

Universidad Nacional Autónoma de México

FACULTAD DE QUIMICA



**FUNDAMENTOS TEORICOS Y BASES DE DISEÑO
PARA EQUIPOS DE ACONDICIONAMIENTO
DE AIRE**

**ALFREDO VELAZQUEZ AGUILAR
JOSE OSCAR LOPEZ ADAME
INGENIERO QUIMICO**

1979



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

CLAS TESIS 1979
ADO M. E.
REGHA 193
PROC _____
S _____



REGISTRO DE QUÍMICA

458

Jurado asignado
originalmente -
según el tema.

PRESIDENTE: Prof. JOSE L. GALINDO FUENTES

VOCAL: Prof. RUDI P. STIVALET CORRAL

SECRETARIO: Prof. ROBERTO ANDRADE CRUZ

1er. SUPLENTE: Prof. ANTONIO VALIENTE BARDERAS

2º. SUPLENTE: Prof. GRACIELA MARTINEZ ORTIZ

Sitio donde se desarrolló el tema: MEXICO, D. F.

Nombre completo de los sustentantes:

ALFREDO VELAZQUEZ AGUILAR

JOSE OSCAR LOPEZ ADAME

Nombre completo del asesor del tema:

RUDI-PRIMO STIVALET CORRAL

A la memoria de mi padre:

DON PEDRO LOPEZ MATA

Con profundo agradecimiento por el gran ejemplo, formación y apoyo que siempre me brindó.

A mi madre:

JOAQUINA ADAME

Con admiración, cariño y agradecimiento por su apoyo moral que siempre me ha brindado.

A mis hermanos

PERLA ELSA
JORGE PORFIRIO
HECTOR
PEDRO

Con afecto, por la comprensión y apoyo que siempre me han brindado.

A mis padres:

IMELDA AGUILAR
EDUARDO VELAZQUEZ

Con admiración, cariño y agradecimiento,
por el gran ejemplo, formación y apoyo
que siempre me han brindado.

A mis hermanos:

MIRIAM
EDUARDO
MARIA DE LOURDES
ARACELI
IMELDA

Con afecto, por la comprensión
y cariño que nos une.

Al Ingeniero

RUDI PRIMO STIVALET CORRAL

por su inmenso apoyo y fina atención.

INDICE.

RESUMEN.

I: CARACTERISTICAS DEL AIRE Y BASES PSICROMETRICAS.

1. - Generalidades.

- a). - Composición del aire.
- b). - Peso específico del aire.
- c). - Humedad molar.
- d). - Humedad absoluta.
- e). - Humedad de saturación.
- f). - Humedad relativa.
- g). - Humedad por ciento.
- h). - Volumen húmedo.
- i). - Calor húmedo.
- j). - Temperatura de bulbo seco.
- k). - Temperatura de bulbo húmedo.
- l). - Temperatura de saturación adiabática.
- m). - Temperatura de rocío.
- n). - Entalpía total.
- ñ). - Carta psicrométrica y su uso.

II: PRINCIPIOS TERMOFISIOLOGICOS E HIGIENICOS.

1. - Introducción al criterio termofisiológico.

2. - Regulación de la temperatura del cuerpo humano.
3. - Cesión de calor por el cuerpo humano:
 - a). - Sistemas de transmisión de calor.
 - b). - Cantidad de calor disipado.
 - c). - Calor húmedo cedido.
4. - El clima del local como magnitud compleja y su acción sobre las personas.
 - a). - Componentes físicos del clima del local.
 - a.1. - Temperatura del aire.
 - a.2. - Temperatura y posición geométrica de las superficies del local.
 - a.3. - Magnitudes derivadas de las temperaturas del aire t_a y de las superficies que forman el local t_l .
 - a.4. - Magnitud compleja de la temperatura del aire t_a y humedad relativa \bar{Y}_r .
 - a.5. - Magnitud compleja de la temperatura del aire t_a , humedad relativa \bar{Y}_r y velocidad del aire w .
 - a.6. - Magnitud compleja de la temperatura del aire t_a y la velocidad del - - aire w .
5. - Impurezas del aire del local.
 - a). - Impurezas pulverulentas.
 - b). - Impurezas gaseosas.
 - b.1. - Malos olores.
 - b.2. - Anhídrido carbónico.
 - b.3. - Gases y vapores industriales.

c). - Agentes patógenos.

III: BASES METEOROLOGICAS Y CLIMATICAS.

1. - Generalidades.

a). - Tiempo y clima.

2. - Temperatura del aire exterior.

a). - Curso diario de la temperatura del aire.

b). - Curso mensual de la temperatura del aire.

c). - Curso anual de la temperatura del aire.

3. - Humedad.

a). - Curso diario y anual de la humedad.

4. - Viento.

a). - Curso diario y anual de la velocidad del viento.

5. - Radiación solar.

IV: ANALISIS DEL LOCAL Y ESTIMACION DE LA CARGA TERMICA.

1. - Estudio del Local.

a). - Características del local y fuentes de carga térmica.

b). - Situación del equipo y servicios.

c). - Estimación de la carga del acondicionamiento de aire.

2. - Condiciones de proyecto.

a). - Condiciones exteriores de proyecto-verano e invierno.

- b).- Condiciones normales de proyecto-verano.
 - c).- Condiciones límites de proyecto-verano.
 - d).- Condiciones normales de proyecto-invierno.
 - e).- Condiciones interiores del proyecto para - confort-verano e invierno.
 - f).- Condiciones interiores para la industria.
3. - Almacenamiento de calor, diversidad y estratificación.
- a).- Almacenamiento de calor en las estructuras del edificio.
 - b).- Temperatura constante y períodos de funcionamiento del equipo.
 - c).- Variación de la temperatura en el espacio-acondicionado.
 - d).- Preenfriamiento para aumentar el calor almacenado.
 - e).- Diversidad de las cargas de refrigeración.
 - f).- Estratificación del calor.
4. - Ganancias por insolación de las superficies de vidrio.
- a).- Radiación solar directa y difusa.
 - b).- Vidrio ordinario.
 - c).- Diferentes tipos de cristal, con o sin persiana.
 - d).- Bloques de vidrio.
5. - Transmisión de calor y vapor de agua a través de las estructuras del edificio.
- a).- Transmisión de calor a través de las paredes exteriores.

- b). - Diferencia equivalente de temperatura para paredes y techos soleados.
 - c). - Coeficiente de transferencia global.
 - d). - Pérdidas debidas a los suelos y paredes del subsuelo.
 - e). - Condensación en estructuras del edificio.
- 6.- Infiltraciones y ventilación.

a). - Infiltraciones.

- a.1. - Infiltraciones a través de las puertas y ventanas en verano.
- a.2. - Eliminación de las infiltraciones por aportación de aire nuevo (verano).
- a.3. - Infiltración por las puertas y ventanas (invierno).
- a.4. - Infiltraciones método de rendija (verano o invierno).

b). - Renovación por aire exterior.

- b.1. - Normas de ventilación.
- b.2. - Ventilación controlada.

7.- Ganancias interiores y ganancias debidas a la instalación.

a). - Ganancias interiores de calor.

- a.1. - Ocupantes.
- a.2. - Alumbrado.
- a.3. - Aparatos o utensilios diversos.
- a.4. - Motores eléctricos.
- a.5. - Ganancias debidas a las tuberías y depósitos abiertos o cerrados.

- a. 6. - Vapor
- a. 7. - Absorción de humedad.
- a. 8. - Ganancias de calor latente a expensas del calor sensible del local.
- b). - Ganancias de calor debidas a la instalación.
 - b. 1. - Fugas en los conductos de impulsión.
 - b. 2. - Ganancias de calor debidas al ventilador de impulsión.
 - b. 3. - Coeficiente de seguridad y aumento - de las ganancias sensibles y latentes del local.

V: TRATAMIENTO DE AIRE.

- 1. - Limpiadores de aire.
 - a). - Filtros secos.
 - b). - Filtros viscosos.
 - c). - Presipitadores electrostáticos.
- 2. - Humectadores.
 - a). - Pulverizador directo de vapor.
 - b). - Enfriadores evaporativos.
 - b. 1. - Almohadillas empapadas.
 - b. 2. - Lavadores de aire.

VI: EJEMPLO

APENDICES

A. 1: PROGRAMA PARA GRADOS DIAS ANUALES.

A. 2: FORMAS DE TRANSMISION DE CALOR.

BIBLIOGRAFIA.

INTRODUCCION

Este trabajo tiene como finalidad primordial el mostrar los fundamentos teóricos y las bases de diseño para las diferentes clases de aplicaciones del acondicionamiento del aire.

Como primer paso, se muestran las características del aire y las bases psicrométricas, necesarias para todo proyecto de acondicionamiento de aire.

Como los principios termofisiológicos e higiénicos son parámetros fundamentales del acondicionamiento doméstico y en algunos casos también para el industrial, se tratan ampliamente para que dicho acondicionamiento reúna las cualidades higiénicas propias de una instalación destinada al confort humano, sin las cuales todas las resoluciones técnicas proporcionarían un servicio de calidad higiénica deficiente.

Para la fijación de las condiciones internas, en uso doméstico, rigen los principios termofisiológicos e higiénicos; en uso industrial, rigen los principios técnicos.

Para poder mantener las condiciones internas en el espacio acondicionado, es necesario conocer los principios más importantes de la meteorología, si queremos que la instalación cumpla los requisitos técnicos. Como además de cumplir con las condiciones técnicas, es necesario que el sistema sea económico y eficiente, debemos conocer los pasos necesarios para poder hacer un adecuado análisis del local y poder estimar la carga térmica, con lo cual estaremos en condiciones de seleccionar o diseñar el equipo más adecuado y económico.

RESUMEN

CAPITULO I:

En este capítulo se analizan algunas propiedades del aire, tales como su composición, impurezas y peso específico. También se analizan las relaciones de humedad, temperatura y entalpía que intervienen en el empleo de la carta psicrométrica. "La carta se utiliza en el cálculo de la carga del local necesaria para dimensionar el equipo de acondicionamiento de aire".

CAPITULO II:

Se analiza que el bienestar térmico tiene que estar garantizado -- como una de las condiciones más importantes para la comodidad y plena-capacidad de trabajo. Además el aire ambiente debe estar desprovisto de toda clase de impurezas, teniendo en cuenta que una parte del mismo pasa a los pulmones a través de las vías respiratorias. Con ello hemos -- planteado el aspecto higiénico de la calefacción y de la ventilación, ya -- que la salud es el "estado de bienestar corporal, espiritual y social, y -- no solo la ausencia de enfermedades".

El cuerpo humano en un local cede o gana calor dependiendo de la temperatura de los parámetros del local, ya sea por convección, radiación o conducción.

Para considerar termofisiológicamente la relación de intercambio de calor cuerpo humano-local se toma al primero como base de referencia.

La determinación cuidadosa de la temperatura de las superficies - de calefacción, las dimensiones y disposición de las mismas en la sala - y la distribución de temperaturas en el aire ambiente y en las paredes - del local, constituyen las principales características de calidad de un aire acondicionado. El proyecto y la realización cuidadosa de la distribución - del aire en la zona de permanencia de los ocupantes son decisivos para el bienestar térmico, ya que el aire en movimiento influye sensiblemente en el equilibrio térmico del cuerpo.

CAPITULO III:

La misión de las técnicas de acondicionamiento de aire es lograr - en locales o recipientes cerrados determinadas temperaturas y estados - del aire independientemente de las influencias externas, tales como la - - temperatura, la humedad, el viento y la radiación solar. "Los valores - extremos del clima y las necesidades del sistema determinan las dimen - siones de la instalación; las condiciones medias, el campo normal de carga en cuanto a necesidades climáticas". Es decir, que las técnicas de calefacción, ventilación y refrigeración deben de estar familiarizadas con - los principios más importantes de la meteorología, si se quiere construir instalaciones que satisfagan las conducciones higiénicas y técnicas dentro de los límites económicos.

CAPITULO IV:

Para conseguir el objetivo del acondicionamiento de aire, debe - -

instalarse un equipo acondicionador de capacidad adecuada y mantener su control durante todo el año. La capacidad del equipo se determina de acuerdo con las exigencias instantáneas de la máxima carga real o efectiva; el tipo de control a utilizar dependerá de las condiciones que deben mantenerse durante las cargas máximas y parcial. Generalmente, es imposible medir las cargas reales máxima o parcial en un espacio dado, por lo que es preciso hacer un cálculo a la estimación de dichas cargas.

Antes de hacer la estimación de la carga es necesario realizar un estudio completo que garantice la exactitud de evaluación de los componentes de carga. En este capítulo enunciamos las técnicas para llevar a cabo dicho estudio, las cuales son:

1. - Estudio del local. - Forman parte de este estudio los planos de detalles mecánicos y arquitectónicos, croquis sobre el terreno y situación geográfica y uso del local.

2. - Condiciones de proyecto. - Aquí se exponen los datos a base de los cuales se establecen las condiciones de proyecto exteriores para distintas localidades, y las interiores, o sea, las previstas en el proyecto.

3. - Almacenamiento de calor, diversidad y estratificación. - Ha quedado demostrado que los equipos seleccionados a base de evaluar la ganancia instantánea de calor dentro del espacio acondicionado y suponer que el equipo eliminará el calor con la misma velocidad con que se produce, resultan sobredimensionados. Esto es debido al almacenamiento de calor en la estructura del edificio, a la no simultaneidad de los valores

máximos de los componentes de la carga térmica y la estratificación del calor.

4. - Ganancias por insolación de las superficies de vidrio. - Dependiendo de la intensidad de la radiación solar directa y difusa, de la distancia que deben recorrer los rayos a través de la atmosfera y de la limpieza de ésta se enlistan los datos de ganancia de calor para diferentes tipos de vidrios y cristales, con o sin persiana.

5. - Transmisión de calor y de vapor a través de las estructuras del edificio. - Aquí se exponen los métodos de cálculo y datos necesarios para determinar las ganancias o pérdidas de calor sensible y latente a través de las paredes externas e internas de un edificio. Se establece también, si pueden producirse condensaciones, y en caso afirmativo, el medio de evitarlas.

6. - Infiltraciones y ventilación. - Las cantidades de aire exterior de infiltración y ventilación tienen, normalmente, diferente contenido de calor que el aire existente en el espacio acondicionado y por consiguiente, imponen una carga al equipo acondicionador.

En el caso de infiltraciones, la carga se manifiesta por si misma dentro del espacio acondicionado. El aire de ventilación, tomado a través del equipo acondicionado, impone una carga al local debida al efecto de by-pass del aparato y directamente al equipo acondicionador.

7. - Ganancias interiores y ganancias debidas a la instalación. - Aquí se expone la forma de determinar las ganancias instantáneas procedentes de distintas fuentes, tales como: ocupantes, alumbrado, aparatos

diversos, motores, etc., y las ganancias propias de la instalación, necesarias para la evaluación del Balance térmico.

CAPITULO V:

Ya que el aire ambiente debe de estar desprovisto de toda clase de impurezas, puesto que una parte del mismo pasa a los pulmones a través de las vías respiratorias, es necesario dotar a la instalación de ciertos equipos para tratar el aire que se va a utilizar en los equipos de acondicionamiento, para que se cumplan los requisitos higiénicos. Aquí se trata la forma en la cual se pueden lograr dichos requisitos y también la forma en la cual se puede lograr la humectación y deshumectación del mismo.

CAPITULO I

I. CARACTERISTICAS DEL AIRE Y BASES PSICROMETRICAS

1. - GENERALIDADES

Acondicionar el aire es controlar su temperatura, humedad, distribución, y pureza. Su objeto es procurar la comodidad de los ocupantes de residencias, escuelas, centros de convivencia, etc., o bien en la industria mantener productos alimenticios, productos químicos, farmacéuticos, y otros; separación de mezclas gaseosas y líquidas en sus componentes, por medio de enfriamientos sucesivos de las mismas.

Antes de estudiar el acondicionamiento de aire, es necesario conocer las características y propiedades de éste:

a). - Composición.

La atmósfera que rodea la tierra es una mezcla de gases cuya composición es aproximadamente la siguiente:

Nitrógeno	78.03%	en volumen
Oxígeno	20.99%	"
Argón	0.94%	"
Bióxido de Carbono	0.03%	"
Hidrógeno, Xenón, Kriptón y otros	0.01%	"

Estos datos se refieren al aire seco, pero la humedad puede variar del 0-4 %.

El aire por lo general contiene muchas impurezas, como gases polvos, en proporciones que dependen de varios factores. Se supone que en lugares boscosos y en el mar el aire es más puro, aunque los vientos tam

bién llevan consigo algunas impurezas, provenientes de zonas industriales, ciudades, etc.

Impurezas	}	Humos de sulfuros
		Humos de ácidos
		Minerales
		CO ₂
		CO
		Polvo
		Cenizas
		Vegetales
		Animales
		Microorganismos

Aún cuando el peso relativo del vapor de agua es bajo (0-3%) constituye sin embargo, uno de los factores más importantes para el confort de las personas y por su efecto, sobre la mayoría de los compuestos orgánicos. Igualmente es un elemento que influye poderosamente en los procesos de fabricación de productos tales como los textiles, papel, confecciones, tabaco, etc., así como el almacenaje y manipulación de muchos productos alimenticios y farmacéuticos, en la combustión de los altos hornos y en la fabricación de hierro.

b). - Peso específico del aire.

El peso específico del aire es igual a la suma de los pesos específicos de cada uno de sus componentes multiplicado por su correspondiente porcentaje (%) en volumen, y esta suma nos da aproximadamente 29 g/gmol.

c). - Humedad molar (\bar{Y}).

Es la relación entre los números de moles de agua y de aire seco contenidos en una determinada masa gaseosa.

$$\bar{Y} = \frac{N_w}{N_{as}} = \frac{\bar{P}_w}{P_t - \bar{P}_w}$$

d). - Humedad absoluta (Y).

La humedad absoluta está definida como la cantidad de masa de agua contenida en la unidad de masa de aire seco. Se puede obtener de la relación:

$$Y = \bar{Y} \frac{M_w}{M_{as}} = \frac{\text{g mol de agua}}{\text{g mol de a. s.}} \times \frac{\text{g}^w/\text{g mol de agua}}{\text{g}^a/\text{g mol de a. s.}}$$

Y en función de las presiones parciales nos queda:

$$Y = \frac{\bar{P}_w}{\bar{P}_{a.s.}} \times \frac{M_w}{M_{a.s.}} = \frac{\bar{P}_w}{P_t - \bar{P}_w} \times \frac{M_w}{M_{a.s.}}$$

e). - Humedad de saturación (Y_s)

El gas saturado es el que se encuentra en equilibrio con el líquido a la temperatura del gas. De acuerdo con la Ley de Dalton, la presión parcial del vapor en un gas saturado es igual a la presión de vapor del líquido a la temperatura del gas.

$$Y_s = \frac{P^o_w}{P_t - P^o_w} \times \frac{M_w}{M_{a.s.}}$$

f). - Humedad relativa (Y_r)

Es definida como la presión parcial del vapor de agua en el aire -
dividido por la presión de vapor del agua a una temperatura dada.

$$Y_r = \frac{\bar{P}_w}{P^{\circ}_w} \times 100$$

g). - Humedad por ciento ($Y\%$)

Es igual a la humedad absoluta de un sistema en relación a la hu -
medad de saturación de ese sistema.

$$Y\% = \frac{Y}{Y_B} \times 100 = \frac{\frac{\bar{P}_w}{P_t - \bar{P}_w}}{\frac{P^{\circ}_w}{P_t - P^{\circ}_w}} \times 100 = \frac{P_t - P^{\circ}_w}{P_t - \bar{P}_w} \times Y_r$$

h). - Volumen húmedo (V_h)

Es el volumen de la unidad del gas o del aire seco más el volumen
del vapor que contenga el gas a la presión y a la temperatura a la que es -
tá el sistema.

$$V_h = \left(\frac{1}{M_{a.s.}} + \frac{1}{M_w} Y \right) \frac{RT}{P}$$

$$V_h = \left(\frac{1}{29} + \frac{1}{18} Y \right) \frac{\text{g mol}}{\text{g a.s.}} \times 22.4 \frac{\text{l}}{\text{g mol}} \times \frac{T (^{\circ}\text{K})}{273^{\circ}\text{K}} \times \frac{1 \text{ atm}}{P (\text{atm})}$$

$$V_h = (0.03448 + 0.0555 Y) \times 0.08205 \frac{\text{T}}{\text{P}} \frac{\text{L}}{\text{g.a.s}}$$

i). - Calor húmedo (Ch).

El calor húmedo del aire no es constante, sino que depende, de la temperatura y de la cantidad de vapor de agua, y se define, como la cantidad de calor necesario para elevar la temperatura de un gramo de mezcla 1°C , a presión constante.

$$Ch = (Cp)_{a.s} + (Cp)_w Y = 0.24 + 0.46 Y$$

Donde : C_h = calor húmedo

$(Cp)_{a.s}$ = capacidad calorífica del aire seco

$(Cp)_w$ = capacidad calorífica del vapor de agua

Y = humedad absoluta

j). - Temperatura de bulbo seco (tbs)

Es la temperatura a la cual se encuentra el aire en el medio ambiente.

k). - Temperatura del bulbo húmedo (tbh).

Es la temperatura del equilibrio dinámico que se tiene en una superficie de agua (húmeda) cuando la velocidad de transferencia de calor a la superficie por convección es igual a la velocidad de transferencia de masa desde la superficie. En el equilibrio, asumiendo cambios despreciables en la temperatura de bulbo seco, un balance de calor en la superficie es:

$$Kg \lambda (P^{\circ} - \bar{P}) = hc (tbs - tbh)$$

Donde: K_g = Coeficiente de transferencia de masa, $Kg/(h) (m^2)$ (atm)

λ = Calor latente de vaporización, $Kcal/kg$; referida a t_{bh} .

P° = Presión de vapor de agua a la temperatura de bulbo húmedo, atm.

\bar{P} = Presión parcial del vapor del agua en el gas, atm.

h_c = Coeficiente de transferencia de calor, $Kcal/(h) (m^2) (^\circ C)$.

t_{bs} = Temperatura de la mezcla aire-vapor de agua, $^\circ C$

t_{bh} = Temperatura de bulbo húmedo, $^\circ C$

Bajo condiciones normales la presión parcial y la presión de vapor son relativamente pequeñas respecto a la presión total, y la ecuación de bulbo húmedo puede ser escrita en términos de las diferencias de humedad como:

$$Y_s - Y = (t_{bs} - t_{bh}) \frac{h_c}{\lambda K_g}$$

Para el caso de mezcla aire-agua el coeficiente vale aproximadamente 0.5

Podemos determinar t_{bh} de acuerdo con la ecuación:

$$P^\circ_w - \bar{P}_w = 0.5 (t_{bs} - t_{bh})$$

Denominada ecuación psicrométrica.

El coeficiente $\frac{h_c}{k'}$ se denomina coeficiente psicrométrico y puede determinarse por la expresión:

$$\frac{h_c}{k'} = C_h \left(\frac{S_c}{P_r} \right)^{2/3}$$

Donde:

Ch	=	Calor húmedo	
Sc	=	Número de Schmidt	
μ	=	Viscosidad Kg/H-M	$\frac{\mu}{P D}$
P	=	Densidad Kg/m ³	
D	=	Difusividad M ² /H	
Pr	=	Número de Prant:	$\left(\frac{C_p \mu}{k} \right)$
Cp	=	Capacidad calorífica cal/g°C	
k	=	Conductividad térmica	$\frac{\text{cal}}{\text{h m}^2 (\text{°C/m})}$

Todas las propiedades deben ser evaluadas para la mezcla de gas.

Sus valores para mezclas de aire con diferentes vapores son:

Agua.....	0.222
Metanol.....	0.293
Etanol.....	.345
Butanol.....	.412
Sulfuro de Carbono.....	.359
Benceno.....	.406
Acetato de Etilo.....	.412
Tulueno.....	.415
Cloro Benceno.....	.453
Propanol.....	.373

1).- Temperatura de saturación adiabática, (t_s)

Si una corriente de aire es íntimamente mezclada con una cantidad de agua a una temperatura t_g en un sistema adiabático, la temperatura del aire decrecerá y su humedad se incrementará. Si t_g es tal que el aire - - abandonando el sistema está en equilibrio con el agua, t_g será la tempera

tura de saturación adiabática y la línea que relaciona la temperatura y la humedad del aire es la línea de saturación adiabática.

La ecuación para la línea de saturación adiabática es:

$$Y_s - Y = \frac{C_h}{\lambda_s} (t_{bs} - t_s)$$

m). - Temperatura de rocío, (t_r)

Es la temperatura a la que es preciso enfriar una mezcla de gas-vapor a humedad absoluta constante para que alcance su saturación.

n). - Entalpía total (H)

Es la cantidad de calor que es necesario agregar a la unidad de masa del gas más todo el vapor que contenga para llevarlo desde la temperatura de referencia hasta la temperatura a la cual se encuentra el sistema.

$$H = (\bar{c}_p)_w (t_{bs} - t_o) + (\bar{c}_p)_{a.s.} (t_{bs} - t_o) + \lambda_o Y$$

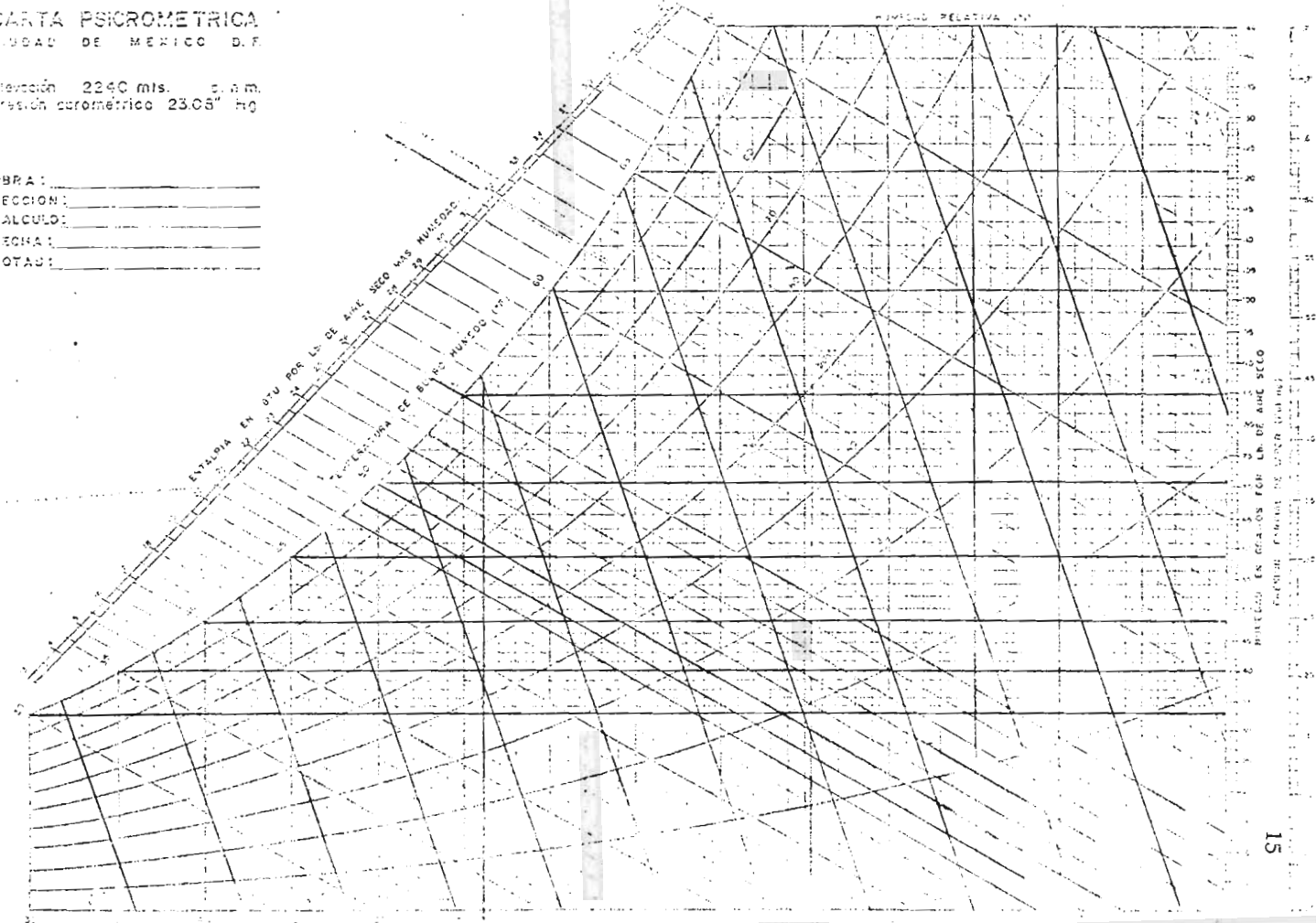
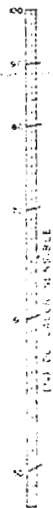
$$H = C_h (t_{bs} - t_o) + \lambda_o Y$$

$$\lambda_o \text{ referido a } 0^\circ\text{C} = 596.7 \text{ cal/g}$$

CARTA PSICROMETRICA
CIUDAD DE MEXICO D.F.

elección 2240 mts. s. n. m.
presión barométrica 23.08" Hg

OBRA: _____
SECCION: _____
CALCULO: _____
FECHA: _____
NOTAS: _____



ENTRADA EN STU POR LB DE AIRE SECO MAS HUMEDAD
CONDICION DE BUREAU HUMIDOS (75)

CAPITULO II

PRINCIPIOS TERMOFISIOLOGICOS E HIGIENICOS.

1. - INTRODUCCION AL CRITERIO TERMOFISIOLOGICO.

Los procedimientos técnicos de calefacción y ventilación tienden casi siempre a crear un clima en el interior de los locales de habitación y trabajo para las personas que en ellos buscan protección frente a la acción de las circunstancias climáticas exteriores, clima adecuado a las necesidades térmicas del cuerpo humano sano, condicionadas fisiológicamente. Los elementos determinantes del efecto complejo del clima interior son la temperatura del local y sus superficies así como la humedad y movimiento del aire.

El bienestar térmico tiene que estar garantizado como una de las condiciones más importantes para la comodidad y la plena capacidad de trabajo. Además, el aire ambiente debe estar desprovisto de toda clase de impurezas, teniendo en cuenta que una parte del mismo pasa a los pulmones a través de las vías respiratorias. Con ello hemos planteado el aspecto higiénico de la calefacción y de la ventilación, ya que la salud es el "estado total de bienestar corporal, espiritual y social, y no sólo la ausencia de enfermedad".

En el interior de un local, el cuerpo humano cede calor por radiación a todos los paramentos cuya temperatura es inferior a la suya o a la de sus vestidos, por ejemplo, ventanas, pared exterior; recibiendo calor, por el contrario, de todas las superficies más calientes -superficies

de calefacción-. Aparte de ello, las superficies de calefacción transmiten calor por convección, por calentamiento y movimiento de la masa del aire a todas las zonas de la sala alcanzadas por la corriente de aire. Por su parte los ocupantes actúan como convectores, cediendo calor al aire ambiente. Por el suelo puede perderse una cantidad apreciable de calor, debido al contacto directo de los pies. En los locales ventilados, los ocupantes están expuestos a un enfriamiento por convección más o menos grande, según la temperatura y velocidad del aire del local. Para considerar termofisiológicamente la relación de intercambio de calor cuerpo humano-local se tomará el primero como base de referencia.

La determinación cuidadosa de la temperatura de las superficies de calefacción, las dimensiones y disposición de las mismas en la sala y la distribución de temperaturas en el aire ambiente y en las paredes del local, constituyen las principales características de calidad de una calefacción adecuada a la economía térmica del cuerpo humano. Se ha de tener en cuenta que las exigencias mínimas de resistencia de transmisión de calor de la caja del edificio y de hermeticidad de las puertas y ventanas, determinadas por el arquitecto, deben cumplirse en forma ineludible, ya que este tipo de defectos no pueden compensarse del todo, ni aún con la mejor calefacción.

Para resolver el problema de la ventilación y acondicionamiento no basta con fijar más cantidad de aire o frecuencia de renovación, y efectuar el cálculo del balance de pérdidas de calor para la refrigeración. El proyecto y la realización cuidadosas de la distribución del aire en la zo

na de permanencia de los ocupantes son decisivos para el bienestar térmico, ya que el aire en movimiento influye sensiblemente en el equilibrio térmico del cuerpo.

Por ello se podrá sacar tanto mayor provecho si además de los conceptos físico-matemáticos, se puede adoptar también la comprensión de los principios termofisiológicos, que toman al hombre como punto de partida.

2. - REGULACION DE LA TEMPERATURA DEL CUERPO HUMANO.

Todas las reacciones del cuerpo dependen de la temperatura. Los fermentos celulares que actúan como catalizadores tienen como temperatura normal la de $37^{\circ}\text{C}.$, con una tolerancia de $\pm 1/2^{\circ}\text{C}.$ Como esta temperatura del cuerpo, de $37^{\circ}\text{C}.$, suele ser superior a la temperatura del aire ambiente y de los parámetros del local, se produce una pérdida de calor constante. Se consigue contrarrestar ésta, mediante una activa producción de calor por oxidaciones, con lo cual se establece un equilibrio perfecto.

Esta producción regulada de calor corporal se llama regulación química de la temperatura, que rige los procesos internos de combustión y puede modificarse algo con un vestuario y una vivienda adecuados.

En relación con ella se halla la regulación física de la temperatura, que aumenta o disminuye el calor cedido por el cuerpo al ambiente, de modo que el organismo, en cuanto al cambio total de energía, no dependa en modo alguno de la temperatura del ambiente. El cuerpo humano

no reacciona sencillamente en el sentido de la transmisión física del calor, sino que regula su equilibrio térmico de manera que el organismo pueda actuar con el mínimo gasto de energía posible.

El fundamento de la regulación física de la temperatura es la circulación sanguínea por la piel, que pone de manifiesto la diferencia y superioridad de una transmisión de calor regulada fisiológicamente sobre una regulación puramente física. Junto con sus restantes funciones, la sangre asume también la del transporte convectivo del calor entre el centro y la periferia del cuerpo. La cantidad de calor que pasa del torrente sanguíneo a las paredes de los vasos sanguíneos, puede representarse por la ecuación siguiente:

$$Q = u \cdot (t_w - t_b) \cdot A \quad (2.1)$$

En esta expresión, u es el coeficiente de paso del calor, que depende de la velocidad de circulación w , del calor específico c , de la conductibilidad K y de la viscosidad v de la sangre; t_w , la temperatura de la pared de los vasos sanguíneos; t_b , la temperatura constante de la sangre, y A , la superficie de contacto.

La regulación del transporte de calor puede hacerse por variación de u o de A , ya que t_b y t_w , son constantes. Como los valores de la sangre que determinan u , como hemos dicho, son c , k y v - son constantes en un organismo sano, hay que considerar, en primer lugar, una variación de la velocidad de circulación, w de hecho, para una persona sana, con buena capacidad de adaptación, w tiene siempre un valor óptimo tal, que para valores de A y de $(t_w - t_b)$ dados no se retenga calor por rebasar

la capacidad de la sangre que fluye demasiado lentamente, ni, al circular demasiado rápido, evacue todo el calor, pero cargando innecesariamente la circulación. La segunda posibilidad, todavía más eficaz de aumentar el transporte de calor, consiste en hacer mayor la superficie de contacto entre la sangre y los tejidos. Esta condición física se consigue por la dilatación de los vasos y, ante todo incluyendo vasos nuevos, por "capilarización". La superficie total disponible de capilares en el tejido muscular - equivale a unos 6300 m^2 . Sirve, ante todo, para el intercambio de sustancias entre la sangre y los tejidos, aunque puede utilizarse en cualquier momento para la transmisión de calor. Pese a todo, esta regulación del calor es limitada, ya que cuando el calor es excesivo, se dilatan tanto los capilares, que los órganos que almacenan la sangre (hígado, músculos) - se agotan y baja la presión de la sangre pudiéndose llegar al colapso (congestión por el calor).

El bienestar térmico de los ocupantes de un local presupone que la regulación de la temperatura del cuerpo, según acabamos de describir, - no debe llevarse al exceso, de modo que el calor cedido al local se mantenga a un nivel adecuado desde el punto de vista fisiológico, mediante - una calefacción y ventilación bien determinadas en el espacio y en el tiempo.

3. - CESION DE CALOR POR EL CUERPO HUMANO.

a). - Sistemas de Transmisión de Calor.

La cesión de calor, necesaria biológicamente, del cuerpo al ambiente, se efectua por:

- a). - Radiación de la superficie de la piel y los vestidos a las de las paredes y muebles más fríos.
- b). - Conducción y vonvección de la superficie de la piel y los vestidos al aire del local.
- c). - Emisión, perceptible e imperceptible, de vapor de agua de la piel y los vestidos (evaporación).
- d). - El aire de respiración, caliente y prácticamente saturado de humedad.

La suma de las partes transmitidas por radiación, conducción y convección, se denomina calor sensible o seco C_s ; y la suma de las diferentes cantidades transmitidas por evaporación y respiración, calor húmedo o latente C_L . Para las personas en reposo corporal, con una temperatura del local de 20°C. se obtiene el reparto del calor transmitido por diferentes sistemas representado en la figura 2.1. Se puede tener una idea bastante clara de la "sensación subjetiva de calor", consecuencia del importante papel de la radiación, manteniendo las palmas de las manos paralelas entre si a pocos milímetros de separación durante algunos minutos, y separandolas bruscamente a continuación.

Los sumandos constituyentes de la "pérdida de calor del cuerpo", -

enumerado de a-d, se hallan equilibrados de tal manera por la regulación física de la temperatura que su suma permanece sensiblemente constante dentro de un campo de variación de los factores de ambiente bastante amplio. Por ejemplo, si la temperatura ambiente baja, el calor cedido por radiación, conducción y convección, aumenta, disminuyendo por el contrario, el cedido por evaporación del agua. El fenómeno opuesto se produce al subir la temperatura del aire.

El órgano principal de esta regulación de la temperatura es la piel. El calor que transmite al aire depende de la temperatura y velocidad de éste. Toda variación de estos factores recibe, como respuesta de los nervios de la piel, la extensión o contracción de las fibras musculares que rodean los vasos capilares. De esta manera aumenta o disminuye la circulación por la piel y, con ello, la temperatura de la misma. Esta regulación de la temperatura de la piel se realiza siempre en el sentido de contrarrestar toda variación del calor cedido, causada por el cambio de las condiciones ambientales.

Cuando la temperatura del aire es alta, este medio ya no basta para conseguir el enfriamiento necesario biológicamente. En este momento entran en acción las glándulas sudoríparas de la piel en número aproximado de 2,500.000-, segregando la humedad necesaria para que su calor de evaporación, tomado de la piel, baste para mantener constante el total de calor que se ha de disipar. Los vasos capilares de la piel y las glándulas sudoríparas son tan eficaces para la regulación física de la temperatura que la capacidad de transmisión de calor de la epidermis seca aumenta va

rias veces al humedecerse.

DISTRIBUCION	TRANSMISION	
	MODO	ZONA DEL CUERPO
100		
80	Radiación 46%	Por la piel 88%
60	Calor sensi- ble C_s 79%	
40	Conducción y convección 33%	
20	Calor Latente C_L 21%	Por los pulmo- nes, 12%
0	Evaporación del agua, 19% Respiración 2%	

FIG. 2.1

Reparto del calor desprendido por las personas en reposo, a 20°C . de temperatura del aire.

b).- Cantidad de Calor Disipado.

La magnitud de la cesión de calor necesaria biológicamente C_G , - y sus dos partes constituyentes C_S y C_L , dependen de los siguientes factores:

Tipo de la ocupación o dureza del trabajo.

Valor de la temperatura resultante.

Velocidad del aire.

Edad y sexo.

Como punto de partida del estudio de la influencia del primer factor pueden tomarse los datos de F. C. Houghten. El calor cedido en total aumenta con la potencia muscular desarrollada. El trabajador que realiza tareas pesadas debe poder ceder al ambiente varias veces más calor que una persona en reposo corporal. Cuanto mayor es la temperatura del aire del local, mayor es la proporción de calor húmedo y, por lo tanto, - menor la de calor seco. Como que la evaporación de agua que pueden lograrse por la superficie de la piel se ve muy dificultada cuando la humedad relativa del aire del local es elevada, las temperaturas altas del aire con un gran porcentaje de humedad significan una importante merma del bienestar. En la fig. 2.2 podemos ver, además, que para personas en reposo corporal por debajo de una temperatura del aire de 16°C . la cesión de calor húmedo ya no disminuye más; sin embargo, el calor total cedido sigue aumentando a causa de que aún sube el calor seco.

En el cálculo de la carga de calefacción o refrigeración de locales,

en lo referente a la absorción o cesión de calor por parte de los ocupantes suelen utilizarse los valores correspondientes al estado de reposo de éstos, lo cual es cierto, por ejemplo, en las escuelas, teatros, salas de conferencia, bancos etc., estos valores se han reunido en la tabla 2.1, debido a los trabajos de Berestneff.

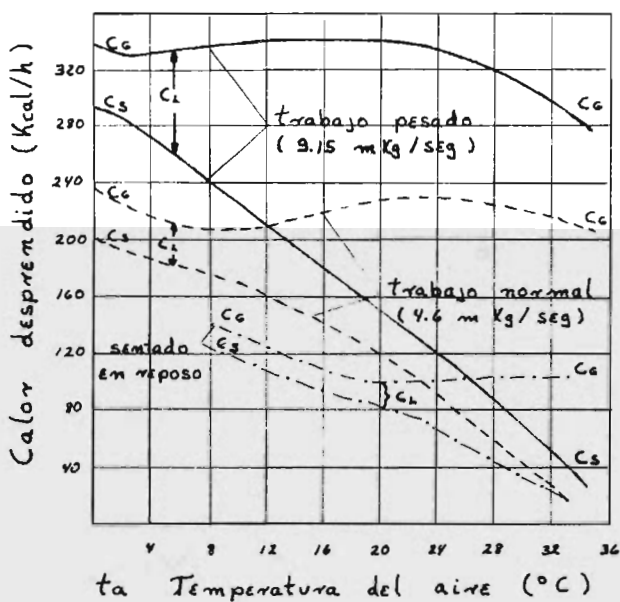
El aumento del calor seco y del calor total cedido, a bajas temperaturas del aire puede advertirse en las tres últimas líneas de la tabla que corresponden a una velocidad del aire de un metro por segundo, que ya suele ser excesivamente alta para la zona de permanencia. Si no se puede evitar, por motivos técnicos, que la velocidad del aire sea cercana a la unidad, y, no obstante, quiere evitarse una carga superior al valor normal de unas 100 kcal/h, se necesita una elevación en varios grados de la temperatura del local.

En la práctica el estudio más concienzudo posible de los diferentes grados de ocupación de un local, es decir, la variación de la carga durante un tiempo relativamente corto, es importante más, que la determinación exacta del calor cedido por una persona. También se ha de tener en cuenta que en una sala completamente llena, con hileras estrechas de butacas, en donde el enfriamiento disminuye al ser muy pequeña la radiación lateral, en estas condiciones ambientales desfavorables, la regulación física de la temperatura tal vez no baste para disipar todo el calor interno producido. En tal caso sobreviene el acaloramiento, que, según la sensibilidad y constitución de cada individuo puede provocar trastornos y disminuir la capacidad de trabajo. Puede citarse como ejemplo un audito -

TABLA 2.1

Movimiento del aire	calor cedido Kcal/h	Temperatura del aire (°C)											
		10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32
aire en reposo	C_s	117	108	99	91	84	79	73	66	59	50	40	28
	C_L	18	18	18	18	20	23	28	35	42	51	59	70
	$C_G = C_s + C_L$	135	126	117	109	104	102	101	101	101	101	99	98
$w = 1.0$ m/seg	C_s	130	121	112	104	96	89	83	75	69	59	47	32
	C_L	16	16	16	16	16	17	21	27	33	42	52	66
	$C_G = C_s + C_L$	146	137	128	120	112	106	104	102	102	101	99	98

Fig. 2.2



rio abarrotado e insuficientemente ventilado en el que la incomodidad fisi- ca altera las facultades intelectivas. Para corregir este inconveniente, - - tiene una importancia decisiva la evacuación del calor por convección, con ayuda de una buena conducción y atemperamiento del aire en la zona de - - permanencia.

Finalmente, comparemos el calor cedido por las personas con el - transmitido por las superficies de calefacción. Para ello partiremos del - calor seco cedido por una persona vestida sin actividad corporal, a 20° C - de temperatura del aire, $C_s = 79$ Kcal por hora.

Calculando el valor para 1 m² de la superficie del cuerpo que vale en promedio 1.6 m², vemos que el calor cedido por la superficie del - - cuerpo es del mismo orden, que el de un techo moderadamente calentado.

	Calor desprendido	
	Total	$\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ h}}$ Por radiación
Persona (Cs)	50	23
Radiador de gas	60 000-90 000	50 000-85 000
Estufa de combustión superior	4000	3000
Estufa de azulejos	600-800	120-250
Radiadores	400-600	60-120
Calefacción por el techo (25° - 45° C)	35-150	30-130

c). - El Calor Humedo Cedido.

Para cálculo de las instalaciones de acondicionamiento de aire con ayuda del diagrama i, x de Mollier, resulta práctico en lugar del calor humedo C_L en kolocalorias por hora, trabajar directamente con el peso de vapor de agua correspondiente, según la formula.

$$G = \frac{C_L}{\lambda} \cdot 1,000 \quad (\text{g/h})$$

Siendo λ el calor de vaporización, en kilocalorias por kilogramo, deducido de la ecuación:

$$\lambda = 597 - 0.54 t$$

Para una temperatura superficial media de las partes del cuerpo vestidas y descubiertas que vale entre 25° y 33° C, $\lambda=580$ Kcal/Kg. de donde:

$$G = C_L \cdot \frac{1000}{580} \quad (\text{g/h})$$

Con ello, para una persona que no efectúe trabajo corporal, con el aire en reposo y una humedad relativa entre 30 y 70%, se obtienen los siguientes valores en función de la temperatura del aire.

TEMPERATURA

DEL AIRE.	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
Vapor de agua emitido G. (g/h)	31	31	31	31	34	40	48	60	73	88	102

Cuando la humedad relativa es superior al 70% y la temperatura del aire es alta, el vapor de agua que se emite es muy poco cuando que-llas es menor del 30% y la temperatura del aire es baja, la eliminación de vapor de agua aumenta extraordinariamente.

4. - EL CLIMA DEL LOCAL COMO MAGNITUD COMPLETA Y SU ACCION SOBRE LAS PERSONAS.

Los factores determinantes de la sensación de calor y frío en el interior de los locales, son esencialmente, los siguientes:

- a). - La temperatura media de las superficies que encierran el local t_s y la relación angular de radiación, bajo la cual está la persona, respecto a cada una de las superficies a diferentes temperaturas.
- b). - La temperatura del aire t_a y su uniformidad en el tiempo y el espacio en la zona de permanencia.
- c). - La humedad relativa Y_r del aire del local.
- d). - La velocidad del aire w en la zona de permanencia.
- e). - La dirección de la corriente del aire o la parte del cuerpo alcanzada.
- g). - El vestuario.

Dado que se entiende por clima "Las variaciones de las circunstancias atmosféricas que afectan en forma apreciable nuestros sentidos". En estas definiciones entran:

- h). - Impurezas del aire a causa del polvo, gases y vapores.

i). - Perturbaciones acústicas.

En primer lugar, hemos de pensar que para el bienestar térmico no hay valores medios o normales, ya que a pesar de que los factores del clima del local son los mismos, varían, sin embargo, la necesidad de disipar calor y las sensaciones de bienestar para cada individuo, y principalmente, entre países diferentes. Como causa de ello tenemos el tipo y duración de la ocupación, ritmo de trabajo, grado de fátiga, edad, sexo, clima exterior, vestuario, etc. Hay que añadir a éstos las diferentes costumbres y modos de vivir en los distintos países o continentes. Así por ejemplo, las temperaturas del aire del local en Inglaterra, Francia y parte de los países Nórdicos, son más bajas que en Alemania, mientras que en los Estados Unidos y México, por el contrario son más altas. Por ello, las estadísticas y resultados experimentales recogidos en los Estados Unidos sobre las magnitudes óptimas del estado del aire en los locales acondicionados, no se pueden adaptar al clima y modo de vivir de los demás sin un estudio cuidadoso.

✓ A. - COMPONENTES FÍSICOS DEL CLIMA DEL LOCAL.

A.1. - Temperatura del Aire.

La temperatura del aire en la zona de permanencia de las personas constituye un punto de partida relativamente bueno para juzgar el clima del local. La medición se hace con ayuda de un termómetro cerrado, protegido contra la radiación por medio de un plateado u otro recubrimiento brillante del recipiente, aunque no debe llevar ningún casquillo o vaina

especial, colgado libremente en la zona de permanencia, a unos 1.5 m. del suelo, cubierto contra los efectos del calor y del aliento del operador - mientras este efectúa la lectura.

A la pregunta de cual es la temperatura interior correcta desde el punto de vista termofisiológico, por muchos motivos no puede contestarse citando unas magnitudes normales comprendidas dentro de unos límites - relativamente estrechos. Partiendo de juicios subjetivos, por ejemplo, - mediante una encuesta, la respuesta varía de acuerdo con lo que ya se ha - dicho, de uno a otro individuo e incluso para una misma persona según - las circunstancias. En la fig. 2.3 se da el resultado de una encuesta rea - lizada en 5400 mujeres y 5200 hombres en dos oficinas en los edificios de Paris. En otros países, la dispersión de las cinco zonas de sensación se - ría parecida, aunque la posición de estas zonas sería quizá distinta, debi - do a la diferencia de vestuario.

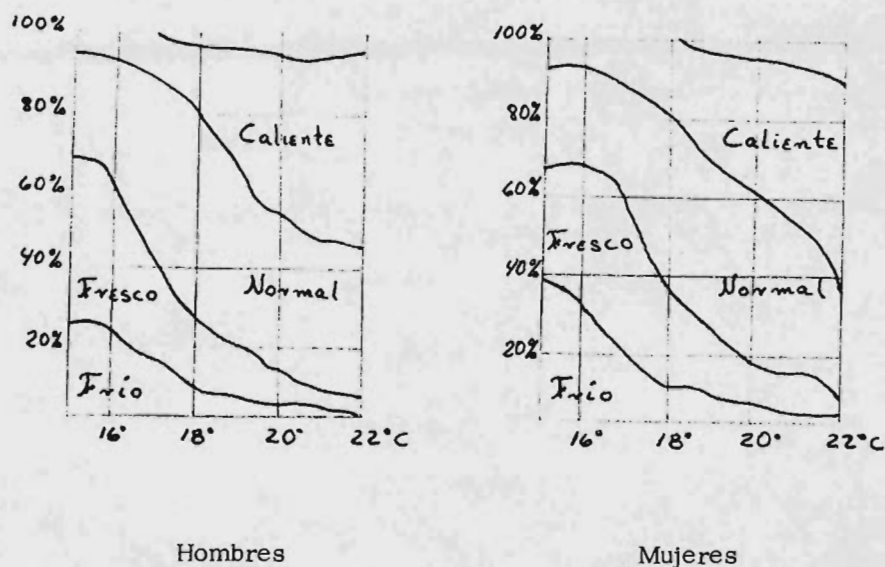


Fig. 2.3 Resultado de una encuesta sobre la sensación de temperatura.

Hay que aclarar, en relación con estos juicios subjetivos, que una temperatura agradable no siempre es idéntica a la óptima termofisiológicamente o al valor más ventajoso para el estado general de la salud. Es sabido que los encargados de la calefacción para no tener quejas, prefieren mantener temperaturas más altas que lo que corresponde según las instrucciones que han recibido la experiencia demuestra que rebasar en 2° o 3°C. la temperatura de 20°C. recomendada para viviendas, escuelas y oficinas, levanta menos protestas que no llegan a ella por la misma diferencia. Es dudoso que esta tendencia a rebasar el valor teórico citado -

y el habituarse a ello sea beneficioso para la salud: el sobrecalentamiento de los locales, así como la regulación de la temperatura de los mismos - abriendo las ventanas, desfavorece climática y económicamente, puede - evitarse, cuando los consumidores pagan por calorías instalando medido - res de la cantidad de calor que permiten la valoración de la distribución - de costos de calefacción, de acuerdo con el consumo real de cada usuario.

Desde el punto de vista termofisiológico, de acuerdo con nuestro - modo de vestir (en México) las temperaturas superiores a 20°C. general - mente solo son necesarias para personas enfermas o ancianas, cuyo equi - librio térmico no se mueve dentro del cuadro del proceso normal de en - friamiento. Sin embargo, debemos insistir en que los factores climáticos del local, temperatura del aire, temperatura de las superficies que limi - tan el local y velocidad del aire, no deben valorarse en si mismos, sino - con magnitudes complejas. Así la cifra de 20°C. solo rige cuando la tem - peratura media de los parámetros del local es del mismo orden y no exis - te un movimiento apreciable del aire. En los párrafos siguientes, este en - trelazamiento mutuo se pondrá de manifiesto y se concretará numérica - mente dentro de lo posible.

A.2. - Temperatura y posición geométrica de las superficies del local.

Se entenderá aquí por "superficies de cierre del local" aquéllas - que, por radiación ceden calor a los ocupantes o los reciben de los mis - mos. Además de las paredes, ventanas, puertas, suelo y techo, hay que - incluir también las superficies de calefacción o refrigeración y los mue -

bles.

Para una temperatura del aire del local de 20°C , el promedio de temperatura de las superficies vestidas y en pequeñas partes descubiertas del cuerpo de los ocupantes es de 25° o 27°C .

De acuerdo con esto, el ocupante del local cede calor por radiación a las superficies más frías que la de su cuerpo mientras que a la vez recibe calor de las más calientes. No obstante el calor que cede por radiación tiene que mantenerse dentro de ciertos límites según la temperatura del aire, para asegurar el bienestar, (Fig. 2.2). Es decir, que hay que fijar la temperatura de las superficies del local de manera que no impida la eliminación de calor necesario biológicamente (acaloramiento) y ni la aceleración (enfriamiento).

Cuando el aire está en reposo el bienestar térmico suele ser óptimo, cuando todas las superficies y el aire del local están a una temperatura de 20°C . Este sería el caso de los días templados del año, en los cuales no se siente la sensación de frío ni de calor.

Además de la temperatura de cada una de las superficies del local, especialmente para las superficies de calefacción, tiene una gran importancia termofisiológica la posición geométrica de estas superficies en relación con la parte del cuerpo afectada por la radiación.

La fig. 2.4 representa en forma convencional la disposición en el espacio y una superficie de calefacción en el techo, irradiando hacia la cabeza del ocupante del local (o un techo caliente en verano por efectos de la radiación solar), una superficie fría de ventana, una superficie de cale

facción irradiando hacia la parte delantera del cuerpo y un radiador dirigido hacia el costado derecho. Según la posición de la persona en el local y su actitud, varía el equilibrio térmico en sus distintos componentes, radiando el cuerpo hacia algunas superficies y recibiendo calor de otras. Con ello varía la sensación de bienestar.

La necesidad de evitar la radiación de calor molesta es especialmente acuciante para la calefacción por el techo, en la cual la piel de la cabeza está directamente expuesta a la radiación. En este sentido, las personas que están sentadas en puestos de trabajo fijos, en viviendas y oficinas, se hallan más amenazadas que los que trabajan en talleres. Debería tomarse como límite fisiológico de la temperatura del techo la que permitiera alguna radiación de calor de la cabeza hacia arriba. Teniendo en cuenta que la temperatura de la piel de la cabeza es de 32° a 34°C, la radiación de calor desde el techo empieza cuando este se halla a mayor temperatura; pero incluso temperaturas inferiores a 32°C impiden el enfriamiento de la cabeza, por lo menos en comparación con el que se experimenta a temperaturas del techo de 18° a 20°C, y que se considera satisfactorio, desde el punto de vista del bienestar. Solo con rebasar ligeramente aquellas temperaturas del techo ya resulta molesto. Según los datos de Liese, para asegurar el bienestar térmico, la superficie de la cabeza debe poder ceder aproximadamente de 70-90 Kcal/m² h.

La bibliografía especializada ha tratado muchas veces de la cuestión de la temperatura máxima tolerable por el techo. Las investigaciones de

Chrenko proporcionan un buen punto de partida empírico. Las personas su jeto de la experimentación permanecieron 30 minutos en una sala de pruebas calentada moderada y uniformemente, expuesta a una radiación suplementaria desde el techo, cuyos efectos podían variarse modificando la - - temperatura y altura del mismo. El resultado fue que un 80% de los ocu - - pantes no expresaron ninguna sensación desagradable, cuando se elevó en relación con el punto inicial de techo no calentado, la temperatura de ra - - diación a la altura de la cabeza en 2.2°C o la intensidad de radiación en $10.2\text{ Kcal/m}^2\text{h}$. Esta elevación de la temperatura media de radiación puede provocarse tanto por un calentamiento suave de gran parte del techo o de la pared, como calentando intensamente pequeños elementos.

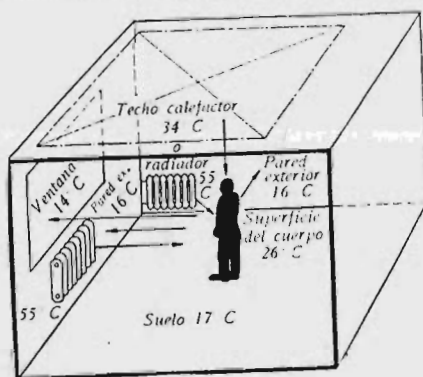


Fig. 2.4 Ejemplo de disposición en el espacio de paramentos y - - superficies del cuerpo expuestos a radiación mutua.

En una calefacción por el techo con una temperatura superficial co - - rrecta desde el punto de vista termofisiológico, la temperatura superfi - - cial del suelo y de las paredes interiores es algo mayor que la temperatu - - ra del aire. Con ello baja algo la proporción de calor cedido por radiación

por el cuerpo (Fig. 2.2) y, por consiguiente aumenta la parte convectiva. Pero como esta variación de los componentes del enfriamiento es relativamente pequeña en comparación con el total, y la mayor parte de la superficie del cuerpo esta vestida, en caso de calefacción por el techo, esto no ocasiona disminución alguna del bienestar.

En la calefacción por el techo, para adaptar también las temperaturas superficiales de la cara interior de la pared exterior a las condiciones termofisiológicas, de modo que el enfriamiento sea lo mas uniforme posible por todos lados, hay que calcular la posición tamaño y temperatura superficial de la zona calefactora del techo, graduando las temperaturas de tal manera que el calor irradie perfectamente a los puntos críticos, cercanos a la pared exterior, Sin embargo, la experiencia demuestra que aún teniendo en cuenta este punto, no siempre se consigue compensar la acción de las bajas temperaturas superficiales de las grandes ventanas y paredes exteriores sobre los ocupantes situados en sus proximidades, cosa que se puede lograr colocando radiadores debajo de las ventanas. Por eso dichos radiadores son a veces imprescindibles como medida complementaria.

Dentro del estudio de la temperatura de la superficies del local, hay que considerar también la importancia termofisiológica del suelo o de su recubrimiento. Al andar y especialmente al estar quieto sobre el suelo, pasa calor por contacto directo, de la planta del pie, a través de la suela, al suelo, que normalmente esta más frío. Las sensaciones de frío o calor en los pies son muy significativas y constituyen el resultado del

calor perdido, por las extremidades inferiores.

La pérdida de calor de las piernas depende, dentro de amplios límites, del tipo y tamaño de los vestidos, así como de la temperatura y movimiento del aire en la zona cercana al suelo. Los factores citados en último lugar pueden causar frío en las piernas por corriente de aire, concepto sobre el cual insistiremos. El paso de calor de los pies al suelo depende de la resistencia que ofrecen los calcetines o medias y la suela del zapato, así como de la temperatura superficial del suelo. Por numerosas experiencias sabemos que para un contacto constante y pies calzados, las temperaturas del suelo inferiores a 16°C dan la sensación de frías; de 17 y 18°C de templadas y por encima de 25°C , de desagradablemente calientes, en los suelos sobre los que se deba permanecer poco rato pueden admitirse temperaturas de 28 a 29°C .

Cammerer y Schule han investigado la disminución de temperatura de la planta del pie al permanecer sobre suelos de diferentes materiales. La Fig. 2.5a de las temperaturas superficiales en el punto de apoyo de la planta del pie para distintas personas, después de mantener el pie descalzo sobre varios tipos de suelo, con una temperatura ambiente de 20°C y de 17°C la superficie del suelo. Se sabe por experiencia que una disminución de 4° o 5°C causa siempre sensación de frío, debido a la gran pérdida de calor. Con ayuda de un pie artificial, que mide por procedimientos físicos el calor transmitido al suelo, puede reproducirse con suficiente aproximación al comportamiento térmico del pie humano. La Fig. 2.5b facilita el resultado de estas mediciones. La sensación térmica del bienes

tar del pie descalzo esta determinado principalmente por la acertada elección del material del suelo.

A. 3. - Magnitudes derivadas de las temperaturas del aire t_a y de las superficies que forman el local t_L .

Durante el período de calefacción las temperaturas del aire del local (t_a) y las de las diferentes superficies que lo forman (T_L), a causa del gradiente de temperaturas entre el local y el aire libre, son distintas entre si. De numerosos intentos llevados a cabo para determinar analíticamente o empíricamente el efecto complejo de ambas magnitudes, solo trataremos aquí de la temperatura resultante de las investigaciones de Nielsen y Pedersen y del campo de bienestar de Ghai, comparándolos entre si.

A). - Temperatura resultante o sensible t_r . Designando por α_r y α_c los coeficientes de paso del calor por convección y radiación del cuerpo humano, se define como temperatura resultante una magnitud deducida de t_a y t_r que vale:

$$T_l = \frac{S_1 T_1 + S_2 T_2 + \dots + S_n T_n}{S_1 + S_2 + \dots + S_n} \quad (2.2)$$

$$T_r = \frac{\alpha_c t_a + \alpha_r T_l}{\alpha_c + \alpha_r} \quad (2.3)$$

S_i = Superficies del local.

t_i = Temperatura a la que se encuentran dichas superficies.

Fig. 2.5a

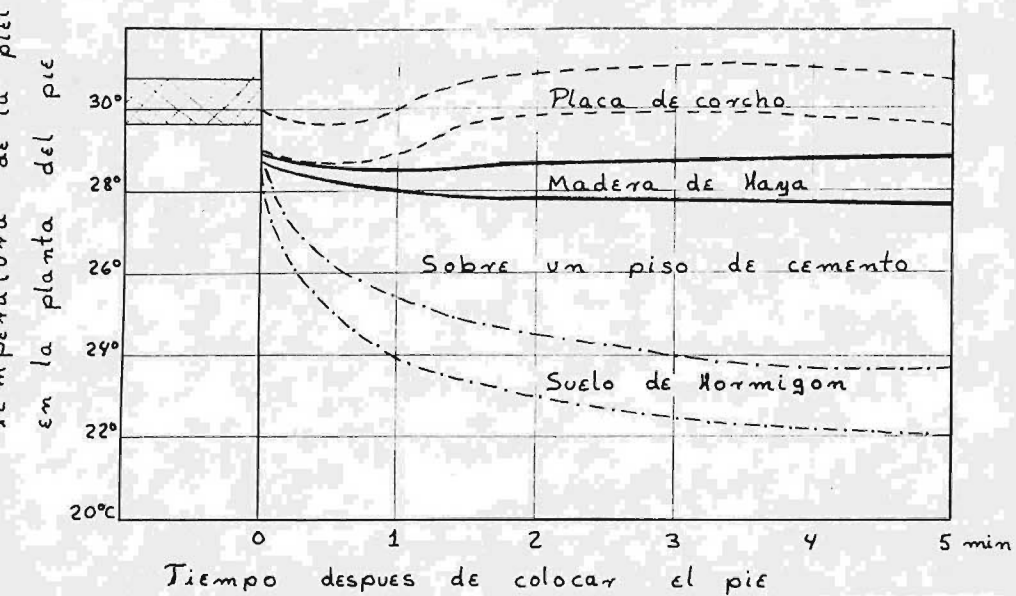
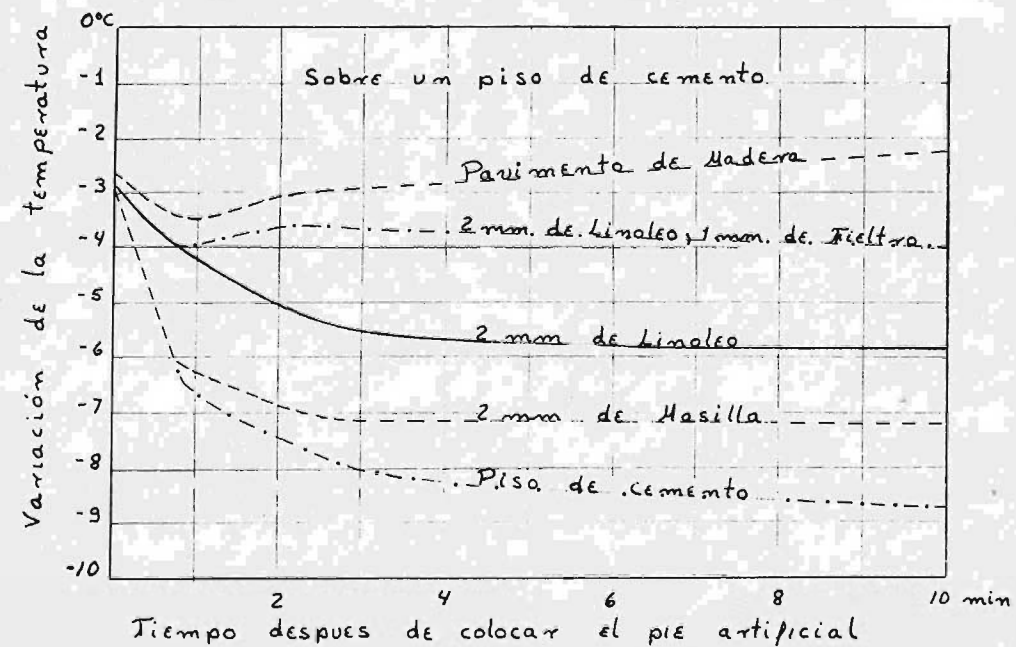


Fig. 2.5b



Cuando el movimiento del aire es muy pequeño y dentro del campo normal de temperatura, puede tomarse $\alpha_c = \alpha_r$ de modo que:

$$T_r = \frac{t_a + t_l}{2} \quad (2.4)$$

Es decir, que la temperatura resultante es igual a la medida aritmética de la temperatura del aire y la temperatura media de la superficie del local. Esta igualdad, basada en consideraciones físicas, solo cubre el complejo concepto fisiológico de sensación de calor en determinadas circunstancias:

1. - Aire prácticamente en reposo.
2. - Temperatura del aire t_a comprendida entre 15° y 25°C.
3. - Campo de temperaturas relativamente equilibrados en el local, tanto para t_a como para t_l .
4. - Humedad relativa comprendida entre $Y_r=30$ y 70%.
5. - La superficie radiante de calefacción debe estar incluida en el cálculo de la temperatura media de la superficie del local t_l según la Ec. 2.2

Para el aire practicamente en reposo, se considera agradable un local cuyas temperaturas del aire y de las paredes valgan unos 20°C.

$$T_a = T_r = T_l \cong 20^\circ\text{C}$$

De acuerdo con nuestra sensación térmica, la ecuación 2.4 demuestra que el mismo bienestar puede conseguirse aún siendo diferentes las temperaturas del aire y de las superficies del local. Las mismas temperaturas resultantes t_r suponen el mismo calor cedido por el cuerpo por

radiación más convección. Según la estructura del local y el sistema de calefacción, dos locales comparables pueden tener la misma temperatura resultante t_r pese a ser diferentes la temperatura del aire y de las superficies del local. En la fig. 2.6 se ha dibujado la recta $t_r = 20^\circ\text{C}$ en este campo de temperaturas de aire; paralelamente a ella se han trazado las rectas $t_r = 18.5^\circ\text{C}$ y $t_r = 21.5^\circ\text{C}$, correspondientes a una tolerancia de $\pm 1.5^\circ\text{C}$ hallada fisiológicamente, las cuales limitan un campo de bienestar que tiene forma de paralelogramo.

Para el empleo de la temperatura resultante t_r y su medición son importantes los trabajos de Missenard, como instrumento de medida se había utilizado antes un termómetro esférico que consiste en una bola hueca de cobre de 15.2 cm. de diámetro, pintada de color negro mate, en cuyo centro había un termómetro ordinario de mercurio. Como el aparato necesitaba unos 15 min. para marcar la temperatura correcta, a propuesta de B. Krause se substituyó la esfera de cobre por un balón de goma inchado, que obtenía la misma temperatura con más rapidez, independientemente de su color. Llamando t_a a la temperatura marcada por el termómetro de balón, en el estado de equilibrio se cumple la igualdad.

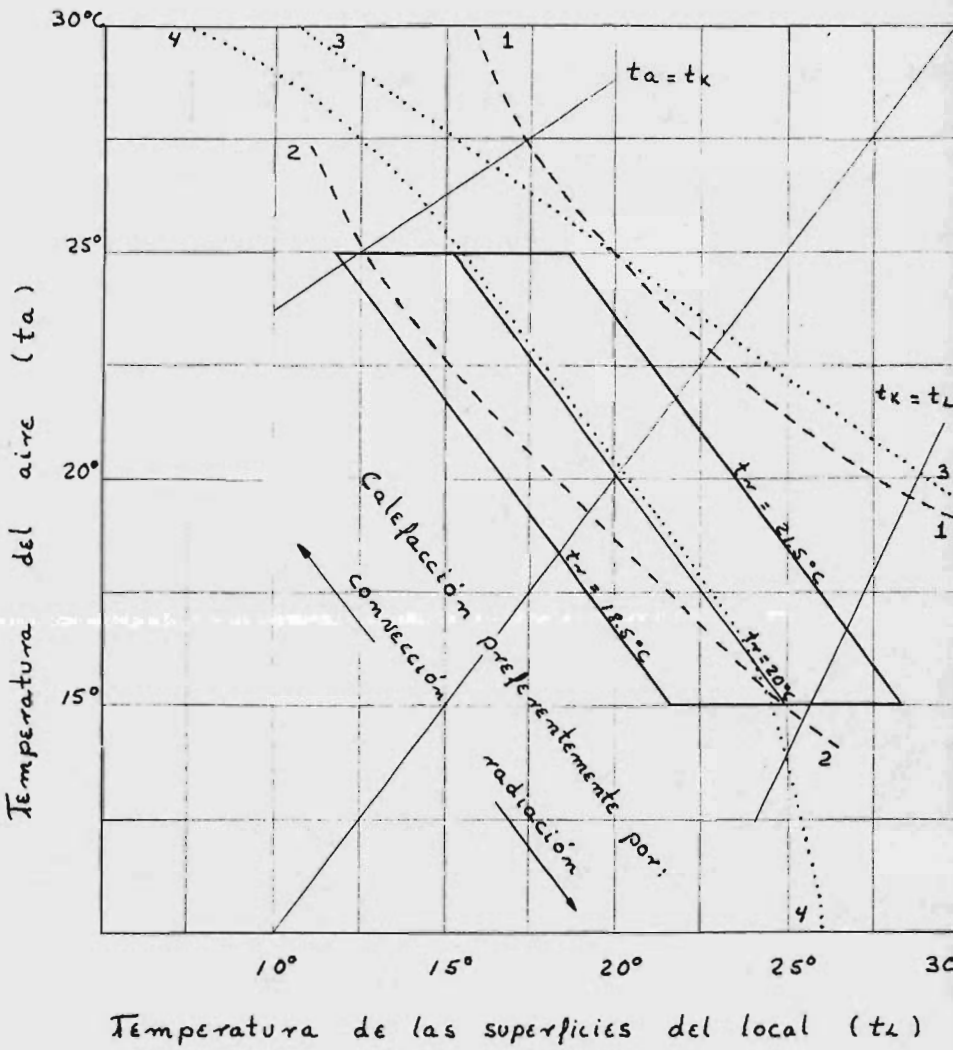
$$\alpha_r \cdot F (t_L - t_B) \cong \alpha_c \cdot F (t_B - t_a) \quad (2.5)$$

$$\text{Tomando } \alpha_r \cong \alpha_c$$

$$t_L - t_B \cong t_B - t_a \quad (2.6)$$

$$t_B = \frac{t_a + t_L}{2} = t_r \quad (2.7)$$

Fig. 2.6



En estas condiciones, la lectura t_B del termómetro de balón corresponde a la temperatura resultante t_r , la temperatura t_B debe medirse a 1.5 m del suelo en el centro del local, con las puertas y ventanas cerradas y habiendo alcanzado el estado de equilibrio.

b). - Influencia de t_a y t_r en el equilibrio térmico de las personas, según Nielsen y Pedersen. La influencia de la magnitud compleja t_a y t_r en el enfriamiento del cuerpo humano vestido fue estudiada por N. y P., encontrando una dependencia directa entre el calor C_s cedido por radiación y convección la diferencia entre la temperatura media de la piel t_H y la de las partes vestidas y en partes descubiertas del cuerpo t_K .

$$C_s = c_r + C_c \approx (t_H - t_K)$$

En varias series de mediciones se investigó que combinaciones de t_a y t_L para una persona sentada e inmóvil se tenía un valor constante para $(t_H = t_K)$ y, por lo tanto, para C_s . El resultado se ha dado en la fig. 2.6 por medio de las líneas 1-1 y 2-2, la línea 1-1 corresponde a todas las combinaciones de t_a y t_L para los cuales $C_s = 56.5$ Kcal/h o $t_H = 34^\circ\text{C}$, mientras que la línea 2-2 se caracteriza por $C_s = 71$ Kcal/h o $t_H = 33^\circ\text{C}$. Estos valores de C_s y t_H deben tomarse como límites de bienestar, el campo limitado por las líneas 1-1 y 2-2 coincide aproximadamente con el de temperatura resultante $t_r = 19.5$ a 23°C . La velocidad del aire en el local de ensayos fue de 2 a 10 cm/seg.; la presión parcial del vapor de agua de 8 a 11 mm. de Hg.

c). - El campo de bienestar, según Ghai, ha determinado también -

por procedimientos empíricos, en función de t_a y t_L , los campos de bienestar para distintas velocidades del aire. En la fig. 2.6 las líneas de los puntos 3-3 y 4-4 determinan el campo correspondiente a una velocidad de 15 cm/seg. Este campo se ha comprobado en vehículos y en locales industriales. Coincide substancialmente en las zonas descritas en los párrafos a y b.

Los procedimientos de investigación y cálculo de a, b y c, independientes entre sí, presentan en sus resultados finales una coincidencia satisfactoria. El empleo de estos criterios para proyectar y valorar una instalación de calefacción depende de la posibilidad de tener en cuenta la temperatura de las superficies del local t_L , tanto en su valor medio como en sus variaciones locales respecto a éste, por el procedimiento más sencillo posible de medidas.

Como caso particular del ajuste de los componentes t_a y t_L de una magnitud compleja de bienestar, mencionaremos el empleo de la refrigeración del local por el techo en verano, ya que en esta posibilidad hay una ventaja especial de la calefacción por el techo. Las investigaciones hasta ahora no alcanzan a aclarar hasta que punto la fig. 2.6 es adecuada para este caso particular. Ronge y Lofstedt han investigado, en veinte series de ensayos, la temperatura de la piel en los hombros, como característica del bienestar variando la temperatura del aire con distintas intensidades de refrigeración por el techo, para las condiciones siguientes: 1.° A 7 personas desnudas de cintura para arriba. 2.° A 6 personas en reposo, vestidas con camisa de algodón. 3.° A 7 personas normalmente vestidas, -

camisa algodón polyester y suéter de acrilan dedicadas a un trabajo ligero corporal. En el segundo caso aparecieron escalofríos duraderos unidos, - en general, a una sensación de aire frío en los hombros y en el cuello, - cuando la temperatura de la piel de los hombros era inferior a 31.5°C . El valor límite de escalofríos para una temperatura del aire de $23^{\circ} - 25^{\circ}\text{C}$, - fue una temperatura del techo de 15 a 16°C .

d). - La uniformidad en el tiempo de las temperaturas del aire y - de las superficies del local. La uniformidad en el tiempo, tanto de la temperatura del aire t_a como de las superficies del local t_L que es de desear-higiénicamente, depende de la clase de servicio así como del aislamiento - térmico y capacidad y acumulación de las superficies del local. Para man- tener t_a y t_L lo más constantes posible, por lo menos durante el período - de ocupación.

El bienestar térmico solo puede esperarse en el estado de equili- brio de una calefacción o refrigeración, así pues, no durante el período de encendido, sino después de que todas las temperaturas de las superficies - y del aire del local, que han descendido durante una pausa en el funciona - miento de la calefacción, hayan subido de nuevo a un nivel armónico.

La radiación solar más o menos brusca penetrando a través de - grandes ventanales puede constituir una fuente de perturbación para la uni formidad en el tiempo, de las temperaturas del aire y de las superficies - del Local. En verano la radiación solar directa sobre personas sentadas - en reposo, en las zonas cercanas a las ventanas, significa una carga muy - alta termosifiológicamente, que en las salas muy llenas puede causar el -

acaloramiento y el colapso por aumento de la temperatura de la piel y de los vestidos. Cuando las ventanas son mayores de la necesaria para la iluminación diurna hay que preveer un elemento de protección exterior.

La idea de que una uniformidad excesiva de la temperatura en el tiempo puede ser fatigosa por lo monótono, sugiere hacer oscilar la temperatura del aire en una instalación de acondicionamiento, con una amplitud de $\pm 1^{\circ}\text{C}$.

e).- Uniformidad en el espacio de las temperaturas del aire y de las superficies del local. No se puede discutir que una uniformidad exagerada en el tiempo y en el espacio en todos los locales utilizados puede conducir a un clima insípido, a una debilitación en el sentido de una disminución de la capacidad de resistencia, y un aumento de la propensión a los resfriados. Por esto es de desear el mantenimiento de ciertas diferencias de temperatura entre los locales de vivienda y trabajo, por una parte, y los dormitorios, pasillos, cocina por otra.

La uniformidad de la temperatura del aire en el interior de una sala, tanto en altura como en profundidad, tiene una gran importancia termofisiológica, especialmente cuando el aire está en movimiento. Las diferencias de temperatura en sentido horizontal, pueden mantenerse con cierta facilidad si las ventanas son correctas en cuanto a la protección térmica. Como la experiencia demuestra que las superficies frías de las ventanas perjudican mucho el bienestar térmico de los ocupantes del local y en especial en las salas de baño, deberían preferirse las ventanas con

doble cristal por su mayor temperatura superficial, lo cual en puntos de clima desfavorables puede también tener ventajas económicas. El arquitecto debería limitarse a dimensionar las ventanas a lo necesario para el paso de la luz.

A. 4. - Magnitud compleja de la temperatura del aire, t_a y humedad relativa Y_r .

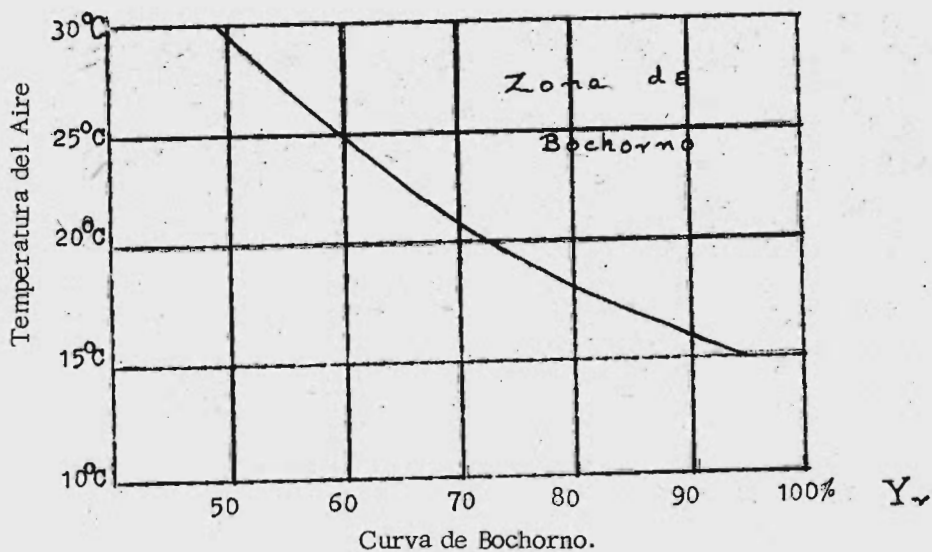
La relación del calor húmedo C_L al seco C_s cedidos por el cuerpo humano, es tanto mayor cuanto más alta es la temperatura del aire (Fig. 2.2.). Como, por otra parte, al aumentar la humedad relativa disminuye la evaporación del agua sobre la piel, con su efecto refrescante, provocando la sensación de bochorno, cuando coinciden una elevada temperatura con una gran humedad relativa, debe corregirse el aire mediante su acondicionamiento en un aparato aclimatador (refrigeración y separación del agua). La fig. 2.7 muestra la curva límite del bochorno, según Lancaster-Castens, modificadas por Ruge, valedera para las personas inactivas, con el aire en reposo y con carencia de radiación apreciable. Como resultado de las diferencias personales de sensación, igual que todos los límites de bienestar, debe considerarse como una franja estrecha. Todas las combinaciones de t_a y Y_r por encima de la curva son de molesto bochorno.

Como límite inferior del bienestar puede tomarse para la humedad relativa un 30% independientemente de la temperatura del aire, siempre que éste no esté impurificado por material en suspensión, como humo de

tabaco o polvo de tiza. El aire seco es inofensivo, siempre que este limpio, porque en caso contrario, irrita las mucosas de la laringe. Cuando no puedan evitarse ni filtrarse las impurezas, conviene trasladar el límite inferior de la humedad relativa del aire a la zona del 50% para disminuir el secado del polvo. Sería más lógico sin duda, combatir directamente la causa de la molestia (la acumulación de polvo), en lugar de impedir luego que quede en suspensión en el aire por una serie de procedimientos de humectación.

Resulta evidente que hay que combatir principalmente la formación y levantamiento de polvo, mientras que la humedad del aire sólo tiene una importancia secundaria, si se comparan las magnitudes físicas del estado del aire inspirado y expelido en un día de invierno, al aire libre y en un local calentado.

Fig. 2.7



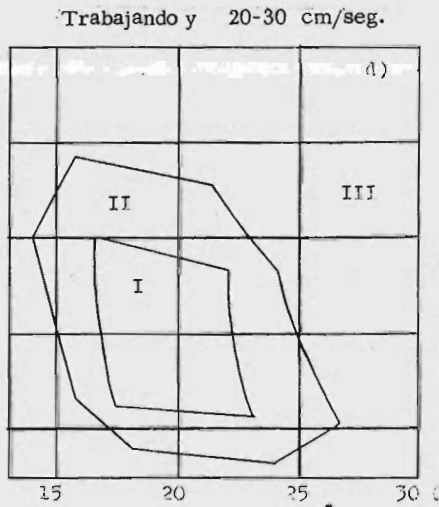
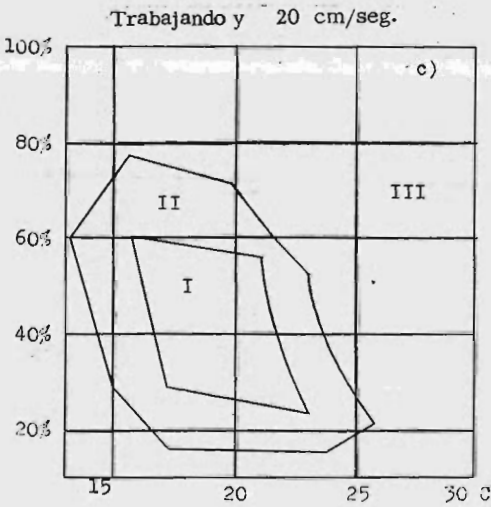
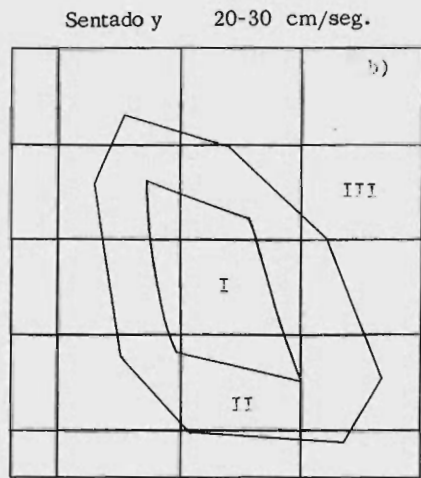
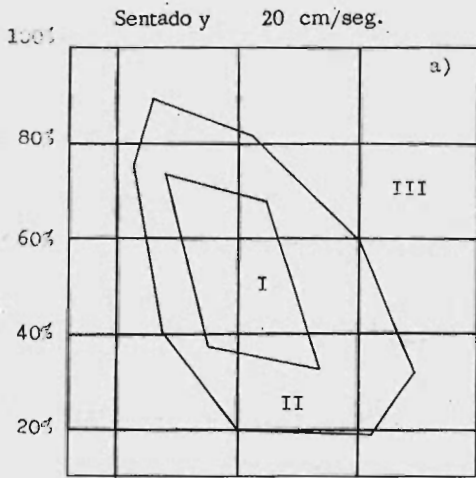
A pesar de ello, si se levantan más objeciones contra el aire seco del local que contra el también seco del exterior en invierno, hay que atribuirlo al polvo contenido en el aire del local o a un sobrecalentamiento del mismo. Las temperaturas del aire demasiado altas obligan a las personas sanas a pasar de la respiración por la nariz a la respiración por la boca, de lo cual resulta, especialmente si el aire es polvoriento, una sequedad de la boca y mucosas de la laringe, con la consecuencia irritacional.

En vez de la curva límite de la sensación de bochorno para personas inactivas dada en la fig. 2.7 para personas que trabajan físicamente se adopta una curva de tolerancia de mayores valores de t_a | Yr.

A.5. - Magnitud compleja de la temperatura del aire t_a , humedad relativa Yr y la velocidad del aire w.

Cuando el aire está en movimiento, la sensación de bochorno empieza cuando la humedad y la temperatura del aire son mayores. Leusdeny Freymark han llevado a cabo investigaciones del efecto de estos tres componentes del clima del local sobre el bienestar cuyo resultado se da en la fig. 2.8.

La zona I, es agradable; la zona II, soportable, y la zona III, mala. Se distingue entre trabajo sentado y trabajo corporal duro. La diferente posición y forma de ambos polígonos, en la fig. 2.8 a-d, permite reconocer inmediatamente la influencia del movimiento del aire y del esfuerzo corporal en la sensación de bienestar. Así por ejemplo, para trabajo sentado y una humedad relativa del orden del 65%, el límite superior de la



TEMPERATURA DE BULBO SECO.

temperatura agradable se corre de 20°C a 23°C , cuando la velocidad del aire excede de 20 cm/seg, como se ve en la fig. 2. 8a y 2. 8b.

Dejando de lado la influencia de la humedad Y_r hay que estudiar especialmente el par de valores t_a/w , en atención al concepto de corriente de aire.

A. 6. - Magnitud compleja de la temperatura del aire t_a y velocidad del - -
aire w .

Una característica termofisiológica decisiva en el proyecto y fun -
cionamiento de las instalaciones de ventilación y acondicionamiento del - -
aire es la elección del par correcto de valores de la temperatura t_a y velo -
cidad del aire w en la zona de permanencia de las personas. El par de va -
lores t_a/w desempeña también un papel muy importante en el bienestar en
instalaciones de calefacción de transmisión preferentemente convectiva -
del calor o cuando hay corrientes de aire provocadas por un perfil de tem -
peraturas desfavorables. Una relación mutua de t_a y w es indispensable -
para evitar corrientes de aire.

Se entiende por corriente, la molestia térmica que consiste en un -
efecto refrigerante del aire en movimiento sobre la piel. Cuanto más enér -
gico es el movimiento del aire y más baja la temperatura del mismo, ma -
yor es la sensación de frío. Para provocar esta sensación hay que revasar
un valor umbral, distinto para cada individuo. Las impresiones de frío - -
inapreciables, por ser inferiores al umbral de percepción, son a veces -
las más peligrosas ya que impiden adoptar medidas de protección. Mien -

trás que la persona al aire libre soporta bien y por los vestidos, está adaptada a un movimiento variable y más enérgico del aire, que incluso percibe como sensación agradable, en un local cerrado, especialmente si está sentado, la capacidad de regulación térmica no responde como es debido. Mientrás que el movimiento del aire al exterior es, en general continuo y con intensidad variable, de manera que los capilares hacen gimnasia, según expresión de Kisskalt, en un local cerrado, por la acción uniforme de la corriente de aire, la sensación de frío es constante, aun por debajo del umbral de percepción, provocando la contracción duradera de los capilares. Por estas razones, hay que evitar con cuidado las corrientes de aire en el interior de un local.

La tarea de conseguir un curso de aire sin corrientes en una instalación de ventilación es mucho más difícil cuando el aire de entrada tiene que servir para la refrigeración. En la ecuación fundamental de la carga de refrigeración, por ejemplo, en un local público, los valores del caudal del aire de entrada, y la diferencia admisible entre su temperatura y la que tiene la zona de permanencia, han de estar relacionadas. Tanto los grandes caudales y velocidad del aire como la temperatura de entrada baja puede provocar sensación de corriente.

En la fig. 2.9 se muestra el intento de determinar un campo de bienestar para el par de valores $t_a | w$. Sus límites son más estrechos de lo que era corriente antes. El campo LMNO es válido para las siguientes condiciones:

- a). - Los ocupantes, vestidos normalmente, están sentados.

- b). - La corriente de aire esta dirigida al frente de las personas.
- c). - La temperatura del aire y la temperatura media de las superficies del local están dentro del campo de bienestar de la fig. 2.6
- d). - La humedad relativa se halla por debajo de la curva de bochorno de la fig. 2.7.

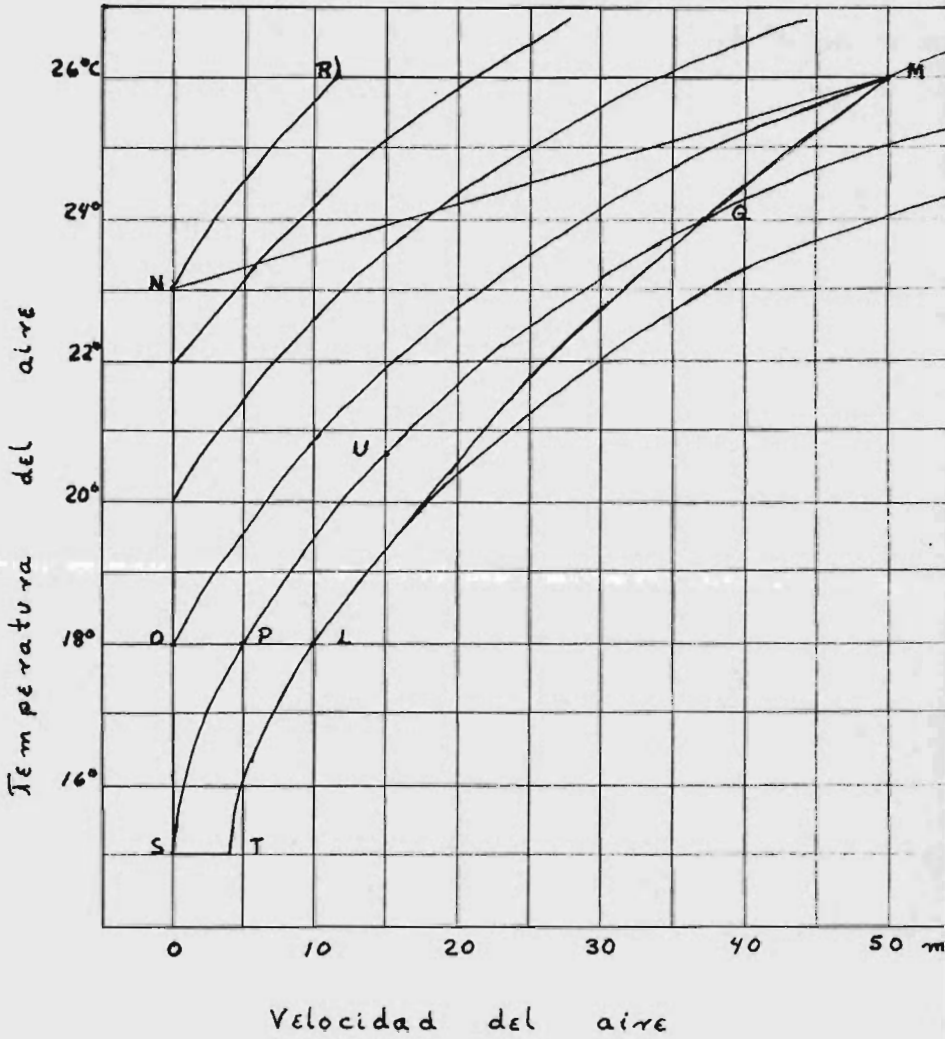
Si falta la condición (b) hay que reducir el campo LMNO. Como la sensibilidad de la persona es mayor para una corriente de aire dirigida contra el cuello o los pies que para otra dirigida a la cara -es conocido el efecto causado por una ventana en un vehículo-, en el primer caso es recomendable tomar como limite de velocidad la línea PQM en lugar de la LM. Cuando se introduce aire de refrigeración a la altura de los tobillos, la temperatura de éste, frente al aire del local, exige una buena conducción del mismo.

Por el contrario, en los casos siguientes es posible una ampliación del campo LMNO.

1. - Las temperaturas del aire inferiores a 18°C son aún soportables cuando la temperatura media de las superficies del local t_L es elevada (fig. 2.6) y ninguno de sus valores particulares, se apartan demasiado del valor medio. En estas condiciones hay que considerar, además, el campo OSTM.

2. - Las temperaturas superiores a 23°C , en general solo son soportables, y aún agradables, con un mayor movimiento del aire por tanto, aumentando la velocidad del mismo según la línea NM para los días de ve-

Fig 2.9



rano (temperatura del aire exterior, $t_a \geq 25^\circ\text{C}$) es válido el campo suplementario MNR. Para evitar en estos días una sensación persistente de frío al entrar, procedente del exterior, en un local relativamente más frío debido a la grande diferencia de temperaturas, se consideran soportables como solución de compromiso, según la temperatura exterior, temperatura del aire del local hasta 26°C incluso para pequeño movimiento del aire; o pequeño movimiento del aire pese a una mayor temperatura del mismo. Por la misma razón a temperaturas crecientes del aire exterior corresponden mayores temperaturas en el local.

Como el aislamiento térmico de los vestidos suele ser mayor en el hombre que en la mujer, especialmente, por ejemplo, en salas de fiesta, y como que la sensibilidad a las corrientes de aire es personal e incluso para un mismo individuo varía en el tiempo, y, en el ejemplo de sala de fiestas, la alternación del estar sentado con el bailar modifica el calor húmedo y el seco cedidos por el cuerpo humano, generalmente es difícil proyectar, realizar y hacer funcionar una ventilación correcta en toda circunstancia. Una buena conducción y atemperamiento del aire exige un proyecto muy cuidadoso, basado a la vez, en la experiencia. Por otra parte, el encargado de la instalación debe tener algunos conocimientos y sentido de la responsabilidad respecto a la mejor manera de hacerla funcionar.

5.- IMPUREZAS DEL AIRE DEL LOCAL.

Mientras que los factores climáticos del local de que acabamos de tratar son magnitudes físicas decisivas para el bienestar térmico, la lim

pieza del aire, debido a su aspiración parcial por los ocupantes del local. es muy importante para el proceso de combustión en el cuerpo. El aire impuro motiva una respiración superficial, insuficiente entrada de oxígeno en los pulmones, retardo de los procesos de combustión, falta de apetito, cansancio prematuro, etc. El aire del local debe mantenerse libre de impurezas, como alimento y elemento vital que es, en lo que refiere a polvo, sustancias fétidas, microorganismos y sustancias químicas nocivas. Las impurezas constantes son especialmente dañinas.

La pureza del aire es, además, una exigencia de la comodidad y la estética. Como el permanecer en un local ventilado embota el sentido del olfato, tiene que tomarse como criterio subjetivo el que al entrar en una sala no debe percibirse sensación alguna de aire viciado. Así como, por ejemplo, el cliente de un restaurante rechaza con razón un vaso de agua turbia, debería considerarse lógica la misma posición crítica frente al aire impuro.

A. - IMPUREZAS PULVERULENTAS.

El evitar el polvo en los locales de permanencia y de fabricación de artículos delicados tiene una gran importancia precisamente por su relación con la calefacción y ventilación. Cuando las diferencias de temperatura entre el aire exterior y el del local son muy grandes, o en las proximidades de los convectores y de los orificios de salida de la calefacción por aire, facilita el que las partículas de polvo se dispersen y queden en suspensión en el aire y que entren en las vías respiratorias, ocasionando

sensación de sequedad y tos. Por esto es importante una limpieza regular y cuidadosa del local, en especial rejillas de salida del aire.

En todos los locales provistos de instalaciones de ventilación, tanto el aire de entrada como el recirculado tienen que ser los más limpios posible. Incluso en las instalaciones de ventilación más sencilla, es indispensable un dispositivo para limpiar el aire. En los locales de reunión y de permanencia en los que se puede fumar, con ventilación por recirculación, hay que tener un especial cuidado en la separación del humo del tabaco, para evitar las molestias, especialmente la inhalación involuntaria de los no fumadores, la fijación del humo de tabaco al mobiliario y vestidos, así como la contaminación de canales, pasos de aire y locales. En la valoración de estos inconvenientes no solo tienen que intervenir criterios higiénicos, sino también estéticos.

La lucha eficaz contra el polvo exige un gran cuidado ya en la elección del filtro, valorando la cantidad y composición del polvo. Para reducir el ensuciamiento del aire del local y de los canales de evacuación, en las superficies horizontales que han de utilizarse como estantería.

Hoy día se suelen montar en el interior de los canales de aire sustancias amortiguadoras del sonido, en forma de placas taladradas o estrías o paquetes de fibra de vidrio sueltas, las cuales suelen actuar como acumuladores de polvo, ensuciándose mucho y difundiendo esta suciedad. No hay que perder de vista el hecho de que con un contenido de polvo del aire de entrada, con el curso del tiempo quedan adheridas grandes cantidades de polvo en estas estancias aislantes, que no se pueden sepa -

rar suficientemente al limpiarlas. Por esto, las superficies de los aislamientos acústicos tiene que ser tan lisa como las paredes de los canales.

B. - IMPUREZAS GASEOSAS.

B.1. - Malos olores.

Entre los olores desagradables, -más frecuentes figuran los de las cocinas- en locales llenos, las sustancias fétidas que resultan de la descomposición de restos de células epiteliales y secreciones acumuladas sobre la piel; olores de los vestidos y abrigos mojados por la lluvia, de muebles y materiales textiles; en las instalaciones industriales, materias primas y productos de fabricación.

Como las sustancias aromáticas y fétidas constituyen complicados enlaces orgánicos, resulta prácticamente imposible una valorización determinada del valor límite. Para juzgar si es soportable un determinado aroma, hay que tener en cuenta el uso a que se destina el local y la duración de la permanencia en el mismo, por lo que hay que juzgar con mayor severidad las aulas escolares, debido a su ocupación durante varias horas diarias, que por ejemplo, locales industriales o de almacén en los que solo se entra ocasionalmente y durante poco rato. En las grandes cocinas y sus dependencias, la lucha contra los malos olores se hace manteniendo la graduación de presiones respecto a los demás locales, que hagan imposible el paso de los malos olores a estos teniendo en cuenta la acción del viento.

Por el contrario en las aulas escolares, viviendas y oficinas sin instalaciones de ventilación, no siempre se consigue que el olor del aire cumpla las condiciones prescritas. Como en las aulas la ventilación suele ser por las ventanas, la renovación constante del aire solo es posible cuando las circunstancias climáticas son muy favorables por eso, la disposición de la planta debería permitir una ventilación transversal intensa durante los recreos. En las cocinas, cuartos de baño y lavaderos, la ventilación no basta para una rápida eliminación de los olores. Sin embargo, la ventilación por chimeneas cumple en este caso una buena misión de higiene doméstica impidiendo la humedad de paramentos y muebles. Sólo por ésta razón tiene justificación la norma de colocar un respiradero. En las cocinas que están enlazadas directamente con comedores o viviendas así como los retretes con impedimento de luz al exterior, es recomendable instalar una ventilación eléctrica.

Para poder eliminar el aire viciado de los locales desprovistos de ventilación, especialmente el olor del humo del tabaco, tiene que exigirse como condición constructiva, la posibilidad de ventilación transversal, para hacer posible que la corriente de aire efectúe el barrido del local. Las viviendas con ventanas sólo en una de las fachadas opuestas, son tan antihigiénicas que en algunas partes están prohibidas. Esto es muy razonable, ya que al no tener cada vivienda más que ventanas a la fachada de la calle, el abrir éstas para permitir la entrada al aire fresco, significa exponerse al polvo y ruido de la calle. Por eso, deben poder tener una entrada masiva de aire fresco por la noche abriendo alguna ven

tana del frente opuesto en el que el nivel del ruido es mucho más bajo.

Otra condición constructiva importante es la de que, por lo menos una hoja de la ventana puede mantenerse abierta en cada local de permanencia, con el fin de poder tener una ligera ventilación continua. La experiencia demuestra que se hace tanto mayor uso de la ventilación por las ventanas cuando mayor sea la facilidad del mismo, circunstancia psicológica que rige en especial para situación y accesibilidad de las ventanas de cocina. Respecto a esto, hay que insistir en la importancia higiénica de la defensa contra los insectos en la ventilación por las ventanas. Lo mejor son las ventanas con protección de tela metálica o de plástico.

Para disminuir los malos olores en los locales previstos de instalaciones de ventilación, se emplean distintos sistemas de desodorización, entre ellos, la ozonización del aire en entrada, sin embargo, es un error considerar el ozono como un gas saludable. La ozonización del aire ambiente no significa, desde el punto de vista higiénico, ninguna mejora del aire, ya que no destruye los malos olores, sino que enmascara un cierto campo de percepción de los nervios olfativos. Los olores habituales en los locales -olor de humo de tabaco, olor desprendido por el cuerpo desaparecen con una concentración de 0.02 mg. de ozono/m³ de aire. Para este mismo valor empieza la percepción del olor más o menos agradable, propio de la ozonización. La dosis límite admisible higiénicamente es de 0.22 mg. de ozono/m³ de aire, que ya puede empezar a producir irritaciones en las mucosas de los ojos y de la nariz. La dosificación correcta en la zona de permanencia y su comprobación son difíciles. Por

esto, la ozonización del aire debería limitarse, aquellos casos en los que no se puede tener la proporción suficiente de aire exterior por motivos locales, o de otro tipo especial.

Tampoco constituye ninguna mejora auténtica del aire su aromatización por pulverización de una mezcla tal como clorofila y aceites esenciales o vaporizando productos contenidos en frascos especiales, por la adecuada combinación de distintas sustancias aromáticas pueden conseguirse efectos complementarios en determinadas zonas del espectro del olfato humano. Con una buena vigilancia, estos procedimientos de mejorar el aire son inofensivos, pero siempre se tienen que considerar como recursos auxiliares, ya que la auténtica renovación del aire sigue siendo una necesidad higiénica.

B. 2. - Anhídrico carbónico.

Como consecuencia del proceso de respiración, cada persona en reposo, con el volumen de respiración igual a $0.5 \text{ m}^3/\text{h}$, (y desarrollan una actividad corporal pesada $5 \text{ m}^3/\text{h}$), desprende unos 20 l. de anhídrico carbónico (CO_2) por hora. Es decir, que el contenido de CO_2 del aire expelido es $X_1 = \frac{20}{500} = 0.04\%$ el contenido de CO_2 del aire exterior en una gran ciudad es de $X_2 = 0.04\%$.

El límite tolerable de CO_2 desde el punto de vista fisiológico es, $X = 0.5\%$ mol. Sin embargo, el aire del local empieza a ser perceptiblemente menos agradable que el aire fresco cuando con el incremento proporcional de las sustancias malolientes se llega a un contenido de CO_2 -

del 0.15% mol, de modo que este valor es el que determina la renovación del aire en los locales de permanencia.

El contenido de CO_2 en los locales desprovistos de instalaciones de ventilación, aún estando muy llenos, permanece generalmente dentro de los límites, a causa de la ventilación por grietas y juntas, así como alguna apertura ocasional de la puerta mientras que si se abren de vez en cuando las ventanas, queda incluso dentro de los límites estéticos.

El enriquecimiento del aire del local en CO_2 , expelido en la respiración, supone la correspondiente disminución del contenido de oxígeno en el aire del local. No obstante, el aumento de proporción del CO_2 sigue siendo el factor principal, desde el punto de vista fisiológico. Ya que desde un 16% de oxígeno para arriba no se aprecia ninguna disminución del bienestar, las quejas sobre molestias respiratorias por falta de oxígeno en los locales mal ventilados, están fundadas en un concepto erróneo, que debería corregirse. Prescindiendo de escasas excepciones, por ejemplo, buques de carga, submarinos, etc., las perturbaciones del bienestar en locales de permanencia muy llenos e insuficientemente ventilados, tienen que atribuirse principalmente a perturbaciones del enfriamiento, es decir excesiva temperatura o humedad, aunque más adelante pueden aparecer molestias secundarias por un excesivo contenido de CO_2 , en especial al pasar de pronto desde este local a una atmósfera prácticamente libre de CO_2 .

En el aire puede aparecer una mayor proporción de CO_2 con los gases de escapes de estufas de petróleo y de aceites combustibles, si

aquellos no son conducidos a una chimenea. En las estufas de aceite combustible sin chimenea además del CO_2 pasa tanto anhídrido sulfuroso al ambiente, que provoca irritaciones de las mucosas de nariz y garganta. Por eso dichas estufas deben empalmarse a una chimenea. En las estufas de petróleo el contenido de CO_2 del aire del local puede alcanzar el citado valor 0.5% cuando la ventilación espontánea del local resulta poco eficaz debido a la ausencia del viento, a la hermeticidad de puertas y ventanas, el local donde se instala la estufa es pequeño en relación con la cantidad de gases de escape, la estufa de petróleo funciona muchas horas seguidas. Por eso hay que procurar una ventilación regular de estos locales.

B. 3. - Gases y vapores industriales.

En las instalaciones industriales, especialmente en la industria Química, es frecuente la formación de gases y vapores nocivos durante los procesos de obtención o fabricación. Estos elementos nocivos deben captarse lo más cerca posible del punto de desprendimiento, mediante caperuzas y dispositivos de aspiración, eliminándolos de la zona de permanencia, principalmente de la zona de respiración. En muchos casos, esto no se consigue en la medida suficiente, de manera que el objeto de la ventilación, en general combinada con la instalación de aspiración, es diluir los gases nocivos presentes en el local hasta que en la zona de permanencia no rebase una determinada concentración.

Concentración máxima en el lugar de trabajo.

SUBSTANCIAS	cm^3		mg	
	m^3	sub aire	m^3	sub aire
Amoníaco.....	100		70	
Arsenamida.....		0.05		0.2
Acido cianhídrico.....	10		11	
Cloro.....	1		3	
Acido clorhídrico.....	5		7	
Monóxido de carbono.....	100		110	
Dióxido de carbono.....	5000		9000	
Gases nitrosos.....	5		9	
Ozono.....		0.1		0.2
Fosgeno.....		0.1		0.4
Fosfamida.....		0.1		0.15
Anhidrido sulfuroso.....	5		13	
Acido sulfhídrico.....	20		30	
Acido selenhídrico.....		0.05		0.2
Acetona.....	1000		2400	
Eter etílico.....	400		1200	
Alcohol etílico.....	1000		1900	
Cloruro de etilo.....	1000		2600	
Anilina.....	5		19	
Bencina.....	500		2000	
Benzol.....	25		80	
Benceno comercial.....	75		80	
Tolueno comercial.....			752	
Xyleno comercial.....	200		435	
Etilbenceno.....			435	
Cloroformo.....	100		490	
Metano.....	200		260	
Cloruro de metilo.....	50		105	
Cloruro de metileno.....	500		1750	
Cumeno.....			246	
Styreno.....			426	
Ciclohexano.....			1360	
Metil ciclohexano.....			2010	
Sulfuro de carbono.....	20		60	
Tetracloroetano.....	1		7	
Tricloroetileno.....	200		538	
Tetracloruro de carbóno.....			63	

Petróleo solvente (p=0. 83).....	500 ppm	
Gasolina..... (p=0. 86).....	1000 ppm	
Piridina.....	1 ppm	
Nitrobenceno.....	1 ppm	5
Ciclohexanol.....	25 ppm	205
Alcohol alílico.....	2 ppm	4.74
Berilio.....		0.002
Plomo.....		0.2
Cadmio.....		0.1
Cromo.....		0.1
Manganeso.....		26
Fósforo.....		0.1
Selenio.....		0.1
Mercurio.....		0.01

C. - AGENTES PATOGENOS.

Las instalaciones de ventilación permiten y favorecen la reunión - de un gran número de personas en un local común. El ahorro de espacio - edificado por persona que se puede conseguir por la ventilación, tiene - una importancia decisiva en los cálculos económicos. Además, mediante - una media circulación del aire puede rebajarse la altura del local. En un - local público, se reúnen muchas personas de estado de salud que no es - conocido, a poca distancia unas de otras, y hay que admitir la posibilidad de una eventual difusión de agentes patógenos por la corriente de aire pro - vocada.

Por eso, a veces existe la preocupación de eliminar los gérmenes del aire del local. Lo primero que se ocurre, es un tratamiento químico, directamente en el aparato acondicionador, por ejemplo, pulverizando un desinfectante. Teniendo en cuenta que el aire exterior es bastante estéril,

bastaría con el tratamiento del aire recirculado. Las sustancias químicas más eficaces por el momento Aerosept y Trietilenglicol, no son indicados para una pulverización constante en el aparato acondicionador o en el canal de entrada de aire. Lo mismo puede decirse de otros productos, aunque sean apropiados para desinfección ocasional de la habitación de un enfermo o de una aula escolar. El ozono, ya mencionado al tratar de la desodorización, no es apropiado como desinfectante, las bacterias y virus procedentes de la cavidad bucal y fosas nazales están recubiertas de una capa protectora, y otros gérmenes, por una capa de polvo, que exige concentraciones de ozono que rebazan el valor límite.

Se podría hacer una desinfección del aire del local por medios físicos exponiendo los gérmenes a una radiación ultravioleta dentro de la zona del espectro de 250 a 270 $m\mu$. Sin embargo, la disposición de la lámpara ultravioleta en la red de canales no es tan eficaz como colocarla directamente en el local, independientemente de la ventilación. Sin embargo, el campo de aplicación de este sistema es muy limitado -cámaras de cultivo, laboratorios farmacéuticos-, teniendo en cuenta los costos propios y de los dispositivos para proteger de las radiaciones a los ocupantes del lugar.

La desinfección del aire por rayos ultravioleta solo se puede considerar como un procedimiento defensivo complementario, que no justifica ni una disminución de la proporción de aire fresco en los locales públicos, ni la eliminación de medidas de desinfección química en salas de hospitales, laboratorios, etc.

CAPITULO III

BASES METEREOLÓGICAS Y CLIMÁTICAS

1. - GENERALIDADES

La misión de las técnicas en calefacción y refrigeración es alcanzar en locales o recipientes cerrados determinadas temperaturas y estados del aire, independientemente de las influencias externas, se deduce ya de una estrecha relación entre la potencia de una instalación de este tipo y las circunstancias climáticas del lugar. " Los valores extremos del clima y las necesidades del sistema determinan las dimensiones de la instalación; las condiciones medias, el campo normal de carga en cuanto a necesidades climáticas ". Es decir, que las técnicas de calefacción, ventilación y refrigeración deben de estar familiarizadas con los principios más importantes de la meteorología, si quiere construir instalaciones que satisfagan las condiciones higiénicas y técnicas, dentro de los límites económicos.

A). - Tiempo y Clima.

Entendemos por tiempo el estado, de un determinado momento de la atmósfera exterior, como consecuencia conjunta de los elementos meteorológicos dominantes en ese lugar, tales como: presión atmosférica, temperatura, humedad, viento, radiación solar, nubosidad y precipitaciones pluviales.

Por el contrario, llamamos clima al comportamiento medio del tiempo, deducido para un lugar o región y para un cierto período del año, según observaciones a lo largo de décadas.

Las magnitudes empíricas llamadas en meteorología elementos meteorológicos, presión, temperatura, humedad, viento, etc., en relación con el clima se denominan elementos climáticos. Estos vienen influenciados en alto grado por los llamados factores climáticos, como la latitud geográfica, la situación litoral o interior, altura sobre el nivel del mar.

2. - Temperatura del Aire Exterior.

La temperatura del aire exterior es esencialmente una consecuencia del calentamiento de la superficie de la tierra, por la radiación solar, la cual a su vez calienta por conducción y convección las capas del aire en contacto con ella. Por esto varía en la misma proporción que la radiación solar a la tierra, sea por la diferente altura del sol a lo largo del año, sea por la mayor o menor absorción a su paso a través de la atmósfera, que depende de la nubosidad y también del contenido de polvos y vapor de agua. Por eso en días de cielo despejado y seco sube más rápidamente la temperatura y por la noche ocurre lo mismo con la irradiación (o sea días calientes noches frías) en días nublados la irradiación es menor.

Los valores de las temperaturas exteriores que nos interesan --

son:

Temperatura media diaria.

Temperatura máxima y mínima del día.

Temperatura media mensual.

Temperatura media anual.

Temperatura máxima y mínima anual.

Al tomar la medida de la temperatura del aire hay que evitar, no este influenciada por la radiación solar ni por la radiación a las superficies más frías circundantes.

a). - Curso diario de la temperatura del aire.

Este se representa en función de las temperaturas medias de cada hora del día, en un día que no tenga grandes variaciones motivadas por cambios del tiempo, obteniéndose una curva del curso diario de la temperatura, La temperatura mínima coincide aproximadamente con la salida del sol, la cual es variable según la estación del año. Mientras que la máxima se obtiene entre una o tres horas después del medio día.

Esta curva que se acaba de describir puede verse en las figs. -- 3.1 y 3.2 , según observaciones hechas en la Ciudad de México, (Tacubaya) .

Fig. 3.1

Dfa muy frio

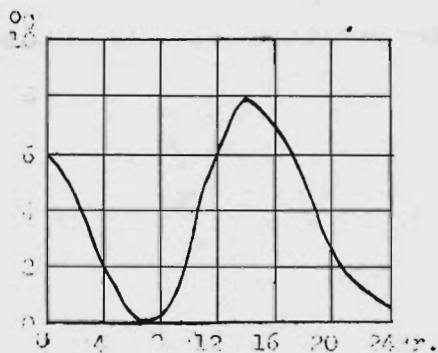
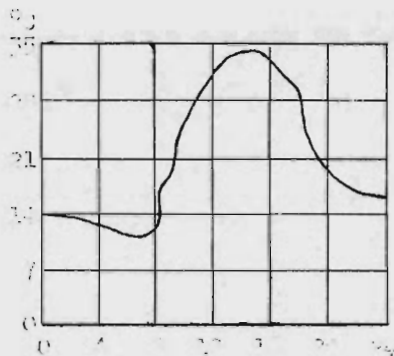


Fig. 3.2

Dfa muy caluroso



b). - Curso mensual de la temperatura.

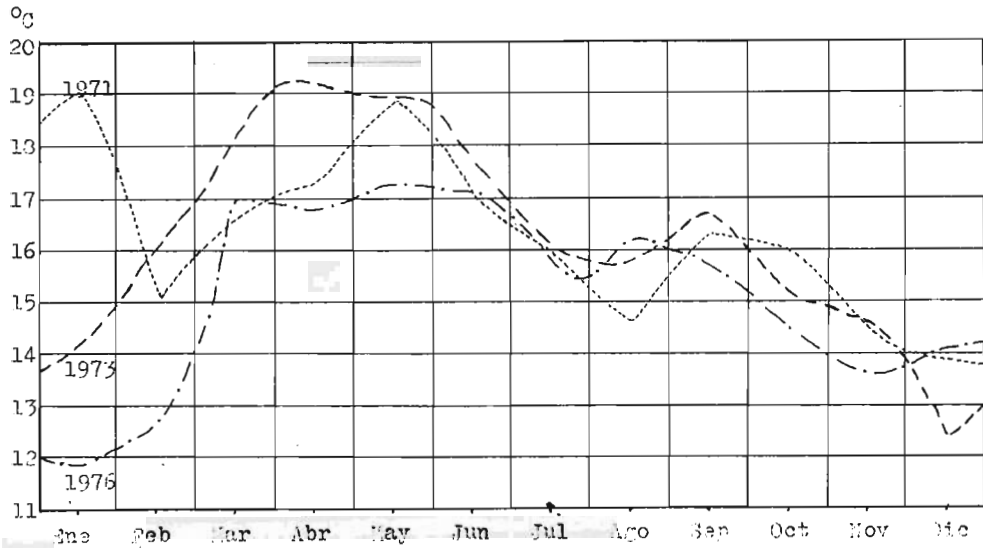
De la temperatura media diaria en el transcurso del mes, se grafica y se obtiene la media mensual.

c). - Curso de la temperatura.

La temperatura media mensual, es el promedio de la temperatura media diaria de todo el mes. Estas representadas, forman el curso anual de la temperatura; la fig. 3.3, muestra esta representación para la ciudad de México (Tacubaya).

Fig. 3.3.

CURSO ANUAL DE TEMPERATURAS



Para el cálculo del consumo anual de refrigeración o calefacción, en base al curso anual de la temperatura, usaremos la siguiente relación:

$$Q = Gv (t_m - t_i) \quad \text{para refrigeración.}$$

$$Q = Gv (t_i - t_m) \quad \text{para calefacción.}$$

Donde:

Q = calor que hay que darle o quitarle al sistema: Kcal/h .

G = coeficiente volumetrico de pérdidas o ganancias Kcal (h)----
 $(m^3)^{\circ} C$.

V = volúmen del local : m^3 .

t_i = temperatura interior; $^{\circ} C$.

t_m = temperatura media : $^{\circ} C$.

Integrando la ecuación durante 24 hrs.

$$Q_{24h} = Gv_{24} \int (t_m - t_i) \quad \text{para refrigeración}$$

$$Q_{24h} = Gv_{24} \int (t_i - t_m) \quad \text{para calefacción}$$

Integrando para toda la estación de calefacción y refrigeración --
 tenemos :

$$Q_{cal} = Gv_{24} \int (t_i - t_m)$$

$$Q_{ref} = Gv_{24} \int (t_m - t_i)$$

Donde:

$\int (t_i - t_m)$ se denomina grados días anuales de calefacción.

$\int (t_m - t_i)$ se denomina grados días anuales de refrigeración.

A partir de los datos proporcionados por el Observatorio Nacional, tomando como base los años de 1956 a 1977, representados en la fig. 3.3; se hizo el cálculo de los grados-días anuales para la Ciudad de México, con la ayuda de un Programa Fortran, que se muestra en el apéndice A.1 el resultado es :

Grados-días anuales calefacción = 884

Grados-días anuales refrigeración = 15

Se tomó como temperatura interior 18°C . Porque, basandonos — en la fig. 2.3 , consideramos que está temperatura es agradable a la mayoría de las personas que se encuentran en una sala de estar.

En la tabla 3.3 se proporcionan los resultados del cálculo de grados días anuales para diferentes ciudades de la República Mexicana.

Con las temperaturas máximas de un período bastante amplio, — evaluamos la temperatura media máxima y mínima, la cual refleja mejor el comportamiento climático del lugar, obteniéndose así una temperatura de cálculo para verano e invierno.

Y a que si diseñamos el equipo con las condiciones climáticas — extremas, este estará sobrando en capacidad, (en cuanto a condiciones — climáticas) , puesto que estas condiciones raramente se presentan en un período largo de tiempo, y asumiendo que se presentarán a las condiciones que se dimensionó el equipo estaría en posibilidades de absorber la — carga.

Si la carga se ve incrementada por la presencia de un crudo in — invierno, esta se podría absorber por la capacidad que tiene la estructura — de absorber calor, y con un funcionamiento continuo del equipo.

Cuando se presenta un verano muy cálido, este incremento se — puede absorber con un funcionamiento continuo (preenfriamiento antes de

las horas punta) .

3. - HUMEDAD.

Desde el punto de vista termotécnico la humedad desempeña un papel secundario. Pero como elemento meteorológico es muy importante — dadas las características que posee el agua (altos calores de fusión y evaporación) , actuando como regulador de la temperatura. En las noches — cuando la superficie de la tierra se enfria más rápidamente y se nota su rápido descenso, el agua en el aire se condensa cediendo gran cantidad — de calor, evitando así un marcado descenso en la temperatura (es por — eso del rocío en la mañana) . En la mañana cuando el sol sale calentando el aire, el agua se evapora absorbiendo gran cantidad de energía, provo— cando un descenso en la temperatura, por eso coincide la temperatura — más baja del día con la salida del sol. Es muy sabido por los agricultores, cuando se espera una fuerte helada, mojar bastante la tierra para que el agua que requiere gran cantidad de energía para congelarse absorba esta y de esta manera originar que la temperatura no decrezca bastante en — ese lugar.

A medio día cuando el sol es abrazador el agua aumenta su pre— sión parcial (o sea mayor cantidad de agua en el aire) absorbiendo dicha energía y así evaporarse, evitando que se incremente la temperatura y— que las plantas se calcinen.

Por eso en los desiertos donde la humedad es baja se presentan—

los días muy extremosos, mañanas muy calurosas y noches heladas.

A. - Curso diario y anual de la y_r

La presión del vapor de aire exterior suele estar por debajo de la presión de saturación. Sólo en los días con niebla o lluvia se alcanza temporalmente la presión de saturación. La presión de vapor depende de la cantidad de vapor de agua cedida al aire por la superficie terrestre, — como la cantidad evaporada aumenta al hacerlo la temperatura del aire, — la presión de vapor debe tener una variación, parecida a la de aquella, es decir, a lo largo del día un máximo en las primeras horas de la tarde, y en el transcurso del año, en los meses más calurosos, mayo y junio. Lo indicado se cumple plenamente para el curso anual, pero sólo en los meses de invierno (diciembre a marzo) para el curso diario. En los meses de verano (junio a septiembre) en vez del máximo invernal, aparece a primeras horas de la tarde un mínimo de presión de vapor, ya que las corrientes de convección producidas por el intenso calentamiento de la corteza terrestre arrastran el vapor de agua a las altas capas atmosféricas.

La tabla 3.1 da los valores del curso de la humedad en el D.F. — (Tacubaya) según datos promedios mensuales del observatorio Nacional.

TABLA 3.1
HUMEDAD PORCIENTO

AÑOS	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
1951/60	54	49	43	46	55	65	72	72	73	67	64	60
1961	63	50	47	48	49	72	76	71	74	67	67	61
1962	56	49	45	54	52	60	69	69	73	68	59	63
1963	54	43	51	46	58	67	76	79	78	80	66	66
1964	67	53	52	49	59	70	71	64	71	63	67	64
1965	56	44	38	46	50	59	69	74	67	63	52	58
1966	50	49	49	47	50	59	68	69	66	64	55	52
1967	51	44	45	45	51	59	69	71	75	67	55	57
1968	56	54	43	56	59	65	71	67	72	67	61	69
1969	58	50	43	39	43	55	68	77	72	62	55	50
1970	46	53	30	34	47	64	71	70	73	60	51	46
1971	48	37	45	40	46	65	73	76	76	72	65	62
1972	58	45	45	52	61	71	76	73	73	71	69	63
1973	50	52	42	54	61	69	76	78	76	75	66	61
1974	59	57	50	60	57	79	79	74	75	74	67	67

Con los datos disponibles evaluamos la humedad promedio para verano e invierno, y con la temperatura de cálculo y la carta sicrométrica obtenemos la temperatura de bulbo húmedo. Con lo cual tendremos el par de temperaturas para el cálculo de aportaciones climáticas.

4. - VIENTO.

El viento, movimiento horizontal del aire, se halla estrechamente relacionado con la distribución de presiones que existen sobre la superficie de la tierra en un momento determinado. En las capas próximas a la tierra el aire corre desde las zonas de presiones más altas a las más bajas presiones.

La velocidad del viento depende del gradiente de presiones del aire; por el contrario, su dirección no coincide con la de la caída de presión, ya que el aire experimenta una desviación en su movimiento debido a la rotación de la tierra.

A. - Curso diario y anual de la velocidad del viento.

La velocidad del viento, en su curso, esta sometida a la influencia de los movimientos verticales del aire causados por la radiación solar. - Estas corrientes verticales, que alcanzan un máximo, poco después del medio día, levantan el aire calentado en contacto con el suelo y lo substituyen por aire fresco de las capas altas, el cual en dirección horizontal se mueve más rápidamente. De esta manera aumenta la velocidad del —

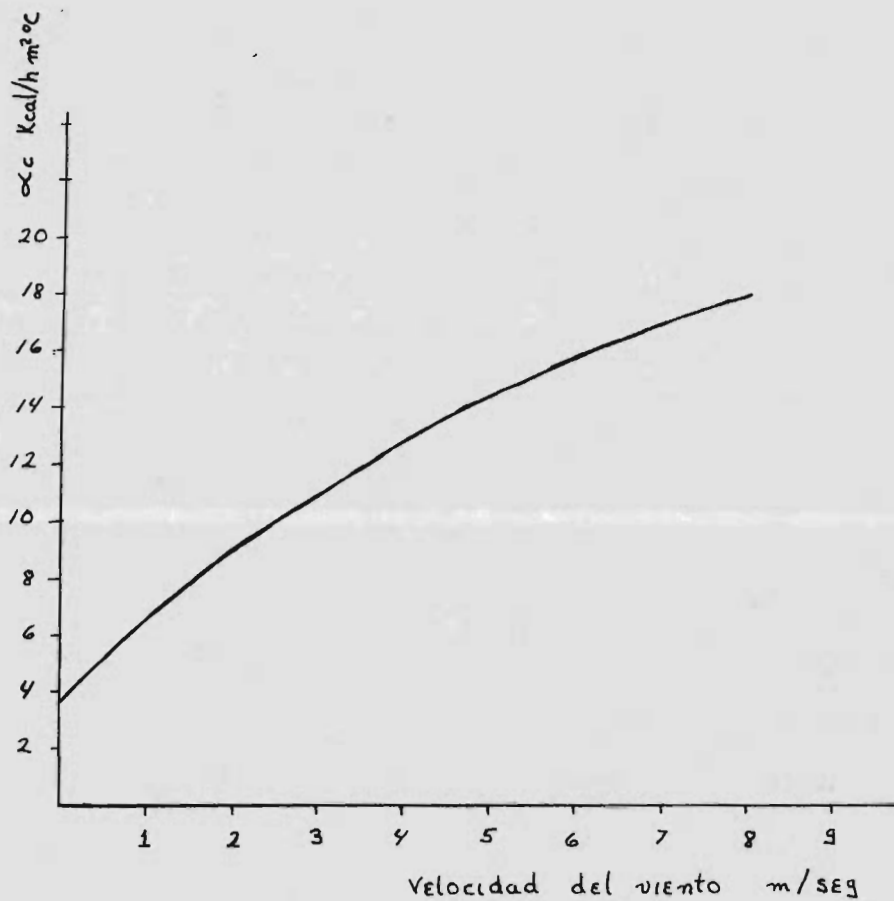
aire junto al suelo y por el contrario disminuye en las capas altas. El movimiento rasante alcanza poco después del medio día su velocidad máxi--ma, mientras que el de las zonas altas es mucho más lento a estas horas.

No obstante, hay que tener en cuenta lo siguiente: en invierno la -velocidad del aire tiene ya, a la escasa altura de 40 m. sobre el suelo, el mismo curso diario que los vientos altos o sea que es máxima para la noche y mínima cerca del medio día. Este comportamiento del viento en invierno es de suponer que se aprecie ya a pequeña altura, de modo que los edificios altos de viviendas empiezan ya a notar la influencia del máximo-nocturno en invierno lo cual tiene importancia para el enfriamiento de estos pisos por penetración del aire y porque el coeficiente de transferen--cia de calor por convección aumenta al aumentar la velocidad del aire.



Fig. 3.4

Coeficiente de transferencia de
calor por convección



En la tabla 3.2 puede verse el curso anual de la velocidad del viento .

TABLA 3.2
Vientos Reinantes y su Valor (m/seg)

AÑOS	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
1951/60	1.6	2.8	2.7	2.4	1.7	2.5	1.6	1.6	1.7	1.6	1.5	1.6
	WNW	WSW	SSW	WSW	W	NNW	NW	WNW	NNW	NNW	NNW	NNW
	2.2	1.7		1.2	1.8	1.1	1.3	1.2	0.3	1.4	1.4	1.1
1961	N	W	---	N	N	NW	N	N	N	N	N	N
	1.9	1.3	1.2	1.2	1.4	1.5	1.3	1.5	1.3	1.6	1.8	1.5
1962	N	N	S	N	N	N	N	N	N	WNW	WNW	NW
	1.0	2.3	2.7	1.7	0.8	1.2	1.6	1.6	1.1	0.4	1.9	0.4
1963	ESE	WSW	WSW	WNE	NNW	NNW	WNW	WNW	WNW	WNW	NNW	NNW
	2.1	3.2	2.7	0.8	2.3	1.6	2.7	1.5	1.4	0.4	1.1	1.0
1964	NW	WSW	SW	S	WNW	WNW	ESE	W	W	WNW	NNW	WNW
	2.2	1.9	1.4	1.5	1.9	1.8	1.4	1.2	1.1	1.2	1.1	1.9
1965	NW	WSW	SW	S	NNW	N	NW	WN	WN	WNW	NW	WNW
	2.6	2.0	1.9	2.8	1.8	1.8	1.9	1.6	1.1	1.5	1.0	1.2
1966	NW	NNW	NNW	W	N	N	NNW	N	N	N	N	WN
	1.9	2.0	1.4	1.4	1.5	2.1	1.3	1.6	2.0	2.0	0.4	1.9
1967	WNW	NNW	N	N	N	WNW	NW	N	NNW	N	N	WSW
		2.1	2.2	1.2	0.8	1.2	1.2	0.5	1.1	0.4	0.8	2.6
1968	C	W	SSE	WNW	N	WNW	NW	N	N	N	N	N
	1.7	1.6	3.0	2.0	3.1	2.1	2.2	2.0	1.7	0.7	2.3	2.3
1969	N	N	SW	N	SW	N	N	N	N	NW	N	NE
	2.1	1.7	2.7	3.5	2.8	2.3	1.4	1.4	2.0	1.6	1.4	2.4
1970	NW	N	W	SW	N	N	NW	N	N	NW	NW	N
	4.8	3.0	1.2	2.8	2.2	2.9	2.4	1.9	2.1	1.9	2.2	2.2
1971	N	SW	N	NW	N	NW	NW	NW	NW	NW	NW	N
	1.5	2.5	2.1	2.5	2.2	1.8	1.7	1.7	2.0	2.0	2.5	2.4
1972	NW	NW	N	N	N	NW	NW	NNW	NNW	NNW	WSW	NW
	3.1	2.9	2.7	3.1	1.8	2.8	1.5	2.2	1.7	2.0	1.7	2.9
1973	WSW	WSW	W	W	N	SE	WNW	N	NW	NW	NNW	SW
	2.4	2.1	2.6	2.1	1.1	2.2	0.9	---	---	2.5	2.1	1.7
1974	NW	SW	SW	N	N	N	NE	---	---	N	N	N

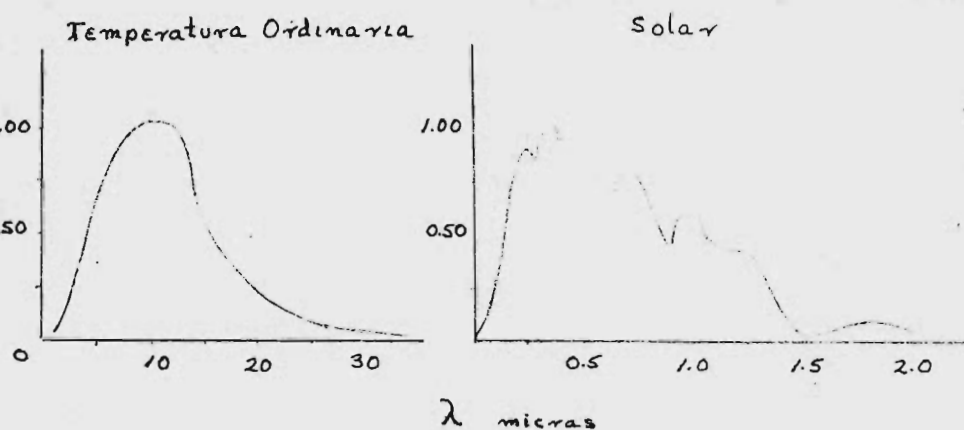
5. - RADIACION SOLAR

La radiación solar esta compuesta de rayos de diferentes longitudes de onda. A pesar de que los rayos son de la misma naturaleza, pueden ejercer acciones muy diversas en los cuerpos sobre los que inciden, según su longitud de onda.

Una parte solamente de la radiación solar de corta longitud de onda es absorbida por los cuerpos que toca, esta parte será tanto más pequeña cuanto su tonalidad sea más clara. Por el contrario, la radiación de grandes longitudes de onda es absorbida casi por igual en la mayoría de los cuerpos y el hecho de que sea de otra forma, depende de la naturaleza del cuerpo y no de su tonalidad.

1. - Rayos ultravioleta (únicamente activos) 0-0.4 μ
2. - Rayos del espectro visible 0.4-0.7 μ
3. - Rayos infrarrojos (oscuros o calorificos) 0.7- μ

Radiación



La energía de todos los rayos puede convertirse en calor. En el límite de la atmósfera, la intensidad de la radiación solar sobre una superficie negra perpendicular a la dirección de los rayos es, en promedio de 1167 Kcal/h m^2 , valor que se denomina constante solar. No obstante, al atravesar la atmósfera se va debilitando, debido a dos causas distintas. En primer lugar, las moléculas gaseosas y partículas de polvo del aire reflejan los rayos, dispersándolos en todas direcciones (reflexión difusa). En segundo lugar, el vapor de agua, ozono y el anhídrido carbónico del aire absorben los rayos de una determinada longitud de onda. Como consecuencia de la reflexión difusa y de la absorción de los rayos, una superficie normal cerca del suelo solo recibe una parte de la intensidad de la radiación solar eficaz en el límite de la atmósfera. Esta parte-

depende también de la distancia que tienen que recorrer los rayos a través de la atmósfera. El camino es tanto más largo cuanto más bajo está el sol, y por eso la intensidad de radiación sobre la superficie terrestre varía constantemente con la altura del sol tanto a lo largo del día como -- a lo largo del año.

TABLA 3.3 CONDICIONES EXTERIORES DE DISEÑO PARA DIVERSAS CIUDADES DE LA REPUBLICA MEXICANA

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
E S T A D O	posición Gráfica		Altura S. N. M.	Presión Barométrica	DATOS VERANO			DATOS INVIERNO			
	Latitud	Longitud			Temp. Max-ext.	Temps de Cálculo	Grados día anuales	Temp. min. Ext.	Temp. de cálculo	Grados día anuales	
	N	W	M	MM de Hg	°C	BS	BH		°C	°C	
<u>AGUASCALIENTES</u> Aguascalientes	21°53'	102°18'	1879	612	36.8	34	19	248	4.7	0	330
<u>BAJA CALIFORNIA NORTE</u>											
Ensenada	31°52'	116°38'	13	759	36.5	34	26	109	1.1	5	492
Mexicali	32°29'	115°30'	1	760	47.8	43	28	1660	3.7	1	372
Tijuana	32°29'	117°02'	28	758	38.2	35	26	754	3.3	2	556
<u>BAJA CALIFORNIA SUR</u>											
La Paz	24°10'	110°07'	18	758	38.0	36	27	1827	9.0	13	556
<u>CAMPECHE</u>											
Campeche	19°51'	90°32'	25	758	38.9	36	26	2087	12.7	16	---
Cd. del Carmen	18°38'	91°49'	3	760	41.0	37	26	2126	10.8	14	---
<u>COAHUILA</u>											
Monclova	26°55'	101°26'	586	711	42.0	38	24	1169	7.8	- 3	326
Nueva Rosita	27°55'	101°17'	430	724	45.0	41	25	1539	8.5	- 3	481
Piedras Negras	28°42'	100°31'	220	741	43.9	40	26	1547	11.9	- 6	479
Saltillo	25°26'	101°00'	1609	632	38.0	35	22	208	9.6	- 4	253
<u>COLIMA</u>											
Colima	19°14'	103°45'	494	719	39.5	36	24	1683	8.5	12	---
Manzanillo	19°04'	104°20'	3	760	38.6	35	27	2229	12.1	15	---
<u>CHIAPAS</u>											
Tapachula	14°54'	92°16'	168	746	37.4	34	25	2081	12.8	16	---
Tuxtla Gutiérrez	16°45'	93°06'	536	715	38.5	35	25	1601	7.2	11	---
<u>CHIHUAHUA</u>											
Chihuahua	28°38'	106°04'	1423	645	38.5	35	23	651	-11.5	- 6	960
Cd. Juárez	31°44'	106°29'	1137	667	41.2	37	24	695	-16.0	-10	1020

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	
	N	W	M	MM	Hg	°C	BS	BH	°C	°C		
<u>DISTRITO FEDE- RAL</u> México-Chapul- tepec	19°25'	99°10'	2240		585	36.0	30	17	884	- 4.0	0	15
<u>DURANGO</u> Durango	24°01'	104°40'	1898		610	35.6	33	17	100	- 5.0	0	550
<u>GUANAJUATO</u> Celaya	20°32'	100°49'	1754		610	41.5	38	20	657	- 4.5	0	136
Guanajuato	21°01'	101°15'	2037		601	33.8	32	18	49	0.1	5	245
León	21°07'	101°41'	1809		617	36.5	34	20	192	- 2.5	2	176
<u>GUERRERO</u> Acapulco	16°50'	99°56'	3		760	35.8	33	27	2613	15.8	19	---
Chilpancingo	17°33'	99°30'	1250		658	35.2	33	23	434	5.0	9	---
Taxco	18°33'	99°36'	1755		621	36.5	34	20	518	8.0	12	---
<u>HIDALGO</u> Pachuca	20°08'	98°45'	2445		573	31.4	29	18		- 5.8	- 1	1007
Tulancingo	20°05'	98°22'	2181		590	34.7	32	19	12	- 5.8	- 1	849
<u>JALISCO</u> Guadalajara	20°41'	103°20'	1589		633	36.0	33	20	204	- 3.7	1	164
Puerto Vallarta	20°37'	105°15'	2		760	39.0	36	26	2090	11.0	14	---
<u>MEXICO</u> Texcoco	19°31'	98°52'	2216		588	34.0	32	19	175	- 6.0	- 1	500
Toluca	19°17'	99°39'	2675		557	26.8	26	17		- 3.0	2	1570
Apatzingán	19°05'	102°15'	682		703	43.0	39	25	3013	11.5	15	270
Morelia	19°42'	101°07'	1923		609	31.3	30	19	165	1.6	6	270
Zamora	19°59'	102°18'	1633		630	37.5	35	20	320	- 0.2	4	25
Zacapu	19°45'	101°45'	2000		603	34.8	32	19	168	- 6.0	- 1	675
<u>MORELOS</u> Cuautla	18°48'	98°57'	1291		655	47.4	42	22	825	5.3	9	---
Cuernavaca	18°55'	99°14'	1538		637	32.6	31	20	250	6.9	11	---
<u>NAYARIT</u> San Blas	21°32'	105°19'	7		760	36.0	33	26	1462	7.3	11	---
Tepec	21°31'	104°53'	918		684	38.9	36	26	600	1.9	6	40

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	
	N	W	M	MM	Hg	°C	BS	BH		°C	°C	
<u>NUEVO LEON</u> Monterrey	25°40'	100°18'	534		715	41.5	38	26	1181	- 5.4	0	173
<u>OAXACA</u> Oaxaca	17°04'	96°42'	1563		635	38.0	35	22	290	2.4	7	20
Salina Cruz	16°12'	95°12'	56		755	36.8	34	26	2403	16.0	19	---
<u>PUEBLA</u> Puebla	19°02'	98°11'	2150		593	30.8	29	17	144	- 1.5	3	418
Tehuacán	18°28'	97°23'	1676		627	37.0	34	20	196	- 5.0	0	80
<u>QUERETARO</u> Querétaro	20°36'	100°23'	1842		614	36.2	33	21	159	- 4.9	- 0	248
<u>SN.L.POTOSI</u> Sn. Luis Potosí	22°09'	100°58'	1877		612	37.3	34	18	86	- 2.7	2	345
<u>SINALOA</u> Culiacán	24°48'	107°24'	53		755	40.9	37	27	1659	31.1	7	---
Mazatlán	23°11'	106°25'	78		753	33.4	31	26	1373	11.2	14	---
<u>SONORA</u> Guaymas	27°55'	110°53'	4		760	47.0	42	22	1809	7.0	11	---
Hermosillo	29°05'	110°58'	211		742	45.0	41	28	1875	2.0	6	84
Nogales	30°21'	110°58'	1117		664	41.0	37	26	655	- 9.0	- 4	979
Cd. Obregón	27°29'	109°55'	40		757	48.0	43	28	2443	- 1.1	4	173
<u>TABASCO</u> Villahermosa	17°59'	92°55'	10		759	41.0	37	26	2206	12.2	15	---
<u>VERACRUZ</u> Jalapa	19°32'	96°55'	1399		647	34.6	32	21	245	2.2	6	208
Orizaba	18°51'	97°05'	1246		659	37.0	34	21	184	1.5	6	134
Veracruz	19°12'	96°08'	16		758	35.6	33	27	1763	9.6	13	---
<u>YUCATAN</u> Mérida	20°58'	89°38'	22		758	41.0	37	27	2145	11.6	15	---

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	
	N	W	M	MM	Hg	°C	BS	BH		°C	°C	
<u>ZACATECAS</u>												
Fresnillo	23°10'	102°53'	2250		586	39.0	36	19	235	- 4.5	0	794
Zacatecas	22°47'	102°34'	2612		561	29.0	28	17		- 7.5	- 2	1383
<u>QUINTANA ROO</u>												
Cozumel	20°31'	86°57'	3		760	35.8	33	27	1969	10.3	14	---
<u>TAMAULIPAS</u>												
Matamoros	25°32'	87°20'	12		759	39.3	36	26	1815	- 4.7	0	47
Nvo. Laredo	27°29'	99°30'	140		748	45.0	41	32	2042	- 7.0	- 2	118
Cd. Victoria	23°44'	99°98'	221		733	41.7	36	26	1397	- 2.3	2	87
<u>TLAXCALA</u>												
Tlaxcala	19°32'	98°15'	2252		686	29.4	38	17	34	- 1.4	3	512

CAPITULO IV

ANALISIS DEL LOCAL Y ESTIMACION DE LA CARGA.

La función principal del acondicionamiento de aire es mantener, dentro de un espacio determinado, condiciones de confort, o bien las necesarias para la conservación de un producto o para un proceso de fabricación. Para conseguirlo debe instalarse un equipo acondicionador de capacidad adecuada y mantener su control durante todo el año. La capacidad del equipo se determina de acuerdo con las exigencias instantáneas de la máxima carga real o efectiva; el tipo de control a utilizar dependerá de las condiciones que deben mantenerse durante las cargas máxima y parcial. Generalmente, es imposible medir las cargas reales máxima o parcial en un espacio dado, por lo que es preciso hacer un cálculo a la estima de dichas cargas.

Antes de hacer la estimación de la carga es necesario realizar un estudio completo que garantice la exactitud de evaluación de los componentes de carga. Si se examinan minuciosamente las condiciones del local y de la carga real instantánea, podrá proyectarse un sistema económico de funcionamiento uniforme y exento de averías. " Ganancia o pérdida de calor " es la cantidad instantánea de calor que entra o sale del espacio a acondicionar.

" Carga real o efectiva " es, por definición, la cantidad instantánea de calor añadida o eliminada por el equipo. La ganancia instantánea

y la carga real rara vez serán iguales debido a la inercia térmica o efecto de almacenamiento o acumulación de calor en las estructuras del edificio que rodean el espacio acondicionado.

1. - ESTUDIO DEL LOCAL

a). - CARACTERISTICAS DEL LOCAL Y FUENTES DE CARGA TERMICA

Para una estimación realista de las cargas de refrigeración y de calefacción es requisito fundamental el estudio riguroso de los componentes de carga en el espacio que va a ser acondicionado.

Es indispensable en la estimación que el estudio sea preciso y completo, no debiendo subestimarse su importancia. Forman parte de este estudio los planos de detalles mecánicos y arquitectónico croquis sobre el terreno y en algunos casos fotografías de aspectos importantes del local. En todo caso deben considerarse los siguientes aspectos físicos:

1. - Orientación del edificio. - Situación del local a acondicionar con respecto a :

- a). - Puntos cardinales: efectos de sol y viento.
- b). - Estructuras permanentes próximas: efectos de sombra.
- c). - Superficies reflectantes: agua, arena, lugares de estacionamiento, etc.

2. - Destino del Local: Oficina, Hospital, Local de Ventas, Fábrica, Taller de Montaje, etc.

3. - Dimensiones del Local o Locales: largo, ancho y alto.

4. - Altura de Techo: de suelo a suelo, de suelo a techo, espacio entre el cielo raso y las vigas.

5. - Columnas y vigas: tamaño, profundidad y cartelas, o rios-- tras angulares.

6. - Materiales de construcción: materiales y espesor de pare-- des, techos, suelos y tabiques y su posición relativa en la estructura.

7. - Condiciones de circunambiente: color exterior de las pare-- des y techumbre, sombra proyectada por edificios adyacentes y luz solar. Aticos: ventilados o sin ventilar, por gravedad o ventilación forzada. Espacios circundantes acondicionados o no; temperatura de los no acondicio-- nados, tales como salas de calderas, cocinas, etc.. Suelo sobre tierra - levantado o sótano.

8. - Ventanas: dimensiones y situación, marcos de madera o me-- tal, cristal simple o múltiple, tipo de persiana, dimensiones de los sa-- lientes de las ventanas y distancia del marco de la ventana a la cara exte-- rior de la pared.

9. - Puertas: situación, tipo, dimensiones y frecuencia de em--- pleo.

10. - Escaleras, ascensores y escaleras mecánicas: situación, -- temperatura del espacio adyacente si no esta acondicionado. Potencia de - los motores, ventilados o no.

11. - Ocupantes: número, tiempo de ocupación, naturaleza de su-

actividad, alguna concentración especial. Algunas veces es preciso estimar los ocupantes a base de metros cuadrados por persona o promedio de circulación.

12. - Alumbrado: potencia en la hora punta. Tipo: incandescente, fluorescente, directo o indirecto. Si el alumbrado es indirecto deben ser previstos el tipo de ventilación que tiene y el sistema de la salida y alimentación del aire. Si se carece de información exacta se recurre a hacer un cálculo de la iluminación en vatios por metro cuadrado.

13. - Motores: situación, potencia nominal y empleo. Este último dato es muy importante y debe valorarse cuidadosamente. La potencia de entrada de los motores eléctricos no es necesariamente igual a la potencia útil dividida por el rendimiento. Frecuentemente, los motores trabajan con una permanente sobrecarga o bien por debajo de su capacidad nominal. Es siempre conveniente medir la potencia consumida, cuando sea posible. Esto es muy importante en los proyectos de instalaciones industriales en las que la mayor parte de la carga térmica se debe a la maquinaria.

14. - Utensilios, maquinaria comercial, equipo electrónico: situación, potencia indicada, consumo de vapor o gas, cantidad de aire extraído o necesario y su empleo.

Puede obtenerse más precisión midiendo los consumos de energía eléctrica o de gas durante las horas punta. Los contadores normales sirven frecuentemente para este objeto con tal de que una parte del consu-

mo de gas o energía no este incluida en las aportaciones de calor al local. Es preciso evitar acumulación de ganancias de calor por distintos conceptos. Por ejemplo, un tostador o una parrilla eléctrica puede que no se utilice por la noche, así como una sartén no sea utilizada por la mañana. -- Tampoco todas las máquinas comerciales que hay en un mismo local funcionan simultáneamente.

Un equipo electrónico exige frecuentemente su propio acondicionamiento de aire. En estos casos deben seguirse las instrucciones del fabricante en cuanto a variaciones de humedad y temperatura, las cuales son, con frecuencia, muy restrictivas.

15. - Ventilación: metros cúbicos por persona o por metro cuadrado. Excesivo humo u olores. Extractores de humos: tipo, tamaño, velocidad, caudal.

16. - Almacenamiento térmico: comprende el horario de funcionamiento del sistema con especificación de las condiciones punta exteriores, variación admisible de temperatura en el espacio durante el día, alfombras en el suelo, naturaleza de los materiales superficiales que rodean el espacio acondicionado.

17. - Funcionamiento continuo o intermitente: si el sistema debe funcionar cada día laborable durante la temporada de refrigeración o solamente en ocasiones, como ocurre en las iglesias o salas de baile. Si el funcionamiento es intermitente hay que determinar el tiempo disponible para la refrigeración previa o preenfriamiento.

b). - SITUACION DEL EQUIPO Y SERVICIO.

El análisis del local debe incluir también la información que permita seleccionar las situaciones del equipo y planificar los sistemas de distribución de aire y agua. A continuación se da una guía para obtener esta información:

1. - Espacios disponibles: situación de los huecos de escalera, de ascensor, chimeneas en desuso, huecos de conductos, montacargas, etc, y espacios para unidades de ventilación, máquinas de refrigeración, torres de enfriamiento, bombas y servicios.

2. - Posibles obstrucciones: situación de las conducciones eléctricas, cañerías o interferencias en general que pueden estar situadas en el trazado de los conductos.

3. - Situación de los tabiques y cortafuegos: se requieren registros o llaves de humero.

4. - Situación de las entradas de aire exterior: en relación con la calle, otros edificios, dirección del viento, suciedad y desvío de contaminadores nocivos.

5. - Suministro de energía eléctrica: situación, capacidad, limitaciones de corriente, tensión, fases y frecuencias, tres o cuatro hilos, forma de incrementar la energía en caso necesario y dónde.

6. - Suministro de agua: situación, dimensiones de tuberías, capacidad, presión, temperatura máxima.

7. - Suministro de vapor: situación, dimensiones de tubería, ca-

pacidad, temperatura, presión tipo de sistema de retorno.

8. - Refrigeración: salmuera o agua fría, tipo de sistema, capacidad, temperatura, caudal, presión.

9. - Características arquitectónicas del local: para seleccionar las salidas de aire que se va a impulsar.

10. - Equipo y conductos de aire existentes: para su posible empleo.

11. - Desagües: situación y capacidad, disposición de la red de drenaje.

12. - Facilidades de control: generador de aire comprimido y presión. Control eléctrico.

13. - Fundación o basamiento: necesidades y disponibilidades, resistencia del edificio.

14. - Requisitos de condiciones sonoras y control de vibraciones: relación entre la situación de los aparatos de refrigeración y ventilación y las zonas críticas.

15. - Accesibilidad del equipo al lugar del montaje: ascensores, escaleras, puertas, acceso desde la calle.

16. - Reglamentación, local y nacional: líneas de utilización desagüe, suministro de agua, ventilación de la refrigeración, construcción de las salas de máquina, conductos, registros o llaves de humero y ventilación de los locales en general y de las salas de máquinas en particular.

c). - ESTIMACION DE LA CARGA DEL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

La estimación de la carga sirve de base para seleccionar el equipo de acondicionamiento. Debe tenerse en cuenta el calor procedente del exterior en un " día de proyecto " , lo mismo que el calor que se genera en el interior del local. Por definición " día de proyecto " es aquel en el que:

1. - Las temperaturas de los termómetros seco y húmedo alcanza el máximo simultáneamente.

2. - Apenas existe niebla en el aire que reduzca la radiación solar. " Ganancias por insolación de las superficies de vidrio " .

3. - Todas las cargas internas son normales " ganancias interiores y ganancias debidas a la instalación " .

La hora de carga máxima puede establecerse generalmente por simple examen de las condiciones del local; no obstante, en algunos casos deben hacerse estimaciones a diversas horas del día.

En realidad, rara vez ocurre que todas las cargas alcancen su máximo a la misma hora. Para obtener resultados reales deben aplicarse varios factores de diversidad a algunos de los componentes de la carga. - " Almacenamiento de calor, diversidad y estratificación " .

Cargas Exteriores.

Las cargas exteriores consisten en:

1. - Rayos de sol que entran por las ventanas. - La ganancia de calor solar suele reducirse por medio de pantallas en el interior o exterior de las ventanas.

2. - Rayos de sol que inciden sobre las paredes y techo. - Estos, junto con la elevada temperatura del aire exterior, hacen que afluya el calor en el espacio acondicionado.

3. - Temperatura del aire exterior. - Una temperatura del exterior más alta que la del interior hace que el calor fluya a través de las ventanas, tabiques y suelos.

4. - Presión del vapor de agua. - Una elevada presión de vapor de agua alrededor del espacio acondicionado, hace que el vapor fluya a través de los materiales que constituyen el edificio. Esta carga solo es apreciable en los casos de bajo punto de rocío interior.

5. - Viento que sopla contra una pared del edificio. - El viento hace que el aire exterior, con mayor temperatura y contenido de humedad se infiltre a través de las rendijas de puertas y ventanas con lo que resulta una ganancia de calor latente y sensible. Toda o parte de esta infiltración puede anularse por el aire que se introduce a través del aparato de acondicionamiento a efectos de ventilación.

6. - Aire exterior necesario para la ventilación. - Generalmente se necesita aire exterior para renovar el interior y suprimir olores. Este aire de ventilación impone al equipo de acondicionamiento una carga de enfriamiento y de deshumectación, ya que hay que sustraer calor o hume-

dad, o ambos. La mayoría de equipos de acondicionamiento permiten desviar al aire exterior de la superficie de enfriamiento. Este aire exterior-desviado constituye una carga en el espacio acondicionado, análoga a la infiltración; en vez de introducirse por las rendijas de las ventanas entra en el local por el conducto de aire. La cantidad de aire exterior desviado depende del tipo de aparato que se utiliza. Las mencionadas cargas constituyen en conjunto, la parte de carga impuesta al equipo acondicionador, que se origina en el exterior, y común a todas las instalaciones.

Cargas Internas.

Generalmente, las ganancias internas provienen de algunas (o todas) de las siguientes fuentes:

1. - Personas. - El cuerpo humano, en razón de su metabolismo, genera calor en su interior y lo cede por radiación, convección y evaporación a través del sistema respiratorio. La cantidad de calor generado y disipado depende de la temperatura ambiente y del grado de actividad de la persona.

2. - Alumbrado. - Los elementos de iluminación convierten la energía eléctrica en calor y en luz. Una parte de este calor es radiante y se almacena también parcialmente.

3. - Utensilios. - Los restaurantes, hospitales, laboratorios y determinados establecimientos (salones de belleza) tienen aparatos eléctricos, de gas o de vapor que desprenden calor.

4. - Motores eléctricos. - Los motores eléctricos constituyen — una carga muy importante en las instalaciones industriales, por lo que debe hacerse un cuidadoso análisis respecto a las horas de trabajo y su capacidad antes de hacer una estimación de la carga.

5. - Tuberías y depósitos de agua caliente. - Las tuberías de agua caliente o de vapor que pasan por el espacio acondicionado, lo mismo que los depósitos de agua caliente, aportan calor. En muchas aplicaciones industriales estos depósitos son abiertos, por lo que se produce evapora—ción de agua dentro del local.

6. - Diversas fuentes de calor. - Pueden existir otras fuentes de calor y de humedad dentro del espacio acondicionado, como, por ejemplo, escapes de vapor (máquinas de lavar y planchar), absorción de agua — por medio de materiales higroscópicos (papel, tejidos, etc.) .

Además de las ganancias de calor que tienen su origen en el exterrior o en el interior del espacio acondicionado, el propio equipo de acondicionamiento y el sistema de conductos producen una ganancia o pér—dida de calor. Los ventiladores y bombas que se utilizan para distribuir el ---aire o el agua en el sistema generan calor; también se añade calor cuando los conductos de impulsión de aire o de retorno atraviesan espacios más—calientes. En los conductos de impulsión pueden producirse fugas de aire frío y en los de retorno fugas de aire caliente.

Cálculo de la carga de calefacción.

La valoración de la carga de calefacción sirve de base para seleccionar el equipo de calefacción. Normalmente se calcula dicha carga considerando las temperaturas invernales que se producen generalmente de noche; por este motivo no se toman en consideración las ganancias de calor producidas por fuentes internas (personas, alumbrado, etc.). Esta evaluación debe tener en cuenta las pérdidas de calor a través de las paredes del edificio que rodean los espacios acondicionados y el calor necesario para compensar las entradas de aire exterior, producidas por infiltración o necesarias para la ventilación.

Otro factor a tener en cuenta en la valoración de la carga de calefacción es la variación de temperatura. Cuando se admite que la temperatura en el interior del local puede descender algunos grados durante períodos de la carga de proyecto, se podrá reducir la capacidad de los equipos de calefacción. Naturalmente, esto solo es aplicable a las instalaciones de funcionamiento continuo.

La práctica de hacer descender bruscamente la temperatura cuando el edificio esta desocupado, presupone la elección del equipo a base de dicha reducción de capacidad. Si bien esta forma de funcionamiento puede conducir a una apreciable economía de combustible se necesita un equipo adicional para el arranque en frío. De hecho, puede ser necesario añadir este suplemento de capacidad incluso cuando la instalación esta destinada a funcionar las 24 horas del día, a causa de la carga de arran-

que en frío necesaria después de una paralización forzada. Es, pues, evidente que el empleo de factores de almacenamiento para reducir la carga de calefacción, en lo que concierne a la elección del equipo adecuado, debe hacerse con mucho cuidado.

Cálculo de la carga a grandes alturas.

Como los cálculos de la carga de acondicionamiento se realizan a base de los kilos necesarios para obtenerla, debe tenerse en cuenta que toda reducción en la densidad del aire supone un aumento del volúmen necesario.

1. - El contenido de humedad del aire ambiente estipulado, en el proyecto de que se trate, debe ajustarse a la altura en que está situado el equipo

2. - Los métodos de cálculo que se utilizan en la estimación de la carga normal no sufren variación alguna, excepto en los factores que afectan a los cálculos de volúmen de aire o calor latente y sensible, que deben multiplicarse por la densidad relativa del aire a la altura correspondiente.

3. - A causa del mayor contenido de humedad del aire, el factor de calor sensible efectivo debe ser corregido.

Selección del Equipo.

Después de hacer la evaluación de la carga, debe elegirse el ---

equipo cuya capacidad sea suficiente para neutralizar esta carga. El aire impulsado hacia el espacio acondicionado debe tener las condiciones necesarias para satisfacer las cargas de calor sensible y latente que han sido estimadas.

2.- CONDICIONES DE PROYECTO.

En este capítulo se exponen los datos a base de los cuales se establecen las condiciones de proyecto exteriores para distintas localidades y las interiores, o sea, las previstas en el proyecto. Las condiciones de proyecto establecidas determinan el contenido de calor del aire, tanto del interior como del exterior y afectan directamente a la capacidad del equipo de acondicionamiento ejerciendo su influencia sobre la transmisión de calor a través de la estructura externa del edificio y la diferencia entre el contenido de calor del aire del interior y del exterior.

a). - Condiciones exteriores de proyecto Verano e Invierno.

Las condiciones climatológicas que se utilizan son las obtenidas anteriormente.

b). - Condiciones Normales de Proyecto - Verano.

Las llamadas condiciones normales son recomendables en aquellas aplicaciones destinadas al confort o a la refrigeración industrial, en las que ocasionalmente es tolerable que se sobrepasen las condiciones --

ambientales de proyecto, las cuales pueden sobrepasarse algunas veces — dentro del año y durante cortos períodos de tiempo. El margen o intervalo de variación diurna es la diferencia media entre las temperaturas se--cas máximas y mínimas durante un período de 24 horas. Este margen — diurno depende de las condiciones climatológicas del lugar.

c). - Condiciones Límites de Proyecto - Verano.

Las condiciones límites de proyecto exigidas durante el verano - deben tenerse en cuenta, sobre todo, en el caso de laboratorios y algunas industrias en las cuales, si se rebasan las condiciones normales de dise--ño del local, incluso durante cortos períodos de tiempo, pueden perjudi--carse o alterarse los productos o los procesos de fabricación.


d). - Condiciones Normales de Proyecto - Invierno.

Las condiciones normales de proyecto en invierno son las que se recomiendan para todas las instalaciones de confort y calefacción indus--trial. La temperatura seca exterior podrá ser inferior a la indicada algu--nas veces durante el año, generalmente en las primeras horas de la mañna.

e). - Condiciones Interiores del Proyecto para confort
Verano e Invierno.

Las condiciones interiores del proyecto que se reseñan en la ta--

bla 4.1 se recomiendan para las aplicaciones indicadas en la misma. — Estas condiciones se han deducido en base a los principios termofisiológicos e higiénicos vistos anteriormente.

f). - Condiciones Interiores para la Industria. 

La Tabla 4.2 reseña las temperaturas más comunes y las humedades relativas que se utilizan en la preparación, elaboración de distintos productos, así como para el almacenamiento de mercancías en crudo o acabadas. Estas condiciones son las que se emplean más comúnmente y pueden variar con distintas aplicaciones. También pueden variar cuando se produzca un cambio en la fabricación, en el producto o en la información disponible acerca del efecto de la humedad y la temperatura. — En todos los casos debe tenerse en cuenta que siempre se deben establecer estas condiciones de común acuerdo.

Algunas de las condiciones que se mencionan en esta tabla, no tienen más efecto sobre el producto o sobre el proceso de fabricación, que el de aumentar el rendimiento del personal manteniendo las condiciones de confort. Esto normalmente mejorará la calidad de la mano de obra y la uniformidad del producto, disminuyendo las piezas rechazadas y los costos de fabricación. En algunos casos puede aconsejarse establecer una transacción entre las condiciones requeridas y las de confort a fin de mantener la calidad de producción compatible con bajos costos de fabricación.

TABLA 4.1

TIPO DE APLICACION	VERANO					INVIERNO				
	DE LUJO		PRÁCTICA COMERCIAL			DE HUMECTACION			SIN HUMECTACION	
	Tempera tura seca (°C)	Hum. rel. %	Tempera tura seca (°C)	Hum. rel. %	Variación de Tempe ratura (°C)	Tempera tura seca (°C)	Hum. rel. %	Variación de Tempe ratura (°C)	Tempera tura seca (°C)	Variación de Tempe ratura (°C)
<u>Confort General.</u> Apartamento, Chalet, Oficina Colegio, Hospital, etc.	21-22	50-45	24-25	50-45	1 a 2	21-22	35-30	-1.5 a -2	22-23	-2
<u>Tiendas Comerciales</u> (Ocupación de corta duración) Bancos, Barbero y Peluquería Grandes Almacenes, Super- mercado, etc.	22-24	50-45	25-26	50-45	1 a 2	20-21	35-30	-1.5 a -2	21-22	-2
<u>Aplicaciones de Bajo Factor de Calor Sensible</u> (Carga latente elevada) Auditorio, Iglesia, Bar, Restaurante, Cocina, etc.	22-24	55-50	25-26	60-50	0.5 a 1	20-21	40-35	-1 a -2	21-22	-2
<u>Confort Industrial.</u> Secciones de montaje, Salas de máquinas, etc.	25-27	55-45	26-29	60-50	2 a 3	20-22	35-30	-2 a -3	21-23	-3

TABLA 4.2

CONDICIONES INTERIORES PARA APLICACIONES INDUSTRIALES.

(Estos valores son facilitados a título informativo, las condiciones escogidas las determina generalmente el cliente).

INDUSTRIA	APLICACION	TEMP. seca °C	HUMEDAD relat. %
ABRASIVOS	Fabricación	24-27	45-50
FOSFOROS	Fabricación	22-23	50
	Secado	21-24	40
	Almacenaje	15-17	50
APARATOS ELECTRICOS	Arrollamientos, bobinas, material electrónico	22	15
	Montaje lámparas	20	40
	Instrumentos electrónicos Fabricación y laboratorio	21	50-55
	Montaje termostato	24	50-55
	Montaje higrostatos	24	50-55
	Montajes de precisión	22	40-45
	Ensayos aparatos de me- dida	23-24	60-63
	Montaje fusibles e inte- rruptores	23	50
	Fabric. condensad.	23	50
	Almacén papel	23	50
	Aislamiento cables	24	65-70
Pararrayos	20	20-40	
Montaje y ensayo de dis- vuntores	24	30-60	
Rectif. de Selenio y Oxido de Cobre	23	30-40	
CERVECERIA	Consevación de :		
	Lúpulo	-1 a 0	55-60
	Grano	27	60

TABLA 4.2

CERVECERIA	Levadura Líquida	0-1	75
BOMBONES DE CHOCOLATE	Guarnición interior	27-30	40-50
	Temple manual	15-18	50-55
	Recubrimientos (sala)	24-27	55-60
	Recubrimientos		
	Entrada	27	50
	Máquina de recubrir	32	13
	Decoración	21	40-50
	Túnel	4-7	
	Empaquetado	18	55
	Consevación	18-21	40-50
CERVECERIA	Cerveza clara	0-2	75
	Cerveza negra	4-7	75
	Cava de Fermentación		
	Cerveza clara	4-7	75
	Cerveza negra	13	75
	Trasiego	0-2	75
CERAMICA	Refractarios	43-65	50-90
	Modelado	27	60-70
	Almacén de arcillas	15-27	35-65
	Decoración	24-27	45-50
COSMETICOS	Fabricación	18-21	
CUERO	Secado		
	Curtido vegetal	21	75
	Curtido al cromo	49	75
	Almacenaje	10-16	40-60
DESTILACION	Conservación de :		
	Grano	15	35-40
	Fermento líquido	0-1	
	Fabricación	15-24	45-60
	Envejecimiento	18-22	50-60

TABLA 4.2.

IMPRESA	Litografía en color		
	Sala de prensa	24-27	46-48
	Almacenaje	23-27	49-51
	Impresión de papeles y tejidos Almacenaje y plegado		Confort Confort
OPTICA	Fusión		Confort
	Pulimiento	27	80
MATERIAL FOTOGRAFICO	Secado	-7 a 52	40-80
	Corte y empaquetado	18-24	40-70
	Almacenaje de :		
	Papel de base	21-24	40-65
	Película normal	16-27	45-50
	Película al nitrato	4- 10	40-50
MATERIAL PLASTICO	Fabricación		
	Moldeado	27	25-30
	Fabr. celofán	24-27	45-65
MUNICIONES	Ejementos de percusión		
	Secado de piezas	88	
	Secado de pinturas	43	
	Secado pólvora negra	52	
	Carga detonadores y espoletas	21	40
	Proyectiles trazadores	27	40
PRODUCTOS DE FARMACIA	Consevación de polvos		
	Antes de la fabricación	21-27	30-35
	Después de la fabricación	24-27	15-35
	Trituración	27	35
	Comprimidos	21-27	40
	Recubrimientos	27	35
	Comprimidos polvos, efervesc.	32	15
	Preparados hipodérmicos	24-27	30

TABLA 4.2

PRODUCTOS DE FARMACIA.	Coloides	21	30-50
	Jarabes para la tos	27	40
	Productos glandulares	25-27	5-10
	Fabricación de ampollitas	27	35
	Capsulas de gelatina	25	40-50
	Almacenaje de cápsulas	24	35-40
	Microanálisis		Confort
	Productos biológicos	27	35
	Extracto de hígado	21-27	20-30
	Sueros		Confort
	Animales		Confort
TABACO	Cigarrillos v cigarros fabricación	21-24	55-65
	Humectación	32	85-88
	Separación de troncos	24-30	75
	Conservación v preparación	26	70
	Empaquetado	24	75
	Embalaje v expedición	24	60
TEXTILES	Algodón		
	<u>Laboreo v batido</u>	21-24	55-70
	<u>Cardado</u>	28-31	50-55
	<u>Estirado y bobinado</u>	27	55-60
	<u>Hilado de anillos</u>		
	<u>Encaje clásico</u>	27-30	60-70
	<u>Trama larga</u>	27-30	
	<u>Trabajo normal</u>	27-30	55-60
	<u>Bobinado y urdido</u>	26-27	60-65
	<u>Tejido</u>	26-27	70-85
	<u>Almacenaje</u>	24	65-70
	<u>Peinado</u>	24	55-65
	Telas (linos)		
	<u>Cardado, hilado</u>	24-27	60
	<u>Tejidos</u>	27	80
	Tejidos de lana		
<u>Batido</u>	27-30	60	

TABLA 4.2

TEXTILES	Cardado	27-30	65-70
	Hilado	27-30	50-60
	Almacenaje	24-27	60
	Tejido		
	Tejidos ligeros	27-30	55-70
	Tejidos espesos	27-30	60-65
	Estirado	24	50-60
	Lanas peinadas		
	Cardado, peinado	27-30	60-70
	Estirado	27-30	50-70
	Hilado	27-30	50-55
	Bobinado y devanado	24-30	55-60
	Tejido	27	50-60
	Acabado	24-27	60
	Seda		
	Prep. y almacenaje	27	60-65
	Hilado y tejido	27	65-70
	Torcido	27	60
	Seda artificial		
	Hilado	27-32	50-60
	Torcido	27	55-60
	Tejido		
	Rayón	27	50-60
	Acetato	27	55-60
	Rayón hilado	27	80

TABLA 4.2

TEXTILES	Batido	24-27	50-60
	Cardado, Torcido, Es- tirado	27-32	50-60
	Género de punto		
	Viscosa o celulosa preci- pitada	27-30	65
	Fibras sintéticas Preparación y tejido de :		
	Viscosa	27	60
	" Celonese "	27	70
	Nylon	27	50-60
CRISTAL	Corte Sala laminación polivinilo	13	Confort 15

Generalmente, se adoptan las adecuadas condiciones específicas en las aplicaciones industriales por uno o más de los siguientes motivos:

1. - Es necesario una temperatura constante cuando se trata de realizar medidas con escasa tolerancia, calibraciones u operaciones de fresado o esmerilado para evitar las expansiones y contracciones de las piezas de maquinaria, de los productos maquinados o de los instrumentos de medida. Normalmente, más importante que mantener un nivel determinado de temperatura es conseguir que esta sea constante.

Los materiales no higroscópicos tales como metales, vidrio, --- plástico, etc., tienen la propiedad de retener molecular de agua en el interior de grietas microscópicas que se producen en su superficie, formando de este modo una película superficial invisible y discontinua. La densidad de esta película aumenta con la humedad relativa. Por esto, en muchos casos debe mantenerse la película por debajo de un punto crítico, a partir del cual los metales pueden rayarse o la resistencia eléctrica de unos materiales aislantes puede disminuir de una forma muy notable.

2. - En los talleres donde se fabrican o almacenan piezas de superficies muy pulimentadas se mantiene constante la humedad relativa y la temperatura para evitar la formación de esa película de humedad. En estos casos se mantienen ambas ligeramente por debajo de las condiciones de confort para reducir al mínimo la transpiración del operario. También se mantienen constante la humedad y la temperatura en salas de máquinas para evitar el rallado o la corrosión de ciertas partes de la maquinaria. -

En estos casos, si las condiciones no se mantienen durante las 24 horas del día, la puesta en marcha del sistema de acondicionamiento después de un período prolongado de parada, debe hacerse con mucho cuidado; (1) durante el verano la humedad acumulada debe reducirse antes de reducir la temperatura; (2) durante el invierno debe evitarse la introducción de humedad antes de que los materiales hayan sufrido un caletamiento, si estos se han enfriado a consecuencia de los períodos de parada del sistema de acondicionamiento.

3. - Es necesario el control de la humedad relativa para mantener la resistencia, flexibilidad y recuperación de materiales higroscópicos, tales como papel y los tejidos. También debe controlarse la humedad si se quiere reducir la posibilidad de formación de cargas de electricidad estática. Estas se reducen a un mínimo con humedades relativas superiores al 55 % .

4. - Son necesarios el control de la temperatura y el de la humedad cuando se requiere regular la velocidad de las reacciones químicas o bioquímicas, por ejemplo, el secado de barnices, recubrimientos de azúcar, preparación de fibras sintéticas o sustancias químicas, fermentación de la cerveza. Generalmente, las temperaturas elevadas acompañadas de humedad relativa baja aumentan las velocidades de secado, y acompañadas de humedad relativa alta, aceleran procesos como el de fermentación de la cerveza.

5. - Los laboratorios requieren un control preciso de la humedad

y la temperatura, o de una de las dos; los destinados a control de calidad y verificación suelen estar proyectados para mantener unas condiciones de 23° C y 50 % de humedad relativa.

6. - En algunas aplicaciones industriales en que la carga térmica es excesiva las máquinas o materiales no se benefician del control de humedad y temperatura, pueden ser aconsejable realizar una refrigeración local para el alivio o descanso de los operarios. Generalmente, las condiciones que han de mantenerse por estos procedimientos están por encima de las condiciones normales de confort.

3. - ALMACENAMIENTO DE CALOR, DIVERSIDAD Y ESTRATIFICACION.

El procedimiento de valorar la carga normal ha sido evaluar la ganancia instantánea de calor dentro del espacio acondicionado y suponer que el equipo de refrigeración eliminará el calor con la misma velocidad con que se produce. No obstante, ha quedado demostrado que los equipos seleccionados a base de esto resultan sobredimensionados y, por consiguiente, pueden mantener condiciones ambientales muy inferiores a las del proyecto original. Un análisis exhaustivo del problema, acompañado de investigaciones y pruebas, ha demostrado que ello es debido a :

1. - Almacenamiento de calor en la estructura del edificio.
2. - No simultaneidad de los valores máximos de los componentes de la carga térmica (diversidad) .

3. - Estratificación del calor, en algunos casos.

Generalmente, la carga real de refrigeración es muy inferior a la ganancia máxima de calor instantánea y, por lo tanto, se necesita un equipo más pequeño para realizar un trabajo determinado. Por añadidura, las cantidades de aire o de agua o de ambas, son reducidas, de lo que resulta un sistema más pequeño en conjunto. Además si el equipo trabaja más durante los períodos de carga máxima o se permite que la temperatura interior aumente unos grados más de lo previsto en los momentos de carga máxima, mientras funciona el refrigerador, o ambas cosas a la vez, todavía podremos obtener una mayor reducción en la capacidad del equipo. Cuando más pequeño es el equipo, y más se le hace trabajar en los momentos de carga máxima, menor será el precio de costo para el cliente y menores serán también los gastos que origine su funcionamiento. Por otra parte, es un hecho bien conocido que todo equipo dimensionado de forma que se adapte lo más exactamente posible a las necesidades de la instalación, trabaja mucho mejor y con mayor rendimiento. Además si se selecciona un equipo más pequeño a base de períodos más largos de funcionamiento con carga máxima, resulta un sistema más económico y eficiente en las condiciones de trabajo con carga parcial.

Como, en la mayoría de los casos, los equipos que se instalan para realizar una función determinada son más pequeños, existe menor margen de error; esto exige un trabajo de ingeniería más exacto que incluya el estudio de la distribución del aire y el equilibrio del sistema.

Si se trata de un edificio de varias plantas con varias habitaciones en cada una de ellas, lo que generalmente se desea es dotar el sistema de alguna flexibilidad, tanto en la carga térmica de los locales como en la distribución del aire, para permitir el control individual de cada habitación. Generalmente, es recomendable que toda reducción en concepto de almacenamiento y de diversidad se haga sobre la carga total de refrigeración, o carga del edificio, manteniendo una actitud conservadora respecto a la carga de los locales o a la distribución del aire. Esta actitud debe determinarse por el proyectista, teniendo en cuenta las exigencias del proyecto y los deseos del cliente. Un sistema proyectado de este modo, es decir, reduciendo al máximo la carga de refrigeración global, pero manteniendo menor reducción en la carga de los locales o en la distribución del aire, satisface todas las necesidades de flexibilidad, excepto en las horas punta. Además, un sistema en estas condiciones tiene menor precio de compra y unos costos de funcionamiento más bajo.

a). - Almacenamiento de calor en las estructuras del Edificio.

La ganancia instantánea de calor, en su caso general de acondicionamiento a efectos de confort, se compone de calor solar, iluminación, personas, transmisión a través de las paredes, suelos y vidrios, infiltración y aire de ventilación y, en algunos casos, maquinaria, utensilios, etc. Gran parte de esta ganancia instantánea de calor es calor radiante que no constituye una carga instantánea para el equipo, porque debe incidir so-

bre la superficie de un sólido y ser absorbida por ella antes de convertirse en una carga del equipo. La descomposición de las distintas ganancias instantáneas de calor en calor radiante y calor de convección se efectúa, aproximadamente, como sigue:

TABLA 4.3

Fuente de Ganancia de Calor	Calor de Radiación	Calor de - Convección
Solar, sin persianas interiores	100 %	---
Solar, con persianas interiores	58 %	42 %
Luces Fluorescentes	50 %	50 %
Lámparas de incandescencia	80 %	20 %
Personas *	40 %	20 %
Infiltración y ventilación	-----	100 %
Máquinaria y utensilios	20-80 %	80-20 %

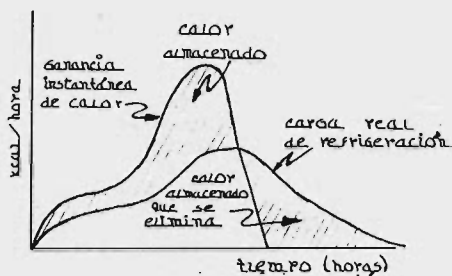
* El 40 % restante se disipa como carga latente.

La carga que originan la maquinaria y utensilios varía en función de la temperatura de su superficie. Cuando mayor es esta temperatura, mayor es la carga de calor radiante.

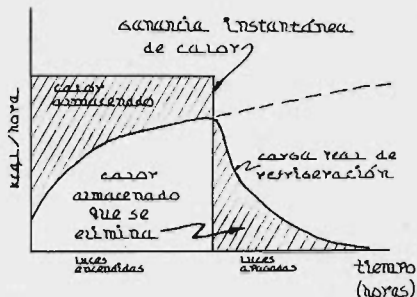
b). - Temperatura constante y períodos de funcionamiento del Equipo.

Cuando el calor radiante que se origina en cualquiera de las fuentes enumeradas en la tabla 4.3, incide sobre una superficie sólida es --

absorbido, elevando la temperatura del material en la superficie, con respecto a la del material interior y la del aire continuo a dicha superficie. Esta diferencia de temperatura hace que el calor se transmita al interior del material (por conducción) y desde la superficie al aire (por convección). El calor transmitido por conducción desde la superficie se almacena, y el transmitido por conducción desde la superficie se convierte en una carga instantánea de refrigeración. La fracción del calor radiado que se almacena depende de la razón aritmética de la resistencia del material al flujo térmico a la resistencia al flujo térmico en las capas de aire. En la mayoría de los materiales de construcción la resistencia térmica del material es mucho menor que la resistencia térmica del aire; por eso la mayor parte del calor radiado será almacenado. No obstante, a medida que continúa este proceso de absorción del calor radiante, el material se calienta progresivamente y pierde su capacidad de almacenar más calor.



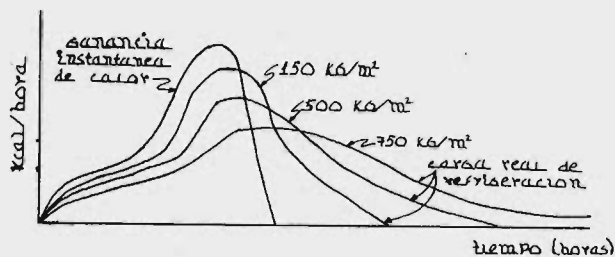
Carga real de refrigeración, ganancia de calor solar con orientación al oeste.



Carga real de refrigeración, por las luces fluorescentes.

Fig. 4.1

Fig. 4.2

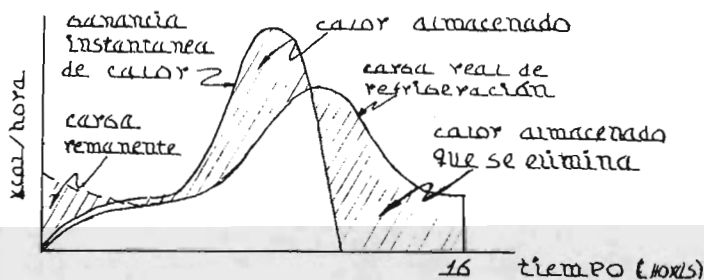


Carga real de refrigeración, ganancia de calor solar, construcción ligera, mediana y sólida.

Fig. 4.3

Otro factor que afecta notablemente al almacenamiento de calor es el período de funcionamiento del equipo de acondicionamiento. Todas las curvas de las figuras 4.1 a 4.4 representan la carga real de refrigeración en funcionamiento ininterrumpido durante las 24 horas. Si cesa el funcionamiento del acondicionador al cabo de 16 horas, parte del calor almacenado permanecerá en las estructuras del edificio, este calor debe eliminarse y aparecerá como una carga remanente cuando al día siguiente tenga que ponerse funcionamiento el sistema de refrigeración.

Sumando esta carga remanente a la carga de refrigeración de ese día, obtendremos la carga real de refrigeración para 16 horas de funcionamiento.



Carga real de refrigeración, ganancia de calor solar, orientación al oeste, 16 horas de funcionamiento.

Fig. 4.4

TABLA 4.4

FACTORES DE ALMACENAMIENTO SOBRE CARGA TÉRMICA, APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO.

Dispositivos con elementos de sombra interiores*

Funcionamiento de 16 horas diarias, Temperatura interior constante**

ORIENTACIÓN (Latitud Norte)	PESO (***) (kg por m ² de superficie de suelo)	HORA SOLAR																ORIENTACIÓN (Latitud Sur)
		MAÑANA								TARDE								
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	
NE	750 y más	0,53	0,64	0,59	0,47	0,31	0,25	0,24	0,22	0,18	0,17	0,16	0,14	0,12	0,09	0,08	0,07	SE
	500	0,53	0,65	0,61	0,50	0,33	0,27	0,22	0,21	0,17	0,16	0,15	0,13	0,11	0,08	0,07	0,06	
	150	0,56	0,77	0,73	0,58	0,36	0,24	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,07	0,04	0,02	0,02	
E	750 y más	0,47	0,63	0,68	0,64	0,54	0,38	0,27	0,25	0,20	0,18	0,17	0,15	0,12	0,10	0,09	0,08	E
	500	0,46	0,63	0,70	0,67	0,56	0,38	0,27	0,24	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,09	0,08	0,07	
	150	0,47	0,71	0,80	0,79	0,64	0,42	0,25	0,19	0,16	0,14	0,11	0,09	0,07	0,04	0,02	0,02	
SE	750 y más	0,14	0,37	0,55	0,66	0,70	0,68	0,58	0,46	0,27	0,24	0,21	0,19	0,16	0,14	0,12	0,11	NE
	500	0,11	0,35	0,53	0,66	0,72	0,69	0,61	0,47	0,29	0,24	0,21	0,18	0,15	0,12	0,10	0,09	
	150	0,07	0,31	0,57	0,75	0,84	0,81	0,69	0,50	0,30	0,20	0,17	0,13	0,09	0,05	0,04	0,03	
S	750 y más	0,19	0,18	0,34	0,48	0,60	0,68	0,73	0,74	0,64	0,59	0,42	0,24	0,22	0,19	0,17	0,15	N
	500	0,16	0,14	0,31	0,46	0,59	0,69	0,76	0,70	0,69	0,59	0,45	0,26	0,22	0,18	0,16	0,13	
	150	0,12	0,23	0,44	0,64	0,77	0,86	0,88	0,82	0,56	0,50	0,24	0,16	0,11	0,08	0,05	0,04	
SO	750 y más	0,22	0,21	0,20	0,20	0,20	0,32	0,47	0,60	0,63	0,66	0,61	0,47	0,23	0,19	0,18	0,16	NO
	500	0,20	0,19	0,18	0,17	0,18	0,31	0,46	0,60	0,66	0,70	0,64	0,50	0,26	0,20	0,17	0,15	
	150	0,08	0,08	0,09	0,09	0,10	0,24	0,47	0,67	0,81	0,86	0,79	0,60	0,26	0,17	0,12	0,08	
O	750 y más	0,23	0,23	0,21	0,21	0,20	0,19	0,18	0,25	0,36	0,52	0,63	0,65	0,55	0,22	0,19	0,17	O
	500	0,22	0,21	0,19	0,19	0,17	0,16	0,15	0,23	0,36	0,54	0,66	0,68	0,60	0,25	0,20	0,17	
	150	0,12	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,09	0,19	0,42	0,65	0,81	0,85	0,74	0,30	0,19	0,13	
NO	750 y más	0,21	0,21	0,20	0,19	0,18	0,18	0,17	0,16	0,16	0,33	0,49	0,61	0,66	0,19	0,17	0,15	SO
	500	0,19	0,19	0,18	0,17	0,17	0,16	0,16	0,15	0,16	0,34	0,52	0,65	0,23	0,18	0,15	0,13	
	150	0,12	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,10	0,17	0,39	0,63	0,80	0,79	0,28	0,18	0,12	
N y sombra	750 y más	0,23	0,58	0,75	0,79	0,80	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,86	0,87	0,88	0,39	0,35	0,31	S y sombra
	500	0,25	0,46	0,73	0,78	0,82	0,82	0,83	0,84	0,85	0,87	0,88	0,89	0,90	0,40	0,34	0,29	
	150	0,07	0,22	0,69	0,80	0,86	0,93	0,94	0,95	0,97	0,98	0,98	0,99	0,99	0,35	0,23	0,16	

Ecuación: Carga de

refrigeración kcal/h = [Máxima aportación solar kcal/h·m² (Tabla 4.5)× [superficie acristalada, m²]

× [factor de sombra, factor de atmósfera, etc. Cap IV. 4]

× [factor de almacenamiento]

* Elemento de sombra interior es cualquier tipo de pantalla situada detrás de la superficie acristalada.

** Estos factores se aplican cuando se mantiene una TEMPERATURA CONSTANTE en el interior del edificio durante el periodo de funcionamiento del equipo. Cuando se permite una variación de temperatura, resulta un almacenamiento adicional durante periodos de máxima carga.

*** Peso por metro cuadrado de piso.

Local con uno o más muros al exterior = $\frac{(\text{Peso de muros exteriores, kg}) + 1/2 (\text{Peso de tabiques, suelo y techo, kg})}{\text{superficie del suelo del local, m}^2}$ Local interior (sin muros exteriores) = $\frac{1/2 (\text{peso de tabiques, suelo y techo, kg})}{\text{superficie del suelo del local, m}^2}$ Local en sótano (piso sobre suelo) = $\frac{(\text{Peso del suelo, kg}) + (\text{Peso de muros exteriores, kg}) + 1/2 (\text{peso de tabiques y techo, kg})}{\text{superficie del suelo del local, m}^2}$ Edificio o zona entera = $\frac{\text{Peso de muros exteriores, tabiques, pisos, estructura y soportes, kg}}{\text{superficie de suelo con acondicionamiento de aire, m}^2}$

Si el suelo está recubierto de una alfombra: El peso del suelo debe multiplicarse por 0,50 a fin de compensar el efecto aislante de la alfombra.

Los pesos por m² de los tipos de construcción más usuales se encuentran en las Tablas 4.11 hasta 4.23

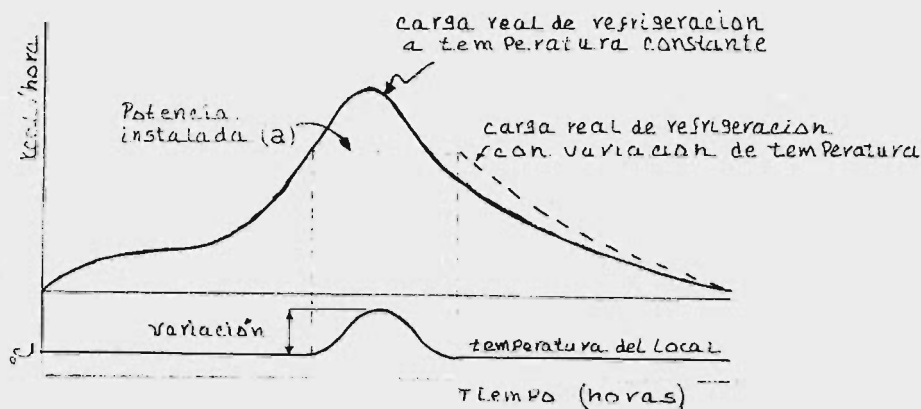
La curva superior representa la ganancia instantánea de calor, y la inferior la carga real de refrigeración para este día, cuando se mantiene constante la temperatura durante el período de funcionamiento del equipo. La línea de puntos representa la carga adicional que permaneció almacenada en la estructura del edificio. La temperatura del espacio acondicionado aumenta durante los períodos de inactividad del equipo no solamente a causa de la transmisión de calor durante la noche, sino por el calor almacenado, y volverá a manifestarse en el punto de control o comprobación durante el período de inactividad del equipo.

Cuando los períodos de funcionamiento son más cortos, aumenta la carga remanente porque queda más calor almacenado en el edificio en el momento de pararse el equipo.

c). - Variación de la temperatura en el espacio acondicionado.

Además del almacenamiento del calor radiante que se produce a temperatura ambiente constante, también se almacena calor en las estructuras del edificio, cuando la temperatura del espacio acondicionado se somete a variaciones forzadas. Si la capacidad de refrigeración del sistema equilibra a la carga, la temperatura del espacio acondicionado permanece constante durante todo el período de funcionamiento. Por otra parte, si la capacidad de refrigeración del sistema es inferior a la carga real en cualquiera de los puntos de la curva, la temperatura aumentará. A medida que aumenta la temperatura del espacio acondicionado disminu-

ye la convección de calor y, en consecuencia, aumenta el calor radiante- que se almacena en las estructuras del edificio. Este fenómeno se ilustra en la figura 4.5



Carga Real de refrigeración con temperatura variable en el local.

Fig. 4.5

La curva de trazo continuo representa la carga real de refrigeración debida a la ganancia de calor solar, a través de una pared orientada al oeste, manteniéndose constante la temperatura del local en funcionamiento de 24 horas. Supongamos que la máxima capacidad frigorífica disponible se representa por el punto (a), y que esta capacidad está controlada para mantener una temperatura constante con carga parcial. Cuando la carga real de refrigeración supere la capacidad de refrigeración del -

equipo, la temperatura crecerá como indica la curva inferior. La carga real de refrigeración cuando varía la temperatura, esta representada — por la línea de trazo. Esta forma de operar es semejante utilizando distintos períodos de funcionamiento y distintos tipos de construcción.

NOTA: cuando se proyecta un sistema admitiendo que se produzca una oscilación de temperatura, la máxima oscilación se produce solamente en las horas punta de los días de proyecto, entendiéndose por tales los días en que todas las cargas alcanzan su máximo simultáneamente. — En condiciones normales de funcionamiento, la temperatura permanece — constante, o varía muy ligeramente.

d). - Preenfriamiento para aumentar el calor almacenado.

Enfriando previamente el local por debajo de la temperatura deseada se aumenta el almacenamiento de calor en las horas punta, cuando la temperatura de pre-enfriamiento se mantiene a un nivel determinado. — Esto se produce por-que la variación potencial de temperatura aumenta — creciendo la cantidad de calor almacenado en las horas punta. En los locales donde se realiza ese enfriamiento previo a una temperatura infe---rior, en el momento que llegan los ocupantes se regula el termostato al punto superior de control que corresponde a la temperatura de confort, y no se produce ningún almacenamiento adicional. En estas condiciones, la unidad enfriadora deja de funcionar y no se produce refrigeración durante este período de calentamiento. Cuando la unidad de refrigeración vuelve—

a actuar, la carga se encuentra aproximadamente en el punto donde se — encontraría si no hubiese habido enfriamiento previo. Este pre-enfria — miento es muy útil para reducir la carga de refrigeración en sitios tales — como iglesias, salas de cine, etc., donde la temperatura de pre-enfria — miento puede mantenerse constante cuando el punto de control y la varia — ción de temperatura del local se elevan 4 o 5° C .

e). - Diversidad de las cargas de refrigeración.

La diversidad de cargas resulta de la poca probabilidad de que — se produzcan simultáneamente la totalidad de las cargas de refrigeración en un día proyectado. En los sistemas de acondicionamiento de gran volú — men se aplican los factores de diversidad a la capacidad de refrigeración del sistema. Estos factores varían con el lugar, tamaño y tipo de instala — ción aplicandose discrecionalmente según el criterio del proyectista.

Generalmente, pueden aplicarse estos factores de diversidad a — las cargas de iluminación y personal ocupante en las oficinas de varias — plantas, hoteles, ya que la posibilidad de que en las horas punta coinci — dan todos los ocupantes con el encendido de todas las luces es muy remo — ta. Normalmente, en los grandes edificio y oficinas, algunas personas se ausentarán, y en los despachos que queden vacíos es natural que las lu — ces permanezcan apagadas; al mismo tiempo, aparte de que las luces de — berán estar apagadas en las oficinas vacías, en una instalación suele ha — ber más luces que las que normalmente están encendidas por razones de

mantenimiento. En consecuencia, puede hacerse uso de este factor de diversidad y aplicarlo a las personas y al alumbrado antes de proceder a la selección del equipo de enfriamiento.

La magnitud del factor de diversidad depende de las dimensiones del edificio y del criterio del proyectista respecto a las circunstancias -- que concurren en él. Por ejemplo, en una oficina pequeña que tenga uno o dos ocupantes el factor de diversidad será uno, es decir, no hay reducción, extendiendo esto a una planta con 50 o 100 ocupantes, puede admitirse que el 5 o 10 % de los mismos estarán ausentes del local en las horas-puntas, y en un edificio de 20, 30 o 40 puede admitirse que el 10 o 20 % - esta ausente durante esas horas. Un edificio en el que predominen los locales de venta tendrá mucha gente fuera del local, de acuerdo con la marcha normal del negocio.

El mismo criterio puede aplicarse a los apartamentos y hoteles. Normalmente, en las horas de máxima carga solar se encuentran pocas - personas en los hoteles, y las luces están encendidas únicamente después de la puesta del sol. Por este motivo en los apartamentos y hoteles el factor de diversidad puede ser mucho menor que en los locales de oficinas.

Esta reducción en la carga de refrigeración es real y debe aplicarse en los casos posibles.

Factores típicos de diversidad o coeficientes de simultaneidad para grandes edificios.

(aplicables a la capacidad de refrigeración).

TIPO DE APLICACION	FACTOR DE DIVERSIDAD	
	Ocupantes	Luces
Oficinas	0.75 a 0.90	0.70 a 0.85
Apartamento, Hotel	0.40 a 0.60	0.30 a 0.50
Grandes Almacenes	0.80 a 0.90	0.90 a 1.00
Industrial	0.85 a 0.95	0.80 a 0.90

Un factor de diversidad también sería aplicable a la carga térmica por maquinaria

f). - Estratificación del Calor.

Existen normalmente dos situaciones en las que el calor se estratifica reduciendo la carga de refrigeración impuesta al equipo acondicionador.

1. - El calor se estratifica en los locales de techo alto, en los que el retorno o extracción del aire se hace a través del techo.

2. - El calor puede estratificarse también encima de los cielos rasos colgantes con luces indirectas y/o sistemas de retorno por cámara o espacio de pleno situados en el techo.

La primera situación se produce, generalmente, en la industria,

iglesias, salas de espectáculos e instalaciones semejantes. La segunda, — en hoteles, apartamentos y locales de oficinas. En ambos casos lo que — ocurre es que, como el aire caliente tiende a elevarse, permite la estratificación de las cargas de convección procedentes del techo, de las luces y de la parte superior de las paredes. La fracción de carga convectiva del techo es aproximadamente el 25 % de la carga total (el resto es — radiación); la correspondiente a la carga de alumbrado es el 50 % con luces fluorescentes, y el 20 % con lámparas de incandescencia; y la carga de transmisión por las paredes aproximadamente de un 40 % .

En los locales con techo alto, gran parte de la carga de convección que se produce a niveles superiores a los de impulsión de aire fresco, se estratifica a la altura del techo. Parte de la carga se introduce por efectos de inducción con la corriente de aire que se suministra al local. — Normalmente el 80 % se estratifica y el 20 % se induce. Si el retorno de aire realiza por el techo, ésta carga de convección, que se produce por — encima de la corriente de aire fresco, debe descontarse a la carga de — aire acondicionado. El resultado es una notable reducción de carga si el — aire ha de ser expulsado al exterior. Normalmente, no suele ser práctico, extraer más aire del necesario, sino que debe hacerse introduciendo — aire exterior a través del acondicionador. En este caso, el aumento de — de carga es mayor que la reducción que se obtendría por extracción del — aire.

Un aumento de 5.5 a 11° C en la temperatura del aire que se ex

trae puede considerarse como una reducción de carga cuando la cantidad de calor aportado por convección por encima de la corriente de aire fresco es suficientemente grande.

El aire caliente se estratifica en el techo, cuando no se produce su extracción y rápidamente aumenta su temperatura, por lo que no debe preverse ninguna reducción de la carga, cuando no es extraído el aire a través del techo o del tejado.

Cuando existen techos suspendidos, parte del calor de convección, debido a la iluminación indirecta del local, entra en la cámara de pleno, y lo mismo ocurre con el calor radiante dentro del local (solar, alumbrado, de las personas, etc.), que incidiendo sobre el techo, lo calienta y hace que afluya el calor al espacio o cámara de pleno. Estas fuentes de calor aumentan la temperatura del aire en el espacio de pleno, lo que hace que el calor afluya al lado inferior de la estructura del suelo superior. Cuando este pleno de techo se utiliza para retorno del aire, parte de este aire circula alrededor y por encima de las lámparas o aparatos de las luces transportando más calor de convección hacia el espacio de pleno. El calor contenido en el espacio de pleno del techo tiende a " aplanar " la carga del acondicionador y la del local.

4. - GANANCIAS POR INSOLACION DE LAS SUPERFICIES DE VIDRIO.

a). - Radiación Solar Directa y Difusa.

La intensidad de la radiación solar en el límite de la atmósfera es de 1209 Kcal/h m^2 , aproximadamente, el 21 de diciembre, cuando la tierra está en su perihelio, y de 1125 Kcal/h m^2 el 21 de junio, cuando está en su afelio. En otras épocas del año la intensidad de la radiación solar varía entre estos límites.

Al atravesar la atmósfera disminuye considerablemente la intensidad de la radiación solar, de forma que una parte importante de ella se refleja hacia el espacio, dentro de la atmósfera o es absorbida por diversas partículas. La radiación difusa, debida a la reflexión que se produce en las partículas de vapor de agua, de ozono, o de polvo se reparte de una manera sensiblemente uniforme por la superficie de la tierra. Radiación directa, es la parte de la radiación inicial que incide directamente en la superficie de la tierra. Los valores relativos de estas dos radiaciones son variables y dependen:

1. - De la distancia que deben recorrer los rayos a través de la atmósfera para alcanzar un punto de la tierra.

2. - De la limpieza de la atmósfera.

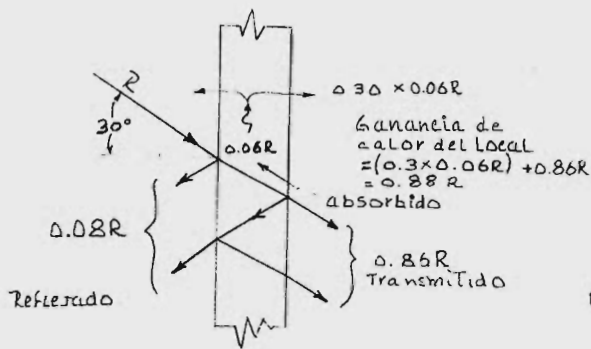
Cuando la distancia a recorrer en el interior de la atmósfera aumenta, o la atmósfera se hace más opaca, disminuye la radiación di-

recta y aumenta la difusa. Cuando una de las dos, o ambas, aumentan, el aumento resultante es reducir la cantidad de calor que llega a la superficie de la tierra.

b). - Vidrio Ordinario.

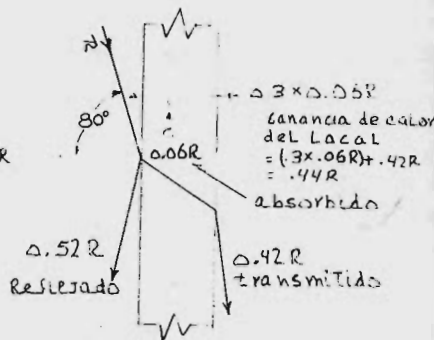
La ganancia de calor a través de un vidrio ordinario depende de su situación geográfica (latitud) , del instante considerado (hora, mes) y, finalmente de su orientación. La componente de radiación directa origina ganancia de calor en el espacio acondicionado solo cuando la ventana es atravesada por los rayos solares, mientras que la componente de radiación difusa origina ganancia de calor cualquiera que sea la posición de la ventana en relación con el sol.

El cristal ordinario absorbe una débil proporsión de la radiación solar (5 a 6 %) y refleja o transmite el resto. La magnitud de calor reflejada y transmitida depende del ángulo de incidencia (ángulo formado por la normal al cristal con la dirección de los rayos del sol). Para pequeños angulos de incidencia se transmite de un 86 a 87 % y se refleja de un 8 a 9 % (fig. 4.6) , cuando aumenta el ángulo de incidencia aumenta también el calor reflejado y disminuye el transmitido (fig. 4.7) . La ganancia total por insolación comprendera el calor transmitido más un 40 % aproximadamente del calor absobido por el cristal.



Reacción ante el calor Solar de un cristal ordinario, con un ángulo de incidencia de 30° .

Fig. 4.6



Reacción ante el calor Solar de un cristal ordinario, con un ángulo de incidencia de 80° .

Fig. 4.7

NOTA: Se admite que el 30 % del calor absorbido por el vidrio - se transmite al local, fundamentándose en el siguiente razonamiento:

1. - En verano, con un viento de 8 Km/h, el coeficiente de convección exterior es igual a $18.0 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$.
2. - Si la velocidad del aire es de 0.5 a 1 m/seg., el coeficiente de convección interior es de $6.4 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$.
3. - Si son iguales las temperaturas ambiente interior y exterior, la del cristal es superior a ambas.

En estas condiciones:

a). - El porcentaje de calor absorbido por el cristal y cedido al local es:

$$\frac{6.4 \times 100}{6.4 + 18.0} = 28.6 \% , \text{ o sea alrededor de un } 30 \%$$

b). - El porcentaje de calor absorbido por el cristal y transmitido al exterior es de:

$$\frac{18.0 \times 100}{6.4 + 18.0} = 71.4 \% , \text{ o sea alrededor del } 70 \%$$

4. - A medida que la temperatura exterior aumenta, lo hace también la del cristal, haciendo que más calor del absorbido por este sea aportado al local. Esto puede tenerse en cuenta sumando al calor que se transmite a través del cristal (por diferencia de temperatura interior y exterior) el 30 % constante del calor que entra en el local por radiación.

5. - Este razonamiento se aplica también en los casos en que la temperatura exterior es más baja que la del local.

La tabla 4.5 da las insolaciones correspondiente a las latitudes de 10, 20 y 30, para cada mes del año y cada hora del día.

Estos valores comprenden tanto la radiación directa y difusa como el porcentaje de calor absorbido por el cristal y transmitido al local. La tabla no incluye la transmisión de calor debida a la diferencia de temperatura entre el aire exterior y el interior.

Los valores de la tabla 4.5 se han determinado de acuerdo con los siguientes hipótesis:

1. - Una superficie acristalada igual al 85 % de la sección de la abertura de la pared, de forma que el 15 % representa el marco. Esta es la proporción normal para marcos de madera. Si estos fueran metálicos, se considera como superficie acristalada el 100 % del área del hueco de la pared. En efecto, la conductividad del marco metálico es muy elevada y el calor solar absorbido por éste se transmite casi instantáneamente.

2. - Atmósfera limpia.

3. - Punto de rocío de 19.5° C .

4. - Al nivel del mar.

Si estas hipótesis no corresponden a las condiciones del proyecto habrá que utilizar los coeficientes de corrección que se dan al pie de la tabla 4.5 .

c). - Diferentes tipos de cristal, con o sin persiana.

Los cristales especiales absorben una fracción más importante de la radiación solar, por las siguientes razones:

1. - Por que suelen ser más gruesos.

2. - Por que pueden haber sido tratados con objeto de aumentar.

TABLA 4.5

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

10° 10°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR																0° LATITUD SUR	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época			
21 Junio	N	51	119	135	122	119	116	111	116	119	122	135	119	5	S	22 Diciembre			
	NE	149	355	414	379	287	176	75	38	38	35	29	21	5	SE				
	E	146	363	420	377	265	111	38	38	38	35	29	21	5	E				
	SE	48	132	149	116	67	38	38	38	-38	35	29	21	5	NE				
	S	5	21	29	35	38	38	38	38	38	35	29	21	5	N				
	SO	5	21	21	35	38	38	38	38	67	116	149	132	48	NO				
22 Julio	N	13	92	105	94	89	84	81	84	89	94	105	92	13	S	21 Enero			
	NE	113	344	401	360	295	151	59	38	38	35	29	19	2	SE				
	E	125	366	428	385	265	116	38	38	38	35	29	19	2	E				
	SE	70	154	179	151	86	38	38	38	38	35	29	19	2	NE				
	S	2	19	29	35	38	38	38	38	38	35	29	19	2	N				
	SO	2	19	29	35	38	38	38	38	86	151	179	154	70	NO				
21 Mayo	N	2	19	29	35	38	38	38	116	265	385	428	364	135	O	21 Noviembre			
	NE	2	19	29	35	38	38	38	59	151	295	401	344	113	SO				
	E	8	113	290	450	569	640	669	640	569	450	290	113	8	Horizontal				
	SE	2	40	43	40	40	38	38	38	40	40	43	40	2	S				
	S	46	306	352	301	217	92	38	38	38	35	29	19	2	SE				
	SO	67	374	462	404	282	124	38	38	38	28	35	29	19	2		E		
24 Agosto y 10 Abril	N	48	214	254	230	162	73	38	38	38	35	29	19	2	NE	20 Febrero y 23 Octubre			
	NE	2	19	29	35	38	38	38	38	35	29	19	2	N					
	E	2	19	29	35	38	38	38	73	162	230	254	214	48	NO				
	SE	2	19	29	35	38	38	38	124	282	404	462	374	67	O				
	S	2	19	29	35	38	38	38	92	217	301	352	306	46	SO				
	SO	2	19	29	35	38	38	38	656	678	656	577	452	284	103		5		
22 Septiembre y 22 Marzo	N	2	16	29	35	38	38	38	38	35	29	16	2	S	22 Marzo y 22 Septiembre				
	NE	2	241	279	217	122	46	38	38	38	35	29	16	2		SE			
	E	2	352	444	409	287	127	38	38	38	35	29	16	2		E			
	SE	2	263	344	330	254	151	57	38	38	35	29	16	2		NE			
	S	2	16	29	35	38	38	38	75	65	51	35	16	2		N			
	SO	2	16	29	35	38	38	38	57	151	254	330	344	263		2	NO		
23 Octubre y 20 Febrero	N	2	16	29	35	38	38	38	127	287	409	444	352	2	O	20 Abril y 24 Agosto			
	NE	2	16	29	35	38	38	38	46	122	217	279	241	2	SO				
	E	2	84	263	433	561	637	669	637	561	433	263	84	2	Horizontal				
	SE	0	13	27	35	38	38	38	38	38	35	27	13	0	S				
	S	0	157	179	119	75	38	38	38	38	35	27	13	0	SE				
	SO	0	320	420	393	271	108	38	38	38	35	27	13	0	E				
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	279	398	404	333	219	124	48	38	35	27	13	0	NE	21 Mayo y 23 Julio			
	NE	0	48	108	149	176	192	198	192	176	149	108	48	0	N				
	E	0	13	27	35	38	38	38	124	219	333	404	398	279	0		NO		
	SE	0	13	27	35	38	38	38	108	271	393	420	320	0	O				
	S	0	13	27	35	38	38	38	75	119	179	227	157	0	SO				
	SO	0	59	230	377	523	596	623	596	523	377	-200	59	0	Horizontal				
22 Diciembre	N	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	S	21 junio			
	NE	0	73	100	46	35	38	38	38	35	32	24	10	0	SE				
	E	0	268	387	358	252	105	38	38	35	32	24	10	0	E				
	SE	0	268	414	476	396	293	189	84	46	32	24	10	0	NE				
	S	0	94	176	246	260	282	287	282	260	246	176	94	0	N				
	SO	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	NO				
Correcciones	Marco metálico o ninón marco × 1/0,85 ó 1,17	Defecto de limpieza 15% máx.		Altitud + 0,7% por 300 m		Punto de roció superior a 19,5°C - 14% por 10°C		Punto de roció superior a 19,5°C + 14% por 10°C		Letitud sur Dic. o enero + 7%									

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

TABLA 4.5 (cont.)

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

20°

20°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR																0° LATITUD SUR	
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época			
21 Junio	N	76	111	90	68	51	46	40	46	51	67	90	111	75	S	22 Diciembre			
	NE	219	417	290	230	225	103	40	38	38	38	32	24	8	SE				
	E	219	401	434	387	260	111	38	38	38	38	32	24	8	E				
	SE	75	168	195	179	119	57	38	38	38	38	32	24	8	NE				
	S	8	24	32	38	38	38	38	38	38	38	32	24	8	N				
	SO	8	24	32	38	38	38	38	57	119	179	198	168	75	NO				
O	8	24	32	38	38	38	38	111	260	387	434	401	270	O					
NO	8	24	32	38	38	38	40	103	225	330	390	417	270	SO					
Horizontal	30	162	323	477	585	679	678	629	585	477	328	162	30	Horizontal					
22 Julio y 21 Mayo	N	54	75	67	46	40	38	38	38	40	146	62	75	54	S	21 Enero y 21 Noviembre			
	NE	192	358	374	301	198	84	38	38	38	35	32	21	8	SE				
	E	203	401	447	393	268	124	38	38	38	35	32	21	8	E				
	SE	84	189	230	214	154	78	38	38	38	35	32	21	8	NE				
	S	8	21	32	35	38	38	38	38	38	35	32	21	8	N				
	SO	8	21	32	35	38	38	38	78	154	214	230	189	84	NO				
O	8	21	32	35	38	38	38	174	268	392	447	401	203	O					
NO	8	21	32	35	38	38	38	64	198	301	374	358	192	SO					
Horizontal	8	149	320	474	585	650	680	650	585	474	320	149	8	Horizontal					
24 Agosto y 20 Abril	N	16	27	26	35	38	38	38	38	35	29	27	16	S	20 Febrero y 23 Octubre				
	NE	122	301	320	241	135	48	38	38	38	35	29	19	5		SE			
	E	143	385	447	404	287	138	38	38	38	35	29	19	5		E			
	SE	78	241	306	292	265	149	54	38	38	35	29	19	5		NE			
	S	5	19	29	35	38	38	38	70	65	54	38	29	19		5	N		
	SO	5	19	29	35	38	38	38	54	149	265	292	306	241		78	NO		
O	5	19	29	35	38	38	38	138	287	404	447	385	143	O					
NO	5	19	29	35	38	38	38	48	135	241	320	301	122	SO					
Horizontal	13	130	290	452	569	637	669	637	569	452	290	130	13	Horizontal					
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0	S	22 Marzo y 22 Septiembre			
	NE	0	225	235	160	59	38	38	38	38	35	29	16	0	SE				
	E	0	352	447	404	292	122	38	38	38	35	29	16	0	E				
	SE	0	268	348	329	325	327	111	40	38	35	29	16	0	NE				
	S	0	21	59	103	141	120	126	172	141	103	59	21	0	N				
	SO	0	16	29	35	38	40	111	227	325	379	368	268	0	NO				
O	0	16	29	35	38	38	38	122	287	404	447	352	0	O					
NO	0	16	29	35	38	38	38	38	59	160	235	225	0	SO					
Horizontal	0	81	252	414	537	610	631	610	537	414	252	81	0	Horizontal					
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	S	20 Abril y 24 Agosto			
	NE	0	119	141	78	35	38	38	38	35	32	24	10	0	SE				
	E	0	268	398	382	271	132	38	38	38	35	32	24	10	0		E		
	SE	0	246	396	433	404	322	200	73	35	32	24	10	0	NE				
	S	0	57	135	206	252	287	301	287	252	206	135	57	0	N				
	SO	0	10	24	32	35	38	38	372	404	433	396	246	0	NO				
O	0	10	24	32	35	38	38	132	271	382	398	268	0	O					
NO	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	SO					
Horizontal	0	48	184	344	463	531	564	531	463	344	184	48	0	Horizontal					
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	8	21	29	35	35	35	35	35	29	21	8	0	S	21 Mayo y 23 Julio			
	NE	0	65	70	38	35	35	35	35	35	29	21	8	0	SE				
	E	0	192	347	344	246	116	35	35	35	29	21	8	0	E				
	SE	0	198	390	444	428	366	246	124	43	29	21	8	0	NE				
	S	0	75	187	271	333	368	382	368	333	271	187	75	0	N				
	SO	0	8	21	29	43	124	246	366	428	444	390	198	0	NO				
O	0	8	21	29	32	35	35	116	246	344	347	192	0	O					
NO	0	8	21	29	32	35	35	35	38	70	65	0	0	SO					
Horizontal	0	13	130	273	396	466	488	466	396	273	130	13	0	Horizontal					
22 Diciembre	N	0	5	19	29	32	35	35	35	32	29	19	5	0	S	21 Junio			
	NE	0	38	48	32	32	35	35	35	32	29	19	5	0	SE				
	E	0	151	320	328	230	92	35	35	32	29	19	5	0	E				
	SE	0	140	372	452	431	363	263	162	54	29	19	5	0	NE				
	S	0	67	200	301	358	396	404	396	358	301	200	67	0	N				
	SO	0	5	19	29	34	162	263	363	431	452	372	140	0	NO				
O	0	5	19	29	32	35	35	92	230	328	320	151	0	O					
NO	0	5	19	29	32	35	35	32	32	48	38	0	0	SO					
Horizontal	0	10	97	249	366	436	461	436	366	249	97	10	0	Horizontal					

Correcciones

Marco metálico
o ningún marco
x 1,085 ó 1,17Defecto de
limpieza
15 % máx.Altitud
+ 0,7 % por 300 mPunto de rocío
superior a 19,5 °C
- 14 % por 10° CPunto de rocío
superior a 19,5° C
+ 14 % por 10° CLatitud sur
Dic. o enero
+ 7 %

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

TABLA 4.5 (cont.)

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

30°

30°

Epoca	Orientación	HORA SOLAR																Orientación	Epoca
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18					
21 Junio	N	89	78	48	38	38	38	38	38	38	38	48	78	89	S	22 Diciembre			
	NE	284	377	352	263	149	51	38	38	38	38	32	27	13	SE				
	E	292	423	436	387	265	119	38	38	38	38	32	27	13	E				
	SE	113	203	244	244	198	119	46	38	38	38	32	27	13	NE				
	S	13	27	32	38	40	51	57	51	40	38	32	27	13	NO				
	SO	13	27	32	38	38	38	46	119	198	244	244	203	113	O				
22 Julio y 21 Mayo	N	59	54	38	35	38	38	38	38	35	38	54	59	S	21 Enero y 21 Noviembre				
	NE	252	355	333	241	124	43	38	38	38	35	32	24	10		SE			
	E	270	420	444	393	268	119	38	38	38	35	32	24	10		E			
	SE	113	222	271	271	225	143	59	38	38	35	32	24	10		NE			
	S	10	24	32	38	54	73	81	73	54	38	32	24	10		NO			
	SO	10	24	32	35	38	38	38	143	225	271	271	222	113		O			
24 Agosto y 20 Abril	N	16	21	29	35	35	38	38	38	35	35	29	21	16	S	20 Febrero y 23 Octubre			
	NE	149	292	221	179	73	38	38	38	38	35	29	21	5	SE				
	E	179	398	447	401	276	124	38	38	35	35	29	21	5	E				
	SE	100	265	344	349	303	222	105	40	35	35	29	21	5	NE				
	S	5	21	35	37	127	157	170	157	127	73	35	21	5	NO				
	SO	5	21	29	35	35	40	105	222	303	349	344	265	100	O				
22 Septiembre y 22 Marzo	N	-5	21	29	35	35	38	38	124	276	401	447	398	179	0	22 Marzo y 22 Septiembre			
	NE	5	21	29	35	35	38	38	38	73	179	271	292	149	SO				
	E	16	127	290	436	547	610	637	610	547	436	290	127	16	O				
	SE	0	13	27	32	35	38	38	38	35	32	27	13	0	S				
	S	0	200	244	108	40	38	38	38	35	32	27	13	0	SE				
	SO	0	336	428	390	279	120	38	38	35	32	27	13	0	E				
23 Octubre y 20 Febrero	N	0	265	355	412	380	306	181	67	35	32	27	13	0	NE	20 Abril y 24 Agosto			
	NE	0	24	48	167	222	265	284	265	222	162	48	24	0	N				
	E	0	13	27	32	35	38	38	306	382	412	355	265	0	NO				
	SE	0	198	385	442	431	368	249	127	40	29	21	8	0	SE				
	S	0	48	154	249	328	377	393	377	328	249	154	48	0	N				
	SO	0	8	21	29	40	127	249	368	431	442	385	198	0	NO				
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	8	21	29	32	35	38	116	254	358	366	214	0	O	21 Mayo y 23 Julio			
	NE	0	8	21	29	32	35	38	35	32	29	21	8	0	SO				
	E	0	16	132	271	387	463	485	463	387	271	132	16	0	O				
	SE	0	75	344	436	412	387	282	173	67	24	16	2	0	NE				
	S	0	27	184	295	371	417	431	417	371	295	184	27	0	N				
	SO	0	2	16	24	29	32	32	32	29	24	16	2	0	NO				
22 Diciembre	N	0	2	16	24	29	32	32	94	225	314	295	73	0	O	21 Junio			
	NE	0	2	16	24	29	32	32	32	29	24	16	2	0	SO				
	E	0	5	73	192	295	368	393	368	295	192	73	5	0	O				
	SE	0	0	309	425	437	387	292	195	75	24	10	0	0	NE				
	S	0	0	173	306	385	431	442	431	385	306	173	0	0	N				
	SO	0	0	10	24	29	32	32	32	29	24	10	0	0	NO				
Correcciones	N	0	0	10	24	29	32	32	86	217	284	249	0	0	O	Latitud sur Dic. o Enero + 7%			
	NE	0	0	27	24	29	32	32	32	29	24	10	0	0	SO				
	E	0	0	249	284	217	86	32	32	29	24	10	0	0	E				
	SE	0	0	309	425	437	387	292	195	75	24	10	0	0	NE				
	S	0	0	173	306	385	431	442	431	385	306	173	0	0	N				
	SO	0	0	10	24	29	32	32	32	29	24	10	0	0	NO				

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

CAPÍTULO 4. GANANCIAS POR INSOLACIÓN DE LAS SUPERFICIES DE VIDRIO

I-41

TABLA 4.5 (conc.)

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

40°

40°

0° LATITUD NORTE		HORA SOLAR												0° LATITUD SUR						
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Orientación	Época				
21 Junio	N	87	54	32	35	38	38	38	38	38	35	32	54	86	[S]	22 Diciembre				
	NE	320	360	303	198	81	38	38	38	38	35	32	27	16	SE		22 Diciembre			
	E	241	436	439	385	257	119	38	38	38	35	32	27	16	E			22 Diciembre		
	SE	138	238	295	301	268	192	92	38	38	35	32	27	16	NE				22 Diciembre	
	S	16	27	32	51	94	119	146	119	94	51	32	27	16	N					22 Diciembre
	SO	16	27	32	35	38	38	92	192	268	301	295	238	138	NO					
O	16	27	32	35	38	38	38	119	257	385	439	436	341	O	22 Diciembre					
Horizontal	16	27	32	35	38	38	38	38	38	35	32	27	16	SO		22 Diciembre				
N	65	38	32	35	38	38	38	38	38	35	32	38	65	S			21 Enero y 21 Mayo			
NE	287	244	284	199	70	38	38	38	38	35	32	27	13	SE				21 Enero y 21 Mayo		
E	320	436	444	390	265	116	38	38	38	35	32	27	13	E					21 Enero y 21 Mayo	
SE	146	260	322	320	298	222	113	40	38	35	32	27	13	NE						21 Enero y 21 Mayo
S	13	27	35	70	119	170	187	170	119	70	35	27	13	N	21 Enero y 21 Mayo					
SO	13	27	32	35	38	40	113	222	298	339	322	260	146	NO		21 Enero y 21 Mayo				
O	13	27	32	35	38	38	38	116	265	390	444	436	320	O			21 Enero y 21 Mayo			
NO	13	27	32	35	38	38	38	38	38	35	32	27	13	SO				21 Enero y 21 Mayo		
Horizontal	65	198	341	463	550	610	631	610	550	463	341	198	65	Horizontal					21 Enero y 21 Mayo	
N	19	21	29	35	38	38	38	38	35	29	21	19	8	S						24 Agosto y 20 Abril
NE	184	276	222	124	43	38	38	38	38	35	29	21	8	SE	24 Agosto y 20 Abril					
E	227	398	439	393	273	122	38	38	38	35	29	21	8	E		24 Agosto y 20 Abril				
SE	130	284	374	396	377	290	179	67	38	35	29	21	8	NE			24 Agosto y 20 Abril			
S	8	21	65	138	241	263	276	263	241	138	65	21	8	N				24 Agosto y 20 Abril		
SO	8	21	29	35	38	67	179	290	377	396	374	284	130	NO					24 Agosto y 20 Abril	
O	8	21	29	35	38	38	38	127	273	439	398	227	0	O						24 Agosto y 20 Abril
NO	8	21	29	35	38	38	38	38	43	124	227	276	184	SO	24 Agosto y 20 Abril					
Horizontal	24	127	271	406	501	556	580	556	501	406	271	127	24	Horizontal		24 Agosto y 20 Abril				
N	0	13	24	32	35	35	38	35	35	32	24	13	0	S			22 Septiembre y 22 Septiembre			
NE	0	138	157	70	35	35	38	35	35	32	24	13	0	SE				22 Septiembre y 22 Septiembre		
E	0	314	404	477	268	122	38	35	35	32	24	13	0	E					22 Septiembre y 22 Septiembre	
SE	0	257	390	439	425	360	244	111	38	32	24	13	0	NE						22 Septiembre y 22 Septiembre
S	0	32	119	219	298	330	379	330	298	219	119	32	0	N	22 Septiembre y 22 Septiembre					
SO	0	13	24	32	38	111	244	360	425	439	390	257	0	NO		22 Septiembre y 22 Septiembre				
O	0	13	24	32	35	35	38	127	268	377	404	314	0	O			22 Septiembre y 22 Septiembre			
NO	0	13	24	32	35	35	38	35	35	32	24	13	0	SO				22 Septiembre y 22 Septiembre		
Horizontal	0	57	181	336	414	477	496	477	414	336	181	57	0	Horizontal					22 Septiembre y 22 Septiembre	
N	0	5	16	27	29	32	32	32	29	27	16	5	0	S						23 Octubre y 20 Febrero
NE	0	94	89	32	29	32	32	32	29	27	16	5	0	SE	23 Octubre y 20 Febrero					
E	0	230	317	330	238	105	32	32	29	27	16	5	0	E		23 Octubre y 20 Febrero				
SE	0	219	358	336	442	390	290	170	54	27	16	5	0	NE			23 Octubre y 20 Febrero			
S	0	57	160	282	371	417	439	417	371	282	160	57	0	N				23 Octubre y 20 Febrero		
SO	0	5	16	27	34	170	290	390	442	336	358	219	0	NO					23 Octubre y 20 Febrero	
O	0	5	16	27	29	32	32	105	238	330	317	230	0	O						23 Octubre y 20 Febrero
NO	0	5	16	27	29	32	32	32	29	27	16	5	0	SO	23 Octubre y 20 Febrero					
Horizontal	0	21	78	173	273	333	349	333	273	173	78	21	0	Horizontal		23 Octubre y 20 Febrero				
N	0	0	8	19	24	27	27	27	24	19	8	0	0	S			21 Noviembre y 21 Enero			
NE	0	0	32	19	24	27	29	27	24	19	8	0	0	SE				21 Noviembre y 21 Enero		
E	0	0	246	271	200	89	29	27	24	19	8	0	0	E					21 Noviembre y 21 Enero	
SE	0	0	795	390	423	390	314	189	73	19	8	0	0	NE						21 Noviembre y 21 Enero
S	0	0	160	282	377	428	450	428	377	282	160	0	0	N	21 Noviembre y 21 Enero					
SO	0	0	8	19	23	189	314	390	423	390	295	0	0	NO		21 Noviembre y 21 Enero				
O	0	0	8	19	24	27	29	89	200	271	246	0	0	O			21 Noviembre y 21 Enero			
NO	0	0	8	19	24	27	29	27	24	19	32	0	0	SO				21 Noviembre y 21 Enero		
Horizontal	0	0	43	116	198	249	279	249	198	116	43	0	0	Horizontal					21 Noviembre y 21 Enero	
N	0	0	5	16	24	27	27	27	24	16	5	0	0	S						22 Diciembre
NE	0	0	19	16	24	27	27	27	24	16	5	0	0	SE	22 Diciembre					
E	0	0	195	233	184	84	27	27	24	16	5	0	0	E		22 Diciembre				
SE	0	0	238	363	401	385	311	198	81	19	5	0	0	NE			22 Diciembre			
S	0	0	138	268	363	428	447	428	363	268	138	0	0	N				22 Diciembre		
SO	0	0	5	19	81	198	311	385	401	363	238	0	0	NO					22 Diciembre	
O	0	0	5	16	24	27	27	84	184	233	195	0	0	O						22 Diciembre
NO	0	0	5	16	24	27	27	27	24	16	19	0	0	SO	22 Diciembre					
Horizontal	0	0	21	86	149	206	230	206	149	86	21	0	0	Horizontal		22 Diciembre				
Correcciones	Marco metálico o ningún marco × 1,0, 85 ó 1,17	Defecto de limpieza 15 % máx.		Altitud + 0,7 % por 300 m				Punto de rocío superior a 19,5° C - 14 % por 10° C		Punto de rocío superior a 19,5° C + 14 % por 10° C		Latitud sur Dic. o Enero + 7 %								

Valores subrayados-máximos mensuales

Valores encuadrados-máximos anuales

Su coeficiente de absorción.

Estos cristales especiales disminuyen las ganancias por insolación directa, pero aumentan la ganancia por convección, ya que han absorbido mayor cantidad de calor. En general tienen un coeficiente de reflexión ligeramente más bajo que el del cristal ordinario, puesto que absorbe una parte del calor reflejado por su cara interna. Su utilización se traduce, a pesar de ello, en una disminución de las ganancias por insolación. (Fig. 4.8) .

La eficiencia de una persiana depende de su capacidad para impedir que el calor solar penetre en una habitación. Todas las persianas absorben y reflejan la mayor parte del calor solar y no permiten más que ganancias debiles por insolación directa. Las persianas exteriores son más eficientes por-que, por una parte el calor reflejado es devuelto antes de penetrar en el local, y por otra parte, el calor absobido se disipa en el exterior. Cuando las persianas son interiores, el calor absorbido se disipa en el interior del local y parte del calor reflejado es absorbido a su paso a través del cristal. (Fig. 4.8) .

Las ganancias por insolación en el caso de una persiana interior pueden expresarse por la relación:

$$Q = (0.4a_g + t_g (a_{sd} + t_{sd} + r_g r_{sd} + 0.4a_g r_{sd})) \frac{R}{0.88}$$

en la que:

Q = Ganancias por insolación (Kcal/h m^2) en el local que se —
considera.

R = Intensidad total solar para un cristal simple (Tabla 4.5) .

a = Coeficiente de absorción (Tabla 4.6) .

t = Coeficiente de transmisión (Tabla 4.6) .

r = Coeficiente de reflexión (Tabla 4.6) .

g = Cristal.

sd = persiana (Tabla 4.6) .

0.88 = coeficiente obtenido, de la figura del cristal simple.

En caso de utilizarse cortina, la formula anterior debe modifi—
carse para tener en cuenta la capa de aire caliente limitada entre el vi—
drio y la cortina, lo que nos da:

$$Q = (0.24 a_g + t_g (0.85 a_{sd} + t_{sd} + r_g r_{sd} + 0.24 a_g r_{sd})) \frac{R}{0.88}$$

Los coeficientes de la tabla 4.7 se han establecido según las si—
guientes hipótesis:

* 1. - Velocidad del viento de 8 Km/h (exterior) .

** 2. - Para una velocidad de aire interior de 0.5 a 1 m/seg.

3. - Angulo de incidencia de 30°, que corresponde a la ganancia —
máxima para la mayoría de las orientaciones, teniendo en cuenta que la —
intensidad de la insolación y la cantidad de calor reflejado varía en el sen—
tido inverso.

4. - Cortinas bajadas al máximo.

5. - Láminas de las persianas venesianas con inclinación de 45° , y las de las persianas exteriores a 17° .

6. - Espacios suficientes entre la fachada y los bordes superior y laterales de las cortinas exteriores de tela, para permitir una cierta circulación del aire.

7. - Los valores de la tabla 4.7 corresponden a las ganancias netas en el local, y deben dividirse por 0.88 para determinar la intensidad del flujo solar que incide en el cristal (fig. 4.6).

8. - Los diferentes coeficientes que corresponden a distintos tipos de cristales y persianas, para un ángulo de incidencia de 30° , se han reunido en la tabla 4.6 .

* Basada en la velocidad del viento, de los valores mensuales del Distrito Federal.

** Según recomendaciones del Capítulo II .

d). - Bloques de Vidrio .

El comportamiento de los bloques de vidrio es diferente de los cristales ordinarios debido a su inercia térmica, que produce un retardo importante en la transmisión del calor que recibe. Su coeficiente de absorción que es elevado, se traduce en un incremento de su temperatura y puede ser necesario mantener una temperatura más baja en el interior del local para compensar el efecto de radiación de su cara interior hacia los ocupantes.

TABLA 4.6

TIPOS DE VIDRIOS O DISPOSITIVOS DE SOMBRA *	C O E F I C I E N T E S			Facto ^r Solar **
	Absorción	Reflexión	Transmisión	
Vidrio Ordinario	0.06	0.08	0.86	1.00
Placa regular 0.65 mm	0.15	0.08	0.77	0.94
Vidrio absorbente térmico	fabricante	0.05	1-0.50	----
Persiana veneciana, color claro	0.37	0.51	0.12	0.56 ***
color medio	0.58	0.39	0.03	0.65 ***
color oscuro	0.72	0.27	0.01	0.75 ***
Tela "Dacron" blanca	0.02	0.28	0.70	0.76 ***
Tela de algodón, gris obscura	0.02	0.28	0.70	0.76 ***
Tela de algodón, beige	0.26	0.51	0.23	0.56 ***
Tela de algodón, gris obscura con revestimiento de vinilo	0.85	0.15	0.00	0.88 ***
Tela de fibra de vidrio blanquecina	0.05	0.60	0.35	0.48 ***
Tela de fibra de vidrio, gris claro	0.30	0.47	0.23	0.59 ***
Tela de fibra de vidrio, gris oscuro	0.60	0.29	0.11	0.75 ***

* Los factores correspondientes a las diversas cortinas serán sólo a título de guía.

** Comparado con el vidrio ordinario

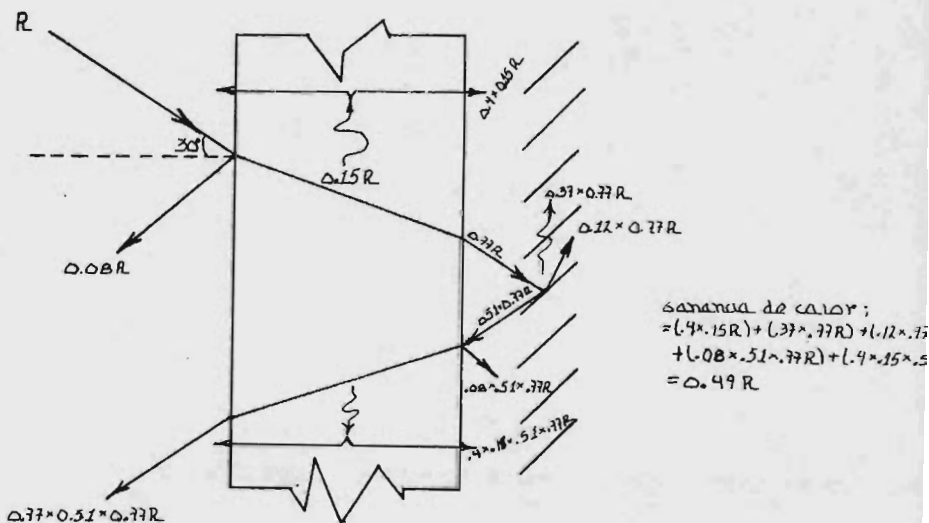
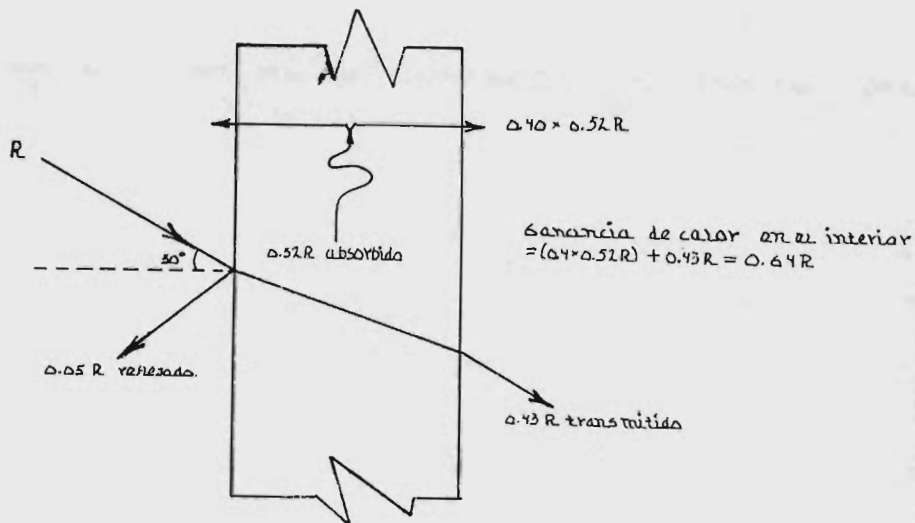
*** Para dispositivo de sombra combinado con vidrio ordinario

TABLA 4.7 FACTORES TOTALES DE GANANCIA SOLAR A TRAVES DEL VIDRIO.

(Coeficientes globales de insulación con o sin dispositivo de sombra o pantalla)

TIPO DE VIDRIO	SIN PERSIANA O PANTALLA	PERSIANAS VENECIANAS INTERIORES Listones horizontales o - verticales 45° o certi- na de tela			PERSIANAS VENECIANAS EXTERIORES Listones horizontales in- clinados 45°.		PERSIANA EX- TERIOR Listones incli- nados 17° (horizontales)		CORTINA EXTERIOR DE TELA Circulación de aire - arriba y lateralmen- te.	
		Color claro	Color medio	Color oscuro	Color claro	Exterior claro Interior oscuro	Color medio	Color oscuro	Color claro	Color medio u oscuro
		VIDRIO SENCILLO ORDINARIO	1.00	0.56	0.65	0.75	0.15	0.13	0.22	0.15
VIDRIO SENCILLO 6 mm	0.94	0.56	0.65	0.74	0.14	0.12	0.21	0.14	0.19	0.24
VIDRIO ABSORBENTE										
Coefficiente de absorción 0.4 a 0.48	0.80	0.56	0.62	0.72	0.12	0.11	0.18	0.12	0.16	0.20
Coefficiente de absorción 0.48 a 0.56	0.73	0.53	0.59	0.62	0.11	0.10	0.16	0.11	0.15	0.18
Coefficiente de absorción 0.56 a 0.70	0.62	0.51	0.54	0.56	0.10	0.10	0.14	0.10	0.12	0.16
VIDRIO DOBLE										
Vidrio ordinarios	0.90	0.54	0.61	0.67	0.14	0.12	0.20	0.14	0.18	0.22
Vidrios de 6 mm	0.80	0.52	0.59	0.65	0.12	0.11	0.18	0.12	0.16	0.20
Vidrio interior ordinario										
Vidrio exterior absorbente de 0.48 a 0.56	0.52	0.36	0.39	0.43	0.10	0.10	0.11	0.10	0.10	0.13
Vidrio interior de 6 mm.										
Vidrio exterior absorbente de 0.48 a 0.56	0.50	0.36	0.39	0.43	0.10	0.10	0.11	0.10	0.10	0.12
VIDRIO TRIPLÉ										
Vidrio Ordinario	0.83	0.48	0.56	0.64	0.12	0.11	0.18	0.12	0.16	0.20
Vidrio de 6 mm.	0.69	0.47	0.52	0.57	0.10	0.10	0.15	0.10	0.14	0.17
VIDRIO PINTADO										
Color claro	0.28									
Color medio	0.39									
Color oscuro	0.50									
VIDRIO DE COLOR										
Ambar	0.70									
Rojo oscuro	0.56									
Azul	0.60									
Gris	0.32									
Gris - verde	0.46									
Opalescente claro	0.43									
Opalescente oscuro	0.37									

Fig. 4.8 Reacción sobre el calor solar (R)



El empleo de persianas exteriores es casi tan eficaz como en el caso de los demás cristales, ya que impiden la insolación directa de la cara exterior. Por el contrario, el de las persianas interiores lo es mucho menor, ya que el calor que reflejan es absorbido en gran parte por los -- bloques de vidrio.

Los coeficientes de la tabla 4.8 se han determinado calculando -- la medida de los resultados obtenidos en los ensayos realizados por la -- ASHAE con distintos bloques de vidrio.

Estos coeficientes tienen en cuenta que los bloques de vidrio es-- tan montados sin marco, es decir, que están aumentados de forma que -- incluyen el coeficiente para marco metálico.

Los coeficientes de esta tabla se utilizan para determinar las -- ganancias por insolación a través de los distintos tipos de bloques de vi-- drio.

La ganancia por transmisión, como consecuencia de la diferen-- cia de temperatura entre el aire exterior y el interior, deben calcularse-- por separado, aplicando el coeficiente global de transmisión que conven-- ga en cada caso.

TABLA 4.8

FACTORES EN GANANCIA POR CALOR SOLAR O COEFICIENTES
DE INSOLACION DE LOS BLOQUES DE VIDRIO CON O SIN
PANTALLA

Kcal/h por m² de superficie

(a aplicar a los valores de la tabla 4.5)

MULTIPLICADORES PARA BLOQUES DE VIDRIO				
ORIENTACION LATITUD NORTE	factor de transmisión (Bi)	Absorción Transmisión		ORIENTACION LATITUD SUR
		Factor (Ba)	Tiempo de retardo (h)	
NE	0,27	0,24	3,0	SE
E	0,39	0,21	3,0	E
SE	0,35	0,22	3,0	NE
S				
Verano	0,27	0,24	3,0	Verano
Invierno	0,39	0,22	3,0	Invierno
SO	0,35	0,22	3,0	NO
O	0,39	0,21	3,0	O
NO	0,27	0,24	3,0	SO

5. - TRANSMISION DE CALOR Y DE VAPOR DE AGUA A TRAVES DE LAS ESTRUCTURAS DEL EDIFICIO.

Aquí expondremos los métodos de cálculo y datos necesarios para determinar las ganancias o pérdidas de calor sensible y latente a través de las paredes externas y tabiques interiores de un edificio. Establecer también si pueden producirse condensaciones, y en caso afirmativo el medio de evitarlas.

Al existir una diferencia de temperatura entre dos puntos de un mismo cuerpo, se establece un flujo de calor desde el punto caliente hacia el punto frío. También existirá una transferencia de vapor de agua entre dos puntos cuyas presiones de vapor sean distintas. La cantidad de calor o de vapor transmitidas en la unidad de tiempo depende de la resistencia que ofresca el cuerpo entre los dos puntos considerados. Si el vapor de agua entra en contacto con una superficie cuya temperatura sea inferior a la temperatura de rocío, el vapor se condensa.

a). - Transmisión de calor a través de las paredes exteriores.

Las ganancias de calor por las paredes exteriores se calculan a la hora de máximo flujo térmico, y se deben, no solo a la diferencia entre las temperaturas del aire exterior e interior, sino también al calor solar absorbido por las paredes exteriores. La insolación y la diferencia de la temperatura exterior y la interior son esencialmente variables en el transcurso del día, por lo que la intensidad del flujo a través de la es-

estructura exterior es inestable. Por lo tanto se ha recurrido al concepto empírico de diferencia equivalente de temperatura, definida como la diferencia entre las temperaturas del aire interior y exterior capaz que resulta del flujo calorífico total a través de la estructura originado por la radiación solar variable y la temperatura exterior. Esta diferencia equivalente de temperatura a través de la estructura deben tener en cuenta -- los diferentes tipos de construcción y orientación, situación del edificio -- (latitud) y las condiciones de proyecto :

$$q = U A \Delta T$$

en la que:

q = flujo de calor Kcal/h

U = coeficiente global de transmisión Kcal/h m² ° C .

A = superficie considerada en metros cuadrados

ΔT = diferencia equivalente de temperatura en grados centígrados

La pérdida de calor a través de la construcción exterior se calcula inmediatamente a la hora de máximo flujo térmico, el cual tiene lugar de madrugada, después de algunas horas de temperaturas exteriores muy bajas. Entonces la conducción del flujo térmico se aproximan a las de régimen estacionario y en la práctica se pueden considerar como tal.

El flujo térmico a través de la construcción interior está originado por la diferencia de temperatura del aire a ambos lados de la estructura, diferencia que es sustancialmente constante y, por lo tanto, el flujo-térmico se puede determinar por las ecuaciones correspondientes al esta

do estacionario utilizando, las temperaturas reales existentes de ambos lados.

b). - Diferencia equivalente de temperatura para paredes y techos soleados.

Puede explicarse el fenómeno de la transmisión de calor a través de la pared en régimen inestable, de la forma siguiente:

Consideramos una pared de ladrillos de 30 cm. de espesor dividida en varias láminas. Supongamos que al principio del experimento todas las láminas se encuentran a la misma temperatura, y que las temperaturas interiores y exteriores permanecen constantes.

Cuando la cara exterior esta sometida directamente a la radiación solar la mayor parte del calor recibido es absorbido por la primera lámina, cuya temperatura se eleva por encima de la del aire exterior y de la lámina adyacente. Esto se traduce en dos flujos de calor: Por una parte, de la primera lámina a la segunda, y por otra, de la primera lámina hacia el aire exterior, dependiendo las intensidades de estos dos flujos, de la resistencia al flujo de calor, de la pared y de la película del aire exterior. El flujo de calor hacia la segunda lámina hace aumentar la temperatura de ésta provocando otro flujo de calor hacia la tercera lámina. Este proceso, según el cual una cierta cantidad del calor recibido por cada lámina es absorbido y el resto se transmite a la lámina adyacente, continua a través de la pared hasta la última lámina que transmite por radiación y convección, el calor que queda hacia el interior del local.

En el caso de la pared considerada serían necesarias aproximadamente - 7 horas para que el calor solar penetrase en el local a través de la pared. Debido a que cada lámina tiene que absorber algo de calor antes de dejarlos pasar, la cantidad de calor cedido al espacio interior se reducirá al 10 % aproximadamente del calor absorbido por la primera.

En lo que acaba de exponerse no se tienen en cuenta las variaciones eventuales de la temperatura exterior y de la intensidad de la insolación.

Un aumento de la temperatura exterior se traduce en una disminución de la cantidad de calor absorbido que cede al aire exterior y en un aumento del flujo hacia el interior. Este mismo proceso tiene lugar en mayor o menor grado en cualquier tipo de construcción, dependiendo de la resistencia y de la capacidad térmica de la pared.

Esta progresión de la ganancia de calor en el interior puede — ocurrir en todo el período completo de 24 horas, y originar una ganancia de calor en el local durante la noche. Si el equipo funciona menos de 24 horas, ya sea por salto de la carga máxima o por procedimiento de rutina, la radiación al exterior durante la noche y la disminución de la temperatura exterior pueden hacer que disminuya la ganancia de transmisión y frecuentemente pueden invertirla. Por consiguiente, la evaluación de la ganancia de calor (soleamiento y transmisión a través del techo y las pa redes exteriores) incluso con equipo funcionando menos de las 24 horas, puede efectuarse mediante el uso de los datos de diferencia equivalente —

de temperatura presentados en las tablas 4.9 y 4.10 las cuales se han calculado por el método de Schmidt, basado en las siguientes condiciones:

1. - Intensidad de la radiación solar en julio y a 40° de latitud —
norte.
2. - Intervalo de variación de 11°C de la temperatura seca exterrior en 24 horas.
3. - Temperatura máxima exterior de 40°C y temperatura interrior de proyecto 21°C ; es decir, 19°C de diferencia.
4. - Un coeficiente de absorción de paredes y techos de 0.90. Este coeficiente de absorciones de 0.50 para las paredes de color claro y de 0.70 para las de color medio.
5. - Las horas indicadas son horas solares.

El calor específico de la mayoría de los materiales de construcción es, aproximadamente, $0.20\text{ Kcal/kg. }^\circ\text{C}$, y por lo tanto, la capacidad térmica de las paredes y techos normales es proporcional a su densidad, lo que permite interpolar entre los valores de la tabla.

c). - Coeficiente de transferencia Global U.

Este coeficiente expresado en $\text{Kcal/h m}^2\text{ }^\circ\text{C}$, indica la cantidad de calor intercambiada en una hora a través de una pared, m^2 de superficie y por $^\circ\text{C}$ de diferencia entre las temperaturas del aire que baña sus caras interior y exterior. La cantidad de calor intercambiada, Q a través de una pared de superficie A para una diferencia de temperatura ΔT ,

TAJUA 4.9
 DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA (°C)

Muros soleados o en sombra *

Valadero para muros de color oscuro, 35 °C de temperatura exterior, 27 °C de temperatura interior,
 11 °C de variación de la temperatura exterior en 24 h. mes de Julio y 40° de latitud Norte **

ORIENTACION	PESO DEL MURO (kg/m ²)	HORA SOLAR																							
		MAÑANA												TARDE										MAÑANA	
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
NE	100	2,8	8,3	12,2	12,8	13,3	10,6	7,8	7,2	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-1,1	-1,7	-2,2	-1,1
	300	-0,5	-1,1	-1,1	2,8	13,3	12,2	11,1	8,3	5,5	6,1	6,7	7,2	7,8	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	0
	500	2,2	1,7	2,2	2,2	2,2	5,5	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	6,1	6,7	6,7	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	3,9	3,3	3,3	2,8	2,8
	700	2,8	2,8	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	5,5	7,8	8,9	7,8	6,7	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	4,4	3,9	3,9
E	100	0,5	9,4	16,7	18,3	20,0	19,4	17,8	11,1	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	+0,5	-1,1	-1,7	-1,7
	300	-0,5	-0,5	0	11,7	16,7	17,2	17,2	10,6	7,8	7,2	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	2,8	2,2	1,7	0,5	0,5	0
	500	2,8	2,8	3,3	4,4	7,8	11,1	13,3	13,9	13,3	11,1	10,0	8,9	7,8	7,8	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	3,9	3,9	3,3
	700	6,1	5,5	5,5	5,0	4,4	5,0	5,5	8,3	10,0	10,6	10,0	9,4	8,9	7,8	6,7	7,2	7,8	7,8	7,2	7,2	7,2	6,7	6,7	6,7
SE	100	5,5	3,3	7,2	10,6	14,4	15,0	15,6	14,4	13,3	10,6	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1
	300	0,5	0,5	0	7,2	11,1	13,3	15,6	14,4	13,9	11,7	10,0	8,3	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1
	500	3,9	3,9	3,3	3,3	3,3	6,1	8,9	9,4	10,0	10,6	10,0	9,4	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	4,4	4,4	4,4
	700	5,0	4,4	4,4	4,4	4,4	3,9	3,3	6,1	7,8	8,3	8,9	10,0	8,9	8,3	7,8	7,2	6,7	6,7	6,7	6,1	6,1	5,5	5,5	5,0
S	100	-0,5	-1,1	-2	0,5	2,2	7,8	12,2	15,0	16,7	15,6	14,4	11,1	8,9	6,7	5,5	3,9	3,3	1,7	1,1	0,5	0,5	0	0	-0,5
	300	-0,5	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	3,9	6,7	11,1	13,3	13,8	14,4	12,8	11,1	8,3	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0,5	0	-0,5
	500	2,2	2,2	1,1	1,1	1,1	1,7	2,2	4,4	6,7	8,3	8,9	10,0	10,0	8,3	7,8	6,1	5,5	5,0	4,4	4,4	3,9	3,3	3,3	2,8
	700	3,9	3,3	3,3	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	3,9	5,5	7,2	7,8	8,3	8,9	8,9	7,8	6,7	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	3,9
SO	100	-1,1	-2,2	-2,2	-1,1	0	2,2	3,3	10,6	14,4	18,9	22,2	22,8	23,3	16,7	13,3	6,7	3,3	2,2	1,1	0,5	0,5	0	0	-0,5
	300	1,1	0,5	0	0	0	0,5	1,1	4,4	6,7	13,3	17,8	19,4	20,0	19,4	18,9	11,1	5,5	3,9	3,3	2,8	2,2	2,2	1,7	1,7
	500	3,9	2,8	3,3	2,8	2,2	2,8	3,3	3,9	4,4	6,7	7,8	10,6	12,2	12,8	13,3	12,8	12,2	8,3	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	3,9
	700	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	3,9	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,0	5,5	8,3	10,0	10,6	11,1	7,2	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4
O	100	-1,1	-1,7	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	7,8	11,1	17,8	22,2	25,0	26,7	18,9	12,2	7,8	4,4	2,8	1,1	0,5	0	0	0	-0,5
	300	1,1	0,5	0	0	0	1,1	2,2	3,9	5,5	10,6	14,4	18,9	22,2	22,8	20,0	15,6	8,9	5,5	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1
	500	3,9	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,5	6,7	9,4	11,1	13,9	15,6	15,0	14,4	10,6	7,8	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	4,4
	700	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	4,4	4,4	5,0	5,5	5,5	6,1	6,7	7,8	8,9	11,7	12,2	12,8	12,2	11,1	10,0	8,9	8,3	7,2	7,2
NO	100	-1,7	-2,2	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	5,5	6,7	10,6	13,3	18,3	22,2	20,6	18,9	10,0	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1
	300	-1,1	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	0	1,1	3,3	4,4	5,5	6,7	11,7	16,7	17,2	17,8	11,7	6,7	4,4	3,3	2,2	1,7	0,5	0	-0,5
	500	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,8	3,3	5,0	6,7	9,4	11,1	11,7	12,2	7,8	4,4	3,9	3,9	3,3	3,3	3,3	2,8	2,8
	700	4,4	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,0	5,5	7,8	10,0	10,6	11,1	8,9	7,2	6,1	5,5	5,0
N (en la sombra)	100	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	0,5	2,2	4,4	5,5	6,7	7,8	7,2	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1	
	300	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	-0,5	0	1,7	3,3	4,4	5,5	6,1	6,7	6,7	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	0,5	-1,1
	500	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	2,8	2,8	4,4	3,9	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1	1,1	0,5
	700	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	3,3	3,9	4,4	3,9	3,3	2,2	1,7	1,1	1,1	0,5
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
		MAÑANA												TARDE										MAÑANA	
		HORA SOLAR																							

Ecuación : Ganancias por transmisión a través de los muros (kcal/h) = Área (m²) × (Diferencia equivalente de temperatura) × (Coeficiente de transmisión global, tablas 4.11)

a 4.15

- * Válido tanto si el muro tiene o no aislamiento
- ** Para condiciones diferentes, aplicar las correcciones indicadas en el ejemplo.
- *** El peso por m² de los tipos de construcción clásicos están indicados en las tablas 4.11 a 4.15
- Para pesos por m² inferiores a 100 kg/m², tomar los valores correspondientes a 100 kg/m².

TABLA 4.10

DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA (°C)

TECHO SOLEADO O EN SOMBRA *

Valedero para techos de color oscuro, 35 °C de temperatura exterior, 27 °C de temperatura interior, 11 °C de variación de la temperatura exterior en 24 h., mes de Julio y 40° de latitud Norte **

CONDICIONES	PESO DEL TECHO <small>kg/m²</small>	HORA SOLAR																								
		MAÑANA										TARDE										MAÑANA				
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5	
Soleado	50	-2,2	-3,3	-3,9	-2,8	-0,5	3,9	8,3	13,3	17,8	21,1	23,9	25,6	25,0	22,8	19,4	15,6	12,2	8,9	5,5	2,9	1,7	0,5	-0,5	-1,7	
	100	0	-0,5	-1,1	-0,5	1,1	5,0	8,9	12,8	16,7	20,0	22,8	23,9	23,9	22,2	19,4	16,7	13,9	11,1	8,3	6,7	4,4	3,3	2,2	1,1	
	200	2,2	1,7	1,1	1,7	3,3	5,5	8,9	12,8	15,6	18,3	21,1	22,2	22,8	21,7	19,4	17,8	15,6	13,3	11,1	9,4	7,2	6,1	5,0	3,3	
	300	5,0	4,4	3,3	3,9	4,4	6,1	8,9	12,2	15,0	17,2	19,4	21,1	21,7	21,1	20,0	18,9	17,2	15,6	13,9	12,2	10,0	6,9	7,2	6,1	
	400	7,2	6,7	6,1	6,1	6,7	7,2	8,9	12,2	14,4	15,6	17,8	19,4	20,6	20,6	19,4	18,9	18,9	17,8	16,7	15,0	12,8	11,1	10,0	7,8	
Cubierto de agua	100	-2,8	-1,1	0	1,1	2,2	5,5	8,9	10,6	12,2	11,1	10,0	8,9	7,8	6,7	5,5	3,3	1,1	0,5	0,5	-0,5	-1,1	-1,7	-2,2	-2,8	
	200	-1,7	-1,1	-0,5	-0,5	0	2,8	5,5	7,2	8,3	8,3	8,9	8,3	8,3	7,8	6,7	5,5	3,9	2,8	1,7	0,5	-0,5	-1,1	-1,7	-1,7	
	300	-0,5	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	1,1	2,8	3,9	5,5	6,7	7,8	8,3	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,7	1,1	0,5	0	
Pociado	100	-2,2	-1,1	0	1,1	2,2	4,4	6,7	8,3	10,0	9,4	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	3,3	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1	-1,1	-1,7	-1,7	
	200	-1,1	-1,1	-0,5	-0,5	0	1,1	2,8	5,0	7,2	7,8	7,8	7,8	7,8	7,2	6,7	5,0	3,9	2,8	1,7	0,5	0	0	-0,5	-0,5	
	300	-0,5	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	0	1,1	2,8	4,4	5,5	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	
En la sombra	100	-2,8	-2,8	-2,2	-1,1	0	1,1	3,3	5,0	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	5,5	4,4	2,8	1,1	0,5	0	-0,5	-1,7	-2,2	-2,8	-2,8	
	200	-2,8	-2,8	-2,2	-1,7	-1,1	0	1,1	2,8	4,4	5,5	6,7	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-1,7	-2,2	-2,8	
	300	-1,7	-1,7	-1,1	-1,1	-1,1	-0,5	0	1,1	2,2	3,3	4,4	5,0	5,5	5,5	5,5	5,0	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1	
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5	
		MAÑANA										TARDE										MAÑANA				
		HORA SOLAR																								

Ecuación: Ganancias por transmisión a través del techo (kcal/h) = Área (m²) x (Diferencia equivalente de temperatura) x (Coeficiente de transmisión global, tabla 4.17 6 4.18.

* Si las bóvedas o buhardillas están ventiladas o si el techo está aislado, tomar el 75% de los valores precedentes. Para techos inclinados, considerar la proyección horizontal de la superficie.

** Para condiciones diferentes, aplicar las condiciones indicadas en el ejemplo.

*** Los pesos por m² de los tipos de construcción clásicos están indicados en las tablas 4.17 6 4.18

TABLA 4.10 A.

CORRECCIONES DE LAS DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURA (°C).

Temperatura exterior a las 15 h para el mes - considerado menos temperatura interior	VARIACION DE LA TEMPERATURA EXTERIOR EN 24 h																					
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22				
- 16	-21,2	-21,7	-22,3	-22,8	-23,3	-23,8	-24,2	-24,7	-25,1	-25,6	-26,0	-26,5	-27,0	-27,4	-27,9	-28,8	-29,3	-29,8				
- 12	-17,2	-17,7	-18,3	-18,8	-19,3	-19,8	-20,2	-20,7	-21,1	-21,6	-22,0	-22,5	-23,0	-23,4	-23,9	-24,8	-25,3	-25,8				
- 8	-13,2	-13,7	-14,3	-14,8	-15,3	-15,8	-16,2	-16,7	-17,1	-17,6	-18,0	-18,5	-19,0	-19,4	-19,9	-20,8	-21,3	-21,8				
- 4	- 9,2	- 9,7	-10,3	-10,8	-11,3	-11,8	-12,2	-12,7	-13,1	-13,6	-14,0	-14,5	-15,0	-15,4	-15,9	-16,8	-17,3	-17,8				
0	- 5,0	- 5,5	- 6,1	- 6,6	- 7,1	- 7,6	- 8,0	- 8,5	- 8,9	- 9,4	- 9,8	-10,3	-10,8	-11,2	-11,7	-12,6	-13,1	-13,6				
+ 2	- 3,1	- 3,6	- 4,2	- 4,7	- 5,2	- 5,6	- 6,1	- 6,6	- 7,0	- 7,5	- 7,9	- 8,4	- 8,9	- 9,3	- 9,8	-10,6	-11,1	-11,7				
+ 4	- 1,1	- 1,6	- 2,2	- 2,7	- 3,2	- 3,6	- 4,1	- 4,6	- 5,0	- 5,5	- 5,9	- 6,4	- 6,9	- 7,3	- 7,8	- 8,6	- 9,1	- 9,7				
+ 6	0,8	0,3	- 0,3	- 0,8	- 1,3	- 1,7	- 2,2	- 2,7	- 3,1	- 3,6	- 4,0	- 4,5	- 5,0	- 5,4	- 5,9	- 6,7	- 7,2	- 7,8				
+ 8	2,8	2,3	1,7	1,2	0,7	0,3	0	- 0,7	- 1,1	- 1,6	- 2,0	- 2,5	- 3,0	- 3,4	- 3,9	- 4,7	- 5,2	- 5,8				
+ 10	4,7	4,2	3,6	3,1	2,6	2,2	1,7	1,2	0,8	0,3	- 0,1	- 0,6	- 1,1	- 1,5	- 2,0	- 2,8	- 3,3	- 3,9				
+ 12	6,8	6,3	5,7	5,2	4,7	4,3	3,8	3,3	2,9	2,4	1,8	1,3	0,8	0,4	- 0,1	- 0,7	- 1,2	- 1,8				
+ 14	8,8	8,3	7,7	7,2	6,7	6,3	5,8	5,3	4,9	4,4	3,8	3,3	2,8	2,4	1,9	1,3	0,8	0,2				
+ 16	10,8	10,3	9,7	9,2	8,7	8,3	7,8	7,3	6,9	6,4	5,8	5,3	4,8	4,4	3,9	3,3	2,8	2,2				
+ 18	12,8	12,3	11,7	11,2	10,7	10,3	9,8	9,3	8,9	8,4	7,8	7,3	6,8	6,4	5,9	5,3	4,8	4,2				
+ 20	14,8	14,3	13,7	13,2	12,7	12,3	11,8	11,3	10,9	10,4	9,8	9,3	8,8	8,4	7,9	7,3	6,8	6,2				
+ 22	16,9	16,4	15,8	15,3	14,8	14,4	13,9	13,4	13,0	12,5	11,9	11,4	10,9	10,5	10,0	9,4	8,9	8,3				

sera: $Q = U A \Delta T$.

La inversa de U expresa la resistencia global ofrecida al paso del calor y es igual a la suma de las resistencias parciales ofrecidas por los distintos materiales que componen la pared. Las tablas 4.11 a 4.23 dan unos coeficientes de transmisión para cierto número de tipos de construcción, de aislamientos y materiales de construcción. Los valores de las tablas se basan en los coeficientes indicados en la tabla 4.24 (ver deducciones en el apéndice A.2)

d). - Pérdidas debidas a los suelos y paredes del subsuelo.

Las pérdidas ocasionadas por el suelo son generalmente débiles y sensiblemente constantes a lo largo del año como consecuencia de las pequeñas radiaciones de temperatura del terreno subyacente, capaz de absorber o proporcionar cantidades importantes de calor sin variaciones sensibles de temperatura. Esto es bastante cierto para profundidades superiores a 2.40 m, en las que la influencia de la temperatura exterior, es despreciable. Para profundidades pequeñas la influencia de la temperatura exterior se hace más sensible a medida que nos acercamos a la superficie, lo que hace difícil el cálculo de las pérdidas a través de las paredes de los sótanos.





La pérdida de calor a través de un suelo enlozado es mayor en el perímetro y menor en el centro. La razón es que la temperatura del terreno circundante varía con la temperatura exterior, mientras que la del

Tabla 4.11

COEFICIENTES DE TRANSMISIÓN GLOBAL K. MUROS DE MANPOSTERÍA*
VERANO - INVIERNO

kcal/h·m²·°C

Los números entre paréntesis corresponden a pesos por m². El peso total por m² es igual a la suma de los valores correspondientes al muro y al revestimiento

TIPO DE CONSTRUCCIÓN	ESPESOR (cm) y peso (kg/m ²)	REVESTIMIENTO INTERIOR										
		Ninguno	Revoque de yeso 10 mm (10)	Enlucido 15 mm		Entramado metálico sobre forro		Yeso 10 mm o entramado madera sobre forro		Panel aislante sin enlucido o con enlucido sobre forro		
				De arena (30)	Ligero (15)	Enlucido de arena 20 mm (35)	Enlucido ligero 20 mm (15)	Enlucido de arena 12 mm (35)	Enlucido ligero 12 mm (10)	Panel de 12 mm (10)	Panel de 25 mm (20)	
 LADRILLO MACIZO Paramento y ordinario Ordinario solamento	20 (425)	2,34	2,00	2,20	2,00	1,51	1,37	1,42	1,32	1,07	0,78	
	30 (600)	1,71	1,51	1,61	1,46	1,22	1,12	1,12	1,07	0,93	0,68	
	40 (846)	1,32	1,22	1,27	1,22	1,02	0,93	0,98	0,93	0,78	0,63	
	20 (391)	2,00	1,76	1,90	1,71	1,37	1,27	1,27	1,22	1,02	0,73	
	30 (586)	1,51	1,37	1,46	1,32	1,12	1,07	1,07	1,02	0,88	0,68	
	40 (781)	1,22	1,12	1,17	1,12	0,93	0,88	0,88	0,88	0,78	0,59	
 ADOQUINES	20 (488)	3,27	2,68	3,07	2,59	1,90	1,66	1,71	1,56	1,27	0,88	
	30 (732)	2,68	2,29	2,54	2,25	1,66	1,51	1,51	1,42	1,17	0,83	
	40 (976)	2,29	2,00	2,20	1,95	1,51	1,37	1,37	1,32	1,07	0,78	
	60 (1466)	1,76	1,56	1,71	1,56	1,27	1,17	1,17	1,12	0,93	0,73	
	20 (127)	1,66	1,46	1,56	1,46	1,22	1,12	1,12	1,07	0,88	0,59	
	30 (195)	1,22	1,12	1,17	1,12	0,98	0,88	0,88	0,88	0,73	0,68	
 HORMIGÓN VERTIDO 2250 Kg/m ³ 1300 Kg/m ³ 500 Kg/m ³	15 (342)	3,66	2,68	3,37	2,83	2,00	1,76	1,81	1,66	1,32	0,88	
	20 (454)	3,27	2,39	3,07	2,59	1,90	1,66	1,71	1,56	1,27	0,83	
	25 (571)	2,98	2,15	2,78	2,39	1,76	1,56	1,61	1,51	1,22	0,83	
	30 (683)	2,68	1,95	2,54	2,20	1,66	1,51	1,51	1,42	1,17	0,78	
	15 (193)	1,51	1,37	1,46	1,32	1,12	1,02	1,07	1,02	0,88	0,68	
	20 (259)	1,22	1,17	1,17	1,12	0,93	0,88	0,88	0,88	0,78	0,59	
	25 (322)	1,02	0,93	0,98	0,93	0,83	0,78	0,73	0,68	0,68	0,54	
	30 (390)	0,88	0,83	0,83	0,73	0,73	0,68	0,68	0,68	0,59	0,49	
	15 (73)	0,63	0,63	0,63	0,63	0,59	0,54	0,54	0,54	0,63	0,44	
	20 (97)	0,49	0,49	0,49	0,49	0,44	0,44	0,44	0,44	0,49	0,34	
	25 (122)	0,39	0,39	0,39	0,39	0,39	0,39	0,39	0,39	0,34	0,29	
	30 (146)	0,34	0,34	0,34	0,34	0,34	0,34	0,29	0,29	0,34	0,29	
 AGLOMERADO HUECO Arena y gravilla Escorias Ligero	20 (210)	2,54	2,15	2,34	2,10	1,61	1,42	1,46	1,37	1,12	0,83	
	30 (307)	2,29	2,00	2,20	1,95	1,51	1,37	1,37	1,32	1,07	0,78	
	20 (180)	1,90	1,71	1,81	1,66	1,32	1,22	1,22	1,17	0,98	0,73	
	30 (259)	1,76	1,61	1,71	1,56	1,27	1,17	1,12	1,12	0,93	0,73	
	20 (156)	1,71	1,56	1,66	1,51	1,27	1,17	1,17	1,07	0,93	0,73	
	30 (200)	1,56	1,42	1,51	1,37	1,17	1,07	1,07	1,02	0,88	0,68	
	ESCAYOLA SOBRE LADRILLO HUECO	20 (190)	1,76	1,56	1,66	1,56	1,27	1,17	1,17	1,12	0,93	0,73
		25 (216)	1,56	1,42	1,51	1,37	1,12	1,07	1,07	1,02	0,88	0,68
		30 (239)	1,42	1,32	1,37	1,27	1,07	0,98	1,02	0,98	0,83	0,63

Ecuaciones: Ganancias, kcal/h = (Área, m²) × Coeficiente K × (Diferencia equivalente de temperatura, tabla 4.9)
Pérdidas, kcal/h = (Área, m²) × Coeficiente K × (Temperatura interior - Temperatura exterior)


* En el caso de que estos tipos de construcción sean completados por un aislamiento o una capa o lámina de aire, véase tabla 4.21

TABLA 4.12

COEFICIENTE DE TRANSMISIÓN GLOBAL K—MUROS DE ALBAÑILERÍA CON PARAMENTO *
VERANO — INVIERNO

kcal/h·m²·°C

Los números entre paréntesis corresponden a pesos por m². El peso total por m² es igual a la suma de los valores correspondientes al muro y al revestimiento

CONSTITUCIÓN DEL PARAMENTO	CONSTITUCIÓN DEL MURO	ESPESOR (cm) y peso (kg/m ²)	REVESTIMIENTO INTERIOR									
			Ninguno	Yeso (10)	Enlucido 15 mm		Entramado metálico sobre forro		Yeso 10 mm o entramado de madera sobre forro		Paneles aislantes sin enlucido o con enlucido sobre forro	
					De arena (30)	Ligero (15)	Enlucido de arena 20 mm (35)	Enlucido ligero 20 mm (15)	Enlucido de arena 12 mm (35)	Enlucido ligero 12 mm (10)	Panel de 12 mm (10)	Panel de 25 mm (20)
	Aglomerado (escorias)	10 (97)	2,00	1,81	1,90	1,71	1,37	1,27	1,27	1,22	1,02	0,78
		20 (180)	1,61	1,46	1,56	1,42	1,17	1,07	1,12	1,02	0,88	0,68
		30 (258)	1,51	1,42	1,46	1,37	1,12	1,02	1,07	1,02	0,88	0,63
	(Ligero)	10 (83)	1,71	1,56	1,66	1,51	1,22	1,12	1,17	1,07	0,93	0,73
		20 (154)	1,46	1,37	1,42	1,32	1,12	1,02	1,02	0,98	0,83	0,68
		30 (209)	1,37	1,27	1,32	1,22	1,02	0,98	0,98	0,93	0,83	0,63
	(Arena y grava)	10 (112)	2,39	2,15	2,25	2,00	1,56	1,42	1,42	1,32	1,07	0,83
		20 (209)	2,00	1,81	1,90	1,71	1,37	1,27	1,27	1,22	1,02	0,78
		30 (307)	1,85	1,71	1,81	1,61	1,32	1,22	1,22	1,17	0,98	0,73
	Ladrillo hueco	10 (78)	2,00	1,81	1,98	1,71	1,37	1,27	1,27	1,22	1,02	0,78
		20 (146)	1,51	1,42	1,46	1,37	1,12	1,07	1,07	1,02	0,88	0,68
		30 (193)	1,27	1,22	1,22	1,12	0,98	0,93	0,93	0,88	0,78	0,63
o Atolquin 10 cm (250)	Hormigón (escorias) 1300 kg/m ³	10 (126)	1,71	1,51	1,66	1,51	1,22	1,12	1,17	1,07	0,93	0,73
		15 (195)	1,32	1,22	1,32	1,22	1,02	0,98	0,98	0,93	0,78	0,63
		20 (262)	1,07	1,02	1,07	1,02	0,88	0,83	0,83	0,78	0,68	0,57
o Paneles prefabricados (hormigón o arena) 10 y 15 cm (190 y 290)	(Arena y grava)	10 (229)	2,93	2,59	2,73	2,39	1,76	1,56	1,61	1,51	1,22	0,88
		15 (241)	2,68	2,39	2,54	2,20	1,66	1,51	1,56	1,42	1,17	0,83
		20 (463)	2,49	2,20	2,34	2,05	1,56	1,42	1,46	1,37	1,12	0,83
Ladrillo ordinario	Aglomerado (escorias)	10 (195)	2,39	2,05	2,25	2,00	1,56	1,42	1,42	1,32	1,07	0,78
		20 (390)	1,71	1,51	1,66	1,51	1,22	1,12	1,17	1,07	0,93	0,73
		(Ligero)	10 (97)	1,76	1,61	1,71	1,56	1,27	1,17	1,17	1,12	0,93
20 (209)	1,42		1,37	1,42	1,27	1,07	1,02	1,02	0,98	0,83	0,68	
30 (258)	1,37		1,27	1,32	1,22	1,02	0,98	0,98	0,93	0,83	0,63	
Ladrillo ordinario 10 cm (200)	(Arena y grava)	10 (83)	1,56	1,42	1,46	1,37	1,12	1,07	1,07	1,02	0,88	0,68
		20 (156)	1,32	1,27	1,27	1,22	1,02	0,98	0,98	0,93	0,83	0,63
		30 (209)	1,22	1,17	1,22	1,12	0,98	0,93	0,93	0,88	0,78	0,63
o Paneles prefabricados (hormigón o arena) 20 y 25 cm (390) (490)	Ladrillo hueco	10 (78)	1,76	1,61	1,71	1,56	1,27	1,17	1,17	1,12	0,93	0,73
		20 (146)	1,37	1,32	1,37	1,27	1,07	0,98	0,98	0,93	0,83	0,63
		30 (193)	1,17	1,12	1,12	1,07	0,93	0,88	0,88	0,83	0,73	0,59
o Aglomerado 10 cm (115) (arena)	Hormigón ligero 1300 kg/m ³	10 (126)	1,56	1,42	1,46	1,37	1,12	1,07	1,07	1,02	0,88	0,68
		15 (195)	1,22	1,12	1,22	1,12	0,98	0,88	0,93	0,88	0,73	0,63
		20 (262)	1,02	0,98	0,98	0,93	0,83	0,78	0,78	0,78	0,68	0,54
o Aglomerado 20 cm (500)	(Arena y grava)	10 (112)	2,44	2,20	2,34	2,05	1,56	1,42	1,46	1,37	1,12	0,83
		15 (209)	2,29	2,05	2,15	1,90	1,51	1,37	1,42	1,32	1,07	0,83
		20 (307)	2,10	1,95	2,00	1,81	1,42	1,32	1,37	1,27	1,02	0,78
o Atolquin 20 cm (500)	Ladrillo ordinario	10 (195)	2,05	1,81	1,95	1,76	1,42	1,27	1,27	1,22	1,02	0,78
		20 (390)	1,56	1,42	1,46	1,37	1,12	1,07	1,07	1,02	0,88	0,68

Equaciones: Ganasas, kcal/h · (Área, m²) = Coeficiente K · (Diferencia equivalente de temperatura, tabla 4.9)
Pérdidas, kcal/h = (Área, m²) = Coeficiente K · (Temperatura interior - Temperatura exterior)

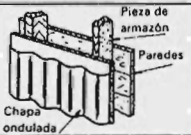
* En el caso de que estos tipos de construcción estén complementados por un aislamiento o una capa de aire, véase la tabla 4.22

TABLA 4.13

COEFICIENTES DE TRANSMISIÓN GLOBAL K — MUROS DE CONSTRUCCIÓN LIGERA, TIPO INDUSTRIAL***
VERANO — INVIERNO

kcal/h·m²·°C

Los números entre paréntesis corresponden a pesos por m². El peso total por m² es igual a la suma de los valores correspondientes al muro y al revestimiento



REVESTIMIENTO EXTERIOR	PAREDES	PESOS (kg/m ²)	REVESTIMIENTO INTERIOR				
			Ninguno	Chapa (5)	Panel aislante		Madera
					12 mm (10)	20 mm (15)	20 mm (10)
Fibrocemento ondulado	Ninguna Panel aislante 12 mm Panel aislante 20 mm	(5) (10) (10)	5,66 1,66 1,32	2,68 1,27 1,02	1,56 0,93 0,83	1,27 0,83 0,73	1,76 1,02 0,88
Chapa ondulada 5/10	Ninguna Panel aislante 12 mm Panel aislante 20 mm Madera 20 mm	(5) (10) (10) (15)	6,83 1,76 1,37 2,25	2,93 1,32 1,07 1,61	1,63 0,98 0,83 1,07	1,32 0,83 0,73 0,93	1,85 1,02 0,88 1,17
Planchas 20 mm	Ninguna	(10)	2,83	1,81	1,22	1,02	1,32

Ecuaciones: Ganancias, kcal/h = (Área, m²) × Coeficiente K × (Diferencia equivalente de temperatura, tabla 4.9)
Pérdidas, kcal/h = (Área, m²) × Coeficiente K × (Temperatura interior - Temperatura exterior)

* En el caso de que estos tipos de construcción estén complementados por un aislante o una capa de aire, véase la tabla 4.2/

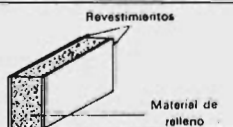
** Estos valores se aplican al caso en que los intersticios entre los paneles o en la unión con el suelo y el techo estén calculatados. En caso contrario, aumentar K en el 10%

Estos valores se pueden utilizar para los techos en invierno (flujo de calor de abajo arriba); para el verano (flujo de calor de arriba abajo), multiplicarlos por 0,8

T 4.14 COEFICIENTES DE TRANSMISIÓN GLOBAL K MUROS DE CONSTRUCCIÓN LIGERA, TIPO CORTINA*
VERANO — INVIERNO

kcal/h·m²·°C

Los números entre paréntesis corresponden a pesos por m². — El peso total por m² es igual a la suma de los valores correspondientes al muro y al revestimiento



MATERIAL AISLANTE DE RELLENO	PESO ESPECÍFICO** (kg/m ³)	REVESTIMIENTO METÁLICO CON LANA DE VIDRIO DE 6 mm (15)							
		Espesor del relleno (mm)				Espesor del relleno (mm)			
		25	50	75	100	25	50	75	100
Fibra de vidrio, madera, algodón	48	1,07	0,59	0,39	0,29	0,93	0,54	0,39	0,29
Papel nido de abeja	80	1,90	1,12	0,83	0,63	1,56	0,98	0,73	0,59
Papel nido de abeja con relleno de perlita, lana de vidrio	144	1,42	0,83	0,59	0,44	1,22	0,73	0,54	0,44
Panel de fibra	240	1,76	1,02	0,73	0,59	1,42	0,93	0,68	0,54
Heraclice	352	1,51	0,88	0,63	0,49	1,22	0,78	0,59	0,44
Vermiculita extendida	112	1,66	0,98	0,68	0,54	1,37	0,88	0,63	0,49
Cemento de vermiculita	320	2,15	1,32	0,93	0,73	1,71	1,12	0,88	0,68
o perlita	480	2,49	1,56	1,17	0,93	1,90	1,12	1,02	0,83
	640	2,83	1,85	1,42	1,12	2,10	1,31	1,22	0,98
	960	3,37	2,39	1,85	1,51	2,39	1,85	1,51	1,27

Ecuaciones: Ganancias, kcal/h = (Área, m²) × Coeficiente K × (Diferencia equivalente de temperatura, tabla 4.9)
Pérdidas, kcal/h = (Área, m²) × Coeficiente K × (Temperatura interior - Temperatura exterior)

* En el caso en que estos tipos de construcción estén complementados por un aislamiento o una capa de aire, véase la tabla 4.2/

** Peso total por m² = $\frac{\text{Peso específico} \times \text{Espesor de relleno}}{1000} + 15 \text{ kg/m}^2$


TABLA 4.15

COEFICIENTE DE TRANSMISIÓN GLOBAL K — MUROS Y TABIQUES DE DOBLE PARED *

VERANO — INVIERNO

kcal/h·m²·°C

Los números entre paréntesis corresponden a pesos por m². El peso total por m² es igual a la suma de los valores correspondientes al muro y al revestimiento

		REVESTIMIENTO INTERIOR								
		Ninguno	Panel madera 20 mm (10)	Revoque de yeso 10 mm (10)	Enramado metálico		Enlucido 10 mm o entramado o madera sobre forro		Panel aislante con o sin enlucido	
Enlucido de arena 20 mm (35)	Enlucido ligero 20 mm (15)				Enlucido de arena 12 mm (35)	Enlucido ligero 12 mm (10)	Panel de 12 mm (10)	Panel de 25 mm (20)		
REVESTIMIENTO EXTERIOR	PARED									
Escayola 25 mm (50) o fibrocemento (5) o enlucido asfáltico (10)	Ninguna, papel de construcción	4,44	1,61	2,05	2,20	1,90	1,95	1,81	1,42	0,98
	Contraplacado 8 mm (5) o yeso 12 mm (10)	3,32	1,46	1,81	1,95	1,71	1,76	1,61	1,27	0,93
	Madera 20 mm y papel de const. (10)	2,24	1,22	1,44	1,51	1,37	1,42	1,32	1,07	0,83
	Panel aislante 12 mm (10) Panel aislante 20 mm (15)	2,05 1,54	1,12 0,98	1,32 1,12	1,42 1,17	1,27 1,07	1,32 1,07	1,22 1,02	1,02 0,88	0,78 0,68
Ladrillo do paramento 10 cm (215) o contraplacado 10 mm (5) o enlucido de asfalto (10)	Ninguna, papel de construcción	3,56	1,46	1,81	1,95	1,71	1,76	1,61	1,27	0,93
	Contraplacado 8 mm (5) o yeso 12 mm (10)	2,78	1,37	1,61	1,76	1,56	1,56	1,46	1,17	0,88
	Madera 20 mm y papel de const. (10)	2,05	1,12	1,32	1,42	1,27	1,32	1,22	1,02	0,78
	Panel aislante 12 mm (10) Panel aislante 20 mm (15)	1,85 1,46	1,07 0,93	1,22 1,02	1,32 1,07	1,22 1,02	1,22 1,02	1,17 0,98	0,98 0,83	0,73 0,68
Planchas (5) o tabillas de cubierta (10) o paneles de madera 20 mm (15)	Ninguna, papel de construcción	2,78	1,32	1,61	1,71	1,51	1,56	1,46	1,17	0,88
	Contraplacado 8 mm (5) o yeso 12 mm (10)	2,34	1,22	1,46	1,51	1,37	1,42	1,32	1,07	0,83
	Madera 20 mm y papel de const. (10)	1,76	1,07	1,22	1,27	1,12	1,17	1,12	0,93	0,73
	Panel aislante 12 mm (10) Panel aislante 20 mm (15)	1,61 1,32	0,98 0,88	1,12 0,98	1,17 1,02	1,07 0,93	1,12 0,93	1,07 0,93	0,88 0,78	0,68 0,63
Tabillas de cubierta sobre 20 mm de soporte aislante (15) o revestimiento aislado con asfalto (20)	Ninguna, papel de construcción	2,10	1,17	1,37	1,47	1,32	1,32	1,22	1,02	0,78
	Contraplacado 8 mm (5) o yeso 12 mm (10)	1,85	1,07	1,22	1,32	1,17	1,22	1,12	0,93	0,73
	Madera 20 mm y papel de const. (10)	1,66	0,93	1,07	1,12	1,02	1,07	0,98	0,83	0,68
	Panel aislante 12 mm (10) Panel aislante 20 mm (15)	1,37 1,12	0,88 0,78	0,98 0,88	1,02 0,88	0,98 0,83	0,98 0,88	0,93 0,83	0,78 0,73	0,63 0,59
Tabique sencillo (enlucido en una cara)		2,10	2,93	3,27	2,68	2,78	2,44	1,76	1,12	0,59
Tabique doble pared (enlucido en las dos caras)		1,17	1,86	1,90	1,51	1,56	1,37	0,93	0,59	0,59

Ecuaciones: Muros — Ganancias, kcal/h = (Área, m²) × Coeficiente K × (Diferencia equivalente de temperatura, tabla 4.9)

Pérdidas, kcal/h = (Área, m²) × Coeficiente K × (Temperatura interior — Temperatura exterior).

Tabique adyacente a un local no acondicionado — Ganancias o pérdidas, kcal/h = (Área, m²) × Coeficiente K × (Temperatura exterior — Temperatura interior — 3° C).

Tabique adyacente a una cocina o a una sala de calderas — Ganancias kcal/h = (Área, m²) × K × (Diferencia real de temperatura) o bien (Área, m²) × K × (Temperatura exterior — Temperatura interior + 8 a 14° C).

* En el caso en que estos tipos de construcción estén complementados por un aislamiento o una capa de aire, véase tabla 4.21

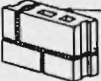
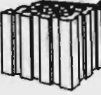

TABLA 4.16

COEFICIENTES DE TRANSMISIÓN GLOBAL K - TABIQUES DE ALBAÑILERÍA*

VERANO - INVIERNO

kcal/h·m²·°C

Los números entre paréntesis corresponden a pesos por m². El peso total por m² es igual a la suma de los valores correspondientes al muro y al revestimiento

PARED	ESPESOR (cm) y peso (kg/m ²)	Ningún revestimiento	Cares con revestimiento	REVESTIMIENTO								
				Revoque de yeso 10 mm (10)	Enlucido 15 mm		Entramado metálico enlucido sobre forro		Yeso 12 mm o entramado madera enlucido sobre forro		Panel aislante solo o enlucido sobre forro	
					Enlucido de arena (30)	Enlucido ligero (15)	Enlucido de arena 20 mm (35)	Enlucido ligero 20 mm (15)	Enlucido de arena 12 mm (35)	Enlucido ligero 12 mm (10)	Panel de 12 mm (10)	Panel de 25 mm (20)
 Enlucido AGLOMERADO HUECO Escorias	7,5 (83)	2,20	Una Dos	1,90 1,71	2,10 2,00	1,85 1,61	1,46 1,12	1,32 0,98	1,37 0,98	1,27 0,88	1,02 0,68	0,78 0,49
	10 (98)	1,95	Una Dos	1,76 1,56	1,90 1,81	1,71 1,51	1,37 1,02	1,27 0,93	1,27 0,93	1,22 0,88	0,98 0,63	0,73 0,54
	20 (181)	1,56	Una Dos	1,42 1,32	1,51 1,46	1,42 1,27	1,17 0,93	1,07 0,83	1,07 0,83	1,02 0,78	0,78 0,59	0,68 0,44
	30 (259)	1,51	Una Dos	1,37 1,27	1,46 1,42	1,32 1,22	1,12 0,88	1,02 0,78	1,07 0,83	1,02 0,73	0,83 0,59	0,68 0,44
Ligero	7,5 (73)	1,85	Una Dos	1,66 1,51	1,76 1,71	1,61 1,46	1,32 1,02	1,22 0,88	1,22 0,88	1,17 0,83	0,98 0,63	0,73 0,44
	10 (83)	1,71	Una Dos	1,51 1,42	1,66 1,56	1,51 1,32	1,22 0,98	1,12 0,83	1,17 0,83	1,07 0,78	0,93 0,63	0,73 0,44
	20 (156)	1,46	Una Dos	1,32 1,22	1,42 1,37	1,32 1,17	1,07 0,88	1,02 0,78	1,02 0,78	0,98 0,73	0,83 0,59	0,68 0,44
	30 (210)	1,37	Una Dos	1,22 1,12	1,32 1,27	1,22 1,12	1,02 0,83	0,98 0,72	0,98 0,78	0,93 0,73	0,78 0,59	0,63 0,29
Arena y grava	20 (230)	1,95	Una Dos	1,76 1,56	1,90 1,81	1,71 1,51	1,37 1,02	1,27 0,93	1,27 0,93	1,22 0,88	0,98 0,63	0,73 0,54
	30 (308)	1,85	Una Dos	1,66 1,46	1,76 1,71	1,61 1,42	1,32 1,02	1,22 0,88	1,22 0,93	1,17 0,83	0,93 0,63	0,73 0,44
 Revestimiento LADRILLO HUECO	7,5 (73)	2,25	Una Dos	1,95 1,76	2,15 2,05	1,90 1,66	1,51 1,12	1,37 0,98	1,37 0,98	1,32 0,93	1,07 0,68	0,78 0,49
	10 (78)	1,95	Una Dos	1,76 1,56	1,90 1,81	1,71 1,51	1,37 1,02	1,27 0,93	1,27 0,93	1,22 0,88	0,98 0,63	0,73 0,54
	15 (122)	1,71	Una Dos	1,51 1,37	1,61 1,56	1,51 1,32	1,22 0,98	1,12 0,83	1,17 0,88	1,07 0,78	0,93 0,63	0,73 0,44
	20 (146)	1,51	Una Dos	1,37 1,27	1,46 1,42	1,37 1,22	1,12 0,88	1,07 0,78	1,07 0,83	1,02 0,78	0,88 0,59	0,68 0,44
BALDOSA DE YESO CON ALVÉOLOS	7,5 (44)	1,81	Una Dos	1,61 1,46	1,71 1,66	1,56 1,42	1,27 0,98	1,17 0,88	1,17 0,88	1,12 0,83	0,93 0,63	0,73 0,44
	10 (63)	1,81	Una Dos	1,46 1,32	1,56 1,51	1,42 1,27	1,17 0,93	1,07 0,83	1,12 0,83	1,07 0,78	0,88 0,59	0,68 0,44
 Enlucido BALDOSA DE YESO MACIZA	3,5						2,98 (62)	2,10 (29)				
	5						2,83 (88)	1,85 (19)				
	6,5						2,48 (104)	1,66 (44)				

Ecuaciones: Tabique adyacente a un local no acondicionado - Ganancias o pérdidas, kcal/h = (Área, m²) × Coeficiente K × (Temperatura exterior - Temperatura interior - 3° C)

Tabique adyacente a una cocina o a una sala de calderas - Ganancias kcal/h = (Área, m²) × K × (Diferencia real de temperatura) o bien (Área, m²) × K × (Temperatura exterior - Temperatura interior + 8 u 14° C)


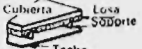
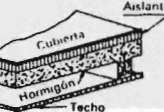

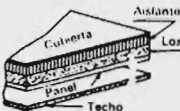
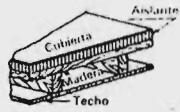
* En el caso en que estos tipos de construcción estén complementados por un aislante o una capa de aire, véase la tabla 4.2

TABLA 4.17

COEFICIENTES DE TRANSMISIÓN GLOBAL K - TERRAZAS*

VERANO: Flujo ascendente INVIerno: Flujo descendente

kcal/h·m²·°CLos números entre paréntesis dan el peso en kg/m². El peso total es igual a la suma de los pesos de los diversos componentes

NATURALEZA DEL PISO O PAVIMENTO	ESPESOR DEL TECHO (cm) y peso (kg/m ²)	TECHO **	AISLANTE ENCIMA DEL PAVIMENTO (mm)						
			Ninguno	13 (5)	25 (5)	38 (10)	50 (15)	63 (15)	75 (20)
Chapa CUBIERTA Aslante 	2,5 (24)	Con o sin enlucido (30)	3,27	1,71	1,12	0,88	0,73	0,59	0,44
		Suspendido (ordinario) (25)	1,56	1,07	0,83	0,68	0,59	0,49	0,44
		Suspend. (losas acústicas) (10)	1,12	0,88	0,68	0,59	0,54	0,44	0,39
Paneles prefabricados clase heráclita 	5 (19)	Con o sin enlucido (30)	0,98	0,78	0,63	0,54	0,49	0,44	0,39
		Suspendido (ordinario) (25)	0,73	0,59	0,54	0,44	0,39	0,39	0,34
		Suspend. (losas acústicas) (10)	0,63	0,49	0,44	0,39	0,39	0,34	0,29
	7,5 (34)	Con o sin enlucido (30)	0,68	0,54	0,49	0,44	0,39	0,39	0,34
		Suspendido (ordinario) (25)	0,59	0,49	0,44	0,34	0,34	0,29	0,29
		Suspend. (losas acústicas) (10)	0,49	0,44	0,39	0,34	0,34	0,29	0,24
Hormigón (arena y grava) 	10 (229)	Con o sin enlucido (30)	2,49	1,46	1,02	0,78	0,68	0,59	0,44
	15 (341)	Suspendido (ordinario) (25)	1,37	0,98	0,78	0,63	0,59	0,49	0,44
	20 (454)	Suspend. (losas acústicas) (10)	1,02	0,78	0,63	0,54	0,49	0,44	0,39
(ligero sobre revoque de yeso) 	5 (43)	Con o sin enlucido (30)	1,32	0,98	0,73	0,63	0,54	0,49	0,39
		Suspendido (ordinario) (25)	0,88	0,68	0,59	0,49	0,44	0,44	0,39
		Suspend. (losas acústicas) (10)	0,73	0,59	0,54	0,44	0,39	0,39	0,34
	7,5 (63)	Con o sin enlucido (30)	1,02	0,78	0,63	0,54	0,49	0,44	0,39
		Suspendido (ordinario) (25)	0,73	0,59	0,54	0,44	0,39	0,39	0,34
		Suspend. (losas acústicas) (10)	0,63	0,54	0,49	0,39	0,39	0,34	0,29
10 (78)	Con o sin enlucido (30)	0,83	0,68	0,54	0,49	0,44	0,39	0,39	
	Suspendido (ordinario) (25)	0,63	0,54	0,49	0,39	0,39	0,34	0,29	
	Suspend. (losas acústicas) (10)	0,59	0,49	0,44	0,34	0,34	0,29	0,24	
Losa de yeso sobre panel de yeso 	5 (53)	Con o sin enlucido (30)	1,56	1,07	0,83	0,68	0,59	0,49	0,44
		Suspendido (ordinario) (25)	1,02	0,83	0,63	0,54	0,49	0,44	0,39
		Suspend. (losas acústicas) (10)	0,83	0,63	0,59	0,49	0,44	0,39	0,34
	7,5 (73)	Con o sin enlucido (30)	1,32	0,93	0,73	0,63	0,54	0,49	0,44
		Suspendido (ordinario) (25)	0,93	0,73	0,63	0,54	0,49	0,44	0,39
		Suspend. (losas acústicas) (10)	0,73	0,59	0,54	0,44	0,39	0,39	0,34
10 (92)	Con o sin enlucido (30)	1,12	0,83	0,68	0,59	0,49	0,44	0,39	
	Suspendido (ordinario) (25)	0,83	0,63	0,59	0,49	0,44	0,39	0,34	
	Suspend. (losas acústicas) (10)	0,68	0,59	0,54	0,44	0,39	0,39	0,34	
Madera 	2,5 (14)	Con o sin enlucido (30)	1,95	1,27	0,93	0,73	0,63	0,54	0,44
		Suspendido (ordinario) (25)	1,17	0,88	0,68	0,59	0,54	0,44	0,39
		Suspend. (losas acústicas) (10)	0,93	0,73	0,63	0,54	0,49	0,39	0,34
	5 (24)	Con o sin enlucido (30)	1,37	0,98	0,78	0,63	0,54	0,49	0,44
		Suspendido (ordinario) (25)	0,93	0,73	0,63	0,54	0,49	0,44	0,39
		Suspend. (losas acústicas) (10)	0,78	0,63	0,54	0,49	0,44	0,39	0,34
7,5 (39)	Con o sin enlucido (30)	1,02	0,78	0,63	0,54	0,49	0,44	0,39	
	Suspendido (ordinario) (25)	0,78	0,63	0,54	0,44	0,44	0,39	0,34	
	Suspend. (losas acústicas) (10)	0,63	0,54	0,44	0,44	0,39	0,34	0,29	

Ecuaciones: Verano: Flujo descendente: Ganancias kcal/h = (Área, m²) × K × (Diferencia equivalente de temperatura).Invierno: Flujo ascendente: Pérdidas kcal/h = (Área, m²) × 1,1 K × (Temperatura exterior - Temperatura interior).

* En el caso en que exista una capa de aire o un aislamiento suplementario véase tabla 9.21

** Para panel aislante de 12 mm suspendido, simple (3) o con enlucido de arena de 12 mm (25), tomar los valores de las losas acústicas


TABLA 4.18

COEFICIENTES DE TRANSMISIÓN K - TECHUMBRES*

VERANO: Flujo descendente - INVIERNO: Flujo ascendente: (véase nota al pie)

kcal/h·°C·m² de área proyectada

Los números entre paréntesis dan el peso en kg/m². El peso total es igual a la suma de los pesos de los diversos componentes

TECHUMBRE		TECHO (CIELO RASO)										
CUBIERTA	BAJO TECHUMBRE 	Sin techo	Paneles madera 20 mm	Panel yeso 10 mm	Entramado metálico enlucido		Yeso 10 mm o entramado madera enlucido		Panel aislante con o sin enlucido de arena		Losas acústicas sobre forros o yeso 12 mm	
					Enlucido de arena 20 mm	Enlucido ligero 20 mm	Enlucido de arena 12 mm	Enlucido ligero 12 mm	Panel de 12 mm	Panel de 25 mm	Losas de 12 mm	Losa de 20 mm
Losas de estello (10)	Papel sobre contraplacado 8 mm (10)	2,49	1,32	1,46	1,56	1,42	1,42	1,37	1,07	0,83	1,12	1,07
	Papel bajo techumbre madera 20 mm (15)	1,46	1,12	1,27	1,32	1,22	1,22	1,17	0,98	0,78	1,02	0,93
Tejas planas o placas de fibrocemento (15) o enlucido de asfalto (5)	Papel sobre contraplacado 8 mm (10)	2,88	1,37	1,66	1,81	1,61	1,61	1,51	1,22	0,88	1,22	1,07
	Papel en subtejado madera 20 mm (15)	2,20	1,22	1,42	1,51	1,37	1,37	1,32	1,07	0,83	1,07	0,98
Tejas planas (40), tejas ordinarias (50) o chapas metal (5)	Papel sobre contraplacado 8 mm (10)	3,12	1,42	1,76	1,85	1,66	1,71	2,29	1,27	0,93	1,27	1,12
	Papel sobre subtejado madera 20 mm (15)	2,34	1,22	1,42	1,51	1,37	1,37	1,32	1,07	0,83	1,12	0,98
Planchas de madera (10)	Papel sobre calrias (5)	2,59	1,27	1,51	1,51	1,46	1,48	1,37	1,12	0,82	1,17	1,02
	Papel sobre contraplacado 8 mm (10)	2,00	1,12	1,32	1,42	1,27	1,32	1,22	1,02	0,78	1,02	0,93
	Papel sobre subtejado madera 20 mm (15)	1,66	1,07	1,17	1,22	1,12	1,12	1,07	0,93	0,73	0,93	0,83

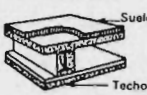
Ecuaciones Verano (Flujo descendente) - Ganancias kcal/h = (Área proyección horizontal, m²) × K × (Diferencia equivalente de temperatura, tabla 20)
 Invierno (Flujo ascendente) - Pérdidas kcal/h = (Área proyección horizontal, m²) × 1,1 K × (Temperatura exterior - Temperatura interior)

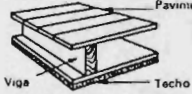
* En el caso en que exista una capa de aire o un aislamiento suplementario, ver tabla 4.21

TABLA 4.19

COEFICIENTES DE TRANSMISIÓN GLOBAL K — TECHO Y PAVIMENTO (Flujo ascendente)

Aire quieto en cada cara - kcal/h·m²·°CLos números entre paréntesis dan el peso en kg/m². El peso total es igual a la suma de los pesos de los diversos componentes

No acondicionado		CONSTRUCCIÓN DEL TECHO												
		Sin forro		Suspendido o con forros										
		Desnudo o enlucido arena 12 mm	Enlucido ligero 12 mm	Losas acústicas pegadas		Entramado metálico enlucido		Yeso 10 mm o entramado madera enlucido		Panel aislante desnudo o con enlucido de arena 12 mm		Losas acústicas sobre forro o yeso 10 mm		
NATURALEZA DEL SUELO	PAVIMENTO DE HORMIGÓN	(25)	(15)	Losas de 12 mm	Losas de 20 mm	Enlucido de arena 20 mm	Enlucido ligero 20 mm	Enlucido de arena 12 mm	Enlucido ligero 12 mm	Panel de 12 mm	Panel de 25 mm	Losas de 12 mm	Losas de 20 mm	
		(5)	(5)	(35)	(15)	(25)	(10)	(10)	(20)	(5)	(5)	(5)	(5)	
Desnudo o ladrillo 3 mm o embalsado	Enlucido de arena	5 (92)	3,42	2,59	1,85	1,51	2,10	1,85	2,15	2,00	1,27	0,93	1,37	1,17
		10 (190)	3,07	2,39	1,76	1,46	2,00	1,76	2,00	1,85	1,22	0,88	1,27	1,17
	15 (208)	2,78	2,20	1,66	1,37	1,85	1,66	1,90	1,76	1,17	0,88	1,22	1,07	
	20 (285)	2,54	2,05	1,56	1,27	1,76	1,56	1,81	1,66	1,12	0,83	1,17	1,02	
	25 (483)	2,34	1,90	1,51	1,27	1,66	1,51	1,71	1,56	1,12	0,83	1,12	1,02	
	Enlucido ligero	5 (73)	2,34	1,90	1,51	1,27	1,66	1,51	1,71	1,56	1,12	0,83	1,12	1,02
10 (136)		1,71	1,46	1,22	1,07	1,32	1,22	1,32	1,22	0,93	0,73	0,98	0,88	
15 (205)		1,32	1,17	1,02	0,88	1,07	1,07	1,07	1,02	0,83	0,63	0,83	0,73	
Parquet (pavimento de madera) sobre superficie de cemento	Enlucido de arena	5 (97)	2,29	1,90	1,46	1,27	1,61	1,46	1,61	1,95	1,07	0,83	1,12	0,98
		10 (193)	2,15	1,76	1,42	1,22	1,51	1,37	1,56	1,85	1,07	0,78	1,07	0,98
		15 (292)	2,00	1,66	1,37	1,17	1,46	1,32	1,46	1,76	1,02	0,78	1,07	0,98
		20 (390)	1,85	1,61	1,27	1,12	1,37	1,27	1,47	1,66	0,98	0,73	1,02	0,93
	25 (488)	1,76	1,51	1,22	1,07	1,32	1,22	1,37	1,56	0,92	0,73	0,98	0,88	
	Enlucido ligero	5 (78)	1,76	1,51	1,22	1,07	1,32	1,22	1,32	1,56	0,93	0,73	0,98	0,88
10 (141)		1,37	1,22	1,02	0,93	1,07	1,02	1,12	1,27	0,83	0,63	0,83	0,78	
15 (205)		1,12	1,02	0,88	0,78	0,93	0,88	0,93	1,02	0,73	0,59	0,73	0,68	
Embalsado o linóleo 3 mm sobre contraplacado 18 mm entre vigas	Enlucido de arena	5 (107)	1,56	1,37	1,12	1,02	1,51	1,37	1,56	1,46	0,88	0,68	0,88	0,83
		10 (203)	1,51	1,32	1,12	0,98	1,46	1,32	1,46	1,37	0,88	0,68	0,88	0,83
		15 (302)	1,42	1,27	1,07	0,93	1,37	1,27	1,42	1,32	0,83	0,68	0,88	0,78
		20 (390)	1,37	1,22	1,02	0,93	1,32	1,22	1,32	1,27	0,83	0,63	0,83	0,73
	25 (498)	1,32	1,17	0,98	0,88	1,27	1,17	1,27	1,22	0,78	0,63	0,83	0,73	
	Enlucido ligero	5 (92)	1,32	1,17	0,98	0,88	1,27	1,17	1,27	1,22	0,78	0,63	0,83	0,73
10 (151)		1,07	0,98	0,83	0,78	1,07	0,98	1,07	1,02	0,68	0,59	0,73	0,68	
15 (214)		0,93	0,83	0,73	0,68	0,88	0,83	0,93	0,88	0,63	0,54	0,63	0,59	
Parquet madera dura sobre tablillas de cubierta entre vigas	Enlucido de arena	5 (117)	1,27	1,12	0,98	0,88	1,22	1,12	1,22	1,17	0,78	0,63	0,78	0,73
		10 (214)	1,22	1,07	0,93	0,83	1,17	1,07	1,17	1,12	0,78	0,63	0,78	0,73
		15 (312)	1,17	1,02	0,93	0,83	1,12	1,02	1,12	1,07	0,73	0,59	0,78	0,68
		20 (410)	1,12	1,02	0,88	0,78	1,07	1,02	1,07	1,02	0,73	0,59	0,73	0,68
	25 (507)	1,07	0,98	0,83	0,78	1,02	0,98	1,07	1,03	0,68	0,59	0,73	0,68	
	Enlucido ligero	5 (92)	1,07	0,98	0,83	0,78	1,02	0,98	1,07	1,02	0,68	0,59	0,73	0,68
10 (161)		0,93	0,83	0,73	0,68	0,88	0,83	0,88	0,88	0,63	0,54	0,63	0,59	
15 (224)		0,78	0,73	0,68	0,63	0,78	0,73	0,78	0,78	0,59	0,48	0,59	0,54	

No acondicionado		TECHADO MADERA										
		Sin forro		Suspendido o con forros								
		Desnudo	Losas acústicas pegadas	Entramado metálico enlucido		Yeso 10 mm o entramado madera enlucido		Panel aislante desnudo o con enlucido de arena 12 mm		Losas acústicas sobre forros o yeso 10 mm		
NATURALEZA DEL SUELO	PAVIMENTO	(5)	(5)	Enlucido de arena 20 mm	Enlucido ligero 20 mm	Enlucido de arena 12 mm	Enlucido ligero 12 mm	Panel de 12 mm	Panel de 25 mm	Losas de 12 mm	Losas de 20 mm	
		(5)	(5)	(35)	(15)	(25)	(10)	(10)	(20)	(5)	(5)	
Desnudo	Ninguno			1,61	2,88	2,58	2,64	1,81	1,12	1,20	1,51	
	Madera 20 mm (10)	2,20	1,46	1,37	1,31	1,37	1,42	1,32	1,07	0,83	1,12	0,98
Embalsado sobre cemento 18 mm	Madera 20 mm (105)	1,85	1,02	0,91	1,37	1,27	1,17	1,18	0,78	1,02	0,93	
	Madera 50 mm (120)	1,17	0,93	0,81	0,98	0,93	0,93	0,88	0,78	0,63	0,78	0,73
Parquet madera dura 20 mm o linóleo sobre contraplacado 16 mm	Madera 20 mm (25)	1,61	1,17	1,02	1,22	1,13	1,12	1,07	0,88	0,71	0,93	0,83
	Madera 50 mm (35)	1,07	0,83	0,78	0,88	0,83	0,83	0,83	0,73	0,59	0,73	0,68
Linóleo 3 mm sobre pavimento 6 mm sobre panel aislante 10 mm	Madera 20 mm (25)	1,17	1,02	0,91	1,37	0,98	1,02	0,98	0,81	0,64	0,88	0,78
	Madera 50 mm (40)	0,98	0,78	0,71	0,83	0,78	0,78	0,78	0,68	0,59	0,68	0,63

Ecuaciones: Flujo ascendente, local no acondicionado debajo

$$\text{Ganancia kcal/h} = (\text{Área, m}^2) \times K + (\text{Temperatura exterior} - \text{Temperatura interior} \times 3) \times C$$

Cocina o sala de calderas debajo

$$\text{Ganancia kcal/h} = (\text{Área, m}^2) \times K + (\text{Diferencia real de temperatura})$$

$$= (\text{Área, m}^2) \times K + (\text{Temperatura exterior} - \text{Temperatura interior} + 8 + 14 \times C)$$

TABLA 4.20

COEFICIENTES DE TRANSMISIÓN GLOBAL K. — TECHO Y PAVIMENTO (Flujo descendente)

Aire quieto en cada cara — kcal/h·m²·°CLos números entre paréntesis dan el peso en kg/m². El peso total es igual a la suma de los pesos de los diversos componentes

Acondicionado		CONSTRUCCIÓN DEL TECHO												
Suelo		ESPAESOR (cm) y peso (kg/m ²)	Sin forro				Suspendido o con forros							
Techo			Desnudo o enlucido arena 12 mm	Enlucido ligero 12 mm	Losas acústicas pegadas		Entramado metálico enlucido		Yeso 10 mm o entramado madera enlucido		Panel aislante desnudo o con enlucido de arena 12 mm		Losas acústicas sobre forro o yeso 10 mm	
No acondicionado					Losas de 12 mm	Losas de 20 mm	Enlucido de arena 20 mm	Enlucido ligero 20 mm	Enlucido de arena 12 mm	Enlucido ligero 12 mm	Panel de 12 mm	Panel de 25 mm	Losas de 12 mm	Losas de 20 mm
NATURALEZA DEL SUELO	PAVIMENTO DE HORMIGÓN	(25)	(15)	(5)	(5)	(35)	(15)	(25)	(10)	(10)	(20)	(5)	(5)	
Desnudo o linóleo 3 mm o embalsado	Enlucido de arena	5 (92)	2,24	2,10	1,51	1,27	1,56	1,42	1,46	1,27	1,12	0,83	1,12	0,98
		10 (190)	2,15	1,95	1,46	1,22	1,51	1,37	1,37	1,27	1,07	0,83	1,07	0,98
		15 (288)	2,00	1,81	1,37	1,17	1,42	1,32	1,32	1,27	1,07	0,78	1,07	0,93
		20 (385)	1,90	1,71	1,32	1,12	1,37	1,27	1,27	1,22	1,07	0,78	1,07	0,93
25 (482)	1,76	1,66	1,27	1,07	1,32	1,22	1,22	1,17	0,98	0,73	0,98	0,88	0,88	
Parquet sobre superficie de cemento	Enlucido de arena	5 (97)	1,76	1,61	1,22	1,07	1,27	1,17	1,17	1,12	0,98	0,73	0,98	0,88
		10 (193)	1,61	1,51	1,17	1,02	1,22	1,12	1,12	1,07	0,93	0,73	0,93	0,83
		15 (292)	1,56	1,42	1,12	1,02	1,17	1,07	1,07	1,02	0,88	0,73	0,88	0,83
		20 (390)	1,46	1,37	1,12	0,98	1,12	1,07	1,07	1,02	0,88	0,68	0,88	0,78
25 (488)	1,42	1,32	1,07	0,93	1,07	1,02	1,02	0,98	0,83	0,63	0,83	0,78	0,78	
Embalsado u linóleo 3 mm sobre contra- placa de 15 mm entre vigas	Enlucido ligero (1300 kg/m ²)	5 (97)	1,76	1,66	1,27	1,07	1,32	1,22	1,22	1,17	0,98	0,73	0,98	0,88
		10 (136)	1,42	1,27	1,02	0,93	1,07	1,02	1,02	0,98	0,83	0,63	0,83	0,78
		15 (200)	1,12	1,07	0,88	0,83	0,93	0,88	0,88	0,83	0,73	0,63	0,73	0,68
		20 (295)	1,07	1,02	0,88	0,83	0,93	0,88	0,88	0,83	0,73	0,63	0,73	0,68
Parquet madera dura sobre tabillas de cubierta entre vigas	Enlucido de arena	5 (107)	1,61	1,51	1,17	1,02	1,22	1,12	1,12	1,07	0,93	0,73	0,93	0,83
		10 (205)	1,56	1,42	1,12	1,02	1,17	1,07	1,07	1,02	0,88	0,73	0,93	0,83
		15 (302)	1,46	1,37	1,12	0,98	1,12	1,07	1,07	1,02	0,88	0,68	0,88	0,78
		20 (400)	1,42	1,32	1,07	0,93	1,07	1,02	1,02	0,98	0,83	0,68	0,88	0,78
25 (498)	1,37	1,27	1,02	0,93	1,02	0,98	0,98	0,93	0,83	0,63	0,83	0,78	0,78	
Parquet madera dura sobre tabillas de cubierta entre vigas	Enlucido ligero (1300 kg/m ²)	5 (97)	1,76	1,66	1,27	1,07	1,32	1,22	1,22	1,17	0,98	0,73	0,98	0,88
		10 (131)	1,07	1,02	0,88	0,83	0,93	0,88	0,88	0,83	0,73	0,63	0,73	0,68
		15 (214)	0,93	0,88	0,78	0,68	0,78	0,73	0,73	0,73	0,63	0,54	0,68	0,63
		20 (312)	1,17	1,12	0,98	0,88	0,98	0,93	0,93	0,88	0,78	0,63	0,83	0,73
25 (409)	1,12	1,07	0,93	0,83	0,93	0,88	0,88	0,83	0,73	0,59	0,78	0,68		
25 (507)	1,07	1,02	0,88	0,78	0,88	0,83	0,83	0,83	0,68	0,59	0,73	0,68		
Parquet madera dura sobre tabillas de cubierta entre vigas	Enlucido ligero (1300 kg/m ²)	5 (97)	1,07	1,02	0,88	0,78	0,88	0,83	0,83	0,83	0,68	0,59	0,73	0,68
		10 (161)	0,93	0,88	0,78	0,68	0,78	0,73	0,73	0,73	0,54	0,54	0,63	0,54
		15 (234)	0,8	0,78	0,68	0,63	0,68	0,68	0,68	0,68	0,59	0,49	0,59	0,54
		20 (329)	1,12	1,07	0,93	0,83	0,93	0,88	0,88	0,83	0,73	0,59	0,73	0,68

Acondicionado		TECHADO MADERA												
Pavimento		ESPAESOR (cm) y peso (kg/m ²)	Sin forro				Suspendido o con forros							
Techo			Desnudo	Losas acústicas pegadas		Entramado metálico enlucido		Yeso 10 mm o entramado madera enlucido		Panel aislante desnudo o con enlucido de arena 12 mm		Losas acústicas sobre forros o yeso 10 mm		
No acondicionado				Losas de 12 mm	Losas de 20 mm	Enlucido de arena 20 mm	Enlucido ligero 20 mm	Enlucido de arena 12 mm	Enlucido ligero 12 mm	Panel de 12 mm	Panel de 25 mm	Losas de 12 mm	Losas de 20 mm	
NATURALEZA DEL SUELO	PAVIMENTO	(25)	(15)	(5)	(5)	(35)	(15)	(25)	(10)	(10)	(20)	(5)	(5)	
Desnudo	Ninguno					2,49	2,10	2,15	1,95	1,51	1,02	1,51	1,32	
	Madera 20mm(10) Madera 50mm(25)	1,71	1,22	1,07	0,93	1,27	1,17	1,17	1,12	0,93	0,73	0,98	0,83	
Embalsado sobre cemento 38 mm	Madera 20mm(105) Madera 50mm(120)	1,85	1,17	0,88	0,83	0,93	0,88	0,88	0,83	0,73	0,59	0,73	0,68	
	Madera 20mm(25) Madera 50mm(40)	1,61	1,07	0,83	0,68	0,88	0,83	0,83	0,78	0,68	0,59	0,68	0,63	
Parquet madera dura 20 mm o linóleo 3 mm sobre pavimento 6 mm sobre panel aislante 10 mm	Madera 20mm(25) Madera 50mm(40)	1,42	0,98	0,73	0,63	0,78	0,73	0,78	0,73	0,63	0,54	0,68	0,63	
	Madera 20mm(25) Madera 50mm(40)	0,98	0,63	0,59	0,63	0,63	0,59	0,63	0,59	0,54	0,49	0,54	0,54	

Ecuaciones: Flujo descendente, local no acondicionado (abajo):

$$G_{\text{anancias kcal/h}} = (\text{Área, m}^2) \cdot K \cdot (\text{Temperatura exterior} - \text{Temperatura interior} - 3) \cdot C$$

Cocina encima:

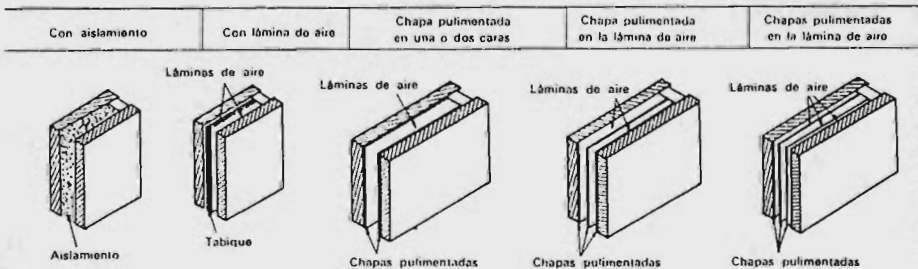
$$G_{\text{anancias kcal/h}} = (\text{Área, m}^2) \cdot K \cdot (\text{Diferencia real de temperatura})$$

$$o = (\text{Área, m}^2) \cdot K \cdot (\text{Temperatura exterior} - \text{Temperatura interior} + 8 \text{ a } 14) \cdot C$$

TABLA 4.21

COEFICIENTES DE TRANSMISIÓN GLOBAL K CON AISLAMIENTO Y CAPA O LÁMINA DE AIRE
VERANO -- INVIERNO
kcal/h·m²·°C

Valor de K para muro, techo, techumbre, pavimento antes del aislamiento	Material aislante fibroso			Con lámina de aire de 20 mm o más	Con chapa pulimentada en la lámina de aire (hoja de aluminio media = 0,05),									
					Dirección del flujo									
					Verano-Invierno Horizontal			Verano Descendente			Invierno Ascendente			
					En una o dos caras	Una hoja en lámina de aire	Dos hojas en lámina de aire	En una o dos caras	Una hoja en lámina de aire	Dos hojas en lámina de aire	En una o dos caras	Una hoja en lámina de aire	Dos hojas en lámina de aire	
	Espesor (mm)													
	75	50	75											
3,0	0,93	0,54	0,39	1,85	1,66	0,88	0,54	0,59	0,29	0,24	1,76	0,98	0,68	0,68
2,9	0,93	0,54	0,39	1,81	1,61	0,88	0,54	0,59	0,29	0,24	1,76	0,98	0,68	0,68
2,8	0,88	0,54	0,39	1,76	1,56	0,88	0,54	0,54	0,29	0,24	1,71	0,98	0,68	0,68
2,7	0,88	0,54	0,39	1,76	1,51	0,83	0,54	0,54	0,29	0,24	1,66	0,93	0,68	0,68
2,6	0,88	0,54	0,39	1,71	1,46	0,83	0,49	0,54	0,29	0,24	1,61	0,93	0,68	0,68
2,5	0,88	0,54	0,39	1,66	1,42	0,83	0,49	0,54	0,29	0,24	1,56	0,93	0,63	0,63
2,4	0,83	0,54	0,39	1,61	1,37	0,78	0,49	0,54	0,29	0,20	1,51	0,88	0,63	0,63
2,3	0,83	0,49	0,39	1,56	1,32	0,78	0,49	0,54	0,29	0,20	1,46	0,88	0,63	0,63
2,2	0,83	0,49	0,34	1,51	1,27	0,78	0,49	0,54	0,29	0,20	1,42	0,88	0,63	0,63
2,1	0,78	0,49	0,34	1,46	1,22	0,73	0,49	0,54	0,29	0,20	1,37	0,83	0,63	0,63
2,0	0,78	0,49	0,34	1,42	1,22	0,73	0,49	0,49	0,29	0,20	1,32	0,83	0,59	0,59
1,9	0,78	0,49	0,34	1,37	1,22	0,73	0,44	0,49	0,29	0,20	1,27	0,83	0,59	0,59
1,8	0,73	0,49	0,34	1,32	1,17	0,68	0,44	0,49	0,29	0,20	1,22	0,78	0,59	0,59
1,7	0,73	0,49	0,34	1,27	1,12	0,68	0,44	0,49	0,29	0,20	1,17	0,78	0,59	0,59
1,6	0,73	0,49	0,34	1,22	1,07	0,63	0,44	0,49	0,24	0,20	1,12	0,73	0,54	0,54
1,5	0,68	0,44	0,34	1,17	1,02	0,63	0,44	0,49	0,24	0,20	1,07	0,73	0,54	0,54
1,4	0,68	0,44	0,34	1,07	0,98	0,63	0,39	0,44	0,24	0,20	0,98	0,68	0,49	0,49
1,3	0,63	0,44	0,34	1,02	0,93	0,59	0,39	0,44	0,24	0,20	0,93	0,63	0,49	0,49
1,2	0,63	0,44	0,34	0,98	0,83	0,59	0,39	0,44	0,24	0,20	0,88	0,63	0,49	0,49
1,1	0,59	0,39	0,29	0,88	0,78	0,54	0,39	0,39	0,24	0,20	0,78	0,59	0,44	0,44
1,0	0,59	0,39	0,29	0,83	0,73	0,49	0,34	0,39	0,24	0,20	0,73	0,54	0,44	0,44
0,9	0,54	0,39	0,29	0,73	0,68	0,49	0,34	0,39	0,24	0,20	0,68	0,54	0,39	0,39
0,8	0,49	0,34	0,29	0,68	0,59	0,44	0,34	0,34	0,24	0,20	0,63	0,49	0,39	0,39
0,7	0,44	0,34	0,24	0,59	0,54	0,39	0,29	0,34	0,20	0,20	0,59	0,44	0,34	0,34
0,6	0,39	0,29	0,24	0,54	0,49	0,39	0,29	0,29	0,20	0,15	0,49	0,39	0,34	0,34
0,5	0,34	0,29	0,24	0,44	0,39	0,34	0,24	0,29	0,20	0,15	0,44	0,34	0,29	0,29



* Valores controlados para el verano con flujo ascendente, descendente u horizontal. Desviación menor del 1 %, con respecto a los valores indicados

TABLA 4.22

COEFICIENTES DE TRANSMISIÓN GLOBAL K DE LAS TERRAZAS CON AISLAMIENTO
VERANO - INVIERNO
kcal/h·m²·°C

VALOR DE K ANTES DEL AISLAMIENTO	DESPUÉS DEL AISLAMIENTO Espesor (mm)						
	10	20	30	40	50	60	70
3	1,79	1,28	1,00	0,81	0,68	0,59	0,52
2,5	1,60	1,18	0,93	0,77	0,66	0,57	0,51
2	1,38	1,15	0,85	0,72	0,61	0,54	0,49
1,75	1,26	0,98	0,80	0,68	0,60	0,52	0,47
1,50	1,12	0,91	0,75	0,64	0,56	0,49	0,45
1,25	0,97	0,80	0,68	0,59	0,52	0,47	0,42
1	0,82	0,69	0,60	0,53	0,47	0,42	0,39
0,75	0,64	0,56	0,50	0,45	0,41	0,37	0,34
0,50	0,45	0,41	0,38	0,35	0,32	0,30	0,28

T. 4.23 COEFICIENTES DE TRANSMISIÓN GLOBAL K - VENTANAS, CLARABOYAS
PUERTAS Y PAREDES EN BALDOSAS O ADOQUINES DE VIDRIO
kcal/h·m²·°C

Espesor de la lámina de aire (mm)	VIDRIO										
	Sencillo	Vertical						Horizontal			
		Doble			Triple			Sencillo		Doble	
	6	13	20 - 100	6	13	20 - 100	Verano	Invierno	Verano	Invierno	
Chasis simple	5,5	3,0	2,7	2,6	2,0	1,7	1,6	4,2	6,8	2,4	3,4
Chasis doble	2,6						2,1	3,1			

PUERTA		
Espesor de la puerta (cm)	Valor de K puerta sencilla	Valor de K puerta doble chasis o armadura
2,5	3,4	1,7
3,2	2,9	1,6
3,8	2,6	1,5
4,4	2,5	1,5
5,1	2,3	1,4
6,3	1,9	1,2
7,6	1,6	1,1
Vidrio (hercúlitá de 19 mm)	5,1	2,1

PAREDES FORMADAS POR BLOQUES O BALDOSAS DE VIDRIO	
Especificaciones *	Valor de K
146 × 146 × 98 mm espesor. Dimensiones nominales 150 × 150 × 100 (70)	3,0
197 × 197 × 98 mm espesor. Dimensiones nominales 200 × 200 × 100 (70)	2,7
297 × 297 × 98 mm espesor. Dimensiones nominales 300 × 300 × 100 (80)	2,5
197 × 197 × 98 mm espesor con pantalla fibra de vidrio (70)	2,3
297 × 297 × 98 mm espesor con pantalla fibra de vidrio (80)	2,1

Ecuación: Generación o pérdidas kcal/h = (Área, m²) × K × (Temperatura exterior - Temperatura interior).

* Los números entre paréntesis corresponden al peso (kg) por unidad de superficie (m²)

TABLA 4.24

RESISTENCIA TÉRMICA R – MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN Y DE AISLAMIENTO
(°C·m²·h/kcal)

MATERIAL	DESCRIPCIÓN	Espesor (mm)	Peso específico (kg/m ³)	RESISTENCIA R	
				Por m de espesor	Por el espesor considerado × 10 ⁻³
MATERIAL DE CONSTRUCCIÓN					
PANELES O PLACAS	Fibrocemento		1920	2,0	
	Yeso o cemento		800	7,3	
	Contraplacado		544	10,2	
	Madera		416	19,2	
	Fibra de madera. Homogénea o en chapas		496	16,1	
	Fibra de madera comprimida		1040	5,8	
	Madera. Pino o abeto		512	10,0	
PAPEL DE CONSTRUCCIÓN	Filtro permeable		-	-	12
	Filtro impermeable		-	-	24
	Enlucido plástico		-	-	Despreciable
MADERA	Arce, encina o especies duras		720	7,3	
	Pino, arce o especies blandas		512	10,1	
ELEMENTOS DE ALBAÑILERÍA	Ladrillo ordinario		1920	16,4	
	Ladrillo de paramento		2080	9,0	
	Ladrillo hueco :				
	1 alvéolo	75	960	-	164
	1 alvéolo	100	768	-	228
	2 alvéolos	150	800	-	312
	2 alvéolos	200	720	-	379
	2 alvéolos	250	672	-	455
	3 alvéolos	300	640	-	520
	Aglomerados huecos. 3 Alvéolos ovales. Arena y grava.	75	1216	-	82
		100	1104	-	143
		150	1024	-	186
		200	1024	-	227
		300	1008	-	262
	Hormigón de escorias	75	1008	-	174
		100	960	-	227
		150	864	-	308
		200	896	-	353
		300	848	-	383
	Hormigón ligero (Puzolena, ponca, etc.)	75	960	-	260
		100	832	-	308
		200	768	-	410
		300	688	-	415
	Baldosas de yeso				
	Macizas	75	720	-	259
	4 alvéolos	75	560	-	277
	3 alvéolos	100	608	-	334
Piedra calcárea o silíceas		2400	0,64		

TABLA 4.24 (cont.)

RESISTENCIA TÉRMICA R - MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN Y DE AISLAMIENTO
(°C·m²·h/kcal)

MATERIAL	DESCRIPCIÓN	Espesor (mm)	Peso específico (kg/m ³)	RESISTENCIA R		
				Por m de espesor	Por el espesor considerado - × 10 ⁻³	
MATERIAL DE CONSTRUCCIÓN						
HORMIGÓN	Mortero de cemento		1856	1,6		
	Tarugos de madera 12,5 % aglomerados con yeso, 87,5 %		816	4,8		
	Hormigones ligeros		1900	1,5		
	Panca, puzolana		1600	2,2		
	Calulares		1280	3,2		
	Vermiculita, perlita		960	4,7		
			640	6,8		
			480	8,9		
			320	11,5		
	Hormigón de arena y grava o piedra (secado al horno)		2240	0,90		
	Hormigón de arena y grava o piedra (no secado)		2240	0,65		
	Escayola		1856	1,6		
ENLUCIDOS	Cemento		1856	1,6		
	Yeso:					
	ligero		720	5,2		
	ligero sobre entramado metálico		720	5,2		
	perlita		720	5,4		
	arena		1680	1,4		
	arena sobre entramado metálico		1680	1,4		
	arena sobre entramado de madera		1680	1,4		
	vermiculita		720	4,7	82	
MATERIALES PARA TECHUMBRES	Placas de fibrocemento		1920		43	
	Asfalto		1120		30	
	Baldosas de asfalto		1120		90	
	Revestimiento de terraza o azotea		1120	7,2		
	Tejas planas		3216		10	
	Metal en chapa			Despreciable		
	Madera en planchas		640		193	
MATERIALES DE REVESTIMIENTO (superficies planas)	Madera espesor sencillo				178	
	Madera espesor doble				244	
	Madera sobre panel aislante 10 mm				287	
	Fibrocemento 6 mm, con recubrimiento				43	
	Enlucido de asfalto				30	
	Baldosa de asfalto 12 mm				298	
	Planchas 25 × 200				112	
	Planchas biseladas, con recubrimiento 13 × 200				166	
	Planchas biseladas, con recubrimiento 20 × 250				215	
	Contraplacado con recubrimiento 10 mm				121	
	Vidrio de catedral				20	
	REVESTIMIENTO DEL SUELO	Losas de asfalto		1920	7,6	476
		Alfombra y almohadillado de caucho				252
Baldosas cerámicas				0,65		
Baldosas de corcho			400	17,9		
Fieltro					12,3	
Adobes				3,2		
Línoleo			1280	5,7		
Soporte de contraplacado			544	10,7		
Baldosas de caucho o plástico			1760	1,3		
Terrazolita			2240	0,65		
Soporte de madera			512	10,3		
Parquet de madera dura			720	7,4		

TABLA 4.24 (conc.)

RESISTENCIA TÉRMICA R - MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN Y DE AISLAMIENTO
(°C·m²·h/kcal)

MATERIAL	DESCRIPCIÓN	Espesor (mm)	Peso específico (kg/m ³)	RESISTENCIA R		
				Por m de espesor	Por el espesor considerado $\cdot 10^3$	
MATERIALES AISLANTES						
COLCHÓN O ALMOHADILLADO *	Fibra de algodón		13 - 32	31,0		
	Lana mineral fibrosa (de roca, escorias o vidrio)		24 - 64	29,8		
	Fibra de madera Fibra de madera con varias cepas unidas con grapas y expandidas		53 - 58 24 - 32	32,2 29,8		
PANELES Y LOSAS	Fibra de vidrio		152	32,2		
	Fibra de madera o de café					
	Losas acústicas		358	19,5		
	Revestimiento interior (losas, entramado, pavimento)		240	23,0		
	Subtejado Impregnado o enlucido		320	21,2		
	Éspuma de vidrio		144	20,1		
	Panel de corcho (sin aglomerante) Sedas de cardo (aglutinante de asfalto) Espuma de plástico Virutas de madera (en paneles prefabricados)		104 - 128 136 26 352	29,8 24,2 27,8 14,7		
MATERIALES DE RELLENO	Papel macerado o pulpa		40 - 56	28,8		
	Fibra de madera (secuoya o pino)		32 - 56	26,8		
	Lana mineral (roca, escorias o vidrio)		32 - 80	26,8		
	Serrín o virutas de madera		128 - 240	17,9		
	Vermiculita expandida		112	16,8		
AISLAMIENTO PARA TECHUMBRES	Todos los tipos		250	22,8		
	Prefabricado para utilización en subtejado					
AIRE						
LÁMINA DE AIRE	Posición horizontal	Flujo de calor ascendente (invierno)	20 - 100		174	
	»	» (verano)	20 - 100		160	
	»	descendente (invierno)	20		209	
	»	»	40		236	
	»	»	100		252	
	»	»	200		256	
	»	» (verano)	20		174	
	»	»	40		191	
	»	»	100		203	
	Inclinación de 45°	ascendente (invierno)	20 - 100		185	
	»	descendente (verano)	20 - 100		163	
	vertical	horizontal (invierno)	20 - 100		199	
	»	» (verano)	20 - 100		176	
	CONVECCIÓN	Posición horizontal	Flujo de calor ascendente	—	—	125
Aire quieto		inclinación 45°	»	—	127	
		vertical	horizontal	—	—	140
Viento de 29 km/h [*]		inclinación 45°	descendente	—	—	158
		horizontal	»	—	—	190
		Todas las posiciones (invierno)	Todas las direcciones			35
Viento de 12 km/h [*]		Todas las posiciones (verano)	Todas las direcciones			52

* Incluidas las capas eventuales de papel sobre una o dos caras. Si el aislamiento delimita una lámina de aire véase tabla 4.21

terreno debajo del centro del suelo se mantiene relativamente constante, - lo mismo que en el pavimento del sótano.

e). - Condensación en estructuras de edificios.

En recintos en donde se requiere mantener una humedad relativa alta, por el orden del 35 al 40 %, la humedad tiende a desplazarse a través de la estructura al exterior o bien a espacios de menor temperatura.

Conforme el aire circula a través de espacios de aire, formados por la estructura del edificio y llega a zonas donde la temperatura es inferior a la del rocío del aire, proviene la condensación de la humedad, la cual se acumula en forma considerable y en algunos casos hasta proviene la congelación.

Un material aislante pierde sus propiedades como tal, cuando se impregna de humedad, y puede manchar el aplanado o tápiz del lado interior de una pared o bien dañar el acabado de la misma.

La condensación excesiva en paredes o techos pueden prevenirse de las siguientes maneras:

- 1o. Mediante una barrera de vapor para limitar la entrada de vapor a la pared.
- 2o. Ventilar el recinto para reducir la presión del vapor dentro del mismo.
- 3o. Ventilar la cavidad de la pared para remover el vapor que haya entrado.

La barrera de vapor puede ser papel impregnado de asfalto (papel kraft) o de lámina metálica muy delgada (foil de aluminio). Estas barreras se aplican sobre el lado caliente del material aislante, o bien, sobre el lado frío de los materiales que sirven de base para el aplanado. También se acostumbra aplicar sobre una superficie terminada, pintura repelente al agua, aún cuando es menos efectivo este procedimiento que el anterior.

Condensación en ventanas. - Se forma condensación en la superficie interior de las ventanas cuando el aire se enfría por debajo de su temperatura de rocío, siendo más intensa la condensación si el aire del recinto se humidifica por medios artificiales y consiguientemente se tiene una temperatura de rocío mayor. Para evitar la condensación en estos casos, se acostumbra por ventilación. Ya que es muy difícil evitar, o muy caro, por lo que se condensa el agua sobre los cristales y por medio de unos conductos se desaloja (para evitar condensaciones en otros puntos).

De ser posible es recomendable usar la ventilación. Se acostumbra emplear ventanas de doble vidrio y el espacio entre las dos se ventila al exterior para evitar la condensación en el vidrio. La ventilación al exterior se logra practicando un taladro pequeño a través del marco de la ventana. Actualmente se fabrican ventanas con doble vidrio y hermeticamente selladas, con aire seco entre los vidrios.

6. - INFILTRACIONES Y VENTILACION

Los datos de este capítulo están basados en ensayos de Ashae para la evaluación de las cantidades de aire exterior de infiltración y ventilación. Estas cantidades de aire exterior tienen, normalmente, diferente contenido de calor que el aire existente en el espacio acondicionado y por consiguiente, imponen una carga al equipo acondicionador.

En el caso de infiltración la carga se manifiesta por si misma dentro del espacio acondicionado. El aire de ventilación, tomado a través del equipo de acondicionamiento, impone una carga al local, debida al efecto de bypass del aparato y directamente al equipo acondicionador.

A. Infiltraciones.

Las infiltraciones, y en particular la entrada en el local acondicionado del vapor de agua que resulta de ellas, constituye con frecuencia un origen de importantes ganancias o pérdidas de calor. El caudal de aire de infiltración varía según la estanqueidad de las puertas y ventanas, la porosidad de las paredes del edificio, su altura, escaleras, ascensores, dirección y velocidad del viento, y caudales relativos de aire de ventilación y de extracción. Muchos de estos factores no pueden ser calculados con exactitud y deben ser objeto de una estimación más o menos empírica.

En general, las infiltraciones se deben sobre todo a la velocidad del viento, al efecto de chimenea o a la simultaneidad de ambos efectos:

1. - Velocidad del viento: La acción del viento se traduce en una sobrepresión en la fachada expuesta a él, y en una ligera depresión en el lado contrario del edificio. Esta sobrepresión hace que el aire exterior se infiltre en el local por los resquicios o rendijas de la construcción y los intersticios de puertas o ventanas, penetrando por la fachada expuesta y saliendo por el lado contrario.

2. - Diferencia de densidad o efecto de chimenea: Las diferencias de temperatura y humedad producen diferencias de densidad entre el aire exterior y el interior. En los edificios altos éstas diferencias de densidad producen los efectos de infiltración y exfiltración o evacuaciones siguientes:

En verano: Infiltraciones por la parte superior y evacuación por la parte inferior.

En invierno: Infiltraciones por la parte inferior y evacuación por la parte superior.

Los flujos de sentidos contrarios se equilibran en un punto neutro situado sensiblemente hacia la mitad de la altura del edificio. El caudal de aire en un punto determinado es sensiblemente proporcional a su distancia a la zona neutra. Las infiltraciones son, por lo tanto, tan importantes como lo sea la altura del edificio considerado; por añadidura se ven favorecidas por los huecos de escalera o de ascensor que tienden a reforzar el efecto de chimenea.

Las infiltraciones combinadas debidas a la velocidad del viento y

al efecto de chimenea es proporcional a la raíz cuadrada de la suma de las cabezas y desniveles que intervienen.

El flujo de aire de infiltración incrementado por el efecto de chimenea se evalúa convirtiendo la fuerza del efecto de chimenea.

En la velocidad equivalente del viento y luego calculando el flujo por los datos de velocidad del viento dados en la tabla 3.2.

En edificios de más de 30 metros de altura, la velocidad del viento se puede calcular por la fórmula siguiente: suponiendo una diferencia de temperatura seca de 25°C (invierno) y el punto neutro situado a la mitad de altura del edificio.

$$V_e = \sqrt{V - 10.6 a} \quad (\text{sección superior de los edificios altos invierno})$$

$$V_e = \sqrt{V + 10.6 b} \quad (\text{parte inferior de los edificios altos invierno})$$

donde:

V_e = velocidad equivalente del viento (km/h)

V = velocidad del viento dominante en la región considerada (km/h)

a = distancia a la zona neutra de una ventana situada por encima de ella (m)

b = distancia a la zona neutra de una ventana situada por debajo de ella (m)

Esta relación se ha establecido suponiendo una zona neutra situada a media altura del edificio y una diferencia de 25°C (invierno) entre las

temperaturas interior y exterior.

NOTA: La estimación de las infiltraciones debidas al efecto de chimenea, debe basarse en la longitud total de las juntas de puertas y ventanas.

A.1. Infiltraciones a través de las puertas y ventanas en verano.

Las infiltraciones en verano provienen, sobre todo, de la acción del viento sobre la fachada expuesta al mismo. El efecto de chimenea, es en general, despreciable, a causa de las pequeñas diferencias de densidad del aire: 1.18 kg/m^3 a 24°C y 50% de humedad relativa y 1.12 kg/m^3 a 35°C de temperatura seca y 24°C de temperatura húmeda. Este efecto de chimenea, aunque débil, provoca en los inmuebles de más de 30 m. de altura una infiltración de aire en la parte superior y su evacuación en la inferior. El aire que de este modo desciende y sale por las puertas al nivel de la calle contrarresta, en parte, las infiltraciones que tienen lugar en ellas.

En los edificios de poca elevación el aire penetra por las puertas abiertas en la fachada expuesta al viento, amenos que se introduzca una cantidad de aire suficiente a través del grupo acondicionador de manera que se cree una sobrepresión.

En el caso de un edificio que tenga puertas en fachadas opuestas, el volúmen de infiltración puede ser considerable si las dos puertas permanecen abiertas simultáneamente.

Los valores que se dan en las tablas 4.25 a 4.27 se fundan en las siguientes hipótesis: Viento soplando a 12 km/h, en dirección perpendicular a las puertas y ventanas, y valores medios de los intersticios entre la puerta o ventana y su marco. Estos valores se han deducido en los de la tabla 4.31 que resultan de los ensayos efectuados por las Ashae.

La tabla 4.28 da los valores a utilizar para puertas situadas en fachadas opuestas en función del tiempo que han estado abiertas.

Los valores de la tabla 4.29 resultan de ensayos efectuados en instalaciones existentes.

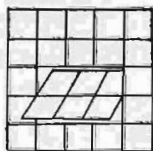
TABLA 4.25

INFILTRACIONES POR LAS PUERTAS Y VENTANAS EN VERANO *

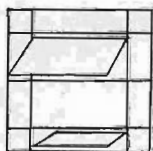
Velocidad del viento : 12 km/h

DESIGNACION	m ³ /h por m ² de abertura									
	Porcentaje de la superficie que puede ser abierta									
	0%	25%	33%	40%	45%	50%	60%	66%	75%	100%
Ventana tipo A	6,0	13,2	-	18,0	-	-	-	26,5	-	47,4
Ventana tipo B	-	7,1	-	-	-	10,0	13,5	-	-	-
Esquemas de abajo										
Ventana tipo C	-	-	5,1	-	-	9,0	-	-	-	11,5
Ventana tipo D	-	-	-	-	4,2	-	-	5,9	7,1	-
Ventana tipo E	5,0	10,6	-	15,0	-	-	-	22,0		40,0

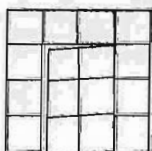
TIPOS DE VENTANAS



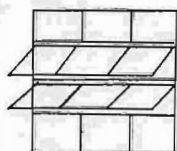
A



B



C



D



E

INFILTRACIONES POR LAS PUERTAS Y VENTANAS EN VERANO* (Cont.)

Velocidad del viento : 12 km/h **

Tabla 4.26 Ventanas de Guillotina

DESIGNACION	m ³ /h por m ² de abertura					
	Pequeña 75 x 180 cm.			Grande 140 x 245 cm.		
	Sin burlete de estanqueidad	Con burlete de estanqueidad	Doble ventana	Sin burlete de estanqueidad	Con burlete de estanqueidad	Doble ventana
Marco madera	7, 8	4, 8	4, 0	5, 0	3, 1	2, 6
Marco madera mal ajustado	22, 0	6, 8	11, 0	14, 0	4, 4	7, 0
Marco metálico	14, 6	6, 4	7, 3	9, 3	4, 0	4, 6

Tabla 4.27 Puertas en una fachada o en dos fachadas adyacentes

DESIGNACION	m ³ /h por m ² de superficie ****		m ³ /h	
	No utilizada	Utilizacion media	Constantemente abierta	
			Sin Vestíbulo	Con Vestíbulo
Puerta giratoria-funcionamiento normal	14, 5	95	-	-
paneles abiertos	-	-	2040	1530
Puerta de cristal-Rendija 5 mm	82, 0	183	1190	850
Puerta de madera (2,1 x 0,9 m)	18, 0	119	1190	850
Pequeña puerta de fábrica	14, 0	119	-	-
Puerta de garage o de carga	36, 5	82	-	-
Rampa de garage	36, 5	124	-	-

INFILTRACIONES POR LAS PUERTAS Y VENTANAS EN VERANO * (CONT.)

Velocidad del viento: 12 km/h **

TABLA 4.28 PUERTAS DE UN BATIENTE EN MUROS OPUESTOS

Duración de la apertura de la segunda puerta (%)	m ³ /h POR PAR DE PUERTAS					
	Duración de la apertura de la primera puerta (%)					
	10	25	50	75	100	
10	170	425	850	1275	1700	
25	425	1063	2125	3188	4250	
50	850	2126	4250	6376	8500	
75	1275	3189	6375	9564	12750	
100	1700	4250	8500	12750	17000	

TABLA 4.29 PUERTAS

APLICACION	m ³ /h POR OCUPANTE Y POR PUERTA		
	Puerta giratoria de 180 cm.	Puerta con un batiente	
		Sin vestíbulo	Con vestíbulo
Banco	11,0	13,6	10,2
Barbería	6,8	8,5	6,5
Confitería	9,3	11,9	9,0
Tienda de Tabaco o Estanco	34,0	51,0	38,2
Tienda "precio unico"	11,0	13,6	10,2
Tienda de confección (mujeres)	3,4	4,2	3,2
Farmacia	9,3	11,9	9,0
Sala de Hospital		5,9	4,4
Salón de té	6,8	8,5	6,5
Tienda de confección (hombres)	4,6	6,3	4,8
Restaurante	3,4	4,2	3,2
Zapatería	4,6	5,9	4,4

- * Todos los valores de las tablas estan establecidos suponiendo que la dirección del viento es normal a la puerta o la ventana. Si la dirección del viento es oblicua, multiplicar estos valores por 0,60 y considerar el área total de las puertas y ventanas en la fachada expuesta.
- ** Estos valores tienen en cuenta una velocidad del viento de 12 km/h. Para velocidades diferentes, multiplicar por el cociente de la velocidad dividida por 12.
- *** Teniendo en cuenta las infiltraciones eventuales por el bastidor o chasis.
- **** En el caso de empleo moderado de la puerta, la presencia de un vestibulo permite disminuir las infiltraciones de una porción que puede llegar al 30%. Por el contrario, la eficacia de un vestibulo es casi nula cuando la utilización es intensa.

A.2. Eliminación de las infiltraciones por aportación de aire nuevo (Verano).

Es prácticamente imposible eliminar completamente las infiltraciones por la introducción de aire nuevo acondicionado, porque este procedimiento elevaría el precio del proyecto, salvo en las raras excepciones en que las puertas y ventanas son poco numerosas. El caudal de aire exterior introducido debe ser tal que provoque en los locales una sobrepresión igual a la presión dinámica del viento. La sobrepresión interior, aunque impide las infiltraciones, favorece una evacuación por las fachadas no expuestas al viento, tanto más importante cuanto mayor sea la velocidad del viento. Si se considera un edificio cuyas fachadas presentan el mismo número de aberturas, y solamente una fachada está expuesta al viento, el caudal de aire exterior debe ser ligeramente superior a tres veces el caudal de infiltración. Si dos fachadas están simultáneamente expuestas a la acción del viento, el caudal de aire exterior debe ser ligeramente superior a las infiltraciones.

La supresión de infiltraciones debidas a las puertas es más fácil de realizar por que el aire tiende a escaparse en la dirección que ofrece la menor resistencia. La mayor parte del aire exterior introducido se -- escapa cuando las puertas se abren. Lo mismo ocurre en los edificios altos en los que el aire se filtra por los intersticios de las ventanas tiende a escaparse por las puertas. Las infiltraciones a través de las puertas giratorias se deben al desplazamiento de aire introducido por su rotación. -

Son por lo tanto, independientes de la velocidad del viento y no pueden superarse con una sobrepresión interior.

A.3. Infiltración por las puertas y ventanas (Invierno)

Las infiltraciones por las puertas y ventanas durante el invierno son debidas a la presión dinámica del viento y al efecto de chimenea. Las diferencias de temperatura interior y exterior son mayores en invierno y por eso las diferencias entre los pesos específicos son más importantes. El peso específico del aire a 24°C y 30% HR, es de 1.185 kg/m³, y de 1,293 kg/m³ a 0°C y 40%HR. El aire exterior penetra por las partes bajas, se calienta en el interior, asciende y se evacua por las partes altas. Esta circulación natural obliga a proveer con frecuencia cortinas de aire caliente delante de las puertas a ras de suelo. Se puede constatar que las infiltraciones de las partes bajas, debido a su movimiento ascendente, tienden a impedir las infiltraciones por los intersticios de las ventanas de los pisos altos.

Los valores de la tabla 4.30 corresponden a un viento de 15 km/h que sopla perpendicularmente a las puertas y ventanas. Las infiltraciones debidas a la falta de estanqueidad de puertas y ventanas se han calculado a partir de la tabla 4.31 que se basa en las experiencias de la Ashae.

A. 4. Infiltraciones - Método de rendija (Verano o Invierno)

El método lineal de cálculo de infiltraciones es más exacto que el método de superficie. Es difícil establecer las dimensiones exactas de los

INFILTRACIONES POR LAS PUERTAS Y VENTANAS - INVIERNO *

Velocidad del viento 15 km/h **

TABLA 4.30 a VENTANAS DE GUILLOTINA EN FACHADA EXPUESTA ***

DESIGNACION	m ³ /h POR m ² DE SUPERFICIE					
	Pequeña 75 x 180 cm			Grande 140 x 245 cm		
	Sin burle- te de es-- tanqueidad	Con burle- te de es-- tanqueidad	Doble ventana	Sin burle- te de es-- tanqueidad	Con burle- te de es-- tanqueidad	Doble ventana
Marco de madera medio	9,8	5,9	4,8	6,1	3,8	3,0
Marco de madera mal ajustado	27,4	8,4	13,7	17,3	5,3	8,4
Marco metálico	18,3	7,8	9,1	11,5	5,1	5,8

TABLA 4.30 b VENTANAS CON BATTENTE EN FACHADA EXPUESTA ***

DESIGNACION	m ³ /h POR m ² DE SUPERFICIE									
	Porcentaje de la superficie que puede ser abierta									
	0%	25%	33%	40%	45%	50%	60%	66%	75%	100%
Ventana tipo A	7,4	16,5	-	22,6	-	-	-	33,2	-	59,5
Ventana tipo B	-	8,9	-	-	-	12,6	16,9	-	-	-
Ventana tipo C	-	-	6,4	-	-	11,2	-	-	-	14,4
Ventana tipo D	-	-	-	-	5,1	-	-	9,7	8,9	-
Ventana tipo E	6,2	13,6	-	18,7	-	-	-	27,4	-	49,1

INFILTRACIONES POR LAS PUERTAS Y VENTANAS - INVIERNO * (Cont.)

Velocidad del Viento 15 km/h **

TABLA 4.30 c PUERTAS EN FACHADA O DOS FACHADAS ADYACENTES EXPUESTAS

	Utilización poco frecuente	m ³ /h POR m ² DE SUPERFICIE ***			
		Inmueble de 1 ó 2 plantas	Utilización media		
			Inmueble alto (m)		
			15	30	60
Puerta giratoria	18	120	144	162	157
Puerta de vidrio-rendija 5 mm	103	343	411	463	562
Puerta de madera (2,1 x 0,9 m)	23	148	177	200	245
Pequeña puerta de fábrica	17	148			
Puerta de garage o de carga	45	103			
puerta de garage	45	154			

* Todos los valores de la tabla 4.30 están establecidos suponiendo que la dirección del viento es normal a la puerta o a la ventana. Si la dirección del viento es -- oblicua, multiplicar estos valores por 0,60 y considerar el área total de las puertas y ventanas en la fachada expuesta.

** Estos valores tienen en cuenta una velocidad del viento de 15 km/h. Para velocidades diferentes multiplicar por el cociente de la velocidad considerada dividido -- por 15

*** En inmuebles altos, el efecto de chimenea puede originar también infiltraciones -- por laparte inferior de la fachada sometida al viento (evacuación por la parte superior). Para calcularlas, determinar la velocidad equivalente y restarle la velocidad considerada. La velocidad equivalente viene dada por :

$$V_e = \sqrt{V - 10.6 a} \quad (\text{parte superior})$$

$$V_e = \sqrt{V + 10.6 b} \quad (\text{parte inferior})$$

a y b son las distancias en metros contadas desde el plano medio

Para las puertas y la mitad de las ventanas de la fachada sometida al viento multiplicar los valores de la tabla por $(V_e - V) 15$ (Para las puertas situadas en la fachada sometida al viento de inmuebles altos, utilizar los valores dados para "inmuebles de 1 ó 2 plantas").

Para puertas situadas en dos fachadas opuestas, multiplicar los valores anteriores por 1,25. En el caso de una utilización moderada de la puerta, la presencia de un vestíbulo permite disminuir las infiltraciones en una proporción que puede alcanzar el 30%. Por el contrario, la eficacia del vestíbulo se anula casi cuando la utilización es intensa. Una aportación de calor en el vestíbulo permitirá mantener la temperatura del local en la proximidad de la puerta.

INFILTRACIONES POR LAS PERTAS Y VENTANAS - METODOS
DE LAS RENDIJAS VERANO - INVIERNO.*

Tabla 4.3la Ventanas de Guillotina no condensadas en la fachada expuesta.

VENTANA DE GUILLOTINA	m ³ /h Por m Lineal de Rendija											
	Velocidad del viento km/h.											
	8		16		24		32		40		48	
	Sin bur- lete	Con bur- lete	Sin bur- lete	Con bur- lete	Sin bur- lete	Con bur- lete	Sin bur- lete	Con bur- lete	Sin bur- lete	Con bur- lete	Sin bur- lete	Con bur- lete
Marco de madera												
Ventana Normal	0,7	0,4	2,0	1,2	3,6	2,2	5,5	3,3	7,4	4,6	9,6	5,8
Marco mal ajustado	2,5	0,6	6,4	1,8	10,3	3,2	14,5	4,7	18,4	6,6	23,4	8,5
Doble ventana -												
Marco mal ajustado	1,3	0,3	3,2	0,9	5,2	1,6	7,2	2,4	8,9	3,3	11,7	4,2
Marco metálico	1,8	0,6	4,4	1,8	6,8	2,9	9,6	4,3	12,8	5,6	15,6	7,1

INFILTRACIONES POR LAS PUERTAS Y VENTANAS - METODOS
DE LAS RENDIJAS (Cont.) VERANO - INVIERNO*

Tabla 4.31 b Ventanas de Batientes en Fachada Expuesta

TIPO DE VENTANA E INTERSTICIO MEDIO	m ³ /h Por m Lineal de Rendija					
	Velocidad del Viento km/h.					
	8	16	24	32	40	48
Ventana tipo A-Rendija 1,6 mm	4,8	10,0	16,1	22,8	28,4	34,5
Ventana tipo B- " 0,8 mm	1,4	3,3	5,7	8,0	10,4	12,8
Ventana tipo B- " 1,2 mm	1,8	4,8	8,2	10,8	13,9	16,7
Ventana tipo C- " 0,4 mm	0,6	1,7	3,0	4,3	5,6	6,8
Ventana tipo C- " 0,8 mm	1,3	3,0	4,8	7,1	9,3	11,7
Ventana tipo D- " 0,4 mm	0,3	0,9	1,7	2,4	3,2	4,5
Ventana tipo D- " 0,8 mm	0,7	2,2	3,5	5,0	6,7	8,5
Ventana tipo E	2,8	8,1	13,4	17,3	20,6	22,2

Para los diversos tipos de ventana, véanse esquemas tabla 4.25

* Las infiltraciones debidas al efecto de chimenea en invierno deben ser calculadas por separado.

Tabla 4.31 c Puertas ** En Fachada Expuesta

TIPO DE LA PUERTA	m ³ /h Por m Lineal de Rendija					
	Velocidad del viento km/h					
	8	16	24	32	40	48
Puerta de Vidrio						
Instalación correcta-Rendija de 3 mm	17,8	35,6	54,5	72,4	89,1	105,8
Instalación media - Rendija de 5 mm	26,7	55,6	78,0	111,4	133,8	161,7
Instalación mediocre- " 6,5 mm	35,6	72,4	105,8	144,9	144,9	211,9
Puerta Ordinaria, madera o metal						
Inst. correcta-Con burlete de estanqueidad	2,5	3,3	5,0	7,2	9,5	11,7
Inst. media - Sin " "	5,0	6,7	10,0	14,5	18,4	23,4
Inst. mediocre-Sin " "	5,0	12,8	20,6	29,0	36,8	46,8
Puerta de Fábrica Rendija de 3 mm	17,8	35,6	54,5	72,4	89,1	105,8

* Las infiltraciones debidas a la utilización de las puertas no han sido consideradas Véase tabla 4.30

** Las infiltraciones debidas al efecto de chimenea en invierno deben ser calculadas por separado.

intersticios o grietas, pero en algunos casos en los que las tolerancias son pequeñas, puede ser necesario calcular las ganancias debidas a las infiltraciones con precisión. El método de rendija lo mismo sirve para el verano que para el invierno.

Los valores de la tabla 4.31 relativos a las ventanas, se basan en experiencias de la Ashae. No obstante, los resultados han sido disminuidos en un 20% para tener en cuenta el hecho de que las infiltraciones conducen a una ligera sobrepresión interior que tiende a oponerse a nuevas entradas de aire. Los valores relativos a puertas acristaladas y puertas de fábrica se han determinado sobre instalaciones existentes.

B. - RENOVACION POR AIRE EXTERIOR

B.1. Normas de Ventilación.

Es necesario, en los locales acondicionados, proveer un cierto caudal de aire exterior que permita la supresión de olores debido a los ocupantes, el tabaco, o a otras fuentes.

La tasa de renovación necesaria varía principalmente con el número de ocupantes, la altura del techo, y el número de fumadores. Aunque para suprimir los olores corporales baste un caudal de aire exterior de 8.5 m³/h por persona, se recomienda proveer 13 m³/h. Este mínimo corresponde a una altura de techos de 2.40 m. y una densidad de ocupación media de una persona por 4.5 a 7 m² de suelo.

Si la densidad es mayor debe aumentarse este mínimo. La supresión de olores de tabaco necesita de 25 a 42 m³/h por fumador. En algunos

TABLA 4.32 CAUDALES DE AIRE EXTERIOR.

APLICACION	Número de Fumadores	m ³ /h Por Persona		m ³ /h por m ² de superficie de suelo
		Recomendada	Mínima*	Mínima *
Apartamento { Normal Lujo	Pequeño	34	25	-
	Muy pequeño	51	42	6,0
Hall de Banco	Pequeño	17	13	-
Barbería	Grande	25	17	-
Salón de Belleza	Muy grande	17	13	-
Bolsa	Muy grande	85	51	-
Bar	Grande	51	42	-
Corredores (insuflación o extracción)	-	-	-	4,6
Grandes almacenes	Pequeño	13	8,5	0,9
Sala de consejo	Muy grande	85	51	-
Farmacia ***	Grande	17	13	-
Fábrica ***	Ninguno	17	13	1,8
Precio único	Ninguno	13	8,5	-
Salón de funeraria	Ninguno	17	13	-
Garage **	-	-	-	18,3
Hospital { Quirofano *** Habitación privada Sala común	Ninguno	-	-	36,6
	Ninguno	51	42	6,0
	Ninguno	34	25	-
Habitación de Hotel	Grande	51	42	6,0
Cocina { Restaurante *** Privada	-	-	-	73,0
	-	-	-	36,6
Laboratorio ***	Pequeño	34	25	-
Sala de conferencia	Muy grande	85	51	22,8
Despacho { Común Privado Privado	Pequeño	25	17	-
	Ninguno	42	25	4,6
	Grande	51	42	4,6
Restaurante { Cafetería *** Comedor ***	Grande	20	17	-
	Grande	25	20	-

TABLA 4.32 CAUDALES DE AIRE EXTERIOR (Cont.)

Aula **	Ninguno	-	-	-
Tienda al detall	Ninguno	17	13	-
Teatro o sala de cine **	Ninguno	13	8,5	-
Teatro o sala de cine	Pequeño	25	17	-
Cuartos de aseo ** (Extracción)	-	-	-	36,6

* Cuando se utilizan los mínimos, adoptar el valor mayor

** Respetar los reglamentos eventuales

*** Puede estar determinado por el caudal extraído

**** Utilizar estos valores a no ser que los caudales no estén determinados por la presencia de otras fuentes de contaminación o por la reglamentación

***** Se recomienda el funcionamiento con aire fresco total para evitar los riesgos de explosión debidos a los anestésicos.

casos (salas de conferencias, salones de fumador) es necesario elevar el caudal de aire exterior a 50 u 80 m³/h por ocupante.

Los valores de la tabla 4.32 se basan en experiencias realizadas para determinar el caudal de aire fresco necesario para una supresión suficiente de los olores en locales con fumadores y no fumadores. Los resultados de estas experiencias se han extrapolado para densidades de ocupación normales, dentro de cada una de las aplicaciones consideradas.

B.2. Ventilación Controlada.

En las instalaciones realizadas solamente con propósitos de confort y cuando la reglamentación lo permite, es posible disminuir la potencia instalada reduciendo el caudal de aire exterior durante los períodos de funcionamiento a plena carga, lo que tiende a disminuir las ganancias debidas al aire exterior. El caudal calculado se restablece durante los períodos de funcionamiento con cargas intermedias. Esto solo puede hacerse cuando el funcionamiento de la instalación se prolonga más de 12 horas por día o cuando ésta permanece funcionando por lo menos 3 horas después de que los ocupantes hayan abandonado los locales acondicionados, lo cual permite evacuar los olores emitidos durante el período de ocupación. La experiencia ha demostrado que pocas personas se quejan de una atmósfera cargada si en las condiciones anteriores el caudal de aire se disminuye durante períodos muy cortos. La disminución de este caudal de aire exterior no deberá alcanzar valores mayores al 60% de los valores recomendados en la tabla 4.32:

El procedimiento para calcular y controlar la ventilación es el siguiente:

1. - En el cálculo de la carga de refrigeración, reducir la cantidad de aire en las condiciones de proyecto a un mínimo del 40% de la cantidad de aire recomendada.

2. - Utilizar un termostato de bulbo seco en la instalación de refrigeración y deshumectación para controlar el punto de rocío en la salida de modo que:

a). - Con el punto de rocío de proyecto, el motor de la compuerta de tiro cierre esta para que entre el 40% del caudal de aire de ventilación adoptado en el proyecto.

b). - Cuando el punto de rocío descienda por debajo del valor de proyecto, la compuerta o registro se abra hasta la posición de ajuste prevista en el proyecto.

7. - GANANCIAS INTERIORES Y GANANCIAS DEBIDAS A LA INSTALACION.

A. GANANCIAS INTERIORES DE CALOR.

Se denominan ganancias interiores las cantidades de calor latentes y sensibles que se producen en el interior de los locales acondicionados, emitidas por los ocupantes, el alumbrado, aparatos diversos, motores, etc. Aquí expondremos la forma de determinar las ganancias instantáneas procedentes de estas fuentes diversas. Parte de las ganancias sensibles -

instántaneas, emitidas en forma de radiaciones, son absorbidas por los materiales que limitan el local y no deben tenerse en cuenta al hacer el balance térmico. Vease "Almacenamiento de calor diversidad y estratificación" capítulo IV. 3, para la evaluación de las ganancias reales debidas a estas fuentes de calor.

Ocupantes.

En el cuerpo humano se producen unas transformaciones exótermicas cuya intensidad es variable según el individuo y la actividad desarrollada. Vease "Cesión de calor por el cuerpo humano" capítulo II.3 . La temperatura interior más favorable a estas transformaciones es de 37°C con una tolerancia de $\pm 1/2$ °C. El cuerpo humano es capaz de mantener esta temperatura dentro de variaciones bastante amplias de la temperatura ambiente, gracias a su facultad de expulsar hacia el exterior una cantidad más o menos importante del calor desarrollado.

Este calor llega a la epidermis a través de la sangre y se disipa:

1. - Hacia las paredes del local por radiación
2. - Hacia el aire ambiente por convección en la epidermis y vías respiratorias.
3. - Hacia el aire ambiente por evaporación, en la epidermis y vías respiratorias.

La intensidad de los intercambios por radiación y convección depende de las diferencias de temperatura, y la temperatura de la epidermis depende a su vez del flujo sanguíneo. La intensidad de los intercambios por

evaporación depende de la diferencia de las presiones de vapor.

A.2. Alumbrado

El alumbrado constituye una fuente de calor sensible. Este calor se emite por radiación, convección y conducción. Un porcentaje del calor emitido por radiación es absorbido por los materiales que rodean el local, pudiendo también producirse estratificaciones del calor emitido por convección.

Las lámparas de incandescencia transforman en luz un 10% de la energía absorbida, mientras que el resto se transforma en calor que se disipa por radiación, convección y conducción. Un 80% de la potencia absorbida se disipa por radiación, y solo el 10% restante por convección y conducción (Fig. 4.9).

Los tubos fluorescentes transforman un 25% de la energía absorbida en luz, mientras que otro 25% se disipa por radiación hacia las paredes que rodean el local, y el resto por conducción y convección. Debe tenerse en cuenta, además, el calor emitido por la reactancia o resistencia limitadora, que representa un 25% de la energía absorbida por la lámpara (Fig. 4.10).

A.3. Aparatos o utensilios diversos

La mayor parte de los aparatos son, a la vez fuente de calor sensible y latente, los aparatos eléctricos solo emiten calor latente en función de su utilización (secado, cocción, etc.) mientras que, a causa de la com-

Fig. 4.9. Conversión de la energía eléctrica en calor y luz en las lámparas de incandescencia.

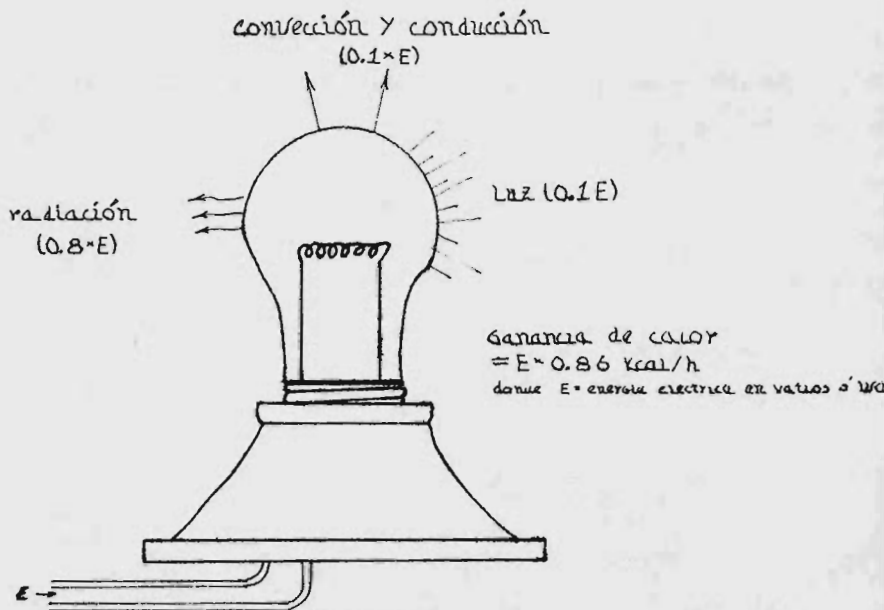
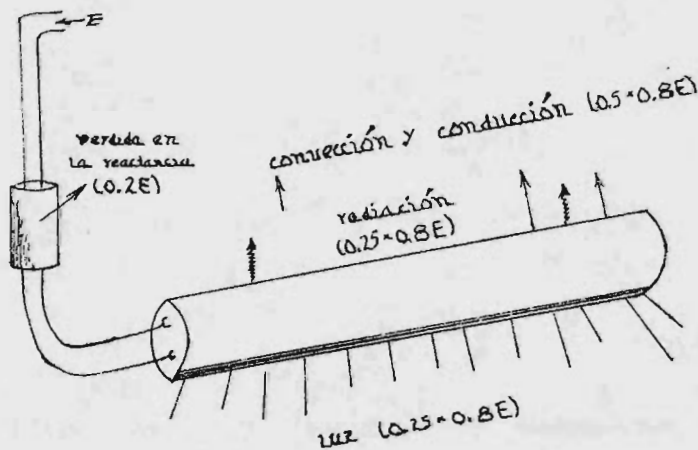


Fig. 4.10. Conversión de la energía eléctrica en calor y luz en lámparas fluorescentes.



Ganancia de calor

$$= E - 0.86 \text{ kcal/h}$$

$$= 0.86 \times 125 = 0.86 \text{ kcal/h}$$

donde $E =$ potencia absorbida por la lámpara en Watts

$0.86E =$ potencia efectiva en Watts

bustión, los aparatos de gas producen calor latente suplementario. En la mayoría de los casos se produce una disminución importante de ganancia, tanto sensibles como latentes, por medio de campanas de extracción ventiladas mecánicamente y bien concebidas.

Según informes de la Asociación Americana del Gas, del Anuario de Aparatos de Gas, según las indicaciones de los distintos fabricantes y de los ensayos realizados por la Carrier Corporation, se han obtenido los valores de las tablas 4.33 a 4.35.

La potencia en marcha continua es el calor desarrollado cuando el aparato se mantiene a la temperatura de funcionamiento fuera de las horas de utilización.

La ganancia admitida para una utilización media corresponde al calor desarrollado por los aparatos a causa de su utilización normal. Estos aparatos rara vez funcionan a su potencia máxima en las horas punta puesto que, en general, en este momento ya han adquirido su temperatura nominal.

Los valores de las tablas 4.33 a 4.35 son válidos para aparatos que no disponen de campana de extracción. Si el aparato dispone de una campana con extracción mecánica bien estudiada se podrá reducir a la mitad el calor tanto latente como sensible. Para que una campana sea eficaz debe desbordar, aproximadamente, 30 cm. por metro de distancia entre el plano superior del aparato y el inferior de la campana. Esta distancia no debe ser superior a 1.20 m. y la velocidad media del aire a su entrada en la campana debe superar los .35 m/seg.

TABLA 4.33 GANANCIAS DEBIDAS A LOS APARATOS ELECTRICOS DE RESTAURANTES.

Sin campana de extracción *

APARATOS	DIMENSIONES TOTALES sin pie ni asa (mm)	MANDO	DATOS DIVERSOS	Potencia nominal (kcal/h)	Potencia en marcha continua (kcal/h)	GANANCIAS A ADMITIR PARA USO MEDIC.		
						Calor sensible (kcal/h)	Calor latente (kcal/h)	Calor total (kcal/h)
Percolador 2 litros		Manual		560	77	227	55	282
Calent. de agua 2 litros		Manual		77	77	58	22	80
4 percoladores con reserva de 17 litros	508 x 762 x 660 H	Auto.	Calentador agua 2000 vatios Percolador 2960 vatios	4225		1200	300	1500
10 litros	381 x 864 H	Manual	Negro	3000	750	650	425	1075
Cafetera 10 litros	305 x 584 oval x 533 H	Auto.	Niquelado	3655	650	550	375	925
20 litros	457 x 940 H	Auto.	Niquelado	4280	900	850	575	1425
Máquina donut	558 x 558 x 1450 H	Auto.	Extractor motor de 1/2 CV	4000		1250		1250
Cocedora para huevos	254 x 330 x 635 H	Manual	Media 550 vatios Lenta 275 vatios	935		300	200	500
Mesa caliente, con ca- lientaplatos, por m ² de superficie		Auto.	Aislado- Calentador separado para cada plato. Calientaplatos en la parte inferior	3600	1350	950	950	1900
Mesa caliente, sin ca- lientaplatos, por m ² de superficie		Auto.	Como arriba, pero sin calientaplatos	2750	1080	540	960	1500
Freidora 5 litros aceite	305 x 355 H	Auto.		2220	275	400	600	1000
Freidora 10 litros de - aceite.	406 x 457 x 305 H	Auto.	Superficie 300 x 360 mm	5995	5000	950	1425	2375
Placa calentadora	457 x 457 x 203 H	Auto.	Superficie activa 450x360 mm	2000	700	775	425	1200
Parrilla para carne	355 x 355 x 254 H	Auto.	Superf. útil 250 x 300 mm	2550	475	975	525	1500
Parrilla para sandwich	330 x 355 x 254 H	Auto.	Superf. de parrilla 300x300 mm	1400	475	675	175	850
Calentador de pan	660 x 432 x 330 H	Auto.	1 cajón	375	100	275	25	300
Tostador (continuo)	381 x 381 x 711 H	Auto.	Para dos cortes 360 cortes/h	1875	1250	1275	325	1600
Tostador (continuo)	508 x 381 x 711 H	Auto.	Para 4 cortes 720 cortes/h	2570	1500	1525	650	2175
Tostador (automático)	152 x 279 x 228 H	Auto.	2 Cortes	1025	250	617	113	730
Molde de tortas	305 x 330 x 254 H	Auto.	1 torta de 180 mm	620	150	275	185	460
Molde de tortas	355 x 330 x 254 H	Auto.	12 tortas de 64 x 95 mm	1890	375	775	525	1300

* En el caso en que exista una campana bien proyectada, con extracción mecánica, multiplicar los valores anteriores por 0,8

TABLA 4.34 GANANCIAS DEBIDAS A LOS ALÍQUOTOS DE RESTAURANTE

Funcionamiento a gas o a vapor - Sin campana de extracción *

APARATO	DIMENSIONES TOTALES sin pie ni asa (mm)	MANDO	DATOS DIVERSOS	Potencia nominal (kcal/h)	Potencia en marcha continua (kcal/h)	GANANCIAS A ADMITIR PARA USO MEDIC		
						Calor sensible (kcal/h)	Calor latente (kcal/h)	Calor total (kcal/h)
G A S								
Percolador 2 litros		Manual	Combinación sin percolador y calentador agua	856	126	340	90	430
Calentador agua 2 litros		Manual		126	126	100	25	125
Percolador completo con depósito	482 x 762 x 660 H		4 percoladoras con reserva de 17 litros			1815	455	2270
Cafetera 11 litros	381 x 864 H	Auto.	Negra	806	983	730	730	1460
" 11 litros	304 x 584 oval x 553 H	Auto.	Niquelada		856	630	630	1260
" 19 litros	457 x 940 H	Auto.	Niquelada		1180	980	980	1960
Calentaplatos, por m ² de superficie		Manual	Tipo baño maría	5430	2450	2310	1220	3550
Freidora, 6,8 kg. de grasa	304 x 508 x 457 H	Auto.	Superficie 250 x 250 mm	3590	755	1060	705	1765
Freidora, 12,7 kg. de grasa	381 x 889 x 279 H	Auto.	Superficie 275 x 400 mm	6050	1135	1815	1210	3025
Parrilla Queimador superior	558 x 355 x 431 H	Manual	Aislado	9320		3625	915	4540
Queimador inferior	(0,13 m ² de superficie de parrilla)		5500 kcal/h 3750 kcal/h					
Horno, parte sup. abierta, por m ² de superficie		Manual	Queimadores anulares	3800		1140	1140	2280
Horno parte sup. cerrada, por m ² de superficie		Manual	Queimadores anulares	2980		895	895	1790
Tostador continuo	381 x 381 x 711 H	Auto.	2 cortes 350 cortes/h	3000	3500	1940	830	2770
V A P O R								
Cafetera 11 litros	381 x 864 H	Auto.	Negra			730	480	1210
" 11 litros	304 x 584 oval x 533 H	Auto.	Niquelada			600	400	1000
" 19 litros	457 x 940 H	Auto.	Niquelada			855	540	1395
" 11 litros	381 x 864 H	Manual	Negra			780	700	1480
" 11 litros	304 x 584 oval x 533 H	Manual	Niquelada			655	655	1310
" 19 litros	457 x 940 H	Manual	Niquelada			930	930	1860
Mesa caliente por m ² de superficie		Auto.				100	125	225
Calentaplatos, por m ² de superficie		Manual				110	280	390

* En el caso en que exista una campana bien proyectada, con extracción mecánica, multiplicar los valores anteriores por 0,50

TABLA 4.35 GANANCIAS DE UNIDADES A LOS DIVERSOS APARATOS.

Sin compra de instalación *

APARATO	MANDO	DATOS TÉCNICOS	POTENCIA NOMINAL MÁXIMA (kcal/h)	GANANCIAS A ADMITIR PARA ESTABLECER		
				Calor sensible (kcal/h)	Calor latente (kcal/l)	Calor total (kcal/h)
ELECTRICOS						
Secapelo con ventilador 13 x 115 V	Manual	Ventilador 165 W (bajo 915 W fuerte 1563 W)	1353	580	100	680
Casco secapelo a 5,5 x 115 V	Manual	Ventilador 20 W (bajo 300 W, fuerte 750 W)	600	470	85	555
Calentadores de permanente	Manual	40 calentadores de 25 W nominalmente 35 en marcha	1280	210	40	250
Lavador y esterilizador a presión		280 x 280 x 580 mm		3020	9920	6940
Lavero de neón, por 30 cm de longitud		Diámetro exterior : 12 mm Diámetro exterior : 10 mm		8 15		8 15
Calentador de toallas	Auto. Auto.	480 x 700 x 1830 mm 450 x 200 x 1830 mm		300 265	750 665	1050 930
Esterilizador de ropa	Auto. Auto.	425 x 620 mm 568 x 914 mm		2420 5870	2190 6050	4610 11920
Esterilizador paralelepípedo	Auto.	620 x 620 x 914 mm		8770	5290	14060
	Auto.	620 x 620 x 1220 mm		10503	6805	17308
	Auto.	530 x 914 x 1220 mm		14170	9070	23240
	Auto.	620 x 914 x 1524 mm		17270	11350	28620
	Auto.	914 x 1067 x 2144 mm		40700	24580	65280
Esterilizador agua	Auto. Auto.	40 litros 60 litros		1030 1540	4160 6200	5190 7740
	Auto. Auto. Auto. Auto.	164 x 295 x 432 mm 228 x 354 x 598 mm 254 x 395 x 550 mm 254 x 395 x 714 mm		680 1240 2040 2570	670 990 1490 2370	1350 2230 3530 4940
Esterilizador, instrumentos	Auto. Auto.	335 x 406 x 620 mm		2300	2150	4450
	Auto. Auto.	406 x 406 x 620 mm 598 x 308 x 620 mm		2670 3100	5140 4450	7840 9550
Esterilizador, aire caliente	Auto. Auto.	Modelo 120 Amer. Sterilizer Co. Modelo 100 Amer. Sterilizer Co.		500 300	1060 530	1560 830
	Manómetros, agua	201/lb		430	680	1110
Aparato de radiografía		Para médicos y dentistas		Ninguna	Ninguna	Ninguna
Aparato de radioscopia		Las ganancias pueden ser grandes Solicitar información del constructor				
GAS						
Quemador de Bunsen	Manual	Quemador 11 mm diám. con gas ciudad	150	220	60	300
Quemador de Bunsen	Manual	Quemador 11 mm diám. con gas natural	750	420	110	530
Quemador de llama plana	Manual	Quemador 11 mm diám. con gas natural	850	500	120	620
Quemador de llama plana	Manual	Quemador 11 mm diám. con gas natural	1380	780	190	970
Quemador de Bunsen	Manual	Quemador 16 mm diám. con gas natural	1510	840	350	1070
Quemador de Bunsen	Manual	Quemador con gas natural	630	230	25	285
Secapelo control y casaca	Auto.	Constituido por un calentador y un ventilador que transfiere el aire caliente hacia las partes	8320	3780	1030	4790
Lavador	Auto.			6290	2510	8800

* Los valores de calor latente son para vapor de agua saturado a la presión atmosférica. Multiplicar los valores por 0,5

A.4. Motores Eléctricos.

Los motores eléctricos constituyen fuentes de ganancias sensibles por el hecho de transformar una parte más o menos grande de la energía absorbida en calor. En la carcasa, el calor que se disipa es igual al producto:

$$Q_d = 0.86 \cdot P(1-R)$$

donde:

Q_d = calor disipado en la carcasa (Kcal/h)

P = Potencia absorbida (Watts)

R = Rendimiento del motor (%)

El resto de la potencia absorbida (potencia útil), es utilizada por la máquina conectada al motor, por la transmisión. La máquina utiliza la potencia útil para efectuar un trabajo que podrá o no contribuir a las ganancias de calor.

Grupos electrobombas o electroventiladores: La potencia absorbida por estos grupos se utiliza para aumentar la presión, la velocidad y la temperatura de los fluidos transportados.

La energía potencial adquirida por el fluido se degrada en las conducciones a causa de las pérdidas de carga y reaparece en forma de calor, absorbido por dicho fluido para compensar el enfriamiento debido a la expansión.

Si el fluido se impulsa al exterior del local el calor disipado en la

carcasa del motor será lo único que intervenga en el balance térmico.

Durante el proceso de compresión, parte de la energía mecánica suministrada se cede al fluido en forma de calor, que puede ser evacuado en una fuente separada, y no interviene, por lo tanto, en el balance.

Las ganancias de calor (positivas o negativas) debidas a la propia instalación, deben hacerse en otro cálculo por separado.

Motores conectados a máquinas (prensas, tornos, etc.): Toda la energía mecánica que se suministra a la máquina se disipa en forma de calor. Por lo tanto, si la temperatura de los productos fabricados, a la salida del local, es superior a su temperatura inicial, la cantidad de calor correspondiente (masa x calor específico x diferencia de temperatura) no deberá intervenir en el balance.

La tabla 4.36 se basa en los rendimientos medios de motores de jaula de ardilla, del tipo abierto. Los motores de potencia inferior a 1 CV se alimentan, generalmente, de corriente monofásica a 110 o 220 voltios, mientras que los de potencia superiores a 1 CV suelen ser trifásicos, alimentados a 220 o 440 voltios. Los valores de esta tabla pueden aplicarse igualmente, con suficiente precisión, a los motores polifásicos de potencia inferior a 1 CV.

Los valores de la tabla 4.36 representan las ganancias de calor debidas a los motores eléctricos y máquinas acopladas cuando ambos están situados dentro del local acondicionado o cuando uno de los dos se encuentra en el exterior.

NOTA: La potencia real absorbida de un motor eléctrico no es forzosamente el cociente de su potencia nominal por rendimiento puede funcionar con sobrecarga o la potencia reducida y por eso es recomendable no limitarse a estimar la potencia absorbida, sino medirla en los casos en que pueda hacerse. Esto es interesante en las instalaciones industriales en las que el calor debido a las máquinas constituye una fracción importante del balance térmico.

Si las potencias se expresan en watts y el motor y la máquina acoplan dentro del local, las ganancias correspondientes son iguales a - - - 0.86 kcal/h watt.

Si la máquina está en el local y el motor en el exterior, multiplicar el producto anterior por el rendimiento del motor. Si la máquina está en el exterior las ganancias se expresan por la potencia absorbida en watts, multiplicada por 0.86 (1-rendimiento).

Aunque los resultados sean menos exactos, puede resultar más fácil determinar la potencia absorbida utilizando un amperímetro y un voltímetro. Tanto si utilizamos un wattímetro, como un amperímetro y voltímetro, se obtendrá un valor instantáneo de la potencia al que será preciso aplicar un coeficiente de utilización, que no podrá estimarse más que después de un minucioso estudio de las condiciones de funcionamiento.

TABLA 4.36 GANANCIAS DEBIDAS A LOS MOTORES ELECTRICOS
Funcionamiento continuo *

POTENCIA NOMINAL CV	RENDIMIENTO A PLENA CARGA %	POSICION DEL APARATO CON RESPECTO AL LOCAL ACONDICIONADO O A LA CORRIENTE DE AIRE **		
		Motor en el interior Aparato impulsado en el interior <u>CV x 632</u> P	Motor en el exterior Aparato impulsado en el interior CV x 632	Motor en el interior Aparato impulsado en el exterior <u>CV x 632 (1-p)</u> P
		kcal/h		
1/20	40	80	30	47
1/12	49	105	50	55
1/8	55	145	80	65
1/6	60	180	105	70
1/4	64	250	160	90
1/3	66	320	215	110
1/2	70	450	320	135
3/4	72	660	480	187
1	79	800	630	170
1	80	1 200	950	237
2	80	1 600	1 260	320
3	81	2 350	1 990	450
5	82	3 900	3 160	700
7	85	5 500	4 800	850
10	85	7 500	6 400	1 125
15	86	11 100	9 500	1 575
20	87	14 500	12 750	1 875
25	88	18 100	15 900	2 200
30	89	21 300	19 100	2 350
40	89	28 700	25 500	3 250
50	89	35 700	31 800	4 000
60	89	43 000	38 400	4 750
75	90	53 000	47 800	5 250
100	90	71 000	63 800	7 250
125	90	87 500	79 500	9 000
150	91	105 000	95 600	9 500
200	91	140 000	127 500	12 500
250	91	175 000	159 000	16 000

* En el caso de un funcionamiento no continuo, aplica* un coeficiente de simultaneidad, determinado a ser posible mediante ensayos

** Para un ventilador o una bomba que impulse al fluido hacia el exterior, utilizar los valores de la última columna.

TABLA 4.37

CLASE DE CORRIENTE	Potencia útil CV	Potencia Absorbida Kw
Continua	$\frac{1 \times V \times p}{736}$	$\frac{1 \times V}{1,000}$
Monofásica	$\frac{1 \times V \times \cos \varphi \times p}{736}$	$\frac{1 \times V \times \cos \varphi}{1,000}$
Trifásica	$\frac{1 \times V \times p \times \cos \varphi \times 1,73}{736}$	$\frac{V \times 1 \times \cos \varphi \times 1,73}{1,000}$
Bifásica (4 hilos)	$\frac{1 \times V \times p \times \cos \varphi \times 2}{736}$	$\frac{1 \times V \times \cos \varphi \times 2}{1,000}$

V = Voltios

p = rendimiento

l = Amperios

 $\cos \varphi$ = factor de potencia

NOTA : En el caso de corriente bifásica de tres hilos, la intensidad en el conductor común es igual a la de cualquiera de los otros conductores multiplicado por 1,41.

TABLA 4.38

GANANCIAS DEBIDAS A LOS TUBOS DE ACERO (NO AISLADOS)

kcal/h por metro lineal ($^{\circ}\text{C}$ entre la tubería y el aire circundante)

DIAMETRO EXTERIOR DEL TUBO (mm)	TEMPERATURA DEL AGUA					PRESION (kg/cm Abs) Y TEMPERA- TURA DEL VAPOR		
	50	60	70	80	90	1,4 109 $^{\circ}\text{C}$	4,5 147 $^{\circ}\text{C}$	8 170 $^{\circ}\text{C}$
	DIFERENCIA DE TEMPERATURA *							
	30	40	50	60	70	89 $^{\circ}$	127 $^{\circ}$	150 $^{\circ}$
13,0	12,6	17,9	23,7	29,9	35,6	51,2	82,8	107,5
21,0	19,5	27,6	36,4	46,0	56,2	78,6	126,3	165,7
33,7	30,1	42,7	56,5	71,0	86,8	121,1	196,6	256,4
42,4	38,3	52,9	69,8	86,9	106,3	149,9	243,2	317,8
48,3	41,9	59,2	78,2	98,6	120,8	168,0	273,0	356,8
60,3	50,8	72,0	94,9	118,6	146,4	196,1	318,5	418,0
76,1	63,5	89,9	118,6	149,5	182,9	254,7	414,0	542,0
88,9	73,4	94,0	137,1	172,9	201,1	283,8	460,0	603,0
101,6	82,8	117,1	159,4	195,0	238,1	332,2	539,0	708,0
133,0	106,4	150,4	199,4	250,4	306,0	426,0	696,5	933,0
159,0	125,5	177,1	233,8	294,9	361,0	503,0	818,0	1 076,0
193,7	150,8	213,4	281,0	354,4	434,0	600,4	974,0	1 285,0
244,5	187,4	264,5	349,4	440,4	539,0	749,0	1 219,0	1 606,0
273,0	207,6	293,3	387,0	488,0	597,0	840,0	1 385,0	1 823,0

* Para una temperatura ambiente de 20 $^{\circ}$ C

TABLA 4.39

COEFICIENTE DE TRANSMISION DE LOS TUBOS AISLADOS*

kcal/h.°C por metro lineal (°C entre la tubería y el aire circundante)

DIAMETRO EXTERIOR DEL TUBO (mm)	85% DE CARBONATO DE MAGNESIO**		
	ESPEJOR	ESPEJOR	ESPEJOR
	1	1	2
13,0	0,19	0,17	0,16
21,0	0,24	0,21	0,19
33,7	0,31	0,26	0,22
42,4	0,36	0,30	0,25
48,3	0,39	0,33	0,28
60,3	0,45	0,37	0,31
76,1	0,53	0,43	0,35
88,9	0,59	0,47	0,40
101,6	0,67	0,52	0,43
133,0	0,83	0,64	0,53
159,0	0,96	0,72	0,61
193,7	1,14	0,86	0,71
244,5	1,41	1,05	0,82
273,0	1,54	1,15	0,95

* Estos valores no tienen en cuenta los empalmes o bridas y no se aplican más que a las longitudes rectas. Si las bridas o racores son muchas, - aplicar un coeficiente de seguridad que podrá llegar al 10%. En general esta tabla podrá ser utilizada sin coeficiente de seguridad.

** Si se utilizan otros materiales aislantes, multiplicar estos valores por el coeficiente indicado en la tabla de abajo.

MATERIAL AISLANTE	COEFICIENTE
Amianto Ondulado	1,36
4 pliegues por pulgada	1,23
6 pliegues por pulgada	1,19
8 pliegues por pulgada	0,98
Amianto en hojas	1,00
Kieselguhr	1,36
Lana de amianto	0,88

TABLA 4.40

COEFICIENTE DE TRANSMISION DE TUBERIAS AISLADAS* POR LAS QUE CIRCULA AGUA FRIA
O SALMUERA.

Aislamiento en coquilla ** - kcal/h °C por metro lineal.

DIAMETRO EXTERIOR DEL TUBO (mm)	AGUA O a 5 °C		SALMUERA -18 a 0° C		SALMUERA A MENOS DE -18° C	
	Esesor real del aislamiento (mm)	Coefficiente	Esesor real del aislamiento (mm)	Coefficiente	Esesor real del aislamiento (mm)	Coefficiente
21	38	0,16	51	0,15	71	0,13
33,7	41	0,21	51	0,18	74	0,15
42,4	41	0,24	61	0,19	79	0,16
48,3	38	0,25	64	0,19	81	0,18
60,3	38	0,30	64	0,22	84	0,19
76,1	38	0,35	69	0,26	86	0,23
88,9	38	0,40	69	0,28	86	0,24
101,6	38	0,43	74	0,28	89	0,27
133	43	0,50	74	0,34	94	0,29
159	43	0,55	76	0,38	99	0,32
193,7	43	0,64	76	0,44	101	0,37
244,5	48	0,70	76	0,52	101	0,42
273	48	0,83	76	0,67	101	0,46

* Estos valores no tienen en cuenta los racores o bridas y no se aplican más que a longitudes rectas. Si las bridas o racores son numerosas, aplicar un coeficiente de seguridad que podrá llegar al 10% en general, esta tabla se podrá utilizar sin coeficiente de seguridad.

** Estos valores estan basados en material aislante que presenta un coeficiente de conductividad de 0.037 kcal/h m °C. Se ha aplicado un coeficiente de 15% a este valor de para tener en cuenta las soluciones de continuidad y una cierta imperfección del trabajo. Esta tabla es valedera tanto si el aislamiento está constituido por corcho ($\lambda=0,036$) o por lana de roca ($\lambda=0,040$). El esesor considerado corresponde a coquillas o fundas de lana de roca, cuyo esesor es - en general de 5 a 10 % mayor que el de las fundas de corcho.

TABLA 4.41

COEFICIENTE DE TRANSMISION DE DEPOSITOS NO AISLADOS

Ganancias Sensibles *

kcal/h m por °C de diferencia entre el líquido y el ambiente

CONS-- TRUCCION	METAL								MADERA espesor 6 cm				CEMENTO espesor 15 cm			
	Pintado				Brillante (niquel)				Pintado o no				Pintado o no			
	Diferencia de temperatura °C				Diferencia de temperatura °C				Diferencia de temperatura °C				Diferencia de temperatura °C			
	30	55	80	105	30	55	80	105	30	55	80	105	30	55	80	105
Paredes laterales	8,8	9,7	10,8	12,2	6,3	7,0	7,6	8,1	1,78	1,78	1,78	1,78	4,3	4,5	4,6	4,7
Parte superior	10,2	11,7	12,8	13,8	7,7	8,3	9,0	10,1	1,83	1,83	1,83	1,83	4,8	4,9	5,1	5,3
Fondo	7,3	8,2	9,2	10,3	4,8	5,2	6,1	6,6	1,69	1,73	1,73	1,73	4,0	4,2	4,2	4,3

* Para el cálculo de las ganancias latentes eventuales véase tabla 4.42

TABLA 4.42

EVAPORACION EN LA SUPERFICIE LIBRE DEL AGUA - GANANCIAS LATENTES.

Aire quieto - Local a 24 °C - 50 % HR

Temperatura del Agua °C	24	35	50	65	80	95
kcal/h. m	112	319	813	1759	3430	6220

Los valores obtenidos podrán aplicarse a las relaciones indicadas en la siguiente tabla: 4.37

NOTA: En el caso de corriente bifásica de tres hilos, la intensidad en el conductor es igual a la de cualquiera de los otros conductores multiplicados por, 1.41.

4.5. Ganancias debidas a las tuberías y depósitos abiertos o cerrados.

Las tuberías que cruzan el local, o los depósitos cerrados que pudieran encontrarse en él, producen o absorben calor sensible según que su temperatura sea superior o inferior a la del local. Igualmente, los depósitos abiertos, cuya temperatura es superior al punto de rocío del aire ambiente, constituyen una fuente de calor latente.

Los locales de uso industrial poseen con frecuencia hornos o secadores que son fuentes de calor sensible, o sensible y latente a la vez (secaderos).

La tabla 4.38 se ha establecido para conductos horizontales y una temperatura ambiente de 20°. Los intercambios por convección pueden expresarse por la relación:

$$q_1 = 9.89 \left(\frac{1}{d} \right)^{0.2} \left(\frac{1}{T_{ab}} \right)^{1.81} \Delta T^{1.27}$$

en la que:

q_1 = cantidad de calor intercambiada en Kcal/h por m^2 de superficie exterior de la tubería.

9.89 = Constante para cilindros horizontales

d = diámetro exterior de la tubería (mm)

Tab = media aritmética de las temperaturas del aire ambiente y de la superficie exterior de la tubería en °K

Δt = diferencia de temperatura entre el aire ambiente y la superficie exterior de la tubería en °C.

Los intercambios por radiación en las mismas condiciones pueden expresarse por:

$$q_2 = 4.84 \times 10^{-8} \times E \left[(T_{ps})^4 - (T_{rm})^4 \right] =$$

$$q_2 = 4.84 \times E \left[\left(\frac{T_{ps}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{rm}}{100} \right)^4 \right]$$

en la que:

q_2 = cantidad de calor intercambiada en Kcal/h por m² de superficie exterior de la tubería

4.84 = constante de Stefan-Boltzmann.

E = poder emisor (0.95 para el acero oxidado)

Tps = Temperatura de la superficie exterior de la tubería (°K)

Trm = temperatura ambiente (°K)

Las tablas 4.39 y 4.40 se basan en la misma relación y un coeficiente de conductividad de, aproximadamente 0.049 Kcal/h m² °C por metro de espesor, para un material aislante que contenga 85% de carbonato de magnesio, y 0.043 para aislamiento en coquillas moldeadas.

NOTA: Las tablas 4.39 y 4.40 no tienen en cuenta las conexiones. Tomese un 10% de seguridad en las secciones de tubería que tienen muchas conexiones.

La tabla 4.41 se basa en un poder emisor de 0.90 para el metal pintado, la madera y el hormigón. El poder emisor del cromo, níquel, acero inoxidable o acero galvanizado es de 0.40. El coeficiente de conductividad de la madera se ha tomado igual a 0.15 y el del hormigón igual a .15. Se ha admitido que la temperatura exterior de las paredes metálicas es igual a la del agua.

NOTA: Las ganancias debidas a los hornos pueden deducirse de la tabla 4.41 basándose en la temperatura de sus paredes exteriores.

La tabla 4.42 está basada en la siguiente fórmula, para aire quieto: Calor de evaporación = $10 \times$ (presión diferencial del vapor entre agua y aire), estando expresada la presión del vapor en mm de mercurio y las condiciones del local son una temperatura seca de 21°C y 50% de HR.

A.6. Vapor.

Cuando entra vapor en el local, las ganancias sensibles corresponden a la diferencia entre su entalpía a la entrada y su entalpía a la temperatura seca ambiente ($\text{kg/h de vapor} \times \text{diferencia de temperatura } ^\circ\text{C} \times 0.45 \text{ Kcal/kg } ^\circ\text{C}$). Las ganancias de calor latente (Kcal/h) son iguales al producto del caudal de vapor (kg/h) por 850 (Kcal/kg).

A.7. Absorción de humedad.

La absorción de una cierta cantidad de vapor de agua (disminución de las ganancias latentes) por materiales higroscópicos corresponde a un aumento de las ganancias sensibles igual al producto del calor de vaporización del agua (alrededor de 580 Kcal/kg) por la cantidad de vapor absorbida (kg/h). Solo se podrá tener en cuenta esta transformación de calor latente en sensible cuando el material higroscópico sea renovado constantemente.

A.8. Ganancia de calor latente a expensas del calor sensible del local.

Algunas formas de ganancia de calor latente reducen el calor sensible del local. La evaporación de la humedad a la temperatura húmeda - en éste (no calentado ni enfriado por una fuente exterior) se hace a expensas del calor sensible utilizado como calor de evaporación. Esta forma de ganancia de calor latente tiene que ser sustraída del calor sensible del local y sumada al calor latente, lo cual no altera la ganancia total de calor, pero tiene un efecto considerable sobre el coeficiente de calor sensible.

Cuando la evaporación de la humedad se realiza por el calor de otra fuente, tal como serpentines de vapor o calefacción eléctrica, solamente interviene la ganancia de calor latente, y el calor sensible no resulta reducido.

La potencia absorbida o de entrada de estos generadores compensa el calor de evaporación excepto durante el período inicial de calentamiento del agua.

B. - GANANCIAS DE CALOR DEBIDAS A LA INSTALACION.

Estas ganancias están constituidas por las cantidades de calor (positivas o negativas), suministradas por los diferentes componentes de la instalación, como tuberías, conductos, ventiladores de impulsión, bombas, etc. Estas ganancias deben tenerse en cuenta en el balance térmico, aunque su importancia no puede establecerse de forma precisa más que después de haber determinado el tipo de instalación.

B.1. Fugas de los Conductos de Impulsión.

Las fugas de los conductos de impulsión, antes de que el aire llegue a los locales que se van a acondicionar, se traduce en una disminución de la potencia disponible que puede ser importante y es preciso compensar la mediante un aumento equivalente de las ganancias sensibles y latentes en los locales acondicionados.

La experiencia ha enseñado que, cualquiera que sea la importancia de la instalación, estas fugas representan un 10% del caudal de aire tratado. El porcentaje de fugas por metro lineal es más pequeño en los conductos de sección grande, pero esto se compensa por su mayor longitud. La calidad de la mano de obra es, en estos casos, el factor decisivo, y se --

han podido registrar porcentajes que varían desde un 5% a un 30%. La estimación de las fugas en los conductos de impulsión podrá basarse en las siguientes indicaciones:

1. - Conductos revestidos o calorifugados en el interior del local climatizado; pueden ser despreciables
2. - Conductos revestidos o calorifugados en el interior del local climatizado: No se tendrán en cuenta si el aire de fugas penetra realmente en el local climatizado.
3. - Conductos situados en el exterior: admitir un 10% de fugas. Estas fugas representan una pérdida que debe ser tenidas en cuenta. Cuando solamente una parte de los conductos está en el exterior del local a climatizar admítase un porcentaje de fugas igual al 10% multiplicado por la relación entre la longitud del conducto exterior y la longitud total.

B.2. Ganancias de calor debidas al ventilador de Impulsión.

El poco rendimiento del ventilador del equipo de acondicionamiento y el calor de compresión implican ganancias de calor en el sistema, y como se explica en el párrafo Motores Eléctricos. En el caso de sistemas de acondicionamiento por aire soplado, ésta ganancia incrementa a la del aire suministrado y debe ser sumada a la de calor sensible del local. Con dichos sistemas (en que el ventilador insufla aire en el serpentín o radiador, etc.) el calor adicional del ventilador constituye una carga en el deshumectador

y, por tanto, debe ser añadido al balance térmico total.

El ventilador interviene como fuente de ganancias sensibles en la forma siguiente:

1. - Degradación en energía térmica de una parte de la energía mecánica recibida (rendimiento inferior a 1)
2. - Energía cinética y potencial suministrada al aire.
3. - Si el motor y la transmisión están en contacto directo con el aire impulsado, o bien están situados en el local acondicionado, el calor desarrollado por el hecho de ser su rendimiento inferior a 1, contribuye igualmente al recalentamiento del aire.

Los rendimientos de los ventiladores tienen un valor medio del 70% en los casos de centrales de tratamiento de aire, y de un 50% en caso de grupos climatizadores autónomos.

B.3. Coeficiente de seguridad y aumento de las ganancias sensibles y latentes del local.

Puede ser necesario aplicar un coeficiente de seguridad a las ganancias sensibles de un local al objeto de compensar ciertos elementos mal conocidos. Este coeficiente, que varía de 0 a 5% no debe aplicarse sistemáticamente. Las ganancias sensibles totales serán iguales a las del local, más:

1. - Las ganancias que correspondan al recalentamiento en los conductos del aire.

2. - Las ganancias equivalentes a las fugas
3. - Las ganancias debidas al ventilador
4. - Eventualmente, el aumento debido al coeficiente de seguridad.

CAPITULO V

TRATAMIENTO DE AIRE

Dado que el aire ambiente debe estar desprovisto de toda clase de impurezas, a sabiendas que una parte del mismo pasa a los pulmones a través de las vías respiratorias, es necesario dotar a la instalación de ciertos equipos para tratar el aire que se va a utilizar en los equipos de acondicionamiento de aire para que se cumplan los requisitos higiénicos vistos en la sección 5 del Cap. II. Aquí trataremos la forma en la cual se pueden eliminar dichos contaminantes y también la humectación y deshumectación del mismo.

La facilidad y eficacia con que pueden ser eliminados depende del tamaño, forma, peso específico, concentración y características de su superficie de la partícula.

Las características de los contaminantes varía ampliamente. Los diámetros de las partículas varían desde el tamaño molecular, hasta 5,000 micras. Se pueden encontrar concentraciones tan elevadas como 915 miligramos por metro cúbico. Sin embargo, en las aplicaciones de acondicionamiento de aire suele estar implicada la extracción de partículas no menores de 0.1 micras de diámetro y tan grandes como 200 micras. Las concentraciones normales exceden pocas veces de 9 miligramos por metro cúbico. Las características específicas de las partículas que deben ser eliminadas dependen del uso a que se destine el aire acondicionado. El control de pureza del aire es, pues, un concepto relativo.

Las partículas de naturaleza aceitosa o grasienta con superficies irregulares o electrostáticamente cargadas tienen a aglomerarse más fácilmente. El depósito y la adherencia de contaminantes depende, pues, de otras características además del tamaño y la concentración.

TABLA 5.1
GAMA DE CONCENTRACION DE POLVO.

LOCALIDAD	CONCENTRACION (mg/m ³)
Distritos rurales y suburbanos	0.045-0.45
Distritos metropolitanos	0.091-0.91
Distritos industriales	0.228-4.57
Fábricas o talleres	0.457-9.15
Fábricas o minas excesivamente polvorientas.	9.15-915.34

1. - LIMPIADORES DE AIRE

Los limpiadores de aire, empleados eficazmente, pueden reducir substancialmente los gastos de operación y aumentar la productividad. -

Los beneficios que reportan incluyen:

1. - La reducción de los costos de limpieza del local.
2. - La reducción de bajas por enfermedad de los empleados, a -- consecuencia de la eliminación de bacterias, virus y agentes-alérgenos del aire.
3. - Aumento de la calidad de los productos.
4. - Aumento de duración o vida útil de la maquinaria o del equipo.

a: Metal de productos de -
fabricación y uso.

b: Contaminantes industriales
resados.

c: Contaminantes industriales
licuos.

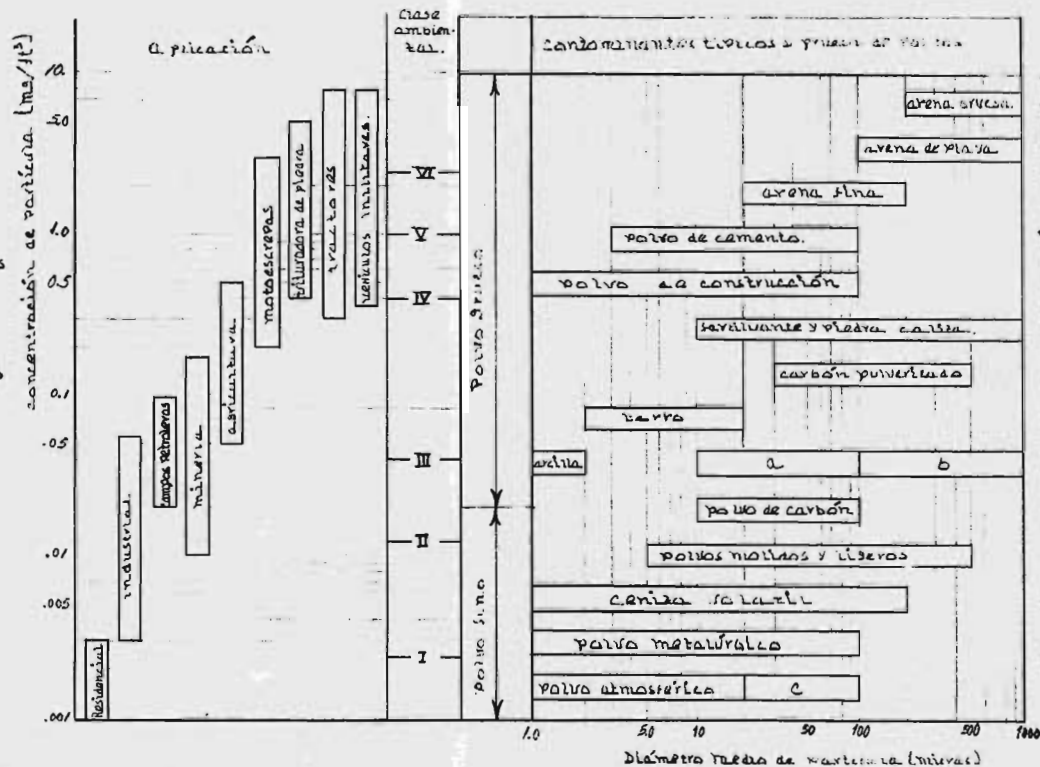
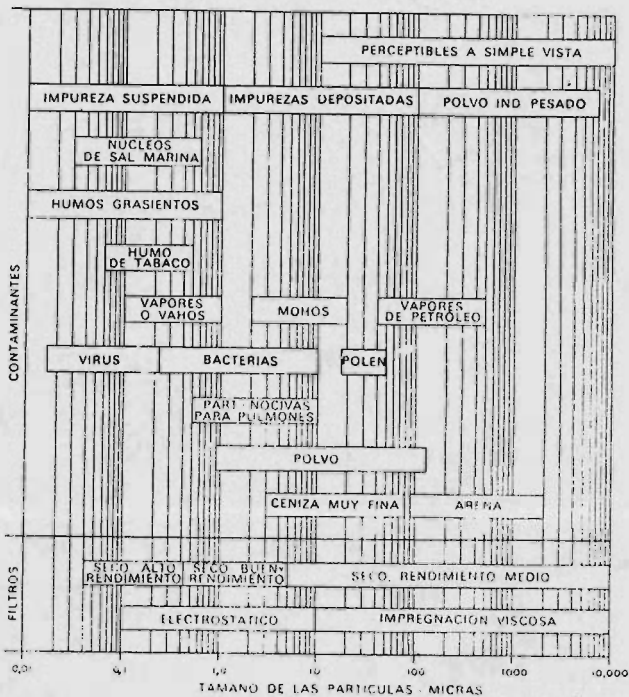


Fig. 5.1 Tarta de clasificación ambiental.

5. - Aumento del rendimiento.

FIGURA 5.2

APLICACION DE LOS FILTROS



Los limpiadores de aire atmosférico (conocidos por filtros de aire) se clasifican en función de su eficacia (interceptabilidad), resistencia a la corriente de aire y capacidad de ventilación de polvo. Los tres factores - más críticos en el comportamiento son los siguientes:

1. - Variación de la resistencia del filtro con el flujo de aire.
2. - Variación de la resistencia del filtro con la carga de polvo y - el flujo de aire de proyecto.

3. - Efecto de las cargas de polvo en el flujo de aire de proyecto -- sobre el rendimiento del filtro.

Las características de comportamiento de una unidad de filtro están indicadas en la fig. 5.3, la cual es similar a las proporcionadas por los fabricantes.

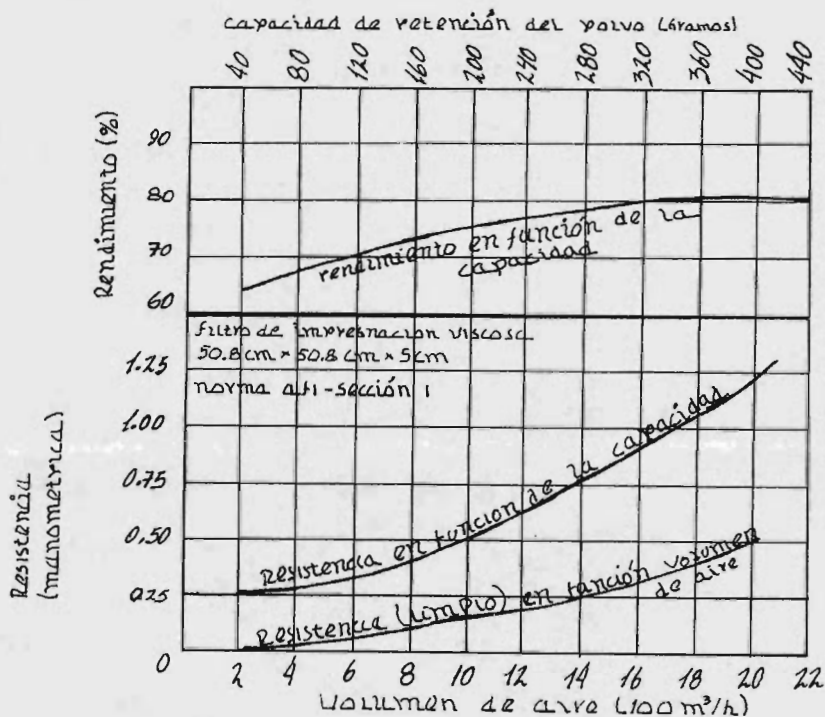


Fig. 5.3. - Características típicas (filtro unitario)

A. - FILTROS SECOS

Los filtros secos son usualmente hechos en unidades standard de velocidad, capacidad y resistencia al paso del aire definidas. Están formados ordinariamente por un bastidor permanente y un medio filtrante de celulosa, tejido, fieltro y material similar, dependiendo en parte su eficiencia para la extracción de impurezas de la estructura de aquellos. La eficiencia del filtro depende del tipo, densidad y espesor del medio filtrante. El área propia es asegurada por el montaje de un determinado número de filtros sobre un armazón de hierro. La estructura tupida necesaria para mejorar la eficiencia filtrante requiere una velocidad superficial reducida, para que la resistencia se mantenga baja y de este modo resulte práctica.

Los filtros secos pueden ser provistos con materiales filtrantes permanentes de los cuales el lodo y el polvo pueden ser removidos por aspiración o por vibración, o pueden ser provistos con un medio filtrante barato el cual puede ser reemplazado después de cierto tiempo por otra placa filtrante.

Para obtener una superficie colectora con la suficiente amplitud para velocidades bajas sin requerir un espacio excesivo, es práctica corriente disponer de medio filtrante en forma de pliegues o cavidades.

Un tipo de filtro seco es conocido como una placa seca. Las celdas están compuestas de placas de aluminio con una serie de perforaciones y chaqueta con filamentos incombustibles, el aire pasa a través de la celda

y es distribuido por las perforaciones, donde las partículas de polvo son lanzadas contra los filamentos, los cuales retienen las partículas de polvo y así purificándose el aire (fig. 5.4). Cuando los platos están cargados y requieren limpieza ésta puede efectuarse por dos caminos:

En instalaciones moderadas, la operación consiste en remover las celdas de la sección estructural sobre la cual descansan, ya sea un ángulo, una tabla o piso, y suavemente golpear el lado opuesto con la mano abierta.

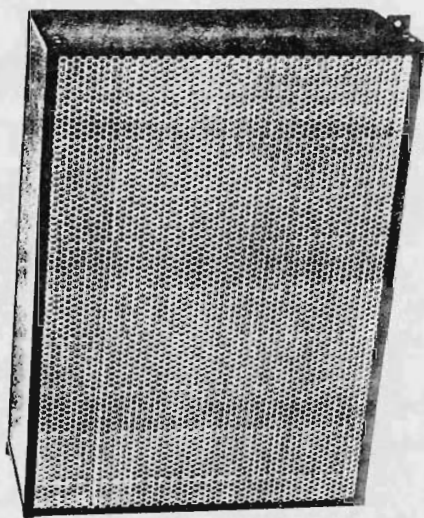
En instalaciones grandes donde un gran número de celdas son usadas, se usa un mecanismo vibrador en donde las celdas son sacudidas poco más o menos durante un minuto hasta quedar libres de polvo, o bien puede ser aspirado el polvo. Bajo condiciones normales, las celdas pueden ser lavadas o reemplazadas aproximadamente dos veces al año. La eficiencia del filtro disminuye después de un determinado número de limpiezas, hasta que finalmente es necesario reemplazarlo.

La resistencia que los filtros oponen al paso del aire aumenta con la suciedad de los mismos. De no procederse a su limpieza o sustitución, la resistencia aumentaría tanto que el caudal del aire sería insuficiente, perdiendo eficiencia la instalación. Es recomendable instalar un indicador que señale la caída de presión producida por el aparato filtrante, y así determinar cuando la resistencia alcanza un valor límite predeterminado. No hay ninguna norma de carácter general acerca del límite admitido para el rozamiento, puesto que se trata de una evaluación económica en la cual deben evaluarse el costo inicial y el de mantenimiento.

Ya que la resistencia de los filtros aumenta con el grado de suciedad, ciertos operadores los reemplazan o proceden a limpiarlos cuando la resistencia se incrementa dos o tres veces el valor de la resistencia inicial. Otro criterio es permitir que la resistencia se incremente hasta que el aire necesario disminuya en un 10%.

El rendimiento de un filtro seco depende del tamaño y de la separación de las fibras. Cuando éstas son pequeñas y están densamente distribuidas, se obtienen los mayores rendimientos, pero estos suelen ir acompañados de alta resistencia y corta duración.

FIGURA 5.4



Filtro Barrier de alta eficacia de
pliegues hondos.

B. - FILTROS VISCOSOS

Los filtros viscosos utilizan el principio de adherencia por choque, y en ellos se retienen las impurezas como consecuencia de sus continuos choques contra superficies cubiertas de un fluido viscoso. La retención del polvo se debe al hecho de que este se adhiere a la superficie viscosa, si bien después queda el filtro parcialmente sucio por la materia sólida retenida. Entre los diferentes tipos de materiales de que pueden estar constituidas las superficies filtrantes, se cuentan: Lana de cobre o bronce, fibras de cáñamo, chaquetas viscosas en capas metálicas, etc.

Experimentalmente se ha demostrado que la cantidad de materia sólida eliminada por un filtro de tipo viscoso, es función del número de choques. En el primer choque del aire sobre la superficie viscosa se elimina aproximadamente el 60.6 de las impurezas; en el segundo el 60.6 de las impurezas restantes, así sucesivamente. Los mejores resultados se obtienen cuando el aire se divide en numerosos chorros finos, porque entonces se establece mejor contacto con las superficies impregnadas del líquido viscoso.

Para que su uso sea efectivamente satisfactorio, el líquido adhesivo filtrante debe reunir las siguientes condiciones: debe mojar bien el polvo, o sea tener una capilaridad elevada para retener las impurezas; viscosidad permanente, variando solo ligeramente dentro de la amplia gama de temperaturas involucradas en los procesos usuales de ventilación; suficiente fluides para producir un recubrimiento homogéneo en toda la superficie

del filtro; estabilidad permanente para que sea mínima o nula la evaporación; acción germicida que evite el desarrollo de bacterias; resistencia al fuego y ser inodoro.

De la labor de experimentación llevada a cabo por el Profesor Rowley sobre los filtros de aire se han obtenido datos de mucha utilidad relativos a la importancia que tiene una velocidad apropiada a través de los filtros para obtener la mayor eficacia y economía en el funcionamiento. La mayor parte de los ensayos indican que las velocidades bajas dan los mejores resultados y naturalmente, mejor resistencia del aire. Además, la densidad del material filtrante determina la resistencia del aire a través del filtro, regula el rendimiento para una fibra determinada y limita la capacidad de retención del polvo.

La mayor parte de los filtros que se encuentran en el comercio están construidos con vistas a conseguir la mayor combinación de estos factores comprimiendo progresivamente la fibra e incrementando la densidad hacia la cara de salida del aire.

Los filtros viscosos se clasifican según su limpieza en:

1. - Reemplazable
2. - Lavado-manualmente
3. - Lavado-automático.

1. - Filtro viscoso reemplazable. - El filtro de aire de lana de vidrio es del tipo de celda reemplazable. La lana de vidrio siendo no corrosiva y no absorbente, manteniendo su densidad y toda la superficie visco-

sa libre retiene polvo y lodo.

Este tipo de filtro sirve lo mismo a pequeñas que a grandes instalaciones. Después de que el filtro original se encuentra sucio, puede ser ---reemplazado por otro nuevo.

2.- Filtro viscoso lavado-manualmente. - Este tipo es usualmente-hecho en la forma de una celda con estructura de acero conteniendo el medio filtrante. La celda es ajustada dentro de la estructura, con el uso de - un filtro de relleno para evitar la salida del aire al pasar por la celda. Es una práctica usual, lavar al filtro por lo menos una vez cada dos meses, su estructura es simple por el uso de aldabas que permiten sacar el medio filtrante fuera de la estructura, sumergiendolo en una solución de agua so-dada, posteriormente secarlo, y agregar el aceite adhesivo, escurrir o --remover el exceso, y colocar el filtro.

3.- Filtros Viscosos lavado-automático. - El filtro automático es - de auto-limpieza y utiliza el mismo principio de adherencia de polvo que - los tipos manual y reemplazable, pero remover la suciedad acumulada del medio filtrante es enteramente automática.

Los filtros viscosos automáticos pueden ser de medios cambiables o de medios renovables. Los primeros comprenden un rodillo filtrante mó-vil.

Los segundos están construidos de placas o cribas metálicas espe-
cialmente diseñadas, conducidas por una cadena sin fin, sumergida en su-
parte inferior en un líquido viscoso apropiado para la carga y limpieza. --

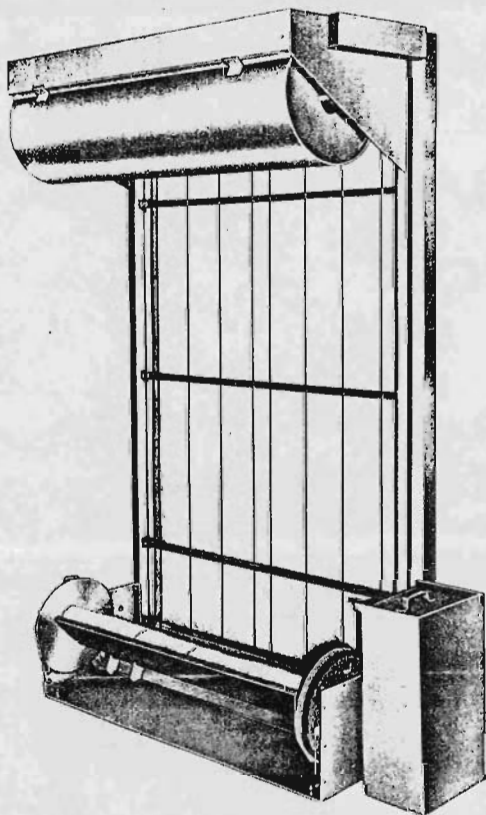
Este proceso, además de eliminar la suciedad sirve para colocar una nueva carga de líquido adhesivo en las placas o cribas. La materia sólida así separada se deposita en un recipiente del cual se extrae con la frecuencia que lo exigen las condiciones imperantes (fig. 5.5)

En cualquiera de los casos la cortina del filtro debe ser impulsada por un mecanismo temporizado o por un dispositivo sensible a la presión. Los filtros automáticos presentan una resistencia relativamente constante a la corriente de aire, mientras que la resistencia de los filtros de panel varía considerablemente cuando aumenta la carga de polvo. Los rendimientos de los filtros automáticos varía de 80 a 90%, medidos por el método de peso de partículas eliminadas.

El rendimiento y la capacidad de los filtros de aire se determinan por varios métodos de ensayo normalizados, que difieren principalmente en el aerosol de ensayo empleado y en el método de medida de la cantidad de polvo que atraviesa el filtro. Los tres procedimientos de ensayo que más se utilizan son:

1. - El método de peso, con los aerosoles de ensayo especificados por el Air Filter Institute Code y una modificación del antiguo Código ASHVE.
2. - El método de mancha de polvo (o ennegrecimiento), con procedimientos como los normalizados por el Air Filter Institute y el National Bureau of Standards.
3. - El ensayo D.O.P. (Di-Octil-Ftalato), con el que se cuentan las partículas utilizando un aerosol de humo químico.

FIGURA 5.5



Tipico filtro viscoso lavado-automatico

Estos tres métodos difieren en su aplicación y los resultados son - difíciles de convertir en términos ordinarios. En la comparación del comportamiento de diversos filtros es pues imperativo indicar el procedimiento de ensayo que se ha utilizado en cada caso para obtener los datos publicados.

El método de peso expresa el rendimiento del filtro en términos de peso de las partículas extraídas con relación al peso del aire introducido. Es particularmente útil para evaluar las características de los filtros mecánicos de rendimiento medio, pero este ensayo no especifica la efectividad en cuanto a la extracción de pequeñas partículas de peso ligero.

Con el ensayo de mancha de polvo o ennegrecimiento se especifican los filtros en términos de la opacidad relativa de las manchas resultantes en el papel de filtro que atraviesa el aire. La densidad óptica de las manchas se mide fotométricamente. Este tipo de ensayo es de utilidad principalmente para valorar los dispositivos de limpieza de alto rendimiento, tales como los limpiadores electrónicos de aire. Además proporciona una medida de la eficacia del filtro para eliminar la clase de polvo que más puede producir la decoloración de las paredes y los techos. Sin embargo, los resultados del ensayo resultan algunas veces inconsistentes y son diffciles de interpretar.

El ensayo de punto D.O.P. da el rendimiento del filtro en función de la tendencia a la dispersión de la luz de las partículas de humo de 0,3 micras de diámetro aproximadamente. Las medidas se efectúan fotoeléctricamente. El ensayo se emplea principalmente para determinar la aptiu

tud de los filtros de muy alto rendimiento para eliminar partículas específicas, tales como las de polen. Requiere condiciones de laboratorio cuidadosamente controladas y un equipo costoso. No sirve para determinar la capacidad del filtro.

C. - PRECIPITADORES ELECTROSTATICOS.

Desde un principio se creyó que a medida que se fuera extendiendo el uso de la precipitación electrostática se afirmaría como uno de los medios depuradores de aire. En 1824, Hohlfield observó la acción despolvadora ejercida por una descarga eléctrica sobre el humo, si bien no se concedió importancia práctica a tal revelación. La primera aplicación práctica de estos principios fue realizada por el doctor Cottrell en 1906, su dispositivo conocido por precipitador Cottrell ha sido empleado extensamente en las recuperaciones de polvos formados por substancias de valor y para precipitar las cenizas que escapan con los gases de combustión de las calderas de las grandes centrales eléctricas. Durante los últimos 10 años el método electrostático de depuración de aire se ha venido aplicando con destacado éxito en las instalaciones de acondicionamiento de aire, tanto para fines industriales como para mejora de las condiciones de confort o bienestar, a la vez se han normalizado los aparatos y reducido su costo.

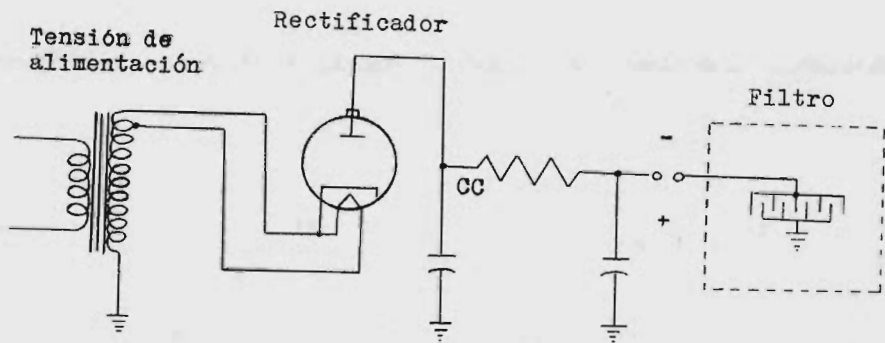
Principio en que se basa. El método electrostático de depuración de aire, las partículas de materias extrañas toman una carga eléctrica de un determinado signo al pasar a través de un campo electrostático, y se acumulan sobre placas metálicas de polaridad opuesta. El dispositivo colector

está formado por placas paralelas con muy poca separación entre ellas, - las cuales, de manera alternada, unas están cargadas eléctricamente, y - las otras puestas a tierra, manteniéndose así un campo electrostático de gran intensidad en los espacios entre placas, a través de los cuales pasan las partículas de polvo electrizadas. Para la ionización se utiliza corriente continua a 13,000 v. y para la carga eléctrica de las placas colectoras, corriente continua a 6,000 v. Esta corriente se suministra por medio de un equipo en el que están incluidos los transformadores, válvulas rectificadoras y condensadores necesarios para poder conectar con los circuitos usuales de alumbrado de corriente alterna a 115 v. La potencia requerida es de 53 w. por cada 100 m³-min. (fig. 5.6).

1. - Existen tres tipos de dispositivos electrostáticos para la depuración del aire. El precipitron, construido por la Westinghouse Electric Corp., la "Electra Cell" construída por la American Air Filter Co., y el "Precipitador", construído por la Raytheon Manufacturing Co., emplean células múltiples de tamaño normalizado para formar una unidad depuradora de la capacidad necesaria. Estas células colectoras, representadas en las figuras 5.7 y 5.8, se construyen en varios tamaños normalizados; con una velocidad de funcionamiento de 90 m/min. dan rendimiento del 90% y del 85% a 115m/min. Según el método de ensayo por ennegrecimiento de la oficina de normas, Es posible obtener un rendimiento más elevado reduciendo la velocidad del aire. Los ionizadores se construyen en unidades separadas de dimensiones que permiten el acoplamiento con las células colectoras, dispuestas ya sea de una en una o por parejas con una célula encima de la -

otra. Los equipos electrónicos también se construyen en tamaños normalizados, efectuándose la elección de los mismos partiendo de la base del número de células empleadas en el conjunto, debido a que la resistencia del aire a través de las células es muy baja, es necesario emplear tabiques -- metálicos para asegurar una distribución de aire uniforme en las mismas. En los catálogos de los materiales normalizados de los constructores figuran los dispositivos de seguridad necesarios, indicadores, etc., con arreglo a las normas de las compañías aseguradoras. La limpieza del "Precipitrón" se efectúa, durante los períodos de paro, a chorro de agua caliente por medio de una manguera flexible. Los lodos extraídos por este sencillo método se evacúan en albañales previstos para tal objeto. En la "Electro Cell" puede efectuarse el lavado de la misma forma, bien sea o retirando los elementos del armazón en que están montados, y limpiándolos en el lugar que más convenga. La frecuencia de esta operación de limpieza depende de la concentración de polvo para cada instalación en particular, pudiendo oscilar entre dos y ocho semanas. En las grandes instalaciones --- existe un dispositivo automático de lavado que permite efectuar la operación de lavado sin necesidad de interrumpir el servicio.

FIGURA 5.6



Circuito de un precipitador electrostatico de polvo.

2. - El filtro de aire "Electro-Matic", construido por la American Filter Co., emplea un mecanismo en cadena sin fin que va sumergiendo - automáticamente las placas colectoras en una solución limpiadora durante cada vuelta (véase fig. 5.9). Estos aparatos se construyen en varios tamaños para poderlos adaptar a toda la gama de capacidades que se encuentran en las instalaciones de acondicionamiento de aire. Las placas positivas y - negativas forman conjuntos separados; las placas positivas o cargadas electricamente son fijas y descansan sobre aisladores dispuestos en el interior del filtro; los conjuntos de placas negativas, o conectados a tierra, estan montados en dos cadenas sin fin que giran sobre dos ruedas dentadas, una superior y otra inferior, formando una cortina continua móvil. La parte inferior de esta cortina, queda sumergida en un baño de líquido, a través

Fig. 5.7 Células colectoras.

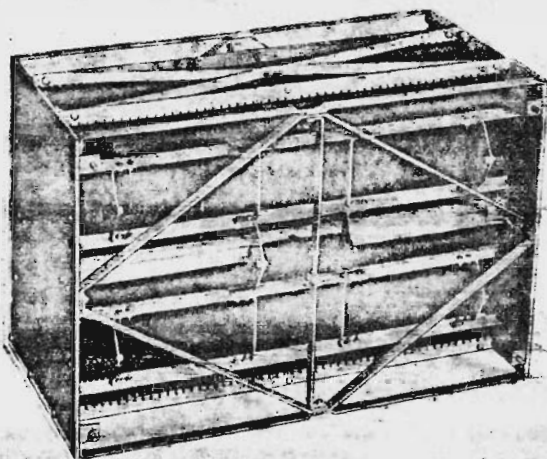
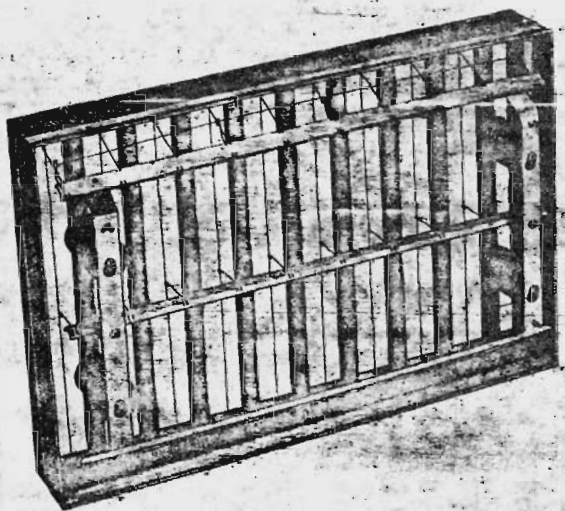


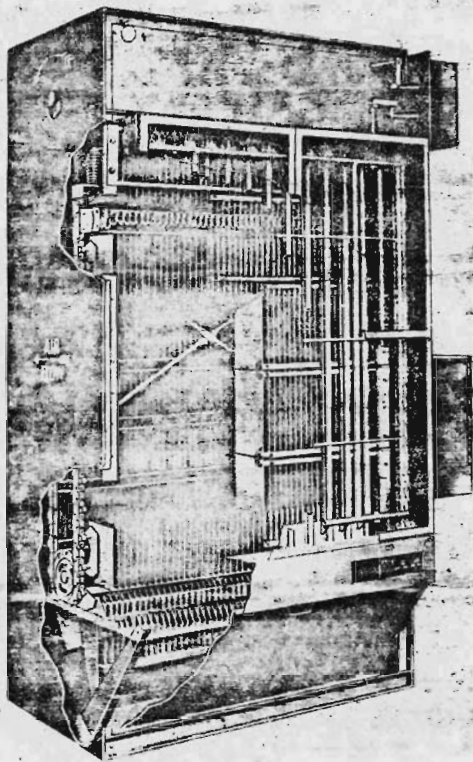
Fig. 5.8 Células colectoras e ionizadoras.



del cual gira para quitar el polvo depositado sobre las placas negativas. - La pequeña cantidad de polvo recogida en las placas fijas se separa por -- mediación de un rastrillo montado en la cortina giratoria, el cual se lim-- pia a su vez al pasar a través del líquido. Los residuos alquitranados procedentes de los humos, los cuales se adhieren tenazmente a las placas colectoras, se quitan también por medio de un rastrillo dispuesto en el depó-- sito. A la velocidad frontal normal de 152. m/min. (500 pies/min.) este de-- purador de aire tiene un rendimiento de ennegrecimiento del 85%; a 122 -- m/min. (400 pies/min.) el rendimiento es del 90%. Es posible obtener un rendimiento más elevado empleando una velocidad de aire más pequeña. - La limpieza consiste en la extracción periodica de los lodos acumulados - en el depósito del fondo. El equipo eléctrico se monta en uno de los lados del aparato depurador.

3.- En el "Electro-Airmat", construido por la American Air Fil-- ter Co., se reúnen en un aparato único de peso reducido, un precipitador-- electrostático y un filtro mecánico. Dichos aparatos se construyen en un - tamaño normalizado para la capacidad de 28 m/min. (100 pies/min.) al-- funcionar con un rendimiento del 85 al 90% según el ensayo de ennegreci-- miento. Para capacidades mayores se usan aparatos múltiples. En este ti-- po de depuradores, el elemento colector lo constituye un tejido de celulosa cargado electrostáticamente, el cual, debido a la amplitud de su superficie tiene una gran capacidad de retención de polvo. La limpieza se efectúa re-- novando el medio filtrante, cuyo precio es sumamente reducido. Una venta

FIGURA 5.9



Depurador de aire
"Electro-Matic"

ja de estos aparatos es la de que, aún en el caso de un fallo del elemento electrostático, se puede disponer de la filtración mecánica sin tener que recurrir a una instalación separada de filtros mecánicos.

2.- HUMECTADORES

La humedad del aire desempeña un importante papel tanto en el confort (ver Cap. II, secciones a-4 y a-5) como en el aspecto industrial (ver Cap. IV sección 2-7). En el confort se toma en cuenta tanto el control de la humedad como el aspecto higiénico del aire, mientras que en el industrial, no es tan riguroso el control higiénico en algunos casos aunque en otros si es bastante riguroso tanto el control higiénico como el técnico.

La humectación para la ventilación y acondicionamiento de aire puede efectuarse empleando pulverizadores directos de vapor, recipientes evaporadores, humectadores de superficie y lavadores de aire. Cada tipo de equipo encuentra su particular aplicación según sea la capacidad requerida, el espacio disponible y otros factores.

a). - Pulverizador Directo de Vapor

Consiste de tubos perforados para vapor y forrados con revestimiento que puede ser de amianto (silicato hidratado de calcio y magnesio). Los tubos estan montados en una bandeja abierta e inclinada para facilitar el drenaje de condensado. El tubo de drenaje de condensado desde la unidad debe presentar un sifón para proveerla de cierre hermético de agua. La presión de vapor no debe exceder de $0,35 \text{ kg/cm}^2$ para esta aplicación, y

el vapor utilizado debe estar exento de olores. La mezcla de vapor con el aire produce normalmente un aumento despreciable de la temperatura seca del aire.

No se ha difundido en las instalaciones de confort, debido al desagradable olor que frecuentemente se origina con el vapor tomado de las calderas ordinarias, en caso de que éste inconveniente no sea muy marcado - puede utilizarse puesto que es económico y de fácil regulación.

Una variante de éstos serían, los recipientes evaporadores, los cuales constan de serpentines de vapor sumergidos en agua, o bien, circundando un recipiente con agua, originando su evaporación. En lugar de este medio evaporativo, se podría usar cualquier otro, como por ejemplo una estufa o una resistencia, etc., su empleo esta en ventaja cuando la cantidad de agua a suministrar a la corriente sea baja, de lo contrario, se requeriría una superficie excesiva. El nivel de agua se mantiene constante con un flotador.

b). - Enfriadores Evaporativos.

Un requisito para el enfriamiento evaporativo es una elevada temperatura de bulbo seco, por lo general más de 32° C y el siguiente requisito, una temperatura de bulbo humedo relativamente baja.

Debe insistirse en que el enfriamiento evaporativo, aunque proporciona alivio en los climas cálidos y secos, no realiza de modo alguno todas las funciones necesarias para el verdadero acondicionamiento del aire. Los sistemas evaporativos pueden enfriar (por lo común en medida insuficiente),

circular (por lo general, con corrientes y exceso de ruido), ventilar y circular el aire.

Los enfriadores evaporativos son generalmente de dos tipos: Almohadillas empapadas (humectadores de superficie) y lavadores de aire.

b.1. - Almohadillas empapadas

Estos humectadores tienen sus capacidades desde 30 600 m³/min.

Se proveen con ventiladores del tipo jaula de ardilla. Todos cuentan con tanque de agua, válvula flotante y bomba para recircular el agua. La caja tiene pericias en tres costados y cada uno de estos tiene una gruesa almohadilla de excelsior y espuma de vidrio. Un sistema de distribución de agua mantiene estas almohadillas saturadas de agua mientras la unidad se halla en funcionamiento.

Este tipo de humectadores presenta a la corriente de aire una gran superficie de evaporación en forma de cortinas de tela, cascadas, pantallas giratorias, etc., mientras el medio (ordinariamente fibras de vidrio) utilizado no desprenda olor; este tipo resulta satisfactorio. La cápsula se coloca en la corriente de aire y el agua se rocia sobre el relleno.

b.2. - Lavadores de Aire.

Estos no son otra cosa que grandes cajas metálicas provistas de toveras pulverizadoras; un ventilador que hace pasar aire a través del agua, y ocurre un enfriamiento adiabático del aire en presena del agua pulverizada. Para evitar el arrastre de las gotas de agua por parte de las corrientes de aire, se utilizan diafragmas y placas eliminadoras. Su costo inicial-

es relativamente alto y su peso y tamaño constituyen una desventaja.

La eficiencia adiabática de un lavador de aire se define como la disminución de la temperatura de bulbo seco que provee en el aire que lo atraviesa dividido por la diferencia de temperaturas del aire de entrada.

$$\text{Eficiencia Adiabática \%} = \frac{T_{bs}(\text{Entrada}) - T_{bs}(\text{Salida})}{T_{bs}(\text{Entrada}) - T_{bh}(\text{Entrada})} \times 100$$

La eficiencia adiabática del lavador de aire varía con la presión de pulverización, la velocidad del aire, la cantidad de agua pulverizada por unidad de Area frontal y la longitud de la cámara de pulverización.

Los fabricantes diseñan sus equipos con una eficiencia del 85%, pudiendo esperarse una de 80% a condiciones normales de uso.

"El enfriamiento evaporativo extrae solamente calor sensible"

Los lavadores de aire se emplean principalmente en aplicaciones de acondicionamiento industrial del aire. El uso de pulverizadores o rociadores permite obtener la humectación, la deshumectación, o la refrigeración evaporativa según convenga. Además los pulverizadores proporcionan un grado de control de humedad que no es posible cuando se emplean serpentines únicamente.

El equipo lavador es eficaz para suprimir ciertos tipos de olores y suciedad del aire.

Sin embargo, este tipo de equipo es hidráulicamente abierto, por lo que presenta problemas en el proyecto de tuberías y en el equilibrio del sistema.

Los lavadores de aire pueden ser de estación central Fig. 5.10 --

o lavadores de alta velocidad Fig. 5.11. La instalación de lavadores de estación central produce niveles más bajos de ruidos y de costo de funcionamiento del ventilador. Como el número de lavadores de estación central suele ser menor y están situados más centricamente que los lavadores compactos, requieren menos tubería cuando se les utiliza como deshumectadores para una instalación dada.

La pulverización del agua a altas presiones, tales como las necesarias en el equipo lavador, producen un nivel de ruido suficientemente alto para ser recusable en algunas circunstancias. La eliminación del ruido no suele ser necesaria en los equipos utilizados en fábricas o locales en cuyo ambiente ya existen altos niveles de ruido, pero en aplicaciones más críticas debe ser investigada la necesidad de eliminar en lo posible el ruido.

Se pueden adquirir lavadores de estación central para descargas de aire de 50 a 10,000 m³/min. Existen lavadores compactos de rociado dentro de un margen de descarga de 200 a 1,300 m³/min.

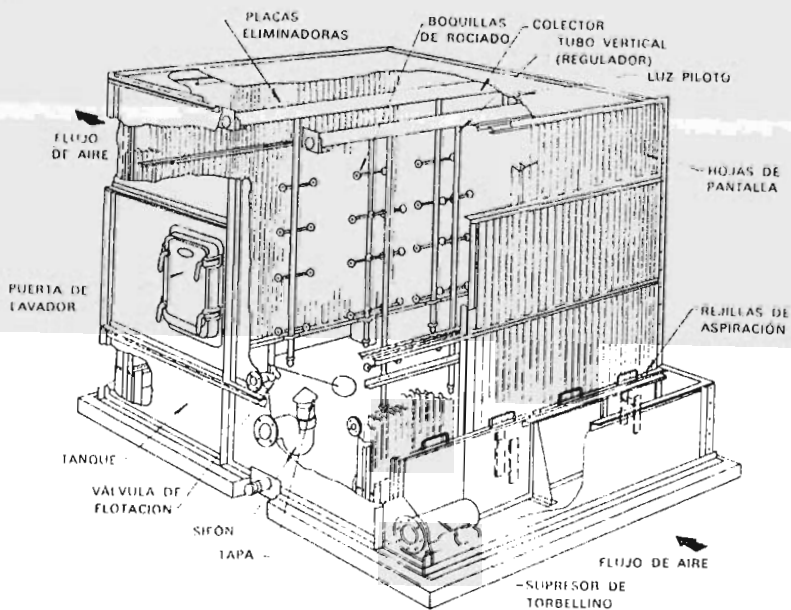
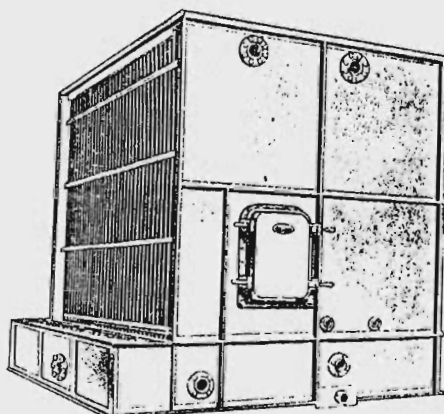


FIGURA 5.10 Lavador de estación central.

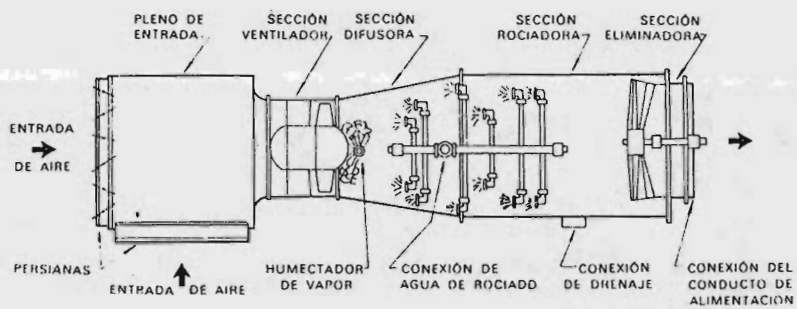
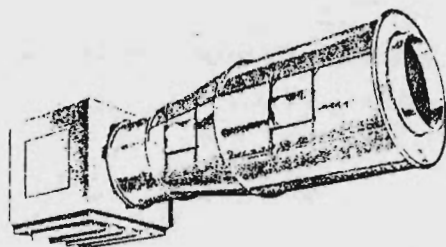
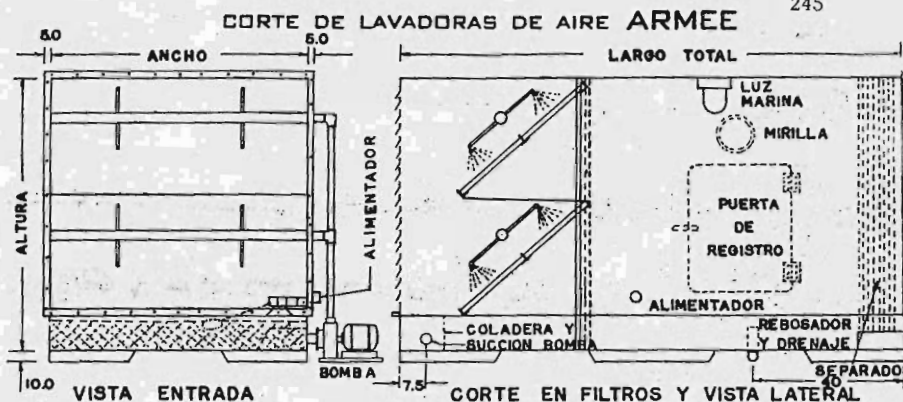


FIGURA 5.11 Lavador de alta velocidad.



ESPECIFICACIONES Y DIMENSIONES GENERALES.

TAMÑO	CAPACIDAD		BOMBA NECESARIA				DIMENSIONES APROXIMADAS EN CM.			PESO APROXIMADO* EN: Kg.	
	EN: M ³ /min	EN: PCM	LITROS por MINUTO	Alt. mon. en m. col. agua.	N.º de FILTROS	N.º F. VERT.	N.º F. HOR.	ALTURA TOTAL	LARGO TOTAL		ANCHO
1	141.6	5000	45	12	4	2	2	115	210	108	850
2	212.4	7500	64	12	8	2	4	115	210	212	1000
3	293.2	10000	86	12	10	2	5	115	210	260	1450
4	212.4	7500	64	12	8	4	2	190	210	108	1180
5	425.0	15000	128	12	16	4	4	190	210	212	1800
6	566.6	20000	172	12	22	4	5	190	210	260	2050
7	650.0	30000	256	12	28	4	7	190	210	364	2350
8	510.0	18000	150	15	18	6	3	265	220	160	1730
9	708.2	25000	203	15	24	6	4	265	220	212	2150
10	650.0	30000	256	15	30	6	5	265	220	262	2600
11	1134.0	40000	344	15	42	6	7	265	220	364	3200
12	1416.0	50000	406	15	48	6	8	265	220	420	3800
13	1700.0	60000	412	15	60	6	10	265	220	524	4000
14	1000.0	35000	296	15	32	8	4	350	230	212	2700
15	1190.0	42000	344	15	40	8	5	350	230	262	2900
16	1416.0	50000	406	15	48	8	6	350	230	314	3300
17	1700.0	60000	412	15	56	8	7	350	230	364	3900
18	2125.0	75000	615	15	72	8	9	350	230	466	4670
19	2550.0	90000	750	15	88	8	11	350	230	570	5250
20	2850.0	100000	812	15	96	8	12	390	260	628	5650

(a)... EL LARGO TOTAL DISMINUYE 70cm SI NO LLEVA PUERTA DE REGISTRO

* EL PESO ES EN OPERACION.

FIGURA 5.12

CAPITULO VI

EJEMPLO

Se desea instalar un servicio de aire acondicionado, en unas instalaciones ubicadas en la Ciudad de México, las cuales se describen en el siguiente plano.

En este ejemplo mostraremos cuales son los pasos a seguir para determinar que equipo se debe usar. Para hacer más objetivo el ejemplo se omitieron los detalles arquitectónicos.

Primeramente realizaremos un balance de calor para determinar la capacidad del equipo a utilizar. Este balance debe realizarse a la "hora punta". Como las aportaciones internas son casi constantes a lo largo del día, la hora punta la fijarán las condiciones externas, ya que por un lado estas son máximas en la mañana para cierto tipo de ganancias como: insolación de las superficies de vidrio (que es la más importante a esta hora por la orientación del edificio), y por otro lado son máximas en la tarde para otros tipos de ganancia como: transmisión de calor a través de las estructuras del edificio. Para éste ejemplo los cálculos que se muestran a continuación se obtuvieron para varias horas, y la hora punta resulta ser las "tres de la tarde", hora a la que ya se han calentado las estructuras del edificio y se tiene la máxima temperatura exterior. El mes será aquel en el que se presente la máxima aportación solar, lo que se confirma con los datos de la fig. 3.3; éste resultado ser el mes de mayo.

Aportaciones:

OFICINAS GENERALES

Almacenamiento de calor

Refrigeración = Máxima aportación solar (Tabla 4.5) x superficie acristalada (diseño arquitectónico) x factor de almacenamiento a la hora deseada (Tabla 4.4)

Superficie acristalada: Ventanas de 4.5 x 3.6 y 5.2 x 3.6 metros.

Refrigeración = $(442 \times 1.27 \times 0.85 \times 1.0522)$ Kcal/kr m^2 de abertura (Tabla 4.5, con las correcciones al pie de la tabla) x (34.92×0.5) m^2 de abertura (ventana tipo B, de la tabla 4.25) x 0.56 (Tabla 4.7, vidrio ordinario 6 mm) x 0.18 (Tabla 4.4, peso de 600 kg/ m^2) = 813.85 Kcal/h.

Por insolación de las superficies de vidrio:

Refrigeración = Aportación solar a la hora punta (Tabla 4.5) - x superficie acristalada x factor total de ganancia de calor a través de vidrio (Tabla 4.7).

$$\begin{aligned} \text{Refrigeración} &= (35.0 \times 1.17 \times 0.85 \times 1.0522) \text{ Kcal/h m}^2 \text{ de} \\ &\text{abertura} \times (34.92 \times 0.5) \text{ m}^2 \times 0.56 = 358.1 \\ &\text{Kcal/h.} \end{aligned}$$

Transmisión de calor y de vapor de agua a través de las estructuras del edificio:

$$q = K A \Delta T$$

K : se obtiene de las tablas 4.11 a 4.23

A : Se obtiene del diseño arquitectónico

ΔT : Como las condiciones consideradas en nuestro ejemplo no corresponden a las que han servido de base en la construcción de las tablas 4.9 y 4.10, la ΔT debe ser corregida. La nueva diferencia de temperatura podrá ahora determinarse por medio de la relación empírica siguiente:

$$\Delta T_e = a + \Delta t_{es} + b \frac{R_s}{R_m} (\Delta t_{em} - \Delta t_{es})$$

Calculo de "a":

De la tabla 3.3 se obtiene la temperatura exterior de verano para el D.F., 30° C. De la tabla 4.1 se obtiene la temperatura exterior para oficinas, 22° C. De las figuras 3.1 y 3.2 la variación de la temperatura en 24 horas, 11° C. Con la temperatura exterior - la temperatura interior (30-22) °C = 8° C y con la variación de la temperatura en 24 horas, se obtiene el valor de a = 0 en la tabla 4.10 A.

Cálculo de Δt_{es} :

Diferencia equivalente de temperatura a la hora indicada a la sombra (Tabla 4.9).

Cálculo de Δt_{em} :

Diferencia equivalente de temperatura a la hora indicada para la pared soleada (Tabla 4.9).

Cálculo de "b":

Coefficiente que considera el calor de la cara externa de la pared (Ver Cap. IV- 5.b).

Cálculo de R_s :

Máxima insolación, correspondiente al mes y latitud supuestos (mes de mayo y 20° de latitud norte) para la orientación considerada (Tabla 4.5).

Cálculo de R_m :

Máxima insolación correspondiente a la latitud supuesta, para la hora (punta) y orientación considerada (mes de julio y 40° de latitud norte) (Tabla 4.5).

Ventanas: $\Delta T =$ temperatura exterior - temperatura interior

Condiciones exteriores: Temperatura bulbo seco = 30°

temperatura bulbo húmedo 17°

Condiciones interiores: temperatura bulbo seco = 22 °C
 humedad relativa = 50 %

Variación de la temperatura en 24 Hrs. : 11 °C

Muro orientado al Norte:

$$a = 0$$

$\Delta t_{es} = 1.1 \text{ °C}$ (de la tabla 4.9 y un peso de muro de 600 kg/m
 tabla 4.11)

$$\Delta t_{em} = 0$$

$$b = 0.9$$

$$R_s = 75 \text{ Kcal/h m}^2$$

$$R_m = 65 \text{ Kcal/h m}^2$$

$$\Delta t = 0 + 1.1 + 0.9 \frac{75}{65} (-1.1) = 0$$

$$\text{Area} = (15.4 \times 3.6) \text{ m}^2 = 55.44 \text{ m}^2$$

$K = 1.51 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ °C}$ (Tabla 4.11 ladrillo macizo, para-
 mento y ordinario, con revoque --
 de yeso)

$$q = 0$$

Ventana orientada al Este:

$$\Delta t = 30 \text{ °} - 22 \text{ °} = 8 \text{ °C}$$

$$\text{Area} = 9.7 \text{ m} \times 3.6 \text{ m} = 34.92 \text{ m}^2$$

$$K = 5.5 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ °C} \text{ (tabla 4.23)}$$

$$q = 5.5 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \times 34.92 \text{ m}^2 \times 8 \text{ } ^\circ\text{C} = 1,536.5 \text{ kcal/h}$$

Puerta orientada al Este:

$$\Delta t = 8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Area} = 1.3 \text{ m} \times 2.1 \text{ m} = 2.73 \text{ m}^2$$

$$K = 5.1 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (tabla 4.23)}$$

$$q = 5.1 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \times 2.73 \text{ m}^2 \times 8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$q = 111.4 \text{ Kcal/h}$$

Techo:

$$a = 0$$

$$\Delta t_{\text{tes}} = 0$$

$$\Delta t_{\text{em}} = 18.3 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (tabla 4.10 para un peso de techo de } 200 \text{ kg/m}^2\text{)}$$

$$b = 0.9$$

$$R_s = 680 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h}$$

$$R_m = 631 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h}$$

$$\Delta t = 0 + 0.9 \frac{680}{631} \times 18.3 = 17.75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Area} = 4.0 \times 6.7 = 26.80 \text{ m}^2$$

$$4.8 \times 7.6 = 36.48 \text{ m}^2$$

$$3.2 \times 10.0 = 32.00 \text{ m}^2$$

$$5.0 \times 12.50 = \underline{62.50 \text{ m}^2}$$

$$157.78 \text{ m}^2$$

$$K = 2.15 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C (tabla 4.19, enlucido de arena)}$$

$$q = 2.15 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \times 157.78 \text{ m}^2 \times 17.75 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$= 6,021.3 \text{ Kcal/h.}$$

Infiltración y Ventilación:

Infiltración:

$$\begin{aligned} \text{puerta} &= 183 \text{ m}^3/\text{h m}^2 \text{ de superficie (tabla 4.27) x} \\ &273 \text{ m}^2 \text{ de superficie x 0.6 (corrección por} \\ &\text{no pegar el aire perpendicularmente, al pie} \\ &\text{de la tabla 4.29) = 299.75 m}^3/\text{h.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{ventana} &= 10.0 \text{ m}^3/\text{h por m}^2 \text{ de abertura (tabla 4.25, --} \\ &\text{ventana tipo B) x (34.92 x 0.5) m}^2 \text{ (porcen} \\ &\text{taje de la superficie que puede ser abierta) =} \\ &174.60 \text{ m}^3/\text{h.} \end{aligned}$$

Existe una infiltración por las puertas de 299, 75 m³/h, -- la cual sirve de contrapresión para los 174.60 m³/h que se infiltran por la ventana. Por lo que la infiltración neta es:

$$\begin{aligned} \text{Infiltración neta} &= 299.75 - 174.60 = \\ &125.15 \text{ m}^3/\text{h. Diferencia de entalpias entre} \\ &\text{el aire interior y exterior} = 3.53 \text{ Kcal/m}^3 \\ \text{ganancia de calor} &= 125.15 \text{ m}^3/\text{h} \times 3.53 \\ &\text{Kcal/m}^3 = 441.8 \text{ Kcal/h.} \end{aligned}$$

Ventilación:

Cantidad de aire exterior para suprimir malos olores = número de ocupantes x caudal de aire exterior recomendado - -
(tabla 4.32)

$$\begin{aligned}\text{Ventilación} &= 25 \text{ personas} \times 25 \text{ m}^3/\text{h} \text{ por persona} \\ &= 625 \text{ m}^3/\text{h} = 10.41 \text{ m}^3/\text{min}.\end{aligned}$$

Ganancias interiores y ganancias debidas a la instalación:

$$\begin{aligned}\text{Luz Fluorescente} &= E \times 0.86 \text{ Kcal/h (fig. 4.10)} \\ &= 20 \text{ watt/m}^2 \times 157.78 \text{ m}^2 \times 0.86 \text{ Kcal/h -} \\ &\quad \text{watt} \\ &= 2,713.8 \text{ Kcal/h}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Persona sensible} &= 25 \text{ personas} \times 73 \text{ Kcal/h} \times \text{persona (fig. 2.1)} \\ &= 1,825.0 \text{ Kcal/h}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Persona latente} &= 25 \text{ personas} \times 28 \text{ Kcal/h} \times \text{persona (fig. 2.1)} \\ &= 700.0 \text{ Kcal/h}\end{aligned}$$

$$\text{Ductos} = 766.9 \text{ (10 \% de las ganancias por transmisión)}$$

$$\text{Factor de estratificación por luces} = 0.9$$

$$\text{Factor de diversidad por personas} = 0.9$$

$$\text{Luz} = 0.9 \times 2,713.8 = 2,442.4 \text{ kcal/h}$$

$$\text{Personas} = 0.9 \times 2,525.0 = 2,272.5 \text{ kcal/h}$$

RESUMEN DE GANANCIAS.

Almacenamiento	814.0	Kcal/h
Insolación	358.1	Kcal/h
Transmisión	7, 699.2	Kcal/h
Infiltración	441.8	Kcal/h
Interiores	<u>5, 481.8</u>	Kcal/h
	14, 794.9	Kcal/h

SALA DE PROYECCION

Almacenamiento de calor:

$$\begin{aligned} \text{Refrigeración} &= (38.0 \times 1.17 \times 0.85 \times 1.0522) \text{ Kcal/hr m}^2 \times \\ &(2.84 \times 0.5) \text{ m}^2 \times 0.74 \times 0.76 = 76.5 \\ &\text{Kcal/hr.} \end{aligned}$$

Por insolación de las superficies de vidrio:

$$\begin{aligned} \text{Refrigeración} &= (35.0 \times 1.17 \times 0.85 \times 1.0522) \text{ Kcal/hr m}^2 \times \\ &(6.84 \times 0.5) \text{ m}^2 \times 0.74 = 92.7 \text{ Kcal/hr.} \end{aligned}$$

Transmisión de calor y de vapor de agua a través de las estructuras del Edificio:

Muro orientado al Sur:

$$\Delta T = 0. + 0.9 \frac{38}{187} \times 6.1 = 1.11 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Area} = 1.1 \times 3.6 = 3.96 \text{ m}^2$$

$$K = 1.51 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$q = 1.51 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \times 3.96 \text{ m}^2 \times 1.11 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$q = 6.6 \text{ Kcal/h}$$

Ventana Orientada al Sur:

$$\Delta T = 8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Area} = (1.9 \times 3.6) \text{ m}^2 = 6.84 \text{ m}^2$$

$$K = 5.5 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$q = 5.5 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \times 6.84 \text{ m}^2 \times 8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$q = 301.0 \text{ Kcal/h}$$

Techo:

$$\Delta T = 0 + 0.9 \frac{680}{631} \times 18.3 = 17.75 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Area} = (3.0 \times 6.2) \text{ m}^2 = 18.6 \text{ m}^2$$

$$K = 2.15 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$q = 2.15 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \times 18.6 \text{ m}^2 \times 17.75 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$q = 709.8 \text{ Kcal/h}$$

Infiltración y Ventilación:

$$\begin{aligned} \text{Ventana} &= 10.0 \text{ m}^3/\text{h} \text{ por } \text{m}^2 \text{ de abertura} \times (6.84 \times 0.5) \\ &\text{m}^2 = 34.20 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

$$\text{Puerta} = 0$$

$$\text{Infiltración neta} = 34.20 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\begin{aligned} \text{Ganancia de calor} &= 34.20 \text{ m}^3/\text{h} \times 3.53 \text{ Kcal/m}^3 \\ &= 120.7 \text{ Kcal/h} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Ventilación} &= 4 \text{ Personas} \times 51 \text{ m}^3/\text{h} \text{ por persona} \\ &= 204.0 \text{ m}^3/\text{h} = 3.40 \text{ m}^3/\text{min}.\end{aligned}$$

Ganancias interiores y ganancias debidas a la instalación:

$$\begin{aligned}\text{Luz fluorescente} &= 20.0 \text{ watss}/\text{m}^2 \times 18.6 \text{ m}^2 \times 0.86 \text{ Kcal}/\text{h watt} \\ &= 319.0 \text{ Kcal}/\text{h}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Personas sensible} &= 4 \times 120 \text{ Kcal}/\text{h} \\ &= 480.0 \text{ Kcal}/\text{h}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Persona latente} &= 4. \times 110 \text{ Kcal}/\text{h} \\ &= 440 \text{ Kcal}/\text{h}.\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Proyector} &= 450 \text{ watt}/\text{h} \times 0.86 \text{ Kcal}/\text{h watt} \\ &= 387.0 \text{ Kcal}/\text{h}\end{aligned}$$

Se utiliza la ganancia debida al proyector por ser mayor que la luz fluorescente.

$$\text{Ductos} = 101.7 \text{ Kcal}/\text{h}$$

$$\text{Factor de diversidad por personas} = 0.5$$

$$\text{Personas} = 0.5 \times 920 = 460.0 \text{ Kcal}/\text{h}$$

RESUMEN DE GANANCIAS

Almacenamiento	76.5	Kcal/h
Insolación	92.7	Kcal/h
Transmisión	1,017.4	Kcal/h
Infiltración	120.7	Kcal/h
Interiores	<u>948.7</u>	Kcal/h
	2,256.0	Kcal/h

CAFETERIA

Almacenamiento de calor:

$$\begin{aligned} \text{Refrigeración} &= (38.0 \times 1.17 \times 0.85 \times 1.0522) \text{ Kcal/hr m}^2 \\ &\times (13.68 \times 0.5) \text{ m}^2 \times 0.56 \times 0.15 = 22.8 \\ &\text{Kcal/hr.} \end{aligned}$$

Por insolación de las superficies de vidrio:

$$\begin{aligned} \text{Refrigeración} &= (35.0 \times 1.17 \times 0.85 \times 1.0522) \text{ Kcal/hr m}^2 \\ &\times (13.68 \times 0.5) \text{ m}^2 \times 0.56 = 140.3 \text{ Kcal/-} \\ &\text{hr.} \end{aligned}$$

Transmisión de calor y de vapor de agua a través de las estructuras del Edificio:

Muro orientado al Oeste:

$$\Delta T = 0 + 0.9 \frac{393}{444} \times 5.5 = 4.38 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Area} = (12 \times 3.6) \text{ m}^2 = 43.2 \text{ m}^2$$

$$K = 1.51 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$q = 1.51 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \times 43.2 \text{ m}^2 \times 4.38 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$q = 285.7 \text{ Kcal/h}$$

Ventana Orientada al Sur:

$$\text{Area} = 3.8 \times 3.6 = 13.68 \text{ m}^2$$

$$q = 5.5 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \times 13.68 \text{ m}^2 \times 8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$q = 601.9 \text{ Kcal/h}$$

Techo:

$$\Delta T = 0 + 0.9 \frac{680}{631} \times 18.3 = 17.75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Area} = (12 \times 4.8) \text{ m}^2 = 57.60 \text{ m}^2$$

$$K = 2.15 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$q = 2.15 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \times 57.60 \text{ m}^2 \times 17.75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$q = 2,198.2 \text{ Kcal/h}$$

Infiltración y Ventilación:

$$\text{Puerta} = 0$$

$$\text{Ventana} = 10.0 \text{ m}^3/\text{h por m}^2 \text{ de abertura} \times (13.68 \times 0.5)$$

$$\text{m}^2 = 68.40 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{Infiltración neta} = 68.40 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{Ganancia de calor} = 68.40 \text{ m}^3/\text{h} \times 3.53 \text{ Kcal/m}^3$$

$$= 241.5 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{Ventilación} = 25 \text{ personas} \times 20 \text{ m}^3/\text{h por persona}$$

$$= 500.00 \text{ m}^3/\text{h} = 8.33 \text{ m}^3/\text{min.}$$

Ganancias interiores y ganancias debidas a la instalación.

$$\text{Luz fluorescente} = 20 \text{ watt/m}^2 \times 57.60 \text{ m}^2 \times 0.36 \text{ Kcal/h watt}$$

$$= 990.7 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{Personas sensible} = 25 \text{ personas} \times 73 \text{ Kcal/h por persona}$$

$$= 1,825 \text{ Kcal/h}$$

$$\begin{aligned} \text{Personas latente} &= 25 \text{ personas} \times 28 \text{ Kcal/h por persona} \\ &= 700 \text{ Kcal/h} \end{aligned}$$

$$\text{Cafetera electrica 10 lts} = 925 \text{ Kcal/h (tabla 4.33)}$$

$$\text{Parrilla para carnes} = 1,500 \text{ Kcal/h (Tabla 4.33)}$$

$$\text{Tostador aut3matico} = 730 \text{ Kcal/h (tabla 4.33)}$$

$$\text{Ductos} = 308.6 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{Factor de estratificaci3n por luces} = 0.9$$

$$\text{Factor de diversidad por personas} = 0.95$$

$$\text{Luces} = 0.9 \times 990.7 = 891.6 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{Personas} = 0.95 \times 2,525 = 2,272.5 \text{ Kcal/h}$$

RESUMEN DE GANANCIAS

Almacenamiento	22.8	Kcal/h
Insolaci3n	140.3	Kcal/h
Transmisi3n	3,085.8	Kcal/h
Infiltraci3n	241.5	Kcal/h
Interiores	<u>6,627.7</u>	Kcal/h
	10,118.1	Kcal/h

AUDITORIO

Almacenamiento de calor

$$\begin{aligned} \text{Refrigeración} &= (442.0 \times 1.17 \times 0.85 \times 1.0522) \text{ Kcal/hr m}^2 \\ &\quad \times (16.2 \times 0.5) \text{ m}^2 \times 0.74 \times 0.76 = \\ &2,106.9 \text{ Kcal/hr} \end{aligned}$$

Por insolación de las superficies de vidrio:

$$\begin{aligned} \text{Refrigeración} &= (35.0 \times 1.17 \times 0.85 \times 1.0522) \text{ Kcal/hr m}^2 \\ &\quad \times (16.2 \times 0.5) \text{ m}^2 \times 0.74 = 219.5 \text{ Kcal/hr.} \end{aligned}$$

Transmisión de calor y de vapor de agua a través de las estructuras del -- edificio.

Muro orientado al Este:

$$\begin{aligned} \Delta T &= 0 + 0.9 \frac{442}{444} 10.9 = 9.77 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \text{Area} &= (1.8 \times 3.6) \text{ m}^2 = 6.48 \text{ m}^2 \\ K &= 1.51 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \\ q &= 1.51 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \times 6.48 \text{ m}^2 \times 9.77 \text{ } ^\circ\text{C} \\ q &= 95.6 \text{ Kcal/h} \end{aligned}$$

Muro orientado al Sur:

$$\begin{aligned} \Delta T &= 0 + 0.9 \frac{.38}{187} \times 6.1 = 1.11 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \text{Area} &= (11 \times 3.6) \text{ m}^2 = 39.60 \text{ m}^2 \\ K &= 1.51 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$q = 1.51 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \times 39.60 \text{ m}^2 \times 1.11 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$q = 66.4 \text{ Kcal/h}$$

Puerta orientada al Sur:

$$A = (1.3 \times 2.1) \text{ m}^2 = 2.73 \text{ m}^2$$

$$q = 5.1 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \times 2.73 \text{ m}^2 \times 8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$q = 111.4 \text{ Kcal/h}$$

Ventana orientada al Este:

$$A = (4.5 \times 3.6) \text{ m}^2 = 16.20 \text{ m}^2$$

$$q = 5.5 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \times 16.20 \text{ m}^2 \times 8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$q = 712.8 \text{ Kcal/h}$$

Techo:

$$\Delta T = 0 + 0.9 \frac{680}{631} \times 18.3 = 17.75 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$A = 13.3 \times 6.2 = 82.46 \text{ m}^2$$

$$q = 2.15 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \times 82.46 \text{ m}^2 \times 17.75 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$q = 3,146.9 \text{ Kcal/h}$$

Infiltración y ventilación

$$\text{Puerta} = 183 \text{ m}^3/\text{h m}^2 \text{ de superficie} \times 2.73 \times 0.6 = 300.0 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\begin{aligned} \text{Ventana} &= 10.0 \text{ m}^3/\text{h por m}^2 \text{ de abertura} \times (16.20 \times 0.5) \text{ m}^2 = \\ &= 81.0 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

$$\text{Infiltración neta} = 219.0 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{Ganancia de calor} = 219.0 \text{ m}^3/\text{h} \times 3.53 \text{ Kcal/m}^3 = 773.1 \text{ Kcal/h}$$

$$\begin{aligned}\text{Ventilación} &= 30 \text{ personas} \times 85 \text{ m}^3/\text{h} \text{ por persona} \\ &= 2,550.0 \text{ m}^3/\text{h} = 42.50 \text{ m}^3/\text{min}.\end{aligned}$$

Ganancias interiores y ganancias debidas a la instalación.

$$\begin{aligned}\text{Luz fluorescente} &= 20 \text{ watt/m}^2 \times 82.46 \text{ m}^2 \times 0.86 \text{ Kcal/h watt} \\ &= 1,418.3 \text{ Kcal/h}\end{aligned}$$

$$\text{Personas sensible} = 30 \text{ personas} \times 73 \text{ Kcal/h} \text{ por persona}$$

$$\begin{aligned}\text{Personas latente} &= 30 \text{ personas} \times 28 \text{ Kcal/h} \text{ por persona} \\ &= 840.0 \text{ Kcal/h}\end{aligned}$$

$$\text{Ductos} = 413.3 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{Factor de estratificación} = 0.9$$

$$\text{Factor de diversidad} = 0.85$$

$$\text{Luces} = 0.9 \times 1,418.3 = 1,276.5 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{Personas} = 0.85 \times 3,030 = 2,575.5 \text{ Kcal/h}$$

RESUMEN DE GANANCIAS

Almacenamiento	2,106.9	Kcal/h
Insolación	219.5	Kcal/h
Transmisión	4,133.1	Kcal/h
Infiltración	773.1	Kcal/h
Interiores	<u>4,265.3</u>	Kcal/h
	11,497.9	Kcal/h

CALCULO DEL EQUIPO NECESARIO PARA MANTENER
LAS CONDICIONES INTERNAS

Condiciones interiores: $t_{bs} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$

$t_{bh} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$

$Y_r = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$

Aire de enfriamiento: $t_{bs} = 13.3\text{ }^{\circ}\text{C}$

(Condiciones a la salida
del acondicionador) $t_{bh} = 12.8\text{ }^{\circ}\text{C}$

Entalpía del aire a la entrada: $14.65\text{ Kcal/Kg a.s.}$

Entalpía del aire a la salida: $16.32\text{ Kcal/Kg a.s.}$

$$\Delta H = 1.67\text{ Kcal/Kg. a.s.}$$

Calor que hay que eliminar:

Oficinas Generales = $14,794.9\text{ Kcal/h}$

Sala de Proyección = $2,256.0\text{ Kcal/h}$

Cafetería = $10,118.1\text{ Kcal/h}$

Auditorio = $11,497.9\text{ Kcal/h}$

TOTAL - $38,666.9\text{ Kcal/h}$

Aire necesario para ese calor:

$$38,666.9\text{ Kcal/h} / 1.67\text{ Kcal/Kg a.s.} = 23,153.8\text{ Kg a.s./hr.}$$

Volúmen del aire seco a las condiciones de inyección:

$$1.059\text{ m}^3/\text{Kg a.s.}$$

Volúmen necesario:

$$23,153.8 \text{ Kg a.s/hr} \times 1.059 \text{ m}^3/\text{Kg} = 24,519.9 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$= 409.66 \text{ m}^3/\text{min.}$$

La cantidad que maneja cada sección es:

$$\begin{aligned} \text{para oficinas generales} &= 156.74 \text{ m}^3/\text{min} \\ \text{para sala de proyección} &= 23.88 \text{ m}^3/\text{min} \\ \text{para la cafetería} &= 107.21 \text{ m}^3/\text{min} \\ \text{para el auditorio} &= 121.83 \text{ m}^3/\text{min} \end{aligned}$$

El aire nuevo, lo fijan las condiciones higiénicas de ventilación.

	inyectado (m ³ /min.)	nuevo (m ³ /min.)	retorno (m ³ /min.)
Oficinas Generales	156.74	10.41	146.33
Sala de Proyección	23.88	3.40	20.48
Cafetería	107.21	8.33	98.88
Auditorio	121.83	42.50	79.33

CLASE DE SERVICIO QUE PRESTARAN LOS LOCALES

Estas instalaciones corresponden a unas oficinas centrales de una gran Empresa, donde las oficinas generales prestan un servicio cotidiano; mientras que el auditorio presta un servicio irregular, el cual se usará para fines informativos del comportamiento de la Empresa, la gente que acudirá será en su mayoría ajena a las oficinas generales. La caseta de proyección se usará un 50% de las veces que es usado el auditorio. La cafetería es un local autónomo el cual presta servicio a los locales y al público en general.

Para hacer una selección económica del equipo habría que considerar todos los posibles arreglos, los cuales serían:

- a). - Instalar un sistema que abarque los 4 locales
- b). - Instalar dos sistemas, uno que de servicio a las oficinas generales y a la cafetería; y el otro, a el auditorio y la sala de proyección los cuales dan un servicio con frecuencia simultánea.
- c). - Instalar tres equipos, uno para las oficinas generales; otro para la cafetería que por ser distinta la administración no se llegue a un acuerdo en cuanto a la distribución de gastos con la oficina central; el tercero sería la combinación de el auditorio y la sala de proyecciones.

Para hacer lo más económico el servicio, primero hay que fijar el tipo de uso al que se va a destinar la instalación, por Ejem. En una

sala de computo el equipo que ahí se encuentra es caro, por lo que una falla en el aire ocasionaría interrupción en el servicio, originando grandes pérdidas económicas por el tiempo de máquina perdido; entonces la evaluación económica sería sala de computo - aire acondicionado, pero jamás -- evaluaríamos el servicio de aire acondicionado, por sí solo; puesto que es te no es un sistema económicamente autónomo.

En estos locales como el aire es un servicio de confort, analizaría mos que tanto estamos dispuestos a gastar en ese servicio, lo cual nos daría la calidad del mismo.

Esta parte la dedicaremos a la selección del equipo, tomando en cuenta lo antes mencionado no trataremos la cuestión económica, pero si se desea hacerlo, consultar la referencia 22. La selección no se hará para situaciones en las que el servicio tiene por que ser preciso y dar un servicio sin posible error, ya que esto ocasionaría pérdidas grandes como sería el caso de la sala de computo o la fabricación de productos fotográficos; - ni el caso más extremo donde se pone como un sistema que amortigue un poco las inclemencias del tiempo, como sería el caso de la ventilación o calefacción doméstica por ventiladores y radiadores.

El ejemplo será ilustrativo y solo calcularemos el equipo que se de bería usar en la oficina general. Para equipos industriales donde el sistema de refrigeración es sumamente costoso, en algunas ocasiones es necesario diseñarlo, por no haber este en el mercado o el uso de varios equi - pos convencionales no fuera costeable, pero en este tipo de servicio lo --- más práctico y económico es seleccionar el equipo.

PROCEDIMIENTOS PARA SELECCIONAR EL SERPENTIN
EXPANSION DIRECTA (OFICINAS GENERALES)

Temperatura inicial: (tabla 3.3)

$$t_{bs} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{bh} = 17 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$H = 17.98 \text{ Kcal/K a. s.}$$

Temperatura del aire final:

$$t_{bs} = 13.3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{bh} = 12.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$H = 14.65 \text{ Kcal/Kg a. s.}$$

Cantidad de aire que maneja:

$$156.74 \text{ m}^3/\text{min} (5,634.4 \text{ ft}^3/\text{min}) = 8,871.90 \text{ Kg a. s./h}$$

Calor que hay que eliminar:

$$q = 8,871.90 \text{ Kg a. s./h} \times 3.33 \text{ Kcal/Kg.}$$

$$q = 29,543 \text{ Kcal/h} (117,235.8 \text{ Btu/h})$$

Temperatura de succi3n del refrigerante: $4.4 \text{ } ^\circ\text{C}$

Refrigerante: freon 22 (Ref.6)

Selecci3n del 1rea del serpentín:

(m1ximas velocidades permisibles en el ductulador Trane y Ref. 21)

$$\frac{156.74}{0.92 \text{ m}^2} \text{ m}^3/\text{min} = 170.4 \text{ m/min}$$

$$= 562.4 \text{ Ft/min}$$

$$\frac{29,543.4 \text{ Kcal/h}}{0.92 \text{ m}^2} = 32,112.4 \text{ Kcal/h /m}^{-2}$$

$$\frac{117,235.8 \text{ Btu/h}}{10 \text{ Ft}^2} = 11,723.5 \text{ Btu/h /Ft}^{-2}$$

Selección del serpentín:

(con las combinaciones apropiadas de temperatura de bulbo seco - inicial y temperatura de bulbo húmedo inicial, tablas en el apéndice A. 3 Ref. Recold Swirlfin Cooling Coils 7,000 Ft Elevation)

32.2 ° C (90°F)	temperatura bulbo seco inicial
17.7 ° C (64°F)	temperatura bulbo seco final
17.2 ° C (62.9°F)	temperatura bulbo húmedo inicial
13.2 ° C (55.8°F)	temperatura bulbo húmedo final
166.6 m/min (550 ft/min)	velocidad
40,765.0 kcal/h m ² (14,790 BTU/h ft ²)	

Se necesita un serpentín de:

12 aletas

3 hileras

(Referencia 21 Pág. 10)

Con la cantidad de aire y con el número de aletas e hileras:

Se necesita un serpentín AH-100

Cálculo de las caídas de presión para calcular el ventilador:

En ducto:

a). - Medimos la longitud del ducto que tenga mayor trayectoria --

(31 metros)

b). - Contamos los cambios de dirección que tenga (tales como codos, estrangulamientos, etc.)

(Ref. 21. Pág. 11.)

a). - Caída de presión 0.105 "Columna de agua por cada 100 ft.

(Ductulador trane)

$$= \frac{31}{100} \text{ m} \times \frac{1 \text{ ft}}{0.303 \text{ m}} \times 0.105 = 0.11''$$

b). - 4 bifurcaciones $\times 0.05 = 0.20''$

1 codo $\times 0.01 = 0.01''$

Caída de presión en el serpentín = 0.44 pulgadas de agua

(Ref. 21 pág. 6)

Caída de presión en el filtro plano = 0.10 pulgadas de agua

(Ref. 21 pág. 10)

Caída de presión en el difusor = 0.11 pulgadas de agua

(Ref. 21 pág. 10)

Caída de presión total : 0.97 pulgadas de agua

Con la caída de presión total y el volumen de aire inyectado (pág. - 10 Ref. 21); para el modelo 100 FC; el motor tendrá una potencia de 2 HP - y 850 rpm en el ventilador.

UNIDAD MANEJADORA DE AIRE

LOCALI- ZACION	Capa- cidad m ³ /min	R. P. M	VENTILADOR					Caida Pres. mm agua	SERPENTIN							TIPO DE UNIDAD	Marca Modelo	FILTRO METALICO			
			MOTOR				Capacidad Kcal/h		REFRIGERACION				Aletas	Hileras	Area m ²			Cantidad	Tamaño	Tipo	
			H.M.	R.P.M.	Volts	Fases			Ciclos	Temp. Ent. B.S B.H	Temp. Sal. B.S B.H	B.S									B.H
V. Gral	156.7	850	2	1000	220	3	60	0.97	29,543.4	30 °C	17 °C	13.3 °C	12.8 °C	12	3	0.92	uni-sono	AH100 Recold	1	16"x25" x 2"	plano

APENDICE A.1

WFOR,151
 FOR 00LS-00/16/77-14:11:07

MAIN PROGRAM

STORAGE USED: CODE(1) 0002511 DATA(0) 0006041 BLANK COMMON(2) 000000

EXTERNAL REFERENCES (BLOCK, NAME)

0003 NINTR\$
 0004 NPKT\$
 0005 NI02\$
 0006 NRDU\$
 0007 NI01\$
 0010 RMDU\$
 0011 NSTOP\$

STORAGE ASSIGNMENT (BLOCK, TYPE, RELATIVE LOCATION, NAME)

0000	000472	1F	0001	000142	100L	0001	000147	105L	0001	000020	111G	0001	000032	12L
0001	000211	19GL	0000	000503	2F	0001	000052	35L	0001	000063	45L	0000	000511	500F
0001	000074	55L	0001	000245	550L	0001	000104	65L	0000	000501	7F	0001	000201	75L
0001	000202	b5L	0000	R 000460	CTE	0000	I 000455	I	0000	I 000467	4A	0000	I 000454	MM
0000	R 000461	SC	0000	R 000470	SCP	0000	R 000462	SR	0000	R 000471	SFP	0000	R 000456	SUMC
0000	R 000457	SUM:	0000	R 000000	X	0000	R 000466	XC	0000	R 000463	XN	0000	R 000465	XR
0000	R 000464	XX												

00100	1*	C												00000
00100	2*	C												00000
00100	3*	C	...	ESTE PROGRAMA SE ELABORO CON LA FINALIDAD	...									00000
00100	4*	C	...	JE PODER CALCULAR LA INTEGRAL GRAFICA DE	...									00000
00100	5*	C	...	LOS GRADOS DIAS ANUALES, LOS CUALES FUERON	...									00000
00100	6*	C	...	NECESARIOS PARA EL DESARROLLO DE LA TESIS	...									00000
00100	7*	C	...	PROFESIONAL :	...									00000
00100	8*	C									00000
00100	9*	C	...	FUNDAMENTOS TEORICOS Y BASES DE DISEÑO PARA	...									00000
00100	10*	C	...	EQUIPO DE ACONECIONAMIENTO DE AIRE	...									00000
00100	11*	C									00000
00100	12*	C									00000
00100	13*	C	...	DESARROLLADO POR :	...									00000
00100	14*	C									00000
00100	15*	C									00000
00100	16*	C	...	ALFREDO VELAZQUEZ AGUILAR Y	...									00000
00100	17*	C									00000
00100	18*	C	...	JOSE OSCAR LOPEZ ADAME	...									00000
00100	19*	C									00000
00100	20*	C									00000
00100	21*	C	...	FACULTAD DE QUIMICA	...									00000
00100	22*	C									00000
00100	23*	C	...	UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO									00000
00100	24*	C									00000
00100	25*	C									00000
00100	26*	C									00000
00100	27*	C									00000
00101	28*	C	...	DIMENSION X(30.)	...									00000
00103	29*	C	...	PSI 1	...									00001

```

00105 30* 1 FORMAT (50X,'PROGRAMA GRADOS DIAS ANUALES')
00106 31*      NA=202
00107 32*      REAL (5, 7)(X(1),I=1,NN)
00115 33*      SUMC=0.0
00116 34*      SUMM=0.0
00117 35*      CTE=18.0
00120 36*      I=1
00121 37* 12 SC=0.0
00122 38*      SR=0.0
00123 39*      IF (X(I)-CTE)25,35,45
00126 40* 25 I=I+1
00127 41*      IF (X(I)-CTE)55,55,65
00132 42* 35 I=I+1
00133 43*      IF (X(I)-CTE)55,75,05
00136 44* 45 I=I+1
00137 45*      IF (X(I)-CTE)65,85,85
00142 46* 55 SC=(CTE-(X(I-1)+X(I))/2.0)*30.0
00143 47*      GO TO 19C
00144 48* 65 IF (X(I)-X(I-1))95,100,105
00147 49* 95 XM=X(I)-X(I-1)
00150 50*      XX=(CTE-X(I-1)+XM)/XM
00151 51* 7 FORMAT(12F5,0)
00152 52*      XK=1.0-XX
00153 53*      XC=1.0-XR
00154 54*      SR=(X(I-1)-CTE)/2.0*30.0*XR
00155 55*      SC=(CTE-X(I))/2.0*30.0*XC
00156 56*      GO TO 19D
00157 57* 100 PRINT 2
00161 58* 2 FORMAT(3X,'SALIDA ADSUMDA CONDICION 65')
00162 59*      GO TO 55D
00162 60* C
00163 61* 135 XM=X(I)-X(I-1)
00163 62* C 105 XM=X(I)-X(I-1)
00164 63*      XX=(CTE-X(I-1)+XM)/XM
00165 64*      XC=XX-1.0
00166 65*      XR=1.0-XC
00167 66*      SR=((X(I)-CTE)/2.0)*30.0*XR
00170 67*      SC=((CTE-X(I-1))/2.0)*30.0*XC
00171 68*      GO TO 19D
00172 69* 75 CONTINUE
00173 70*      GO TO 12
00174 71* 45 SR=((X(I)+X(I-1))/2.0)-CTE)*30.0
00175 72* 190 CONTINUE
00176 73*      SUMC=SUMC+SC
00177 74*      SUMM=SUMM+SR
00200 75*      IF (I.NE.MN)GO TO 12
00202 76* 200 NA=NN/12
00203 77*      SCP=SUMC/LOAT(NA)
00204 78*      SRP=SUMM/LOAT(MN)
00205 79*      WRITE(6,530)NN,NA,SCP,SRP
00213 80* 500 FORMAT(20X,'NUMERO DE TEMPERATURAS MEDIAS MENSUALES QUE SE USARON
00213 81*      EN EL CALCULO =',I3,'//20X','LOS DATOS ANTERIORES CORRESPONDEN A',
00213 82*      2I2,'//ANOS DE OBSERVACION',//20X','LOS GRADOS DIAS ANUALES PROMEDIO
00213 83*      DE CALEFACCION SON:',F10.2,'//20X','LOS GRADOS DIAS ANUALES PROMEDIO
00213 84*      DE REFRIGERACION SON:',F10.2)
00214 85* 550 STOP
00215 86*      END

```

```

000005
000005
000007
000023
000024
000025
000027
000032
000032
000033
000040
000043
000052
000054
000063
000065
000074
000102
000104
000110
000113
000120
000120
000122
000124
000132
000140
000142
000145
000145
000145
000147
000147
000152
000157
000161
000163
000171
000177
000201
000201
000211
000211
000213
000215
000221
000225
000231
000233
000245
000245
000245
000245
000245
000250

```


PROGRAMA GRADOS DIAS ANUALES

NUMERO DE TEMPERATURAS MEDIAS MENSUALES QUE SE USARON EN EL CALCULO #262

LOS DATOS ANTERIORES CORRESPONDE A 21 AÑOS DE OBSERVACION

LOS GRADOS DIAS ANUALES PROMEDIO DE CALEFACCION SON 804.18

LOS GRADOS DIAS ANUALES PROMEDIO DE REFRIGERACION SON 14.68

APENDICE A.2

Formas de transmisión de calor. - El calor puede transmitirse de un cuerpo a otro de tres maneras distintas, generalmente reconocidas y - que son: Conducción, Convección y Radiación.

Debemos hacer notar que el calor no fluye por medio de una sola - de estas maneras mencionadas, sino que concurren varios modos de trans - misión simultáneamente en la mayoría de los casos.

Conducción. - La conducción es un proceso mediante el cual el ca - lor fluye de una región de temperatura más alta a otra de menor temperatu - ra, dentro de un medio sólido, líquido o gaseoso o entre dos medios diferen - tes en contacto físico directo.

En este proceso las moléculas con mayor energía cinética transmi - ten parte de su energía a las moléculas adyacentes de menor energía ciné - tica mediante acción molecular directa, sin desplazamiento apreciable de - dichas moléculas.

Dado que la temperatura es proporcional a la energía cinética me - dia de las moléculas la transmisión de calor se verificará en la dirección - de temperatura decreciente.

En el caso de un fluido que escurre, la transmisión de calor por - - conducción sólo tiene importancia en la región muy cercana a la pared o - lfmite sólido, por ejemplo, en las paredes de un ducto o de una tubería, - puesto que en esta región el flujo es laminar paralelo a la superficie de la pared y prácticamente no hay corrientes transversales en la dirección de -

la transmisión de calor a través de la película del fluido.

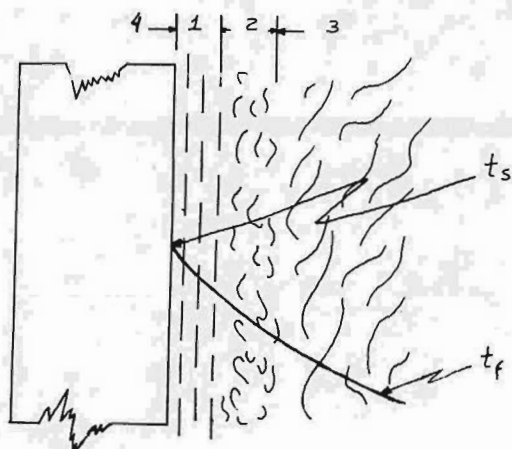
Convección. - En este proceso la transferencia de energía se logra mediante una mezcla por la turbulencia y difusión además de conducción. - La convección es el mecanismo más importante de transferencia de energía entre una superficie sólida y un líquido o un gas.

Esquemáticamente en la figura A.1 se explica esta forma de transmisión de calor, en la cual de una pared de un tubo o ducto a una temperatura t_s se transmite calor a un fluido más frío a una "temperatura de masa", t_f .

Se llama "temperatura de masa" a la temperatura que alcanzaría el fluido que pasa por una área de la sección transversal del ducto, durante un intervalo determinado de tiempo, al ser colectado y mezclado.

Esta temperatura es algo más elevada que la más baja en la corriente del fluido. En la subcapa laminar inmediatamente adyacente a la pared, la transmisión del calor se efectúa por conducción; en la región de transición, llamada capa de amortiguación, tanto la mezcla por turbulencia y los efectos de conducción, son significativos. En la región de turbulencia la mayor parte de transferencia ocurre por mezclado.

FIGURA A.1.



1. Región laminar
2. Región de amortiguación o de transición (capa límite).
3. Región de turbulencia.
4. Pared del ducto o tubo.

t_s = Temperatura de la superficie del ducto o tubo.

t_f = Temperatura de masa.

En el caso de que las corrientes de fluido sean producidas en el se no mismo, en virtud de las diferencias de densidades ocasionadas por las variaciones de temperatura a la transferencia de calor se le denomina --- "convección natural o libre".

Cuando las corrientes de fluido son producidas por fuentes exter-- nas a la región de transferencia de calor, como por ejemplo una bomba o por un ventilador, a esta transferencia entra el sólido y el fluido se le -- llama "convección forzada".

Así pues, la transferencia de calor entre un sólido límite y un fluido, se verifica por medio de una combinación de conducción y de trans-- portación de masa.

Radiación. - La radiación es un proceso mediante el cual el calor fluye de un cuerpo a alta temperatura a otro de menor temperatura, cuando dichos cuerpos están separados en el espacio, y aún cuando entre ellos exista un vacío. El término radiación generalmente se aplica a toda clase de fenómenos de ondas electromagnéticas, pero en transmisión de calor - solamente son de interés aquéllos fenómenos que son el resultado de temperatura y puedan transportar energía a través de un medio transparente o del espacio. La energía transmitida de esta manera se denomina "calor radiante".

Todos los cuerpos emiten continuamente calor radiante y la intensidad de la emisión depende de la temperatura y la naturaleza de la superficie. La energía radiante viaja a la velocidad de la luz, aproximadamente - 300,000 km/seg., y desde el punto de vista fenómeno se asemeja a la radiación de la luz. Conforme a la teoría electromagnética, la luz y la radiación térmica únicamente difieren en sus respectivas longitudes de onda.

El calor radiante es emitido por un cuerpo en forma de tandas finitas de energía o quanta. El movimiento del calor radiante en el espacio, es similar a la propagación de la luz y puede describirse mediante la teoría ondulatoria. Cuando las ondas de radiación encuentran algún otro objeto, - su energía es absorbida cerca de la superficie de dicho cuerpo. La transmisión de calor por radiación es más importante entre mayor sea la temperatura de un cuerpo.

Ecuaciones básicas. - A continuación veremos las ecuaciones bási

sicas que rigen a cada una de las formas de transmisión de calor.

Conducción. - La relación básica para transmisión de calor por conducción fue propuesta por el científico francés J.B.J. Fourier en el año de 1822. Esta relación estipula que el régimen de flujo de calor q_k por conducción en un material, es igual al producto de:

- 1) k , la conductividad térmica del material
- 2) A , el área de la sección recta a través de la cual fluye el calor por conducción, y que debe medirse perpendicularmente a la dirección del flujo de calor.
- 3) dt/dx , el gradiente de temperatura en la sección considerada, es decir, la relación de cambio de temperatura "t", con respecto a la distancia "x" en la dirección del flujo de calor.

Se tiene entonces:

$$q_k = - K A \frac{dt}{dx} \quad (1)$$

Para el caso de flujo permanente o continuo de calor, a través de una pared plana de material homogéneo.

El signo (-) en el segundo miembro de la ecuación anterior, indica una transferencia de calor positiva cuando el gradiente de temperatura es negativo. La Fig. (A.2) nos ilustra sobre la convención adaptada para el signo.

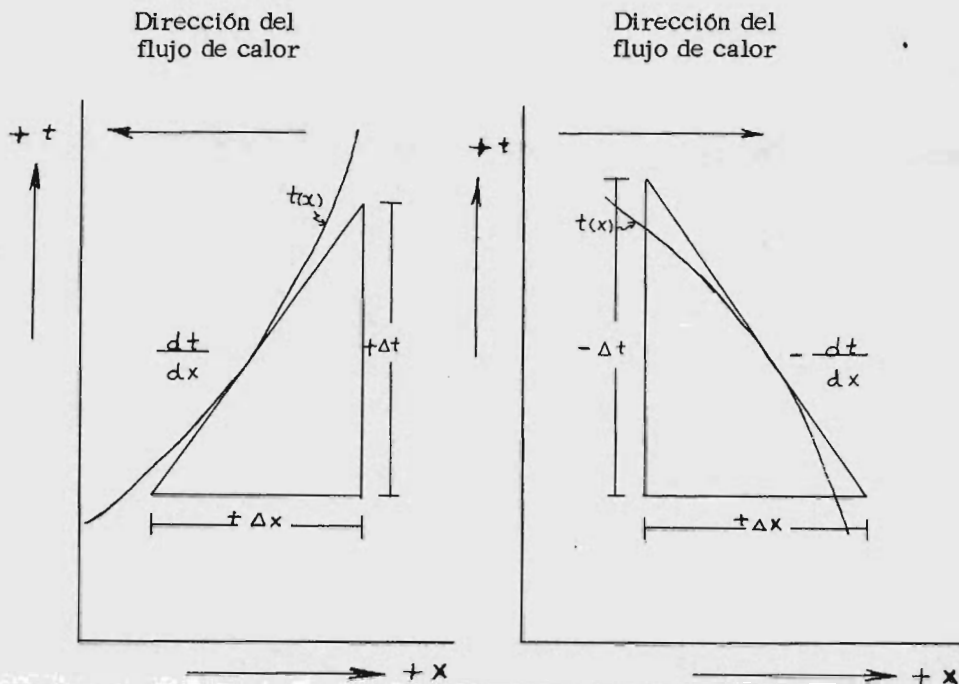


FIGURA A.2

Para la ecuación (1) se tienen las siguientes unidades:

q_k en kcal/h, o, Btu/h

k en kcal x m/h x m² x °C, o, Btu x pie/h x pie² x °F

dt/dx en °C / m, o, °F/pie.

La figura (A.3) nos representa una pared plana de un material ho
mogéneo y partiendo de la ecuación (1) tenemos:

$$q_k dx = -k A dt$$

$$q_k \int_0^L dx = -k A \int_{t_1}^{t_2} dt$$

$$q_k L = -k A (t_2 - t_1)$$

$$q_k = \frac{k A}{L} (t_1 - t_2)$$

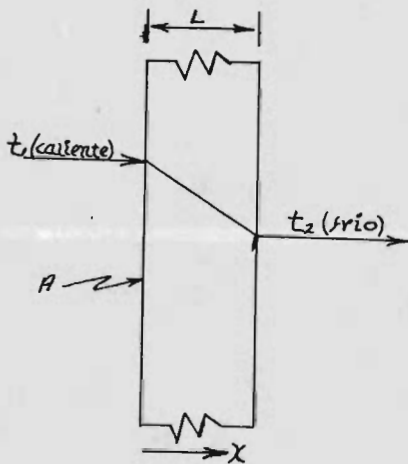


FIGURA A.3.

Despejando a "k" para definirlo:

$$k = \frac{q_k \cdot L}{A (t_1 - t_2)} \dots\dots (2)$$

Haciendo los elementos L , $(t_1 - t_2)$

k = Coeficiente de conductividad térmica, de un material, y es la cantidad de calor que pasa en la unidad de tiempo, a través de una pared del mismo material, que tendrá la unidad de superficie, la Unidad de espesor y también la Unidad en la diferencia de temperatura entre sus dos caras (Fig. A.4)

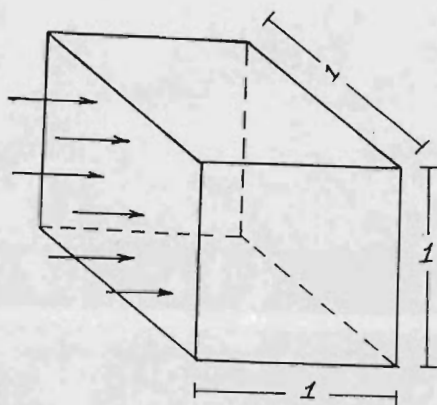


FIGURA A. 4

UNIDADES DE C

$$\frac{\text{Kcal}}{\text{Hr} \times ^\circ\text{C}}$$

(por Unidad de área)

La ecuación dos, puede escribirse:

$$q_k = \frac{kA \Delta t}{L} \dots\dots (3)$$

$$= \frac{\Delta t}{\frac{L}{A k}} = \frac{\Delta t}{R} \dots\dots (4)$$

$$R = \frac{L}{A k} \dots\dots (5)$$

R = Resistencia térmica

$$C = \frac{1}{R} \dots\dots (6)$$

C = Conductancia térmica

$$C = \frac{Ak}{L} \dots\dots (7)$$

UNIDADES DE R

$$\frac{\text{Hr} \times ^\circ\text{C}}{\text{Kcal}}$$

(por Unidad de área).

Los valores de k se tabulan en las siguientes unidades:

$$\frac{\text{Kcal} \times \text{m}}{\text{hr} \times \text{m}^2 \times ^\circ\text{C}}; \quad \frac{\text{Kcal}}{\text{hr} \times \text{m} \times ^\circ\text{C}}; \quad \frac{\text{Kcal} \times \text{cm}}{\text{hr} \times \text{cm}^2 \times ^\circ\text{C}}$$

Por lo que respecta a las unidades de "C", para materiales no homogéneos, de tipo especificado y un espesor dado, los valores se tabulan como sigue, sin considerar los coeficientes de película:

$$\frac{\text{Kcal}}{\text{hr} \times \text{m}^2 \times ^\circ\text{C}}$$

Convección. - El régimen de transferencia de calor por convección entre un fluido y una superficie sólida, se obtiene de la siguiente relación.

$$q_c = hc \quad A \Delta t$$

$$q_c = h_c \quad A (t_s - t_f) \dots\dots\dots (8)$$

q_c = Régimen de transferencia de calor por convección, en

$$\frac{\text{Kcal}}{\text{Hr}}$$

h_c = Conductancia convectiva térmica unitaria, llamada comúnmente coeficiente de película o de superficie, de transmisión de calor convectivo, en: Kcal/Hr \times m² \times °C

A = Area en m² de transmisión de calor.

($t_s - t_f$): En °C, diferencia de temperatura entre la superficie y el fluido; generalmente t_f se toma lejos de la superficie.

(Ver fig. A. 1)

Radiación. - La ecuación siguiente se aplica a sistemas en los cuales el intercambio de calor radiante se verifica entre superficie de sólidos, como se muestra en la fig. A.5. La radiación luminosa y gaseosa no se considera en esta discusión.

$$q_r = \sigma A_1 F_A F_E (T_1^4 - T_2^4) \dots \dots \dots (9)$$

Por la ecuación anterior se tiene: la radiación neta del área de transferencia de la superficie 1, que "ve" a la superficie 2 a través de un medio no absorbente es proporcional a la diferencia de las cuartas potencias de las temperaturas absolutas de las superficies. El factor de proporcionalidad $\sigma F_A F_E$ puede separarse convenientemente en tres partes, excepto en algunos problemas que involucran inter-reflexiones, en cuyo caso no es posible dividir el producto $\sigma F_A F_E$ en términos separados.

q_r = Transmisión de calor por radiación en Kcal/h

A = Área de la superficie en m^2

σ = Constante de Stefan-Boltzmann, para radiación
 $5,77 \times 10^{-8} \text{ Kcal/hrxm}^2 \times \text{O}_k^4$

F_A = Factor geométrico o de forma, sin unidades ≤ 1 .

Este factor involucra la forma, y la posición relativa de las dos superficies.

El valor de $F_A = 1$ puede usarse en los casos de grandes planos paralelos, cilíndricos concéntricos largos o para cuerpos más pequeños en grandes recintos.

F_E = Factor de emisividad, sin unidades. ≤ 1 . Este factor involucra las características de absorción y emisión de las superficies para la radiación que existe. Las emisividades y absorciones (ϵ) para muchas superficies ordinarias, se dan en tablas. El valor de F_E para grandes planos paralelos, cilíndricos concéntricos largos, cuerpos grandes encerrados, es:

$$F_E = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} \dots\dots\dots(1)$$

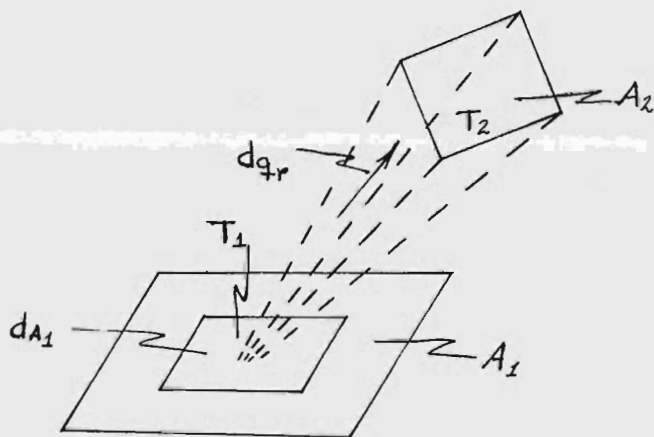


FIGURA A.5

Conductancia Equivalente para Radiación. - En ciertos casos en los cuales intervienen otras formas de transmisión de calor además de la radiante, se emplea la conductancia equivalente para radiación, teniendo-se entonces:

$$q_r = h_r A (t_1 - t_2) \dots\dots\dots (11)$$

En la ecuación anterior h_r es la conductancia equivalente para radiación, siendo una función del factor "forma-emisividad" así como también lo son las temperaturas del radiador y del receptor.

Convección y Radiación Combinada. - En muchos casos prácticos es conveniente trabajar considerando la convección y radiación como un solo proceso combinado, utilizando la siguiente ecuación:

$$q_{rc} = h_{rc} A (t_1 - t_2) \dots\dots\dots (12)$$

q_{rc} = Calor total transmitido por convección y radiación, en Kcal/h o en btu/h.

h_{rc} = Conductancia de película por convección y radiación combinadas, en kcal/h x m x °C,

A = Area expuesta, en m², o en pies².

$t_1 - t_2$ = Diferencia de temperatura entre la superficie y el fluido, en °C, o °F.

Transmisión de calor a través de una pared plana, compuesta de diversos materiales. - Refiriéndonos nuevamente a la ecuación (2), el término k/L se le llama "coeficiente de conductancia de película o de superficie", para el caso de películas de fluido, acostumbrándose designarlo por la literal "f" o por la literal "h". Nosotros utilizaremos el símbolo "h".

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

Refiriéndonos a la figura No. A.6 tenemos:

h_i = Coeficiente de conductancia de la película interior.

h_o = Coeficiente de conductancia de la película exterior.

k_1, k_2, k_3 , son las conductividades térmicas respectivas de cada material.

R_1 = Resistencia térmica, combinada o efectiva, de la película de fluido.

R_C = Resistencia térmica, convectiva, de la película de fluido.

R_R = Resistencia Térmica, por radiación, de la película de fluido

$$\frac{1}{R_1} = \frac{1}{R_C} + \frac{1}{R_R} = \frac{R_R + R_C}{R_R \times R_C}$$

$$R_1 = \frac{R_R \times R_C}{R_R + R_C} \dots \dots \dots (13)$$

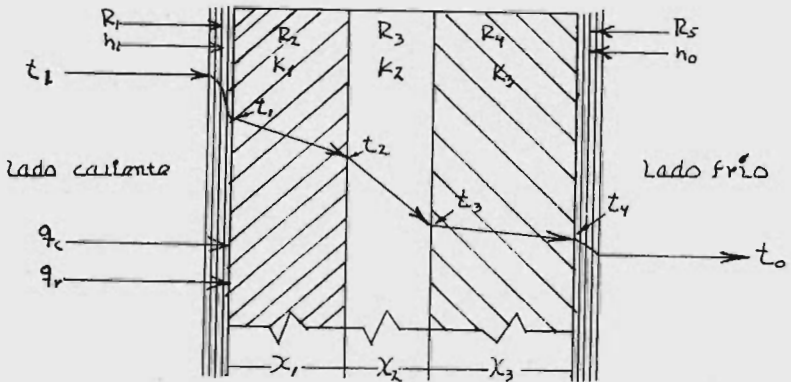
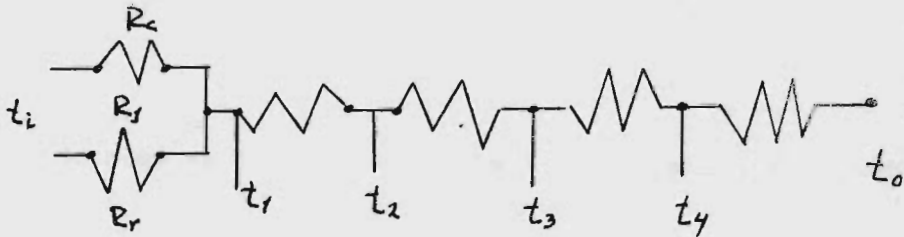


FIGURA A.6



El régimen de calor q_{rc} es el mismo a través del área considerada, para cada uno de los materiales de la pared compuesta:

Tenemos entonces:

$$q_{rc} = h_i A (t_i - t_1); \text{ Despejando a los } (t_i - t_1) = \frac{q_{rc}}{h_i A} = q_{rc} \cdot R_1$$

paréntesis:

$$q_{rc} = \frac{k_1 A}{x_1} (t_1 - t_2); \quad " \quad " \quad (t_1 - t_2) = \frac{q_{rc} X_1}{k_1 A} = q_{rc} \cdot R_2$$

$$q_{rc} = \frac{k_2 A}{X_2} (t_2 - t_3); \quad " \quad " \quad (t_2 - t_3) = \frac{q_{rc} X_2}{k_2 A} = q_{rc} \cdot R_3$$

$$q_{rc} = \frac{k_3 A}{x_3} (t_3 - t_4); \quad " \quad " \quad (t_3 - t_4) = \frac{q_{rc} X_3}{k_3 A} = q_{rc} \cdot R_4$$

$$q_{rc} = h_o A (t_4 - t_o); \quad " \quad " \quad (t_4 - t_o) = \frac{q_{rc}}{h_o A} = q_{rc} \cdot R_5$$

Sumando miembro a miembro las ecuaciones de la columna de la derecha:

$$t_i - t_o = q_{rc} (R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5)$$

$$q_{rc} = \frac{t_i - t_o}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5} = \frac{t_i - t_o}{R_T} \quad (14)$$

$$q_{rc} = \frac{t_i - t_o}{\sum_{n=1}^n R_n} \quad (15)$$

Coeficiente global de transmisión de calor, "U". - En el diseño de sistemas de acondicionamiento de aire o sistemas de calefacción para diversos tipos de edificios, se requiere el conocimiento de las propiedades térmicas de los muros, techos, pisos, etc., y en general de las que podemos llamar "barreras".

El régimen de calor que fluye a través de una barrera, usualmente se calcula considerándolo como régimen permanente, a temperaturas de diseño especificadas.

Para una barrera determinada, a condiciones específicas, el régimen de calor se le designa por el símbolo "U" y se le llama "coeficiente global de transmisión de calor".

La resistencia total R_T , al flujo de calor a través de una barrera, es igual a:

$$R_T = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + \dots + R_n \quad (16)$$

en donde: R_1, R_2, R_3 , etc., son las resistencias respectivas de cada uno de los materiales que constituyen la pared.

Para una pared plana, sencilla, de material homogéneo, con una conductividad k , espesor x , y coeficientes de película h_i interior y h_o exterior, (Fig. A.7).

$$R_T = R_1 + R_2 + R_3 \quad (17)$$

$$R_T = \frac{1}{h_i} + \frac{x}{k} + \frac{1}{h_o} \quad (18)$$

$$U = \frac{1}{R_T}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x}{k} + \frac{1}{h_o}} \quad (19)$$

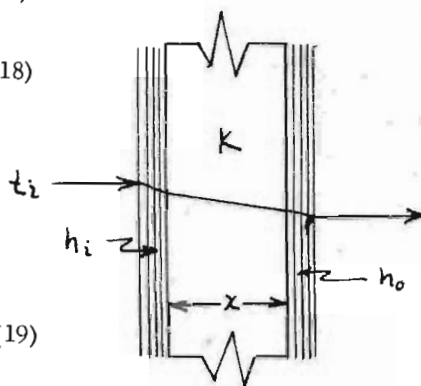


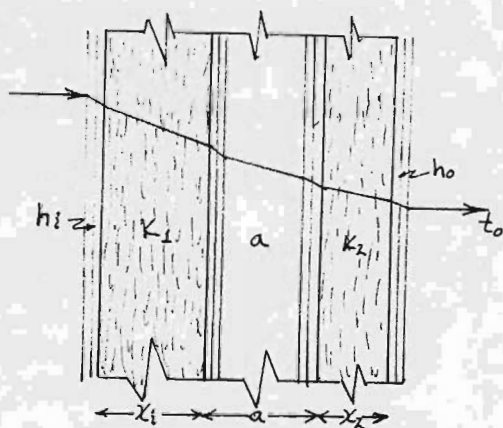
FIGURA A.7

Para una pared compuesta de diversos materiales como la que se ilustra en la figura (A. 8).

$$U = \frac{1}{R_T} \quad (20)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \frac{x}{k} + \frac{1}{h_o}} \quad (21)$$

Para una pared con espacio de aire, consistiendo de dos materiales homogéneos, de conductividades k_1 y k_2 espesores x_1 y x_2 , respectivamente, y separados por un espacio de aire de conductancia "a",



$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{1}{a} + \frac{1}{h_o}} \quad (22)$$

FIGURA A.8

Para cierto tipo de materiales de construcción de secciones no uniformes o irregulares, como en el caso de azulejo hueco o tabique hueco o block hueco de concreto, se requiere emplear la conductancia "C", como unidad, de sección, tal como se manufactura, en el lugar de la conductividad "k".

La resistencia $1/C$, de la sección, se sustituye en lugar de x/k en las ecuaciones (16), (17), (18) y (19).

Coefficiente de película "h". - Los coeficientes de película dependen del tipo de superficie y de la velocidad del viento sobre la superficie.

A continuación se dan las ecuaciones para calcular los coeficientes mencionados.

En el sistema métrico:

$$h = 6.8 + 0.85 v \text{ kcal/h x m x } ^\circ\text{C}$$

$$h = 7.8 + 0.90 v \text{ " " "}$$

$$h = 9.8 + 1.20 v \text{ " " "}$$

$$h = 10.3 + 1.50 v \text{ " " "}$$

Tipo de Superficie

Muy lisa

Madera lisa y aplanado

Concreto colado

Superficies ásperas de
estuco.

7000 FT. ELEVATION CAPACITY—DIRECT EXPANSION COILS

SERIES
HC

3 Row			4 Row			5 Row			6 Row			7 Row			8 Row			REI	FPM	ENT. AIR
BTUH	WF	DBI	BTUH	WF	DBI	BTUH	WF	DBI	BTUH	WF	DBI	BTUH	WF	DBI	BTUH	WF	DBI			
10860	50.3	72.1	22490	47.1	48.0	35290	44.5	44.9	27430	42.3	42.9	29770	40.7	40.8	35190	33.4	33.4	35		
15870	52.8	54.6	18930	50.2	51.1	21420	48.1	48.8	23350	46.3	46.5	25060	44.9	45.0	29660	41.9	43.0	40		
12080	52.8	58.9	18490	53.1	53.9	17460	51.3	51.5	19220	49.3	49.4	20860	47.1	47.2	24300	44.4	45.4	45		
10170	57.1	56.9	11980	55.6	56.7	13440	54.7	55.1	14680	53.7	53.9	15630	52.9	53.0	16300	52.3	52.4	50		
20510	52.1	54.6	23060	49.3	50.5	28650	46.7	47.3	31510	44.5	44.9	33620	42.7	42.9	35630	41.2	41.3	35		
17340	54.3	56.6	21150	49.9	50.1	24260	48.8	49.0	26760	48.1	48.4	29170	47.0	47.1	30480	45.3	45.4	40		
14080	56.3	56.2	17230	54.4	54.5	19770	52.5	52.6	21870	51.4	51.8	23620	50.1	50.3	24960	48.4	48.5	45		
11370	57.9	60.2	13560	56.6	57.8	15330	55.5	56.2	16880	54.6	54.9	18120	53.8	54.0	19160	53.2	53.3	50		
21060	53.7	56.6	23780	51.0	52.5	31180	48.6	49.5	34930	46.4	46.8	37770	44.9	45.0	40160	43.0	43.1	35		
16490	55.5	58.2	22780	53.1	54.8	28480	51.3	52.1	32650	49.2	50.0	35290	48.1	48.3	36500	46.8	47.0	40		
12420	57.1	59.8	18840	55.4	56.9	21330	54.0	54.8	24140	52.6	53.0	26250	51.5	51.7	27760	50.0	50.1	45		
10240	58.5	62.2	14810	57.3	58.9	16970	56.3	57.1	18790	55.4	55.9	20070	54.6	54.9	21150	53.9	54.0	50		
20540	51.7	53.3	24490	48.3	49.1	27490	45.6	45.9	29930	43.2	43.4	31710	41.4	41.4	33000	39.9	39.9	35		
17390	54.2	55.8	20990	51.3	52.1	23630	49.1	49.4	25810	47.1	47.3	27430	45.6	45.7	28470	44.4	44.5	40		
14310	56.5	58.1	17270	54.3	55.1	19370	52.5	52.9	21290	51.2	51.5	22940	49.8	49.8	24340	48.9	49.0	45		
11200	56.2	60.3	13510	57.1	57.9	15350	55.9	56.3	16820	54.6	54.8	18040	53.7	53.8	18950	53.4	53.5	50		
22280	53.9	55.9	27260	50.6	51.7	31230	47.9	48.4	34390	45.5	45.8	36990	43.7	43.7	39060	41.9	42.0	35		
18840	56.0	58.0	23100	53.4	54.3	26740	51.0	51.0	29920	49.1	49.1	31730	47.4	47.4	33060	45.9	46.0	40		
15530	57.9	59.9	19050	56.5	56.9	21980	54.9	55.0	24430	53.5	53.8	26340	52.2	52.4	27620	50.9	51.0	45		
12290	59.7	61.7	14960	58.2	59.2	17260	56.9	57.4	19180	55.8	56.0	20790	54.9	55.0	21940	54.2	54.3	50		
23780	54.5	57.7	29310	52.5	53.0	33070	49.9	50.6	36950	47.5	47.4	40190	45.6	45.8	42930	43.7	43.9	35		
20160	57.2	59.8	24830	54.8	56.1	28020	52.7	53.4	30510	51.2	51.1	32620	49.8	49.8	34340	48.4	48.5	40		
16460	58.9	61.3	20410	57.0	58.3	22960	55.3	56.1	25920	53.8	54.2	28410	52.6	52.9	30320	51.3	51.6	45		
13170	61.4	62.8	16810	59.1	60.4	18780	57.8	58.5	21060	56.7	57.3	22640	55.8	56.0	24150	54.9	55.0	50		
17700	58.5	61.1	20840	56.6	60.9	23350	62.2	63.8	25290	61.7	61.5	26760	60.8	60.9	27620	60.1	60.2	35		
15040	60.8	63.4	17720	60.5	62.7	19300	60.6	62.2	21240	60.1	60.1	22570	60.0	60.0	23260	59.9	59.9	40		
12500	62.8	65.1	15290	62.4	65.1	17020	62.5	65.1	18410	62.4	65.1	19490	62.3	65.1	20300	62.2	65.1	45		
11330	63.8	69.0	12820	62.6	65.0	13830	61.8	63.3	14470	61.2	63.8	14870	60.9	60.9	15170	60.7	60.7	50		
19930	50.3	53.5	22550	47.5	49.2	26630	45.1	46.0	29130	43.2	43.7	31150	41.4	41.8	32740	40.2	40.3	35		
16870	52.8	56.0	20220	49.9	51.1	23240	48.1	49.0	25620	46.6	46.6	27490	45.2	45.2	27910	44.3	44.4	40		
14780	54.4	57.9	17170	51.9	53.1	19090	50.1	51.5	20940	48.6	50.1	21700	48.0	48.0	22410	47.4	47.4	45		
12330	59.6	61.1	14990	53.3	57.8	16430	52.3	54.8	17360	51.7	53.1	18030	51.3	51.9	18510	51.0	51.0	50		
21170	51.6	55.4	25740	49.0	51.1	29500	46.7	47.9	32620	44.7	45.6	35080	43.1	43.5	37130	41.7	41.9	35		
18460	54.9	58.3	22410	51.0	53.1	25060	49.2	50.4	27320	47.8	48.1	29160	46.2	46.2	30660	45.1	45.1	40		
16330	56.1	59.9	19290	54.6	55.5	21430	51.4	52.6	23220	50.4	51.1	24660	49.4	49.4	25810	48.4	48.4	45		
14370	58.5	63.0	16870	53.9	60.2	18600	53.0	56.5	19970	52.2	54.8	20910	51.7	53.0	21620	51.3	51.9	50		
19900	50.1	52.5	22650	49.0	48.1	25380	46.3	46.5	27510	44.2	42.4	29030	42.6	40.7	30070	41.3	41.3	35		
16120	52.5	54.0	19260	49.9	51.1	21070	47.8	48.3	22530	46.1	46.1	24020	44.7	44.9	25060	43.7	43.7	40		
13580	54.8	56.8	16490	52.4	54.8	18100	51.0	51.0	19460	50.3	50.3	20330	49.8	49.8	21000	49.4	49.4	45		
11360	56.2	59.0	12970	55.0	56.1	14260	54.0	54.5	15290	53.2	53.4	16090	52.6	52.7	16740	52.0	52.1	50		
20230	52.1	55.1	25200	49.4	50.6	28650	46.5	47.4	31670	44.3	44.8	33940	42.5	42.7	35750	41.0	41.1	35		
17370	55.0	57.0	21350	51.6	53.1	24610	49.5	50.3	27070	47.8	48.2	29110	46.2	46.2	30660	45.1	45.1	40		
15100	56.8	58.8	18380	54.6	55.4	20360	52.4	52.8	22040	51.2	51.2	23440	49.9	49.9	24510	48.9	48.9	45		
13600	59.4	61.1	15020	55.7	57.4	16590	54.7	56.6	17910	53.9	54.4	18840	53.3	53.5	19490	52.7	52.9	50		
22230	53.5	57.0	27410	50.7	52.7	31030	48.3	49.4	35260	46.1	46.6	38040	44.3	44.7	40390	42.8	42.9	35		
18570	56.3	58.8	22490	53.4	54.8	25100	50.9	51.8	27560	48.9	49.4	29820	47.4	47.4	30960	46.2	46.2	40		
16090	58.6	60.0	19780	56.8	58.8	22570	53.4	54.4	25040	52.1	52.7	26870	51.0	51.2	28040	50.1	50.3	45		
14420	57.6	63.0	16900	56.3	59.2	18720	54.8	56.4	20680	54.0	55.7	22090	53.1	54.2	22660	53.1	53.5	50		
20480	51.7	53.9	24480	48.3	49.4	27480	45.5	46.0	29400	43.1	43.4	31680	41.1	41.4	33070	39.4	39.4	35		
17940	54.0	56.2	20910	51.3	52.4	23710	48.8	49.3	25980	47.0	47.7	27840	45.5	45.6	28780	44.3	44.3	40		
14570	56.3	58.8	17490	54.1	55.1	19330	52.3	52.8	21060	50.8	51.1	22670	49.4	49.4	24060	48.0	48.0	45		
11780	58.3	60.5	14050	56.7	57.7	15750	54.4	55.9	17140	53.3	54.0	18260	52.5	53.6	19130	52.0	52.8	50		
22410	53.7	56.5	27300	50.6	52.0	31250	47.8	48.5	34410	45.5	45.8	36990	43.4	43.7	39960	41.4	41.4	35		
19130	56.7	58.9	23370	53.1	54.5	26970	50.8	51.5	29850	48.9	49.3	31960	47.4	47.6	33770	45.9	46.0	40		
16020	57.6	60.3	18470	55.6	56.9	21230	53.6	54.7	23500	52.4	52.7	25340	51.0	51.2	26840	50.0	50.1	45		
13180	59.2	61.1	15070	57.7	59.1	17880	56.5	57.2	19700	55.4	55.8	21150	54.9	54.7	22360	53.9	53.9	50		
23990	52.3	54.8	29420	52.4	54.2	34180	49.8	50.7	38130	47.4	48.0	41240	45.5	45.9	43670	43.9	44.0	35		
20370	51.0	60.2	25360	51.6	56.4	29280	52.5	53.8	32760	50.8	51.1	35910	49.0	49.3	37870	47.4	47.7	40		
17190	58.5	61.7	21250	56.7	58.4	24340	55.0	56.0	27280	53.5	54.1	29950	51.7	52.6	31900	51.2	51.4	45		
14490	59.6	63.0	17270	58.5	60.2	19770	57.3	58.3	21910	56.2	56.8	23690	55.4	56.7	25100	54.				

AIR FRICTION—IN. H₂O

SERIES MC - 8 ALFAS										SERIES MC - 12 ALFAS										
Face Velocity FPM	HEATING COILS				COOLING COILS						Face Velocity FPM	HEATING COILS			COOLING COILS					
	1	2	3	4	4	5	6	7	8	10		1	2	3	3	4	5	6	7	9
300	.04	.06	.09	.11	.12	.15	.18	.21	.25	.30	300	.05	.10	.15	.17	.23	.29	.34	.40	.46
350	.04	.07	.11	.14	.16	.20	.24	.28	.32	.40	350	.07	.13	.19	.22	.29	.36	.44	.51	.59
400	.05	.09	.13	.18	.20	.25	.30	.35	.41	.51	400	.08	.16	.23	.27	.36	.45	.54	.63	.73
450	.06	.12	.17	.22	.25	.31	.37	.43	.50	.67	450	.10	.19	.28	.33	.43	.54	.65	.76	.87
500	.07	.14	.20	.26	.28	.36	.44	.52	.60	.76	500	.13	.23	.33	.39	.51	.63	.76	.89	1.01
550	.08	.16	.24	.31	.36	.44	.52	.61	.70	.83	550	.14	.26	.38	.44	.59	.74	.88	1.03	1.18
600	.09	.18	.27	.36	.41	.51	.61	.71	.81	1.02	600	.16	.30	.43	.50	.67	.84	1.01	1.18	1.35
700	.12	.24	.36	.47							700	.20	.37	.55						
800	.15	.29	.44	.59							800	.24	.45	.68						
1000	.24	.45	.65	.86							1000	.35	.65	.95						

AIR DENSITY RATIOS FOR VARIOUS TEMPERATURES AND ALTITUDES

Air Temperature	ALTITUDE IN FEET ABOVE SEA LEVEL										
	0	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000
	BAROMETRIC PRESSURE IN INCHES MERCURY										
	29.92	28.86	27.82	26.81	25.84	24.89	23.98	23.09	22.22	21.38	20.58
70° F.	1.000	1.037	1.075	1.116	1.157	1.202	1.248	1.295	1.346	1.401	1.453
100° F.	1.057	1.086	1.136	1.179	1.222	1.271	1.319	1.370	1.422	1.479	1.536
150° F.	1.151	1.193	1.238	1.229	1.332	1.383	1.437	1.490	1.548	1.613	1.672

AIR HANDLERS AND MULTIZONES APPROXIMATE SHIPPING WEIGHTS

Model	AH & AV Housing	MH-MV Housing & Zone Damper	Flat	With Average Filters Angles	MC Coils*				MH & MV Heating Coils		F & ZF Coils & Dampers	Mixing Box & Dampers	
					1 Row	2 Row	4 Row	6 Row	8 Row	1 Row			2 Row
13	125	—	25	45	15	20	45	50	60	—	—	25	60
25	125	—	30	50	25	30	60	70	90	—	—	25	60
35	150	450	45	110	35	50	80	110	140	20	30	35	90
50	200	550	60	140	50	70	100	145	180	30	40	55	120
70	280	700	70	180	65	85	120	185	230	35	50	75	160
81	280	—	75	200	75	100	140	220	260	—	—	85	175
100	310	950	90	225	90	110	170	250	310	50	70	100	200
117	350	—	100	225	100	130	200	300	360	—	—	120	235
140	670	1650	120	355	120	160	240	360	430	70	100	145	280
159	720	—	140	395	130	175	270	410	485	—	—	160	300
200	880	2100	150	430	150	210	330	510	600	90	120	155	380
253	1400	—	205	460	200	265	410	630	745	—	—	270	500
280	1400	2700	215	470	230	300	450	675	820	140	180	270	500
334	1500	—	260	520	250	345	540	825	970	—	—	320	580
400	1950	—	300	545	275	400	640	1000	1150	170	240	390	700
465	2010	—	345	650	320	450	730	1145	1315	—	—	450	810
535	2270	—	390	740	360	520	820	1300	1490	—	—	565	980
580	2270	5300	390	740	390	560	880	1400	1600	240	340	565	980
650	2400	—	500	950	430	610	980	1570	1780	—	—	720	1210
720	2400	—	500	950	465	680	1080	1740	1985	—	—	720	1210

*Add .75 pounds per square foot per row for MC Coils

Horsepower	1/4	1/2	3/4	1	1 1/2	2	3	5	7 1/2	10	15	20	25	30	40	50
Motor Wgts.	25	30	35	35	50	65	65	100	115	185	220	285	355	430	480	650

STEAM SPRAY HUMIDIFIER LBS./HR. CONDENSATE

Model No. AH and AV Units	STEAM PRESSURE				
	2#	5#	10#	20#	30#
13-25	7	11	15	22	29
35	15	23	31	44	58
50	20	30	41	59	77
70-81	25	38	51	74	96
100-117	39	61	82	118	153
140-159	49	76	103	148	192
200	89	137	138	257	347
253-280-334	114	160	216	312	405
400-465	125	194	262	378	491
535-580-650-720	177	273	368	532	690

FANS AND DIAMETER

COILS—W x L
Tubes
Face Area

2 - 12"
22" x 66"
12
10.0 Sq. Ft.

MODEL 100 FC

FLAT FILTER

3 - 16" x 25" x 2"
1 - 20" x 25" x 2"

CFM	Coil FY	Filter Val
4000	400	420
5000	500	600
6000	600	720
7000	700	840
8000	800	960

Flat Filter Static Pressures		
TA	LV	HV
.10	.11	
	.16	

ANGLE FILTER

4 - 20" x 25" x 2"
2 - 16" x 20" x 2"

CFM	Coil FY	Filter Val
4000	400	260
5000	500	325
6000	600	390
7000	700	455
8000	800	520

Angle Filter Static Pressures		
TA	LV	HV
.08	.04	.04
.11	.05	.05
.15	.07	.08
.19	.09	.10
---	.11	.12

MULTIZONE

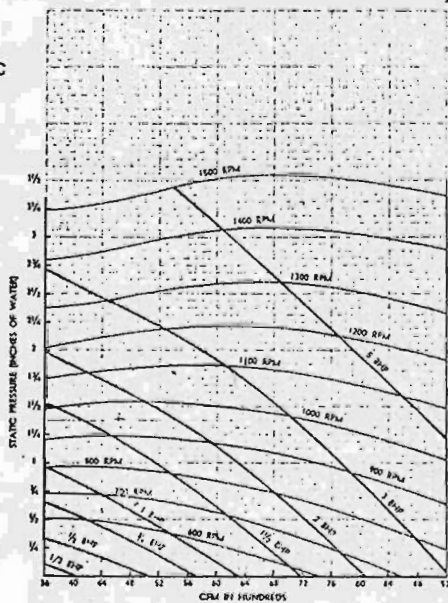
Heating Coil

W x L
Tubes
Face Area

3 1/4" x 66"
6
8.3 Sq. Ft.

CFM	Coil FY	Zone Damper Static Pressures
4000	400	.03
5000	500	.12
6000	600	.15
7000	700	.20

Max. No. of Zones — 13



FANS AND DIAMETER

COILS—W x L
Tubes
Face Area

2 - 12"
25 1/4" x 66"
14
11.7 Sq. Ft.

MODEL 117 FC

FLAT FILTER

3 - 20" x 25" x 2"
1 - 16" x 25" x 2"

CFM	Coil FY	Filter Val
4500	400	418
5850	500	525
7020	600	630
8190	700	735
9360	800	840

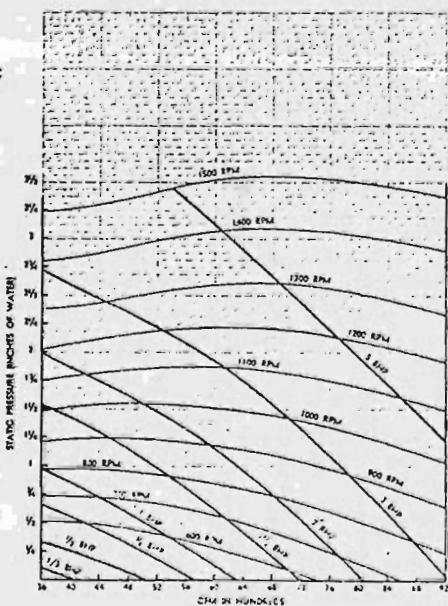
Flat Filter Static Pressures		
TA	LV	HV
.17	.06	.08
	.11	.12
	.17	

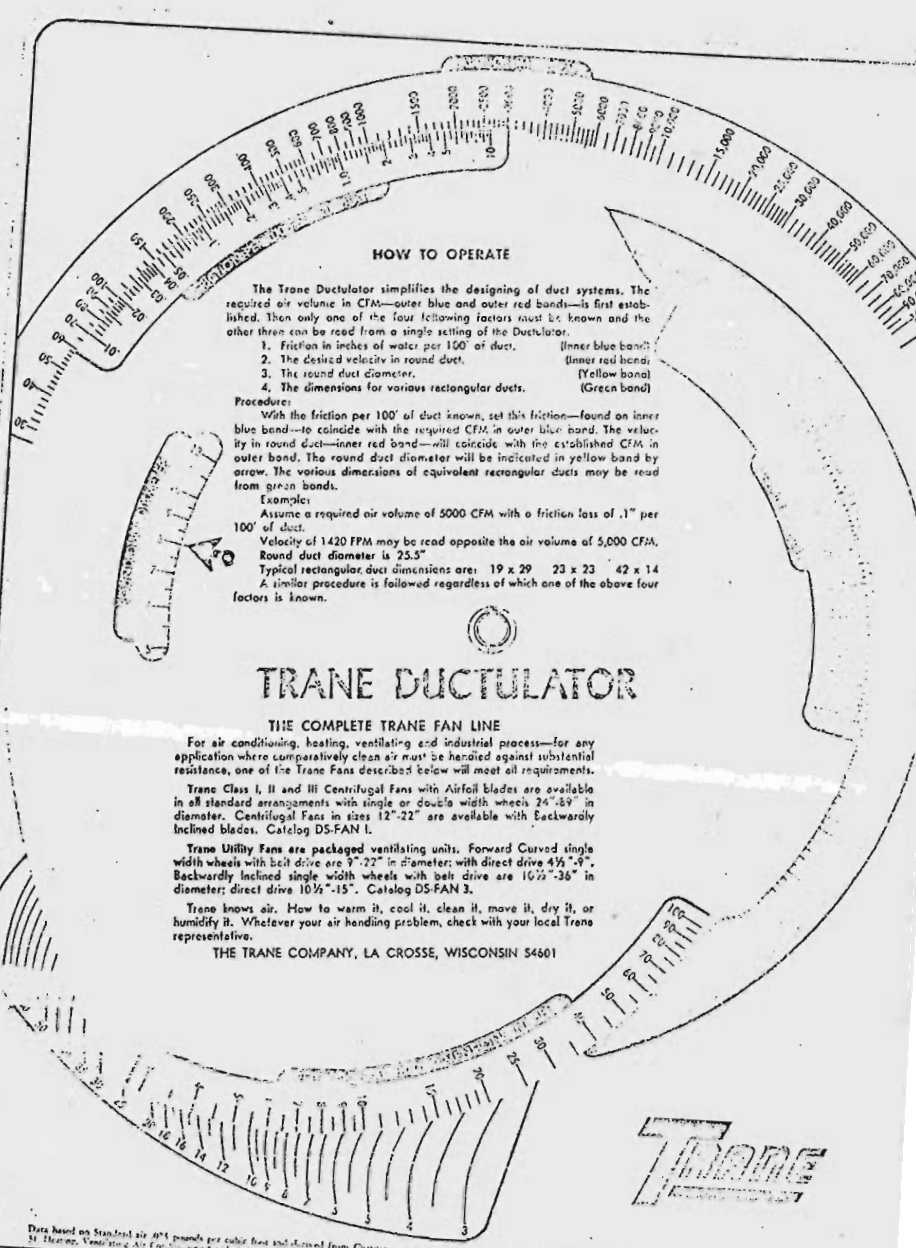
ANGLE FILTER

4 - 20" x 25" x 2"
2 - 16" x 20" x 2"

CFM	Coil FY	Filter Val
4500	400	305
5850	500	380
7020	600	456
8190	700	532
9360	800	608

Angle Filter Static Pressures		
TA	LV	HV
.10	.05	.05
.15	.07	.07
.19	.09	.10
	.11	.12
	.18	





HOW TO OPERATE

The Trane Ductulator simplifies the designing of duct systems. The required air volume in CFM—outer blue and outer red bands—is first established. Then only one of the four following factors must be known and the other three can be read from a single setting of the Ductulator.

1. Friction in inches of water per 100' of duct. (Inner blue band)
2. The desired velocity in round duct. (Inner red band)
3. The round duct diameter. (Yellow band)
4. The dimensions for various rectangular ducts. (Green band)

Procedure:

With the friction per 100' of duct known, set this friction—found on inner blue band—to coincide with the required CFM in outer blue band. The velocity in round duct—inner red band—will coincide with the established CFM in outer band. The round duct diameter will be indicated in yellow band by arrow. The various dimensions of equivalent rectangular ducts may be read from green bands.

Example:

Assume a required air volume of 5000 CFM with a friction loss of .17" per 100' of duct.

Velocity of 1420 FPM may be read opposite the air volume of 5,000 CFM. Round duct diameter is 25.5"

Typical rectangular duct dimensions are: 19 x 29 23 x 23 42 x 14

A similar procedure is followed regardless of which one of the above four factors is known.



TRANE DUCTULATOR

THE COMPLETE TRANE FAN LINE

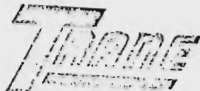
For air conditioning, heating, ventilating and industrial process—for any application where comparatively clean air must be handled against substantial resistance, one of the Trane Fans described below will meet all requirements.

Trane Class I, II and III Centrifugal Fans with Airfoil blades are available in all standard arrangements with single or double width wheels 24"–89" in diameter. Centrifugal Fans in sizes 12"–22" are available with Backwardly Inclined blades. Catalog DS-FAN I.

Trane Utility Fans are packaged ventilating units. Forward Curved single width wheels with belt drive are 9"–22" in diameter; with direct drive 4½"–9". Backwardly Inclined single width wheels with belt drive are 10½"–36" in diameter; direct drive 10½"–15". Catalog DS-FAN 3.

Trane knows air. How to warm it, cool it, clean it, move it, dry it, or humidify it. Whatever your air handling problem, check with your local Trane representative.

THE TRANE COMPANY, LA CROSSE, WISCONSIN 54601



Data based on Standard air .075 pounds per cubic foot and derived from Chapter 34, Heating, Ventilating and Air Conditioning Manual, 1954, and 1955 editions.

BIBLIOGRAFIA

1. Althouse, D. Andrew y otros. Modern Refrigeration and Air Conditioning. The Good Heart - Willcox Company, Inc., 1968, U.S.A.
2. Anderson, P. E. Air Conditioning. Theodore Audel Co., Indiana, U.S.A., 1969.
3. Black, F. W. Desirable Temperatures in Offices. J. Instn. Heat and Vent. Engrs., Vol. 22, 1954.
4. Carrier Air Conditioning Co. Handbook of Air Conditioning System-Design. McGraw-Hill, New York, 1970.
5. Croiset, Maurice. Humedad y Temperatura en los Edificios, Condensaciones y Confort Térmico de Verano e Invierno. Barcelona, Editores Técnicos Asociados. 1970.
6. Dupont. Refrigeración. Dupont, México D. F., 1960.
7. Foust, A. S. y otros. Principles of Unit Operations. John Wiley and Sons, Inc., New York, 1960.
8. Harris, C. Norman. Modern Air Conditioning Practice. McGraw-Hill, New York, 1959.
9. Hernández, Garibay Eduardo. Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración. Limusa S. A., México, 1973.

10. Hooper, F. C. An Improved Expansion Process for the Vapour - - Refrigeration Cycle. Proceedings of the Fourth Canadian Congress of Applied Mechanics. Montreal, May 28-June 1st. 1973.
11. Jennings, H. Burgess. Air Conditioning and Refrigeration. International Textbook Co., Scranton, Pennsylvania. 1965.
12. Kern, Donald Q. Process Heat Transfer. McGraw-Hill, New York, 1950.
13. Ludwig, Ernest E. Applied Process design for Chemical and Petrochemical Plants. Vol. 3. Gulf Publishing Company, Houston, Texas. 1964.
14. Mackey, Osborn Charles. Air Conditioning Principles. International Textbook Co., Scranton, Pennsylvania, 1941.
15. Observatorio Nacional. Servicio Meteorológico Mexicano.
16. Ocón, Joaquín y Tojo, Gabriel. Problemas de Ingeniería Química. - Tomo I. Aguilar S. A., Madrid. 1976.
17. Paper Presented at the Symposium on Air Conditioning for Integrated Systems, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Kansas City, Missouri, June 28-July 1, -- 1970.

18. Perry and Chilton. Chemical Engineers' Handbook. McGraw-Hill, - New York, 1973.
19. Porges, F. Handbook of Heating, Ventilating and Air Conditioning. Butterworth Group, London, 1971.
20. Recol. Air Handling Units Bulletin A. 400 c. Recold Corp. 1964.
21. Rhee Byung Woo. Heat Transfer to Boiling Refrigerants R-12 and - R-22 Flowing Inside a Plain Copper Tube. U. S. A. University Microfilm 5-ID39613 137.50, 1972.
22. Richardson Rapid Systems. Process Plans Construction Estimating Standards. Vol. 3. Richardson Engineering Services. Inc., Solana Beach, California. 1978-79 Edition.
23. Rietschel, H. Tratado de Calefacción y Acondicionamiento de Aire. Labor, Madrid, 1965.
24. Sawyer's Gas Turbine. Engineering Handbook. Gas Turbine Publication, Inc.
25. Staniar. Plant Engineering Handbook. McGraw-Hill, New York, -- 1959.
26. Strock and Koral. Handbook of Air Conditioning, Heating and Ventilating. Industrial Press, New York, 1965.

27. The American Society of Mechanical Engineers. Air Heaters. The American Society. Documental Information 47.50. New York, 1968.
28. Treybal, Robert E. Mass Transfer Operations. McGraw-Hill-Kogakusha, Second Edition, 1968.
29. Tricomi, Ernest. A, B, C, del Aire Acondicionado. Marcombo, --- Barcelona, España. 1970.
30. McAdams, William H. Heat Transmission. McGraw-Hill, New --- York, 1954.
31. York Aire, S. A. Boletin Forma F 510 SA 73-1, F 530 SA 75-2 y -- F 150 SA 74-05. Ingeniería de Información.

INFORMACIÓN