introduciéndose una resistencia térmica de contacto, pudiéndose elevar algo la temperatura superficial admisible, por ejemplo a 29 °C.

En los locales en que se está muy poco o locales de paso, por ejemplo, halls, pasillos, vestíbulos, escaleras, etc., puede admitirse también una temperatura de alrededor de 29 °C.

De esa manera puede adoptarse los siguientes valores:

$t_p \text{ adm} = 26 \text{ °C}$ suelos de estar permanentes paradas;
 $t_p \text{ adm} = 29 \text{ °C}$ suelos de personas sentadas.

c) Temperaturas límites de paredes ($t_{pd} \text{ adm}$)

En general, se comprueba que el cuerpo humano es mucho menos sensible a la radiación lateral que a la superior o inferior.

De esta forma, la calefacción por pared puede utilizarse para funcionar sin inconvenientes para mayores temperaturas superficiales.

Puede adoptarse como máximo:

$t_{pd} \text{ adm.} = 70 \text{ °C}$.

Resumiendo, entonces, debe verificarse cuáles son las temperaturas superficiales para comprobar si están dentro de los límites del confort.

Se había explicado que en caso de no verificar, una solución, podría ser dimensionar el panel sobre la base de la temperatura admisible fisiológica, y el resto complementarlo con otras superficies calefactoras.

Quando se trata de locales con muchas superficies complementarias, desde el punto de vista económico, no es conveniente proyectar una instalación por losas radiantes.

Relación entre las cantidades de calor que fluyen hacia arriba o abajo en un panel de techo (q_1 y q_2)

De la figura 1-VI se puede plantear:

$$q_1 = k_1 (t_m - t_1);$$

$$q_2 = k_2 (t_m - t_2).$$

Si se supone que el panel se encuentra en un medio de igual temperatura, se tiene, dividiendo, las dos ecuaciones:

$$\text{Como } t_1 = t_2 = t_i,$$

$$\frac{q_1}{q_2} = \frac{k_1}{k_2}$$

De esa manera, la cantidad de calor que fluye hacia arriba o hacia abajo está determinado por la relación de coeficientes de transmisión térmica k_1 y k_2 .

Supóngase un panel constituido por una losa de un entrepiso de construcción normal, sin aislamiento térmico específico (fig. 6-VI).

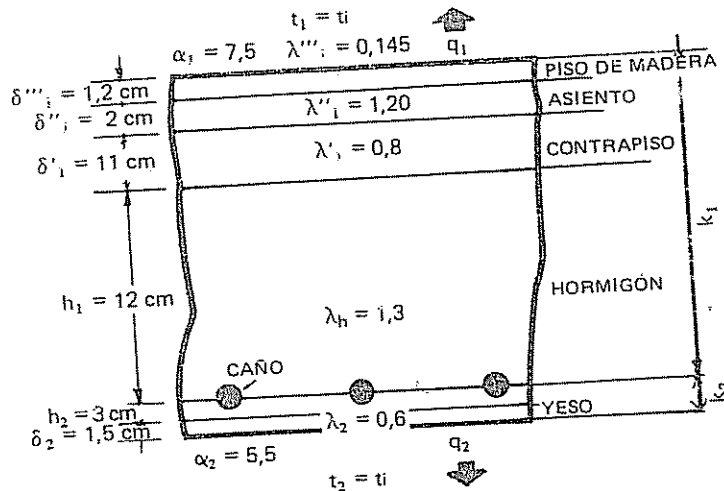


FIG. 6-VI.

De acuerdo a la figura 6-VI, entonces:

$$\frac{1}{k_1} = \frac{h_1}{\lambda_h} + \frac{\delta'_1}{\lambda'_1} + \frac{\delta''_1}{\lambda''_1} + \frac{\delta'''_1}{\lambda'''_1} + \dots + \frac{1}{\alpha_1}$$

y

$$\frac{1}{k_2} = \frac{h_2}{\lambda_h} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}$$

De modo que:

$$\frac{1}{k_1} = \frac{0,12}{1,3} + \frac{0,11}{0,8} + \frac{0,02}{1,20} + \frac{0,012}{0,145} + \frac{1}{7,5} \therefore$$

$$\therefore k_1 \cong 2,175 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

$$\frac{1}{k_2} = \frac{0,03}{1,3} + \frac{0,015}{0,6} + \frac{1}{5,5} \therefore k_2 = 4,35 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

En este caso, se adopta un valor fijo, dado que las variaciones de espesor y coeficientes de conductibilidad son pequeños.

O sea, que para un panel de entrepiso de construcción normal la relación k_1/k_2 puede tomarse:

$$\frac{k_1}{k_2} = \frac{2,175}{4,35} = 0,5,$$

de acuerdo a lo anterior:

$$\frac{q_1}{q_2} = \frac{k_1}{k_2} = 0,5,$$

$$\frac{q_1}{q_2} = 0,5.$$

De esa manera:

$$q_2 = 2 q_1,$$

como:

$$q = q_1 + q_2$$

se deduce que:

$$q = q_1 + 2 q_1 = 3 q_1,$$



o sea que:

$$q_1 = 1/3 q,$$

$$\text{y } q_2 = 2/3 q.$$

De modo que de la cantidad de calor q que emite el panel, $2/3$ se emite hacia abajo y $1/3$ hacia arriba, analizando una losa de construcción convencional sin aislamiento específico (fig. 7-VI).

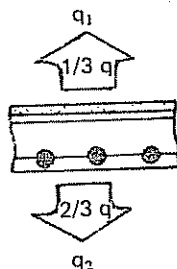


FIG. 7-VI.

Sin embargo, existe una limitación. En efecto, la cantidad máxima de calor que se emite hacia arriba q_1 , no debe superar las condiciones de temperatura límite fisiológica del suelo del piso superior.

Como ya se ha analizado, no es conveniente que la temperatura máxima del suelo supere los 26 °C.

O sea:

$$q_1 = \alpha_1 (tp - ti);$$

$$q_1 = 7,5 (26 - 19) \cong 50 \text{ kcal/h m}^2.$$

tp : temperatura del piso (°C).

Es decir, entonces, que la emisión máxima q_1 hacia arriba es de 50 kcal/h m².

Como:

$$q_2 = 2 q_1 = 2 \times 50 = 100 \text{ kcal/h m}^2$$

o también:

$$q = q_1 + q_2 = 50 + 100 = 150 \text{ kcal/h m}^2.$$

Entonces, para valores de q_2 mayores de 100 o q mayores de 150 kcal/h m², el valor de q_1 se mantiene constante e igual a 50 kcal/h m², aplicando un aislamiento térmico.

Resumiendo, entonces, la hipótesis del cálculo será:

$$q < 150 \text{ ó } q_2 < 100 \therefore \frac{q_1}{q_2} = \frac{k_1}{k_2} = 0,5$$

$$q > 150 \text{ ó } q_2 > 100 \therefore \frac{q_1}{q_2} = \frac{k_1}{k_2} = \frac{50}{q_2}$$

En este último caso, para mantener esta relación, hay que colocar un espesor de aislamiento térmico.

Cálculo del espesor de aislamiento

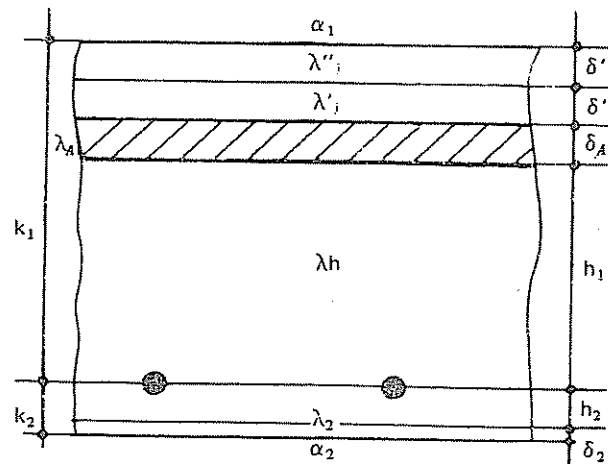


FIG. 8-VI.

De acuerdo a la figura 8-VI, se puede plantear:

$$\frac{1}{k_1} = \frac{h_1}{\lambda h} + \frac{\delta A}{\lambda A} + \frac{\delta'_1}{\lambda'_1} + \frac{\delta''_1}{\lambda''_1} + \dots + \frac{1}{\alpha_1}$$

De modo que:

$$\delta A = \left[\frac{1}{k_1} - \left(\frac{h_1}{\lambda h} + \frac{\delta'_1}{\lambda'_1} + \frac{\delta''_1}{\lambda''_1} + \dots + \frac{1}{\alpha_1} \right) \right] \lambda A.$$

k_1 puede determinarse:

$$\frac{q_1}{q_2} = \frac{k_1}{k_2} \therefore k_1 = \frac{q_1}{q_2} k_2$$

k_2 valor fijo = 4,35.

O sea, que estableciendo la cantidad de calor que se emitirá, q_2 hacia abajo y q_1 hacia arriba, puede determinarse k_1 .

Por lo tanto, con k_1 , y fijando el tipo de aislación, o sea, estableciendo el coeficiente λA , se puede calcular el espesor de aislación δA .

Dimensionamiento de serpentines empotrados en el hormigón

Puede plantearse de acuerdo a la ecuación fundamental de la transmisión de calor que:

$$Q = K A (t_h - t_i),$$

donde:

- Q: cantidad de calor total emitida por el panel (kcal/h);
- A: área del panel emisor (m^2);
- K: coeficiente de emisión de calor total del panel ($kcal/h m^2 \text{ } ^\circ C$);
- t_h : temperatura promedio del agua de calefacción ($^\circ C$);
- t_i : temperatura del aire en que se encuentra el panel ($^\circ C$),

pero:

$$q = Q/A \text{ (emisión de calor por } m^2 \text{ del panel } kcal/h m^2 \text{),}$$

por lo tanto, la ecuación anterior queda:

$$q = K (t_h - t_i).$$

De esa manera con:

$$K = \frac{q}{(t_h - t_i)}, \quad \text{y} \quad \frac{k_1}{k_2}$$

valores que se pueden determinar, se establece el diámetro y separación del serpentín, con el gráfico de la figura 9-VI.

El gráfico se confeccionó para los diámetros usuales 1/2" (diámetro exterior: 21,3 mm); 3/4" (diámetro exterior: 26,9 mm) (cuadro 14-IV), para la losa de la característica indicada en la figura 6-VI.

De ese modo, se establecen:

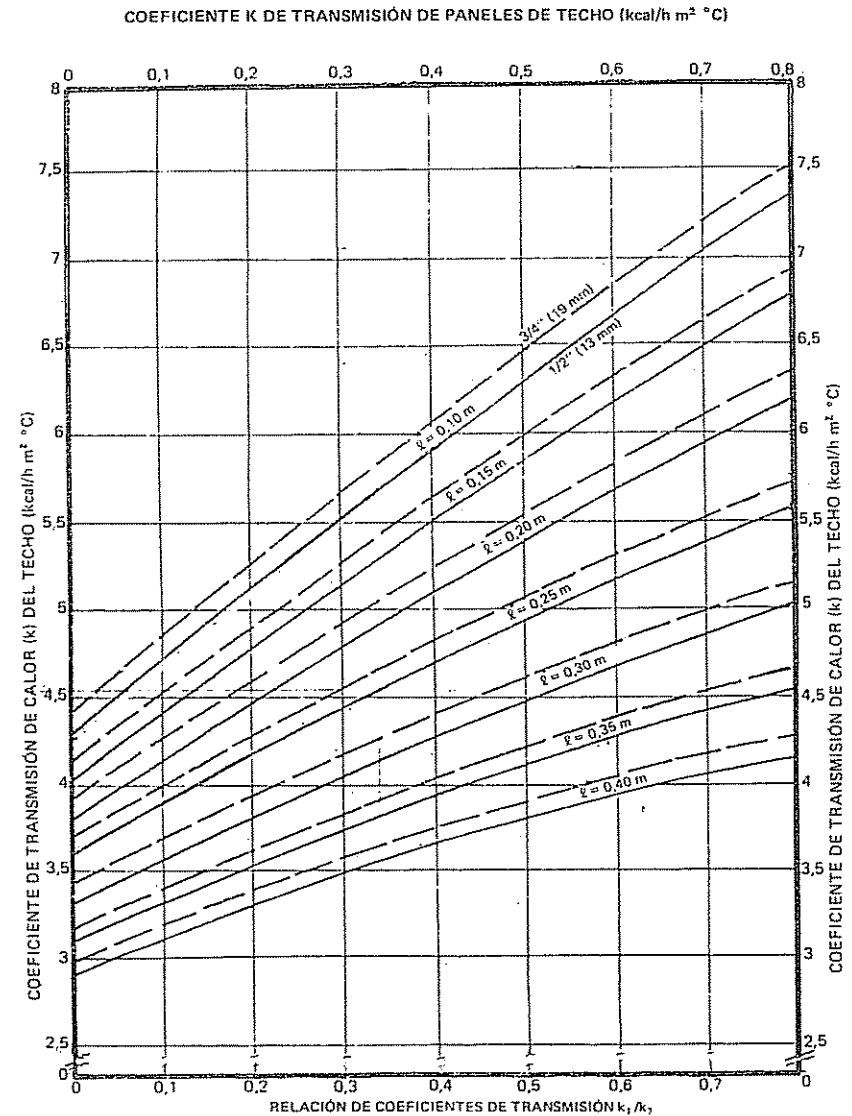


FIG. 9-VI.

- q: emisión de calor del panel (kcal/h m²) es un valor que surge de la cantidad de calor a suministrar, determinada por el balance térmico de los locales;
- th: temperatura promedio del agua de calefacción. Ésta se fija, generalmente, alrededor de 40 a 60 °C;
- Normalmente es un valor único para toda la instalación.
- Para evitar dilataciones excesivas de la estructura se establece *no sobrepasar en lo posible los 60 °C.*
- ti: temperatura del aire que se quiere mantener en los locales acondicionados, generalmente 18 ó 19 °C;
- k₂: se establece como valor fijo, igual a 4,35 kcal/h m² °C;
- k₁: este valor se calcula en función de la cantidad de calor a suministrar hacia arriba y hacia abajo;
- k₁/k₂ = 0,5, para un techo de construcción normal.

Característica del serpentín

El diseño del serpentín parte de considerar que los tubos emiten una cantidad de calor constante por metro de longitud, dentro del área de panel calculada.

Se puede considerar según la figura 10-VI:

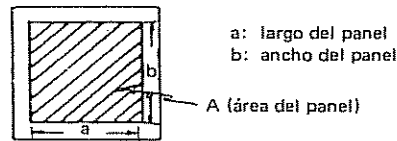


FIG. 10-VI.

De esa manera la superficie de calefacción del panel A vale:

$$A = a \cdot b \text{ (m}^2\text{)}$$

El número de tubos se calcula entonces con:

$$n = \frac{b}{l}$$

donde:

- n: número de tubos;
- b: ancho del panel (m);
- l: separación de los tubos (m).

Por supuesto se adopta un valor n entero (conviene que sea par), determinándose el b* real.

$$b^* = n \cdot l$$

Por lo tanto la longitud a* real del tubo, valdrá:

$$a^* = \frac{A}{b^*}$$

En la figura 11-VI se ha representado el serpentín calculado.

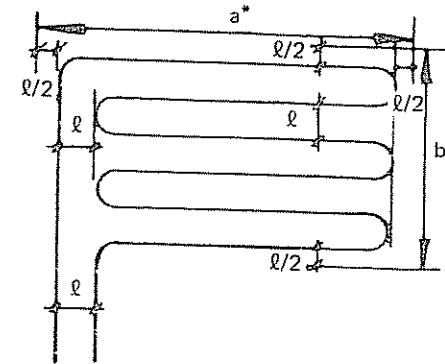


FIG. 11-VI.

Para evitar que las caídas de presiones sean excesivas, debe considerarse que los serpentines no tengan longitudes muy grandes. Así se establece en la práctica:

- Caño 13 mm (1/2") hasta 45 m;
- Caño 19 mm (3/4") hasta 75 m.

Cálculo de los paneles del último piso

Estos casos se presentan cuando se calefacciona el local inferior y en la parte superior se encuentra la azotea, un desván o simplemente un local que no se quiere calefaccionar.

La hipótesis de cálculo que se desarrolló anteriormente partía de considerar el panel en un medio de temperatura inferior y superior iguales, por lo que en estos casos esta hipótesis no se cumple.

En la figura 12-VI se muestra el corte de un techo calefactor, suponiéndose en la parte superior el aire exterior, a una temperatura te.

En este caso, el calor q₁ que fluye hacia arriba *no es útil* como en el caso anterior, *por lo que debe reducirse a un valor adecuado, compatible con el espesor de aislación térmica a aplicar.*

Una manera práctica es suponer que la cantidad de calor que fluye por m² q₁ hacia arriba es igual a la del piso intermedio, lo que origina entonces que, como se mantiene la relación q₁/q₂ igual que el

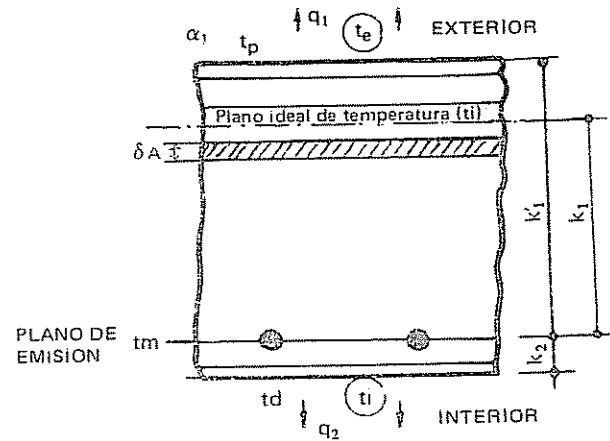


FIG. 12-VI.

piso intermedio, el diámetro y separación de los serpentines serán iguales a los calculados anteriormente, con el gráfico de la figura 9-VI.

Para lograr este objetivo y teniendo en cuenta que la temperatura superior es baja, dado que se trata del exterior, es necesario incrementar el espesor de aislamiento del techo.

En efecto, puede ponerse:

$$q_1 = k'_1 (tm - te) \therefore tm = \frac{q_1}{k'_1} + te,$$

donde:

k'_1 : coeficiente de transmisión desde el plano de emisión hacia el aire exterior (kcal/h m² °C).

Para determinar el coeficiente k'_1 , puede suponerse un plano ideal de temperatura del panel t_i (fig. 12-VI) o sea la misma del aire interior. Hasta ese plano ideal, el panel se encuentra en las mismas condiciones de temperatura del piso intermedio. De esa manera:

$$q_1 = k_1 (tm - t_i) \therefore tm = \frac{q_1}{k_1} + t_i,$$

igualando las ecuaciones anteriores de tm :

$$\frac{q_1}{k'_1} + te = \frac{q_1}{k_1} + t_i \therefore \frac{q_1}{k'_1} = \frac{q_1}{k_1} + t_i - te,$$

dividiendo por q_1 queda:

$$\frac{1}{k'_1} = \frac{1}{k_1} + \frac{t_i - te}{q_1}$$

De esa forma, entonces, fijando el valor de q_1 igual que en el piso intermedio, puede determinarse el espesor de aislamiento, que se calcula de la misma forma que se indicó anteriormente, en la figura 8-VI, pero utilizando k'_1 en lugar de k_1 .

Así:

$$\delta A = \left[\frac{1}{k'_1} - \left(\frac{h_1}{\lambda h} + \frac{\delta'_1}{\lambda'_1} + \frac{\delta''_1}{\lambda''_1} + \dots + \frac{1}{\alpha_1} \right) \right] \lambda A.$$

Se adopta el valor de q_1 constante en todo el techo, a fin de tener igual espesor de aislamiento en el mismo.

PÉRDIDAS SUPLEMENTARIAS DE CALOR POR ESPACIOS DEL TECHO DONDE NO SE UBICA EL PANEL

Se había dicho que en el balance térmico no se consideran las partes donde se ubica el panel como superficie de pérdida de calor.

Sin embargo, como el panel no ocupa todo el techo, debe efectuarse un ajuste por las pérdidas de calor del local a través de las partes del techo no calentado.

Se parte de la base de suponer q_2 igual a la cantidad de calor por m², considerando que por el techo no hay pérdidas del local.

De esa manera, la pérdida suplementaria que se produce por la superficie donde no está el panel, se logra aumentando el área del panel emisor.

Puede establecerse que (fig. 13-VI):

$$Q_2 = q_2 A = Q_b + Q_s - Q_p,$$

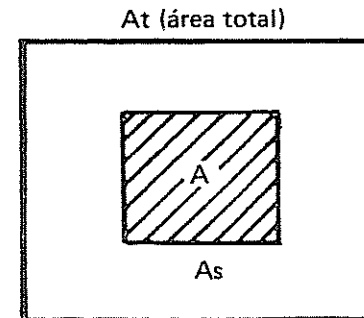


FIG. 13-VI.

siendo:

- Q_2 : cantidad de calor a suministrar hacia abajo por el panel (kcal/h);
 q_2 : emisión de calor hacia abajo sin considerar la pérdida suplementaria (kcal/h m²);
 A : área del panel (m²);
 Q_s : cantidad de calor de pérdida del local hacia arriba por la superficie donde no está el panel (kcal/h);
 Q_p : ganancia de calor cuando existe en el local un panel de piso que emite desde abajo (kcal/h);
 Q_b : cantidad de calor total de acuerdo al balance térmico (kcal/h).

Pero:

$$Q_s = A_s k t (t_i - t_e),$$

donde:

- A_s : superficie del techo no calentado ($A_s = A_t - A$) (m²);
 A_t : área total del techo (m²);
 $k t$: coeficiente de transmisión de calor total del techo (kcal/h m² °C);
 t_i : temperatura del aire del local (°C);
 t_e : temperatura del aire exterior (°C).

Deduciendo y reemplazando valores, se establece cuánto vale el área del panel A , mediante la siguiente fórmula:

$$A = \frac{Q_b + A_t k t (t_i - t_e) - Q_p}{q_2 + k t (t_i - t_e)}$$

Para resolver esta ecuación es necesario determinar $k t$. Si se supone que la aislación se mantendrá constante en todo el techo, ya sea donde está o donde no está el panel, se tiene:

$$\frac{1}{k t} = \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k'_1}$$

De esta manera, se calcula el área del panel.

Como el serpentín se encuentra entre los parámetros del piso intermedio K y k_1/k_2 , los diámetros y separación serán los mismos.

El espesor de aislación se calcula con la fórmula de δA y k'_1 , de acuerdo, también, a lo ya visto precedentemente.

Ejemplo de cálculo de instalaciones de calefacción por losas radiantes

Sea calefaccionar con paneles de techo dos habitaciones que comprendan parte de un edificio (fig. 14-VI).

1) BALANCE TÉRMICO

Se efectúa el balance térmico de acuerdo a los mismos lineamientos para el cálculo de las instalaciones convencionales, explicado en el capítulo III.

Como temperatura interior se adopta una condición algo más baja, generalmente 19 °C, valor fijado en este caso. Como diferencia importante del cálculo se puede mencionar que tanto en los casos del piso superior como el inferior, no se considera como superficie de pérdida aquella en que se ubica el panel.

Para la determinación de la cantidad de calor que fluye hacia el exterior (azotea) o el piso (planta baja) se analiza directamente el serpentín, como se verá posteriormente.

De esa manera, entonces, se fijaron los siguientes datos para el balance térmico: temperatura del aire exterior: 0 °C; temperatura del aire interior: 19 °C.

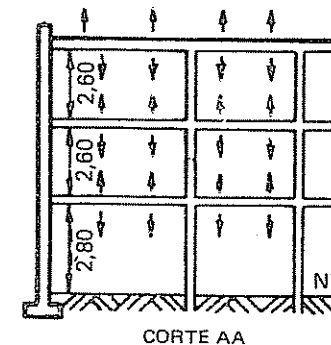
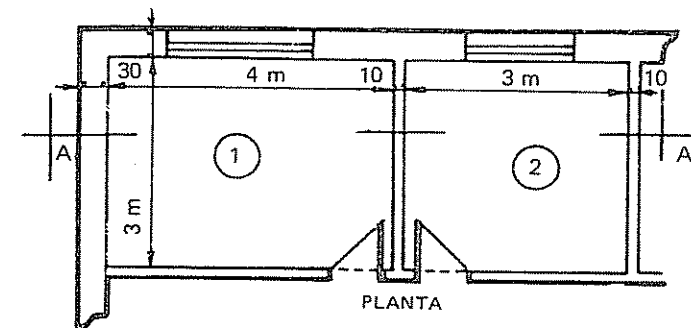


FIG. 14-VI.

El resumen de los cálculos son los siguientes:

Planta baja

Local 1: 1.400 kcal/h;
Local 2: 800 kcal/h.

Planta tipo (1er. piso)

Local 1: 1.200 kcal/h
Local 2: 690 kcal/h

Planta (2º piso)

Local 1: 1.200 kcal/h
Local 2: 690 kcal/h.

(No se consideraron pérdidas al exterior por el techo.)

2) CALCULO DEL PISO NORMAL O PLANTA TIPO.
EN ESTE CASO 1er. PISO

Se comienza el cálculo analizando el local representativo más desfavorable o sea aquel panel que requiere más emisión de calor. No se tienen en cuenta, en estos casos, los baños, pasillos o locales secundarios, admitiéndose en los mismos cierto déficit en el suministro de calor, en caso de que la emisión de los mismos sea superior a la del local mencionado precedentemente.

Se adopta, entonces, esa emisión constante en todo el piso, lográndose, de esa manera, como se verá, igual característica de panel en todo el piso.

Para determinar la real emisión de calor del panel en kcal/h se considera el área del techo calefactor, descontando una franja de borde de 30 cm.

Se estima, además, que el panel emitirá hacia arriba la misma cantidad de calor que recibe del piso inferior. Para ello se tienen en cuenta las relaciones ya vistas, según sea q mayor o menor de 150 kcal/h m^2 .

De esa manera, la cantidad de calor que emitirán los paneles será:

$$q = \frac{Qh}{A} \text{ (kcal/h m}^2\text{)}$$

Local 1:

$$q = \frac{1.200}{2,4 \times 3,4} = 147 \text{ kcal/h m}^2$$

Local 2:

$$q = \frac{690}{2,4 \times 2,4} = 120 \text{ kcal/h m}^2.$$

Local 1. Planta 1º piso

Evidentemente, el local 1 es el más desfavorable, por lo tanto con él comienza el cálculo, estableciendo dicha emisión máxima constante en todo el piso ($q = 147 \text{ kcal/h m}^2$).

Como q es menor que 150 se adopta: $q_1 = 0,5 q_2$ o sea, no se requiere aislación específica en la losa.

De ese modo, de acuerdo a la hipótesis ya vista, y según figura 15-VI:

$$q_1 = 1/3 q = 1/3 \times 147 = 49 \text{ kcal/h m}^2$$

$$q_2 = 2/3 q = 2/3 \times 147 = 98 \text{ kcal/h m}^2$$

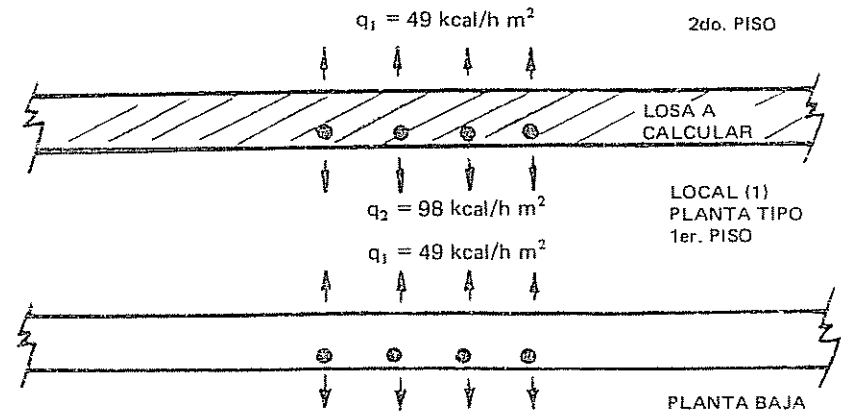


FIG. 15-VI.

Comprobación de la condición de confort (td adm.)

Debe verificarse si las emisiones calculadas no superadas los valores admisibles o sea que las temperaturas límites no sean rebasadas.

Considerando $\alpha_2 = 5,5$, la temperatura a que se encontrará el techo será:

$$td = \frac{q_2}{\alpha_2} + 19 = \frac{98}{5,5} + 19 = 36,8 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Se establece el punto crítico al situado en la vertical que pasa por el centro de la superficie de calefacción del local 1 a 1,20 m de altura (fig. 16-VI):

$$a/h = 1,7/1,4 = 1,21;$$

$$b/h = 1,2/1,4 = 0,85.$$

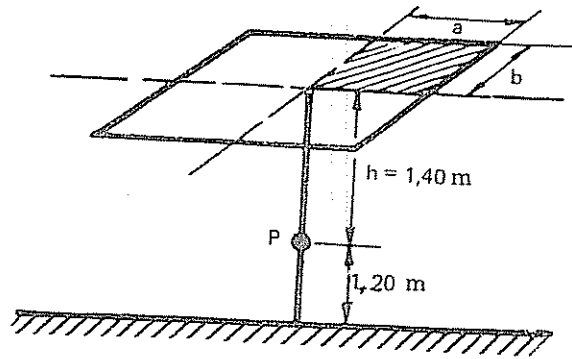


FIG. 16-VI.

Según el gráfico de temperaturas admisibles (figura 5-VI):

$$t_d \text{ admisible} = 37,5 \text{ }^\circ\text{C} > 36,8 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Por lo tanto verifica.

Dimensionamiento del serpentín

Se debe fijar la temperatura del agua de calefacción, siendo la temperatura promedio máxima del agua para este tipo de instalación de 60 °C, a fin de evitar dilataciones excesivas.

La temperatura del proyecto en cuestión se fija en:

$$t_h = 50 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Esta temperatura del agua es única para toda la instalación. Se utiliza el gráfico de K en función de k_1/k_2 (fig. 9-VI).

$$K = \frac{q}{t_h - t_i} = \frac{98 + 49}{31} = 4,74. \quad (t_i = 19 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$\frac{k_1}{k_2} = \frac{q_1}{q_2} = \frac{49}{98} = 0,5,$$

se adopta el diámetro nominal 1/2" para una separación de 27 cm.

Característica del panel

El área disponible para instalar el serpentín es de 3,4 m (a) por 2,4 m (b). La separación de tubos $\ell = 27 \text{ cm}$.

El número de tubos entonces valdrá:

$$n = \frac{b}{\ell} \quad n = \frac{2,40}{0,27} \cong 8 \text{ tubos}.$$

Por lo tanto el b^* real valdrá:

$$b^* = 8 \times 0,27 = 2,16 \text{ m}.$$

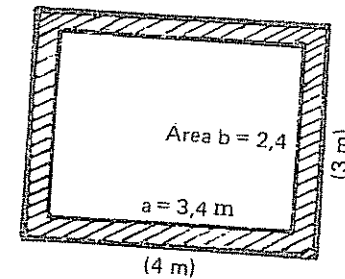


FIG. 17-VI.

De esa manera, la longitud de tubos a^* real valdrá (fig. 17-VI):

$$a^* = \frac{A}{b^*}$$

$$a^* = \frac{2,4 \times 3,4}{2,16} = 3,77 \text{ m}.$$

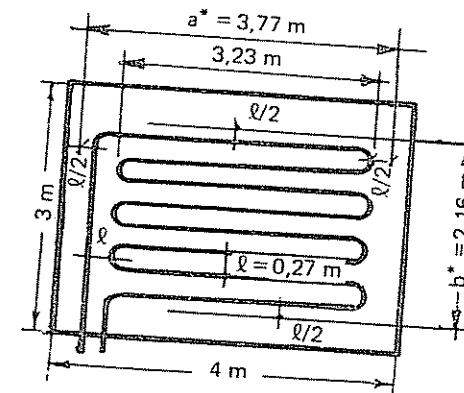


FIG. 18-VI.



La disposición del panel se establece como se indica en la figura 18-VI.

Local 2 - Planta 1er. piso

Como ya se mencionó, se adopta la misma emisión del local representativo más desfavorable. De esa manera no es necesario efectuar el cálculo de verificación de la temperatura fisiológica, ya que se estableció que cumplía para el local más desfavorable, salvo algún caso excepcional.

Por otro lado, se adopta el mismo tipo de construcción del panel, o sea que se establece el mismo q del caso más desfavorable, lo que origina como resultado adoptar el mismo diámetro y separación de caños del serpentín (1/2" cada 27 cm) (fig. 19-VI).

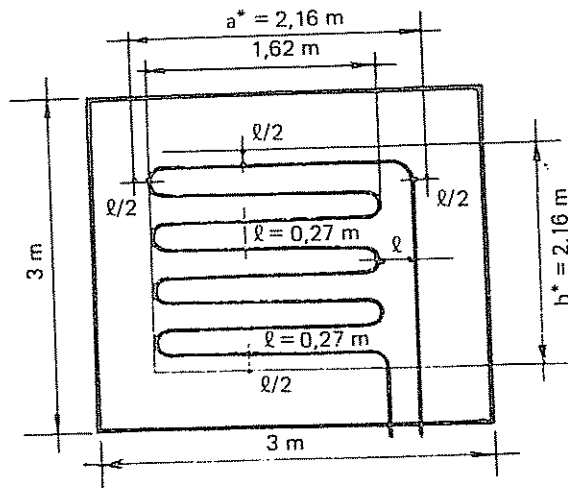


FIG. 19-VI.

Las características del serpentín entonces son las siguientes:
Área de emisión:

$$A = \frac{Qh}{q} = \frac{690}{147} = 4,69 \text{ m}^2.$$

Se determina el área del panel dentro de la superficie disponible.
En este caso se adoptó un panel cuadrado

$$a = b = \sqrt{4,69} = 2,16 \text{ m}.$$

El número de tubos vale:

$$n = \frac{b}{\ell} = \frac{2,16}{0,27} \cong 8 \text{ tubos}.$$

Por lo tanto:

$$b^* = 8 \times 0,27 = 2,16 \text{ m};$$

$$a^* = \frac{4,69}{2,16} \cong 2,16 \text{ m}.$$

3) CÁLCULO DE LOS PANELES DE PLANTA BAJA

Si se supone que en el piso no se coloca panel, la emisión desde el techo, considerando una franja de borde 30 cm, valdrá:

Local 1:

$$q_2 = \frac{1.400}{2,4 \times 3,4} = 171,6 \text{ kcal/h m}^2;$$

Local 2:

$$q_2 = \frac{800}{2,4 \times 2,4} = 139 \text{ kcal/h m}^2.$$

Local 1 (planta baja)

El local 1 es el local representativo más desfavorable, se puede verificar si es posible emitir desde el techo esa cantidad de calor sin sobrepasar los límites de temperaturas máximas admisibles con el gráfico de la figura 5-VI. No es necesario efectuar la verificación en este caso, ya que surge inmediatamente que la emisión es sumamente elevada, teniendo en cuenta que en la verificación efectuada en un local casi idéntico de la planta tipo, con 98 kcal/h m^2 , ya se estaba en el límite de temperatura. Evidentemente, con $171,6$ se va a sobrepasar con creces esa temperatura límite admisible.

Para solucionar este problema, entonces, hay dos soluciones:

- Emitir desde el techo todo el calor posible desde el punto de vista del confort y el resto complementario con paneles de pared o radiadores.
- Emitir desde el techo la misma cantidad de calor que el techo del 1er. piso o piso tipo y el resto complementario.

En general, suele adoptarse la solución b, dado que permite mantener la misma característica del panel del piso normal o piso tipo, sin requerir aislación específica.

Se supone en este caso que el déficit de calor se suministrará con radiadores, que se instalarán a la vista, emplazados normalmente.

El calor a complementarse se deduce de la siguiente manera:

Q : cantidad de calor del balance térmico = 1.400 kcal/h;

Q_2 : cantidad de calor emitida por el panel de techo igual que en la planta tipo (1er. piso);

$$Q_2 = q_2 \cdot A = 98 \times 3,77 \times 2,16 \cong 800 \text{ kcal/h};$$

Q' : cantidad de calor a complementar: $1.400 - 800 = 600$ kcal/h.

Debe efectuarse una corrección por temperatura del rendimiento del radiador, ya que el mismo trabajará a una temperatura de agua a 50°C y aire 19°C . La diferencia $50 - 19 = 31^\circ\text{C}$.

El radiador rinde 450 kcal/h para una diferencia $(80 - 20) = 60^\circ\text{C}$. De modo, entonces, que con el gráfico de la figura 3-IV, el coeficiente c de corrección vale 0,51.

O sea, que el rendimiento del radiador para estas condiciones vale:

$$\eta = 450 \times 0,51 = 230 \text{ kcal/h m}^2.$$

De esa forma el área del radiador será de:

$$A = \frac{Q'}{\eta} = \frac{600}{230} \cong 2,60 \text{ m}^2.$$

Adoptando radiadores de IV columnas y 76 cm de altura, de $0,24 \text{ m}^2$ por sección, de acuerdo a las características indicadas en la figura 8-IV, se tiene:

$$\text{N}^\circ \text{ secciones} = \frac{2,60 \text{ m}^2}{0,24 \text{ m}^2/\text{sec.}} = 11 \text{ secciones.}$$

Se adopta un radiador de 11 secciones. O sea: 11/IV/76.
La cantidad de calor real Q^* que emitirá vale:

$$Q^* = 11 \times 0,24 \times 230 = 607 \text{ kcal/h.}$$

Local 2 (planta baja)

Lo mismo que en el caso anterior:

Q : cantidad de calor del balance térmico = 800 kcal/h;

Q_2 : cantidad de calor emitida por el panel de techo igual que en la planta tipo (1er. piso);

$$Q_2 = q_2 \cdot A = 98 \times 2,16 \times 2,16 \cong 460 \text{ kcal/h};$$

Q' : cantidad de calor a complementar: $800 - 460 = 340$ kcal/h.

De modo que las secciones del radiador serán:

$$\text{N}^\circ \text{ secciones} = \frac{340}{230 \times 0,24} = 7 \text{ secciones.}$$

Se adopta un radiador de 7 secciones. O sea 7/IV/76.
La cantidad de calor real Q^* que emitirá vale:

$$Q^* = 7 \times 0,24 \times 230 \cong 387 \text{ kcal/h.}$$

Otra forma de complementación podría ser el empleo de un panel de pared bajo ventana, o directamente un caño que circunde el perímetro de los locales.

En estos casos la longitud del panel complementario se calcula con la fórmula de transmisión de calor de un tubo de sección circular, explicada en el capítulo I (fig. 9-I).

Así, entonces, puede ponerse:

$$Q' = K_r L (t_h - t_i),$$

donde:

Q' : cantidad de calor a complementar (kcal/h);

K_r : coeficiente de transmisión del caño por metro (kcal/h m);

L : longitud del serpentín (m);

t_h : temperatura promedio del agua de calefacción ($^\circ\text{C}$);

t_i : temperatura del aire del local ($^\circ\text{C}$).

De acuerdo a lo explicado en el capítulo I:

$$K_r = K \cdot p,$$

en la que:

K : coeficiente de transmisión total del caño (kcal/hm²);

p : perímetro del caño (m).

Por lo tanto:

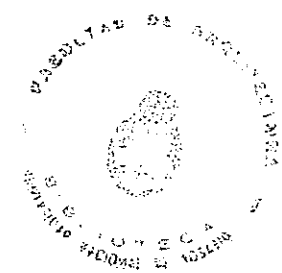
$$K_r = K \cdot \pi \cdot d_e,$$

donde:

d_e : diámetro exterior del caño (m).

El coeficiente total de emisión de calor K para un tubo empotrado en la masa del edificio, con separaciones de 10 a 40 cm, puede considerarse según Guiseke: $K \cong 17$ kcal/hm².

Por otra parte, el diámetro exterior del tubo d_e , según lo indicado en la tabla del cuadro 14-IV vale para los diámetros utilizados:



d_e : 13 mm (1/2''): 21,3 mm;
19 mm (3/4''): 26,9 mm.

De modo que los coeficientes valdrán:

Kr: 13 mm (1/2''): $17 \times 3,1416 \times 0,0213 \cong 1,20$ kcal/hm;
Kr: 19 mm (3/4''): $17 \times 3,1416 \times 0,0269 \cong 1,45$ kcal/hm.

Por lo tanto la longitud del serpentín valdrá:

$$L = \frac{Q'}{Kr (th - ti)} \text{ (m).}$$

Con esta fórmula se calculan también en la práctica los serpentines empotrados en el hormigón.

4) CALCULO DE LOS PANELES DE 2º PISO (ÚLTIMO PISO)

En los locales superiores existe una superficie no calentada, que origina una pérdida de calor adicional hacia el exterior, la que debe compensarse con un aumento de la superficie de calefacción.

El cálculo comienza determinando el espesor de aislación, el que se mantendrá constante en toda la superficie del techo.

La emisión hacia arriba y hacia abajo se considera similar que en el piso tipo (1er. piso) lo que va a determinar el mismo diámetro y separación del serpentín.

Cálculo de la aislación térmica

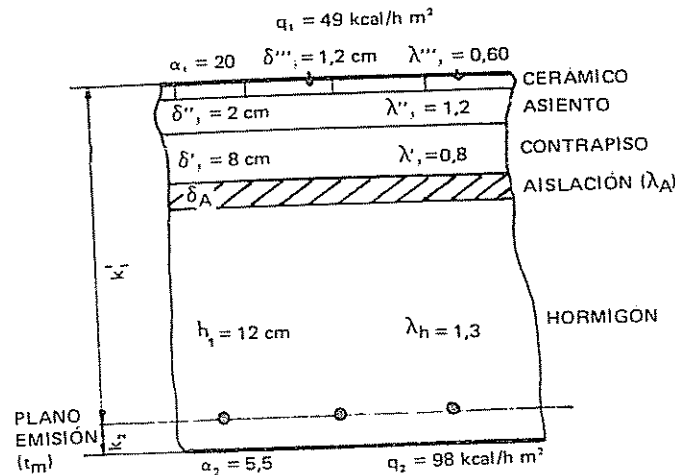


FIG. 20-VI.

En el esquema de la figura 20-VI se incluyen los datos para el cálculo:

$$\frac{q_1}{q_2} = \frac{49}{98} = 0,5.$$

$$k_i = 0,50 \times 4,35 = 2,175.$$

$$\frac{1}{k'_i} = \frac{1}{k_i} + \frac{(ti - te)}{q_1}$$

$$\frac{1}{k'_i} = \frac{1}{2,175} + \frac{19}{49} = 0,846.$$

$$\delta A = \left[\frac{1}{k'_i} - \left(\frac{h_1}{\lambda h} + \frac{\delta'_1}{\lambda'_1} + \frac{\delta''_1}{\lambda''_1} + \frac{\delta'''_1}{\lambda'''_1} + \dots + \frac{1}{\alpha_1} \right) \right] \lambda A.$$

$$\delta A = \left[0,846 - \left(\frac{0,12}{1,3} + \frac{0,08}{0,8} + \frac{0,02}{1,2} + \frac{0,012}{0,6} + \frac{1}{20} \right) \right] \lambda A$$

$$\delta A = (0,846 - 0,279) \lambda A.$$

Adoptando lana mineral $\lambda A = 0,035$ kcal/h m² °C (cuadro 7-I):

$$\delta A = 0,020 = 20 \text{ mm} \cong 3/4''.$$

Se supone que el aislamiento se mantendrá en las partes del panel no calentadas, de modo que:

$$\frac{1}{kt} = \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k'_i} = \frac{1}{4,35} + 0,846 \cong 1,07.$$

$$kt = 0,93 \text{ kcal/h m}^2 \text{ °C.}$$

Diseño de los serpentines

Local 1 (2º piso)

Se trata del local más desfavorable, en la que prácticamente se ocupó todo el techo con el serpentín, quedando libre solamente una pequeña franja de borde.

En estos casos la pérdida de calor del local por la parte del techo no calentado es despreciable, por lo que directamente se adopta el serpentín del piso indicado en la figura 18-VI. Por supuesto dicho techo cuenta con la aislación térmica ya calculada.

Local 2 (2º piso)

El área del panel valdrá:

$$Q_b \text{ (balance térmico)} = 690 \text{ kcal/h;}$$

$$A_t \text{ (área total): } 3 \times 3 = 9 \text{ m}^2;$$

$$Q_p \text{ (emisión desde piso)} = 49 \times 4,69.$$

$$A = \frac{Q_b + A_t k_t (t_i - t_e) - Q_p}{q_2 + k_t (t_i - t_e)}$$

$$A = \frac{690 + (9 \times 0,93 \times 19) - (49 \times 4,69)}{98 + (0,93 \times 19)} \cong 5,35 \text{ m}^2.$$

Adoptando tubos como en el panel intermedio:

$$b = 0,27 \times 8 = 2,16 \text{ m;}$$

$$a = \frac{A}{b} = \frac{5,35 \text{ m}^2}{2,16 \text{ m}} = 2,47 \text{ m.}$$

En la figura 21-VI se indica el esquema de montaje.

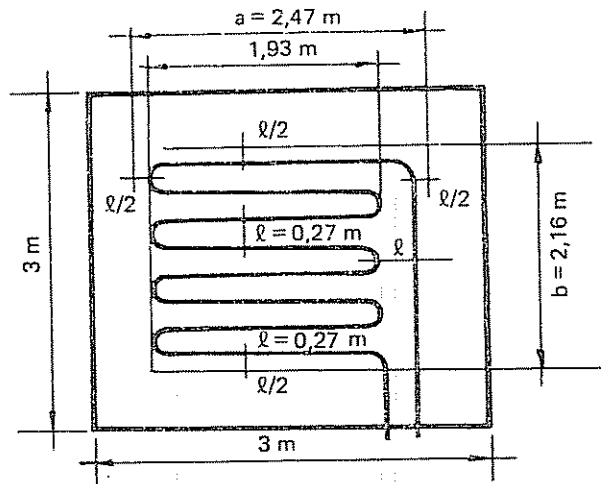


FIG. 21-VI.

5) CANTIDAD DE CALOR TOTAL

$$Q = q \times A.$$

a) Planta tipo (piso intermedio)

$$\text{Panel sobre local 1: } Q = 147 \times 3,77 \times 2,16 \cong 1.200 \text{ kcal/h}$$

$$\text{Panel sobre local 2: } Q = 147 \times 2,16 \times 2,16 \cong 690 \text{ kcal/h}$$

b) Panel sobre planta baja

$$\text{Panel sobre local 1: } Q = 147 \times 3,77 \times 2,16 \cong 1.200 \text{ kcal/h}$$

$$\text{Panel sobre local 2: } Q = 147 \times 2,16 \times 2,16 \cong 690 \text{ kcal/h}$$

$$\text{Complemento radiador local 1: } Q^* = 607 \text{ kcal/h}$$

$$\text{Complemento radiador local 2: } Q^* = 387 \text{ kcal/h}$$

c) Panel sobre 2º piso (con aislamiento térmico)

$$\text{Panel sobre local 1: } Q = 147 \times 3,77 \times 2,16 \cong 1.200 \text{ kcal/h}$$

$$\text{Panel sobre local 2: } Q = 147 \times 2,47 \times 2,16 \cong 784 \text{ kcal/h}$$

$$\text{Pérdida de calor total } Q_t = 6.758 \text{ kcal/h}$$

Luego de sumar las pérdidas de todos los paneles se calcula la caldera. Las cañerías de distribución y montantes, bombas, etc., se determinan siguiendo los mismos lineamientos generales para circulación forzada para un salto térmico de 10 °C entre la temperatura de agua de alimentación y retorno del panel.

CAPÍTULO VII
CÁLCULO DE INSTALACIONES DE CALEFACCIÓN
POR VAPOR

El Código Municipal de la Ciudad de Buenos Aires, clasifica las instalaciones de calefacción por vapor de la siguiente manera:

- Baja presión: presión de trabajo menor que 300 g/cm² o 3.000 mmca.
- Alta presión: presión de trabajo mayor o igual que 300 g/cm² o 3.000 mmca.

Cálculo de instalaciones de calefacción a baja presión

El cálculo se divide en dos partes fundamentales:

- Cálculo de las cañerías de alimentación de vapor.
- Cálculo de las cañerías de retorno de condensado.

1) CÁLCULO DE LAS CAÑERÍAS DE ALIMENTACIÓN DE VAPOR

Se parte de la ecuación general para el cálculo de cañerías, que se había deducido en el capítulo V.

Se había llegado a que:

$$R = 8,27 \cdot 10^{-2} \lambda \cdot \frac{Cs^2 \gamma}{d^5},$$

siendo:

- R: gradiente o pérdida de carga por metro de cañería (mmca/m);
- λ : coeficiente de frotamiento (sin unidad);
- Cs: caudal de vapor (m³/seg);
- γ : peso específico del vapor (kg/m³);
- d: diámetro de la cañería (m).

Lo mismo que en agua, se trabaja en milímetros y horas, para los diámetros y tiempo.

Queda, entonces:

$$R = 8,27 \cdot 10^{-2} \lambda \frac{C_s^2 \gamma}{d^5} \cdot \frac{.1.000^5}{3.600^2}$$

O sea:

$$R = 6,4 \cdot 10^6 \lambda \frac{C^2 \cdot \gamma}{d^5}$$

siendo:

C: caudal de vapor en m³/h.

Se había analizado en el capítulo I que para que el agua pase de 100 °C a vapor a la misma temperatura, es necesario entregar un calor latente de vaporización, que a presión normal vale Clv = 539 kcal/kg.

La cantidad de calor vale:

$$Q = Clv \cdot Gh,$$

donde:

Q: cantidad de calor horario (kcal/h);

Clv: calor latente de vaporización (539 kcal/kg);

Gh: gasto horario (kg/h).

Pero el gasto horario Gh puede expresarse:

$$Gh = C \cdot \gamma.$$

De modo entonces que:

$$C = \frac{Q}{539 \cdot \gamma} \text{ (m}^3\text{/h)}.$$

El peso específico del vapor, para las condiciones indicadas, puede considerarse:

$$\gamma = 0,633 \text{ kg/m}^3.$$

Con estos datos, reemplazando en la ecuación anterior se tiene:

$$R = 6,4 \cdot 10^6 \lambda \frac{Q^2 \cdot 0,633}{d^5 \cdot 539^2 \cdot 0,633^2}$$

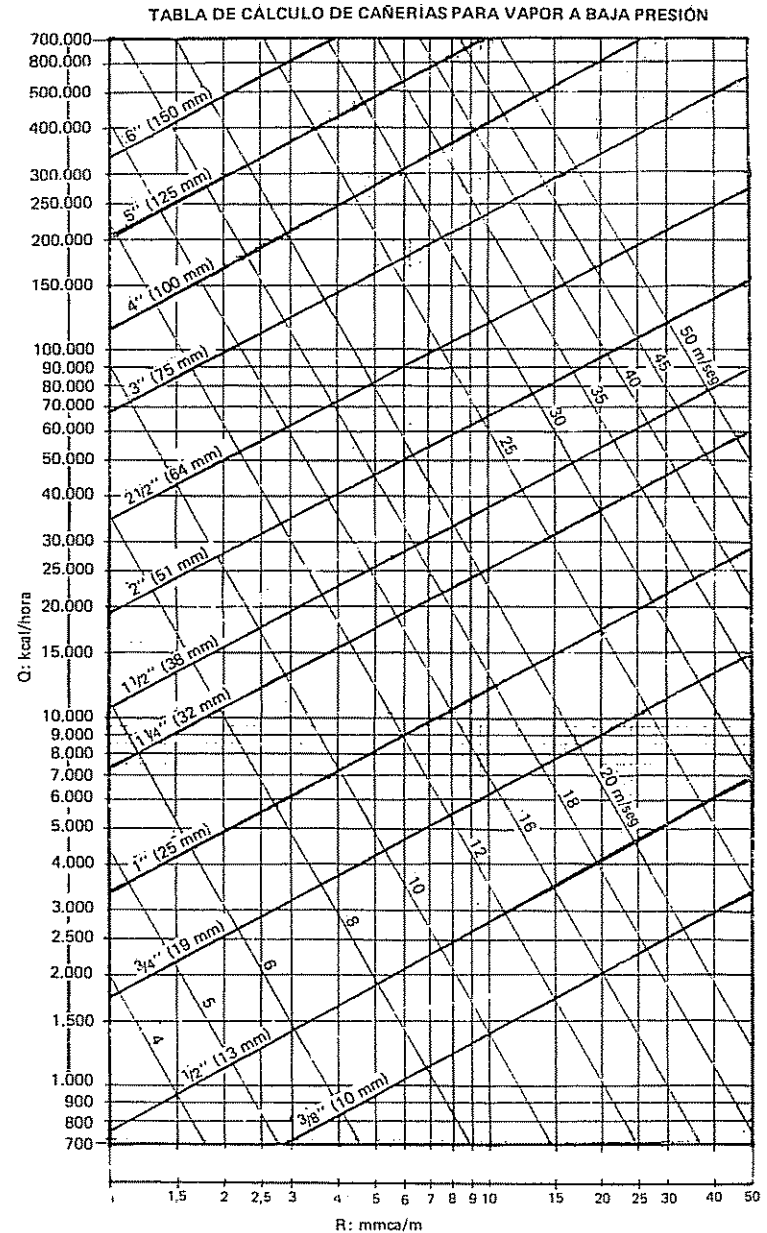


FIG. I-VII.

De manera que:

$$R = 34,8 \lambda \frac{Q^2}{d^5} \text{ (mmca/m).}$$

Con esa fórmula, se ha confeccionado el gráfico de la figura 1-VII para el cálculo de las cañerías de alimentación de vapor, en la que se representan los diámetros de las cañerías, en función del gradiente R y de la cantidad de calor Q a transportar, para distintas velocidades de circulación.

Planteo del cálculo de las cañerías

Se desprende de la ecuación anterior que para el diseño de una red de cañerías, es necesario conocer la *cantidad de calor transportada Q, y el gradiente R.*

a) Cantidad de calor transportada (Q: kcal/h)

La cantidad de calor a suministrar es un dato que surge directamente en función de la capacidad de los dispositivos de calentamiento, la que fue determinada por el balance térmico.

b) Determinación del gradiente de cálculo (R: mmca/m)

Se parte de la fórmula fundamental del escurrimiento, deducida en el capítulo V:

$$H = \Sigma (1 + leq) R,$$

donde:

- H: presión eficaz o disponible generada por el vapor (mmca);
- Σl : sumatoria de la longitud de los tramos de un circuito desde la caldera al dispositivo de calentamiento (m);
- Σleq : sumatoria de la longitud equivalente, debida a las resistencias individuales de los accesorios o elementos, en el circuito considerado (m). (Los valores se indican en el cuadro 1-V);
- R: gradiente o pérdida de carga por metro (mmca/m).

En este caso la presión eficaz o disponible H vale:

$$H = p_1 - p_2,$$

siendo:

- p_1 : presión de vapor generada en la caldera (mmca);
- p_2 : presión necesaria delante del radiador (mmca).

En este tipo de instalaciones p_1 se fija. En instalaciones de calefacción comunes de vapor por baja presión, suele establecerse esa presión en 1.000 mmca.

En cuanto a p_2 está en función de la presión necesaria en el elemento a utilizar.

En el caso de radiadores se considera que una presión $p_2 = 200$ mmca, delante de la válvula de doble reglaje, resulta suficiente para llenar totalmente el radiador, sin que pase vapor a la cañería de condensación.

De este modo, la ecuación mencionada precedentemente queda:

$$p_1 - p_2 = \Sigma (1 + leq) R.$$

Para resolver esta ecuación, se suele estimar el valor de la longitud equivalente, igual a la mitad de la longitud real de los tramos que constituyen el circuito considerado.

De esa manera: $\Sigma leq = 0,5 \Sigma l$, entonces:

$$p_1 - p_2 = 1,5 \Sigma l R.$$

Por lo tanto:

$$R = \frac{p_1 - p_2}{1,5 \Sigma l} \text{ (mmca/m).}$$

Es decir, entonces, que con esta fórmula, considerando ese gradiente constante a lo largo del circuito considerado y utilizando las tablas o gráficos cuya deducción se efectuó precedentemente, se realiza el *cálculo provisorio* de las cañerías.

Luego se efectuaría el cálculo de verificación de la misma forma que la explicada para instalaciones de agua caliente.

La experiencia práctica ha determinado que conviene *sobredimensionar* los diámetros de canalización a fin de que debido a la condensación que se va produciendo mientras el vapor avanza, se pueda escurrir el mismo libremente, sin problemas.

Debido a estas consideraciones, se especifica, de acuerdo a lo indicado, no utilizar en el cálculo gradientes mayores que 5,5 mmca/m.

O sea, si del gráfico de cálculo (fig. 1-VII), se extrae el valor para $R = 5,5$ mm de ca; se puede confeccionar una *tabla práctica* para el cálculo de las cañerías de alimentación de vapor que se consigna en el cuadro 1-VII.

CUADRO 1-VII.

TABLA CÁLCULO DE CAÑERÍAS DE VAPOR (R = 5,5 mmca).

Diámetros (mm)	13	19	25	32	38	51	64	75	100
Q (kcal/h)	2.000	4.500	8.700	18.500	27.000	49.000	88.000	172.000	291.000



En virtud de dicho sobredimensionamiento, no es necesario realizar el cálculo de verificación. Es decir, entonces, que se dimensionan las cañerías en exceso y con el doble reglaje de los radiadores se va solucionando cualquier diferencia mediante el estrangulamiento del paso de vapor.

Dicha verificación se realiza cuando se desea obtener un análisis preciso o cuando se quiere constatar alguna instalación deficientemente realizada.

El cálculo es exactamente el mismo que para instalaciones de agua caliente, o sea, que se debe determinar que para cada circuito:

$$P_1 - P_2 = \Sigma (l + leq) R.$$

Para el empleo de las tablas prácticas del cuadro 1-VII, debe verificarse que el gradiente de cálculo R para el circuito más desfavorable, que es el más alejado, sea superior a 5,5 mmca/m.

En caso de no ser así o sea que *el valor sea menor*, debe trabajarse con los gradientes de cálculo, empleando directamente el gráfico de la figura 1-VII, ya que sino, los diámetros de las cañerías serían más chicos que los necesarios.

2) DIMENSIONES DE LAS CAÑERÍAS DE CONDENSACIÓN

Las cañerías de condensación situados en los puntos altos de la instalación no sólo llevan agua, sino también aire y a veces vapor.

Su cálculo debe realizarse de manera que la puesta en marcha se efectúe eliminando fácilmente el aire que se encuentre acumulado en cañerías y radiadoras, así como el agua condensada que fluye en forma abundante.

CUADRO 2-VII. TABLA PARA EL CÁLCULO DE CAÑERÍAS DE CONDENSADO EN INSTALACIONES DE VAPOR.

Diámetro mm (pulg.)	Q (kcal/h)				
	Cañerías con agua-aire		Cañerías sumergidas en agua		
	Horizontales	Verticales	l < 50 m	50 < l < 100	l > 100 m
13 (1/2)	4.000	6.000	28.000	18.000	8.000
19 (3/4)	15.000	22.000	70.000	45.000	25.000
25 (1)	28.000	42.000	125.000	80.000	40.000
32 (1 1/4)	68.000	100.000	270.000	175.000	85.000
38 (1 1/2)	104.000	155.000	375.000	250.000	115.000
51 (2)	215.000	320.000	650.000	440.000	215.000
64 (2 1/2)	425.000	635.000	1.250.000	850.000	425.000
76 (3)	600.000	900.000	1.850.000	1.250.000	600.000
100 (4)	1.250.000	1.850.000	3.500.000	2.400.000	1.250.000

l: longitud del circuito más desfavorable.

La interpretación general de estos cálculos que satisfagan estos procesos presenta bastante dificultades y, además, se suma el hecho de que los diámetros comerciales de las cañerías varían dentro de una zona delimitada.

Por otra parte, no son de aplicación las leyes de escurrimiento, dado que no se trata de circuitos llenos, sino que el condensado circula en cantidades variables.

De esa forma, se acostumbra a dimensionar las cañerías de agua de condensación sobre la base de valores experimentales aprobados por la práctica.

La tabla de cálculo consignada en el cuadro 2-VII establece el diámetro de las cañerías en función de la cantidad de calor transportada, teniendo en cuenta según se trate de retorno seco, o retorno húmedo (cañerías bajo el nivel de agua en servicio).

Otra forma práctica es establecer el diámetro de la cañería de condensación en función de la de alimentación de vapor coincidente. Así, pueden estimarse los valores indicados en el cuadro 3-VII.

CUADRO 3-VII.

TABLA PRÁCTICA CÁLCULO DE CAÑERÍAS DE CONDENSADO

Alimentación de vapor (mm)	13	19	25	32	38	51	64	75	100	125	150
Retorno de condensado (mm)	13	13	19	19	25	32	38	51	64	75	100

Ejemplo de cálculo de instalación de calefacción por vapor

Se quiere calcular las cañerías de la instalación de vapor a baja presión que se indica en la figura 2-VII.

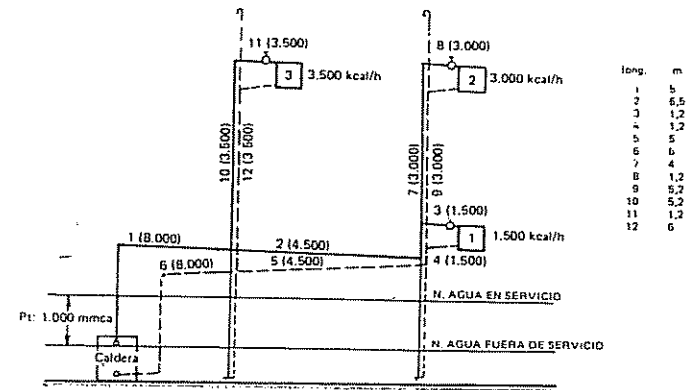


FIG. 2-VII.

Se trata de una instalación similar a las calculadas en el capítulo V para agua caliente circulación forzada y natural (fig. 21-V y 29-V).

1) *Cálculo de cañerías de vapor*

Se determina cuál es el gradiente necesario para el circuito del radiador más alejado o más desfavorable que es el N° 2.

Así se establece:

- Presión a la salida de caldera	1.000 mmca
- Presión a la entrada radiador	200 mmca
- Presión disponible en cañerías	800 mmca

Estableciendo: $l_{eq} = 0,5 l$ (m), $l = 15,7$ m (longitud de los tramos de vapor al radiador N° 2. Tramos 1, 2, 7 y 8).

El gradiente para dicho circuito de vapor valdrá:

$$R = \frac{P_1 - P_2}{1,5 \sum l} = \frac{800}{1,5 \times 15,7} \cong 34 \text{ mmca/m.}$$

Se verifica que es mayor que 5,5, por lo que, entonces, se adopta el gradiente de cálculo $R = 5,5 \text{ mmca/m}$, utilizando para el dimensionamiento la tabla práctica indicada en el cuadro 2-VII.

2) *Cálculo de cañerías de condensado*

Se utiliza la tabla basada en experiencias prácticas, del cuadro 3-VII.

En el cuadro 4-VII, se resumió el procedimiento de cálculo:

CUADRO 4-VII.

Alimentación de vapor							
Tramo	1	2	3	7	8	10	11
kcal/h	8.000	4.500	1.500	3.000	3.000	3.500	3.500
Diámetro mm (")	25 (1)	19 (3/4)	13 (1/2)	19 (3/4)	19 (3/4)	19 (3/4)	19 (3/4)
Retorno de condensado							
Tramo	4	5	6	9	12		
kcal/h	1.500	4.500	8.000	3.000	3.500		
Diámetro mm (")	13 (1/2)	13 (1/2)	19 (3/4)	13 (1/2)	13 (1/2)		

Los diámetros de los sifones se adoptan igual al de retorno de la columna montante. En este caso, 13 mm. Ventilaciones, 13 mm.

Cálculo de instalaciones por vapor a alta presión

En este tipo de instalaciones debe evitarse la circulación del vapor a velocidades muy altas, dado que producen ruidos y erosión en la red de cañerías y las válvulas.

En instalaciones a la intemperie o fábricas, donde el nivel de ruido ambiente sea alto, pueden adoptarse velocidades de 40 hasta 65 m/seg.

Sin embargo, cuando el ruido sea un inconveniente, las velocidades deben limitarse entre 20 y 30 m/seg.

Mediante el ábaco de la figura 3-VII, se puede diseñar una red de cañerías. En él se indican los caudales de vapor a distintas condiciones de velocidad y presión.

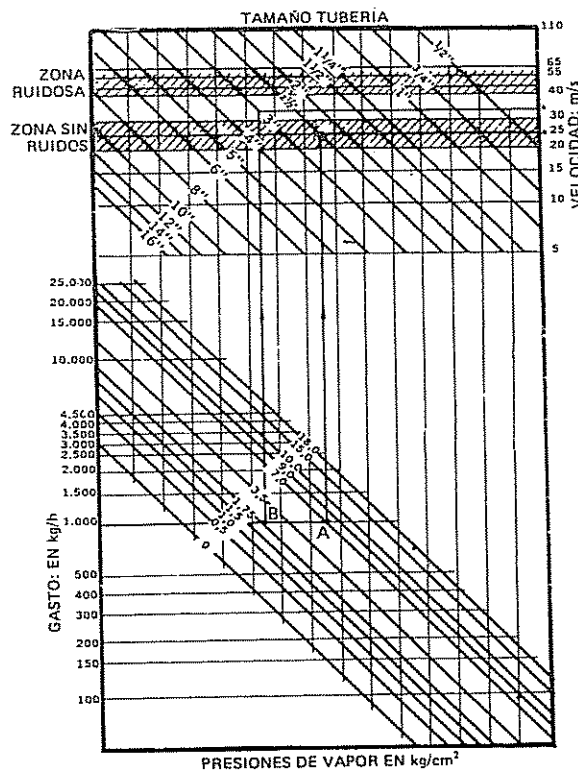


FIG. 3-VII.

Ejemplo

Supóngase tener un sistema de calentamiento por vapor con una presión $p_1 = 7 \text{ kg/cm}^2$ y un gasto de vapor horario de 1.000 kg/h.

Si no se cuenta con el dato del gasto horario de vapor, se calcula con la fórmula:

$$Gh = \frac{Q}{Clv}$$

donde:

Gh: gasto de vapor horario (kg/h);

Q: cantidad de calor transportada (kcal/h);

Clv: calor latente de vaporización (kcal/kg).

El calor latente de vaporización, depende de la presión de trabajo, pudiéndose determinar en la tabla de vapor, inserta en el cuadro 5-VII.

De esa manera, con el gasto horario y la presión de trabajo, puede hallarse el diámetro de la cañería con el gráfico de la figura 3-VII.

En efecto, con el gasto de 1.000 kg/h, se corta la diagonal correspondiente a la presión de 7 kg/cm^2 , determinándose el punto A.

Si se prolonga verticalmente dicho punto, se tienen dos zonas rayadas, una correspondiente a zonas ruidosas y otra de zonas sin ruidos, que se pueden emplear de acuerdo al tipo de local o industria en la que se está efectuando el diseño de cañerías.

Adoptando en el proyecto la zona sin ruidos, se obtiene en la vertical y dicha zona, un diámetro de cañería de $2 \frac{1}{2}''$ (64 mm), que corresponde a una velocidad real de 25 m/seg.

El mismo ejemplo con una presión de 2 kg/cm^2 , se determina un punto B, adoptándose una cañería de $3''$ con una velocidad de 34 m/seg, prácticamente sin ruidos.

El cuadro 5-VII se indican las distintas características físicas del vapor, en función de la presión de trabajo.

CUADRO 5-VII. TABLA DE VAPOR.

Presión en kg/cm^2 absoluta	Presión de manómetro en kg/cm^2	Temperatura del vapor en $^{\circ}\text{C}$	Calor sensible en kcal	Calor latente en kcal	Calor total en kcal	Volumen específico en m^3/kg
0,02	— 0,98	17,21	17,24	587,6	604,8	68,27
0,04	— 0,96	28,64	28,65	581,1	609,7	35,46
0,06	— 0,94	35,82	35,81	577,1	612,9	24,19
0,08	— 0,92	41,16	41,14	574,1	615,2	18,45
0,10	— 0,90	45,45	45,41	571,6	617,0	14,95
0,16	— 0,85	53,60	53,54	567,0	620,6	10,21
0,25	— 0,75	64,56	64,49	560,6	625,1	6,322
0,50	— 0,50	80,86	80,81	550,8	631,6	3,301
0,75	— 0,25	91,27	91,26	544,3	635,6	2,258
1,00	0	99,1	99,04	539,68	638,72	1,7224

Presión en kg/cm^2 absoluta	Presión de manómetro en kg/cm^2	Temperatura del vapor en $^{\circ}\text{C}$	Calor sensible en kcal	Calor latente en kcal	Calor total en kcal	Volumen específico en m^3/kg
1,1	0,1	101,7	101,79	537,93	639,72	1,5801
1,2	0,2	104,2	104,26	536,37	640,63	1,4543
1,4	0,4	108,7	108,79	533,57	642,26	1,2592
1,6	0,6	112,7	112,27	530,79	643,66	1,1112
1,8	0,8	116,3	116,51	528,42	644,93	0,9954
2,0	1,0	119,6	119,83	526,21	646,04	0,9019
2,5	1,5	126,8	127,14	521,27	648,41	0,7311
3,0	2,0	132,9	133,35	516,96	650,31	0,6161
3,5	2,5	138,2	138,78	513,16	651,94	0,5332
4,0	3,0	142,9	143,62	509,71	653,33	0,4701
5,0	4,0	151,2	152,06	503,57	655,63	0,3814
5,5	4,5	154,8	155,79	500,81	656,60	0,3486
6,0	5,0	158,1	159,26	498,22	657,48	0,3207
6,5	5,5	161,2	162,53	495,76	658,29	0,2975
7,0	6,0	164,2	165,59	493,44	659,03	0,2773
7,5	6,5	166,9	168,49	491,22	659,71	0,2600
8,0	7,0	169,5	171,24	489,10	660,34	0,2425
8,5	7,5	172,1	173,86	487,07	660,93	0,2309
9,0	8,0	174,5	176,36	485,12	661,48	0,2186
9,5	8,5	176,8	178,76	483,24	662,00	0,2077
10,0	9,0	179,1	181,01	481,43	662,49	0,1978
11,0	10,0	183,3	185,41	477,98	663,39	0,1806
12,0	11,0	187,1	189,48	474,71	664,19	0,1663
13,0	12,0	190,8	193,32	471,59	664,91	0,1541
14,0	13,0	194,2	196,94	468,62	665,56	0,1435
15,0	14,0	197,4	200,37	465,79	666,16	0,1345
16,0	15,0	200,5	203,63	463,08	666,71	0,1264
17,0	16,0	203,4	206,74	460,48	667,22	0,1192
18,0	17,0	206,2	209,71	457,99	667,70	0,1129
19,0	18,0	208,9	212,56	455,57	668,13	0,1071
20,0	19,0	211,4	215,30	453,23	668,53	0,1019
21,0	20,0	213,9	217,94	450,96	668,90	0,0972
22,0	21,0	216,3	220,49	448,75	669,24	0,0929
23,0	22,0	218,6	222,96	446,59	669,55	0,0889
24,0	23,0	220,8	225,36	444,48	669,84	0,0853
25,0	24,0	223,0	227,69	442,42	670,11	0,0821
26,0	25,0	225,0	229,96	440,41	670,37	0,0789
27,0	26,0	227,1	232,17	438,44	670,61	0,0761
28,0	27,0	229,1	234,33	436,51	670,84	0,0733
29,0	28,0	231,0	236,44	434,62	671,06	0,0706
30,0	29,0	232,9	238,51	432,76	671,27	0,0683
31,0	30,0	234,7	240,54	430,93	671,47	0,0661
32,0	31,0	236,5	242,53	429,13	671,66	0,0639
33,0	32,0	238,3	244,49	427,36	671,85	0,0620
34,0	33,0	240,0	246,42	425,61	672,03	0,0602
35,0	34,0	241,7	248,33	423,88	672,21	0,0593

111

CAPÍTULO VIII
DISEÑO DE REJAS Y CONDUCTOS
DE AIRE ACONDICIONADO

Cálculo de rejillas de aire acondicionado

Si por una rejilla se inyecta aire en un local, se origina un intercambio de impulsos entre dicho aire inyectado y el aire del local, y al mismo tiempo un proceso de mezcla.

La explicación teórica del proceso es difícil, ya que se trata de corrientes turbulentas y, además, según sea un proceso de calentamiento o enfriamiento, influye la diferencia de pesos específicos entre el aire del local y el impulsado por la rejilla.

El fenómeno de arrastre se denomina *inducción* y al aire inyectado se lo llama *aire primario* y al del local *aire secundario*.

Si se considera una abertura circular de bordes bien redondeados por la que se inyecta aire primario a la misma temperatura del local, se demuestra que el mismo va originando un cono, que se va diluyendo a medida que aumenta la distancia desde la salida.

En la figura 1-VIII se observa que en el eje del cono se encuentra la velocidad máxima, disminuyendo con la distancia al eje.

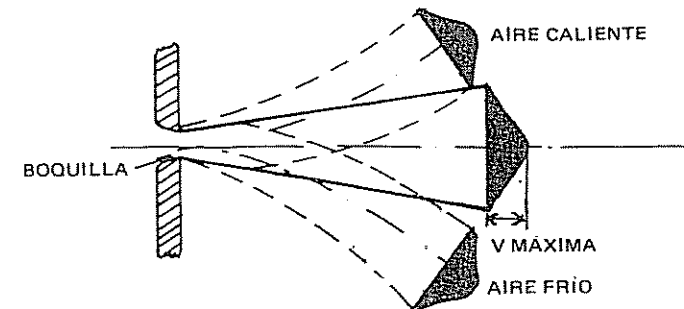


FIG. 1-VIII.

En la práctica, como el aire primario tiene distinta temperatura que la del aire del local, se produce una desviación de su trayectoria hacia abajo cuando es más frío, y por ende más pesado, o hacia arriba cuando es más caliente. A esa distancia vertical hacia abajo o hacia arriba se la denomina *caída* o *elevación* respectivamente.

La distancia que recorre el aire primario hasta que su velocidad es aproximadamente la del aire del local, se denomina *alcance* o distancia de propulsión, que varía desde la 3/4 parte de la longitud de la pared opuesta, hasta la misma, según se indica en la figura 2-VIII.

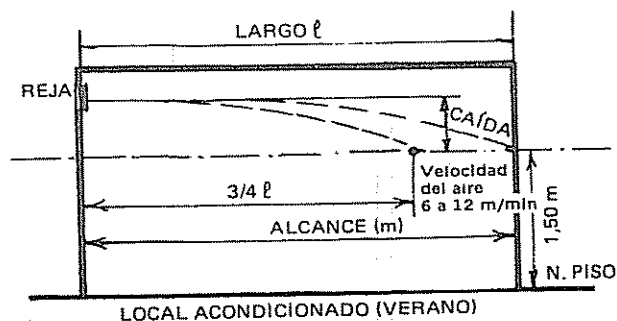


FIG. 2-VIII.

Dicho alcance viene dado por la distancia medida desde la boca de salida hasta que la velocidad del aire disminuye a un valor de 6 a 12 m/min, medido a 1,50 m del altura con respecto al nivel del piso, denominado *plano de vida o respiración*.

Para el diseño de las rejillas son necesarios dos datos básicos:

- alcance
- caudal de aire.

1) ALCANCE (m)

En la práctica para el diseño de las rejillas se adopta como alcance, la distancia entre la rejilla y la pared opuesta.

Si se ubican rejillas enfrentadas en paredes opuestas, se adopta como alcance la mitad del ancho del local.

Para lograr dicho alcance, el aire debe ser introducido en el local a cierta velocidad, que no debe sobrepasar valores tolerables de nivel de ruido.

Se pueden establecer los valores referenciales de velocidades a adoptar en las rejillas, en función del tipo de local, indicados en el cuadro 1-VIII.

CUADRO 1-VIII.

Locales	Velocidad de pasaje
Bibliotecas	90 a 200 m/min
Viviendas, departamentos, dormitorios, oficinas privadas, escuelas	200 a 300 m/min
Bancos, oficinas generales, restaurantes, etc.	300 a 400 m/min
Locales industriales	400 a 500 m/min

En general, en las aplicaciones prácticas, de acuerdo a las características físicas del local y al tipo de instalación, se hace necesario que las rejillas puedan ajustarse individualmente mediante la desviación de las aletas, con el fin de compensar variaciones de condiciones de funcionamiento, procediéndose de esa forma a regular el alcance.

Los máximos alcances se logran con aletas dispuestas en forma paralela y vertical según se indica en la figura 3-VIII, deflexión A, mientras que los mínimos alcances se logran con ángulos de 55° según se indica en la deflexión G, de la figura 3-VIII.

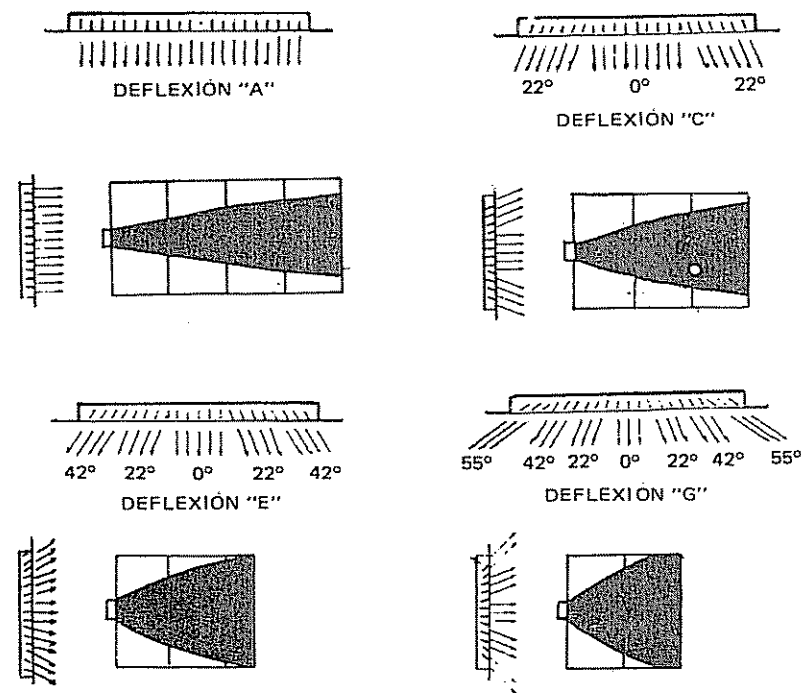


FIG. 3-VIII.

Además la reja debe tener aletas dispuestas en forma horizontal, de modo de regular la caída o descenso del aire en verano o la elevación en invierno, según se indica en la figura 4-VIII.

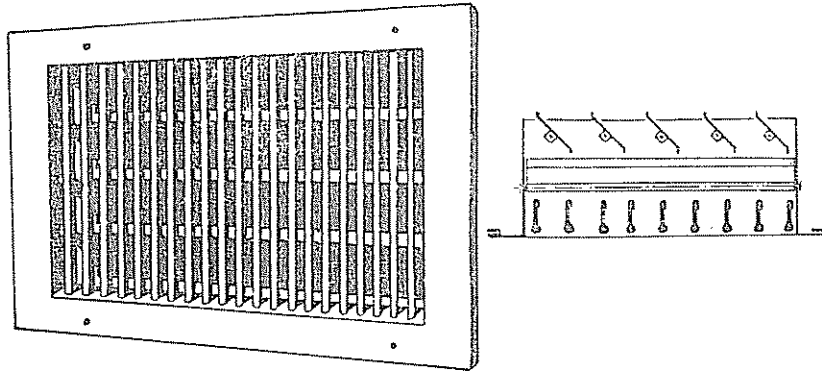


FIG. 4-VIII.

2) CAUDAL DE AIRE (m³/min)

El caudal de aire que debe suministrar la reja, se calcula con las siguientes ecuaciones, ya deducidas anteriormente:

$$C = \frac{Q_{si}}{17 (t_a - t_I)} \text{ (verano);}$$

$$C = \frac{Q_t}{17 (t_I - t_a)} \text{ (invierno);}$$

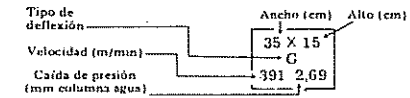
donde:

- C: caudal de aire (m³/min);
- t_a: temperatura del aire del local (°C);
- t_I: temperatura del aire de impulsión (°C);
- Q_{si}: cantidad de calor sensible de ganancia interior del local en verano (kcal/h);
- Q_t: cantidad de calor sensible de pérdida por transmisión en invierno (kcal/h);
- 17: factor que se considera constante.

El valor de la temperatura del aire de impulsión puede estimarse en la práctica aproximadamente en 15 °C en verano, pero depende del factor de calor sensible, de acuerdo a lo indicado en el capítulo II y de 40 a 60 °C en invierno, de acuerdo a lo indicado en el cálculo de equipos de aire caliente, en el capítulo IV.

CUADRO 2-VIII. TABLA SELECCIÓN DE REJAS DE INYECCIÓN.

Caudal (m ³ /min)	Alcance del aire en metros						
	3	4,2	5,4	6,6	7,8	9	10,2
2,1	20 x 10 C 155 0,45						
2,8	20 x 10 E 244 1,04	20 x 10 A 195 0,66					
4,2	30 x 10 G 256 1,14	20 x 10 G 393 2,71	20 x 10 C 330 x 1,90	20 x 10 A 292 x 1,49			
5,6	35 x 15 G 184 0,58	25 x 10 G 414 3,02	25 x 10 E 387 2,61	20 x 10 L 480 4,10	20 x 10 C 440 3,40	20 x 10 A 388 2,66	
7		35 x 15 E 281 1,37	35 x 10 E 339 2,00	30 x 10 E 399 2,79	30 x 10 C 357 2,26	25 x 10 A 435 3,30	25 x 10 A 382 2,59
8,4		40 x 15 G 241 1,01	30 x 15 G 325 1,85	30 x 15 E 304 1,62	40 x 10 E 407 2,89	40 x 10 C 366 2,33	30 x 10 C 430 3,25
9,8		60 x 15 G 185 0,58	40 x 15 G 343 2,08	35 x 15 G 391 2,69	35 x 15 E 432 3,27	35 x 10 E 475 3,96	35 x 10 C 427 3,20
11,2		50 x 20 G 187 0,60	50 x 15 G 313 1,70	35 x 15 G 448 3,53	35 x 15 E 480 3,09	35 x 15 C 480 3,09	35 x 15 C 376 2,48
12,6		75 x 20 G 139 0,33	60 x 15 G 238 0,99	35 x 15 G 415 3,04	40 x 15 G 442 3,42	40 x 15 E 413 2,97	35 x 15 E 472 3,93
14		60 x 25 G 159 0,40	50 x 20 G 235 0,96	60 x 15 G 325 1,85	35 x 15 G 460 3,70	35 x 15 E 431 3,25	35 x 15 E 431 3,25
15,4		75 x 25 G 134 0,30	60 x 20 G 214 0,81	60 x 15 G 291 1,47	40 x 15 G 442 3,45	40 x 15 E 442 4,08	40 x 15 E 412 2,97
16,8			75 x 20 G 186 0,60	50 x 20 G 281 1,32	60 x 15 G 340 2,66	40 x 15 G 481 4,08	40 x 15 E 450 3,55
18,2			90 x 20 G 168 0,48	75 x 15 G 274 1,32	60 x 15 G 343 2,08	50 x 15 G 415 3,04	50 x 15 E 388 2,64
19,6			75 x 25 G 171 0,58	60 x 20 G 273 1,32	60 x 15 G 370 2,41	60 x 15 E 370 2,41	60 x 15 E 345 2,08
21			90 x 25 G 150 0,40	75 x 20 G 232 0,93	75 x 15 G 316 1,75	60 x 15 G 396 2,74	50 x 15 G 296 1,92
22,4			90 x 30 G 135 0,30	90 x 20 G 206 0,76	60 x 20 G 206 0,76	60 x 15 G 312 3,14	60 x 15 G 312 3,14
23,8			90 x 30 G 143 0,35	60 x 30 G 216 0,81	60 x 20 G 216 0,81	50 x 20 G 399 2,81	60 x 15 E 448 3,55
25,2				90 x 25 G 183 0,58	75 x 20 G 379 2,54	75 x 15 G 475 3,98	60 x 15 E 475 3,98
26,6				75 x 30 G 192 0,66	60 x 30 G 168 0,50	60 x 20 G 369 2,41	60 x 20 G 446 3,50
28				90 x 30 G 168 0,50	90 x 20 G 192 0,66	75 x 20 G 310 1,70	75 x 15 G 422 3,14



Cuando la instalación es *verano-invierno*, las rejass se diseñan sobre la base del cálculo de verano, dado que los caudales son mayores para esa época del año.

Cálculo

Con los datos del alcance y el caudal, puede determinarse las características de las rejass que se muestran en la figura 4-VIII, mediante el empleo de la tabla incluida en el cuadro 2-VIII.

De esa manera se determinan el ancho y alto de la reja, velocidad, tipo de posición de las aletas deflectoras y caída de presión.

Ejemplo

En un local por acondicionar, se determina que el caudal necesario para verano es de 49 m³/min.

Se supone que se colocarán en el local 5 rejass, de modo que el caudal de cada reja valdrá:

$$\frac{49 \text{ m}^3/\text{min}}{5 \text{ rejass}} = 9,8 \text{ m}^3/\text{min por reja.}$$

En el proyecto, el *alcance* o distancia de la reja a la pared opuesta es de 6,6 m, por lo que utilizando la tabla del cuadro 2-VIII, para un caudal de 9,8 m³/min, se seleccionan 5 rejass de 35 X 15 cm, con una deflexión tipo G, velocidad de 391 m/min y una caída de presión de 2,69 mmca.

Cálculo de difusores de aire

El cálculo de los difusores de aire se efectúa de la misma forma que las rejass de alimentación. El alcance es, en este caso, la distancia medida horizontalmente *entre el centro del difusor y la pared más próxima*, tal cual se indica en la figura 5-VIII.

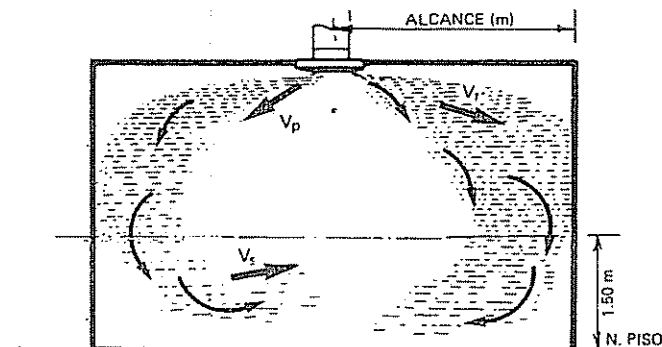


FIG. 5-VIII.

Se trata de ubicar el difusor en el *centro geométrico de la habitación*. Si se instalan dos o más unidades, el alcance corresponde a la mitad de la distancia entre los difusores adyacentes.

El aire inyectado por el difusor o aire primario, reacciona con el aire de la habitación o aire secundario, de dos maneras:

- La velocidad de salida del aire primario V_p , va disminuyendo, hasta llegar a una velocidad final o terminal V_t , debido a la mezcla progresiva con el aire del local.
- La corriente de inyección induce en el local un movimiento de aire en la zona de permanencia o vida (1,50 m del piso), haciendo que el aire secundario alcance una velocidad V_s que debe tener un valor tal, que no produzca sensaciones desagradables o molestas a los ocupantes del local.

El valor V_s en la zona de permanencia se especifica en alrededor de 6 a 12 m/min. La velocidad final V_t se establece según gráficos de las figuras 6 y 7-VIII, en 30 a 60 m/min.

Dichos gráficos confeccionados sobre la base de valores experimentales, permiten, en forma sencilla, la selección de los difusores.

Cálculo de rejass de retorno e interconexión

El cálculo de las rejass de retorno es función de la velocidad del aire que atraviesa la misma y los niveles de sonido admisibles, así como que no se produzcan corrientes de aire molestas.

Se pueden adoptar las velocidades máximas referenciales, en función del tipo de ubicación de la reja, indicada en la tabla del cuadro 3-VIII.

CUADRO 3-VIII.

Ubicación	Velocidad de pasaje
Cerca de personas	90 a 150 m/min
Zonas no ocupadas por personas	150 a 240 m/min
Interconexión de locales en puertas o paredes	90 a 120 m/min

Los gráficos de cálculo que se incluyen en las figuras 8 y 9-VIII, están determinados por la velocidad de pasaje del aire y el caudal transportado.

En el caso de utilizarse como interconexión aberturas de 10 a 20 mm bajo la puerta, los caudales de aire que pasan puede calcularse considerando una velocidad de 90 a 120 m/min, lo que origina una caída de presión aproximada de 0,5 mmca.

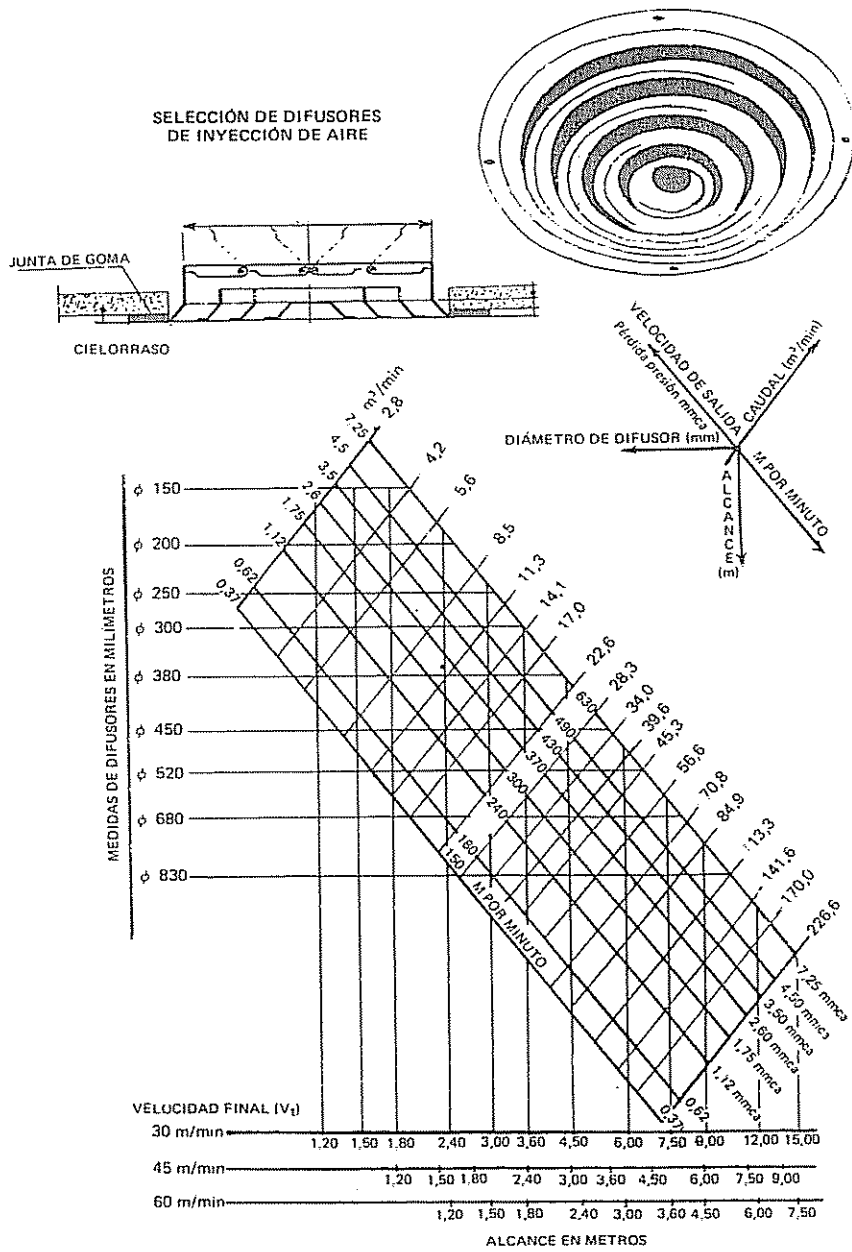


FIG. 6-VIII.

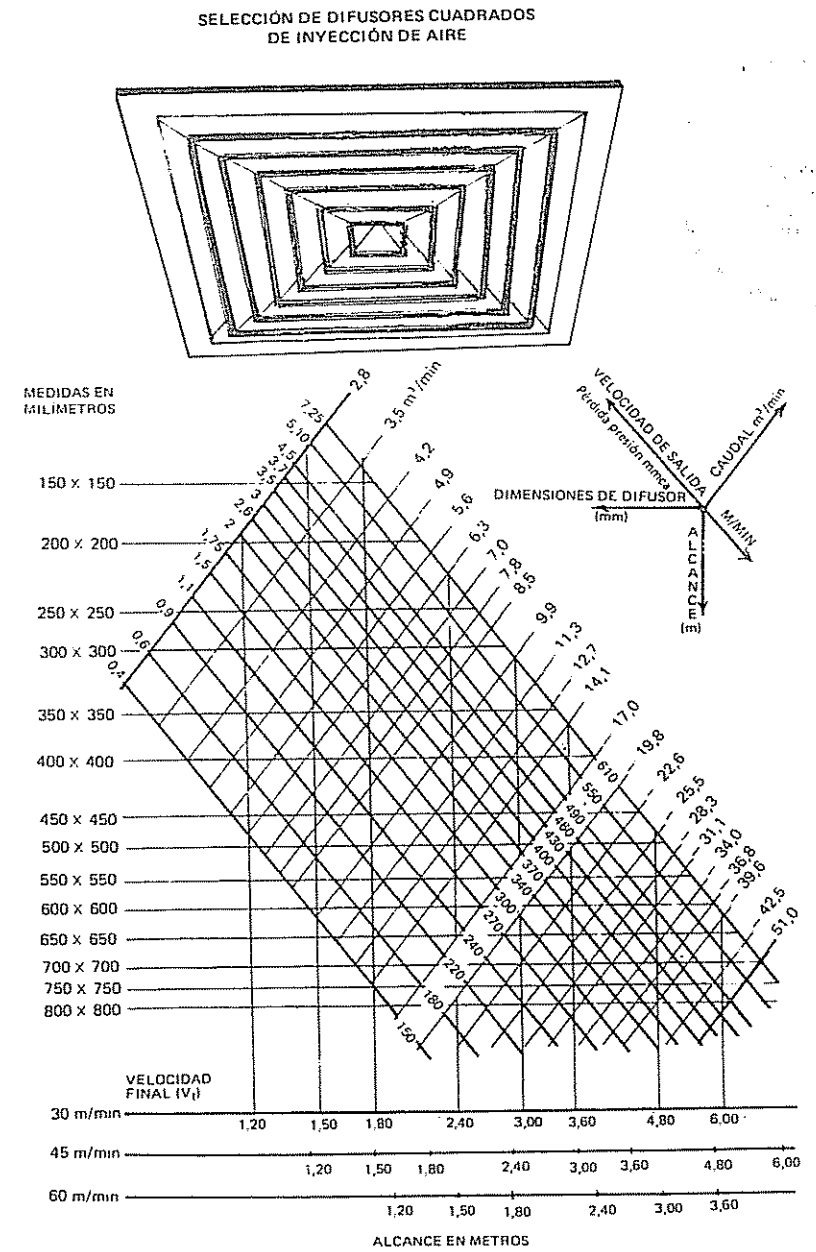


FIG. 7-VIII.

SELECCIÓN DE REJAS DE RETORNO ESTAMPADAS

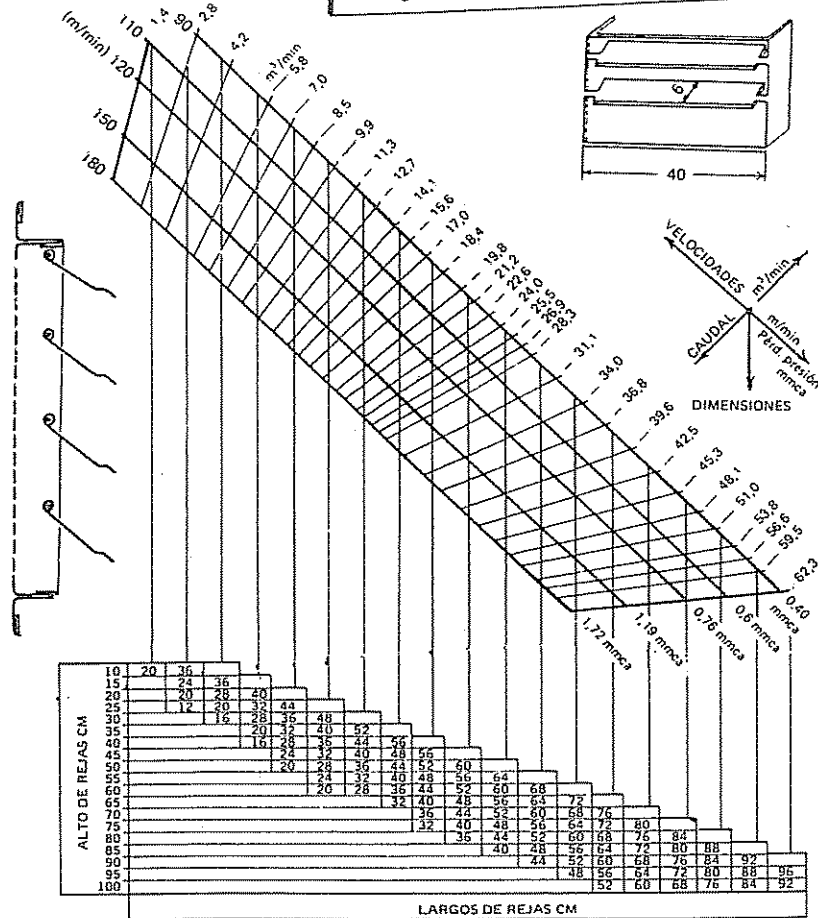
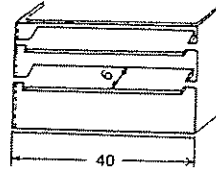
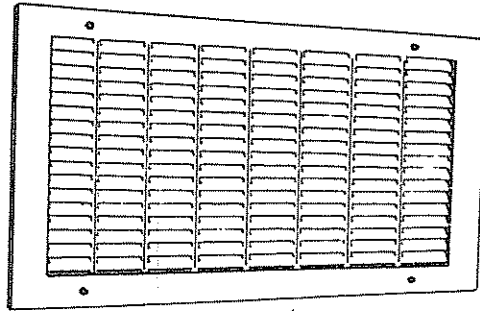


FIG. 8-VIII.

SELECCIÓN DE REJAS DE EXTRACCIÓN DE CHAPA CALADA

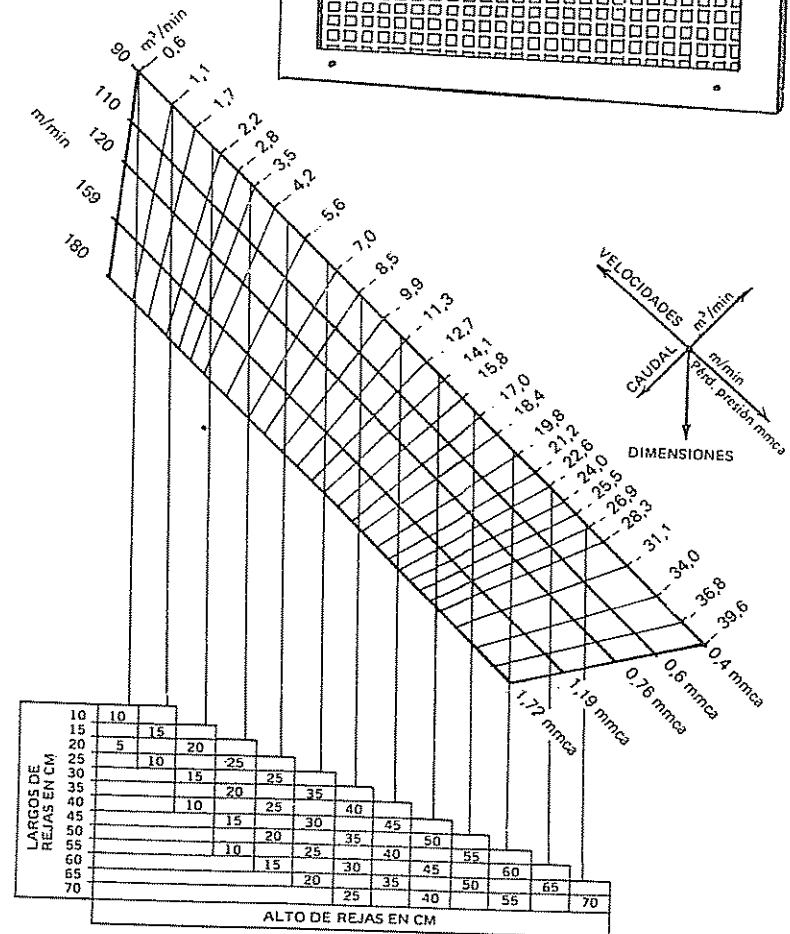
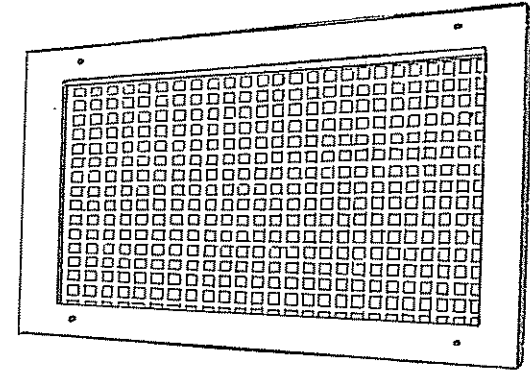
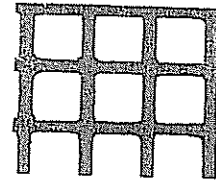


FIG. 9-VIII.

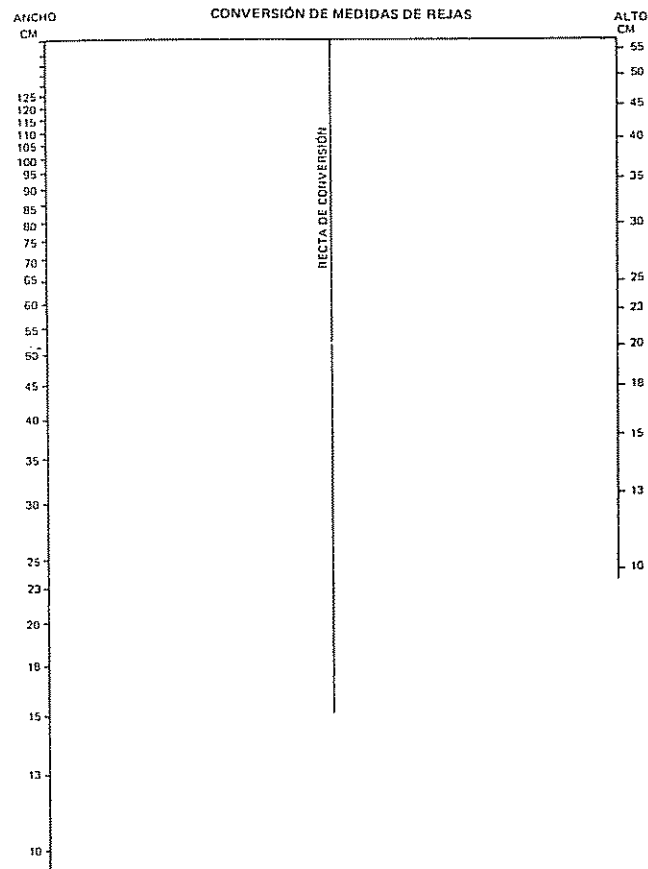


FIG. 10-VIII.

Método práctico para cambio de dimensiones de rejillas

Numerosas comprobaciones indican que el cambio de dimensiones de una reja no produce una variación apreciable del caudal de aire suministrado, siempre que no se modifique el área de la misma.

Por ello puede emplearse el gráfico de la figura 10-VIII que permite en forma práctica y sencilla el cambio de dimensiones de las rejillas calculadas.

Así si se traza una recta que une la escala del ancho y el alto de la reja calculada, la misma corta la línea central en un punto. Si sobre ese punto se gira una recta, pueden hallarse las medidas equivalentes de alto y ancho de la reja modificada.

Cálculo de conductos de aire acondicionado

Se parte de la ecuación fundamental del escurrimiento que se había demostrado en el capítulo V.

$$R = 8,27 \cdot 10^{-2} \lambda \frac{Cs^2 \gamma}{d^5}$$

donde:

R: gradiente o pérdida de presión por metro (mmca/m);
 Cs: caudal de aire (m³/seg);
 γ: peso específico del aire (kg/m³);
 d: diámetro del conducto (m);
 λ: coeficiente de frotamiento (sin unidad).

En la práctica se trabaja en las siguientes unidades:

caudal en m³/min en lugar de m³/seg;
 diámetro en cm en lugar de m;
 el peso específico γ puede, sin muchos errores, tomarse como constante igual 1,2 kg/m³.

por lo tanto:

$$R = 8,27 \cdot 10^{-2} \lambda \frac{C^2 \times 1,2 \times 100^5}{d^5 \times 60^2}$$

De modo que:

$$R = 2,76 \cdot 10^5 \lambda \frac{C^2}{d^5} \text{ (mmca/m),}$$

donde:

C: caudal de aire (m³/min);
 d: diámetro del conducto (cm).

Comparados con las cañerías de agua, los conductos de chapa de hierro galvanizado o aluminio empleados para la distribución del aire, la rugosidad absoluta es pequeña y el diámetro grande. De esa manera, la rugosidad relativa se hace tan pequeña, que para los valores de λ puede partirse de los valores dados para tubos hidráulicos lisos.

Con esta fórmula y sobre la base de los valores de λ, obtenidos de ensayos, se ha confeccionado el diagrama que se indica en la figura 11-VIII.

El mismo sirve para aire normal a 760 mm Hg, no teniéndose en cuenta las pequeñas variaciones producidas por las diferentes presiones y temperaturas que se originan en las instalaciones de acondicionamiento de aire.



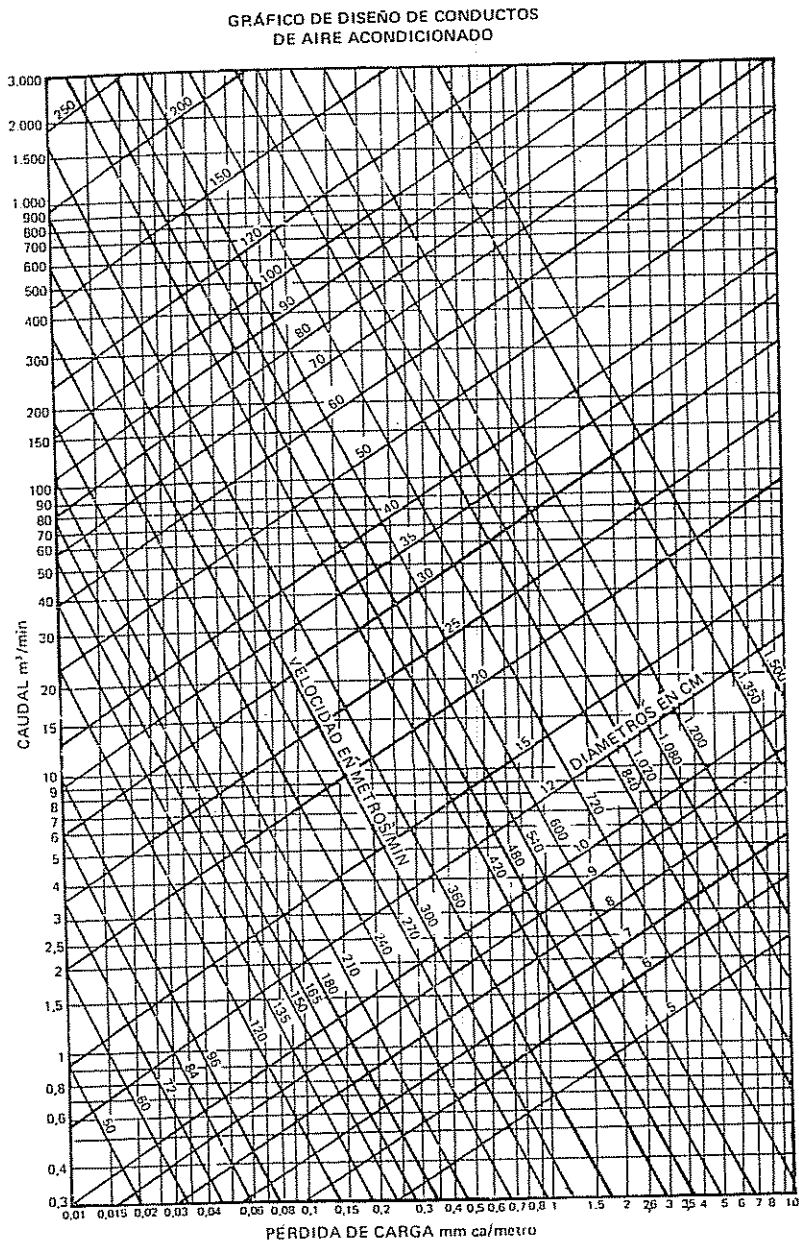


FIG. 11-VIII.

En dicho gráfico se representan los diámetros de los conductos en función del gradiente R y del caudal de aire en circulación, para distintas velocidades, para conductos de chapa de hierro galvanizado o aluminio.

Para otro tipo de materiales de conductos, puede emplearse el mismo gráfico de la figura 11-VIII, pero debe corregirse el gradiente R o pérdida de carga por metro. Así, si se trata de un conducto de albañilería, suele incrementarse el gradiente R en un 20 %.

Planteo del cálculo de conductos

Se desprende de la ecuación anterior que para el diseño de una red de conductos o sea para determinar los diámetros d , es necesario conocer *el caudal C y el gradiente R* .

1) Determinación de los caudales de aire en circulación (C : m^3/min)

La cantidad de aire a circular está relacionada con el calor sensible a suministrar o extraer y el salto térmico entre el aire del local y el de impulsión al mismo.

Las fórmulas que permiten establecer ese caudal ya han sido analizadas anteriormente y tratadas en la explicación del diseño de las rejillas de aire acondicionado.

Dichos caudales a circular por los conductos, entonces, están determinados por los caudales de cada una de las rejillas del sistema de acondicionamiento.

2) Determinación del gradiente R ($mmca/m$)

Si se considera un circuito cerrado de conductos, en la que circula aire en movimiento constante, se puede plantear la ecuación de equilibrio ya vista en el capítulo V, en la que la *presión eficaz* generada por el ventilador, debe ser igual a la caída de presión originadas por frotamiento en las partes rectas de los conductos, más las producidas en las resistencias individuales (codos, tes, curvas, rejillas, persianas, etc.).

En estos casos, sin embargo, las resistencias individuales suelen ser de un valor bastante importante con respecto a la de los tramos rectos de la canalización, por lo que es conveniente desdoblarse el análisis en las pérdidas de cargas originadas por la red de conductos del circuito cerrado (alimentación y retorno), por una parte, y las caídas de presión de los elementos aislados como ser rejillas, filtros, persianas, etc., por otro.

Así, entonces, la ecuación de equilibrio puede quedar expresada de la siguiente manera:

$$H = \sum IR + \sum Z + \sum Z'$$

donde:

- H: presión eficaz producida por el ventilador (mmca);
- Σ LR: sumatoria de las pérdidas de presión por frotamiento en las partes rectas de los tramos de conductos que constituyen el circuito cerrado;
- Σ l: sumatoria de la longitud de los tramos rectos (m);
- R: gradiente o pérdida de presión por metro (mmca/m);
- Σ Z: sumatoria de las pérdidas de presión de las resistencias individuales de los *accesorios de la red de conductos* de alimentación y retorno (mmca);
- Σ Z': sumatoria de las pérdidas de presión de los distintos elementos que intervienen en el circuito cerrado, como rejas de alimentación y retorno, persianas fijas o regulables, filtros, baterías, etc. (mmca).

El valor de Σ Z, o sea las resistencias individuales en la red de conductos, provocan una caída de presión que vale según lo ya consignado en el capítulo V:

$$\Sigma Z = \Sigma \tau \frac{v^2}{2g} \gamma,$$

en la que:

- v: velocidad media de circulación (m/seg);
- g: aceleración de la gravedad (m/seg²);
- γ: peso específico del aire (kg/m³);
- Σ τ: sumatoria de los coeficientes de frotamiento propios de cada resistencia individual (sin unidad).

Adoptando el peso específico para aire normal a 15 °C: γ = 1,2 kg/m³ como valor constante y la aceleración de la gravedad g = 9,81 m/seg² queda:

$$\Sigma Z = \Sigma \tau 0,061 v^2.$$

Como ya se había mencionado anteriormente, el valor de τ depende exclusivamente de la forma geométrica o física de la resistencia individual de que se trate.

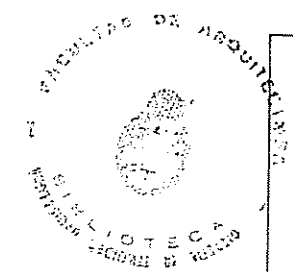
Sin embargo, en la práctica, lo mismo que en el cálculo de cañerías se trabaja con la *longitud equivalente*, que establece la relación de la caída de presión de un accesorio o resistencia individual con respecto a la que tendría un conducto recto del mismo diámetro.

Como se había mencionado en el capítulo V, existen pequeños desfasajes, pero es un método sencillo y práctico.

La primera parte de la tabla que figura como cuadro 4-VIII, indica valores que pueden tomarse en la práctica de longitudes equivalentes de accesorios de conductos.

De acuerdo a lo indicado, entonces:

$$\Sigma Z = \Sigma l \text{ eq } R.$$



CUADRO 4-VIII TABLA PRÁCTICA DE LONGITUD EQUIVALENTE DE CONDUCTOS (EN METROS).

DIÁMETRO mm	10	12	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	100	110	120	130	140	150	160	170
CURVO RECTO 1/4" (90°)	7	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38
CURVO RECTO 1/2" (90°)	5	7.5	10	12.5	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30	32.5	35	37.5	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95
CURVA 90°	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
CURVA 45°	0.5	0.75	1	1.25	1.5	1.75	2	2.25	2.5	2.75	3	3.25	3.5	3.75	4	4.5	5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9	9.5
TIPASO RECTO	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
TIPASO LATERAL	3	4.5	6	7.5	9	10.5	12	13.5	15	16.5	18	19.5	21	22.5	24	27	30	33	36	39	42	45	48	51	54	57

Pérdidas de presión en elementos
Valores prácticos: Z

Filtro metálico de aire (estándar)	5 mmca	Eliminador de gotas	3 hilera
Filtro de lana de vidrio	6 mmca	Baterías de calefacción y refrigeración:	4 hilera
Persiana fija tipo celosía	1.5 mmca	1 hilera	5 hilera
Persiana regulable	1.5 mmca	2 hilera	6 hilera
Filtro acústico	1 mmca		

7.5 mmca
10 mmca
12.5 mmca
16 mmca

1.5 mmca
2.5 mmca
5 mmca

En cuanto a los valores de Z' de caída de presión en mmca, están indicados en la parte inferior del cuadro 4-VIII, en la que se consignan magnitudes prácticas orientativas para filtros, persianas, baterías, etc. Así, también, para determinar la caída de presión Z' para rejillas de alimentación y retorno, y difusores, puede consultarse el cuadro 2-VIII y los gráficos de las figuras 6 a 9-VIII vistos precedentemente.

Por lo expuesto, reemplazando los valores, la ecuación de equilibrio mencionada al principio quedaría de la siguiente forma:

$$H = \sum IR + \sum leq R + \sum Z';$$

de modo que:

$$H = \sum (1 + leq) R + \sum Z';$$

donde $\sum (1 + leq) R$, representa la caída de presión de la red de conductos de alimentación y retorno del circuito cerrado considerado.

Analizada la ecuación de equilibrio indicada, se observa que existen varias incógnitas, ya que no se conoce R , la presión eficaz, ni las caídas de presión en las resistencias individuales, dado que no se determinaron aún los diámetros de los conductos.

Es posible entonces, tal cual se había señalado en el cálculo de cañerías, que se diseñen *infinitas* redes de conductos, que satisfagan la cantidad de calor por transportar.

Por dicho motivo, tal cual se había mencionado anteriormente, se debe elegir la dimensión de los conductos, de modo que representen la *solución más económica, sin provocar ruido o erosión* en ellos.

El procedimiento que se utiliza es el de *igual fricción o pérdida de presión constante*, que consiste en *fixar el gradiente R constante*, en todo el sistema de conductos.

El método consiste en fijar la velocidad máxima de descarga del ventilador en el conducto principal sobre la base de que el *nivel de ruido sea aceptable* para el uso a que está destinada la red, y *no se produzcan erosiones* en los conductos.

En virtud de dichas velocidades de circulación, se suelen dividir los sistemas de conductos de distribución en dos partes fundamentales:

• Sistemas convencionales de baja velocidad

En general, pueden considerarse los conductos de baja velocidad hasta 600 m/min de descarga del ventilador.

Para los casos comunes suelen admitirse las siguientes velocidades de salida del ventilador:

— Locales industriales según las características:	500 a 600 m/min
— Viviendas y oficinas (equipos compactos):	300 a 450 m/min
— Lugares donde se necesita silencio, como dormitorios, bibliotecas, etc.:	300 m/min.

Si se quiere mantener un nivel de sonido bajo, en general es conveniente prever trampas de sonido, cuando las velocidades exceder los 450 m/min.

• Sistemas de alta velocidad

Se pueden considerar, en general, para velocidades mayores de 600 m/min, hasta 1.500 m/min de descarga del ventilador.

Es evidente que estos conductos son de menores dimensiones que los convencionales, debiéndose estudiar en cada caso perfectamente las previsiones contra ruidos.

De esa manera, con la velocidad de salida del ventilador y el caudal del mismo, puede determinarse en el gráfico de la figura 11-VIII, el *gradiente R de cálculo*, que se supone constante a lo largo de la red de conductos, permitiendo de esa forma el predimensionamiento de los diámetros.

Es decir, entonces, que con la velocidad de salida del ventilador que se fija de acuerdo a lo indicado precedentemente y el caudal del mismo, que es el que transporta el conducto principal, se establece en la figura 11-VIII un punto que define el diámetro de dicho conducto principal y el gradiente de cálculo R (mmca/m), que se mantendrá constante en la instalación.

A partir de ese punto se traza la *recta de maniobra de R constante*, sobre la cual, en función de los distintos caudales transportados, se efectúa el diseño de la red de conductos. En la figura 12-VIII se indica esquemáticamente el procedimiento detallado anteriormente.

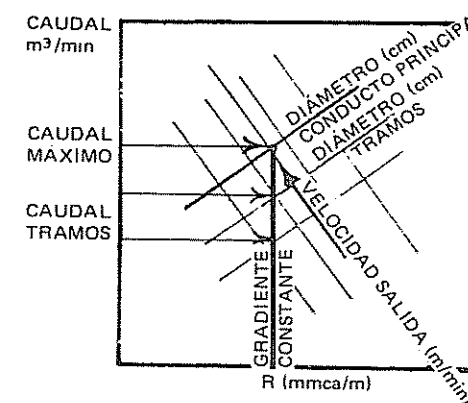


FIG. 12-VIII.

Este método implica que se toma la velocidad mayor a la salida del ventilador y se van originando velocidades menores a medida que los ramales de conductos se acercan a los locales acondicionados.

Diámetro de conducto equivalente

El procedimiento indicado precedentemente permite calcular los conductos de sección circular, pero en las aplicaciones prácticas de instalaciones de aire acondicionado o ventilación, suelen construirse de sección rectangular o cuadrada.

Por ello, entonces, determinado el diámetro del conducto, debe hallarse las dimensiones del conducto rectangular o cuadrado, *equivalente* a aquél.

Como primera aproximación puede plantearse que el conducto circular *tenga igual sección y el mismo perímetro* que el conducto rectangular o cuadrado.

Así, considerando un conducto rectangular de lados a y b, puede ponerse:

$$\frac{\pi d^2}{4} = a b \therefore \pi d^2 = 4 a b,$$

a su vez:

$$\pi d = 2 (a + b),$$

dividiendo queda:

$$d = \frac{2 a b}{a + b}$$

Al valor hallado de d se lo denomina diámetro equivalente que cumple con la condición de igual área y perímetro del conducto rectangular o cuadrado indicada precedentemente.

Sin embargo con esta sola condición no basta, dado que el conducto rectangular o cuadrado, *debe tener igual gradiente R* (mmca/m) o caída de presión por frotamiento por metro y además transportar *el mismo caudal C* del conducto circular equivalente.

De ese modo, de acuerdo a la fórmula del gradiente R ya vista en el capítulo V, puede establecerse:

$$R = \lambda \frac{v_1^2}{2 g} \gamma \frac{l}{d} = \lambda \frac{v_2^2}{2 g} \gamma \frac{l (a + b)}{2 a b}$$

Por lo tanto:

$$\frac{v_1^2}{v_2^2} = \frac{d (a + b)}{2 a b}$$

La otra condición era que el caudal que circula por el conducto rectangular o cuadrado debía ser el mismo que el del conducto circular equivalente, por lo que, como el caudal es igual a la sección por la velocidad, puede plantearse:

$$C = \frac{\pi d^2}{4} v_1 = a b v_2 \therefore \frac{v_1^2}{v_2^2} = \frac{16 (a b)^2}{\pi^2 d^4}$$

De manera que igualando las expresiones de v_1^2/v_2^2 anteriores queda:

$$\frac{d (a + b)}{2 a b} = \frac{16 (a b)^2}{\pi^2 d^4} \therefore \pi^2 d^5 (a + b) = 32 (a b)^3 \therefore$$

$$\therefore d^5 = \frac{32 (a b)^3}{\pi^2 (a + b)} \therefore d = \sqrt[5]{\frac{32}{\pi^2} \frac{(a b)^3}{a + b}} \therefore d = 1,265 \sqrt[5]{\frac{(a b)^3}{a + b}}$$

Esta ecuación representa el diámetro equivalente a la sección rectangular o cuadrada, manteniendo constante la pérdida de presión y el caudal.

Dicha fórmula ha permitido confeccionar el *gráfico de conversión* que se incluye en la figura 13-VIII, que permite visualizar la variación de los lados de un conducto rectangular para un conducto circular dado.

En dicha figura sobre una diagonal, se han indicado los puntos que corresponden a la conversión a conductos cuadrados.

Debe tenerse en cuenta como norma práctica de diseño, que los conductos *deben aproximarse en lo posible a la forma cuadrada*, no siendo conveniente que la variación de lados exceda la relación de 5 a 1.

Una vez calculadas las dimensiones de los conductos, debe establecerse las *características del ventilador* que están determinadas por dos datos fundamentales que son el *caudal* a transportar y la *presión eficaz* que es necesario que se produzca en el sistema.

El *caudal* se calcula con la fórmula ya vista:

$$C = \frac{Q}{17 \Delta t} \text{ (m}^3\text{/min),}$$

donde:

- Q: cantidad máxima de calor sensible a transportar, que corresponde al tramo principal (kcal/h);
- En *verano* es QSi: ganancia de calor sensible de los locales acondicionados (kcal/h);
- En *invierno* es Qt: cantidad de calor sensible total de pérdida por transmisión (kcal/h);
- Δt: salto térmico entre la temperatura de diseño del aire del local (ta) y el de impulsión (tI);
- En *verano* vale: (ta - tI), donde tI se calcula en función del factor de calor sensible (capítulo II);
- En *invierno* vale: (tI - ta), donde tI varía de 40 a 60 °C (capítulo IV, Cálculo de equipos de aire caliente);
- 17: factor constante.

Para establecer el caudal en caso de instalaciones verano-invierno, se considera el mayor valor que corresponde a la época de verano.

ABACO PARA CONVERSIÓN DE CONDUCTOS CIRCULARES EN CUADROS O RECTANGULARES

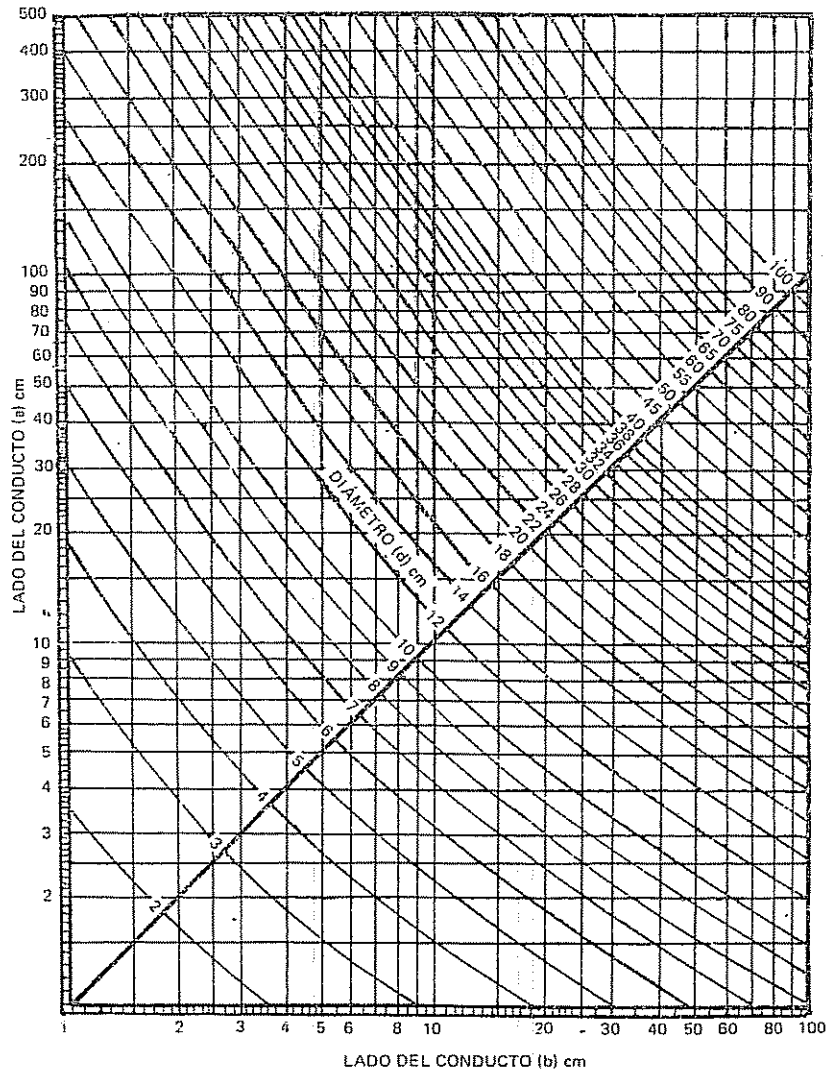


FIG. 13-VIII.

La *presión eficaz* necesaria que debe producir el ventilador se calcula con la fórmula de equilibrio, vista anteriormente, aplicándose para el *circuito cerrado más desfavorable*, que es el de *más longitud*.

$$H = \Sigma (1 + leq) R + \Sigma Z' \text{ (mmca).}$$

En la que:

- R: gradiente o pérdida de presión por metro que se establece como *constante* en el gráfico de la figura 11-VIII, en función del caudal del ventilador y la velocidad estimada de descarga del mismo (mmca/m);
- Σl : sumatoria de las longitudes de los tramos del circuito cerrado más largo (m);
- leq: sumatoria de las longitudes equivalentes de las resistencias individuales del circuito cerrado de conductos más largo (m);
- $\Sigma Z'$: sumatoria de pérdidas de presión en resistencias particulares, como rejillas, filtros, baterías, etc. (mmca).

La primera parte del término anterior representa la pérdida de presión por frotamiento en la red de conductos del circuito cerrado más largo, $\Sigma (1 + leq) R$ (alimentación y retorno).

Como, en general, las caídas de presión en los conductos es pequeña con respecto a las otras resistencias, representadas en Z' , no es necesario en la práctica hacer un cálculo tan minucioso empleando la tabla práctica del cuadro 4-VIII.

Simplificando aún más, puede suponerse cuando la proporción de accesorios o resistencias individuales no es muy representativa que:

$$\Sigma leq = \Sigma l.$$

De modo que, en forma simplificada, quedaría:

$$H = 2 \Sigma l R + \Sigma Z'$$

Con estos valores de *presión y caudal* se pueden definir las características del ventilador a utilizar, que en la generalidad de los casos son del tipo centrífugo, mediante la aplicación de las tablas o gráficos de capacidades confeccionadas por los fabricantes.

Los cuadros 3 a 5-IX del capítulo IX, muestran unas tablas de capacidad para varios modelos de ventiladores centrífugos, del tipo multipalas.

Ejemplo

Supóngase calcular la red de conductos de chapa de hierro galvanizado, para suministro de aire acondicionado de verano, a un local para oficinas administrativas, indicado en la figura 14-VIII.

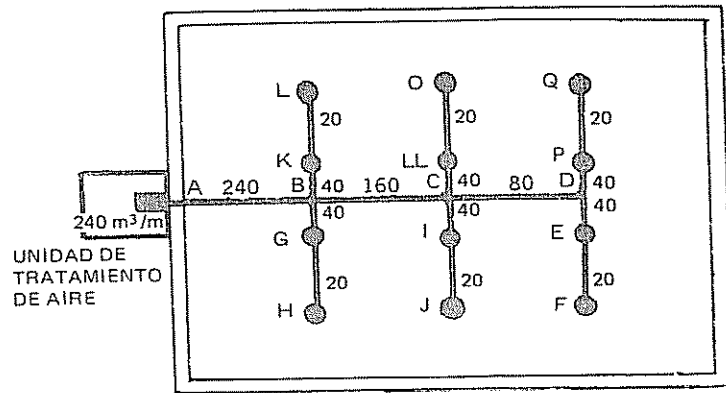


FIG. 14-VIII.

Se efectuó el cálculo de las cargas de aire acondicionado de verano determinándose:

QSi: ganancia de calor sensible interior del local 40.800 kcal/h;
 tI: temperatura de impulsión del aire acondicionado en función del factor de calor sensible igual a 15 °C;
 ta: temperatura del aire interior de diseño 25 °C,

de manera que:

$$C = \frac{QSi}{17 (ta - tI)} = \frac{40.800}{17 (25 - 15)} = 240 \text{ m}^3/\text{min}.$$

Para el suministro de ese caudal de aire se instala un equipo o unidad de tratamiento de aire que viene provisto de un ventilador que debe suministrar ese caudal, distribuyéndose el aire mediante una red de conductos de alimentación, que se instala suspendido, colocado sobre el cielorraso armado, efectuándose la distribución mediante la utilización de 12 difusores de aire, que, por lo tanto, introducirán 20 m³/min cada uno.

El retorno se produce por una reja única colocada directamente en el equipo, por lo que no se utilizan conductos.

El cálculo comienza diferenciando los distintos tramos, anotándose sobre el esquema de la figura 14-VIII, los caudales de aire a transportar en cada uno de ellos.

Como primera medida se fija la velocidad de descarga de aire del ventilador al conducto principal, teniendo en cuenta fundamentalmente el nivel de ruido de la instalación.

Se ha adoptado una velocidad de descarga de 450 m/min, teniendo en cuenta que se trata de una oficina general administrativa.

Con esta velocidad de salida del ventilador y con el caudal a transportar máximo (240 m³/min), en el gráfico para el cálculo de los conductos de la figura 11-VIII, se halla la *recta de maniobra* (gradiente R constante en mmca/m).

Se describe esquemáticamente el procedimiento en la figura 15-VIII, estableciéndose la *recta R*: 0,07 mmca/m y el diámetro de tramo principal en 85 cm.

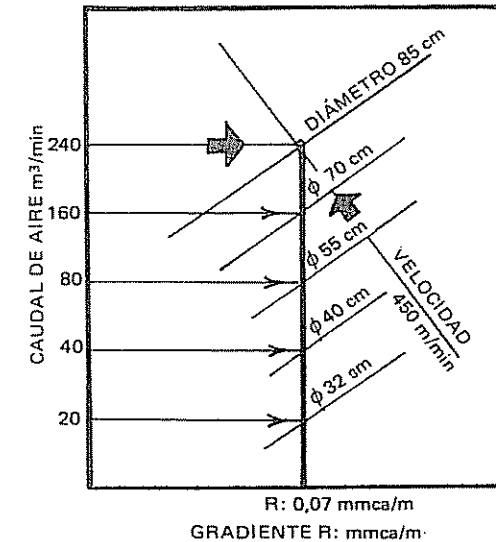


FIG. 15-VIII.

Sobre esta *recta de maniobra* y con los distintos caudales a circular por tramo, se hallan los diámetros de conductos.

Como en la práctica se utilizan conductos rectangulares o cuadrados, es necesario utilizar el gráfico de la figura 13-VIII de conversión.

En el esquema de la figura 16-VIII, se detalla el procedimiento, fijándose, en función del espacio disponible, una altura máxima del conducto de 40 cm.

En la planilla de cálculo del cuadro 5-VIII se han detallado las dimensiones de los conductos circulares y rectangulares o cuadrados hallados de esta manera.

Una vez dimensionada la red de conductos, es necesario establecer cuál es la caída total de presión por frotamiento en mmca, para seleccionar la presión eficaz del ventilador.

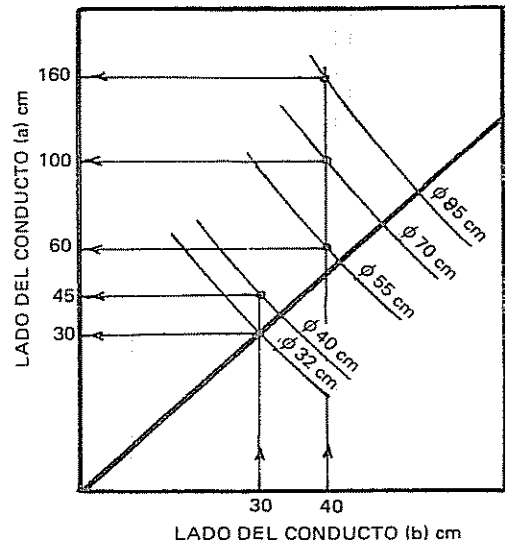


FIG. 16-VIII.

El análisis es el mismo que para los sistemas de escurrimiento de fluidos ya explicados, o sea, debe determinarse la caída de presión del circuito cerrado más desfavorable, que es el de más longitud, calculándose las resistencias individuales de los accesorios de los conductos, que se representan en forma práctica como longitud equivalente y de los distintos elementos que intervienen en el circuito, como ser filtros, persianas, rejillas, baterías, etc.

CUADRO 5-VIII.

Tramos	Diámetro (cm)	Dimensión rectangular o cuadrada (cm)
AB	85	160 x 40
BC	70	100 x 40
CD	55	60 x 40
DE - CI - BG - DP - CLL - BK	40	45 x 30
EF - IJ - GH - LK - OLL - PQ	32	30 x 30

La ecuación a aplicar se había demostrado que era la siguiente:

$$H = \Sigma (l + leq) R + \Sigma Z'$$

El circuito cerrado más desfavorable o más largo está formado por las dimensiones y tramos que se indican seguidamente:

- Tramo AB: 85 cm
- Tramo BC: 70 cm
- Tramo CD: 55 cm
- Tramo DE: 40 cm
- Tramo EF: 32 cm

Aplicando la tabla práctica del cuadro 4-VIII se hallan las siguientes longitudes equivalentes:

- Tramo AB: codo de conexión de ventilador (codo recto con guías).
Diámetro 85 cm: leq = 17 m.
- Tramo BC: te paso recto.
Diámetro 70 cm: leq = 7 m.
- Tramo CD: te paso recto.
Diámetro 55 cm: leq = 5,5 m.
- Tramo DE: curva 90°.
Diámetro 40 cm: leq = 4 m.
- Tramo EF: conexión difusor: te paso recto.
Diámetro 32 cm: leq = 3 m.

Una vez sumadas las longitudes de los tramos del circuito cerrado más largo y las longitudes equivalentes del mismo, se tiene $\Sigma (l + leq)$ y multiplicando por el gradiente R que se ha supuesto constante en este caso 0,07 mmca/m, se tiene resuelto el primer término de la ecuación anterior.

Cabe consignar que en este caso no se justifican correcciones al valor de R, como en el cálculo de cañerías, o sea hallar el R real por tramo, dado que los conductos se los diseña de acuerdo al cálculo, o sea no son de dimensión estandarizada como las cañerías.

El procedimiento descripto precedentemente se lo puede resumir en la planilla tipo, que se muestra como cuadro 6-VIII.

CUADRO 6-VIII.

Tramo	Caudal a transportar (m ³ /min)	Diámetro (cm)	Dimensión rectangular (cm)	Longitud rect. (m)	Longitud equiv. (m)	Longitud total (m)
AB	240	85	160 x 40	12	17	29
BC	160	70	100 x 40	6	7	13
CD	80	55	60 x 40	6	5,5	11,5
DE	40	40	45 x 30	3	4	7
EF	20	32	30 x 30	6	3	9
Longitud total:						69,5

De esa manera, la fricción o pérdida de presión por frotamiento en la red de conductos (no hay conductos de retorno en este ejemplo) vale:

$$\Sigma (l + leq) R = 69,5 \text{ m} \times 0,07 \text{ mmca/m} \cong 4,87 \text{ mmca.}$$

Para determinar la presión del ventilador deberán adicionarse las caídas de presión de los distintos elementos $\Sigma Z'$.

Así, se adopta:

- Difusor	1,75 mmca
- Reja de retorno	1 mmca
- Filtro metálico	5 mmca
- Persiana regulable	1,5 mmca
- Batería refrigeración (cuatro hileras)	10 mmca
	<hr/>
	$\Sigma Z' = 19,25$ mmca

De modo que la presión eficaz del ventilador valdrá:

$$H = \Sigma (l + leq) R + \Sigma Z' = 4,87 + 19,25 = 24,12 \text{ mmca.}$$

De modo que se adopta una presión eficaz del ventilador de 25 mmca (1").

O sea, las características del ventilador centrífugo de la unidad de tratamiento de aire tendrá estas características:

- Caudal: 240 m³/min.
- Presión: 25 mmca (1").

Una vez determinadas las características del ventilador, podría verificarse cada uno de los demás circuitos cerrados, a fin de constatar que la fricción originada por los conductos que se han diseñado y las demás pérdidas de cargas son iguales a la presión del ventilador, siguiendo el procedimiento de diseño explicado en cañerías.

Sin embargo, toda vez que es muy poca la pérdida por fricción en los conductos comparadas con los demás elementos que intervienen y que son comunes a todos los circuitos, no tiene sentido efectuar tal verificación.

Al respecto es necesario disponer de una minuciosa posibilidad de regulación del caudal de aire que circula por los distintos ramales de la red de conductos, con el objeto de llegar a resultados satisfactorios, mediante este método de cálculo.

Por ello, para lograr un adecuado balanceo del sistema, deben incluirse dampers o persianas de regulación en las bifurcaciones más importantes, así como reguladores de caudal en las rejillas o difusores de aire.



CAPÍTULO IX

CÁLCULO DE INSTALACIONES DE VENTILACIÓN

La capacidad de un sistema de ventilación está supeditada al volumen del local a ventilar y a las veces que se desea renovar el aire contenido en la unidad de tiempo, teniendo en cuenta la cantidad de personas que ocuparán el local, el uso que se haga del mismo y el efecto que se quiera obtener.

Para el cálculo pueden tenerse en cuenta varios aspectos, a saber:

- Temperatura límite en el local.
- Contenido máximo de anhídrido carbónico (CO₂).
- Renovaciones horarias del local o caudal de aire mínimo por persona.

A) CÁLCULO DE LA VENTILACION SOBRE LA BASE DE UNA TEMPERATURA LIMITE

Se puede plantear que la cantidad de calor que elimina el sistema de ventilación por hora vale, de acuerdo a la ecuación ya deducida anteriormente:

$$C = \frac{Q}{17 (t_i - t_e)} \text{ (m}^3\text{/min),}$$

donde:

- C: caudal de aire a circular (m³/min);
- Q: cantidad de calor a extraer (kcal/h);
- 17: factor que se supone constante;
- t_i: temperatura del aire que se quiere mantener en el interior del local en verano (°C);
- t_e: temperatura del aire exterior en verano.

Estimando el caudal de ventilación en m³/h en lugar de m³/min, puede considerarse en forma aproximada:

$$C_h = \frac{Q}{0,3 (t_i - t_e)} \quad (\text{m}^3/\text{h}).$$

Se considera la cantidad de calor que entra en el local a través de los elementos del contorno del local, la disipación de calor de personas, iluminación, máquinas, etc.

Un procedimiento práctico permite, en forma directa y sencilla, determinar o tener una idea aproximada de la cantidad de aire necesario para ventilar el local. En efecto, se establece la diferencia entre la temperatura máxima que se produce en el local en 1 h y la exterior (tomando el promedio de varios días), dividiendo luego el resultado por el aumento máximo de temperatura que se aceptaría.

Por ejemplo, en un local de 5.000 m³ de capacidad se ha observado que la temperatura interior llega a 36 °C, si la exterior (a la sombra) es de 30 °C. Si se desea que la diferencia de temperatura no sea mayor de 1/2 °C, la cantidad de aire a renovar en el local por hora valdrá:

$$\frac{36 \text{ °C} - 30 \text{ °C}}{1/2 \text{ °C}} = 12 \text{ renovaciones/hora.}$$

De esa manera, el caudal total del aire a suministrar será de:

$$5.000 \text{ m}^3 \times 12 = 60.000 \text{ m}^3/\text{h}.$$

B) CALCULO DE LA VENTILACION SOBRE LA BASE DEL CONTENIDO MÁXIMO DE ANHIDRIDO CARBÓNICO (CO₂)

Una de las causas más generalizadas de alteración de la condición del aire es el contenido de anhídrido carbónico como consecuencia del proceso respiratorio.

La ganancia del aire del local de anhídrido carbónico expelido por la respiración supone la paralela disminución del contenido de oxígeno del mismo.

En general, cada persona, en reposo, desprende un volumen de aproximadamente el 4 % en CO₂ de volumen total respirado, siendo el contenido promedio del aire exterior en una gran ciudad del 0,04 %.

Puede establecerse que la proporción máxima *no debe exceder del 0,14 % del volumen del aire.*

El caudal de aire a introducir está determinado por la fórmula:

$$C_h = \frac{n \cdot c}{a_1 - a_v}$$

siendo:

C_h: caudal de ventilación (m³/h);
n: número de personas:

c: caudal medio de anhídrido carbónico eliminado por las personas (m³/h personas);
a₁: porcentaje de CO₂ admisible como límite en el local (%);
a_v: porcentaje de anhídrido carbónico que contiene el aire de ventilación (%).

Considerando que una persona adulta normal respira alrededor de 0,5 m³/h, y adoptando los porcentajes mencionados precedentemente, el caudal de aire de ventilación por persona valdrá:

$$C_h = \frac{1 \times 0,5 \text{ m}^3/\text{h} \times 4 \%}{0,14 \% - 0,04 \%} = 20 \text{ m}^3/\text{h}.$$

De esa manera, la cantidad necesaria de aire por persona para que el contenido de anhídrido carbónico no supere los límites tolerables, debe ser de 20 m³/h.

Estos valores corresponden si el local está ocupado continuamente.

Generalmente, teniendo en cuenta un cierto grado de personas fumando en los locales, se establecen caudales mínimos de aire nuevo, cuyos valores vistos anteriormente en el capítulo III, han sido consignados en la tabla del cuadro 12-III.

En la práctica, suele adoptarse en los proyectos un caudal de aire de ventilación mínimo de 0,5 m³/min por persona, para los casos comunes.

C) CALCULO DE LA VENTILACION EN FUNCION DE RENOVACIONES HORARIAS O CAUDALES DE AIRE MÍNIMOS POR PERSONA

Una manera práctica para la estimación de las cantidades de aire a ventilar, es el método de las renovaciones horarias. Se estima, de acuerdo al uso del local, la cantidad de veces que es necesario renovar el volumen del local por hora, complementado en algunos locales con los caudales de aire por personas mínimos (tabla del cuadro 1-IX).

CUADRO 1-IX. CAPACIDADES MÍNIMAS REQUERIDAS PARA INSTALACIONES DE VENTILACIÓN

Locales	Renovaciones/hora	m ³ /hora pers.
Fábricas, trabajos sedentarios	6	
Fábricas, trabajos activos	10	
Fundiciones	10	
Molinos	8	
Instalaciones de galvanizado	20	
Talleres de imprenta	6	

Locales	Renovaciones/hora	m ³ /hora pers.
Cervecerías (cámaras de fermentación)	20	
Tintorerías	30	
Limpieza y planchado	12	
Refinería de aceite (sala de bombas)	15	
Frigorífico (matadero)	12	
Áreas de pintura a soplete	60	
Panaderías (cuadra)	20	
Panadería (cuadra si hay horno)	60	
Laboratorios	8	
Laboratorios mecánicos y eléctricos	6	
Laboratorios químicos	50	
Hilanderías	8	
Tejeduría	6	
Manufactura del tabaco	12	
Lavaderos	15	
Lavaderos a vapor	22	
Locales de planchado y clasificación	15	
Carpinterías	8	
Establecimientos metalúrgicos	6	
Fábricas de papel	20	
Fábricas de celulosa	30	
Fábricas de pastas alimenticias	8	
Fábricas de productos químicos	10	
Talleres de forja	30	
Taller mecánico para reparación de automotores	8	
Ídem en garages	15	
Locales para máquinas	12	
Locales para calderas según potencia instalada	20 a 60	
Locales para transformadores	12	
Locales para medidores eléctricos	12	
Locales para medidores a gas	6	
Lugares de trabajo en general		30
Restaurantes y lugares afines	12	20
Oficinas en general	6	25
Oficinas privadas	6	40
Oficinas privadas (fumando considerablemente)	6	50
Depósitos para sustancias no fermentables, putrescibles ni olorosas. Menos de 50 m ³	6	
Más de 300 m ³	2	
Baños, sanitarios	10	
Escaleras, corredores, pasillos, pasajes, paliers, vestíbulos, etc.	3	
Dormitorios	2 a 7	
Cocinas	20	
Bibliotecas	6	30
Exposiciones	16	
Estudios de radiodifusión	6 a 18	30
Salas de operaciones		120
Casas de baño (uso colectivo)	16	
Salas de baile, boite, cabaret		90
Bancos	12	
Estudios cinematográficos	14	
Teatros, cines, auditorios		40

Ejemplo

Una oficina privada en la que se fuma considerablemente, tiene 100 m³. Se estima 3 personas que están trabajando en ella. De esa manera, utilizando la tabla del cuadro 1-IX, corresponde:

6 renovaciones por hora;
50 m³/h por persona.

O sea, el aire de ventilación necesario será:

$$C_h \text{ (m}^3\text{/h)} = \text{renov./h} \times \text{volumen local};$$

$$C_h = 6 \times 100 = 600 \text{ m}^3\text{/h.}$$

De acuerdo al número de personas, son necesarios, como mínimo:

$$C_h = 50 \times 3 = 150 \text{ m}^3\text{/h.}$$

De esa forma se adopta un caudal de ventilación de 600 m³/h.

Una manera práctica de estimar la cantidad de aire por circular es la establecida en nuestro país por las Normas de Seguridad e Higiene en el Trabajo, que determina la capacidad de ventilación mínima en función del número de personas, según el cuadro 2-IX.

CUADRO 2-IX. VENTILACIÓN MÍNIMA REQUERIDA EN FUNCIÓN DEL NÚMERO DE OCUPANTES.

Cantidad de personas	Cubaje del local en m ³ por persona	Caudal de aire necesario en m ³ /h y por persona
1) Actividad sedentaria		
1	3	43
1	6	29
1	9	21
1	12	15
1	15	12
2) Actividad moderada		
1	3	65
1	6	43
1	9	31
1	12	23
1	15	18

Ejemplo

Determinar la capacidad de ventilación mínima para una oficina en la que se trabaja en forma sedentaria.

- Volumen de 60 m³. Cantidad de personas: 10.
- Cubaje del local en m³ por persona:

$$\frac{60 \text{ m}^3}{10 \text{ pers.}} = 6 \text{ m}^3 \text{ por persona.}$$
- Según la tabla, corresponde un caudal de 29 m³/h y persona.
 De modo que: 29 m³/h pers. × 10 pers. = 290 m³/h.

Estimado el caudal de aire se diseñan los ventiladores, conductos, rejillas, etc., de la manera que se han indicado precedentemente en el capítulo VIII.

En la figura 1-IX y en el cuadro 3-IX se dan las dimensiones aproximadas de ventiladores centrífugos multipalas, de simple o doble entrada, empleados para ventilación o aire acondicionado.

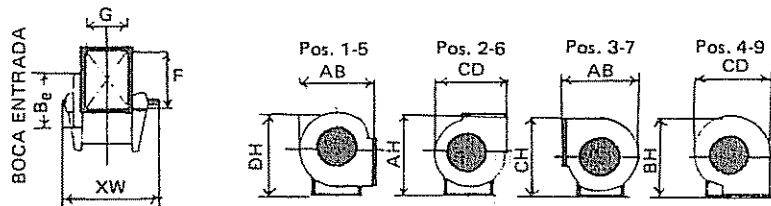


FIG. 1-IX.

CUADRO 3-IX. DIMENSIONES DE VENTILADORES CENTRÍFUGOS (TIPO SIROCCO) (en mm).

Tipo "Multipalas" S.A.S.E. Simple entrada, simple ancho										
Sirocco N°	XW	AB	CD	DH	AH	CH	BH	F	G	Be
122	430	525	565	603	550	590	525	330	245	330
135	475	570	620	660	590	635	565	365	270	365
150	520	625	690	730	640	705	625	405	300	400
165	570	690	755	795	710	775	690	445	330	440
182	595	755	840	835	775	860	730	490	365	470
200	655	855	920	970	880	945	825	540	400	540
222	700	915	1.020	1.075	940	1.045	885	600	440	600
245	775	1.005	1.125	1.195	1.030	1.150	975	660	485	660
270	825	1.150	1.240	1.300	1.135	1.270	1.075	730	535	730

Tipo "Multipalas" D.A.D.E. Doble entrada, doble ancho										
Sirocco N°	XW	AB	CD	DH	AH	CH	BH	F	G	Be
122	660	495	560	605	555	575	465	330	440	330
135	705	550	620	670	580	630	525	365	485	365
150	780	610	685	725	630	700	590	405	535	400
165	843	675	755	795	680	770	650	445	590	440
182	925	740	840	890	760	850	720	490	650	470
200	970	815	980	970	865	945	860	540	715	540

Leyes físicas de los ventiladores

El funcionamiento de todos los ventiladores es regulado por varias leyes físicas, en relación con las cuales pueden determinarse cuáles son las variaciones de sus características de funcionamiento.

Éstas son las siguientes:

- 1) El caudal es directamente proporcional al número de vueltas.

$$C_1 = C n_1/n,$$

siendo:

- C₁: caudal a n₁ vueltas;
- C: caudal a n vueltas.

- 2) Las presiones varían según el cuadrado del número de vueltas.

$$H_1 = H n_1^2/n^2,$$

siendo:

- H₁: presión a n₁ vueltas;
- H: presión a n vueltas.

- 3) La potencia absorbida es directamente proporcional al cubo del número de vueltas.

$$P_1 = P n_1^3/n^3,$$

siendo:

- P₁: potencia absorbida a n₁ vueltas;
- P: potencia absorbida a n vueltas.

Todo ventilador da, para una determinada cantidad de vueltas, generalmente expresada en revoluciones por minuto (rpm), un caudal de aire que será variable según la resistencia opuesta. Por lo tanto, la potencia absorbida y el rendimiento mecánico toma distintos valores para cada caso.

Estas variaciones son difíciles de calcular con fórmulas, por lo que son representadas por curvas características en diagramas o tablas apropiadas (cuadros 4 a 6-IX).

En general, dichas curvas se calculan sobre la base de ensayos en el mismo ventilador.

CUADRO 4-IX. RENDIMIENTO PARA VENTILADORES CENTRIFUGOS TIPO MULTIPALAS (SIROCCO) (S.A.S.E., Simple ancho, Simple entrada).

Modelo	Caudal m ³ /min	Velocidad salida m/min	Presión en mm de columna de agua							
			13		19		25		32	
			RPM	CV	RPM	CV	RPM	CV	RPM	CV
122	37,0	500	653	0,22	742	0,28	834	0,35	1.325	0,43
	39,0	530	671	0,26	757	0,31	845	0,38	929	0,46
	41,5	560	690	0,30	773	0,35	858	0,41	936	0,50
135	44,0	600	708	0,34	790	0,40	870	0,45	947	0,54
	44,5	500	592	0,28	673	0,34	751	0,43	839	0,53
	48	530	609	0,32	687	0,38	767	0,47	842	0,57
150	50,5	560	625	0,37	701	0,42	778	0,51	849	0,61
	53,5	600	642	0,42	717	0,48	789	0,56	869	0,66
	55,0	500	533	0,34	606	0,42	681	0,53	755	0,64
165	58,0	530	548	0,39	618	0,47	690	0,57	758	0,69
	62,0	560	563	0,45	631	0,52	700	0,62	764	0,74
	66,5	600	578	0,51	645	0,59	710	0,68	773	0,80
182	67,0	500	484	0,41	551	0,51	619	0,65	686	0,78
	71,0	530	498	0,48	562	0,57	627	0,70	689	0,84
	75,5	560	512	0,55	574	0,63	636	0,76	694	0,90
200	80,0	600	525	0,62	586	0,72	645	0,83	703	0,98
	81,5	500	412	0,47	534	0,76				
	86,5	530	421	0,54	539	0,83	596	0,99		
222	92,0	560	432	0,61	546	0,91	599	1,09	652	1,29
	97,5	600	442	0,68	552	1,00	605	1,18	654	1,39
	104,5	500	376	0,57	433	0,74	487	0,91		
245	111	530	384	0,65	441	0,83	492	1,00	544	1,19
	118	560	394	0,73	449	0,92	498	1,09	547	1,31
	121	600	403	0,82	457	1,01	504	1,20	552	1,42
270	129	500	338	0,71	389	0,92	438	1,13		
	137	530	345	0,80	396	1,03	442	1,24	489	1,47
	145	560	354	0,90	404	1,14	448	1,35	492	1,62
200	147	600	362	1,01	411	1,25	453	1,49	496	1,76
	157	500	307	0,86	353	1,11	398	1,37		
	167	530	313	0,98	360	1,25	402	1,50	444	1,79
270	174	560	322	1,10	367	1,38	407	1,64	447	1,97
	178	600	329	1,23	373	1,52	411	1,80	451	2,13
	190	500	296	1,03	341	1,32	385	1,59	430	1,91
270	190	530	302	1,16	347	1,48	388	1,73	432	2,09
	202	560	310	1,32	353	1,63	392	1,94	435	2,28
	215	600	318	1,50	359	1,82	396	2,13	438	2,50

El consumo eléctrico o la potencia absorbida en el eje de un ventilador, para un mismo caudal, está en función de la presión eficaz del mismo, de acuerdo a la siguiente expresión:

$$CV = \frac{H \cdot Cs}{75 \cdot \eta} \quad \text{o} \quad KW = \frac{H \cdot Cs}{102 \cdot \eta}$$

CUADRO 5-IX. RENDIMIENTO PARA VENTILADORES MULTIPALAS (D.A.D.E., Doble ancho, Doble entrada).

Modelo	Caudal m ³ /min	Velocidad salida m/min	Presión en mm de columna de agua							
			13		19		25		32	
			RPM	CV	RPM	CV	RPM	CV	RPM	CV
122	67	500	655	0,41	753	0,52	842	0,64	926	0,77
	71	530	674	0,47	767	0,58	854	0,70	933	0,84
	75	560	693	0,54	783	0,65	867	0,77	944	0,91
135	80	600	713	0,61	800	0,73	881	0,85	957	0,99
	81	500	594	0,50	683	0,63	763	0,78	840	0,94
	86	530	611	0,57	695	0,71	774	0,86	847	1,02
150	91	560	629	0,65	710	0,79	787	0,95	857	1,11
	97	600	647	0,74	725	0,89	799	1,04	868	1,21
	99	500	535	0,61	615	0,77	687	0,95	756	1,15
165	105	530	550	0,70	626	0,87	697	1,05	762	1,25
	112	560	566	0,80	639	0,97	708	1,16	771	1,36
	118	600	582	0,91	653	1,09	719	1,27	781	1,48
182	120	500	486	0,75	559	0,94	624	1,16	687	1,40
	128	530	500	0,85	569	1,06	634	1,28	693	1,52
	136	560	514	0,98	581	1,18	644	1,41	701	1,66
200	144	600	529	1,11	594	1,33	654	1,55	710	1,80
	147	500	413	0,87	477	1,10	539	1,37	598	1,65
	156	530	423	0,98	484	1,23	542	1,50	600	1,78
222	166	560	434	1,11	493	1,37	548	1,64	604	1,93
	176	600	444	1,25	503	1,53	555	1,81	607	2,10
	178	500	377	1,04	435	1,32	492	1,64	546	1,98
270	190	530	386	1,18	442	1,48	495	1,80	548	2,14
	200	560	396	1,33	450	1,65	500	1,97	551	2,32
	215	600	405	1,50	459	1,84	506	2,17	554	2,52

CUADRO 6-IX. CAPACIDADES DE VENTILADORES AXIALES (FLUJO HELICOIDAL).

φ en mm	Velocidad nominal RPM	Caudal a boca libre m ³ /h	Caudal en m ³ /h a presiones estáticas indicadas en mm columna de agua				Consumo watts Descarga libre
			2,5	5	7,5	10	
190	1.350	460					35
250	1.350	750	460				45
320	900	1.280	770				50
	1.350	1.940	1.700	1.280	850		80
	2.700	2.970	2.800	2.700	2.650	2.400	420

φ en mm	Velocidad nominal RPM	Caudal a boca libre m³/h	Caudal en m³/h a presiones estáticas indicadas en mm columna de agua				Consumo watts Descarga libre
			2,5	5	7,5	10	
380	650	1.840	900				65
	900	2.520	1.900	1.190			80
	1.400	3.940	3.690	3.320	2.810	2.300	180
460	650	3.160	2.130				85
	900	4.340	3.830	2.890	1.870		150
	1.400	6.800	6.550	6.120	5.610	5.100	370
610	700	7.990	7.140	5.610	3.910		280
	940	10.710	10.200	9.350	8.330	7.140	550
	1.400	17.500	14.600	14.100	13.400	12.900	2.100
760	460	10.370	8.330	5.100			200
	560	12.580	11.220	8.840	6.120		350
	700	15.640	14.620	13.260	11.390	9.180	580
	940	20.740	20.060	19.210	18.020	17.000	1.100

donde:

- CV o KW: potencia absorbida por el ventilador (caballos o kW);
 - H: presión eficaz del ventilador (mmca);
 - Cs: caudal de aire (m³/seg);
 - η: rendimiento del ventilador.
- Los rendimientos son variables, de acuerdo a la característica del ventilador, pudiéndose considerar como valores orientativos para ventiladores centrífugos de 0,4 a 0,6 y de 0,3 a 0,5 para ventiladores helicoidales.

Determinación de las dimensiones de filtros (METÁNICOS O LANA DE VIDRIO)

Se establece a fin de evitar caídas de presión excesivas y un rápido ensuciamiento de los filtros, una *velocidad máxima de pasaje de 100 m/min.*

Es decir, entonces, que con el caudal de aire a circular y esa velocidad, puede determinarse qué cantidad de filtros son necesarios, en virtud de establecer el área filtrante, mediante la fórmula:

$$A = \frac{C}{V}$$

donde:

- A: sección de transversal del filtro (m²);
- C: caudal de aire (m³/min);
- V: velocidad del aire a través del filtro (m/min).

Ejemplo

Supóngase calcular la cantidad de filtros de una instalación de ventilación, en la que el caudal del ventilador es de 200 m³/min.

De acuerdo a la ecuación anterior, la sección de los filtros valdrá:

$$A = \frac{200 \text{ m}^3/\text{min}}{100 \text{ m}/\text{min}} = 2 \text{ m}^2.$$

Los filtros se montan formando baterías o paneles. Si cada filtro mide 50 × 50 cm con un área de 0,25 m², se deduce:

$$\text{N}^\circ \text{ filtros} = \frac{A \text{ (m}^2\text{)}}{\text{m}^2/\text{filtro}} = \frac{2 \text{ m}^2}{0,25 \text{ m}^2/\text{f.}} = 8 \text{ filtros.}$$

Los filtros pueden disponerse de acuerdo a lo indicado en la figura 2-IX.

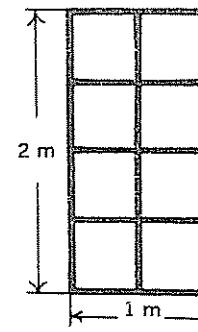


FIG. 2-IX.



Quando la limitación del espacio es grande, se suele *aumentar la superficie*, sobre el mismo área transversal, disponiendo los paneles en forma de V o W, según se indica en la figura 3-IX.

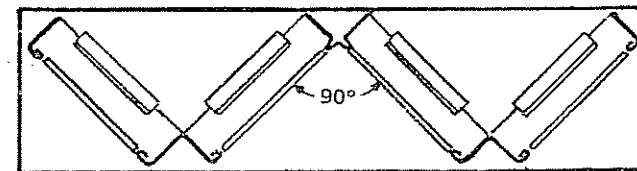


FIG. 3-IX.

Cálculo de las dimensiones de las persianas

Las persianas fijas o regulables que se utilizan en instalaciones de ventilación o aire acondicionado, se calculan de igual modo que los filtros de aire, pero adoptando velocidades de pasaje de 200 a 300 m/min, a fin de evitar niveles de ruidos excesivos y pérdidas de presiones elevadas.

Suele fijarse normalmente la velocidad en 250 m/min.

Ventilación natural por conductos

Para el análisis de la ventilación por conductos es necesario establecer cuál es la distribución natural de presiones en un edificio.

Supóngase un local en las condiciones indicadas en la figura 4-IX.

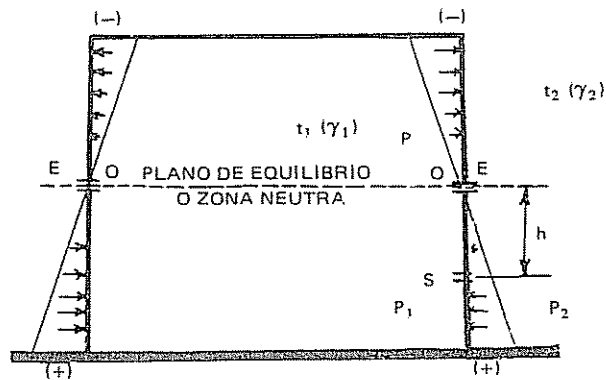


FIG. 4-IX.

El local está completamente cerrado y a temperatura interior t_1 mayor que la exterior t_2 .

Si se efectúan aberturas en el plano medio en altura, se comprueba que existe un equilibrio de presiones.

Se puede decir que ese plano EE es el *plano de equilibrio* o zona neutra en la que la presión es p (kg/m^2 o mmca).

Si se considera una capa situada debajo de EE —por ejemplo la S— se tiene que en el interior del local la presión aumenta de p a p_1 .

$$p_1 = p + h \gamma_1,$$

siendo:

h : diferencia de altura de EE a S (m);
 γ_1 : peso específico del aire interior a t_1 (kg/m^3).

Fuera del local la presión ha aumentado de p a p_2 .

$$p_2 = p + h \gamma_2,$$

siendo:

γ_2 : peso específico del aire exterior a t_2 (kg/m^3).

Como t_1 es mayor que t_2 , el peso específico γ_2 exterior es mayor. Por lo tanto:

p_2 es mayor que p_1 .

Es decir, que en el nivel S existe una sobrepresión de afuera hacia adentro, la cual crece con la diferencia de altura entre la capa considerada y el plano de equilibrio y es máxima a nivel del suelo. Por encima de ese plano límite ocurre lo contrario existiendo una sobrepresión de dentro hacia afuera, siendo la máxima a nivel del techo. En la práctica, las habitaciones no presentan aberturas en la zona neutra, sino innumerables porosidades de la obra por encima y por debajo de la zona límite o plano de equilibrio, que ejercen una *acción equivalente* a las aberturas o a las efectuadas en plano EE ya explicado.

Por ello, el conducto de ventilación para extraer el aire, debería colocarse bajo el nivel del techo, mientras que las entradas de aire, por la parte inferior del local.

La ventilación natural por conductos verticales está subordinada, fundamentalmente, a la *diferencia de temperaturas entre el aire interior y el exterior del local*; el tiraje será tanto mayor cuanto más grande sea la diferencia de sus temperaturas.

Cuando la diferencia de temperatura es muy pequeña, el tiraje se reduce enormemente, existiendo, incluso, el peligro de una acción desfavorable del viento, que puede producir una contracorriente de aire dentro del conducto, utilizándose para evitar ello, *extractores estáticos*.

CÁLCULO DE CONDUCTOS PARA VENTILACIÓN NATURAL

Cuando la ventilación es por simple diferencia de temperatura entre el aire interior y el exterior, sin un calentamiento especial del aire ascendente por el conducto, el cálculo del conducto vertical, en un ambiente, puede determinarse con la fórmula de Woolpert:

$$V = c \sqrt{\frac{2 gh (t_i - t_e)}{273 + t_e}}$$

donde:

V : velocidad del aire (m/seg);
 c : coeficiente de corrección que vale de 0,33 a 0,5;
 g : aceleración de la gravedad ($9,81 \text{ m/seg}^2$);

h: desnivel entre la zona neutra del ambiente hasta la boca de descarga del conducto sobre el techo (m);
 ti: temperatura del aire interior del local (°C);
 te: temperatura del aire exterior máxima, a la cual debe efectuarse la ventilación (°C).

Sobre la base de dicha fórmula se ha confeccionado un gráfico práctico simplificado, que se muestra en la figura 5-IX, estableciéndose el valor de la velocidad del aire V en los conductos verticales (en m/min), en función del desnivel h en m, y de la diferencia de temperatura del aire interior y exterior en °C.

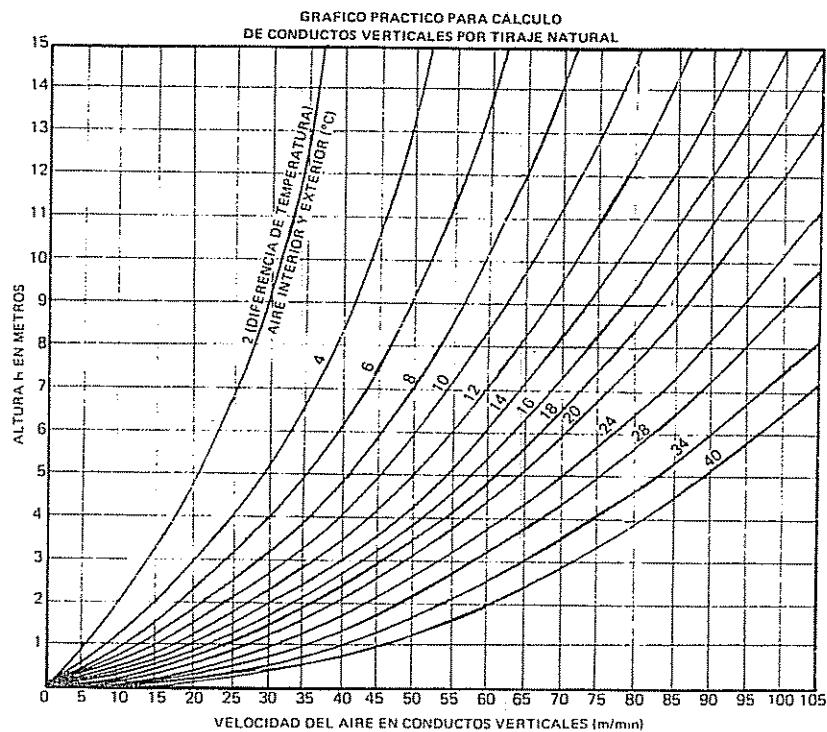


FIG. 5-IX.

En el caso en que no está determinada la posición de la zona neutra en un ambiente, como norma práctica, puede suponerse directamente que h, es la altura del conducto de evacuación al exterior.

Determinada la velocidad V en m/min del conducto, puede establecerse el área y dimensiones del conducto, sobre la base del caudal de aire a circular mediante la fórmula:

$$C = A \cdot V,$$

donde:

C: caudal de aire (m³/min);
 A: área (m²);
 V: velocidad (m/min).

El caudal de aire se estima en función de las necesidades de ventilación del local, por ejemplo sobre la base del número de renovaciones horarias mediante el método explicado precedentemente.

Ejemplo

Supóngase ventilar un local de 5 m X 4 m X 3 m de altura = 60 m³.

La diferencia de temperatura entre el aire interior y exterior del conducto se supone en 8 °C.

En el local se desean 5 renovaciones del volumen de aire por hora.

Así:

$$C = n^{\circ} \text{ de renovaciones} \times \text{volumen};$$

$$C = 5 \times 60 = 300 \text{ m}^3/\text{h} = 5 \text{ m}^3/\text{min}.$$

Utilizando el gráfico de la figura 5-IX y considerando h como la altura del conducto, en 4 m, la velocidad del aire es de 36 m/min.

De esa manera:

$$A = \frac{C}{V} = \frac{5}{36} \cong 0,14 \text{ m}^2 = 1.400 \text{ cm}^2.$$

De esa manera se adopta un conducto de 35 X 40 cm.

CAPÍTULO X
CÁLCULO DE INSTALACIONES Y EQUIPOS
DE REFRIGERACIÓN MECÁNICA

Diagramas presión-entalpía para refrigerantes
(gráficos de Molier)

Para la interpretación de los ciclos de refrigeración mecánica, es necesario determinar las propiedades físicas de las sustancias refrigerantes, utilizándose para ello diagramas característicos que se denominan *gráficos de Molier*.

En las figuras 1 y 2-X se representan los diagramas de Molier de dos sustancias refrigerantes que se utilizan normalmente en las instalaciones de aire acondicionado, como lo son el Freón 12 y el Freón 22.

Los mismos determinan en función de las presiones y entalpías, las variaciones de temperaturas, volumen específico y entropía, ya sea en estado de vapor como en la de líquido, para 1 kg de refrigerante.

Los parámetros que constituyen el gráfico son los siguientes:

• *Entalpía*

Es la cantidad de calor total del refrigerante. Se mide en kcal/kg a partir de -40°C , en estado de líquido saturado.

De esa manera, por ejemplo para el Freón 12, a -40°C , se encuentra saturado a una presión absoluta de $0,635 \text{ kg/cm}^2$, que representa, según se observa en el gráfico de la figura 1-X, el punto cero de la escala de entalpía.

• *Temperaturas*

Las curvas de temperatura entre la región de líquido y vapor son constantes, porque se trata de un proceso de cambio de estado físico o calor latente. Luego de su intersección con la curva de vapor saturado, comienzan a descender hacia la derecha.

• *Calidad*

Indica la proporción de vapor que se va formando en el kg de refrigerante líquido en el proceso de cambio de estado físico. Por ejemplo, calidad 0,4 representa que sobre la base del calor aportado en el cambio de estado del kg de refrigerante, hay en ese momento, 40 % de vapor y 60 % de líquido.

Son líneas levemente inclinadas, ubicadas entre las curvas de líquido saturado y vapor saturado.

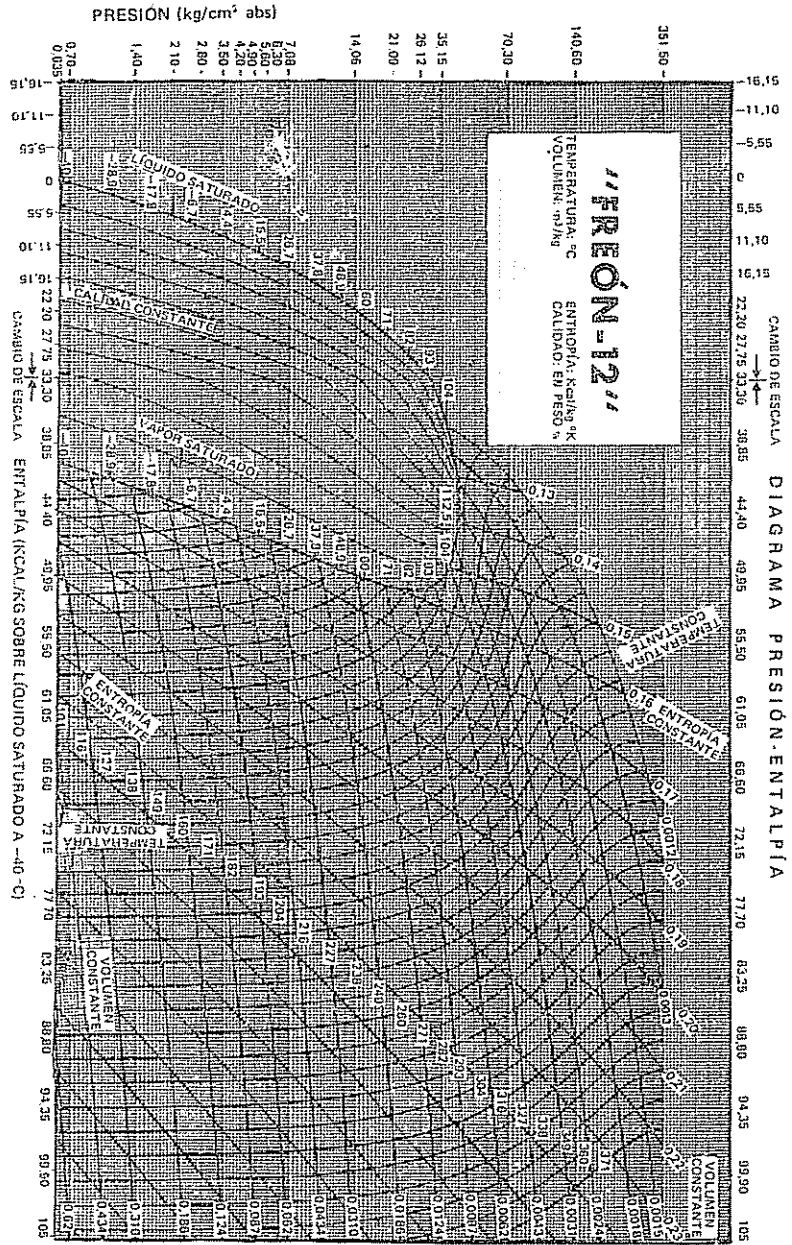


FIG. 1-X.

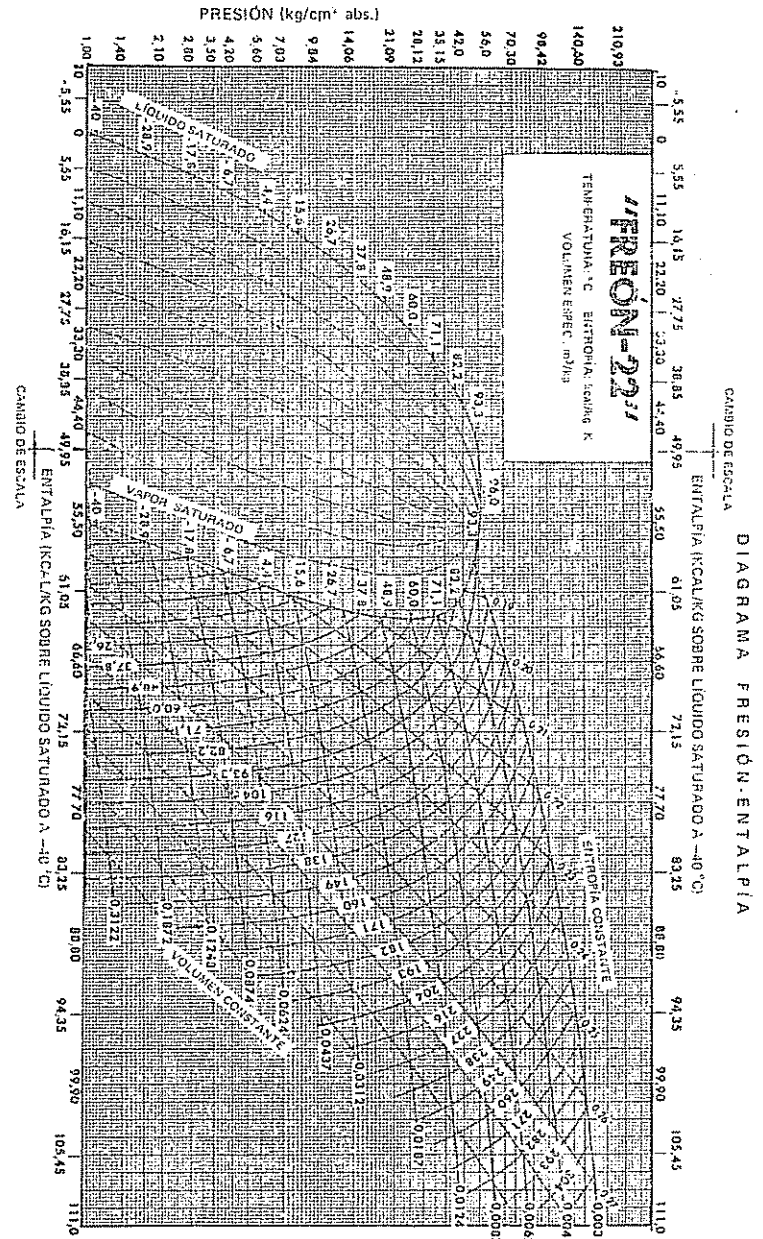


FIG. 2-X.

• *Volumen específico*

Representa la inversa del peso específico del vapor. Son curvas que parten de la línea de vapor saturado, hacia la derecha y se mide en m³/kg.

• *Entropía*

De acuerdo al segundo principio de la termodinámica explicado en el capítulo I, el calor fluye de una fuente de mayor a menor temperatura en forma espontánea, hasta que las mismas se igualan.

Como disminuye el salto térmico, también disminuye la posibilidad de transformación de energía térmica en mecánica, denominándose a este hecho, *degradación de la energía*, que se valora mediante una magnitud termodinámica llamada *entropía*.

En las aplicaciones prácticas de los ciclos de refrigeración, se define la entropía como la *relación del contenido de calor de 1 kg de refrigerante (kcal a partir de -40 °C), a su temperatura absoluta en grados Kelvin*. O sea la unidad de entropía es kcal/kg °K.

Dichos valores están representados por líneas que parten de la curva de vapor saturado hacia arriba.

Análisis de un ciclo de refrigeración mecánica en el diagrama de Molier

Supóngase un equipo compacto de aire acondicionado que utiliza como refrigerante 1 kg de Freón 12, de las características indicadas en la figura 3-X.

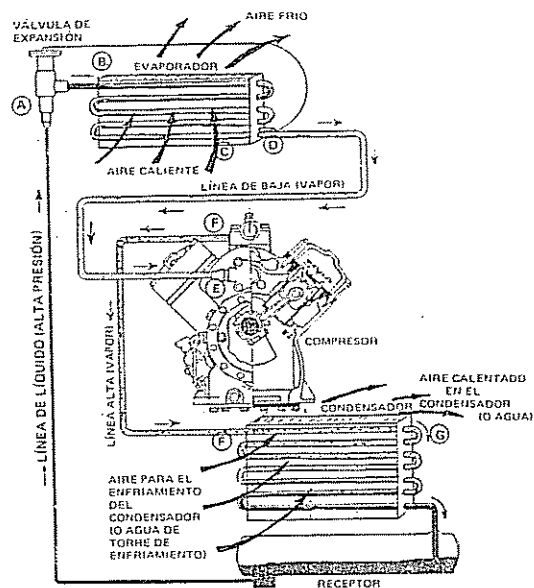


DIAGRAMA ESQUEMATICO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN

FIG. 3-X.

El Freón 12 en estado líquido, entra en la válvula de expansión en un *punto de estado A*, que para mejor comprensión se ha indicado en un gráfico de Molier simplificado, incluido en la figura 4-X.

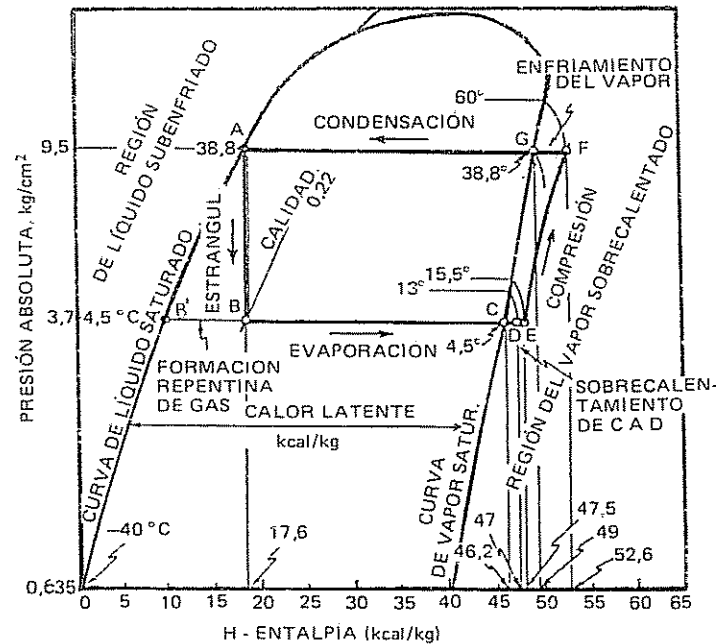


FIG. 4-X.

Se supone que el refrigerante se encuentra en estado líquido saturado a una presión de 9,5 kg/cm², lo que corresponde a una temperatura de 38,8 °C y una entalpía de 17,6 kcal/kg.

En la válvula de expansión, la presión cae bruscamente y se forma cierta cantidad de vapor que reduce la temperatura del líquido (*flash-gas*) en un proceso de enfriamiento adiabático.

La mezcla entonces, llega al *punto de estado B* en el evaporador, a una temperatura de 4,5 °C como líquido en su mayor parte y vapor, con una calidad de 0,22, y una presión de 3,7 kg/cm².

El refrigerante líquido absorbe calor del aire caliente del interior del local, produciendo la evaporación a una temperatura constante de 4,5 °C, siendo el calor total o entalpía de 46,2 kcal/kg, en el *punto C*.

En general, como seguridad, a fin de evitar que por algún desfase no se haya transformado todo el líquido en vapor, lo que podría dañar al compresor, se regula la válvula de expansión de modo que el vapor salga del evaporador con un cierto recalentamiento.

De esa manera, el vapor sobrecalentado que en este caso se supone en 8,5 °C, deja el serpentín en el *punto de estado D*, a una temperatura de 13 °C con una entalpía de 47 kcal/kg.

El vapor sigue calentándose en la tubería de refrigerante y la lumbra de entrada al compresor, de modo que se supone que penetra en el cilindro del mismo a una temperatura algo mayor, por ejemplo 15,5 °C, que constituye el *punto de estado E*, con una entalpía aproximada de 47,5 kcal/kg.

En el punto E, comienza el proceso de compresión del refrigerante en estado de vapor, que es considerado sin muchos errores en las aplicaciones prácticas como a *entropía constante*, representándose entonces, la evolución, a lo largo de la línea de entropía, hasta el *punto de estado F*, aumentando la presión hasta 9,5 kg/cm², a una temperatura de 60 °C con una entalpía de 52,6 kcal/kg, y en esa condición penetra en el condensador.

En el condensador, el vapor entrega el calor sensible de recalentamiento, llegando al estado de vapor saturado, a una temperatura de 38,8 °C que representa el *punto de estado G*, a una presión de 9,5 kg/cm², con una entalpía de 49 kcal/kg.

A partir del punto G, el refrigerante entrega su calor latente de vaporización al aire o agua fría del condensador, pasando del estado de vapor saturado al de líquido saturado, desplazándose del punto G al A, manteniéndose la presión constante en 9,5 kg/cm².

Desde ese punto, se restablece el ciclo de refrigeración descripto, ya que el refrigerante en estado líquido llega nuevamente hasta la válvula de expansión.

Se desprende del análisis elemental realizado del ciclo frigorífico, que el pistón del compresor realiza un *trabajo mecánico* sobre el vapor refrigerante que se encuentra a baja presión y temperatura, y lo lleva a un estado de alta presión y consecuentemente de alta temperatura, a fin de permitir la transferencia de calor al medio de enfriamiento utilizado en el condensador.

De esa forma en un ciclo de refrigeración mecánica, ocurre lo contrario que en un motor térmico. En efecto, en un motor térmico el gas a alta presión realiza trabajo sobre un pistón, transformándose en gas de baja presión y temperatura.

Por ello en un ciclo frigorífico por compresión, el propósito del compresor es el de actuar como un motor térmico que funciona al revés, pudiéndose considerar como una *bomba de calor*, que transporta el calor de una fuente de baja temperatura en el evaporador, a una de alta temperatura en el condensador.

O sea que el calor del aire del local que se transfiere al serpentín de enfriamiento, es transportado a través del ciclo de refrigeración, al aire o agua exterior, *juntamente con el calor producido por el trabajo mecánico del compresor*.

La capacidad de refrigeración del equipo por kg de refrigerante se define como *efecto refrigerante neto (Hn)* del ciclo frigorífico.

Este efecto refrigerante neto está constituido por la diferencia de entalpía entre los puntos de estado D y A, o sea la entalpía del vapor que sale del evaporador y la del líquido que entra al mismo.

$$H_n = H_D - H_A = 47 - 17,6 = 29,4 \text{ kcal/kg.}$$

La cantidad de calor total que *debe eliminar el condensador (Hc)* se puede establecer en el gráfico, por la diferencia de entalpía entre el punto de estado F y A.

De esa forma:

$$H_c = H_F - H_A = 52,6 - 17,6 = 35 \text{ kcal/kg}$$

Dentro de este calor, se encuentra incluido el de compresión (Hm), o sea el *equivalente térmico del trabajo mecánico* para comprimir el vapor refrigerante, el que se puede determinar en el ábaco por la diferencia de entalpía entre los puntos de estado F y E.

De esa manera:

$$H_m = H_F - H_E = 52,6 - 47,5 = 5,1 \text{ kcal/kg.}$$

Rendimiento de los equipos de refrigeración

El ciclo ideal del motor térmico propuesto por Carnot, está basado en la hipótesis de la perfecta reversibilidad, funcionando entre los límites de temperaturas absolutas T₁ y T₂, siendo su rendimiento:

$$\eta = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \quad (\%).$$

Dado que la máquina de refrigeración es un motor térmico que funciona al revés, el rendimiento teórico ideal, estará dado por la fórmula:

$$\eta = \frac{T_2}{T_1 - T_2}$$

Los rendimientos de los motores térmicos son siempre inferiores de la unidad, según surge de la ecuación anterior, por lo que se lo expresa en porcentaje, mientras que los de refrigeración son siempre mayores, de modo que para establecer el rendimiento, se utiliza un coeficiente numérico, denominado *coeficiente de comportamiento*, que relaciona el *efecto refrigerante neto*, con el *equivalente térmico del trabajo mecánico entregado por el compresor*.

La aplicación de la ecuación anterior para determinar dicha relación, lleva a resultados que difieren notablemente de los valores reales, atento a que el ciclo de Carnot es teórico e ideal.

Por ello en la práctica se utiliza directamente la ecuación:

$$C = \frac{H_n}{H_m}$$

donde:

- C: coeficiente de comportamiento (nº);
- Hn: efecto refrigerante neto (kcal/kg);
- Hm: equivalente térmico de trabajo mecánico (kcal/kg).

En el ejemplo del ciclo de refrigeración desarrollado, entonces:

$$C = \frac{29,4}{5,1} = 5,76.$$

En general suele establecerse el comportamiento o rendimiento de los equipos de aire acondicionado en toneladas de refrigeración por caballo de fuerza del compresor.

De esa manera:

$$\eta = C \cdot E,$$

siendo:

- η : rendimiento del equipo de aire acondicionado (t/CV);
- C: coeficiente de comportamiento (nº);
- E: constante de equivalencia térmica mecánica (t/CV).

El equivalente térmico-mecánico, de acuerdo a la deducción efectuada en el capítulo I, en virtud del primer principio de la termodinámica, era de 632 kcal/h por caballo de fuerza.

De modo que si se quiere expresar dicha equivalencia en toneladas de refrigeración, quedaría, dividiendo por 3.000 kcal/h por tonelada:

$$E = 0,21 \text{ t de refrigeración por CV.}$$

De esa forma el rendimiento del ciclo de refrigeración que se ha analizado, vale:

$$\eta = C \cdot E = 5,76 \times 0,21 \text{ t/CV} = 1,21 \text{ t/CV.}$$

En las aplicaciones prácticas se considera que el rendimiento es menor, debido a que existen una diversidad de factores que lo afectan, como pérdidas de calor, rendimiento volumétrico del compresor, de-

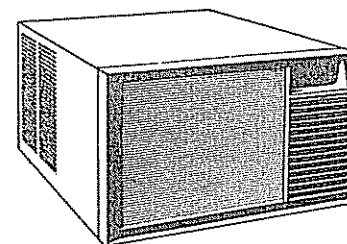
bido a que no todo el vapor se descarga del cilindro, ni se llena completamente en cada carrera del pistón, estrangulamiento de la válvula de expansión, etc.

Por ello puede considerarse que el rendimiento de un equipo de aire acondicionado que funciona de acuerdo al ciclo indicado precedentemente, nunca supera el valor de 1 tonelada de refrigeración por caballo de fuerza del compresor.

Característica de los equipos de aire acondicionado

1) EQUIPOS DE EXPANSIÓN DIRECTA

En el cuadro 1-X se dan las dimensiones aproximadas de equipos individuales de ventana, que se muestran en la figura 5-X, así como sus capacidades promedio.



EQUIPO ACONDICIONADOR INDIVIDUAL DE VENTANA.

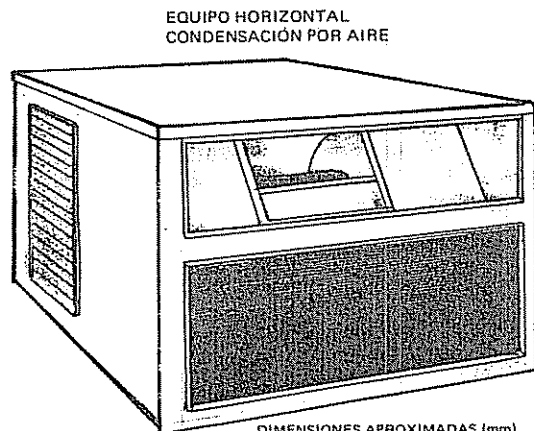
FIG. 5-X.

CUADRO 1-X. CAPACIDADES Y CARACTERÍSTICAS PROMEDIO DE ACONDICIONADORES INDIVIDUALES DE VENTANA.

Rendimiento mínimo frigorías/hora	900	1.500	2.150	3.350	4.600	6.000	
Rendimiento mínimo kilocalorías/hora	1.000	1.650	2.310	3.650	5.060	6.600	
Compresor (CV)	1/2	3/4	1	1 1/2	2	2 1/2	Corriente alterna
Aire de circulación m ³ /min, mínimo	4	6	8	12,5	17,5	22	220 volts 50 hertz
Ventilador (CV)	1/15	1/12	1/10	1/8	1/4	1/3	
Dimensiones promedio s/marcas							
—ancho (mm)	450	500	550	600	700	800	
—alto (mm)	350	400	450	500	550	600	
—prof. (mm)	500	550	600	650	750	900	



En la figura 6-X se indica un *equipo de enfriamiento con condensación por aire*, del tipo horizontal, así como sus dimensiones aproximadas.



DIMENSIONES APROXIMADAS (mm)

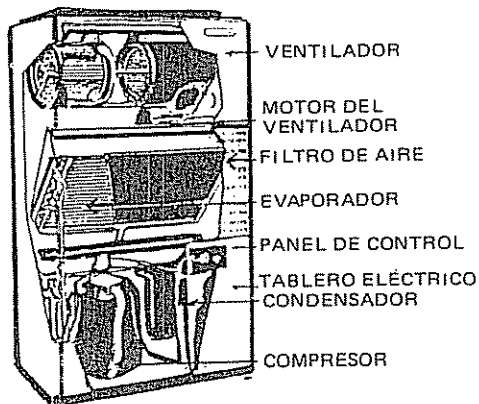
Toneladas	Ancho	Alto	Profund.
3	900	625	1.200
5	1.035	750	1.260
7,5	1.100	870	1.800

FIG. 6-X.

En la figura 7-X, se establecen las dimensiones aproximadas de *equipos autocontenidos, enfriados por agua*.

DIMENSIONES APROXIMADAS (mm)

Toneladas	Alto	Ancho	Profundidad
5	1.985	1.070	555
7,5	1.985	1.680	605
10	1.990	1.680	605
15	1.080	1.900	750
20	2.130	2.400	750
30	2.185	3.000	900
40	2.530	3.500	900
60	2.730	3.500	1.070



EQUIPO AUTOCONTENIDO
ENFRIADO POR AGUA

FIG. 7-X.

2) EQUIPOS DE EXPANSIÓN INDIRECTA

En la figura 8-X y el cuadro 2-X, se indican las características y capacidades aproximadas de *unidades enfriadoras de agua compactas enfriadas por aire*.

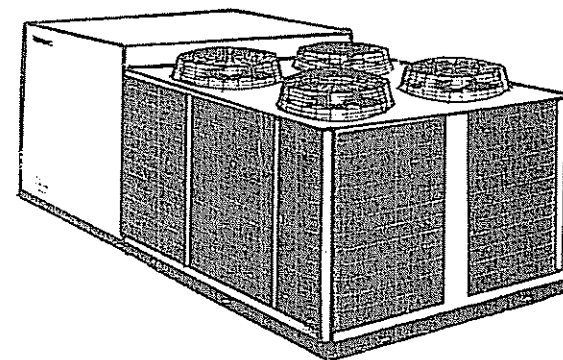


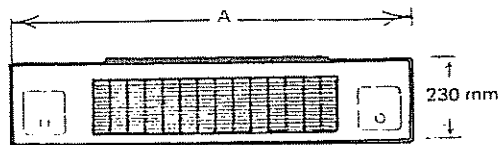
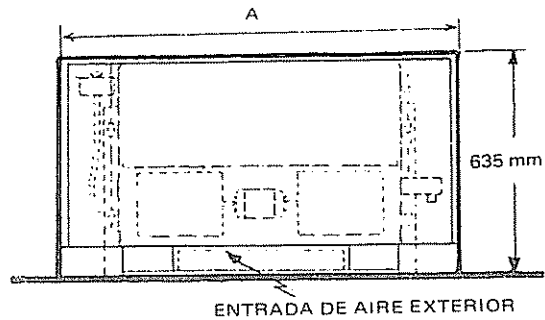
FIG. 8-X

CUADRO 2-X. CAPACIDADES DE UNIDADES ENFRIADORAS DE AGUA.

Capacidad (frig/h)	Dimensiones (mm)			Peso neto (kg)
	Ancho	Alto	Profundidad	
15.500	2.800	1.280	1.100	700
22.400	2.800	1.280	1.100	750
29.100	2.800	1.280	1.100	800
35.700	3.500	1.480	1.100	925
44.200	3.500	1.480	1.400	1.170
51.300	3.500	1.480	1.400	1.270
67.700	3.500	1.480	1.400	1.380
78.000	3.700	1.480	1.400	1.400
45.100	3.800	1.480	1.400	1.450
58.400	3.800	1.480	1.400	1.500
72.100	3.800	1.480	1.400	1.600
88.500	4.200	1.530	1.640	2.000
103.000	4.200	1.530	1.640	2.200
134.400	4.500	1.530	1.640	2.600
153.100	4.700	1.530	1.800	2.800

En la figura 9-X se representa un *fan-coil*, del tipo individual vertical para ambiente, y sus dimensiones aproximadas.

En general, existen cuatro modelos típicos que provienen de las líneas de fabricación americanas, estableciéndose los modelos 200, 300, 400 y 600, valores que surgen de la cantidad de aire circulado por



DIMENSIONES (mm)	
Modelo	Largo A
200	950
300	1.100
400	1.200
600	1.400

FIG. 9-X.

los aparatos en la unidad CFM (pies cúbicos por minuto) (cuadro 3-X).

CUADRO 3-X. TABLAS SELECCIÓN FAN-COIL.

CAPACIDAD NOMINAL		
Modelo	Rango de calor sensible kcal/h	Caudal de aire m ³ /min
200	500-1.400	5,7
300	1.250-2.200	8,5
400	1.800-2.800	11,2
600	2.500-3.800	17

CAPACIDADES DE REFRIGERACIÓN (kcal/h)

Modelo	Caudal l/min	Temperatura de entrada de aire					
		I		II		III	
		TBS = 25 °C TBH = 18 °C QST QT	1.510 1.720 1.860	TBS = 27 °C TBH = 19 °C QST QT	1.180 1.270 1.320	TBS = 29 °C TBH = 20 °C QST QT	1.270 1.360 1.430
AGUA DE ENTRADA A 5 °C							
200	3,8	1.130	1.510	1.180	1.680	1.270	1.850
	5,7	1.210	1.720	1.270	1.900	1.360	2.100
	7,6	1.260	1.860	1.320	2.050	1.430	2.280
300	5,7	1.720	2.260	1.840	2.550	2.000	2.800
	7,6	1.810	2.550	1.910	2.750	2.070	3.030
	11,4	1.900	2.800	2.020	3.040	2.180	3.360
400	7,6	2.300	3.150	2.350	3.440	2.600	3.760
	11,4	2.410	3.500	2.500	3.900	2.750	4.250
	15,2	2.500	3.750	2.580	4.110	2.830	4.450
600	11,4	3.200	4.450	3.310	4.920	3.610	5.320
	15,2	3.320	4.800	3.450	5.280	3.760	5.700
	22,8	3.450	5.100	3.610	5.680	3.920	6.200
AGUA DE ENTRADA A 7 °C							
200	3,8	1.030	1.250	1.070	1.390	1.170	1.520
	5,7	1.090	1.410	1.150	1.590	1.250	1.760
	7,6	1.140	1.520	1.200	1.740	1.300	1.890
300	5,7	1.600	1.890	1.640	2.070	1.840	2.300
	7,6	1.670	2.020	1.710	2.270	1.940	2.520
	11,4	1.730	2.270	1.820	2.520	2.000	2.830
400	7,6	2.070	2.520	2.150	2.780	2.370	3.100
	11,4	2.170	2.830	2.250	3.160	2.520	3.540
	15,2	2.250	3.000	2.320	3.390	2.600	3.760
600	11,4	2.900	3.760	3.030	4.160	3.330	4.600
	15,2	3.030	4.050	3.150	4.520	3.450	4.920
	22,8	3.150	4.320	3.280	4.900	3.620	5.320
AGUA DE ENTRADA A 10 °C							
200	3,8	935	1.000	960	1.090	1.060	1.240
	5,7	970	1.060	1.020	1.220	1.120	1.410
	7,6	990	1.140	1.060	1.340	1.170	1.520
300	5,7	1.390	1.410	1.500	1.640	1.690	1.940
	7,6	1.490	1.540	1.560	1.790	1.740	2.050
	11,4	1.550	1.660	1.630	1.970	1.820	2.270

Modelo	Caudal l/min	Temperatura de entrada de aire					
		I		II		III	
		TBS = 25 °C TBH = 18 °C QST QT	1.920 2.140 2.270	TBS = 27 °C TBH = 19 °C QST QT	1.940 2.020 2.070	TBS = 29 °C TBH = 20 °C QST QT	2.160 2.270 2.340
400	7,6	1.840	1.920	1.940	2.250	2.160	2.550
	11,4	1.920	2.140	2.020	2.500	2.270	2.880
	15,2	1.970	2.270	2.070	2.630	2.340	3.030
600	11,4	2.630	3.030	2.750	3.450	3.050	3.810
	15,2	2.700	3.280	2.850	3.750	3.180	4.150
	22,8	2.800	3.540	2.970	4.050	3.300	4.520

Valores con motor a máxima velocidad

CAPACIDADES DE CALEFACCIÓN (kcal/h)

Modelo	Caudal lpm	Velocidad de rotación del ventilador								
		500 r.p.m.			700 r.p.m.			950 r.p.m.		
		Temperatura del agua °C								
		66°	82°	99°	66°	82°	99°	66°	82°	99°
200	3,8	1.670	2.300	2.920	2.210	3.050	3.890	2.670	3.660	4.650
	5,7	1.710	2.350	3.000	2.310	3.200	4.060	2.800	3.850	4.910
	7,6	1.740	2.390	3.050	2.370	3.260	4.150	2.890	3.960	5.050
300	5,7	2.790	3.830	4.860	3.450	4.750	6.050	4.250	5.860	7.490
	7,6	2.860	3.910	4.990	3.560	4.900	6.250	4.420	6.100	7.750
	11,4	2.900	4.000	5.100	3.690	5.050	6.410	4.610	6.350	8.050
400	7,6	3.150	4.350	5.500	4.210	5.790	7.380	5.580	7.650	9.650
	11,4	3.250	4.460	5.690	4.350	5.970	7.610	5.850	8.000	10.190
	15,2	3.280	4.510	5.780	4.410	6.090	7.750	5.990	8.200	10.400
600	11,4	5.500	7.500	9.600	6.750	9.300	11.700	7.590	10.400	13.200
	15,2	5.720	7.900	10.000	7.000	9.630	12.100	7.880	10.800	13.700
	22,8	5.900	8.100	10.300	7.150	9.750	12.450	7.950	10.900	13.900

Temperatura de entrada del aire 21°C

Referencias:

TBS: temperatura de bulbo seco del aire de entrada (°C);
TBH: temperatura de bulbo húmedo del aire de entrada (°C);
QST: calor sensible total de ganancia (kcal/h);
QT: calor total de ganancia (kcal/h).

Ejemplo de selección de fan-coil

Supóngase calcular un equipo fan-coil individual del tipo vertical, para las siguientes condiciones de funcionamiento:

— Sin toma de aire exterior

Refrigeración

- Condiciones psicométricas interiores del local 25 °C y 50 % HR.
- Temperatura del agua de entrada $t_e = 7$ °C. Salto térmico entrada y salida del agua 5,5 °C.
- Carga de refrigeración del local:
QST (ganancia de calor sensible total del local): 2.000 kcal/h;
QT (ganancia de calor total del local): 2.500 kcal/h.

Calefacción

- Condición de temperatura interior 21 °C.
- Carga de calefacción del local:
QT (pérdida de calor sensible total): 3.000 kcal/h.

Procedimiento de cálculo

La selección del equipo se efectúa para la carga de refrigeración sensible y total del local.

1) Condiciones del aire de entrada al equipo

Con el ábaco psicrométrico (fig. 10-II), para la condición del aire del local 25 °C y 50 % HR corresponde:

TBS: 25 °C
TBH: 18 °C

En caso de tomar aire exterior con el equipo, los valores de TBS y TBH del aire de entrada, surgirán del punto de mezcla entre el aire del local y el exterior (fig. 18-II).

2) Caudal de agua circulante (C)

El caudal de agua surge de la ecuación:

$$C = \frac{QT}{t_e - t_s} \quad (\text{l/h}).$$

La diferencia entre la temperatura de entrada t_e y la de salida t_s del equipo se estableció en 5,5 °C, de modo que:

$$C = \frac{2.500}{5,5} = 454,5 \text{ l/h} \cong 7,6 \text{ l/min.}$$

3) Selección del equipo

Con la tabla del cuadro 3-X, para las condiciones de entrada del aire correspondiente a la columna I, temperatura del agua de entrada de 7 °C y un caudal de 7,6 l/min, se diseña un equipo modelo 400, que corresponden a una capacidad de:

QST: 2.070 kcal/h
QT: 2.520 kcal/h

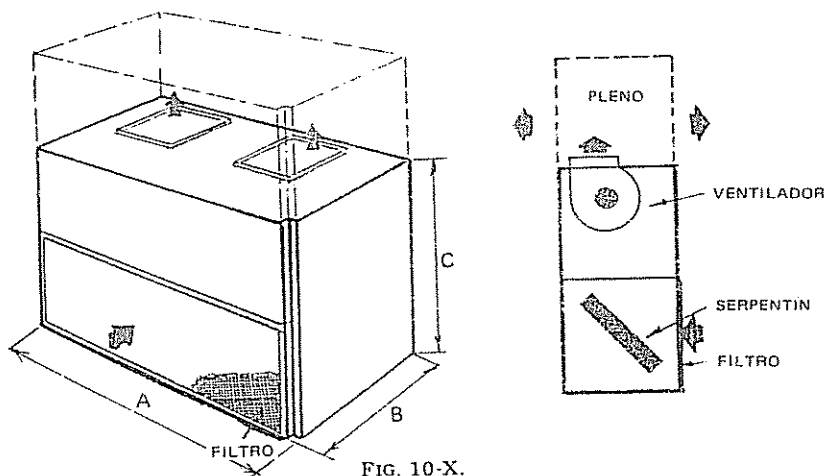
Valores que satisfacen la carga térmica de ganancia del local para las condiciones de funcionamiento fijadas para el equipo.

4) *Condiciones de funcionamiento para calefacción*

Considerando una velocidad de rotación mínima del ventilador del equipo (550 rpm), el equipo modelo 400 para un caudal de agua determinado para verano de 7,6 l/min, tiene un rendimiento de 3.150 kcal/h para una temperatura del agua de calefacción de 66 °C.

De esa manera satisface las necesidades de calor del local que eran de 3.000 kcal/h.

Para capacidades mayores se emplean unidades de tratamiento de aire. En el cuadro 4-X se indican las dimensiones y capacidades promedio, y en la figura 10-X, se muestra un equipo compacto vertical.



CUADRO 4-X. CAPACIDADES Y DIMENSIONES APROXIMADAS DE UNIDADES DE TRATAMIENTO DE AIRE.

Toneladas	5	10	15	20	25	30	35
Caudales de aire (m ³ /min)	57	114	171	228	285	342	399
Largo A (mm)	1.000	1.200	1.600	2.000	2.200	2.400	2.600
Ancho B (mm)	600	650	700	750	800	850	900
Alto C (mm)	600	1.250	1.500	1.700	1.900	2.000	2.100

Sistema de enfriamiento por agua

Los equipos de aire acondicionado pueden estar diseñados de modo que su condensador sea enfriado por agua, mediante la utilización de torres de enfriamiento, indicándose en la figura 11-X y en el

cuadro 5-X, las capacidades y dimensiones aproximadas, para una del tipo compacto de tiro forzado vertical.

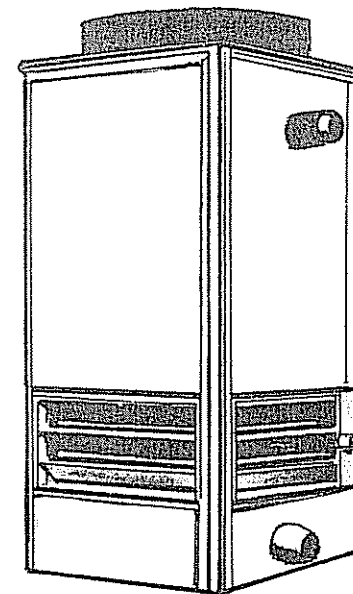


FIG. 11-X.

CUADRO 5-X. CAPACIDAD Y DIMENSIONES APROXIMADAS DE TORRE DE ENFRIAMIENTO.

Modelos en toneladas	Dimensiones en milímetros			Ventilador CV
	Ancho	Largo	Alto	
5	586	586	1.510	0,5
7,5	680	680	1.510	0,5
10	780	780	2.010	0,75
15	930	930	2.010	1
20	1.080	1.080	2.010	1,5
25	1.205	1.205	2.010	1,5
30	1.305	1.305	2.010	2
40	1.480	1.480	2.010	2
50	1.660	1.660	2.510	3
60	1.715	1.715	2.510	3
80	1.880	1.880	2.610	4
100	1.940	1.940	2.610	5,5

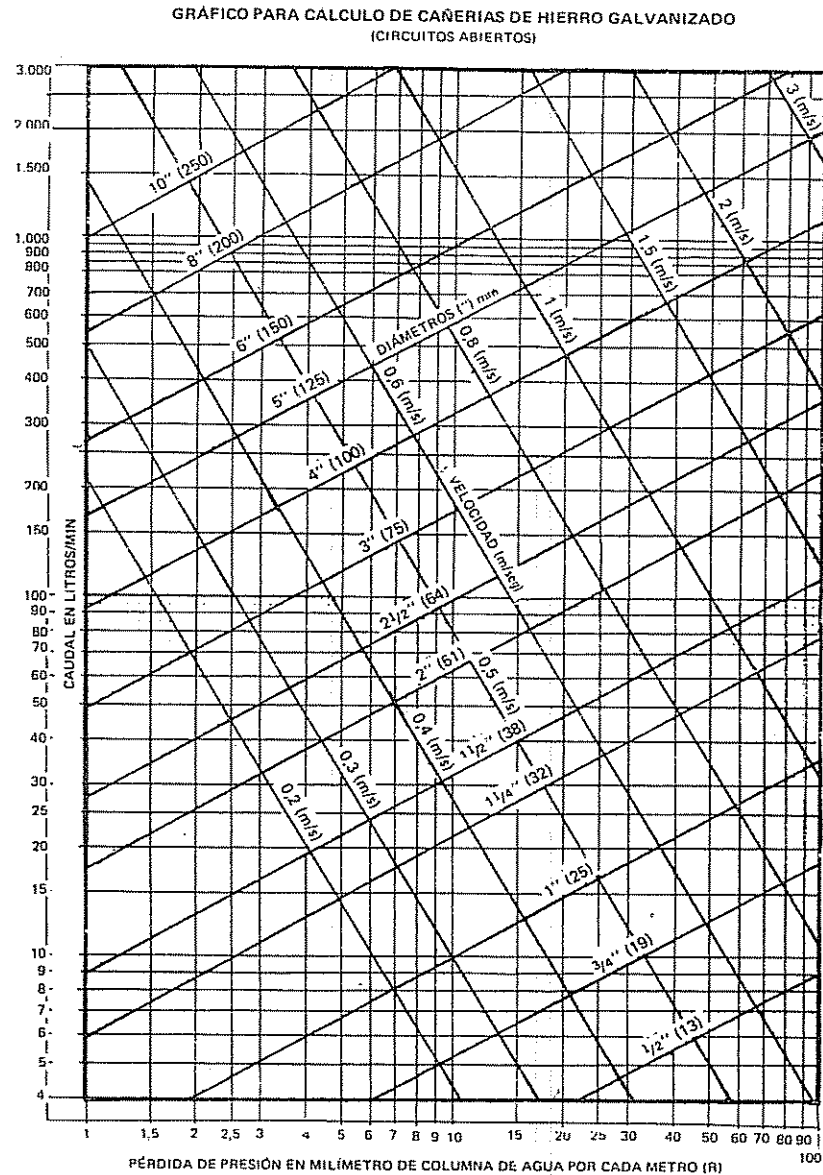


FIG. 12-X.

CÁLCULO DE CAÑERÍAS DE AGUA DE CONDENSACIÓN

El procedimiento de cálculo de cañerías de agua de condensación enfriadas mediante torres de enfriamiento, parte de los mismos conceptos enunciados anteriormente en el capítulo V. Es decir, que para calcular el diámetro de las cañerías es necesario conocer dos datos fundamentales, que son el caudal a circular y el gradiente R en mmca/m.

Una vez determinados estos dos valores, se emplea el gráfico de cálculo de cañerías de la figura 12-X, que es aplicable a circuitos abiertos.

En este gráfico, el caudal C, se da en la unidad l/min que es la que normalmente se emplea para estos cálculos.

1º) Cálculo del diámetro de cañería

a) Determinación del caudal de agua circulante (l/min)

Para determinar el caudal de agua circulante, se parte de la ecuación ya vista, considerando el calor y peso específico igual a la unidad:

$$Q = C (te - ts),$$

donde:

- Q: cantidad de calor a extraer, del agua circulante (kcal/h);
- C: caudal horario (l/h);
- te: temperatura del agua de entrada a la torre (°C);
- ts: temperatura del agua de salida de la torre (°C).

La menor temperatura ts a que puede ser llevada el agua de una torre de enfriamiento es la temperatura de bulbo húmedo (TBH) del aire exterior.

Estas condiciones no se cumplen en la realidad y por lo general la temperatura final de salida del agua de una torre de enfriamiento ts, es de unos 5 °C superior a la TBH del aire exterior en cada momento.

Normalmente se fija para instalaciones de aire acondicionado comunes, un salto térmico (te - ts) de 5,5 °C, entre la temperatura que entra y sale de la torre de enfriamiento.

De esa manera, entonces, en la ecuación anterior, y considerando además el caudal en minutos, se tiene:

$$Q = C \times 60 \times 5,5,$$

por lo tanto:

$$C = \frac{Q}{330} \text{ (l/min)}.$$

Generalmente la cantidad de calor Q, se da en toneladas de refrigeración que vale 3.000 frig/h, o sea:

$$C = \frac{3.000}{330} Q (t) = 9,1 Q (t) \text{ (l/min.)}$$

Se desprende de lo indicado que por cada tonelada de refrigeración sería necesario circular un caudal de 9,1 l de agua por min.

Sin embargo, en un equipo de refrigeración debe tenerse en cuenta que, además de las toneladas de refrigeración que extrae el equipo, debe eliminarse del condensador el *calor producido* fundamentalmente por la transformación de la energía mecánica del compresor, además de otras pérdidas de calor.

En general, suele estimarse con cierta seguridad en un 25 % más que el absorbido por el sistema de refrigeración.

Por lo tanto, la ecuación anterior queda:

$$C = 9,1 \times 1,25 Q (t) = 11,4 Q (t) \text{ (l/min.)}$$

En virtud de lo expuesto, entonces, se adopta un caudal de agua de condensación de 11,4 l/min por tonelada de refrigeración del equipo.

b) Cálculo del gradiente R (mmca/m)

Si se observa el esquema de la figura 13-X, se nota que el circuito de cañería que une el condensador del equipo de aire acondicionado y la torre de enfriamiento es abierto desde las toberas pulverizadoras de la misma hasta la batea recolectora, en una altura h determinar

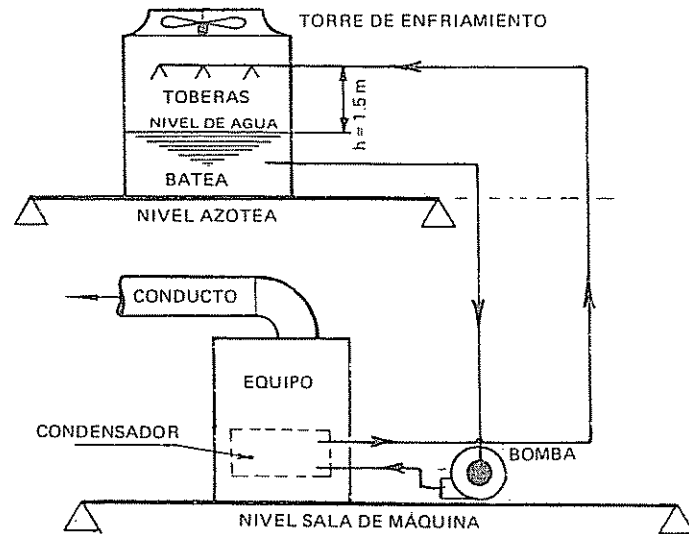


FIG. 13-X.

En el capítulo V se había deducido que la ecuación de equilibrio hidráulico en un sistema de movimiento constante, era la siguiente para un circuito abierto.

$$H = \Sigma (l + leq) R + h + Z'$$

donde:

- H: presión eficaz generada por la bomba circuladora (mmca);
- Σl : sumatoria de las longitudes de los tramos del circuito considerado (m);
- Σleq : sumatoria de las longitudes equivalentes de las resistencias individuales (curvas, tes, codos, válvulas, etc.) del circuito considerado (m);
- R: gradiente o pérdida de presión por metro (mmca/m);
- h: presión hidrostática o altura a que hay que elevar el agua (mmca);
- Z': caída de presión en condensador y toberas rociadoras (mmca) que se las consideran por separado.

Esta ecuación tiene varias incógnitas, por lo que entonces se procede directamente a fijar el gradiente R el que se estima constante a lo largo del circuito.

De acuerdo a lo ya explicado en el capítulo V, se establece una velocidad de descarga de la bomba circuladora que no origine ruido ni provoque erosión en las cañerías, y que sea compatible desde el punto de vista económico.

Para estas instalaciones, suele suponerse una velocidad comprendida entre 1 y 1,7 m/min.

De esa manera, con la velocidad y el caudal calculado, según se había indicado precedentemente, con la ayuda del ábaco de la figura 12-X, se determina el gradiente de cálculo R (mmca/m) y el diámetro de la canalización, según el procedimiento que ya se describió en el capítulo V.

2º) Selección de la bomba circuladora

La bomba circuladora se define por dos parámetros, que son el caudal circulado y la presión eficaz que debe desarrollar, según lo ya explicado en el capítulo V.

El caudal se calcula de la forma ya explicada, considerando 11,4 l/min por tonelada de refrigeración.

La presión eficaz (H), se calcula con la fórmula de equilibrio indicada anteriormente: $H = \Sigma (l + leq) R + h + Z'$, o sea se determina el verdadero gradiente R , en virtud del diámetro comercial seleccionado y las longitudes equivalentes, en función de los diversos accesorios de la instalación.

Se suma a estos valores el desnivel h (mmca), entre la entrada de agua en la torre por las toberas y el nivel de agua de la batea recolectora de la misma.

Las pérdidas de presión Z' de condensadores y toberas de la torre de enfriamiento no se dan en longitudes equivalentes, sino que directa-

mente se establecen los valores en mmca, en virtud de las especificaciones de los fabricantes de los equipos.

Para aclarar los conceptos se describe seguidamente el procedimiento de cálculo en un ejemplo.

EJEMPLO DE CALCULO

Se desea calcular las cañerías de interconexión de hierro galvanizado entre un equipo de refrigeración de 10 t de refrigeración y una torre de enfriamiento colocada en la azotea, según se indica en el esquema de la figura 13-X, así como determinar las características de la bomba circuladora de agua.

La longitud total de los tramos de cañerías es de 30 m (alimentación y retorno).

Se ha previsto la instalación de los siguientes accesorios:

- 1 válvula globo;
- 2 válvulas esclusas;
- 5 curvas;
- 2 tes de paso recto.

Según datos del fabricante, la torre de enfriamiento, para una capacidad de 10 t de refrigeración, tiene un desnivel *h* entre la parte superior de descarga de agua por las toberas y el nivel de batea de 1,5 m, según se indica en la figura 13-X (ver características en la figura 11-X y cuadro 5-X).

Además, de acuerdo a los datos del fabricante del equipo de refrigeración, la pérdida de presión de agua a través de los condensadores es de 2,20 m de columna de agua y la pérdida de presión de las toberas de la torre de enfriamiento se estima en 0,10 m.

1º) Determinación del diámetro de la cañería

a) Caudal de agua (l/min)

$$C = 11,4 \cdot Q (t) = 11,4 \times 10 t = 114 \text{ l/min.}$$

b) Gradiente R (mmca/m)

Para determinar el gradiente R se estima una *velocidad de salida de la bomba de 1 m/seg* y con el caudal 114 l/min, el gradiente es R = 46 mmca/m, y se selecciona el *diámetro más aproximado: 2" (51 mm)* aplicando el gráfico de la figura 12-X.

2º) Selección de la bomba circuladora

El caudal de la bomba circuladora es 114 l/min.

Debe calcularse la *presión eficaz H (mmca)*.

El *gradiente real R*, debido a los diámetros comerciales es de 30 mmca/m para el diámetro 2" (51 mm) que surge de la aplicación

del gráfico de la figura 12-X, según el procedimiento que se indica en el gráfico simplificado de la figura 14-X.

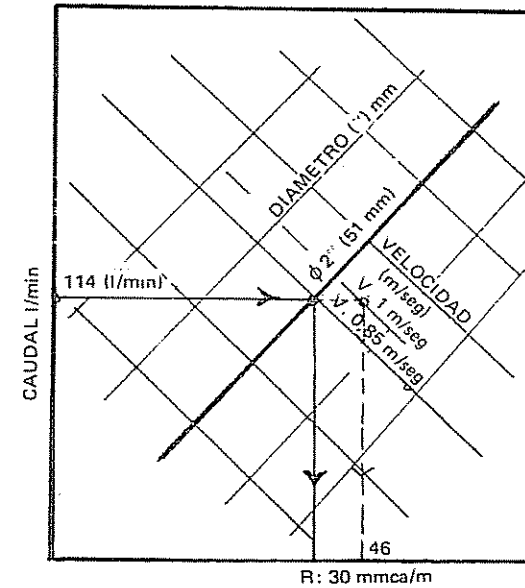


FIG. 14-X.

La velocidad real como se observa es de 0,85 m/seg.

Las longitudes equivalentes toman los siguientes valores según el diámetro seleccionado 2" (51 mm), de acuerdo a la tabla del cuadro 1-V:

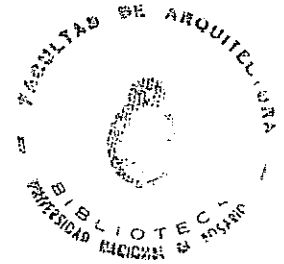
- Válvula globo	16,5 m
- Válvulas esclusas (2 x 0,7)	1,4 m
- Curvas (5 x 1)	5,0 m
- Tes paso recto (2 x 1,4)	2,8 m
Seq: sumatoria de longitudes equivalentes	25,7 m

Para determinar la presión eficaz H de la bomba se aplica la ecuación ya indicada anteriormente:

$$H = \Sigma (l + leq) R + h + Z'$$

De esa manera, siendo:

$$\Sigma (l + leq) = 30 + 25,7 = 55,7 \text{ m.}$$



Queda:

— $\Sigma (1 + leq) R = 55,7 \times 30$ mmca/m	1.671 mmca
— h (desnivel = 1,50 m)	1.500 mmca
— Condensador (2,20 m)	2.200 mmca
— Toberas rociadoras (0,10 m)	100 mmca
H: presión total	<u>5.471 mmca</u>

Por lo tanto: $H \cong 5,5$ m de ca.

De modo que la bomba a instalar tendrá estas características:

C: Caudal: 114 l/min,
H: Presión: 5,5 m de ca.

CÁLCULO DEL AGUA DE REPOSICIÓN

Debe tenerse en cuenta, en estas instalaciones, el agua de reposición necesaria debido a la evaporación y el arrastre mecánico de parte de ella.

Esta cantidad de agua tiene importancia para determinar cuál es el diámetro de la cañería de agua a conectar a la torre y qué capacidad es necesaria para tener en cuenta en los casos de existir tanque de reserva.

Como norma práctica, puede establecerse que *el agua de reposición es del 1 % del caudal en litros que circula por el sistema.*

Por ejemplo, si se tienen 114 l/min, se requiere como reposición un 1 % o sea 1,14 l/min de agua de reposición.

En este porcentaje práctico se ha tenido en cuenta, además, una purga continua de agua del sistema, con objeto de evitar una excesiva concentración de sólidos disueltos en el agua como carbonatos o sulfatos, que pueden llegar a afectar el rendimiento normal de los condensadores, produciéndoles incrustaciones o ataques químicos.

Cálculo de las tuberías de refrigeración

Para el diseño de cañerías de refrigeración, deben tenerse en cuenta los siguientes principios básicos:

- En el proyecto deben evitarse caídas de presión grandes, dado que ello disminuye la capacidad e incrementa la potencia del equipo de refrigeración.
- Las velocidades de circulación no pueden ser muy pequeñas, a fin de permitir que el aceite sea arrastrado por el refrigerante, manteniendo, de esa manera, el nivel de aceite en el compresor.
- Que la alimentación del refrigerante a los evaporadores sea la adecuada, a fin de que no se produzca una reducción del rendimiento de los mismos.

El cálculo de las cañerías se efectúa en forma independiente, según sean las mismas de *succión*, *descarga* o de *líquido* en el circuito refrigerante.

a) Tuberías de líquido

Para el diseño de estas cañerías, la caída de presión deben ser las adecuadas para que no se llegue a producir vapor en las mismas e influyan sobre el abastecimiento de líquidos a los evaporadores.

Estas pérdidas de carga son de:

freón 12: 125 a 265 g/cm²;
freón 22: 155 a 320 g/cm²

b) Cañerías de succión

Las tuberías de aspiración o succión del refrigerante deben permitir que el vapor refrigerante circule a una velocidad no muy lenta, de modo de asegurar el retorno del aceite al compresor.

Se adoptan en el diseño las siguientes pérdidas de carga aproximadas:

freón 12: 125 g/cm²;
freón 22: 200 g/cm²

c) Cañerías de descarga

Deben reducirse al mínimo las pérdidas de carga en estas cañerías a fin de evitar que se incremente la potencia del compresor, disminuyendo su capacidad frigorífica.

Se adoptan las siguientes pérdidas de carga:

freón 12: 125 a 265 g/cm²;
freón 22: 200 a 240 g/cm²

Para el diseño de las tuberías de refrigerante de cobre, en las que se utiliza freón 12 ó 22, pueden emplearse los gráficos de las figuras 15 y 16-X, que fueron confeccionados sobre la base de las caídas de presión mencionadas precedentemente.

Estos gráficos permiten dimensionar las cañerías en función de la *longitud total* en metros, que está constituida por la longitud real más la longitud equivalente por pérdida de presión por accesorios $(1 + leq)$, y la capacidad o *potencia frigorífica* en frig/h.

Estas capacidades están determinadas para 40 °C en la condensación y 5 °C en la evaporación, por lo que en los cuadros 6 y 7-X, se incluyen los coeficientes de corrección correspondientes para otras condiciones de funcionamiento.

Ejemplo

Determinar el diámetro de la cañería de succión de un equipo de aire acondicionado, funcionando con freón 22, para una capacidad de 10 t o sea 30.000 frig/h.

La longitud de la cañería es de 6 m, y las condiciones de funcionamiento son 40 °C en la condensación y 5 °C en la evaporación.

Para encarar el diseño, se considera una longitud de cañería equivalente por accesorios igual al 50 % de la longitud recta de la canalización, de modo que la longitud total valdrá: $6 + 3 = 9$ m.

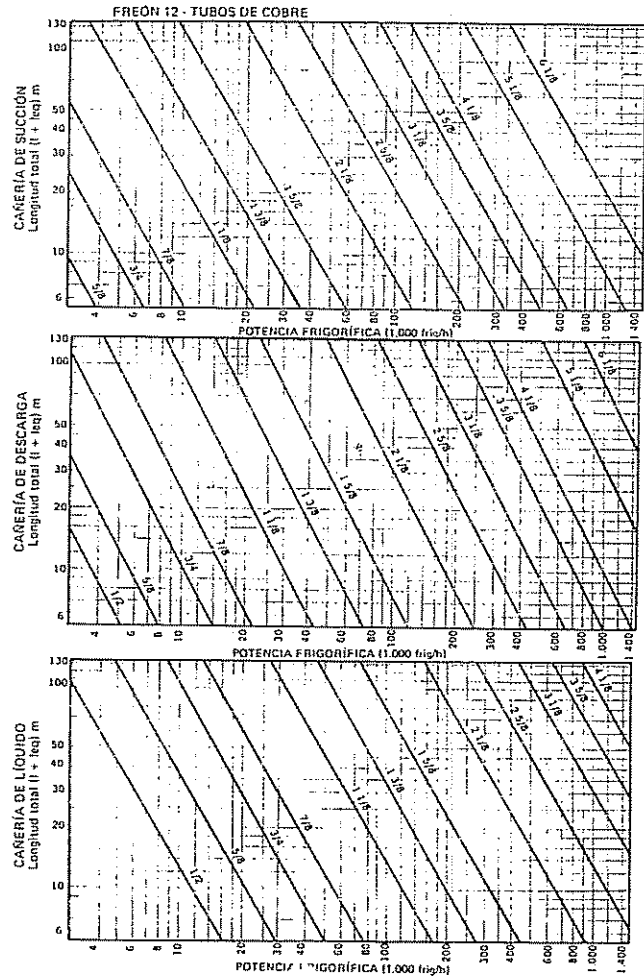


FIG. 15-X.

CUADRO 6-X.

COEFICIENTE DE CORRECCION

Temperatura de condensación °C	Temperatura de evaporación (°C)																					
	-40		-35		-30		-25		-20		-15		-10		-5		0		+5		+10	
	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D
25	4,82	1,50	4,10	1,475	3,23	1,44	2,54	1,41	2,08	1,385	1,74	1,36	1,45	1,335	1,22	1,31	1,03	1,29	0,87	1,27	0,76	1,25
30	5,07	1,395	4,30	1,26	3,40	1,23	2,66	1,20	2,18	1,275	1,80	1,25	1,50	1,23	1,27	1,21	1,07	1,19	0,91	1,17	0,79	1,15
35	5,32	1,29	4,51	1,26	3,54	1,23	2,79	1,205	2,29	1,18	1,89	1,16	1,59	1,135	1,32	1,115	1,11	1,095	0,95	1,075	0,82	1,05
40	5,59	1,195	4,72	1,175	3,71	1,16	2,93	1,11	2,40	1,09	1,99	1,07	1,65	1,045	1,38	1,025	1,17	1,01	0,98	0,99	0,84	0,975
45	5,86	1,11	4,97	1,08	3,90	1,055	3,09	1,035	2,51	1,015	2,08	0,99	1,72	0,97	1,44	0,95	1,23	0,93	1,03	0,915	0,89	0,90
50	6,19	1,04	5,23	1,015	4,10	0,99	3,24	0,965	2,65	0,945	2,19	0,925	1,82	0,905	1,51	0,885	1,28	0,87	1,09	0,965	0,95	0,84

S: Succión - D: Descarga.

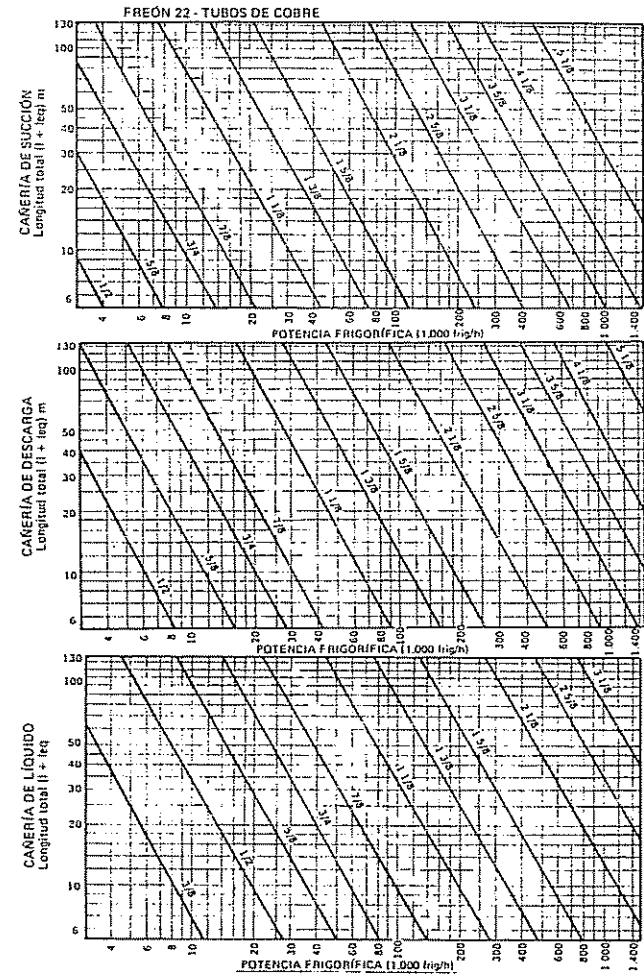


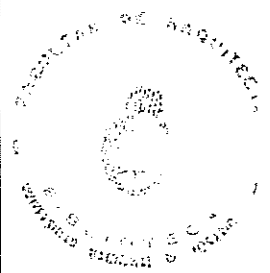
FIG. 16-X.

CUADRO 7-X.

COEFICIENTES DE CORRECCION

Temperatura de condensación °C	Temperatura de evaporación (°C)																					
	-40		-35		-30		-25		-20		-15		-10		-5		0		+5		+10	
	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D
25	4,58	1,45	2,71	1,40	2,00	1,38	1,48	1,365	1,04	1,345	0,69	1,325	0,40	1,315	0,19	1,30	0,02	1,28	0,89	1,27	0,91	1,255
30	4,79	1,32	3,88	1,205	3,16	1,28	2,50	1,26	2,15	1,24	1,77	1,225	1,47	1,21	1,24	1,24	1,06	1,18	0,93	1,17	0,84	1,155
35	5,04	1,23	4,06	1,205	3,32	1,186	2,73	1,165	2,25	1,15	1,85	1,130	1,54	1,115	1,29	1,10	1,10	1,09	0,96	1,075	0,87	1,065
40	5,31	1,135	4,23	1,155	3,46	1,095	2,86	1,075	2,35	1,06	1,95	1,045	1,61	1,03	1,35	1,015	1,15	1,0	1,00	0,99	0,91	1,085
45	5,69	1,055	4,45	1,030	3,64	1,015	3,01	0,995	2,48	0,98	2,02	0,965	1,68	0,80	1,51	0,935	1,21	0,92	1,05	0,91	0,94	0,90

S: Succión - D: Descarga.



El coeficiente de corrección para las condiciones de funcionamiento dadas, es igual a 1, según se indica en el cuadro 7-X.

Utilizando el gráfico de la figura 16-X, para cañería de succión, el diámetro a adoptar será de 1 1/8", que es el que más se aproxima.



CAPÍTULO XI

DIMENSIONAMIENTO DE ELEMENTOS AUXILIARES

Cálculo de superficies de intercambio de calor (intercambiadores de calor, tanques intermediarios)

Para el dimensionamiento de las superficies de intercambio de calor, se parte de la ecuación fundamental de la transmisión de calor:

$$Q_h = K \cdot A \cdot \Delta t_m,$$

siendo:

- Q: cantidad de calor (kcal/h);
- A: área o superficie de intercambio (m²);
- K: coeficiente de transferencia de calor (kcal/h m² °C);
- Δt_m : diferencia eficaz de temperatura (°C).

La ecuación fundamental de la transmisión de calor es válida cuando la temperatura de los fluidos a ambos lados de la pared de separación (t_1 y t_2), pueden considerarse como constantes.

Sin embargo la temperatura de los fluidos que circulan a lo largo de la superficie de transferencia es variable.

Dicha variación de temperatura se tiene en cuenta introduciendo la *diferencia eficaz* (Δt_m).

Esa diferencia media de temperaturas viene determinada por la temperatura de entrada y salida de ambos fluidos a lo largo de la superficie de calefacción.

La marcha de la temperatura difiere, además, según que los fluidos circulen por ambos lados en el mismo sentido (equicorriente) o sentido contrario (contracorriente), o si las corrientes son perpendiculares (corriente cruzada).

Para determinar las temperaturas de los fluidos puede adoptarse la siguiente notación:

- fluido más caliente: subíndice 1;
- fluido más frío: subíndice 2;
- temperatura de entrada de los fluidos: subíndice (e);
- temperatura de salida de los fluidos: subíndice (s).

Se define: Δ diferencia máxima de temperatura y δ diferencia mínima de temperatura.

Ejemplo (fig. 1-XI).

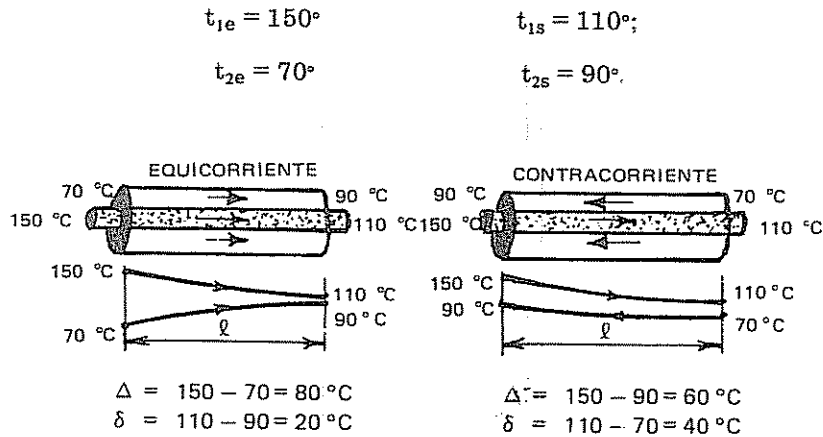


FIG. 1-XI.

Para establecer Δt_m , se aplica la fórmula de Grashöf:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta - \delta}{\ln \frac{\Delta}{\delta}}$$

En la práctica, como las variaciones de temperaturas entre ambos fluidos no son demasiado grandes, puede determinarse el valor Δt_m , mediante la siguiente ecuación simplificada (fig. 2-XI).

$$\Delta t_m = \frac{t_{1e} + t_{1s}}{2} - \frac{t_{2e} + t_{2s}}{2}$$

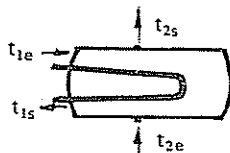


FIG. 2-XI.

Coefficiente de transferencia de calor K

Por ser, en general, pequeño el grueso de la pared con relación al diámetro del tubo, puede emplearse la ecuación de la pared plana (fig. 3-XI).

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

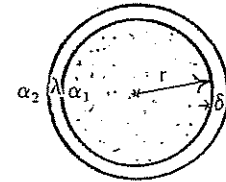


FIG. 3-XI.

siendo:

- α_1 : coeficiente de paso de calor del tubo interior (kcal/h m² °C);
- α_2 : coeficiente de paso de calor exterior del tubo (kcal/h m² °C);
- λ : coeficiente de paso de calor por conducción a través del caño (kcal/h m °C).

a) *Transmisión del fluido interior a la superficie interior del tubo (α_1)*

Este coeficiente α_1 es un valor importante en relación con las demás resistencias que encuentra el calor en su recorrido. En el caso de líquidos, dicho coeficiente aumenta sensiblemente con la velocidad.

b) *Transmisión a través de la pared del tubo (λ)*

Por razones económicas, el espesor del tubo se reduce siempre al mínimo, compatible con los valores de la resistencia mecánica y duración.

En realidad este valor tiene una influencia muy limitada en el coeficiente total K.

Desde el punto de vista de la transmisión se obtiene, prácticamente, los mismos resultados utilizando serpentines de hierro en vez de tubos de cobre. Sin embargo, en general, se utilizan de cobre, dado que si bien el costo es mayor, no existen problemas de corrosión ni contaminación del agua en caso de los tanques intermediarios.

c) *Transmisión del tubo al fluido exterior (α_2)*

Este coeficiente depende fundamentalmente de la velocidad del fluido secundario del tanque, cuando es el agua de consumo, en estos casos la velocidad del agua es muy pequeña.

Se desprende, entonces, que la determinación del coeficiente K es muy compleja y sobre él influyen muchas variables, por lo que en la práctica su estimación se efectúa en forma experimental adoptando márgenes de seguridad.

Así, se suele fijar para el caso de tanques intermediarios o intercambiadores para producir agua caliente (fluido secundario):

- fluido primario: agua caliente K: 400 kcal/h m² °C,
- fluido primario: vapor a baja presión K: 750 kcal/h m² °C.

Cálculo de tanques intermediarios

El tanque intermediario debe acumular una cantidad tal de agua caliente de modo que, en la hora pico de consumo, no deje de obtenerse agua a la temperatura requerida (fig. 4-XI; cuadro 1-XI).

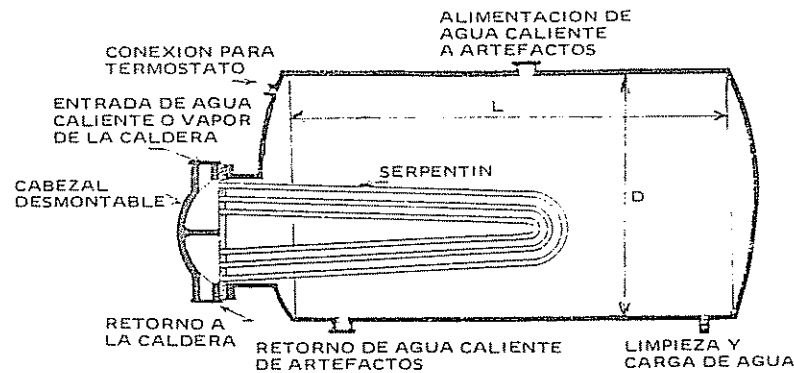


FIG. 4-XI.

TANQUE INTERMEDIARIO

CUADRO 1-XI. DIMENSIONES APROXIMADAS EN MM.

Capacidad (litros)	D	L
150	500	750
200	500	1.000
250	560	1.000
300	610	1.000
350	660	1.000
400	660	1.200
500	730	1.200
600	800	1.200
700	800	1.400
800	800	1.600
900	800	1.800
1.000	800	2.000
1.250	960	1.700
1.500	960	2.000
1.750	960	2.400
2.000	960	2.750

En general, en el tanque intermediario el agua se calienta hasta 60 °C y se la utiliza, generalmente, a 40 °C, mezclándose con cierta proporción de agua fría, con temperatura de 10 a 15 °C.

La determinación del periodo máximo de consumo y la cantidad de agua necesaria no es fácil hacerlas con precisión.

Las Normas de O.S.N. asignan estos valores:

<i>INTERMEDIARIOS INDIVIDUALES</i>	<i>Departamentos reducidos:</i>	80 litros
	<i>Departamentos comunes:</i>	100 litros
	<i>Casas de familia:</i>	150 litros. Se aumenta 50 litros por baños.
<i>INTERMEDIARIOS CENTRALES</i>	<i>Departamentos:</i>	80 litros.
	<i>Casas de familia:</i>	100 litros.
	En edificios públicos, hospitales, escritorios, etc., el cálculo se efectúa sobre la base de 20 litros por canilla o artefacto provisto por ella.	

Como valor práctico puede suponerse que el consumo normal de agua caliente por persona es de aproximadamente 50 litros por día.

CANTIDAD DE CALOR POR SUMINISTRAR

La cantidad de calor a suministrar por la caldera debe ser tal que eleve la temperatura de agua, por ejemplo, de 10 °C a 60 °C.

Se puede aplicar la fórmula:

$$Q = C (t_s - t_e),$$

donde:

- Q: cantidad de calor (kcal/h);
- C: caudal a circular (l/h);
- t_s: temperatura de salida de agua (°C);
- t_e: temperatura de entrada del agua (°C).

Suele suponerse que el caudal de agua en circulación será de 1/2 volumen del tanque intermediario por hora. O sea que cada 2 horas se renueva el volumen del tanque intermediario.

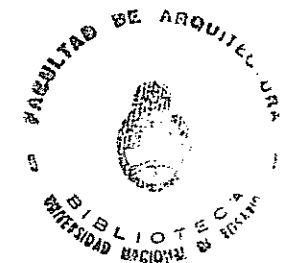
Por lo tanto, la fórmula quedará:

$$C = V/2.$$

$$Q = V/2 (t_s - t_e).$$

Si se adopta:

$$\left. \begin{array}{l} t_s: 60^\circ\text{C} \\ t_e: 10^\circ\text{C} \end{array} \right\} \Delta t = 50^\circ\text{C}.$$



Por lo tanto:

$$Q = 25 \text{ V (kcal/h)}.$$

Ejemplo

Supóngase que debe calentarse a 60 °C el contenido de un acumulador de agua caliente, estando el agua de provisión de la red en 10 °C.

La capacidad de acuerdo a las necesidades del edificio, se establece en 1.500 litros.

Las dimensiones del tanque serán 0,96 m de diámetro por 2,00 m de largo (ver cuadro 1-XI).

Se estima el tiempo de consumo en 2 h y la cantidad de calor necesarias según la fórmula:

$$Q = 25 \text{ V};$$

$$Q = 25 \times 1.500 \text{ l} = 37.500 \text{ kcal/h}.$$

Adoptando un remanente de seguridad 10 % por suciedad en serpentina, la cantidad de calor valdrá:

$$Q = 41.250 \text{ kcal/h}.$$

CÁLCULO DE LA CALDERA

En caso de utilizarse una caldera que suministre calor al tanque, debe agregarse un 30 % más para tener en cuenta la puesta en régimen y las pérdidas por mala aislación, de acuerdo a lo indicado en el capítulo IV.

Así:

$$Q_{\text{cal}} = 41.250 + 30 \% \cong 53.600 \text{ kcal/h}.$$

CÁLCULO DE LA SUPERFICIE DE INTERCAMBIO

Se utiliza como fluido calorífico, agua caliente circulación forzada (fig. 5-XI).

t entrada: 90 °C (t_{1e});
t salida: 80 °C (t_{1s}).

Cantidad de calor necesaria:

$$Q = 41.250 \text{ kcal/h}.$$

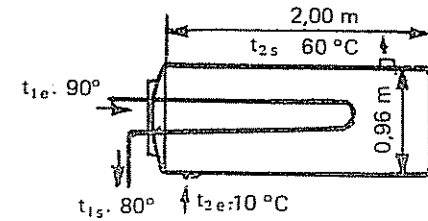


FIG. 5-XI.

De acuerdo a la ecuación simplificada, la temperatura media eficaz vale:

$$\Delta t_m = \frac{t_{1e} + t_{1s}}{2} - \frac{t_{2e} + t_{2s}}{2}$$

$$\Delta t_m = \frac{90 + 80}{2} - \frac{10 + 60}{2} = 50 \text{ °C}.$$

Superficie de calefacción:

De acuerdo a lo ya indicado se puede establecer:

$$Q_h = K A \Delta t_m,$$

donde:

- Q_h: cantidad de calor que rendirá el serpentín (kcal/h);
- A: área del serpentín (m²);
- Δt_m: diferencia de temperatura eficaz (°C);
- K: coeficiente de transmisión total del serpentín (kcal/h m² °C).

Se adopta para agua caliente:

$$K. 400 \text{ kcal/h m}^2 \text{ °C}.$$

De esa manera, el área del serpentín valdrá:

$$A = \frac{Q}{K \Delta t_m} = \frac{41.250}{400 \times 50} = 2,06 \text{ m}^2.$$

Con cierta seguridad puede adoptarse 2,10 m²

CÁLCULO DE LA LONGITUD DEL SERPENTÍN

El área del serpentín vale:

$$A = p \cdot L,$$

en la que:

p: perímetro exterior del caño (m);
L: longitud (m).

Para las cañerías pueden adoptarse en forma práctica los siguientes perímetros:

- (1/2")	13 mm :	0,067 m;
- (3/4")	19 mm :	0,083 m;
- (1")	25 mm :	0,104 m;
- (1 1/4")	32 mm :	0,132 m.

Fijando ϕ 1" (25 mm):

$$L = \frac{A}{p} = \frac{2,10 \text{ m}^2}{0,104 \text{ m}} \cong 20 \text{ m.}$$

Cálculo de baterías

Se parte de la ecuación fundamental de la transmisión del calor:

$$Q_T = K A \Delta t_m H,$$

donde:

- Q_T: cantidad de calor total que cederá la batería al aire que circula (kcal/h);
- A: área de la batería o serpentina (m²);
- K: coeficiente de transmisión de calor del serpentín (kcal/h m² °C, hilera);
- Δt_m: diferencia de temperatura eficaz (°C);
- H: número de hileras (n°).

COEFICIENTE DE TRANSMISION K (kcal/hm² °C hilera)

La transmisión del calor entre el fluido que circula por el interior de un tubo con aletas (agua, vapor, refrigerante, etc.) y el aire que lo rodea exteriormente, es el resultado de numerosas transmisiones sucesivas. Por sencillez en el cálculo se adopta un *coeficiente total* de transmisión K (kcal/hm² °C, hilera).

Dicho coeficiente depende de los siguientes procesos, indicados en la figura 6-XI.

- a) transmisión del fluido interior a la superficie interior del tubo por convección (α₁);
- b) transmisión a través de la pared del tubo por conducción (λ);
- c) transmisión del tubo a la aleta por conducción;
- d) transmisión a través del cuerpo de la aleta por conducción;
- e) transmisión entre el aire y la superficie exterior del tubo y las aletas por convección (α₂).

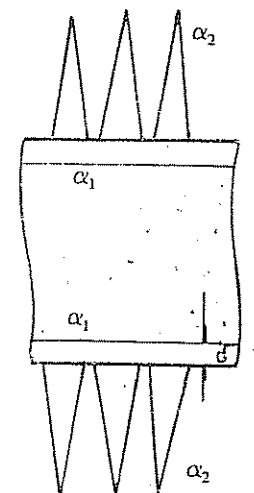
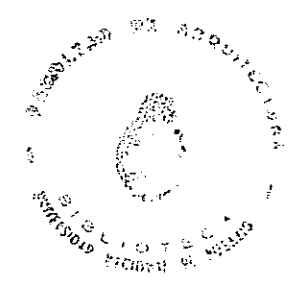


FIG. 6-XI.



a) Transmisión del fluido interior a la superficie interior del tubo

Como en el caso de transferencia analizado anteriormente, este coeficiente de transferencia α₁ es un valor importante en relación con las demás resistencias que encuentra el calor en su recorrido. En el caso de líquidos, dicho coeficiente aumenta sensiblemente con la velocidad.

b) Transmisión a través de la pared del tubo

Por razones económicas, el espesor del tubo se reduce siempre al mínimo, compatible con los valores de la resistencia mecánica y duración.

En realidad este valor tiene una influencia muy limitada en el coeficiente total K.

c) Transmisión de la superficie interior del tubo a la aleta

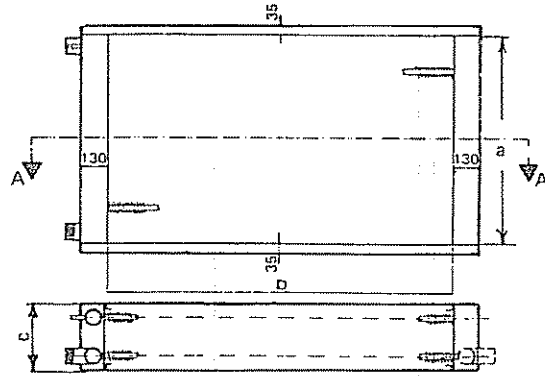
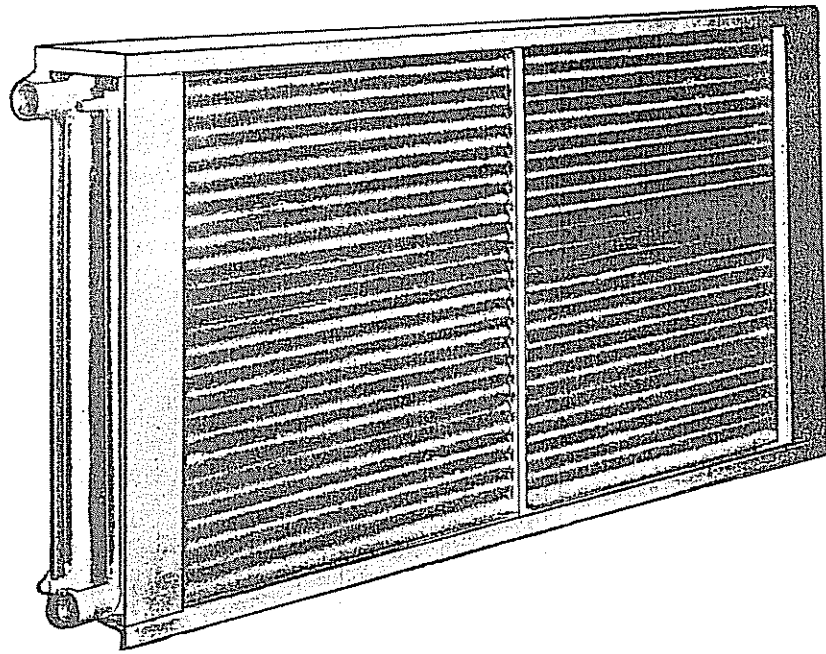
A fin de aumentar el coeficiente de intercambio, es necesario conseguir un buen contacto entre la aleta y el tubo, el que debe ser mantenido durante la vida útil de la instalación.

El contacto debe ser perfecto, ya que si ello no ocurre se producen resistencias importantes a la transmisión, lo que va en detrimento del rendimiento de la batería.

Uno de los sistemas más eficaces es el estañado por inmersión, para tubos y aletas de cobre. Ello origina una perfecta adherencia entre tubo y aleta, impidiendo, incluso, el aflojamiento de la aleta al tubo por la circulación del aire.

d) Transmisión en el cuerpo de la aleta

La transmisión se produce por conducción a través del material.



CORTE A-A

Nº de hileras	1	2	3	4	5	6	7	8
c (mm)	160	192	192	192	226	260	294	328

FIG. 7-XI.

CUADRO 2-XI. ÁREA FRONTAL (m²) BATERÍAS DE AGUA O VAPOR.

LARGO EFECTIVO "b" (mm)

Nº de Tubos	600	750	900	1.050	1.200	1.350	1.500	1.650	1.800	1.950	2.100	2.250	2.400	2.550	2.700	2.850	3.000	
12	450	0,27	0,34	0,41	0,47	0,54	0,61	0,67	0,74	0,81	0,88	0,95	1,01	1,08	1,15	1,22	1,28	1,35
15	558	0,34	0,42	0,50	0,59	0,67	0,75	0,84	0,92	1,00	1,09	1,17	1,26	1,34	1,42	1,51	1,59	1,67
18	666	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50	1,60	1,70	1,80	1,90	2,00
21	774	0,46	0,58	0,70	0,81	0,93	1,04	1,16	1,28	1,39	1,51	1,63	1,74	1,86	1,98	2,09	2,21	2,32
24	882	0,53	0,66	0,79	0,93	1,06	1,19	1,32	1,46	1,59	1,72	1,85	1,98	2,12	2,25	2,38	2,51	2,64
30	1.098	0,66	0,82	0,99	1,15	1,32	1,48	1,65	1,81	1,98	2,14	2,31	2,47	2,63	2,80	2,96	3,13	3,29

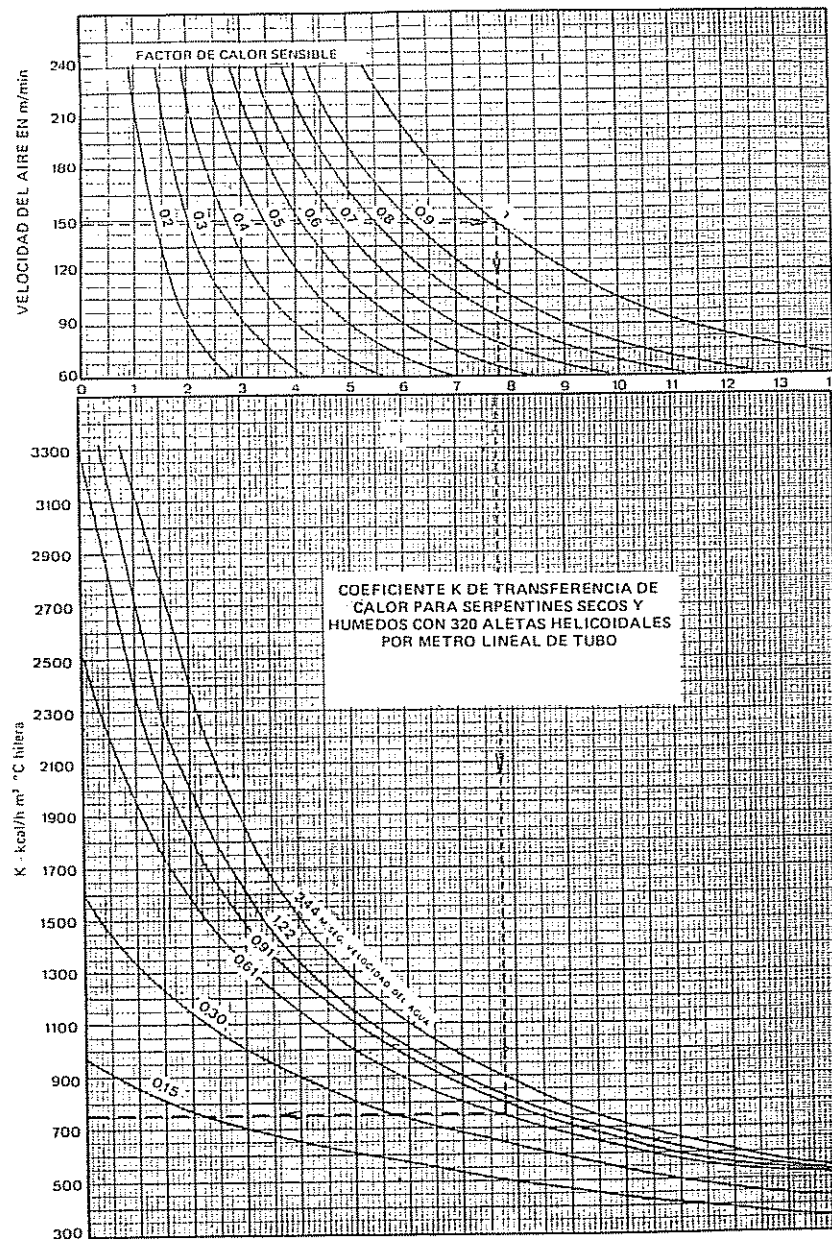


FIG. 8-XI.

El calor transmitido o absorbido por las dos caras de las aletas debe recorrerla en forma radial a su espesor. Se utilizan, en general, aletas de aluminio o cobre adheridas al caño de cobre.

e) *Transmisión entre el aire y la superficie del tubo y la aleta*

La transmisión del calor se efectúa por convección. Sobre este fenómeno influye, principalmente, la velocidad de pasaje del aire.

En general, se suele suponer una velocidad V en m/min, que llevaría al aire, al pasar por una sección libre igual a la frontal de la batería, que es denominada velocidad del aire a través de la batería.

Sin embargo, el aire no tiene una velocidad uniforme en contacto con toda la superficie transmisora, ni la temperatura de dicha superficie es la misma en todos los puntos.

Por ello, el cálculo analítico exacto tendría un difícil planteamiento, por lo que en la práctica se recurre a confiar en datos que se obtienen de análisis experimentales.

Es conveniente aclarar que se puede obtener una mejora en el coeficiente K con una velocidad del aire alta, pero como contrapartida se produce un aumento de la resistencia que opone la batería al paso del aire, originándose un mayor consumo de potencia de los ventiladores.

En resumen, el coeficiente K de transmisión de las baterías varía dentro de grandes límites, según el material, la disposición de los tubos y de la aleta. Su determinación, entonces, se efectúa en forma experimental y su aplicación es válida sólo para las baterías fabricadas con las mismas características.

Para baterías constituidas por tubos de cobre electrolítico de 5/8" y aletas de cobre o aluminio a razón de 8 aletas por pulgada o sea 320 aletas por metro, tipo "Aerofin", cuyas características se indican en la figura 7-XI y el cuadro 2-XI, se ha confeccionado un gráfico que se incluye como figura 8-XI, que permite la determinación del coeficiente K (kcal/hm² hilera).

El coeficiente K surge en función de los siguientes datos:

- Velocidad del aire (m/min).
- Factor de calor sensible de la batería, que es la relación entre la cantidad total de calor sensible (Q_{ST}) y el total (Q_T) que extraerá. El factor de calor sensible se calcula con la fórmula similar a la explicada en el capítulo III:

$$FCS = \frac{Q_{ST}}{Q_{ST} + Q_L} = \frac{Q_{ST}}{Q_T}$$

- Velocidad del agua (m/seg).

DETERMINACION DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA EFICAZ (Δt_m)

Como la temperatura del fluido que circula por las baterías es variable, para simplificar los cálculos se emplea la diferencia de temperatura eficaz Δt_m .

Para el cálculo de dicha variación de temperatura, puede emplearse la fórmula de Grashóf mencionada anteriormente al tratar el cálculo de las superficies de intercambio de calor.

Sin embargo en las aplicaciones prácticas, se puede emplear la ecuación simplificada:

$$\Delta t_m = \frac{t_{1e} + t_{1s}}{2} - \frac{t_{2e} + t_{2s}}{2}$$

donde:

- Δt_m : diferencia de temperatura eficaz (°C);
- t_{1e} : temperatura de entrada del fluido primario (°C);
- t_{1s} : temperatura de salida del fluido primario (°C);
- t_{2e} : temperatura de entrada del fluido secundario (°C);
- t_{2s} : temperatura de salida del fluido secundario (°C).

En instalaciones de calefacción el fluido primario es agua caliente o vapor, y el secundario es aire. Por el contrario en instalaciones de refrigeración, el fluido primario es el aire y el secundario el refrigerante.

CAUDAL DE AGUA EN CIRCULACIÓN (Ca)

Se aplica la ecuación ya vista anteriormente:

$$Ca = \frac{QT}{\Delta t}$$

en la que:

- Ca: caudal de agua (fría o caliente) (l/h);
 - QT: cantidad total de calor (kcal/h);
 - Δt : salto térmico entre la entrada y salida del agua (°C).
- Para agua caliente se adopta en general 10 °C, mientras que para agua fría se fija en 5,5 °C.

VELOCIDAD DEL AGUA POR LOS TUBOS (Va)

Se puede establecer la velocidad de agua Va en m/seg a través de los tubos de la batería en función de la ecuación:

$$Va = \frac{Ca}{S \cdot 3.600}$$

donde:

- Va: velocidad del agua (m/seg);
- Ca: caudal de agua (m³/h);
- S: área transversal de los tubos de la batería (m²).

Para determinar el área transversal de los tubos, debe tenerse en cuenta el tipo de construcción de la batería en cuanto a tubos y colectores.

Si la conexión se ejecuta a *circuito pleno* o sea que el agua pasa en la batería de un colector a otro en sentido opuesto, y se utiliza un diámetro interior normal de 5/8" (aproximadamente 14,65 mm), se puede establecer que:

$$S \cdot 3.600 = n^{\circ} \text{ tubos} \times \frac{\pi d^2}{4} \times 3.600 \cong \frac{1}{1,65} n^{\circ} \text{ tubos}$$

De modo que la ecuación anterior queda:

$$Va = \frac{1,65 Ca}{n^{\circ} \text{ tubos}}$$

VELOCIDAD DEL AIRE (V)

La velocidad del aire que se adopta en general es 200 m/min para calefacción. Para aire frío suele fijarse en 150 m/min, velocidad algo menor para permitir en este caso una adecuada deshumidificación.

Ejemplo de cálculo de una batería de calefacción para agua caliente

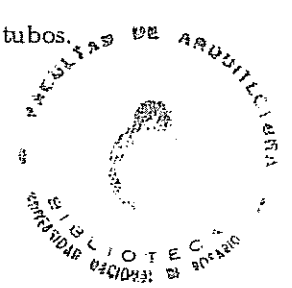
Supóngase diseñar una batería de calefacción de las características indicadas en la figura 7-XI, que debe suministrar calor para calentar 150 m³/min de aire.

El aire se calentará de 15 °C a 40 °C. Siendo 15 °C la temperatura de la mezcla del aire de retorno con el de la toma de aire exterior y 40 °C la temperatura del aire que se suministrará a los locales acondicionados.

Como fluido de calefacción se empleará agua caliente de 90 °C como temperatura de entrada y 80 °C como temperatura de retorno ($\Delta t = 10$ °C).

De esa manera se tienen los siguientes datos:

- Caudal de aire en circulación C = 150 m³/min;
- Temperatura del aire de salida del serpentín (punto de impulsión) $t_{2s} = 40$ °C;
- Temperatura del aire de entrada al serpentín (punto de mezcla del aire de retorno y nuevo) $t_{2e} = 15$ °C;
- Temperatura del agua de entrada al serpentín $t_{1e} = 90$ °C;
- Temperatura del agua de salida del serpentín (por supuesto debe ser mayor que la temperatura del aire de salida de impulsión) $t_{1s} = 80$ °C;
- Velocidad del aire a través de la batería V = 200 m/min.



Cálculo**1) Capacidad de calor de la batería (QT)**

La cantidad de calor total a suministrar por la batería es totalmente sensible, de modo que con la ecuación ya vista:

$$QT = QST = 17 \text{ C} \cdot (t_{2s} - t_{2e}) = 17 \times 150 \times (40 - 15) = 63.750 \text{ kcal/h.}$$

2) Dimensiones de la batería

$$A = \frac{C}{V} = \frac{150}{200} = 0,75 \text{ m}^2.$$

De acuerdo a la tabla de área frontal (cuadro 2-XI), puede adoptarse una batería de 15 tubos, de 1,35 m de largo, cuya área frontal es justamente: $A = 0,75 \text{ m}^2$.

3) Caudal de agua que circula por la batería (Ca)

$$Ca = \frac{QT}{t_{1e} - t_{1s}} = \frac{63.750}{90 - 80} = 6.375 \text{ l/h} = 6,375 \text{ m}^3/\text{h.}$$

4) Velocidad del agua por los tubos (Va)

$$Va = \frac{1,65 Ca}{n^{\circ} \text{ tubos}} = \frac{1,65 \times 6,375}{15} = 0,70 \text{ m/seg.}$$

5) Determinación del coeficiente K de transmisión de calor

En estos como $QST = QT$, o sea que la batería no suministra calor latente, el factor de calor sensible de la batería (FCS) siempre es igual a 1.

Con ese valor: $Va = 0,70 \text{ m/seg}$ y $V = 200 \text{ m/min}$, en el gráfico de la figura 8-XI, se determina el coeficiente K que vale:

$$K = 900 \text{ kcal/hm}^2 \text{ hilera.}$$

6) Cálculo de la temperatura media eficaz (Δtm)

El fluido primario es el agua y el secundario el aire, o sea:

$$\Delta tm = \frac{t_{1e} + t_{1s}}{2} - \frac{t_{2e} + t_{2s}}{2};$$

$$\Delta tm = \frac{90 + 80}{2} - \frac{15 + 40}{2} = 57,5 \text{ }^{\circ}\text{C.}$$

7) Cálculo del número de hileras

$$H = \frac{QT}{K \cdot \Delta tm \cdot A} = \frac{63.750}{900 \times 57,5 \times 0,75} = 1,64 \text{ hileras.}$$

De acuerdo a ello se adopta una batería de 2 hileras, 15 tubos, de 1,35 m de largo.

Ejemplo de cálculo de una batería de refrigeración por agua fría

Se supone calcular una batería de refrigeración de las características indicadas en la figura 7-XI, para el ejemplo de cálculo de las cargas de verano efectuado en el capítulo III.

Los datos obtenidos son:

- Caudal de aire de circulación $C = 60 \text{ m}^3/\text{min};$
- Calor total de ganancia $QT = 14.308 \text{ kcal/h};$
- Calor sensible total de ganancia (sensible interior más aire seco exterior, $Q_{si} + Q_{se} = 9.802 + 2.040$) $QST = 11.842 \text{ kcal/h};$
- Temperatura de salida del aire del serpentín (punto de impulsión TI) $t_{1s} = 15,4 \text{ }^{\circ}\text{C},$
- Temperatura de entrada del aire al serpentín (punto de mezcla M) $t_{1e} = 27 \text{ }^{\circ}\text{C};$
- Punto de rocío del serpentín (fig. 8-III) $PRS = 12,5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$

Se fijan los siguientes parámetros:

- Temperatura del agua de entrada al serpentín $t_{2e} = 7 \text{ }^{\circ}\text{C},$
- Temperatura del agua de salida del serpentín (considerando un salto térmico de $5,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$) $t_{2s} = 12,5 \text{ }^{\circ}\text{C};$
- Velocidad del agua sea menor o igual que el punto de rocío del serpentín. En este caso se cumple, dado que $PRS = t_{2s}$
- Velocidad del aire a través de la batería $V = 150 \text{ m/min.}$

Cálculo**1) Dimensiones de la batería**

$$A = \frac{C}{V} = \frac{60 \text{ m}^3/\text{min}}{150 \text{ m/min}} = 0,4 \text{ m}^2.$$

De acuerdo a la tabla de área frontal (cuadro 2-XI), puede adoptarse una batería de 12 tubos de 0,90 m de largo, cuya área frontal es de $A = 0,41 \text{ m}^2$.

2) Caudal de agua que circula por la batería (Ca)

$$Ca = \frac{QT}{t_{2s} - t_{2e}} = \frac{14.308 \text{ kcal/h}}{5,5 \text{ °C}} \cong 2.600 \text{ l/h} = 2,6 \text{ m}^3/\text{h}.$$

3) Velocidad del agua por los tubos (Va)

$$Va = \frac{1,65 \times Ca}{\text{n}^\circ \text{ tubos}} = \frac{1,65 \times 2,6}{12} = 0,36 \text{ m/seg.}$$

4) Determinación del coeficiente K de transmisión de calor

El factor de calor sensible de la batería vale:

$$FCS = \frac{QST}{QT} = \frac{11.842}{14.308} = 0,83.$$

Con ese valor: Va = 0,36 m/seg y V = 150 m/min, en el gráfico de la figura 8-XI, se determina que el coeficiente K vale:

$$K = 800 \text{ kcal/h m}^2 \text{ hilera.}$$

5) Cálculo de la temperatura media eficaz (Δtm)

El fluido primario es el aire y el secundario el agua, o sea:

$$\Delta tm = \frac{t_{1e} + t_{1s}}{2} - \frac{t_{2e} + t_{2s}}{2};$$

$$\Delta tm = \frac{27 + 15,4}{2} - \frac{7 + 12,5}{2} \cong 11,5 \text{ °C.}$$

6) Cálculo del número de hileras

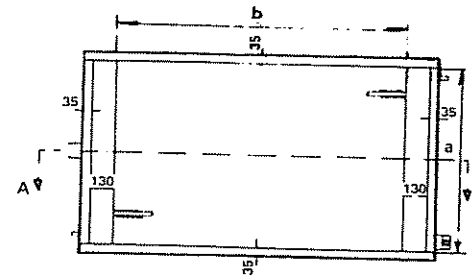
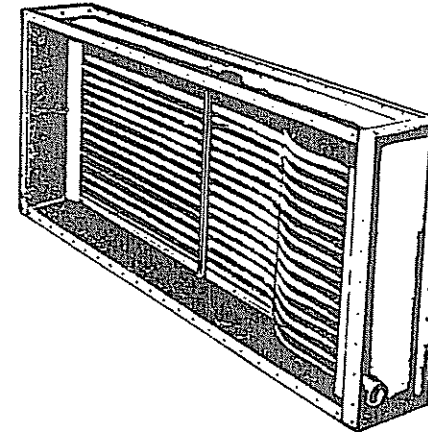
$$H = \frac{QT}{K \cdot \Delta tm \cdot A} = \frac{14.308}{800 \times 11,5 \times 0,41} = 3,8 \text{ hileras.}$$

De acuerdo a ello se adopta una batería de 4 hileras, 12 tubos, de 0,90 m de largo.

Ejemplo de cálculo de una batería de calefacción por vapor a baja presión

Supóngase calcular el mismo ejemplo anterior de calefacción pero utilizando vapor a baja presión en lugar de agua caliente.

DIMENSIONES DE SERPENTINES "TIPO AEROFIN" PARA VAPOR



Nº de hileras	C mm
1	160
2	192
3	226
4	320
5	418
6	452



CORTE A-A

FIG. 9-XI.

La característica de la batería es similar a la anterior en cuanto a tubo y aletas, con la configuración indicada en la figura 9-XI (tipo "Aerofin" flexitubo).

Los datos de cálculo son:

- Se emplea vapor a baja presión, a 2.000 mmca o sea 0,2 kg/cm². De acuerdo a la tabla de propiedades del vapor incluida en el cuadro 5-VII corresponde una temperatura de vapor de 104,2 °C.
 - Temperatura de entrada del aire al serpentín
 - Temperatura de salida del aire del serpentín
 - Caudal de aire de circulación
 - Velocidad del aire a través de la batería
- $t_{2e} = 15 \text{ °C,}$
 $t_{2s} = 40 \text{ °C;}$
 $C = 150 \text{ m}^3/\text{min;}$
 $V = 200 \text{ m/min.}$

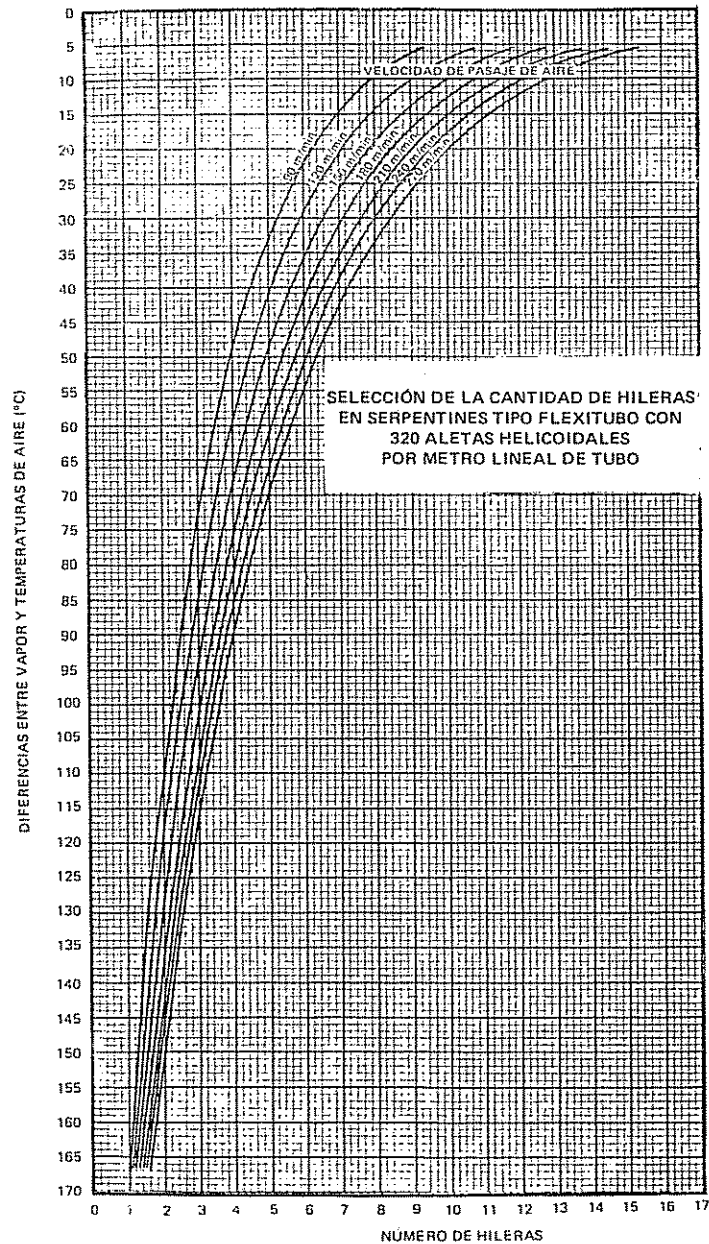


FIG. 10-XI.

Cálculo

1) Dimensiones de la batería

$$A = \frac{C}{V} = \frac{150}{200} = 0,75 \text{ m}^2$$

Las dimensiones son similares a la de agua caliente. De acuerdo al área frontal (cuadro 2-XI), se adopta una batería de 15 tubos, de 1,35 m de largo, cuya área frontal es de 0,75 m².

2) Cálculo del número de hileras

Para la selección del número de hileras del serpentín se emplea un gráfico práctico que se incluye como figura 10-XI, que permite en forma sencilla determinar el número de hileras en función de las diferencias máximas y mínimas de temperaturas (Δ y δ).

De esa manera:

— temperatura del vapor = 104,2 °C	— temperatura del vapor = 104,2 °C
— temperatura del aire de entrada (t _{2e}) = 15 °C	— temperatura del aire de salida (t _{2s}) = 40 °C
Δ : diferencia máxima de temperatura = 89,2 °C	δ : diferencia mínima de temperatura = 64,2 °C.

Con estos valores y la velocidad de pasaje del aire V = 200 m/min se establece en el gráfico de la figura 10-XI:

- con 89,2 °C y 200 m/min: N° de hileras = 3,7;
- con 64,2 °C y 200 m/min: N° de hileras = 4,7.

De modo que restando 4,7 - 3,7 = 1 hilera.

Por ello la batería tiene las mismas dimensiones que la de agua caliente *pero utilizando 1 hilera* en vez de dos, como en el caso anterior.

Sistema de producción de agua caliente mediante energía solar

La intensidad de radiación solar que incide sobre la atmósfera es prácticamente constante durante todo el año; recibe el nombre de *constante solar*, siendo su valor:

$$I = 1,353 \text{ kW/m}^2,$$

para la distancia media entre el Sol y la Tierra. En la superficie de la Tierra, la radiación disminuye debido a que es disipada, en parte, por la atmósfera que la rodea.

Por ejemplo, con cielo despejado y, aproximadamente 40° de latitud, la radiación solar disminuye a:

$$I = 1 \text{ kW/m}^2$$

En efecto, parte de la radiación es reflejada por la atmósfera al espacio, el resto es recibido por la superficie de la Tierra como radiación directa, más una cierta radiación difusa.

Esta radiación difusa se produce al chocar con las moléculas de oxígeno y nitrógeno del aire, el vapor de agua que éste contiene, así como partículas de polvo, etc.

Por este motivo, la altura del Sol sobre el horizonte es un factor muy importante, ya que cuanto más bajo esté, mayor será la capa atmosférica que deberán atravesar sus rayos y, por ende, menor es la energía que llegará a la superficie de la Tierra.

Por lo tanto, el valor de la radiación solar será variable, según la orientación, época del año y hora del día.

Se desprende, entonces, que la máxima energía solar se producirá cuando el Sol esté en la posición más elevada, y sus rayos incidan sobre la superficie terrestre perpendicularmente.

CUADRO 3-XI. INTENSIDAD DE CALOR SOLAR SOBRE LA SUPERFICIE HORIZONTAL (Ih: kcal/día m²).

Invierno, mes de junio; verano, mes de diciembre,
para varias localidades de Argentina.
(Datos A.A.D.E.S. y Servicio Meteorológico Nacional).

Lugar	Latitud Sur (°)	Junio		Diciembre	
		kcal/m ² día	temp. media °C	kcal/m ² día	temp. media °C
La Quiaca	22	3.830	4,1	6.640	12,6
Salta	25	2.570	11,3	5.100	21,7
Posadas	27	2.190	16,3	5.440	25,4
Tucumán	27	2.260	12,4	5.040	25,2
Resistencia	27	2.300	16,1	5.400	26,6
Corrientes	27,5	2.300	16,1	5.400	26,6
S. del Estero	28	2.800	13,6	6.800	27,5
Catamarca	28,5	2.840	11,6	6.890	27,7
La Rioja	29,5	2.830	11,8	6.880	26,4
San Juan	31,5	2.630	8,3	6.900	25,4
Córdoba	31,5	2.410	11	5.700	24
Santa Fe	32	1.930	12,2	5.760	23,8
Mendoza	33	2.210	8,9	6.820	23,2
San Luis	33	2.430	9,3	6.800	23,6
Rosario	33	1.810	10,7	5.750	22,7
Buenos Aires	35	1.730	11	6.010	22,3
Santa Rosa	36,5	1.650	8,1	6.480	23,5
Azul	36,5	1.600	7,8	5.390	19,9
Mar del Plata	38	1.620	9,2	5.600	17,7
Bahía Blanca	38,5	1.580	8,4	6.200	19,6
Viedma	41	1.680	8,1	6.920	20,2

En el cuadro 3-XI, se indican los valores de intensidad de calor sobre una superficie horizontal (Ih: kcal/m² día), así como las temperaturas exteriores medias, para los meses de junio y diciembre.

Se observa en la tabla que no siempre localidades ubicadas en la misma latitud reciben idéntica intensidad de radiación, pues ello depende de las particularidades climáticas de cada zona, altitud, etc.

Para su aplicación se emplea un colector que capta la energía solar y calienta el agua, que es acumulada en un tanque de almacenamiento aislado, desde donde se la distribuye (fig. 11-XI).

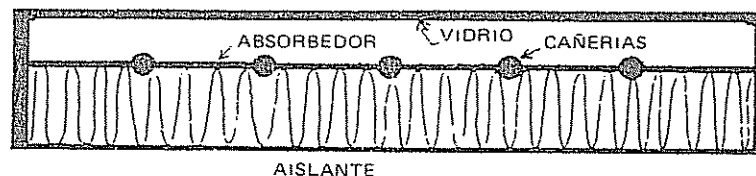


FIG. 11-XI.

La función de la cubierta transparente del colector solar es permitir el paso de los rayos solares que inciden en la placa del colector y al mismo tiempo producir el llamado *efecto invernadero*. El vidrio, así como otros sólidos transparentes a la luz visible, no lo son a longitudes de ondas cortas, como en el caso de la radiación ultravioleta o a longitudes de ondas altas, como el caso de la radiación infrarroja.

Se observa en el diagrama de la figura 12-XI que en las regiones de longitud de ondas indicadas, el vidrio *absorbe* energía, siendo solamente en una región intermedia en la que el material es transparente.

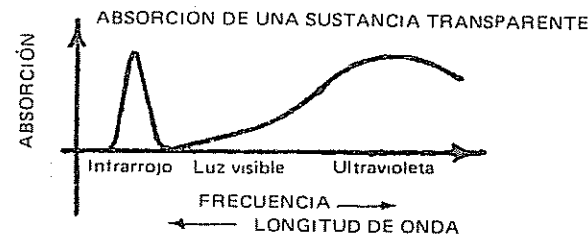


FIG. 12-XI.

Por tal motivo y tal cual se señaló en el capítulo III, el vidrio tiene la propiedad de ser transparente a las fuentes de alta temperatura, como la luz visible proveniente del sol y de *absorber*, casi completamente, la radiación de las fuentes de baja temperatura, como la radiación infrarroja.

El procedimiento de captación, entonces, es el siguiente:

Los rayos de sol que pasan a través de la cubierta transparente, son absorbidos por la lámina o placa negra que se encuentra en el fondo del colector.

Al elevarse la temperatura de la placa, esta transmite su calor, por contacto directo, a los tubos conductores del agua, los que a su vez calentarán el agua que contienen. Pero no todo el calor es absorbido, dado que la placa o lámina emite a su vez calor por radiación al calentarse, en la banda infrarroja.

Sin embargo, de acuerdo con lo indicado anteriormente, la cubierta de vidrio no es transparente a este tipo de radiaciones, evitando que el calor atrapado vuelva a escapar rápidamente por ese medio a la atmósfera.

Orientación del colector solar

Para obtener el mejor rendimiento del colector, es necesario que tenga una orientación, de acuerdo a la trayectoria que sigue el sol durante el día.

La *orientación* óptima del colector es que su superficie de captación esté dirigida *hacia el norte*, dado que permite aprovechar el mayor número de horas de sol, independientemente de la estación del año y de la latitud de emplazamiento.

En aquellos casos en que dicha orientación no sea posible por condiciones constructivas, como obstrucciones, sombras, etc., deberá orientarse tratando de asegurar el mayor número de horas de sol. Debe buscarse de no desviarse de la orientación norte en más de 20° .

La *inclinación* óptima del colector será aquella que asegure la mayor captación de energía, por lo que dependerá de la *latitud* del lugar y del período de mayor utilización durante el año.

El cálculo exacto es muy laborioso, por lo que se recurre a establecer la inclinación en función de reglas prácticas, que permiten determinar la misma con suficiente aproximación.

- Para el período de verano, el ángulo de inclinación del colector debe ser igual a la *latitud del lugar menos 20°* .
- Para el período de invierno, el ángulo de inclinación del colector debe ser igual a la *latitud del lugar más 10°* (fig. 13-XI).
- La captación óptima *para todo el año* se produce con una inclinación del colector igual a *$0,9$ por la latitud del lugar*.

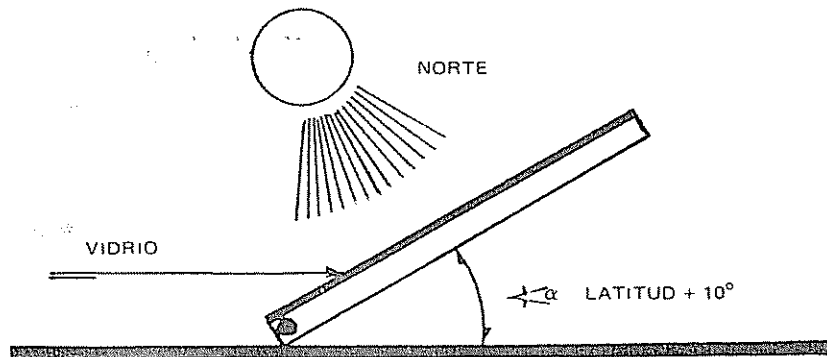


FIG. 13-XI.

Por ejemplo, para Buenos Aires con 35° de latitud sur, corresponderían las siguientes inclinaciones:

- verano: $35 - 20 = 15^\circ$;
- invierno: $35 + 10 = 45^\circ$;
- todo el año: $0,9 \times 35 = 31,5^\circ$

Como el montaje de los paneles es fijo, *para los casos de instalaciones de provisión de agua caliente, se adoptan las inclinaciones correspondientes al período de invierno*, que permite diseñar la instalación en la época más desfavorable, o sea la de menor captación solar.

Por supuesto, también se adoptan las inclinaciones de invierno en los casos de instalaciones de calefacción solar.

Dimensionamiento de una instalación solar para calentamiento de agua domiciliar

Supóngase dimensionar el equipo de provisión de agua caliente solar de acuerdo a la figura 14-XI.

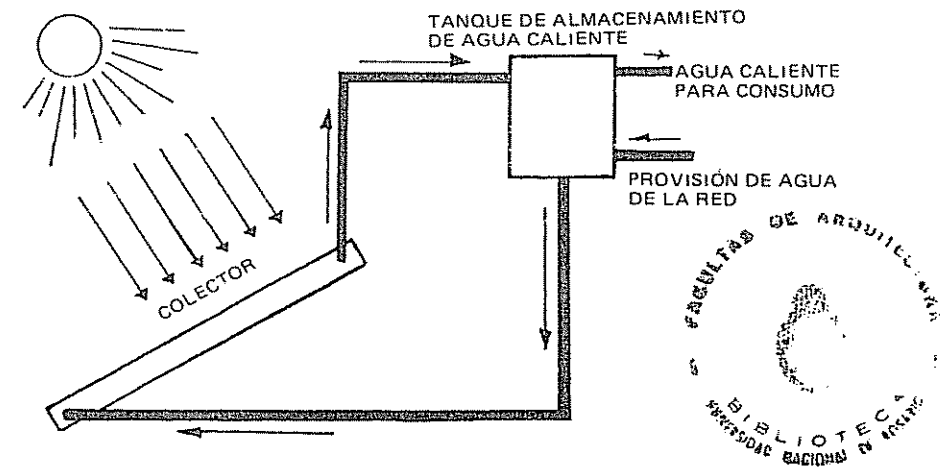


FIG. 14-XI.

Se supone que el tanque se ubica sobre el colector y la circulación del agua se produce por termosifón debido a la diferencia de peso entre el agua fría, más pesada, que penetra en el colector y el agua caliente, más liviana, que sale del colector.

a) Cálculo de la superficie de los colectores solares

La superficie de los colectores solares estará en función de la cantidad de calor diaria a suministrar para el calentamiento del agua de consumo.

Se parte de la ecuación:

$$Q_d = I_t S \cdot \eta \text{ (kcal/día),}$$

siendo:

- Q_d: cantidad de calor diario por suministrar (kcal/día);
- S: superficie de los colectores solares (m²);
- η: rendimiento o eficiencia de los colectores (varía de 0,2 a 0,6, según los datos de fabricantes en virtud de características de funcionamiento) (%);
- I_t: cantidad de calor solar que captan los colectores (m²) en total por día (kcal/m² día) sobre la superficie inclinada.

Despejando de la ecuación anterior, la superficie de los colectores solares vale:

$$S = \frac{Q_d}{I_t \cdot \eta} \text{ (m}^2\text{).}$$

La cantidad de calor de consumo diario Q_d, puede determinarse mediante la fórmula vista anteriormente, que relaciona la cantidad de calor con el caudal transportado.

$$Q_d = C_d (t_s - t_e),$$

donde, en este caso:

- Q_d: cantidad de calor diario a suministrar (kcal/día);
- C_d: caudal diario de agua a calentar (l/día);
- t_s: temperatura de salida del agua del tanque (°C);
- t_e: temperatura de entrada del agua de la red al tanque (°C).

De esa manera, la ecuación que representa la superficie del colector quedaría:

$$S = \frac{C_d (t_s - t_e)}{I_t \eta} \text{ (m}^2\text{).}$$

Referente al caudal diario C_d, se había mencionado cuando se trató el tema de diseño de tanques intermediarios, que puede estimarse como consumo normal de agua caliente 50 l/día por persona, valor que ha dado buenos resultados en la práctica.

La temperatura t_s, es la temperatura de acumulación del tanque, se la había fijado en tanques intermediarios en 60 °C.

En estos casos, teniendo en cuenta la capacidad de elevación de temperatura del colector, es conveniente reducirla a 50 °C que es una temperatura de acumulación aceptable, dado que el consumo se efectúa aproximadamente en 40 °C o menos, mediante la mezcla con agua fría.

La temperatura de entrada de agua a la red al tanque, t_e, puede estimarse de 10 a 15 °C como valor normal.

Con respecto al valor de I_t, surge de la radiación proyectada por el sol por metro cuadrado, sobre la superficie inclinada del colector, en función de las horas de asoleamiento y la latitud correspondiente.

El cuadro 3-XI indica, para las distintas localidades del país, los valores de la intensidad solar diaria sobre la superficie horizontal (I_h: kcal/día m²), para el mes de junio, en la época de invierno.

Sin embargo, como se había mencionado, los colectores se colocan con cierto ángulo de inclinación, por lo que entonces es necesario emplear un método de cálculo, para obtener los valores de radiación sobre las distintas superficies inclinadas.

Toda vez que no se cuenta con los datos necesarios, y a fin de lograr con suficiente aproximación los valores en forma sencilla, en virtud de que los colectores se orientan hacia el norte con un ángulo igual a la latitud del lugar más 10°, según se señaló en la figura 13-XI, puede estimarse un coeficiente de corrección "c" a aplicar a la intensidad solar sobre la superficie horizontal, dado por el gráfico de la figura 15-XI, que ha sido confeccionado para un colector inclinado a 45°, en la ciudad de Buenos Aires, a 35° de latitud sur.

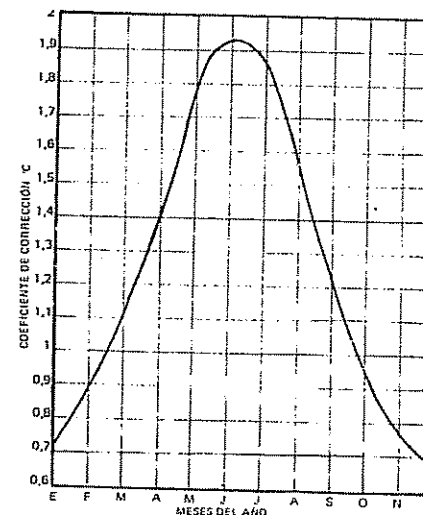


FIG. 15-XI. Coeficiente de corrección "c" a aplicar a la intensidad de radiación horizontal I_h (kcal/día m²) para los distintos meses del año. (Colector inclinado latitud del lugar + 10°).

De esta manera, entonces, la intensidad total I_t , sobre el plano del colector valdrá:

$$I_t = c I_h \text{ (kcal/día m}^2\text{)}.$$

Se observa en el gráfico de la figura 15-XI, que el coeficiente de corrección es máximo para el mes de junio, disminuyendo considerablemente en los meses de verano, por lo que la inclinación proporcionada al colector permite captar más intensidad solar en los meses más desfavorables de la época de invierno.

Por otra parte, el rendimiento η del colector surge del gráfico del tipo de la figura 16-XI, confeccionado sobre la base de análisis experimentales realizados sobre los mismos.

CURVA DE RENDIMIENTO DE COLECTORES PLANOS
VIDRIO SIMPLE - SUPERFICIE SELECTIVA

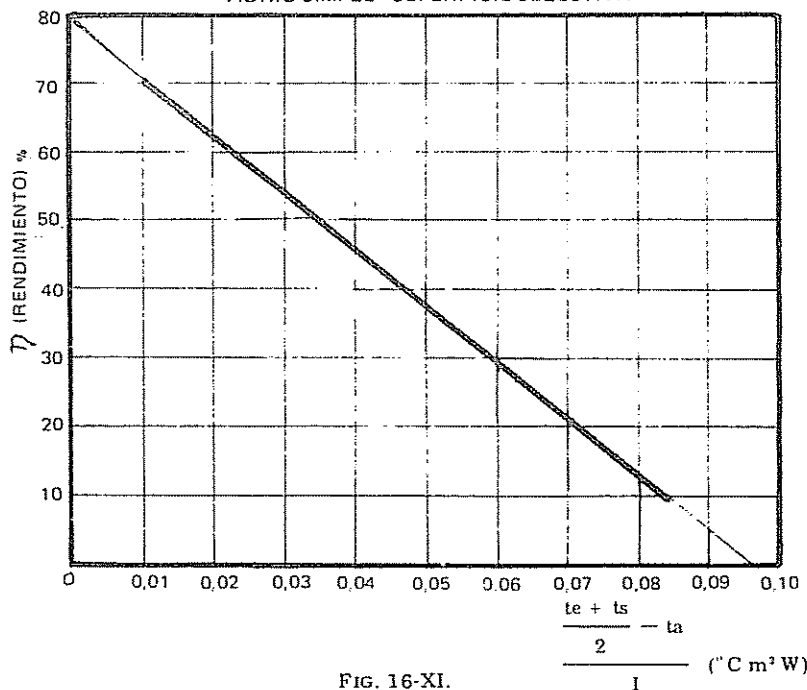


FIG. 16-XI.

El rendimiento η se establece en el gráfico en función de la relación:

$$\frac{\frac{(t_e + t_s)}{2} - t_a}{I} \text{ (}^{\circ}\text{C m}^2/\text{W}\text{)},$$

donde:

- t_e : temperatura de entrada del agua en el colector ($^{\circ}\text{C}$);
- t_s : temperatura de salida del agua del colector ($^{\circ}\text{C}$);
- t_a : temperatura del aire exterior en el momento de captación de la energía solar ($^{\circ}\text{C}$);
- I : intensidad de radiación solar promedio sobre el área del colector (Watts/m^2).

El valor de t_a se lo estima en función de la temperatura media del aire en el mes de junio en la localidad, datos que surgen de la tabla del cuadro 3-XI.

El valor de I o intensidad solar promedio sobre el área de colección, surge de estimar distribuida la intensidad total diaria I_t , en las horas de insolación, que para el mes de junio se estima en 8. Además para llevar los valores a Watts debe considerarse que 1 Watt = 0,86 kcal/h, por efecto Joule (capítulo I).

Así, entonces:

$$I = \frac{I_t}{n \cdot 0,86} \text{ (Watts/m}^2\text{)},$$

donde:

- n : número de horas de insolación diaria (h/día);
- 0,86: por efecto Joule (kcal/h Watts).

Con respecto a las temperaturas t_e y t_s , se refieren a la temperatura de entrada y salida del agua del colector solar, suponiéndose igual a la temperatura de entrada y salida del tanque de almacenamiento, sin considerar la mezcla producida en el mismo.

b) Cálculo del tanque de almacenamiento de agua caliente

Este tanque debe posibilitar la acumulación de cierta cantidad de agua caliente de reserva, para regular el consumo en caso de dificultades en la captación solar.

De todas formas, suele complementarse para casos eventuales, mediante fuentes de calor auxiliares, ya sea resistencias eléctricas o quemadores a gas.

En la práctica, para determinar el volumen del tanque de almacenamiento, se considera el consumo diario por las personas más un 50 %.

Así, se puede poner:

$$V = a \cdot Cd. (l),$$

donde:

- V : volumen del tanque de acumulación (l);
- a : porcentaje de acumulación (se considera 50 %);
- Cd : caudal diario del agua necesaria para el consumo de las personas (l/día).



De esa manera, si se supone en la práctica que el consumo de agua caliente por persona, diariamente, es de 50 l y aplicando el porcentaje del 50 %, la capacidad del tanque de acumulación será de 75 l por persona.

Ejemplo de cálculo

Sea dimensionar un equipo de calentamiento solar destinado a un edificio de la ciudad de Buenos Aires, para un consumo de 4 personas, de acuerdo al esquema de la figura 14-XI.

a) Cálculo de los colectores

El área del colector se calcula con la fórmula:

$$S = \frac{Cd (ts - te)}{It \eta}$$

Se supone un consumo diario de 50 l por día por persona, de modo que

$$Cd = 4 \text{ personas} \times 50 \text{ l/día, persona} = 200 \text{ l/día.}$$

Se fija:

ts: temperatura de salida del agua caliente del tanque
te: temperatura de entrada del agua fría de la red

ts: 50 °C,
te: 10 °C.

El valor de It o intensidad de radiación diaria sobre el plano inclinado del colector surge de la ecuación:

$$It = c I_h,$$

donde:

I_h: 1.730 kcal/día m² (cuadro 3-XI) para el mes de junio en Buenos Aires;
c: 1,93 para el mes de junio (fig. 15-XI), debiéndose colocar el colector mirando hacia el norte, con una inclinación de 45°, dado que Buenos Aires se encuentra a 35° de latitud sur.

O sea:

$$It = 1,93 \times 1.730 \cong 3.400 \text{ kcal/día m}^2.$$

Para determinar el rendimiento del colector debe calcularse la relación:

$$\frac{\frac{te + ts}{2} - ta}{I}$$

El valor de I es la intensidad promedio en las horas de insolación Watts/m². Así, estimando en junio 8 horas de insolación:

$$I = \frac{It}{n \cdot 0,86} = \frac{3.400}{8 \cdot 0,86} \cong 490 \text{ Watts/m}^2.$$

El valor de t_a o temperatura promedio del aire exterior se establece para el mes de junio, en Buenos Aires, en 11 °C (cuadro 3-XI). De esa manera, reemplazando en la ecuación anterior queda:

$$\frac{\frac{10 + 50}{2} - 11}{490} \cong 0,038.$$

Con dicho valor, de acuerdo al gráfico de la figura 16-XI, el rendimiento es η = 45 % aproximadamente.

Por lo tanto, el área del colector será de:

$$S = \frac{Cd (ts - te)}{It \eta} = \frac{200 (50 - 10)}{3.400 \cdot 0,45} = 5,23 \text{ m}^2.$$

Adoptando un margen de seguridad, se establece un área de colección de 6 m², lo que equivale a instalar 3 colectores planos de 2 × 1 m cada uno.

En este caso, se consideraron 4 personas, lo que lleva a que si se tratara de 1 persona, el área del colector será de 6 m²/4 pers. = 1,5 m²/persona.

O sea, en la práctica se considera 1,5 m² de colector por persona del edificio.

b) Tanque de almacenamiento

Considerando 75 l por persona, el tanque de almacenamiento será de 75 × 4 = 300 l.

Barrera de vapor

Supóngase la figura 17-XI en la que se muestra un tabique que separa el interior del exterior del local, considerando el caso típico de calefacción en invierno, en que la temperatura del aire interior es mayor que la exterior.

El vapor de agua, que contiene el aire caliente, tiene una presión mayor que el aire frío (ver capítulo II), por lo que se origina una diferencia de presión del vapor de agua del aire, del interior del local al del exterior.

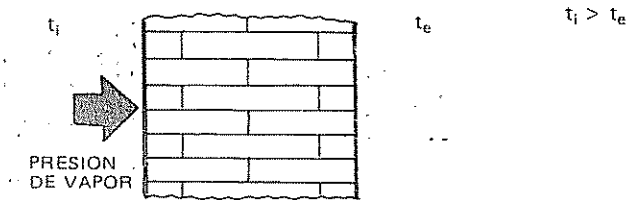


FIG. 17-XI.

De esa manera, el vapor de agua del interior del local tenderá a migrar a través del tabique, hacia el exterior del local.

Sin embargo, si dicho vapor de agua encuentra en su paso superficies frías más bajas que el punto de rocío del aire del ambiente, se había explicado que el mismo *condensa*, o sea pasa del estado de vapor al estado líquido.

Se desprende de lo indicado que dicha condensación dependerá de las *condiciones del aire del local*, de la *conductibilidad térmica* de la pared, así como de su *porosidad* para permitir que se produzca la difusión del vapor de agua a las capas más profundas y, consecuentemente, más frías.

A los puntos donde se produce la condensación se denomina *plano de condensación*.

En general, el problema de la condensación intersticial *puede ser grave en el caso que el plano de condensación caiga sobre el material aislante fibroso*, ya que el mismo, en vez de contener en sus poros aire, contendrá agua que tiene un coeficiente de conductibilidad 20 veces mayor, por lo que *pierde su poder aislante*, pudiendo incluso llegar a la putrefacción de acuerdo a la constitución de la misma.

En efecto, el coeficiente de conductibilidad λ del aire es 0,025, mientras que el del agua vale 0,50 kcal/h m °C aproximadamente.

Por ello, entonces, del *lado caliente del aislante térmico* debe aplicarse un revestimiento que impida el pasaje de vapor que se denomina *barrera de vapor*, como, por ejemplo, papel asfáltico, láminas de metal o plásticas, pinturas asfálticas, etc.

Cálculo del plano de condensación

Para el cálculo del plano de condensación en un muro, es necesario conocer el *punto de rocío* del aire interior y la *caída de temperatura* que se produce entre el aire interior y el exterior.

1) Determinación del punto de rocío

En el capítulo II se había explicado la forma de determinar el punto de rocío mediante la utilización del ábaco psicrométrico de la figura 10-II, en función de una temperatura y humedad relativa interior prefijada.

El procedimiento se describe en la figura 11-II.

2) Determinación de los valores de caída de temperatura en el muro

Para determinar dichas magnitudes, es necesario conocer los valores de temperatura interior y exterior, así como los coeficientes de resistencia superficial interior y exterior R_{si} y R_{se} y los de conductibilidad térmica λ de los materiales que constituyen el muro.

Los coeficientes R_{si} y R_{se} figuran en los cuadros 4 a 6-I y los coeficientes λ en el cuadro 7-I, del capítulo I.

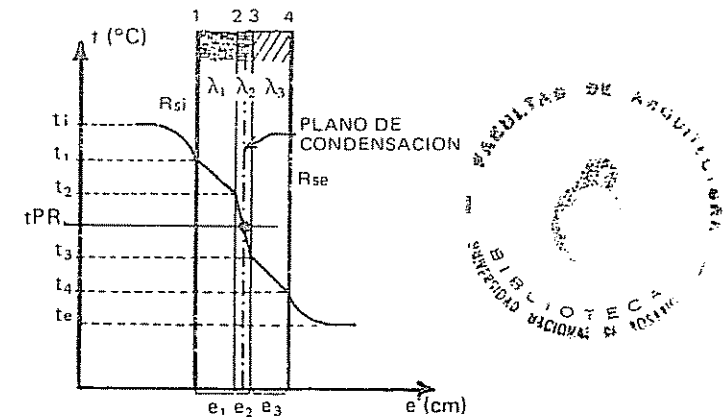


FIG. 18-XI.

Por ejemplo, si se tiene el muro compuesto de la figura 18-XI, se determina la cantidad de calor que va a trasponer el muro en régimen estacionario, mediante la ecuación ya vista:

$$Q = K A (t_i - t_e),$$

donde:

Q: cantidad de calor que pasa en régimen estacionario o sea constante a través del muro (kcal/h);

K: coeficiente de transmitancia total (kcal/h m² °C).

El coeficiente K se calcula con la fórmula:

$$\frac{1}{K} = R_{si} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3} + R_{se},$$

siendo:

R_{si} , R_{se} : coeficientes de resistencia (m² h °C/kcal);

e: espesores de las capas del muro (m);

λ_1 , coeficiente de conductibilidad térmica (kcal/h m °C).

Como Q es constante, se puede analizar la transmisión a través de cada una de las capas que constituyen el muro, considerando 1 m² de superficie, de acuerdo a la figura 18-XI, en virtud de lo explicado en el capítulo I.

Así, en el plano 1, la transmisión de calor del aire interior a la superficie de la pared por convección y radiación vale:

$$Q = \frac{1}{R_{si}} (t_i - t_1) \therefore t_1 = t_i - R_{si} Q.$$

La transmisión de calor del plano 1 a 2 por conducción vale:

$$Q = \frac{\lambda_1}{e_1} (t_1 - t_2) \therefore t_2 = t_1 - \frac{e_1}{\lambda_1} Q.$$

La transmisión de calor del plano 2 a 3 por conducción vale:

$$Q = \frac{\lambda_2}{e_2} (t_2 - t_3) \therefore t_3 = t_2 - \frac{e_2}{\lambda_2} Q.$$

La transmisión de calor del plano 3 a 4 por conducción vale:

$$Q = \frac{\lambda_3}{e_3} (t_3 - t_4) \therefore t_4 = t_3 - \frac{e_3}{\lambda_3} Q.$$

Representando gráficamente en un sistema de ejes coordenados sobre las abscisas los espesores del muro y sobre las ordenadas los valores hallados de temperatura, según se indica en la figura 18-XI, queda fijado el plano de condensación, en la intersección de los valores representados de caídas de temperaturas, con la temperatura del punto de rocío del local (tPR).

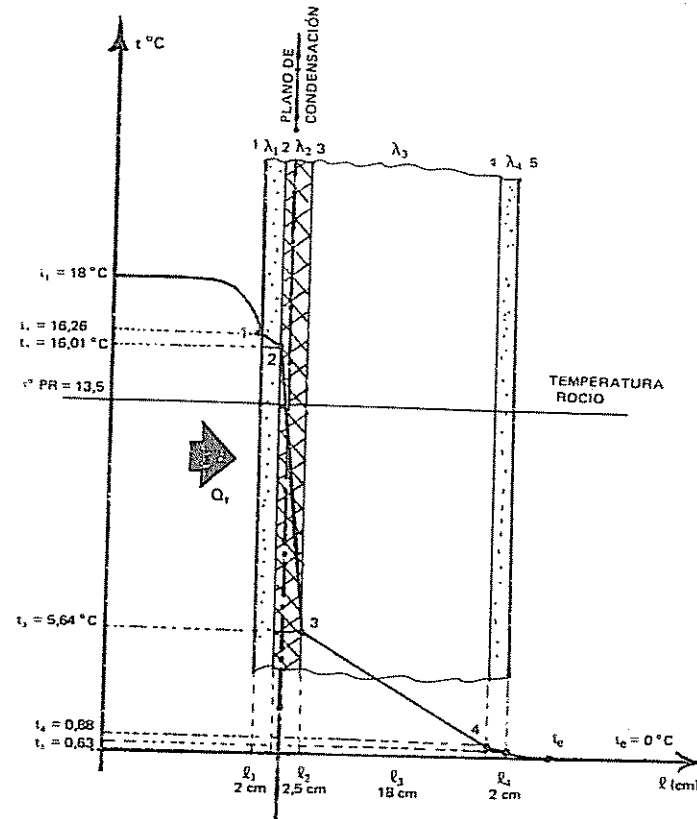


FIG. 19-XI.

La temperatura del punto de rocío del aire interior, aplicando el ábaco psicrométrico (fig. 10-II) para 18 °C y 75 % HR es de 13,5 °C.

$$\frac{1}{K} = R_{si} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3} + \frac{e_4}{\lambda_4} + R_{se} = 0,14 + \frac{0,02}{1} + \frac{0,025}{0,030} + \frac{0,18}{0,47} + \frac{0,02}{1} + 0,05 = 1,446, \therefore K = 0,691 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Considerando el área 1 m²:

$$Q = K (t_i - t_e) = 0,691 (18 - 0) = 12,44 \text{ kcal/h m}^2.$$

EJEMPLO DE MURO CON AISLACIÓN TÉRMICA

Datos (fig. 19-XI):

- temperatura aire interior: ti = 18 °C y 75 % de HR;
- temperatura aire exterior: te = 0 °C;
- coeficientes según Norma IRAM 11.601 (cuadros 4-I y 7-I);
- Rsi: resistencia superficial interna: 0,14 (h m² °C/kcal);
- Rse: resistencia superficial externa: 0,05 (h m² °C/kcal);
- λ: coeficientes de conductibilidad (kcal/h m °C);
- λ1: revoque común: 1 (kcal/h m °C);
- λ2: aislamiento térmico lana mineral: 0,030 (kcal/h m °C);
- λ3: mampostería ladrillo hueco: 0,47 (kcal/h m °C).
- λ4: revoque común: 1 (kcal/h m °C).

Partiendo de la temperatura del aire $t_i = 18^\circ\text{C}$, la temperatura de los distintos planos valen de acuerdo a las ecuaciones deducidas anteriormente:

$$\bullet t_1 = t_i - R_{si} Q = 18 - (0,14 \times 12,44) \approx 16,26^\circ\text{C},$$

$$\bullet t_2 = t_1 - \frac{e_1}{\lambda_1} Q = 16,26 - \frac{0,02}{1} \times 12,44 = 16,01^\circ\text{C},$$

$$\bullet t_3 = t_2 - \frac{e_2}{\lambda_2} Q = 16,01 - \frac{0,025}{0,03} \times 12,44 = 5,64^\circ\text{C},$$

$$\bullet t_4 = t_3 - \frac{e_3}{\lambda_3} Q = 5,64 - \frac{0,18}{0,47} \times 12,44 = 0,88^\circ\text{C},$$

$$\bullet t_5 = t_4 - \frac{e_4}{\lambda_4} Q = 0,88 - \frac{0,02}{1} \times 12,44 = 0,63^\circ\text{C}.$$

Se observa en la figura 19-XI, que el plano de condensación cae sobre la aislación térmica, por lo que es imprescindible colocar una barrera de vapor para evitar que el mismo penetre en la aislación y condense.



Bibliografía recomendada

A fin de profundizar el estudio de los distintos temas que se tratan en esta publicación, se recomienda la siguiente bibliografía de distinto origen, traducido al español.

1. BATURIN, V., *Fundamentos de ventilación industrial*, Editorial Labor, Barcelona, España, 1976.
2. BELAKHOWSKY, *Calefacción y climatización*, Editorial Paraninfo, Madrid, España, 1969.
3. CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY, *Manual de aire acondicionado*, Editorial Marcombo S.A., Barcelona, España, 1970.
4. GABRI, *Realización y entretenimiento de las instalaciones de calefacción*, Editorial del Vecchi S.A., Barcelona, España, 1972.
5. GAY, FAWCETT y MCGUINNES, *Instalaciones en los edificios*, Editorial Gustavo Gili S.A., Barcelona, España, 1964.
6. HAINES, R., *Sistemas de control para calefacción, ventilación y aire acondicionado*, Editorial Marcombo, Barcelona, España, 1974.
7. HARRIS, NORMAN, *Equipos de aire acondicionado*, Editorial Hasa, Buenos Aires, 1971.
8. KALLENBERG y SCHINK, *Calefacción y ventilación*, Editorial Gustavo Gili, Barcelona, España, 1956.
9. LAMPE, PFEIL, SCHMITTLUTZ y TOKARZ, *Instalaciones de ventilación y climatización en la planificación de obras*, Editorial Blume, Madrid, España, 1977.
10. LAORDEN, J., *Calefacción por aire caliente. Superficies de calefacción. Ventiladores. Detalles de instalaciones de calefacción y refrigeración. Cálculos de la carga de verano en un acondicionamiento de aire*. Instituto Técnico de la construcción y del cemento, España, 1958/60.
11. MISSENARD, ANDRÉ, *Curso Superior de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire*, Editorial Paraninfo, Madrid, España, 1963.
12. MISSENARD, ANDRÉ, *La calefacción y refrigeración por radiación*, Editorial Paraninfo, Madrid, España, 1963.
13. NARVAJAS, PABLO, *Diseño y cálculo de paneles solares para la obtención de agua caliente*. Colegio Oficial de Arquitectos, Madrid, España, 1980.
14. PIZZETTI, CARLO, *Acondicionamiento de aire y refrigeración*, Editorial Inter ciencia, Madrid, España, 1971.
15. RAICH, *Acondicionamiento de aire*, Editorial Bosch, Barcelona, España.
16. RIETSCHHELL-RAISS, *Tratado de calefacción y acondicionamiento de aire*, Editorial Labor, Barcelona, España, 1965.
17. RUMOR y STROHMENGER, *Calefacción, ventilación, acondicionamiento, instalaciones sanitarias*, Editorial Científicomédica, Barcelona, España, 1972.
18. SHOEMAKER, R., *Calefacción radiante*, Editorial Hasa, Buenos Aires, 1964.
19. VIVES ESCUDER, *Instalaciones de acondicionamiento de aire*, Editorial Reverté S.A., Barcelona, España, 1955.

PUBLICACIONES DEL AUTOR

- *Instalaciones de aire acondicionado y calefacción*, Editorial Alsina (1986).
- *Instalaciones eléctricas en edificios*, Editorial Cesarini (1985).
- *Revista CLIMA de la Cámara Argentina de Calefacción y Aire Acondicionado: Curso de Instalaciones de Calefacción*, N° 6 a 12 (1978 a 1979).
- *Instalaciones de calefacción por circulación natural*, N° 21 (1981).
- *Instalaciones de calefacción por energía solar*, N° 35 (1982).
- *Calefacción por losas radiantes*, N° 43 a 45 (1983).
- *Regulación automática de instalaciones de calefacción*, N° 50 (1984).
- *Normas de mantenimiento de instalaciones de aire acondicionado*, N° 70 a 72 (1986).
- Centro de Información y Documentación de ENTel:
Principios consideraciones generales sobre mejoramiento ambiental en edificios telefónicos (1970).
- Apuntes:
Curso superior de calefacción. Centro Argentino de Ingenieros (1978/87).
- *Instalaciones de aire acondicionado*. Facultad de Avellaneda (UTN) (1982).

ÍNDICE DE CUADROS Y GRÁFICOS

CUADROS

1-I.	Calores específicos de sustancias	3
2-I.	Longitudes de onda (λ)	16
3-I.	Transmitancia térmica de muros y techos (K)	23
4-I.	Resistencia térmica superficial de muros y techos (Rs)	24
5-I.	Resistencia térmica de cámara de aire (Rc)	24
6-I.	Resistencia térmica de espacios de aire en edificio (Rc)	25
7-I.	Conductibilidades térmicas de materiales de construcción	25
1-II.	Presión y humedad específica de saturación para diversas temperaturas a presión atmosférica normal	33
2-II.	Depresión del bulbo húmedo	38
3-II.	Calor latente de vaporización del agua	41
1-III.	Condiciones de diseño exterior para distintas localidades	68
2-III.	Suplemento (Zd) por interrupción del servicio	72
3-III.	Renovaciones de aire por infiltración	74
4-III.	Planilla de cálculo del balance térmico	75
5-III.	Correcciones de temperaturas exteriores y humedades relativas para el cálculo de las cargas de acondicionamiento en las horas del día	78
6-III.	Coefficientes de efecto solar para superficies de diversa orientación (latitud sur)	80
7-III.	Diferencia equivalente de temperatura	84
8-III.	Coefficiente de corrección por protección de ventanas (c)	87
9-III.	Disipación de calor de personas según grado de actividad	88
10-III.	Disipación de diversos aparatos	89
11-III.	Porcentajes de aire exterior de ventilación con respecto al aire de circulación	90
12-III.	Requerimientos de aire nuevo mínimos por persona	91
1-IV.	Poder calorífico inferior de distintos combustibles	111
2-IV.	Capacidades y dimensiones de caldera humotubular de fondo seco	112
3-IV.	Capacidad y dimensiones de caldera integral humotubular	113
4-IV.	Capacidad y dimensiones de caldera humotubular bajo mesada "tipo cocina"	114
5-IV.	Caldera calefón. Capacidad y dimensiones	115
6-IV.	Capacidad y dimensiones de caldera celular	115
7-IV.	Capacidad y dimensiones de caldera seccional de hierro fundido	116
8-IV.	Capacidad y dimensiones de quemador automático para gas oil o diesel oil	117
9-IV.	Capacidad y dimensiones de quemadores atmosféricos gas natural	117
10-IV.	Carga térmica conductos colectivos, descarga gases combustión	120
11-IV.	Secciones conductos colectivos	120
12-IV.	Dimensiones de tanques de petróleo de chapa	124
13-IV.	Tabla de cálculo de cañería combustible (Diesel-oil o gas oil)	125
14-IV.	Dimensiones de caños de acero y cuplas (Norma IRAM 2502)	127
15-IV.	Volumen de agua para diversas temperaturas	128

16-IV.	Capacidades y dimensiones aproximadas de equipo aire caliente a gas	
1-V.	Longitud equivalente de cañerías	132
2-V.	Velocidades recomendadas de descarga de agua de bombas	153
3-V.	Planilla de predimensionamiento de cañerías (circulación forzada)	155
4-V.	Planilla de cálculo de longitudes equivalentes (circulación forzada)	160
5-V.	Planilla de cálculo de verificación de frotamiento de cañerías (circulación forzada)	163
6-V.	Variación del peso específico del agua con la temperatura a presión atmosférica normal	164
7 a 9-V.	Planillas de cálculo de predimensionamiento de cañerías circulación natural	165
10-V.	Planilla de determinación de longitudes equivalentes (circulación natural)	172
11-V.	Planilla de cálculo de verificación de cañerías (circulación natural)	174
12-V.	Rangos de cañerías nominales	175
1-VII.	Tabla de cálculo de cañerías de vapor	177
2-VII.	Tabla para el cálculo de cañerías de condensado	215
3-VII.	Tabla práctica de cálculo de cañerías de condensado	216
4-VII.	Planilla cálculo cañerías de vapor	217
5-VII.	Tablas de vapor	218
1-VIII.	Velocidad de pasaje en rejillas. Alimentación	220
2-VIII.	Tabla selección de rejillas de inyección	225
3-VIII.	Velocidad de pasaje en rejillas de retorno	227
4-VIII.	Tabla práctica de longitud equivalente de conductos	229
5/6-VIII.	Planilla de dimensionamiento de conductos	239
1-IX.	Capacidades mínimas requeridas para instalaciones de ventilación	248
2-IX.	Ventilación mínima requerida en función del número de ocupantes	253
3-IX.	Dimensiones de ventiladores centrífugos (tipo Siroco)	255
4-IX.	Rendimiento para ventiladores centrífugos tipo multipalpas (SASE)	256
5-IX.	Rendimiento para ventiladores centrífugos tipo multipalpas (DADE)	258
6-IX.	Capacidades de ventiladores axiales (flujo helicoidal)	259
1-X.	Capacidades y características promedio de acondicionadores individuales de ventana	259
2-X.	Capacidades de unidades enfriadoras de agua	275
3-X.	Tablas selección fan-coil	277
4-X.	Capacidades y dimensiones aproximadas de unidades de tratamiento de aire	278
5-X.	Capacidad y dimensiones aproximadas de torre de enfriamiento	282
6/7-X.	Coefficientes de corrección cálculo tuberías de refrigeración	283
1-XI.	Dimensiones aproximadas de tanque intermediario	292
2-XI.	Baterías de agua o vapor. Área frontal	298
3-XI.	Intensidad de calor solar sobre superficie horizontal	305
		316

GRAFICOS

Fig. 2-I.	Punto triple para el agua	
Fig. 4-I.	Diagrama de temperatura-calor para un kg de agua a presión atmosférica normal	7
Fig. 2-II.	Curva de saturación del aire	8
Fig. 10-II.	Ábaco psicrométrico	34
		44

Fig. 5-III.	Gráfico de ganancias de calor durante distintas horas del día	94
Fig. 7-III.	Planilla de estimación de la carga de refrigeración	96
Fig. 3-IV.	Coefficiente de corrección de rendimiento de radiadores	104
Fig. 9-IV.	Gráfico de cálculo de convectores	108
Fig. 19-IV.	Lineas de igual cantidad de grados-días	122
Fig. 14-V.	Coefficiente de resistencia λ en función del Número de Reynolds y la rugosidad relativa	144
Fig. 15-V.	Gráfico de cálculo de cañerías circulación forzada de agua	147
Fig. 19-V.	Curvas de capacidad de bombas para distintos modelos	157
Fig. 27-V.	Gráfico de cálculo de cañerías calefacción agua caliente por gravedad	168
Fig. 5-VI.	Gráfico de temperatura de techo admisible	184
Fig. 9-VI.	Gráfico para cálculo de coeficiente de transmisión de paneles de techo	191
Fig. 1-VII.	Gráfico de cálculo de cañerías por vapor a baja presión	213
Fig. 3-VII.	Gráfico de cálculo de cañerías para vapor a alta presión	219
Fig. 6-VIII.	Gráfico selección de difusores de inyección de aire	230
Fig. 7-VIII.	Gráfico selección de difusores cuadrados de inyección de aire	231
Fig. 8-VIII.	Gráfico selección de rejillas de retorno estampadas	232
Fig. 9-VIII.	Gráfico selección de rejillas de extracción de chapa calada	233
Fig. 10-VIII.	Gráfico de conversión de medidas de rejillas	234
Fig. 11-VIII.	Gráfico de diseño de conductos de aire acondicionado	236
Fig. 13-VIII.	Ábaco para conversión de conductos circulares en cuadrados o rectangulares	244
Fig. 5-IX.	Gráfico práctico para cálculo de conductos verticales por tiraje natural	264
Fig. 1-X.	Diagrama Presión-entalpía. Freón 12	268
Fig. 2-X.	Diagrama Presión-entalpía. Freón 22	269
Fig. 12-X.	Gráfico para cálculo de cañerías de hierro galvanizado (circuito abiertos)	284
Fig. 15-X.	Gráfico para cálculo tuberías de refrigeración. Freón 12 tubos de cobre	292
Fig. 16-X.	Gráfico de cálculo tuberías de refrigeración. Freón 22 tubos de cobre	293
Fig. 8-XI.	Coefficiente K de transferencia de calor para serpentines secos y húmedos	306
Fig. 10-XI.	Gráfico selección de cantidad de hileras en serpentines tipo flexitubo	314
Fig. 15-XI.	Coefficiente de corrección a aplicar a la intensidad de radiación solar horizontal para distintos meses del año	321
Fig. 16-XI.	Curva de rendimiento de colectores planos	322



