

NUEVA ENCICLOPEDIA DE LA CLIMATIZACION

AIRE ACONDICIONADO



Angel Luis Miranda

ediciones
ceac

NUEVA ENCICLOPEDIA DE LA CLIMATIZACION

AIRE ACONDICIONADO

Angel L. Miranda Barreras

Profesor del Departamento de Mecánica de Fluidos,
Termotecnia y Física de la Escuela Universitaria
de Ingeniería Técnica Industrial de Barcelona

046195

697
M672ai

ediciones
ceac

COMPRA	CANT.	DIVISION
	9. Paralela	
FECHA 4/1/85	PRECIO \$ 880	

FACULTAD DE ARQUITECTURA
Depa. de DOC. y BIBLIOTECA

Realizar en las revistas todas las precisiones necesarias para asegurar la exactitud de las direcciones proporcionadas en este libro. Si el autor o el editor pueden ser contactados directamente en las correspondencias de las instituciones de las direcciones precedentes o cualquier otro medio, se debe indicar en el texto de la revista para que se pueda contactar directamente con el autor o el editor.

Se permite la reproducción total o parcial de este libro, si el autor o el editor se lo permite por escrito. Si el autor o el editor no lo permite, se debe indicar en el texto de la revista para que se pueda contactar directamente con el autor o el editor.

Diseño de cubierta Víctor Vase

Edición revisada por A.L. Morado, profesor del Departamento de Mecánica de Fluidos, Termodinámica y Física de la Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Industrial de Barcelona

© Grupo CEAC
© Grupo Editorial Ceac S.A. 1980
Para la presente revisión y edición en inglés consultada
Ediciones CEAC en esta segunda por Grupo Editorial Ceac S.A.
(001) 04 333-4500 (línea completa directa)
(001) 04 333-4500 (línea completa directa)
(001) 04 333-4500 (línea completa directa) —
(001) 04 333-4500 (línea completa directa) —
Copyright 1980 S. J. 137-2222
Huelva S.A.
Impreso en España. Printed in Spain
Grupo Editorial Ceac S.A. Pabellón Manuel Girona, 71 Barrio - 28014 Barcelona
www.editorialceac.com
e-mail: info@editorialceac.com

PRESENTACION

Climatizar quiere decir conseguir en un espacio cerrado las condiciones más convenientes para la comodidad. Ejemplos de espacios frecuentemente climatizados son el interior de un edificio, el de un avión o el de un coche.

Con el nombre de aire acondicionado se designan diversas técnicas y operaciones que conducen a la creación de un clima artificial en un lugar cerrado, que puede ser desde una pequeña habitación hasta un edificio completo.

¿Por qué hemos dicho clima artificial? Sencillamente porque en general se establecen unas condiciones de temperatura, humedad y velocidad del aire distintas de las que existirían si no se llevase a cabo esta operación.

Los primeros capítulos proporcionan unos conocimientos básicos que nos permitirán comprender los principios fundamentales del acondicionamiento del aire.

A continuación se dedican unos capítulos a los cálculos necesarios para determinar las características de la instalación y, por último, se estudian los distintos sistemas de tratar el aire, completando el texto con un capítulo dedicado a la normativa y, otro, al mantenimiento de las instalaciones.

En algunas ocasiones se asocia el aire acondicionado a experiencias personales de incomodidad o, incluso, a procesos infecciosos relacionados con hospitales. Se trata de dos aspectos muy importantes y diferentes. El primero tiene que ver con el diseño de la instalación; el segundo, con el mantenimiento. El profesional del aire acondicionado debe conocer muy bien ambos aspectos de esta rama de la ingeniería. Un sistema de aire acondicionado bien diseñado y con un mantenimiento correcto es cómodo y saludable.

Se ha utilizado la coma (,) para indicar la separación entre la parte entera y la parte decimal en un número real, y se ha utilizado el punto (.) para separar las unidades de mil de las centenas. Así, por ejemplo:

4,19 es 4 coma 19
2.500,6 es 2 mil 500 coma 6

En esta nueva edición se ha revisado el texto y se ha utilizado de forma sistemática el sistema internacional de unidades. Otra novedad consiste en que la entalpía específica del aire se calcula a partir de una fórmula aproximada, en lugar de determinarla a partir del diagrama psicrométrico.

Se ha tenido en cuenta el nuevo Reglamento (RITE) en los capítulos 15 y 16, que hacen referencia al mantenimiento y a la normativa.

1 EL AIRE ATMOSFERICO

INTRODUCCION

En este capítulo explicaremos unos conceptos generales pero básicos acerca del aire atmosférico, sus características y su composición, entendiendo por aire atmosférico el que hay en la parte baja de atmósfera que nos rodea.

Asimismo comentaremos brevemente determinados aspectos del clima y de las zonas climáticas en función de las variaciones que sufren en las distintas épocas del año. Estos conocimientos, aunque elementales, son necesarios para determinar las características de las instalaciones de aire acondicionado más adecuadas en cada caso y el objetivo que deben cumplir.

En términos generales, podemos decir que, en verano, el acondicionamiento del aire consiste en extraer calor y humedad del ambiente y en invierno todo lo contrario, o sea, en añadir calor y humedad.

Durante las épocas templadas es posible que el sistema de aire acondicionado actúe en un sentido o en otro, o que no actúe. De todas formas, la extracción o adición de calor y humedad se hace sobre el *aire* del recinto que se desea climatizar, bien sea directamente o mezclándolo con el aire frío o caliente que proporcionan los aparatos adecuados.

En cualquier caso, es importante que conozcamos qué es el aire, su composición y que tengamos algunas nociones sobre el clima y la atmósfera.

COMPOSICION DEL AIRE

Se llama *atmósfera* a la envoltura gaseosa que rodea la Tierra. Su composición y estado ha hecho posible el desarrollo de la vida. Se trata de una mezcla de gases, llamada *aire*, en la que pueden encontrarse ciertas partículas en suspensión (pequeñas gotas de agua, polvo, sustancias contaminantes, etc.). La densidad, temperatura y composición no son constantes a lo largo de su anchura, que puede estimarse en algo más de 100 km, aunque los más importantes son los primeros 20 km.

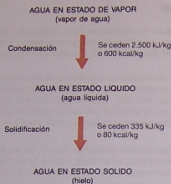
Los gases componentes de la atmósfera se pueden agrupar en dos categorías:

a) Aquellos cuya concentración no varía en las capas bajas de la atmósfera. Los más importantes son el *nitrógeno*, el *oxígeno*, el *argón*, el *neón*, el *helio* y el *hidrógeno*, con bastante predominio de los dos primeros. Los cuatro restantes apenas representan el 1 % del total.

b) Aquellos cuya concentración es variable, como el *vapor de agua*, el *dióxido de carbono* y el *ozono*.

El oxígeno es indispensable para la vida, puesto que interviene en el mecanismo de la *respiración* de los seres vivos, tanto animales como vegetales. Sin embargo, desde el punto de vista del aire acondicionado, quizás el componente más importante es el *vapor de agua*. Tiene la pro-

Figura 1. Cambios de estado que experimenta el agua.



riedad de realizar cambios de estado según sea la temperatura del aire; lo podemos encontrar en estado líquido, sólido y gaseoso.

Cuando el vapor de agua pasa al estado líquido y después al estado sólido, se ponen en juego unas cantidades enormes de energía, que en gran medida son responsables de algunos fenómenos meteorológicos.

La ciencia que estudia la atmósfera y los fenómenos con ella relacionados se llama *meteorología*. En la figura 1 hemos indicado las energías puestas en juego en los cambios de estado; corresponden a 1 kg de sustancia.

Cuando el vapor de agua condensa, es decir, cuando pasa al estado líquido, cede al aire, o a cualquier otro medio refrigerante, una cantidad de calor de 600 kcal por kg de vapor. Con esta cantidad de calor podríamos calentar 10 kg de agua líquida desde 10 hasta 70 °C.

Desde un punto de vista práctico podemos considerar el aire húmedo atmosférico como una mezcla de dos gases (Fig. 2), el *aire seco* y el *vapor de agua*. El primero de composición constante, y el segundo de concentración variable. Hemos reflejado la composición en volumen en la tabla 1.

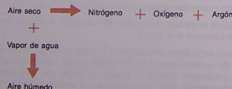


Figura 2. Composición del aire húmedo.

TABLA 1. Composición del aire en volumen.

Clase de gas	Contenido
Nitrógeno	78,09
Oxígeno	20,95
Argón	0,93
Dióxido de carbono	0,03

A veces el aire húmedo tiene agua líquida en suspensión e incluso hielo; entonces se forman las nubes, nieblas y brumas. Existen también partículas sólidas en suspensión: gránulos de carbón, de sal, de arena, de polen. Estas partículas en suspensión tienen más importancia de la que parece, puesto que son el origen de las gotas de agua que se forman cuando el vapor de agua condensa.

ESTRUCTURA DE LA ATMÓSFERA

La estructura vertical de la atmósfera se divide en zonas de diferentes espesores (Fig. 3 y 4). La parte de la atmósfera que está en contacto con la superficie de la Tierra se llama *troposfera* y tiene un espesor máximo de 15 km, aunque en el polo es menor, unos 8 km, y algo mayor en el ecuador, unos 18 km.

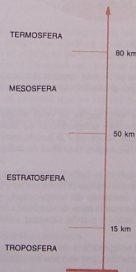


Figura 3. Estructura vertical de la atmósfera.

Figura 4. Dibujo de la Tierra representando la estructura vertical de la atmósfera y las zonas climáticas.



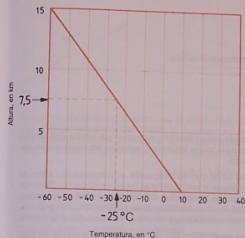
Esta parte de la atmósfera es la más importante desde un punto de vista climático; contiene la mayor parte del vapor de agua total contenido en toda la atmósfera.

La temperatura disminuye hacia arriba a un valor medio de $6,5^{\circ}\text{C}$ por cada km de elevación, alcanzándose temperaturas de hasta -60°C en la cima (Fig. 5). Por ejemplo, a una altura de 7,5 km, la temperatura es de unos 25 grados bajo cero (-25°C), según el gráfico de la figura 5, que sólo tiene un carácter orientativo.

A continuación de la troposfera se halla la estratosfera, donde la temperatura vuelve a subir; la mesosfera situada entre los 50 y los 80 km, en la que de nuevo se produce un descenso de temperatura; y desde los 80 hasta el fin de la atmósfera, tenemos la zona denominada termosfera, en la que la temperatura vuelve a subir y puede alcanzar valores considerables durante el día.

Sobre las variaciones de temperatura de estas últimas zonas no damos datos porque son muy variables, por eso nos limitamos a indicar si la temperatura sube o baja.

Figura 5. Variación de temperatura en la troposfera.



Las condiciones meteorológicas de un lugar en un instante determinado se llama *tiempo*; así decimos ¿qué tal tiempo hace? Pero no debemos confundir el concepto *tiempo* con el concepto *clima*, ya que son dos cosas muy distintas. Decimos esto porque existe una cierta tendencia a la confusión de ambos términos. En un lugar y un día determinados, hará sol, lloverá o hará viento; esto es el *tiempo meteorológico*. El clima es un concepto más general que se refiere siempre a condiciones medias, que se obtienen promediando las variables atmosféricas durante un promedio largo de tiempo (más de 30 años).

El clima se acostumbra a aplicar a zonas más extensas que reciben el nombre de zonas climáticas, que pueden clasificarse en base a diferentes criterios.

a) Según la latitud (desde el ecuador hacia los polos):

- Ecuatorial.
- Tropical.
- Subtropical o desértica.
- Templada.
- Glacial.

b) Según la lluvia y la temperatura:

- Continental.
- Intertropical.
- Marítima.
- Monzónica.

c) Según la temperatura solamente:

- Cálida.
- Templada.
- Fría.

La denominación de la zona climática creemos que aclara suficientemente su significado en casi todos los casos, excepto en alguno que explicaremos a continuación.

El clima continental es el que corresponde a temperaturas altas en verano, con humedades bajas, y temperaturas bajas en invierno. Es el clima característico de las zonas templadas del interior de los continentes; en España sería el de la meseta castellana; tiene precipitaciones poco intensas y presenta grandes oscilaciones térmicas entre el día y la noche.

El clima marítimo se caracteriza por una cantidad apreciable de precipitaciones con pequeñas oscilaciones térmicas entre el día y la noche.

La zona climática intertropical correspondería a una situación intermedia entre las dos anteriores.

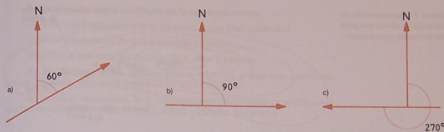
La zona climática monzónica se sitúa en el subcontinente indio, en la parte noroeste. Se caracteriza por la acción de los vientos llamados *monzones*; estos vientos, procedentes del mar, en verano están fríos y se encuentran con terrenos cálidos, provocando abundantes lluvias que con frecuencia pueden ser catastróficas.

Existen otras denominaciones más específicas, pero muy comunes, como *clima mediterráneo*, que caracteriza toda la zona costera del Mediterráneo. Se trata de un clima suave, con precipitaciones moderadas.

Hay zonas muy concretas y generalmente poco extensas, donde concurren unos factores climáticos muy peculiares que permiten hablar de un *microclima*. Un ejemplo curioso es el de Sant Climent de Llobregat, una población cercana a Barcelona, con un microclima muy peculiar que permite el cultivo de cerezas con gran rendimiento y productividad.

EL VIENTO

Es el nombre que se da al movimiento del aire con respecto a la Tierra, supuesta ésta inmóvil. Su origen se debe a la diferencia de presiones y de temperaturas que se establece entre puntos diversos. El parámetro



físico que caracteriza el viento es la velocidad, en la que interesa determinar la cantidad y la dirección; la cantidad se mide con un «anemómetro», siendo el más corriente el de cazoletas. Se utiliza como unidad el m/s, el km/h y el nudo. Las equivalencias son las siguientes:

$$3,6 \text{ km/h} = 1 \text{ m/s}$$

$$1 \text{ nudo} = 1,8 \text{ km/h}$$

La dirección del viento se mide con una veleta y es el ángulo que forma la flecha que indica el viento con el Norte. En la figura 6 hemos representado los tres ejemplos siguientes:

- Se trata de un viento de dirección Noreste (NE) con un ángulo de 60° .
- Se trata de un viento de dirección Este (E) con un ángulo de 90° .
- Se trata de un viento de dirección Oeste (O) con un ángulo de 270° .

Obsérvese que los ángulos se miden siempre en el sentido de las agujas del reloj empezando por el Norte. En los mapas del tiempo se indica la dirección y la velocidad del viento con los símbolos indicados en la figura 7.

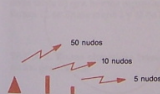


Figura 7. Símbolos para indicar la velocidad del viento (1 nudo = 1,8 km por hora).

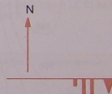
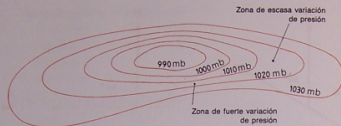


Figura 8. Ejemplo de indicación completa de un viento.

Figura 6. Ejemplos de distintas direcciones del viento.

Figura 9. Representación de las isobaras (líneas que unen los puntos de igual presión).



Así por ejemplo, en la figura 8 se ha representado un viento de dirección Norte (N) de 75 nudos. A veces se da a los vientos nombres característicos según su dirección predominante, como viento de levante (de dirección Este), viento de poniente (de dirección Oeste), tramontana (de dirección Norte), etc.

Tal como indicábamos antes, la presión atmosférica es un factor predominante en la formación y dirección del viento. Si en un mapa geográfico unimos todos los puntos que están a la misma presión, la línea resultante se llama *isobara*. Las variaciones de presión son tanto más acusadas cuanto más juntas estén las isobaras (Fig. 9). El viento no se mueve cortando perpendicularmente las isobaras, sino siguiéndolas y dejando las altas presiones a la derecha y las bajas presiones a la izquierda en el hemisferio norte (Fig. 10).

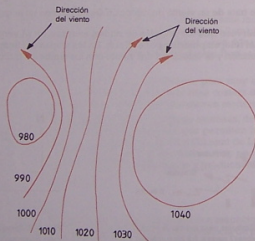


Figura 10. Ejemplo de dirección de un viento.

Las masas de aire se clasifican de la siguiente forma:

- Polar marítimo.** Es aire frío, húmedo y más bien inestable.
- Polar continental.** Es aire frío, seco y estable.
- Ártico o antártico.** Es aire muy frío, seco y estable.
- Tropical marítimo.** Es aire cálido, húmedo y bastante inestable cerca del suelo pero seco y estable en las capas altas.
- Tropical continental.** Muy cálido y seco. Se origina en el Sahara y en los desiertos australianos, en E.E.U.U. y México en verano.

CONCEPTO DE GRADOS-DÍA

Para facilitar el cálculo de las instalaciones de calefacción se establece un concepto muy útil denominado *grados-día*. Su estudio lo incluimos en este capítulo porque su naturaleza es meteorológica.

Primero se establece una temperatura de referencia, a partir de la cual se considera que no es necesario conectar la calefacción en invierno. La Norma Básica de Edificación NBE-CT-79, que está vigente en España, establece que esta temperatura sea de 15 °C.

A continuación elegimos un período de tiempo determinado, por ejemplo un año. Obtenemos la temperatura media del día; si ésta es inferior a 15 °C, efectuamos la resta de ambas temperaturas, y si es superior no efectuamos la resta. Sumamos todas las diferencias y el resultado son los *grados-día* para el lugar considerado.

Estos *grados-día* nos servirán para confeccionar un mapa de zonas climáticas agrupando localidades y regiones que tengan un número de *grados-día* similar. En la norma NBE se establecen 5 zonas climáticas, denominadas A, B, C, D y E (véase la tabla 2) que también hemos representado en el mapa de la figura 11.

Puede confeccionarse un mapa similar, que recoja zonas climáticas en base a temperaturas mínimas medias en el mes de enero. Si lo hacemos así la NBE establece 5 zonas también, denominadas V, W, X, Y, Z (véase la tabla 3) que hemos representado en el mapa de la figura 12. El de la figura 11 se llama *mapa 1* y el de la figura 12 *mapa 2*.

TABLA 2. Zonas climáticas basadas en los *grados-día*.

Zonas climáticas MAPA 1	Grados-día anuales
Zona A	< 400
Zona B	de 401 a 800
Zona C	de 801 a 1300
Zona D	de 1301 a 1800
Zona E	> 1800



Mapa de Zonificación por grados-día-años

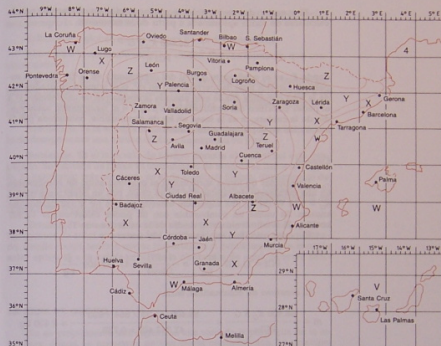
Figura 11. Mapa número 1 de zonas climáticas.

Veamos un ejemplo de utilización. Supongamos que hemos de hacer un proyecto de calefacción en Cuenca. Primero se localiza Cuenca en el mapa 1 y observamos que está en la zona climática E.

Hacemos lo mismo en el mapa 2 y corresponde a la zona climática Z. Ahora en las tablas 2 y 3 obtenemos que le corresponde un número de grados-día mayor de 1.800 y una temperatura media mínima de -2°C .

Sabiendo con mayor o menor precisión el número de grados-día en una localidad determinada, podemos evaluar el consumo energético de la calefacción y, por lo tanto, el coste anual.

El grado de aislamiento que tenga una vivienda o edificio en general, repercutirá en el consumo energético para calefaccionar el edificio o la vivienda. En la norma NBE-CT-79 se establecen unos requisitos de ais-



Mapa de Zonificación por temperaturas mínimas medias de enero

Figura 12. Mapa número 2 de zonas climáticas.

TABLA 3. Zonas climáticas. Mapa número 2.

Zonas climáticas MAPA 2	V	W	X	Y	Z
Temperatura mínima media exterior para el mes de enero	10	5	3	0	-2

lamiento térmico en base a la ubicación de la localidad en una u otra zona climática. Obsérvese pues que la importancia de estos temas no es retórica, sino muy importante en los proyectos de calefacción y acondicionamiento de aire.

El consumo de combustible de una instalación de calefacción puede calcularse de forma aproximada a partir de la expresión:

$$m = \frac{86.400 K_G S G}{PCI \eta}$$

donde K_G es el coeficiente global del cerramiento en $W/(m^2K)$, S_G la superficie exterior total del cerramiento en m^2 , G el número de grados/día de la zona climática donde esté ubicada la instalación de calefacción, PCI el poder calorífico del combustible en J/kg y η el rendimiento anual medio de la caldera; m es la masa en kg de combustible, consumida por la instalación en el periodo considerado.

Ejemplo

Determinar de forma aproximada el consumo anual de combustible en una instalación de calefacción en un chalé, con un coeficiente global $K_G = 1,25 W/(m^2K)$, una superficie exterior de $864 m^2$ y 923 grados/día anuales. Se utiliza un combustible con un poder calorífico de $11.307 kcal/kg$. El rendimiento anual medio de la caldera es de $75,8 \%$.

El poder calorífico expresado en J/h^2 sería:

$$PCI = 11.307 \frac{kcal}{h\eta} = \frac{41.87J}{1 kcal} = 47.342.409 \frac{J}{kg}$$

El consumo de combustible, sería:

$$m = \frac{86.400 K_G S G}{PCI \eta} = \frac{86.400 \times 1,25 \times 864 \times 923}{47.342.409 \times 0,758} = 2.400 kg$$

RADIACION SOLAR

En el Sol se produce una reacción termo-nuclear de fusión con emisión de energía radiante en todas direcciones del espacio. Esta energía radiante se propaga a la velocidad de $300.000 km/s$ y está constituida por radiación electromagnética de diversa longitud de onda.

Supongamos que, a la distancia media entre el Sol y la Tierra, colocamos una superficie de $1 m^2$, de forma que intercepte perpendicularmente los rayos solares. La energía recibida por este metro cuadrado de superficie se llama *constante solar* y su valor es de $1.380 W/m^2$.

Es evidente que a la Tierra llega menos cantidad de energía que la citada, debido a la *atenuación y absorción* que se produce en la atmósfera.

Hay que distinguir los siguientes términos:

a) Radiación directa. Es la que llega procedente directamente del Sol.

b) Radiación difusa. Es la que llega desde el cielo en todas direcciones, excepto la directa del Sol.

c) Radiación global, que es la suma de las dos anteriores.

Relativos a la radiación solar, se utilizan algunos términos, que conviene definir:

Irradiancia. Es la energía radiante recibida por unidad de tiempo sobre una unidad de área. Se expresa en W/m^2 . Es un valor que varía a lo largo del tiempo. Suele darse en *media horaria*. El instrumento para medirla se llama *piranómetro*.

Irradiación. Es la energía radiante recibida durante un cierto intervalo de tiempo sobre una unidad de área. Se expresa en J/m^2 .

Insolación. Es el intervalo de tiempo durante el cual el Sol está despejado. Se expresa en horas. El instrumento de medida se llama *heliógrafo*. El heliógrafo más corriente es el de Cambell-Stokes, denominado de bola, que consiste en una lente situada de manera que, cuando luce el Sol, su imagen quema una banda de papel situada convenientemente en la que están rotuladas las horas.

Este tema de la radiación solar será importante cuando estudiemos los aportes de calor en verano que recibe el local o recinto acondicionado. Desde luego, tendría mayor importancia si estudiásemos la energía solar aplicada a la calefacción o a la obtención de agua caliente sanitaria.

LA CAPA DE OZONO

No es propiamente una capa, sino una zona de la parte alta de la atmósfera, donde se encuentra en una cierta concentración. La principal función de la capa de ozono es detener la radiación ultravioleta procedente del sol que, de llegar a la superficie de la tierra, podría producir mutaciones en las especies y tener efectos potencialmente cancerígenos sobre algunos animales, incluido el hombre. Se ha podido comprobar que algunos refrigerantes del tipo de los derivados halogenados, al ser liberados de los equipos que los contienen, difunden por la atmósfera y, al llegar a la capa de ozono, la destruyen en una reacción en cadena de efectos muy contundentes. Los derivados halogenados que producen este fenómeno son los que contienen cloro en su molécula. Por este hecho, la comunidad internacional ha establecido una serie de normas y protocolos para prohibir la fabricación y utilización de estos productos de forma paulatina. Paralelamente, los técnicos y científicos relacionados con el mundo de la refrigeración se han encontrado con el reto de buscar unos sustitutos a corto plazo de los refrigerantes que ya han sido prohibidos, y de los que lo serán de aquí a unos años.



INTRODUCCION

El aire acondicionado tiene por objeto mantener en un recinto unas condiciones de *temperatura, humedad y calidad* del aire que proporcionen una sensación de confort y bienestar a sus ocupantes. Para ello, es preciso someter el aire del local a unas operaciones de calentamiento, enfriamiento, humidificación o deshumidificación, según sea el estado del aire atmosférico exterior.

Así pues, el aire acondicionado trabaja sobre el aire interior y exterior del local; es muy importante que conozcamos previamente las propiedades y características del aire. El conocimiento detallado de lo que llamamos *parámetros fundamentales*, como son la *humedad absoluta*, la *humedad relativa* y la *entalpía* del aire proporcionarán una mayor base para comprender los temas técnicos y aplicados que desarrollaremos más adelante.

Por otra parte, el aire contiene vapor de agua en una cantidad que no es fija sino variable y que depende de múltiples factores.

Este hecho fundamental —no podríamos vivir permanentemente en una atmósfera seca— lo tendremos que estudiar con cierto detenimiento, porque el vapor de agua y el aire seco *no pueden* mezclarse en cualquier proporción, sino que hay un máximo que no puede sobrepasarse.

Este máximo se conoce con el nombre de *saturation o aire saturado*. Así pues, en este capítulo estudiaremos las propiedades del aire desde la perspectiva de este constituyente tan importante como es el vapor de agua, prestando especial atención al tema de la saturación.

Bien es cierto que en el aire tenemos nitrógeno y oxígeno y que este último es imprescindible en los procesos biológicos; sin embargo, el nitrógeno y el oxígeno están siempre en la misma proporción, aproximadamente un 78 % de nitrógeno y un 21 % de oxígeno; por ello resulta más cómodo considerar que el aire es una mezcla de dos gases: *aire seco* y *vapor de agua*, aunque en realidad el aire seco sea, a su vez, una mezcla.

Por otra parte, la variable energética más importante y utilizada en los proyectos de aire acondicionado es la *entalpía*, que estudiaremos también en este capítulo. (La entalpía podemos entenderla como una forma de expresar la energía térmica de un fluido o un cuerpo cualquiera en un proceso de flujo.

ECUACION DE ESTADO DE UN GAS

Un gas es un fluido que se caracteriza por la poca cohesión que existe entre sus moléculas, motivo por el cual debe estar contenido en un recipiente.

El gas ejerce una presión p sobre las paredes del recipiente cuyo volumen es V , estando (el gas) a la temperatura T (en grados Kelvin).

¿Cómo se relacionan estas variables? Se relacionan mediante la llamada *ecuación de estado*, que generalmente es una ecuación larga y compleja. Sin embargo, en muchas ocasiones puede utilizarse una forma mucho más sencilla que se denomina *ecuación de estado del gas ideal*.

Para ello deben cumplirse ciertos requisitos:

- Una presión baja.
- Que el gas sea lo más inerte posible.
- Que estemos lejos de las condiciones de condensación (paso de gas a líquido).

Cuando estas condiciones se cumplen podemos aplicar la sencilla ecuación:

$$pV = mRT$$

Donde: p es la presión en Pa ($1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$), V es el volumen del recipiente en m^3 , m es la masa en kg, T es la temperatura en grados Kelvin; recordemos que $T = t + 273,15$, siendo t la temperatura en $^{\circ}\text{C}$, R es una constante que depende de cada gas. En nuestro caso, los gases que utilizaremos en este capítulo son el aire seco y el vapor de agua. Estas constantes valen: $R_s = 287,1 \text{ J/kg K}$ (para el aire seco), $R_v = 461,4 \text{ J/kg K}$ (para el vapor de agua).

Si desearáramos aplicar la ecuación anterior al aire atmosférico, no sería muy correcto porque éste tiene vapor de agua; sin embargo, *es permisible* aplicarla cuando no es preciso una gran exactitud en los cálculos. Si se trata de aire atmosférico directamente, o sea, que no está contenido en un recipiente, puede emplearse la versión en la que aparece la densidad.

$$p = \rho RT$$

Veamos un ejemplo:

Calcular la densidad del aire a la temperatura de 20°C y considerando la presión atmosférica estándar de 1,013 bar.

En la ecuación anterior la presión debe expresarse en pascas (Pa), así pues será:

$$p = 1,013 \text{ bar} = 1,013 \times 10^5 = 101.300 \text{ Pa}$$

La temperatura hay que pasarla a grados Kelvin:

$$T = 273,15 + 20 = 293,15 \text{ K}$$

Si despejamos la densidad:

$$\rho = \frac{p}{RT} = \frac{101.300}{287,1 \times 293,15} = 1,2 \text{ kg/m}^3$$

Este valor que hemos obtenido se considera la densidad estándar del aire.

EL AIRE HUMEDO

Tal como vimos en el primer capítulo de este libro, el aire húmedo se supone que está constituido por una mezcla de *aire seco* y *vapor de agua*. Consideremos un recipiente que contiene una masa m de aire húmedo a la temperatura t y presión p . El recipiente tiene un volumen V . En la figura 1, hemos representado con cruces el aire seco y con puntos el vapor de agua. Si llamamos m_s a la fracción de aire seco y m_v a la fracción de vapor de agua, se cumplirá:

$$m = m_s + m_v$$

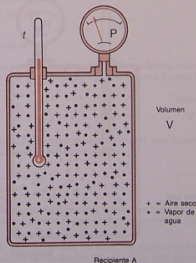


Figura 1. Recipiente conteniendo aire húmedo. Las cruces indican aire seco y los puntos vapor de agua.

Supongamos que podemos separar el aire seco y el vapor de agua, colocándolos en recipientes idénticos al anterior, del mismo volumen y a la misma temperatura (Fig. 2). Lo que no será igual será la presión, puesto que en cada recipiente, ahora, tenemos menos masa de gas. La presión indicada en el recipiente del aire seco la llamaremos *presión parcial del aire seco* (p_a) y la indicada en el del vapor de agua la llamaremos *presión parcial del vapor de agua* (p_w).

Debe cumplirse que la suma de presiones parciales sea igual a la presión total que teníamos en el primer recipiente:

$$p = p_a + p_w$$

Para el aire seco contenido en el recipiente B de la figura 2 podemos aplicar la ecuación de estado:

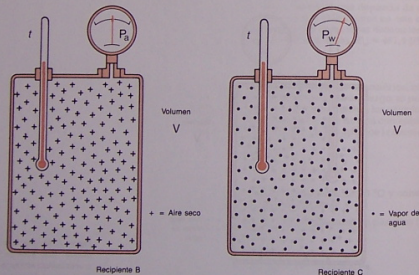
$$p_a V = m_a R'_a T$$

Donde R'_a es la constante característica del aire seco.

Para el vapor de agua contenido en el recipiente C de la figura 2, podemos aplicar la ecuación de estado:

$$p_w V = m_w R'_w T$$

Figura 2. Separación del aire seco y del vapor de agua en dos recipientes como los de la figura anterior.



Donde R'_w es la constante característica del vapor de agua. Esta ecuación y la anterior podemos combinarlas dividiéndolas miembro a miembro:

$$\frac{p_a V}{p_w V} = \frac{m_a R'_a T}{m_w R'_w T}$$

Los volúmenes y las temperaturas se anulan entre sí; si despejamos el cociente m_w/m_a se obtiene:

$$\frac{m_w}{m_a} = \frac{R'_a p_w}{R'_w p_a}$$

PARAMETROS CARACTERISTICOS

Los parámetros característicos relacionados con la humedad del aire son:

- La humedad absoluta
- La humedad relativa
- El punto de rocío

Humedad absoluta

La representaremos con el símbolo W y se define con el cociente entre la masa de vapor contenida en el aire y la masa de aire seco. Así pues:

$$W = \frac{m_w}{m_a}$$

Las unidades serán kilogramos de vapor por kilogramos de aire seco, que sintetizaremos así: kgw/kg_a .

Humedad relativa

Antes de hablar de la humedad relativa es necesario que expliquemos previamente un concepto que es muy importante: *el estado de saturación*.

El vapor de agua contenido en el aire se supone que está *disuelto* en el aire. La capacidad de disolución del aire no es muy grande; si aumenta-

se la cantidad de vapor llegaría un momento en que éste condensaría, para transformarse en agua líquida. Cuando llegamos a esta situación, decimos que se ha alcanzado el estado de saturación.

Cuando se llega al estado de saturación la presión parcial del vapor de agua se llama *presión de saturación*; dado que se llega a esta situación a una temperatura determinada, la presión de saturación depende de esta temperatura; es decir, que la capacidad de disolución del aire respecto al vapor de agua varía con la temperatura y, en consecuencia, la presión de vapor de saturación varía también con la temperatura.

Resumiendo, hay que distinguir los dos estados característicos del aire húmedo que hemos indicado en el cuadro de la figura 3. La relación entre la presión de saturación y la temperatura se llama *curva de tensión de vapor*. Esta relación puede darse de forma gráfica, mediante tablas, o bien mediante una ecuación. En la figura 4 presentamos una tabla de valores de la curva de tensión de vapor.

Las ecuaciones para obtener la relación presión de vapor-temperatura son bastante complicadas; sin embargo, podemos utilizar la siguiente:

Aire húmedo no saturado	El aire tiene vapor de agua, pero la presión parcial del vapor de agua es inferior a la presión de saturación.
Aire húmedo saturado	La presión parcial del vapor de agua es igual a la presión de saturación.

t (°C)	P _{ws} (bar)
0	0.006107
5	0.008719
10	0.01227
15	0.01704
16	0.01818
17	0.01937
18	0.02063
19	0.02197
20	0.02337
21	0.02486
22	0.02644
23	0.02806
24	0.02984
25	0.03166
26	0.03361
27	0.03566
28	0.03780
29	0.04000
30	0.04242
35	0.05622
40	0.07375
45	0.09580
50	0.12335

▲ Figura 3. Explicación de los conceptos de *aire saturado* y *aire no saturado*.

◀ Figura 4. Tabla de presiones de saturación del vapor a distintas temperaturas, de 5 en 5 grados, excepto entre 16 y 30, que se dan de grado en grado.

te, que es más sencilla, aunque no tan exacta como los valores indicados en la tabla de la figura 4.

$$P_{ws} = e^{14.2928 - 5291/T}$$

Donde T es la temperatura en grados Kelvin, P_{ws} es la presión de vapor de saturación en bar, y e es el número 2,7183 (base de los logaritmos neperianos).

Así, por ejemplo, a una temperatura de 30 °C (303,15 K) la presión de vapor de saturación es

$$\begin{aligned} P_{ws} &= e^{14.2928 - 5291/303,15} \\ &= e^{-3.1806} \\ &= 0,0424 \text{ bar} \end{aligned}$$

La *humedad relativa*; se define como el cociente entre la presión parcial del vapor de agua en el aire y la presión de saturación. Para representar la humedad relativa utilizaremos el símbolo φ .

Así pues:

$$\varphi = \frac{P_w}{P_{ws}}$$

Este cociente siempre es menor que la unidad. Si lo multiplicamos por 100 tendremos la humedad relativa expresada en tanto por ciento. Aunque es muy frecuente el uso común de la humedad relativa en tanto por ciento, en las fórmulas y ecuaciones la pondremos siempre en tanto por uno, es decir, tal como se indica en la definición.

La humedad relativa indica lo cerca o lejos que estamos del estado de saturación. Así por ejemplo, una humedad relativa del 65 % quiere decir que todavía falta un 35 % para alcanzar el estado de saturación.

Hay una noción que conviene que tengamos clara: una humedad relativa alta no es indicativa de que el aire tenga mucho vapor de agua, excepto en el caso de que comparemos dos estados de aire húmedo a la misma temperatura. Entonces sí. Lo veremos con un ejemplo.

Supongamos que un día determinado la humedad relativa es del 65 %

a una temperatura de 25 °C. Otro día, con la misma temperatura de 25 °C, la humedad es del 85 %; pues bien, este día que tiene una humedad relativa mayor, el aire contenía más agua que el primer día. Pero si las temperaturas no son iguales no podemos afirmar lo mismo. Sólo la humedad absoluta W es independiente de la temperatura y nos indica claramente el contenido de agua del aire. Utilizando la humedad absoluta sí que podemos afirmar que el aire contiene más o menos agua un día u otro, a una hora o a otra.

Punto de rocío

Se denomina punto de rocío del aire, o temperatura de rocío del aire, la temperatura a la cual empieza a producirse la condensación del vapor de agua. La representaremos con el símbolo t_p .

Para comprender mejor este concepto imaginemos el aire húmedo de una habitación en un estado de humedad relativa inferior al 100 %, es decir, en estado no saturado.

Este aire contendrá vapor de agua disuelto. Si enfriásemos el aire de la habitación, disminuiría la capacidad de disolución del aire y llegaría un momento en que el vapor de agua se condensaría. La temperatura a la cual se produce este fenómeno se llama *punto de rocío* o *temperatura de rocío*.

El punto de rocío puede «calcularse» a partir de las condiciones del aire, pero es mucho más cómodo y rápido obtenerlo gráficamente, con ayuda del diagrama psicrométrico. Este tema lo desarrollaremos más adelante.

MEDIDORES DE HUMEDAD

Usualmente, la humedad relativa se mide con un aparato llamado *psicrómetro*, que funciona según dos principios diferentes que describiremos a continuación.

Medidor de fibra

Hay algunas fibras (un cabello humano, por ejemplo), que tienen la propiedad de variar de longitud con la humedad. Si se ajusta una fibra de este tipo con un mecanismo que la mantiene tensa, de forma que una contracción de su longitud actúe sobre la aguja indicadora en una escala graduada, dispondremos de un medidor de la humedad. Estos aparatos no son muy exactos.

Medidor de doble termómetro

Se trata de dos termómetros, colocados uno al lado del otro. Uno de ellos es un termómetro normal que nos da la temperatura del aire. El otro termómetro lleva una gasa humedecida envolviendo el bulbo de termómetro (la cazoleta que contiene el mercurio).

Este segundo termómetro marca una temperatura algo inferior a la que marca el primero. La diferencia entre ambas temperaturas nos permite, mediante una tabla, saber la humedad relativa. También puede utilizarse, además de la tabla, un diagrama psicrométrico. La temperatura leída en el primer termómetro se llama *temperatura seca* y la leída en el segundo termómetro *temperatura húmeda*.

Aunque la primera se llame temperatura seca, es la temperatura normal del aire.

El conjunto de los dos termómetros debe colocarse en un lugar en el que haya una suave corriente de aire. A veces el sistema lleva incorporado un pequeño ventilador que la produce.

RELACION ENTRE HUMEDAD ABSOLUTA Y HUMEDAD RELATIVA

En el apartado *El aire húmedo* hemos obtenido la siguiente relación:

$$\frac{m_w}{m_a} = \frac{R'_a}{R_w} \frac{p_w}{p_a}$$

m_w es la masa de vapor, contenido en una masa m de aire húmedo; m_a es la masa de aire seco contenida en la misma cantidad de aire húmedo. R'_a es la constante específica del aire ($R'_a = 287,1 \text{ J/(kg K)}$); R_w es la constante específica del vapor de agua ($R_w = 461,4 \text{ J/(kg K)}$); p_w es la presión parcial del vapor de agua y p_a la presión parcial del aire seco.

Consideremos ahora aire húmedo atmosférico no en un recipiente sino situado libremente en la atmósfera. Dado que la relación entre la masa de vapor y la de aire seco es la humedad absoluta, W , la anterior ecuación puede escribirse de la siguiente forma:

$$W = 0,622 \frac{p_w}{p_a}$$

donde 0,622 es el resultado de dividir la constante del aire entre la constante del vapor. Además se cumplirá:

$$p = p_a + p_w$$

Donde p es la presión atmosférica. Con lo que $p_a = p - p_w$; sustituyendo en la ecuación de la humedad se obtiene:

$$W = 0,622 \frac{p_w}{p - p_w}$$

Tengamos presente ahora que:

$$\frac{p_w}{p_{ws}} = \varphi$$

es decir, $p_w = \varphi p_{ws}$, con lo que

$$W = 0,622 \frac{\varphi p_{ws}}{p - \varphi p_{ws}}$$

que es la relación entre la humedad absoluta y la humedad relativa. No olvidemos que p es la presión atmosférica local que varía diariamente; sin embargo, si no la conocemos explícitamente, puede emplearse la presión atmosférica estándar, que es 1,013 bar.

Ejemplo

Supongamos que en el parte meteorológico leemos que la temperatura del aire es de 22 °C, la humedad relativa del 82 % y la presión atmosférica de 998 milibares (mb). Averiguar la humedad absoluta del aire.

La presión atmosférica de 998 milibares equivale a 0,998 bar.

Buscamos en la tabla de la figura 4 la presión de vapor de saturación a la temperatura de 22 °C, que es de:

$$p_{ws} = 0,02644 \text{ bar}$$

La humedad relativa en tanto por uno será de $82/100 = 0,82$. Ahora podemos aplicar la ecuación anterior:

$$\begin{aligned} W &= 0,622 \frac{p_{ws} \varphi}{p - p_{ws} \varphi} = \\ &= 0,622 \frac{0,02644 \times 0,82}{0,998 - (0,02644 \times 0,82)} = 0,01381 \text{ kgw/kg} \end{aligned}$$

o bien, 13,81 gw/kg (gramos de vapor de agua por kg de aire).

DENSIDAD Y VOLUMEN ESPECIFICO

Para calcular la densidad del aire húmedo utilizaremos la relación:

$$\rho = \frac{1}{T} \frac{p - \varphi p_{ws}}{R'_a} + \frac{\varphi p_{ws}}{R'_w}$$

donde φ es la humedad relativa, T la temperatura absoluta en K, p la presión atmosférica en Pa (N/m²) y p_{ws} la presión de vapor de saturación en Pa. La densidad, ρ , vendrá dada en kg/m³.

El volumen específico del aire húmedo es un concepto muy útil en psicometría y se puede calcular a partir de la expresión:

$$V_a = \frac{R'_a T}{p - \varphi p_{ws}}$$

donde V_a es el volumen específico en m³/kg. Obsérvese que las unidades de V_a son m³/hga, es decir, metros cúbicos por kilogramo de aire seco.

Ejemplo

Determinar el volumen específico de aire a 30 °C con una humedad relativa del 80 % y una presión de 1,013 bar.

La presión de vapor de saturación a 30 °C (véase tabla de la Fig. 3) es 0,04242 bar = 4.242 Pa. La presión atmosférica es 1,013 bar = 101.300 Pa. El volumen específico será:

$$\begin{aligned} V_a &= \frac{R'_a T}{p - \varphi p_{ws}} = \\ &= \frac{287,1 (273,2 + 30)}{101.300 - 0,8 \times 4.242} = 0,8891 = \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \end{aligned}$$

ENTALPIA DEL AIRE HUMEDO

En los cálculos de aire acondicionado se utiliza frecuentemente una variable energética denominada entalpía, que representaremos con la letra h .

La entalpía de una sustancia se utiliza para establecer las variaciones energéticas que experimenta dicha sustancia al pasar de unas condiciones a otras. Definamos primero la entalpía del aire. La fórmula para calcular la entalpía es la siguiente:

$$h = c_{pa}t + W(L_o + c_{pw}t)$$

en la que: h es la entalpía, c_{pa} es el calor específico del aire seco, L_o es el calor latente de vaporización del agua a 0 °C, c_{pw} es el calor específico del vapor de agua, t es la temperatura del aire y W es la humedad absoluta.

Tanto c_{pa} como c_{pw} y L_o son constantes cuyos valores se dan en la tabla de la figura 5. Así pues, la entalpía del aire depende de dos variables: la temperatura y la humedad absoluta. La temperatura debe estar en (°C) y la humedad en kg de vapor por kg de aire seco. Obsérvense los valores y las unidades de las constantes c_{pa} , c_{pw} y L_o que se han dado en la tabla de la figura 5. Si empleamos la primera columna la fórmula de la entalpía será:

$$h = 1,004 t + W(2.500,6 + 1,86 t)$$

El resultado vendrá dado en kJ/kg.

Si empleamos la segunda columna, la fórmula será:

$$h = 0,24 t + W(600,1 + 0,4 t)$$

Y el resultado vendrá dado en kcal/kg.

Aunque siguen todavía empleándose las kcal, hoy día cada vez se utiliza más el julio (J) o el kilojulio (kJ). Recuerde que 1 kcal = 4.187 J.

c_{pa}	1,004 kJ/(kg · K)	0,24 kcal/(kg · K)
c_{pw}	1,86 kJ/(kg · K)	0,40 kcal/(kg · K)
L_o	2500,60 kJ/kg	600,1 kcal/kg

Figura 5. Valores de c_{pa} , c_{pw} y L_o en distintas unidades.

Ejemplo

Calcular la entalpía del aire a una temperatura de 30 °C y con una humedad absoluta de 0,025 kgw/kg.

Con estos datos podemos aplicar directamente la fórmula de la entalpía:

$$\begin{aligned} h &= 1,004 \times 30 + 0,025(2500,6 + 1,86 \times 30) = \\ &= 30,12 + 63,91 = 94,03 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Ejemplo

Calcular la entalpía del aire que está a una temperatura de 16 °C y la humedad relativa es del 80 %. Considerar la presión atmosférica estándar.

Ahora tendremos un poco más de trabajo para calcular la entalpía, puesto que nos dan la humedad relativa y necesitamos la humedad absoluta.

Emplearemos aquella relación entre la humedad absoluta y la humedad relativa que habíamos deducido en el apartado anterior:

$$W = 0,622 \frac{p_{ws} \varphi}{p - \varphi p_{ws}}$$

Recordemos que φ es la humedad relativa en tanto por uno, p_{ws} es la presión de vapor de saturación (tabla de la figura 4) y p es la presión atmosférica.

Buscamos primero la presión de vapor de saturación en la tabla de la figura 4 a la temperatura de 16 °C. Encontraremos:

$$p_{ws} = 0,01818 \text{ bar}$$

Aplicamos ahora la ecuación anterior para obtener la humedad absoluta:

$$W = 0,622 \frac{p_{ws} \varphi}{p - \varphi p_{ws}} = 0,622 \frac{0,01818 \times 0,80}{1,013 - 0,01818 \times 0,80} = 0,00906 \text{ kgw/kg}$$

Obsérvense que la humedad relativa del 80 % se ha transformado en 0,8 expresada en tanto por uno.

Para la presión atmosférica hemos utilizado el valor estándar de 1,013 bar.

Ahora podemos calcular la entalpía del aire:

$$\begin{aligned} h &= 1,004t + W(2500,6 + 1,86t) = \\ &= 1,004 \times 16 + 0,00906(2500,6 + 1,86 \times 16) = \\ &= 16,06 + 22,93 = 38,99 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Para obtener la entalpía total, H_1 , debe multiplicarse la entalpía específica, h , por el caudal másico de aire seco:

$$h = \dot{m}_a h$$

que, a su vez, se obtiene a partir del volumen específico V_a :

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}}{V_a}$$

Si el cálculo que tenemos que hacer no debe ser muy exacto, puede utilizarse una aproximación:

$$H = \dot{m} h = \dot{V} \rho h$$

Recordemos que $\dot{m}$ es el caudal másico de aire, $\dot{V}$ el caudal volumétrico y ρ la densidad del aire. En este último caso, es frecuente considerar un valor estándar de la densidad del aire: $1,2 \text{ kg/m}^3$.

Ejemplo

Por un conducto circulan $1.200 \text{ m}^3/\text{h}$ de aire en unas condiciones tales que la entalpía específica del aire es de $78,5 \text{ kJ/kg}$. Determinar la entalpía absoluta del aire. El volumen específico es $0,8891 \text{ m}^3/\text{kg}$.

El caudal es de $1.200 \text{ m}^3/\text{h}$ y en m^3/s será:

$$\dot{V} = \frac{1.200}{3.600} = 0,333 \text{ m}^3/\text{s}$$

Y la entalpía absoluta:

$$H = \frac{\dot{V}}{V_a} h = \frac{0,333}{0,8891} \times 78,5 = 29,40 \text{ kJ/s} = 29,40 \text{ kW}$$

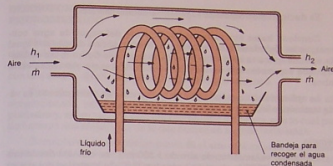


Figura 6. Cámara de enfriamiento y desecación de aire.

La aplicación más importante que tiene la entalpía es la que se deduce de su carácter de variable energética. De la misma manera que un termómetro nos indica la temperatura de una sustancia, y midiendo las temperaturas *antes* y *después* de un proceso podemos saber si aquella sustancia ha *variado* su temperatura, con la entalpía pasa algo parecido.

Si medimos o calculamos la entalpía del aire antes y después de un proceso, podremos averiguar la *cantidad de energía* puesta en juego.

En la figura 6 hemos representado un proceso de enfriamiento del aire. El aire se hace pasar por un recinto en el que entra en contacto con unas tuberías que conducen un líquido frío; el aire, al entrar en contacto con las tuberías, se enfriará y también es posible que parte del vapor de agua que transporta se condense, con lo cual, el aire saldrá de la cámara más frío y más seco.

Supongamos que el aire a la entrada de la cámara tiene la entalpía h_1 y a la salida la entalpía h_2 . El Caudal másico de aire es de $\dot{m} \text{ kg/s}$. ¿Cuánto calor ha perdido el aire? Contestar esta pregunta es fácil utilizando entalpías por unidad de tiempo:

$$\dot{Q} = \dot{m}_a (h_1 - h_2)$$

donde $\dot{m}_a$ es la parte de aire seco contenida en $\dot{m}$.

La diferencia la hemos puesto en el orden $h_1 - h_2$ dado que el aire se enfría, $h_1 > h_2$. Las unidades de $\dot{Q}$ son:

$$\frac{\text{kg}}{\text{s}} \times \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = \text{kW}$$

Esto es, suponiendo que la entalpía venga en kJ/kg , el calor por unidad de tiempo se obtiene en kW (kilovatios).

Si la entalpía se expresa en kcal/kg :

$$\frac{\text{kg}}{\text{s}} \times \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} = \frac{\text{kcal}}{\text{s}} = \text{kcal/s}$$

Es decir, hemos obtenido la *potencia de enfriamiento*.

Conviene hacer una observación. Si parte del vapor de agua condensa, no es rigurosamente cierto que el caudal másico de aire sea igual a la entrada que a la salida, tal como se indica en la figura 6; sin embargo, puede suponerse que es así, dada la poca diferencia que habrá entre ambos.

La aplicación que se ha comentado referida a un enfriamiento, es válida también referida a un caso de calentamiento.

Ejemplo

Un caudal volumétrico de aire de 1.300 m³/h se calienta desde una temperatura de 23 °C hasta que alcanza los 33 °C. La humedad del aire es de 0,012 kgw/kg_a y permanece constante durante el calentamiento. Calcular la cantidad de calor que se ha tenido que aportar para efectuar este calentamiento. Utilizar la densidad estándar del aire (1,2 kg/m³).

El caudal másico de aire será:

$$\dot{m}_a = \dot{V} \times \rho = \frac{1.300}{3.600} \times 1,2 = 0,433 \text{ kga/s}$$

La entalpía del aire a la entrada:

$$\begin{aligned} h_1 &= 1,004 t_1 + W_1 (2.500,6 + 1,86 \times t_1) = \\ &= 1,004 \times 23 + 0,012 (2.500,6 + 1,86 \times 23) = \\ &= 23,09 + 30,52 = 53,61 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

La entalpía del aire a la salida:

$$\begin{aligned} h_2 &= 1,004 t_2 + W_2 (2.500,6 + 1,86 \times t_2) = \\ &= 1,004 \times 33 + 0,012 (2.500,6 + 1,86 \times 33) = \\ &= 33,13 + 30,67 = 63,80 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Y el calor aportado:

$$\dot{Q} = \dot{m}_a (h_2 - h_1) = 0,433 (63,80 - 53,61) = 4,41 \text{ kW}$$

Hemos representado con el subíndice (1) las condiciones del aire a la entrada y con el subíndice (2) las condiciones a la salida. En esta ocasión la diferencia de entalpías debe ser $h_2 - h_1$, porque se trata de un calentamiento y por lo tanto $h_2 > h_1$.

DESCRIPCION Y UTILIZACION DEL DIAGRAMA PSICROMETRICO

Hasta ahora hemos aprendido a *calcular* la humedad del aire y la entalpía. Aunque el método de cálculo hay que conocerlo y en ocasiones será necesario, en la mayoría de casos se resuelve el mismo problema con una simple ojeada al llamado *diagrama psicrométrico*.

Este diagrama es el instrumento fundamental del técnico en aire acondicionado, ya que le facilita los cálculos, le permite relacionar propiedades y, sobre todo, le permite representar procesos, con lo cual puede hacerse una mejor idea de lo que ocurre en aquella instalación.

Comentaremos este último punto. Si el aire está en unas condiciones determinadas, se dice que está en un *estado*; suele referirse a un estado con una letra mayúscula, por ejemplo A. Si las propiedades del aire cambian —y basta que cambie una sola— cambia el estado y pasa a denominarse por otra letra, la B, por ejemplo.

Pues bien, en el diagrama psicrométrico cada punto representa un estado. Si el aire evoluciona desde un estado A hasta un estado B, la sucesión de puntos desde A hasta B mostraría la representación gráfica del proceso que ha sufrido el aire.

A lo largo de este capítulo veremos las numerosas aplicaciones que tiene el diagrama psicrométrico.

Descripción del diagrama psicrométrico

El diagrama psicrométrico es la representación gráfica de las propiedades del aire húmedo. En la figura 7 hemos indicado esquemáticamente las líneas principales. El eje horizontal (1) representa el eje de la *temperatura seca*. Recordemos que la temperatura seca es la temperatura normal, la que obtenemos con un termómetro normal.

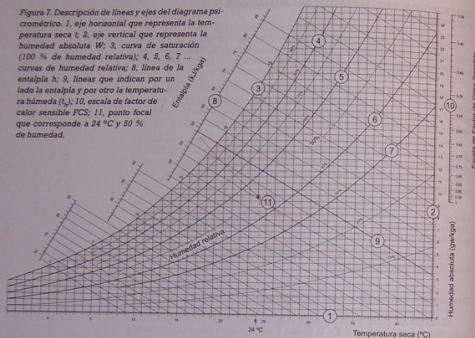
La temperatura la representaremos con el símbolo t y la mediremos en (°C). El eje vertical (2) representa el eje de la humedad absoluta. La representaremos con el símbolo W y en el diagrama viene indicada en gramos de agua por kilogramo de aire seco (gw/kg_a). Si la necesitásemos en kgw/kg_a bastaría dividir por 1.000 el número leído en el diagrama. Ya veremos ejemplos.

La línea (3) representa la línea de humedad relativa del 100 %, que es indicativa del *estado de saturación*. Las líneas (4), (5), (6), (7) y siguientes son líneas de humedades relativas inferiores a 100 %. El valor de la humedad relativa está escrito sobre la línea correspondiente.

Volviendo a la figura 7, la línea (8) es la de la entalpía, que representaremos con el símbolo h y mediremos en kJ/kg_a; la línea está escalonada para facilitar la lectura de los valores.

Las líneas inclinadas (9) representan dos cosas: por una parte son líneas que sirven para indicar la entalpía en el eje de entalpías y por otra

Figura 7. Descripción de líneas y ejes del diagrama psicrométrico. 1, eje horizontal que representa la temperatura seca t ; 2, eje vertical que representa la humedad absoluta W ; 3, curva de saturación (100 % de humedad relativa); 4, 5, 6, 7 ... curvas de humedad relativa; 8, línea de la entalpía k ; 9, líneas que indican por un lado la entalpía y por otro la temperatura húmeda (t_h); 10, escala de factor de calor sensible FCS; 11, punto focal que corresponde a 24 °C y 50 % de humedad.



parte son líneas que indican la *temperatura húmeda*, que representaremos con el símbolo t_h y mediremos en °C. Los valores de t_h no están representados sobre la línea, sino al final de la misma donde ésta intersecciona con la curva de saturación (3); ya volveremos a insistir sobre este tema.

A la derecha del eje vertical de la humedad absoluta, hay otro eje (10), que se llama *escala de factor de calor sensible*, con unos valores que van desde el 1 hasta 0,36.

En el centro del diagrama hay un punto (11) que se llama *punto focal* que es muy importante. Este punto se encuentra a 24 °C y en la línea de humedad relativa del 50 %.

Fijese que el diagrama psicrométrico tiene una forma que parece una bota. El aire húmedo no saturado siempre estará dentro de la bota. Si el aire húmedo está «saturado» su estado siempre será un punto de la línea de saturación, la línea (3).

No podemos tener aire fuera de la bota, porque esto representaría una humedad relativa mayor del 100 % y esto es imposible.

Utilización del diagrama psicrométrico

Vamos seguidamente algunos casos de aplicación del diagrama mencionado.

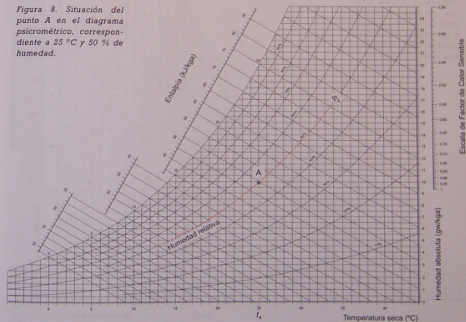
Situación de un punto

El aire húmedo tiene unas propiedades determinadas: una temperatura seca, una humedad relativa, una humedad absoluta, etc. Un *estado* de aire húmedo representa un *punto* en el diagrama psicrométrico. Si se produce un cambio en una sola de las propiedades, el punto cambia de lugar y hemos de hablar de otro punto.

Para situar un punto en el diagrama (un estado del aire) necesitamos conocer *dos* propiedades, por ejemplo:

- La temperatura seca.
- La humedad relativa (Fig. 8).

Figura 8. Situación del punto A en el diagrama psicrométrico, correspondiente a 25 °C y 50 % de humedad.



Si la humedad relativa que necesitamos no tiene línea, hemos de interpolarla, que quiere decir situarla aproximadamente con un lápiz sobre el diagrama, bien sea a mano, bien sea con una plantilla de curvas.

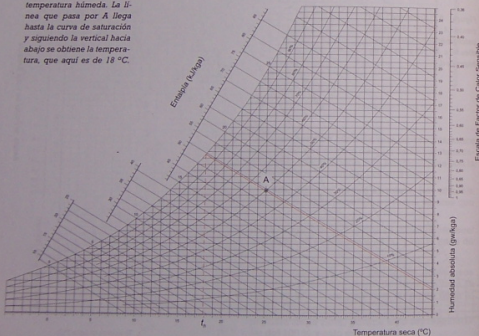
Obtención de la temperatura húmeda

Una vez situado un punto, nos fijamos en la línea inclinada (9) de la figura 7 que pasa por el punto A. Cuando la línea intersecciona a la curva de saturación, desde este punto trazamos una perpendicular al eje horizontal; la temperatura leída allí nos da la temperatura húmeda (Fig. 9) que corresponde al estado A de aire húmedo.

Ejemplo

Supongamos que la temperatura del aire es de 25 °C y la humedad relativa del 50 %. ¿Cuál será la temperatura húmeda? ¿Cuánto valdrá la humedad absoluta?

Figura 9. Obtención de la temperatura húmeda. La línea que pasa por A llega hasta la curva de saturación y siguiendo la vertical hacia abajo se obtiene la temperatura, que aquí es de 18 °C.



Con la temperatura de 25 °C y la humedad relativa del 50 % situamos el punto A, nos fijamos en la línea de temperatura húmeda que pasa por él, obtenemos la intersección con la curva de saturación y bajamos la perpendicular. Obtenemos 18 °C (Fig. 10):

$$t_h = 18^\circ\text{C}$$

Una vez situado el punto nos fijamos en la línea horizontal que pasa por el punto y la llevamos hasta el eje vertical. Obtenemos aproximadamente una humedad absoluta de 10 gw/kg:

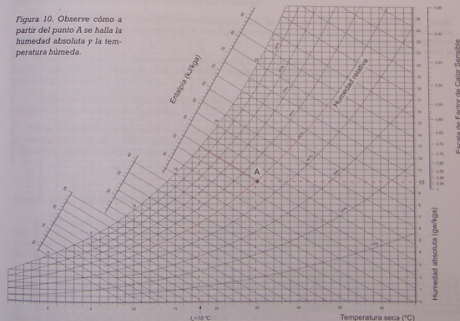
$$W = 10 \text{ gw/kg}$$

Obtención de la entalpía

Una vez situado en el punto correspondiente al estado del aire en el diagrama psicrométrico, la entalpía puede obtenerse de forma gráfica, como se indica en la figura 10, trazando la línea de temperatura húmeda hasta cortar el eje de entalpías. Sin embargo, es preferible obtener la entalpía aplicando directamente la fórmula:

$$h = 1,004 t + W (2.800,6 + 1,86 t)$$

Figura 10. Observe cómo a partir del punto A se halla la humedad absoluta y la temperatura húmeda.



Ejemplo

La temperatura del aire es de 25 °C y la humedad absoluta de 0,008 kgw/kg. ¿Cuál es la entalpía del aire?

Veamos ahora la figura 11. Situemos el punto, con los 25 °C y la humedad que en el diagrama aparece en gramos, es decir, 8 gw/kg y trazamos la línea de temperatura húmeda hasta el eje de entalpía; obtenemos 46 kJ/kg.

$$h = 46 \text{ kJ/kg}$$

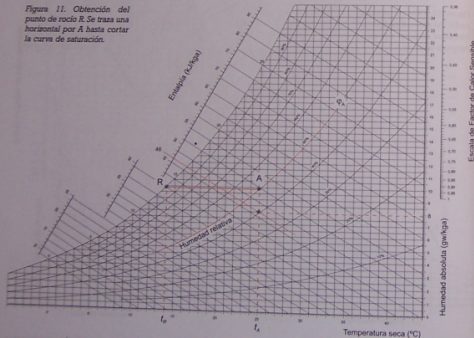
o bien:

$$h = 1,004 \times 25 + 0,008 (2.500,6 + 1,86 \times 25) = 45,48 \text{ kJ/kg}$$

Obtención del punto de rocío

Para obtener el punto de rocío, procederemos como sigue. Primero situamos el punto A a partir de dos propiedades, la temperatura seca y la humedad relativa, que son las más frecuentes. (Ver la misma figura 11.)

Figura 11. Obtención del punto de rocío R. Se traza una horizontal por A hasta cortar la curva de saturación.



Una vez situado el punto, trazamos una horizontal desde éste hasta que corte a la curva de saturación. Este punto de corte se llama *punto de rocío*; si bajamos una vertical hasta el eje horizontal nos dará allí la temperatura de rocío (t_R).

En la citada figura 11 hemos supuesto un estado de aire de temperatura t_A y humedad relativa ϕ_A . Estas dos propiedades nos permiten situar el punto A. Trazamos la horizontal y obtenemos R, el punto de rocío; trazamos la vertical y obtenemos la temperatura de rocío (t_R).

Recordemos que la temperatura de rocío representa la temperatura a la que se produce la condensación del vapor de agua, si enfriásemos el aire a partir de unas condiciones determinadas.

Ejemplo

Imaginemos que estamos en invierno y que en el interior de una habitación con calefacción tenemos 21 °C y un 50 % de humedad relativa. La habitación está provista de grandes ventanas con vidrio ordinario (no son de doble vidrio). La temperatura de la superficie interior del vidrio es de 6 °C, ¿se producirá condensación del vapor de agua del aire de dentro de la habitación sobre el vidrio de las ventanas?

Este tema es típico del acondicionamiento de aire. Se trata de obtener el punto de rocío que corresponde a las condiciones del aire interior de la habitación.

Situamos el punto A representativo del aire del local, con los 21 °C y el 50 % de humedad relativa (Fig. 12); luego trazamos la horizontal y la vertical y obtenemos $t_R = 10,5$ °C.

Dado que la temperatura del vidrio es de 6 °C, es decir, inferior a la de rocío, *si se produce condensación*.

Si la ventana fuera de doble vidrio, la cámara de vacío impediría que el vidrio del lado de la habitación estuviera a una temperatura tan baja. Con doble vidrio no hay condensación del vapor de agua.

Escala del factor de calor sensible

En verano, si refrigeramos un local, entrará calor del exterior al interior debido a la diferencia de temperaturas. Si las humedades son diferentes en el exterior y en el interior, también hay una entrada equivalente de calor, debido al calor de condensación del agua (Fig. 13).

El calor por unidad de tiempo que entra por diferencia de temperaturas se llama *carga sensible* y lo representaremos con el símbolo Q_p .

El calor por unidad de tiempo que entra por diferencia de humedades se llama *carga latente* y lo representaremos con el símbolo Q_l .

Figura 12. Obtención de una temperatura de rocío.

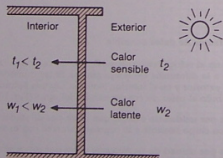
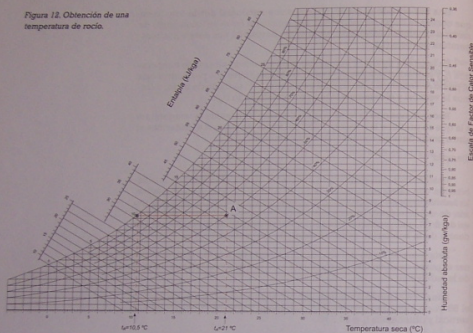


Figura 13. Entrada de calor sensible y calor latente en un local.

La suma de ambos se llama carga térmica del local, $\dot{Q}$.

$$\dot{Q} = \dot{Q}_s + \dot{Q}_l$$

Estos términos se representan con un símbolo que tiene un punto encima; ello es debido a que son, en realidad, potencias caloríficas, y se miden en kcal/h, en W, o en kW.

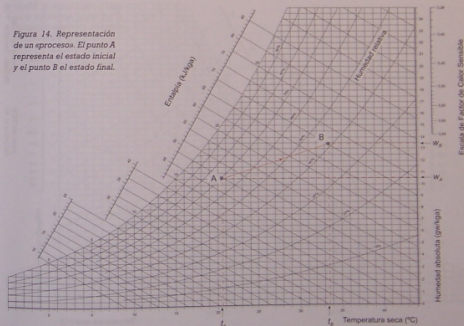
La relación entre el calor o carga sensible y la carga total, se llama factor de calor sensible, FCS, es decir:

$$FCS = \frac{\dot{Q}_s}{\dot{Q}_s + \dot{Q}_l}$$

Veamos la aplicación que tiene la escala de FCS. Cuando el aire evoluciona desde unas condiciones A hasta unas condiciones B (Fig. 14), pasa de una temperatura t_A a una temperatura t_B y de una humedad W_A a una W_B y se cumple que:

$$t_A < t_B \text{ y } W_A < W_B$$

Figura 14. Representación de un «proceso». El punto A representa el estado inicial y el punto B el estado final.



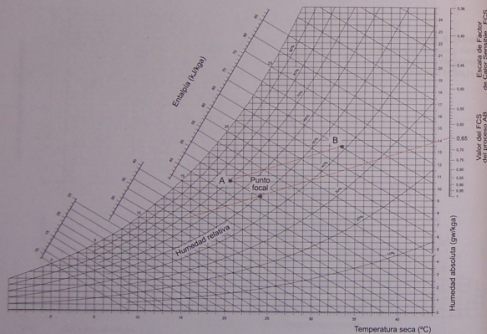
Es decir, este aire absorbe calor sensible y calor latente al pasar de *A* a *B*, puesto que aumenta de temperatura y de humedad. La recta *AB* se llama recta del proceso *AB* y tiene una inclinación que viene determinada por el FCS.

Si conocemos el FCS del proceso *AB*, localizamos el valor en la escala de la derecha del diagrama y unimos el valor señalado en la escala con el punto focal tendremos una recta, tal como se indica en la figura 15.

Esta recta tiene la misma inclinación que la recta *AB*. Los aspectos prácticos de esta aplicación los veremos en los ejemplos que siguen.

Para trazar rectas y paralelas sobre el diagrama es aconsejable utilizar regla y escuadra.

Figura 15. Obtención del FCS de un proceso.



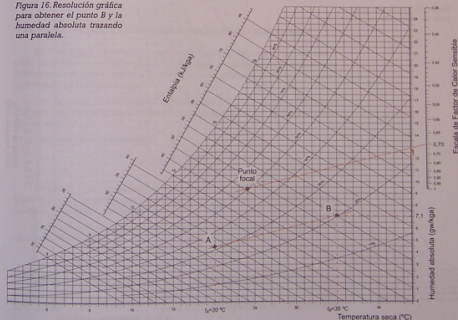
Ejemplo

Aire a 20 °C y con 4,5 gw/kg debe tratarse de forma que llegue a los 35 °C, con un proceso tal que el FCS sea 0,7. Determinar la humedad final del aire.

Este es un típico problema en el que deberemos trazar una paralela. Fijese que el aire evoluciona desde un punto *A* (20 °C y 4,5 gw/kg) hasta un punto *B* del que sólo sabemos que está en la línea vertical de 35 °C. Sin embargo, mediante lo explicado en la pregunta anterior sabremos fácilmente la inclinación de la recta *AB*.

Situamos el punto *A*, de acuerdo con la temperatura y la humedad (Fig. 16). Localizamos el valor 0,7 en la escala del FCS y lo unimos con el punto focal mediante una recta.

Figura 16. Resolución gráfica para obtener el punto *B* y la humedad absoluta trazando una paralela.



Con regla y escuadra trazamos una paralela a esta recta que pase por el punto A. Seguimos la línea vertical de 35 °C hasta que corte a dicha recta. El punto de intersección es el punto B y luego leemos la humedad que corresponde a este punto, que es de 7,1 gw/kg aproximadamente.

Ejemplo

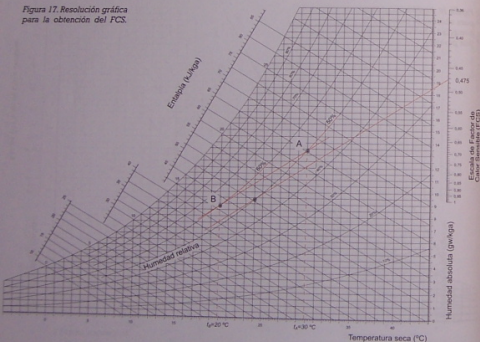
En una cámara de tratamiento de aire, entra aire a 30 °C y un 50 % de humedad relativa y sale a 20 °C y un 60 % de humedad relativa.

Problema: obtener el FCS de este proceso.

Primero situamos el punto A (Fig. 17) y el punto B, trazamos la recta AB. Con ayuda de la escuadra y la regla trazamos una paralela a la recta AB que pase por el punto focal hasta cortar la escala del factor de calor sensible. Obtenemos el valor 0,475.

$$FCS = 0,475$$

Figura 17. Resolución gráfica para la obtención del FCS.



Ejemplo

Según ha podido apreciarse, en la cámara de tratamiento de aire del ejemplo anterior se produce un enfriamiento y deshumidificación del aire, situando el punto del estado inicial 30 °C y 50 % de humedad relativa y el punto del estado final 20 °C y 60 % de humedad relativa.

Si el calor sensible extraído al aire es 2,5 kW ¿cuál es el calor latente?

De cumplirse:

$$\frac{Q_s}{Q_s + Q_l} = FCS$$

Si despejamos el $\dot{Q}_l$, se obtiene:

$$\dot{Q}_l = \dot{Q}_s \frac{1 - FCS}{FCS} = 2,5 \frac{1 - 0,475}{0,475} = 2,76 \text{ kW}$$

Valores calculados y valores obtenidos mediante el diagrama

La humedad absoluta la podemos calcular tal como hemos visto, pero también la podemos obtener mediante el diagrama psicrométrico. Siempre existe una pequeña discrepancia. Lo mismo ocurre con la entalpía. Veremos algunos casos.

Por ejemplo, consideremos aire húmedo a 25 °C y un 60 % de humedad relativa. Hallaremos la humedad absoluta por cálculo y después mediante el diagrama.

Emplearemos la ecuación:

$$W = 0,622 \frac{p_{ws} \varphi}{p - p_{ws} \varphi}$$

Donde p_{ws} es la presión de vapor de saturación a 25 °C (tabla de la figura 4) y p la presión atmosférica (que podemos tomar 1'013 bar) y φ es la humedad relativa en tanto por uno.

En la tabla de la figura 4 se obtiene el valor de la presión de saturación a 25 °C, que es:

$$p_{ws} = 0,03166 \text{ bar}$$

Ahora aplicamos la fórmula de la humedad absoluta:

$$W = 0,622 \frac{0,03166 \times 0,6}{1,013 - 0,03166 \times 0,6} = 0,01189 \text{ kgw/kg} \approx 11,9 \text{ gw/kg}$$

Si consultamos el diagrama psicrométrico, primero situamos el punto con la temperatura y la humedad relativa y luego obtenemos la humedad absoluta; se obtiene:

$$W \approx 12,00 \text{ gw/kga}$$

Es decir, que el resultado es prácticamente el mismo.

Calculemos ahora la entalpía. Emplearemos la ecuación siguiente:

$$\begin{aligned} h &= 1,004t + W(2.500,6 + 1,86t) = \\ &= 1,004 \times 25 + 0,012(2.500,6 + 1,86 \times 25) = \\ &= 55,7 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Existe una pequeña discrepancia que no representa más del 1 %.

Si utilizamos el diagrama se obtiene:

$$h \approx 56,4 \text{ kJ/kg}$$

OPERACIONES BASICAS EN AIRE ACONDICIONADO

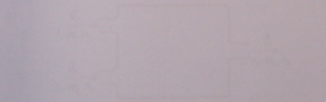


Figura 3. Diagrama de flujo de un sistema de acondicionamiento de aire. El aire entra por la izquierda, se calienta y se humidifica en un calentador (C), luego se enfría y se deshumidifica en un enfriador (E), y finalmente se recalienta en un calentador (C) antes de salir a la derecha.

INTRODUCCION

Ya hemos indicado con anterioridad que el acondicionamiento de aire es un conjunto de técnicas cuyo objetivo es modificar las condiciones del aire, de forma que los ocupantes del recinto que se acondiciona tengan una sensación de confort. Para conseguir esto habrá que someter el aire del recinto a una serie de operaciones—generalmente más de una—en unos aparatos o dispositivos que reciben distintos nombres: acondicionadores, unidades de acondicionamiento, calefactores, máquinas enfriadoras, etc.

Evidentemente cada uno de los citados dispositivos realiza una operación distinta. Hoy día, más bien con un afán didáctico, se consideran una serie de operaciones simples, como calentar el aire o enfriarlo, que se llaman operaciones básicas.

OPERACIONES BASICAS ELEMENTALES

En este capítulo estudiaremos las operaciones básicas más frecuentes: mezcla de dos caudales, calentamiento sensible, enfriamiento sensible, humidificación y deshumidificación.

Mezcla de dos caudales de aire húmedo

Esta es una operación que se realiza frecuentemente en aire acondicionado. La idea es muy simple, se trata de mezclar dos corrientes de aire de distintas temperaturas y humedades, para conseguir aire que tenga unas propiedades intermedias.

La operación de mezcla se lleva a cabo en una caja (Fig. 1) o pequeño recinto al que llegan dos flujos de aire y sale un tercero mezcla de los dos anteriores. En la figura 1 se ha representado este proceso de forma muy esquemática.

Los tres flujos de aire, tendrán las propiedades indicadas en el cuadro de la figura 2. Cada conjunto de propiedades representa un estado de aire húmedo que corresponde a un punto en el diagrama psicrométrico.

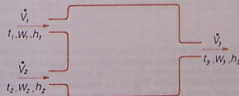
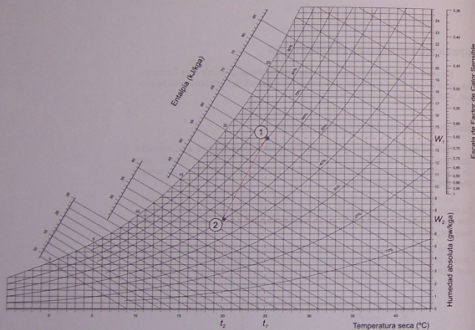


Figura 1. Representación de una cámara de mezcla; los dos flujos de aire que entran por la izquierda salen mezclados por la derecha.

	Flujos que se mezclan		Flujo resultante
	(1)	(2)	(3)
Caudal volumétrico	V_1	V_2	V_3
Temperatura	t_1	t_2	t_3
Humedad	W_1	W_2	W_3
Entalpía	h_1	h_2	h_3
Humedad relativa	ϕ_1	ϕ_2	ϕ_3

Figura 2. Tabla de variables que intervienen en la mezcla de dos caudales.

Figura 3. Situación de los estados de aire que se mezclan.



Se ha designado con (1) y (2) las corrientes que se mezclan y con (3) la corriente mezclada. Puede demostrarse que el punto (3) está en el segmento de unión de los puntos (1) y (2), si representamos los tres puntos en el diagrama psicrométrico (Fig. 3). La cuestión es ¿cómo obtenemos la localización del punto (3) y por lo tanto sus propiedades?

Sabemos el caudal de (1), $\dot{V}_1$, el caudal de (2), $\dot{V}_2$. El caudal de (3) será:

$$\dot{V}_3 = \dot{V}_1 + \dot{V}_2$$

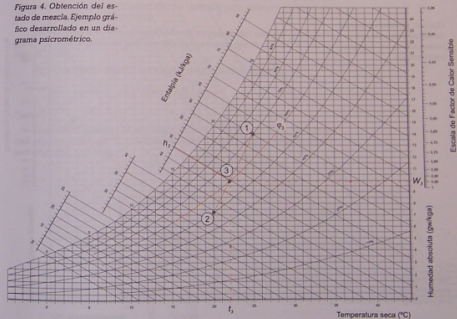
Ahora basta aplicar esta sencilla fórmula:

$$t_3 = \frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_3} (t_1 - t_2) + t_2$$

Aunque no es imprescindible, vale la pena que el punto (1) corresponda a la corriente de más temperatura y el punto (2) a la de menor temperatura. Una vez obtenida la temperatura t_3 , se sitúa el punto (3) en la recta 12 y se puede obtener tanto la humedad absoluta a la derecha (W_3), como la relativa en las curvas centrales y la entalpía a la izquierda, si hace falta.

En la figura 4 se ha representado esta operación.

Figura 4. Obtención del estado de mezcla. Ejemplo gráfico desarrollado en un diagrama psicrométrico.



Una última observación: los puntos (1) y (2) se sitúan en el diagrama a partir de las temperaturas y las humedades relativas más frecuentemente que a partir de las humedades absolutas.

Ejemplo

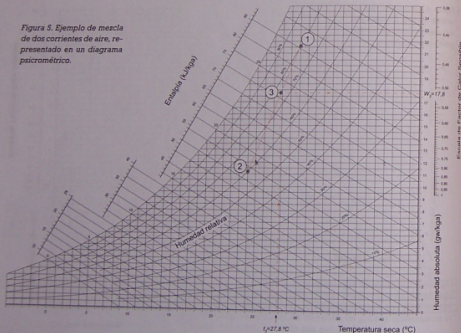
A una cámara de mezcla llegan dos flujos de aire, uno a 30 °C y un 80 % de humedad relativa y otro a 24 °C y un 60 % de humedad relativa. El primero con un caudal de 1.200 m³/h y el segundo con un caudal de 700 m³/h. Hallar la temperatura, la humedad absoluta y la humedad relativa del aire mezclado que sale de la cámara.

Dejemos bien claras las condiciones que corresponden a cada punto:

- (1) $t_1 = 30\text{ °C}$ $\varphi_1 = 80\%$ $\dot{V}_1 = 1.200\text{ m}^3/\text{h}$
 (2) $t_2 = 24\text{ °C}$ $\varphi_2 = 60\%$ $\dot{V}_2 = 700\text{ m}^3/\text{h}$
 (3) $\dot{V}_3 = 1.200 + 700 = 1.900\text{ m}^3/\text{h}$

En el diagrama psicrométrico (Fig. 5) se han representado los estados correspondientes a los puntos (1) y (2). Unamos con una recta estos puntos.

Figura 5. Ejemplo de mezcla de dos corrientes de aire, representado en un diagrama psicrométrico.



Ahora calculemos la temperatura del punto (3) que representará el estado de la mezcla, mediante la ecuación siguiente:

$$t_3 = \frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_3} (t_1 - t_2) + t_2 = \frac{1.200}{1.900} (30 - 24) + 24 = 27,8\text{ °C}$$

Con esta temperatura situamos el punto (3) y obtenemos la humedad absoluta y la relativa:

$$W_3 = 0,0178\text{ kgw/kg}$$

$$\varphi_3 \approx 75\% \text{ humedad relativa}$$

Calentamiento sensible

Se trata de una operación muy sencilla que consiste en calentar el aire hasta alcanzar la temperatura que se desee, sin modificar el contenido de humedad, es decir, sin quitar ni añadir agua.

La forma más generalizada de calentar el aire es mediante resistencias eléctricas, o bien mediante un quemador de gas. En esta operación sólo nos interesa saber cuánto calor se necesita al calentar el aire desde unas condiciones hasta otras.

En la figura 6 se ha representado un esquema del proceso y en la figura 7 la representación gráfica. Obsérvese que, por no variar la humedad, $W_1 = W_2$.

Para calcular el calor $\dot{Q}$ necesario, se aplica la ecuación:

$$\dot{Q} = \dot{m}_a (h_2 - h_1)$$

Ejemplo

Deseamos calentar 13.450 m³/h de aire a 25 °C y un 60 % de humedad relativa hasta 40 °C. Calcular el calor necesario, utilizando la densidad estándar del aire.

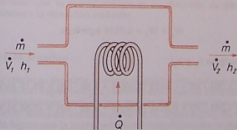
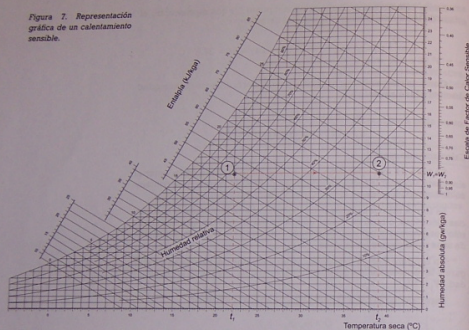


Figura 6. Calentamiento sensible. El serpentín helicoidal calienta el aire que pasa por la cámara.

Figura 7. Representación gráfica de un calentamiento sensible.



Localizamos en el diagrama las humedades W_1 y W_2 , obteniéndose (véase Fig. 8):

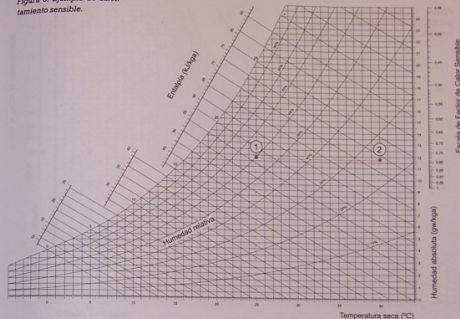
$$W_1 = W_2 = 0,0118 \text{ kgw/kga}$$

Las entalpías h_1 y h_2 :

$$h_1 = 1,004 \cdot 25 + 0,0118 (2.500,6 + 1,86 \cdot 25) = 55,16 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 1,004 \cdot 40 + 0,0118 (2.500,6 + 1,86 \cdot 40) = 70,55 \text{ kJ/kg}$$

Figura 8. Ejemplo de calentamiento sensible.



El calor necesario:

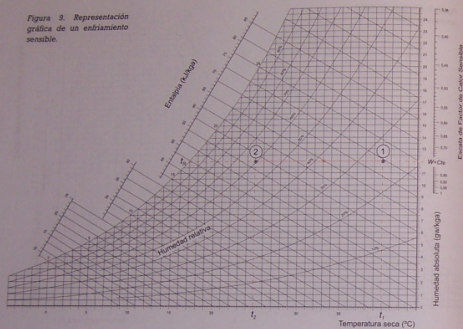
$$\dot{Q} = \frac{13.480}{3.600} \times 1,2 \times (70,55 - 55,16) = 69,00 \text{ kW}$$

Obsérvese que el caudal másico se ha obtenido de forma aproximada, utilizando la densidad estándar.

Enfriamiento sensible

El enfriamiento sensible consiste en enfriar aire, sin que se produzca condensación del vapor de agua presente en el mismo. Para ello es preciso que el enfriamiento llegue a una temperatura *mayor* que el punto de rocío, es decir, antes de cortar la curva de saturación (Fig. 9). Obsérvese en la citada figura que la humedad permanece constante, y que el enfria-

Figura 9. Representación gráfica de un enfriamiento sensible.



miento termina antes del punto de rocío. Para calcular el calor extraído al aire, aplicaremos la ecuación:

$$\dot{Q} = \dot{m}_a (h_1 - h_2)$$

En la práctica el enfriamiento sensible se lleva a cabo haciendo pasar el aire por una cámara, que contiene un serpentín por el que circula un refrigerante.

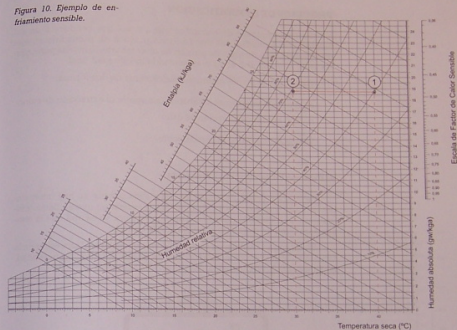
Ejemplo

Calcular el calor que debe extraerse al aire (potencia frigorífica), con un caudal de 7.500 m³/h de aire a 40 °C y un 40 % de humedad relativa, para enfriarlo hasta 30 °C. El volumen específico del aire a la entrada es de 0,8972 m³/kg.

En la figura 10 se ha representado el proceso en un diagrama psicrométrico. Obsérvese que el punto de rocío es aproximadamente 24 °C.

Como no se sobrepasa esta temperatura, se trata de un enfriamiento sensible.

Figura 10. Ejemplo de enfriamiento sensible.



Las humedades de los estados (1) y (2) son (véase Fig. 10):

$$W_1 = W_2 = 0,0188 \text{ kgw/kg}$$

y las entalpías:

$$h_1 = 1,004 \cdot 40 + 0,0188 (2.500,6 + 1,86 \cdot 40) = 88,57 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 1,004 \cdot 30 + 0,0188 (2.500,6 + 1,86 \cdot 30) = 78,18 \text{ kJ/kg}$$

El caudal másico de aire seco será:

$$\dot{m}_a = \frac{7.500}{0,8972} \times \frac{1}{3.600} = 2,32 \text{ kga/s}$$

y la potencia frigorífica:

$$\dot{Q} = \dot{m}_a (h_1 - h_2) = 2,32 (88,57 - 78,18) = 24,10 \text{ kW}$$

PROCESOS DE HUMIDIFICACION

Se llama proceso de humidificación a aquel que conduce a un aumento de la humedad del aire. La forma práctica de producirlo es mediante el rociado de agua de presión en unas toberas llamadas *pulverizadoras*. El aire absorbe el agua aumentando la humedad final.

Este proceso puede realizarse básicamente de dos formas:

- Mediante un proceso adiabático (sin aporte ni extracción de calor).
- Con aporte o extracción de calor.

Vamos a estudiarlos separadamente.

a) Proceso de saturación adiabática

Se llama proceso de saturación adiabática porque no hay intercambio de calor y el aire a la salida tiene una temperatura que se llama temperatura de saturación adiabática. Esta temperatura no es otra que la temperatura húmeda según las condiciones de entrada.

En la figura 11 vemos un esquema de la instalación; el aire entra en la cámara en unas condiciones determinadas de temperatura, t , y humedad, W . Sale a la temperatura húmeda t_h y con una humedad $W_h > W$.

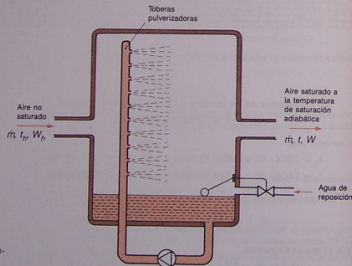


Figura 11. Proceso de saturación adiabática.

En la figura 12 se ha representado el proceso de un diagrama psicrométrico. Para saber el estado de salida del aire, basta seguir una línea de temperatura húmeda que pase por el punto (1) de entrada y cuando corta la curva de saturación, allí tenemos el estado del aire a la salida (2). El punto (1) de entrada se localiza mediante la temperatura y la humedad, bien sea la relativa o la absoluta.

Vamos a proponer unos ejemplos que podrán comprobarse consultando el diagrama psicrométrico (Fig. 13):

- Entrada $t = 32,5^\circ\text{C}$; $\phi = 40\%$; $W = 12,3 \text{ gw/kg}$
Salida $t_h = 22^\circ\text{C}$; $W_h = 16,7 \text{ gw/kg}$
- Entrada $t = 26^\circ\text{C}$; $\phi = 40\%$; $W = 8,5 \text{ gw/kg}$
Salida $t_h = 17,1^\circ\text{C}$; $W_h = 12,1 \text{ gw/kg}$
- Entrada $t = 20,2^\circ\text{C}$; $\phi = 30\%$; $W = 4,5 \text{ gw/kg}$
Salida $t_h = 11^\circ\text{C}$; $W_h = 8,2 \text{ gw/kg}$

En la práctica, el aire sale en un estado (2') (Fig. 12) situado en la misma línea, pero un poco por debajo del estado de saturación.

Figura 12. Representación gráfica del proceso de saturación adiabática.

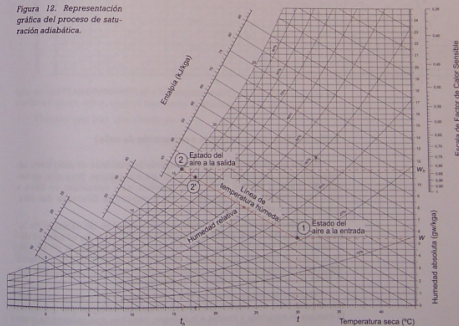
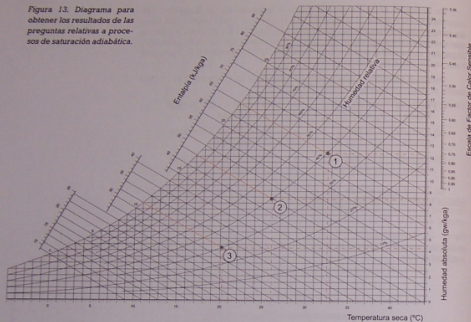


Figura 13. Diagrama para obtener los resultados de las preguntas relativas a procesos de saturación adiabática.



b) Humidificación con aporte o extracción de calor

Es una operación que tiene por objeto humidificar el aire, pero alcanzando unas condiciones diferentes de las adiabáticas. Para ello es necesario añadir o extraer calor. En la práctica, esta operación se lleva a cabo pulverizando agua, que está a una temperatura diferente del aire, calentándola o enfriándola fuera de la cámara.

Este proceso también es el que se lleva a cabo en las cámaras de lavado de aire (Fig. 14); en ellas el objetivo principal es lavar el aire, es decir, eliminar el polvo y otras sustancias que quedan disueltas en el aire; pero como el lavado generalmente se hace con agua caliente, el efecto resultante es un aumento de la humedad y de la temperatura del aire; por lo tanto, es una humidificación con aporte de calor.

Tal como decíamos antes, en la figura 14 hemos representado de forma esquemática una cámara de lavado. El exceso de agua que queda en la cámara se recircula y vuelve a la cámara, pero hay que calentarla, por-

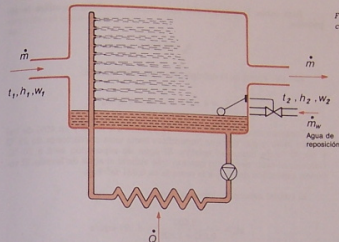


Figura 14. Humidificación con aporte de calor.

que se habrá enfriado debido a la evaporación. Como el aire sale más húmedo se gasta agua, que es necesario ir añadiendo a la cámara.

El agua que hay que añadir es:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a (W_2 - W_1)$$

es decir, la diferencia de humedades por el caudal de aire seco.

Si hacemos un balance energético en torno a la cámara, se cumplirá:

$$\dot{m}_a \cdot h_1 + \dot{m}_w \cdot h_w + \dot{Q} = \dot{m}_a \cdot h_2$$

Para entender este balance recuérdese que la entalpía es una variable energética, que está expresada en kJ/kg o kcal/kg; por lo tanto, para tener en cuenta la potencia energética del aire o del agua, hay que multiplicar el caudal por la entalpía.

Si despejamos el calor aportado $\dot{Q}$, y tenemos en cuenta la relación $\dot{m}_w = \dot{m}_a (W_2 - W_1)$, queda:

$$\dot{Q} = \dot{m}_a (h_2 - h_1) - \dot{m}_a (W_2 - W_1) h_w$$

donde h_w es la entalpía del agua líquida de reposición.

Para saber la entalpía del agua líquida en KJ/kg se utiliza la expresión:

$$h_w = 4,187 t$$

Así, por ejemplo, la entalpía del agua a 20 °C será:

$$h_w = 4,187 \times 20 = 83,74 \text{ kJ/kg}$$

Tenemos un caudal de aire de 18.500 m³/h a 18 °C y un 40% de humedad relativa que hay que humidificar hasta unas condiciones de 23 °C y un 80 % de humedad relativa. El agua de reposición está a 20 °C. Calcular el calor necesario que hay que aplicar al agua de lavado. El volumen específico del aire a la entrada es 0,831 m³/kg.

El caudal másico de aire seco será:

$$\dot{m}_a = \frac{18.500}{0,831 \times 3.600} = 6,184 \text{ kga/s}$$

La humedad de los estados (1) y (2) (véase Fig. 15) serán:

$$W_1 = 5,05 \text{ gw/kg} = 0,00505 \text{ kgw/kg}$$

$$W_2 = 14,1 \text{ gw/kg} = 0,0141 \text{ kgw/kg}$$

y las entalpías:

$$h_1 = 1,004 \cdot 18 + 0,00505 (2.500,6 + 1,86 \cdot 18) = 30,87 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 1,004 \cdot 23 + 0,0141 (2.500,6 + 1,86 \cdot 23) = 58,95 \text{ kJ/kg}$$

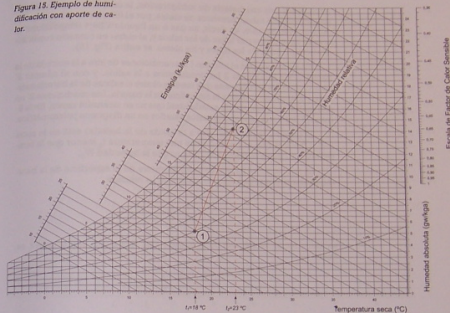
La entalpía del agua líquida de reposición:

$$h_w = 4,187t = 4,187 \times 20 = 83,74 \text{ kJ/kg}$$

El calor por unidad de tiempo necesario para calentar el agua:

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{m}_a (h_2 - h_1) - \dot{m}_a (W_2 - W_1) h_w = \\ &= 6,184 (58,95 - 30,87) - 6,184 (0,0141 - 0,00505) 83,74 = \\ &= 168,96 \text{ kW} \end{aligned}$$

Figura 15. Ejemplo de humidificación con aporte de calor.



PROCESOS DE DESHUMIDIFICACION

Como su nombre indica, es una operación que tiene por objeto eliminar agua del aire. Es la operación básica que se hace en verano en climas húmedos. Fundamentalmente hay dos procedimientos:

a) Enfriar el aire por debajo del punto de rocío, con lo cual condensa el vapor de agua y se elimina.

b) Hacer pasar el aire a través de una sustancia sólida o líquida que absorbe el agua. Por ejemplo, el cloruro cálcico o diferentes glicoles.

Vamos a estudiar a continuación estos procedimientos de deshumidificación.

a) Deshumidificación por enfriamiento

Tal como habíamos indicado, el procedimiento consiste en enfriar el aire hasta una temperatura inferior a la del punto de rocío; para ello se

hace pasar por una batería de refrigeración, la cual está constituida por un conjunto de tubos, provistos de aletas, por el interior de los cuales circula un refrigerante, es decir, un gas o un líquido a baja temperatura; el aire se hace pasar por fuera de los tubos y, al entrar en contacto con la superficie exterior de los tubos y las aletas, se enfría (Fig. 16).

Designemos con el número 1 las condiciones de aire a la entrada de la batería, con el número 2 las condiciones a la salida, y con el número 2' (dos prima) las condiciones que tendría el aire si saliese de la batería saturado y a la temperatura de la superficie de la batería. Las condiciones 2' no son reales, representan un estado ideal que no se alcanzará nunca. En la figura 17 hemos representado estos estados en un diagrama psicrométrico.

El punto 2 (estado del aire a la salida de la batería) está en la recta 1-2'. Observe que el punto 2 tiene una temperatura t_2 menor que la temperatura t_1 , y una humedad W_2 menor que la humedad W_1 .

La temperatura t_2 , que es la temperatura de la superficie de la batería, se llama punto de rocío de la batería. La relación

$$f = \frac{t_2 - t_2'}{t_1 - t_2'}$$

se llama factor de by-pass de la batería y se representa con la letra f , es decir:

$$f = \frac{t_2 - t_2'}{t_1 - t_2'}$$

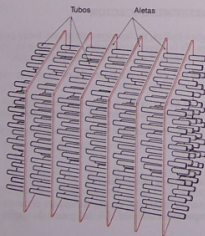
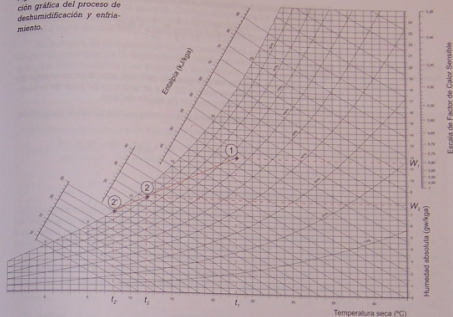


Figura 16. Batería de deshumidificación. El refrigerante circula por el interior de los tubos. El aire corta los tubos transversalmente.

Figura 17. Representación gráfica del proceso de deshumidificación y enfriamiento.



El factor de by-pass de la batería es una forma de indicar la efectividad de la misma. Un factor bajo indica una buena efectividad.

Esta relación se utiliza para determinar la temperatura de salida del aire de la batería.

Si de la relación anterior despejamos la temperatura de salida, t_2 , se obtiene:

$$t_2 = (t_1 - t_2')f + t_2'$$

Ejemplo

Una batería de refrigeración utiliza un refrigerante con una temperatura media de superficie de 8 °C. El aire entra a 23 °C y sale a 12 °C. Calcular el factor de by-pass de la batería.

Basta aplicar directamente la fórmula del by-pass:

$$f = \frac{t_2 - t_{g'}}{t_1 - t_{g'}} = \frac{12 - 8}{23 - 8} = \frac{4}{15} \approx 0,27$$

Ejemplo

Una batería emplea un refrigerante con una temperatura media de superficie de 10°C. El aire entra a 25°C y el factor de by-pass de la batería es de 0,15. Hallar la temperatura de salida del aire.

Aplicaremos la fórmula que nos da la temperatura de salida despejada:

$$t_2 = (t_1 - t_2') f + t_2' = (25 - 10) \times 0,15 + 10 = 12,25^\circ\text{C}$$

b) Deshumidificación química

Es un método de deshumidificación que se utiliza en procesos industriales, pero no en aire acondicionado. Puede emplearse el sistema de pulverizar una solución higroscópica en una corriente de aire, con lo cual el aire pierde agua que pasa a la solución. Una solución higroscópica es una disolución de una sal o de otra sustancia absorbente de agua.

Otro sistema es hacer pasar el aire directamente a través de la solución o del absorbente. Cuando se emplea este procedimiento, se utilizan

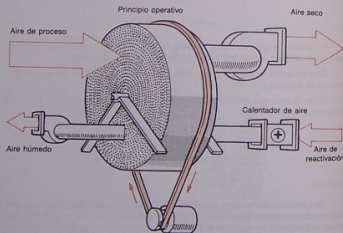


Figura 18. Dibujo representando el funcionamiento de un secador (deshumidificador) Munters.

dos depósitos, uno que contiene el absorbente activo y que está deshumidificando el aire y otro de reserva. Cuando el absorbente ha perdido su capacidad, el aire pasa al otro depósito y, mientras tanto, el anterior se regenera a base de calentarlo y evaporar la humedad que había retenido.

En la figura 18 se representa un deshumidificador químico que funciona por el principio de la regeneración continua; va girando y al tiempo que gira deshumidifica y se regenera. En la figura 19 se ha incluido una tabla de características de estos deshumidificadores.

Figura 19. Tabla de características de los deshumidificadores Munters.

* Características principales de los deshumidificadores

* Modelos completos, serie M, MD, MA-F y MA-C

Modelo	Caudal aire proceso m³/h	Potencia requerida kW	Agua eliminada en kg/24 h para aire a secar a:			Dimensiones generales, mm			Peso Kg
			10 °C 50 % HR	20 °C 50 % HR	30 °C 50 % HR	Fondo	Ancho	Alto	
M120	120	1,3	11	17	19	481	425	425	26
M200	200	1,8	18	26	29	350	350	700	31
MD08	285	2,1	23	35	36	800	420	950	55
MD 16	615	4,6	50	76	78	910	623	1.200	107
MD32	1.230	8,9	100	152	155	1.048	623	1.300	140
MA 1500F	1.500	17,2	150	220	240	1.930	940	1.000	230
	2.500	31,5	250	370	410				
MA 3000C	5.000	57,7	490	730	810	2.450	1.215	1.370	900
MA 10000C	15.000	183,0	1.470	2.200	2.440	3.750	1.830	2.060	2.000

* Deshumidificadores sin ventiladores ni cuadro eléctrico, serie MA

Modelo	Caudal aire proceso m³/h	Potencia requerida kW	Agua eliminada en kg/24 h para aire a secar a:			Dimensiones generales, mm			Peso Kg
			10 °C 50 % HR	20 °C 50 % HR	30 °C 50 % HR	Fondo	Ancho	Alto	
MA3000B	3.000	26	290	440	490	1.870	1.090	1.100	300
	7.000	80	690	1.030	1.140				
MA 10000B	8.000	68	780	1.180	1.300	2.430	1.620	1.670	730
	18.000	207	1.760	2.640	2.930				
MA25000B	20.000	167	1.960	2.940	3.250	2.810	2.545	2.700	2.100
	50.000	581	4.900	7.340	8.140				
MA50000	100.000		9.790	14.700	16.300				
MA75000	150.000		14.700	22.000	24.400				

CONDICIONES DE BIENESTAR O CONFORT

INTRODUCCION

Desde siempre el hombre ha intentado protegerse de las inclemencias del tiempo mediante diversas técnicas y estrategias. Algunos hombres prehistóricos vivían en cuevas; pronto aprendieron a cubrir sus cuerpos con pieles de animales para disminuir la pérdida del calor corporal; en algunos parajes muy fríos empleando una dieta muy rica en grasas animales, para conseguir, por una parte, un aumento de la capa de grasa y por otra, mayores aportes energéticos.

A medida que la Humanidad ha evolucionado hacia cotas más altas de progreso y bienestar, se han dedicado más esfuerzos y recursos en este campo. La primera pregunta que podemos hacernos es: ¿Cuáles son los elementos básicos ambientales que definen el bienestar humano?

Una sensación de frío o de calor excesivos no es satisfactoria. En consecuencia la *temperatura* del medio ambiente que nos rodea será uno de los parámetros fundamentales.

Un ambiente seco produce una sensación más agradable, en general, que uno húmedo; sin embargo, si la sequedad del aire es acusada, pronto se manifiestan ciertos inconvenientes, como sequedad de las mucosas, exceso de electricidad estática, etc.

Si el ambiente es muy húmedo tenemos una sensación de ahogo, con el agravante de que no puede eliminarse fácilmente el sudor corporal. Así pues la *humedad* del aire será otro parámetro a tener en cuenta.

El *ruido* produce molestias en las que no creemos necesario insistir mucho, sobre todo si el lector vive en una ciudad grande.

El aire puede llevar agentes patógenos o simplemente polvo o ciertos componentes que es necesario eliminar.

No son éstos los únicos factores que han de tenerse en cuenta, pero sí los más importantes. Vamos a resumirlos:

- Temperatura.
- Humedad del aire.
- Ruido.
- Ventilación y purificación del aire.

El control de estos factores nos dará la clave para conseguir un ambiente de confort o bienestar. En este punto es importante que matemos que existen dos líneas de actuación para conseguir este control. La *climatización pasiva* y la *climatización activa*.

La *climatización pasiva* pretende conseguir un ambiente de confort empleando medios naturales: un diseño correcto y eficaz de la vivienda, utilización de la energía solar como agente calefactor en invierno, etc.

La climatización activa emplea medios mecánicos para impulsar el aire o el agua de las instalaciones, utiliza aparatos que hay que conectar a la corriente eléctrica, etc. Es evidente que este último tipo de climatización es, en general, más agresiva, aunque también es más eficaz.

Aunque los cuatro factores a los que antes hemos aludido son importantes, los dos primeros, debido a la dificultad que presenta su control riguroso, son los prioritarios.

La sensación de frío se produce cuando los nervios sensores de nuestra piel detectan una disminución de temperatura. Desde un punto de vista termodinámico el cuerpo humano es un convertidor que produce trabajo mecánico (movimiento más esfuerzo muscular) a cambio de calor; este calor es producido en el metabolismo de ciertas sustancias.

Como se sabe, es necesario que el cuerpo pueda eliminar convenientemente cierta cantidad de calor. En general, esta refrigeración es natural, se produce mediante la eliminación de calor por convección y radiación, por evaporación del sudor sobre la piel y por la espiración del aire empleado en la respiración. Un factor importante es la temperatura interna corporal y la cantidad de calor generado en el cuerpo humano.

CALOR GENERADO POR EL CUERPO HUMANO

La energía necesaria para que el cuerpo humano «funcione» se extrae mediante ciertas reacciones químicas, que generalmente consisten en quemar grasas y otras sustancias de reserva. Ahora bien, la cantidad de calor es proporcional a la cantidad de trabajo realizado y si hay más producción de calor, también será mayor la cantidad de calor residual que deberá eliminarse. También influye el tamaño del cuerpo; en general se considera que el calor depende del peso del individuo, estableciéndose una relación lineal para comparar unos con otros.

Para estudiar el calor corporal o metabólico suelen emplearse métodos directos o indirectos. Los primeros consisten en situar al individuo en una cámara calorimétrica herméticamente cerrada y medir el aumento de temperatura que se produce. Si lo hacemos así veremos que el calor corporal producido depende de los siguientes factores:

- Sexo (hombre o mujer).
- Actividad desarrollada (sentado, andando, corriendo).
- Tamaño.

Es evidente que el calor generado debe emplearse en la producción de trabajo y el resto debe ser eliminado; si no ocurre así el efecto sería desastroso: aumentaría la temperatura interna. Ahora bien, si tenemos presente que la eficiencia del cuerpo humano como máquina es muy pequeña, se deduce que casi todo el calor producido debe ser eliminado.

La cantidad de calor producido es un dato que es preciso conocer y utilizar en los cálculos de las instalaciones de climatización. Normalmente se emplean valores medios y aproximados porque el conocimiento exacto sería demasiado arduo de conseguir.

En la tabla 1 hemos indicado algunos valores usuales. Obsérvese que el calor que se produce se indica en vatios (W).

Obsérvese la diferencia acusada entre los valores que corresponden a un trabajo ligero con los de un trabajo pesado. Cuando en un local hay un número importante de personas, el calor producido no es nada despreciable.

BALANCE ENERGETICO ALREDEDOR DEL CUERPO HUMANO

El calor metabólico producido en el cuerpo humano $\dot{Q}_m$ debe ser igual al calor disipado por convección, conducción y radiación, conjunto que denominaremos $\dot{Q}_l$ más el eliminado por evaporación, $\dot{Q}_e$, más el calor acumulado, $\dot{Q}_a$.

TABLA 1. Calor en vatios (W) producido por el cuerpo humano en función de la actividad.

Clase de trabajo	Actividad	Calor por unidad de tiempo (W)
Ligero	Durmiendo.	73
	Sentado.	116
	Sentado con movimientos moderados (oficina).	161
Moderado	Sentado con movimientos moderados (conducción).	176
	De pie, trabajo ligero.	176
Pesado	Trabajo de pico y pala.	513
	Trabajo muy pesado y sostenido.	640

Así pues,

$$\dot{Q}_m = \dot{Q}_i + \dot{Q}_e + \dot{Q}_a$$

Indicamos el calor con un punto encima porque es calor por unidad de tiempo.

Es evidente que el calor almacenado en el cuerpo está sujeto a pequeñas variaciones muy frecuentes, pero para un período (más o menos largo) de tiempo debe ser nulo, porque de lo contrario la temperatura interna aumentaría o disminuiría con efectos muy nocivos para la salud, llegando a la muerte si el período de desequilibrio es suficientemente largo.

De todas formas el cuerpo humano está fisiológicamente adaptado para mantener el equilibrio térmico dentro de unos márgenes. Es decir, si hay un aporte excesivo de calor, aumenta el ritmo de eliminación. El objetivo es mantener constante la temperatura interior. A través de la piel, que transmite un 88% del calor total y el resto, un 12%, a través de los pulmones.

No hay que desdeñar una componente psicológica en el mecanismo de adaptación del hombre al medio exterior. Así, por ejemplo, las condiciones típicas de confort que consideramos comunes no serán aceptadas por gente que viva en el trópico, puesto que están acostumbrados a otras condiciones.

El cuerpo humano se adapta a las condiciones climáticas exteriores con el fin de regular su temperatura corporal interior. En la tabla 2 indicamos en líneas generales los mecanismos de regulación que emplea el cuerpo humano.

Calor extremo	Efectos desastrosos si es prolongado
Calentamiento inevitable	Produce agotamiento, calambres.
Calentamiento medio	Regulación por evaporación. Operan las glándulas sudoríparas.
Calentamiento ligero	Regulación vaso-motora. Dilatación de los vasos superficiales e incremento de la irrigación. Aumento de la temperatura de la piel.
Zona neutra	No hay reacción. Confort.
Enfriamiento ligero	Regulación vaso-motora. Descenso de la temperatura de la piel. Disminución del riego y contracción de los vasos.
Enfriamiento fuerte	Escalofríos. Movimiento.
Enfriamiento extremo	Efectos desastrosos si es prolongado.

TABLA 2. Mecanismos que utiliza el cuerpo humano para eliminar el exceso de calor.

TEMPERATURA EFECTIVA

Para conseguir un estado de confort y bienestar es necesario regular, por lo menos, dos variables: la temperatura y la humedad. La determinación experimental de este estado de bienestar se lleva a cabo utilizando métodos estadísticos, porque es evidente que la sensación de bienestar puede diferir de unas personas a otras.

La idea es mantener en una cámara amplia, perfectamente acondicionada, a una persona que realiza una determinada actividad. La cámara se mantiene a una temperatura y humedad constantes. Si la reacción de la persona es positiva se consideran aquellas condiciones de confort. Si es negativa, será preciso variar la temperatura y la humedad.

Ahora bien, se trata de dos factores, la temperatura y la humedad; si intentamos condensarlos en uno solo podemos emplear el concepto de temperatura efectiva, TE , que definiremos como un índice que expresa el efecto compuesto de la temperatura del aire y la humedad relativa sobre el cuerpo.

Pueden emplearse ábacos o gráficos para determinar la temperatura efectiva. Véase la figura 1. Para comprender este ábaco vamos a recordar algunos conceptos que hemos desarrollado en capítulos anteriores.

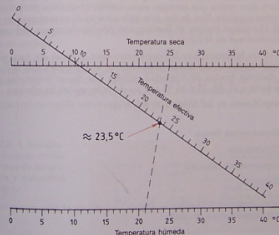


Figura 1. Ábaco para obtener la temperatura efectiva.

La temperatura seca es la que leemos en un termómetro normal, la temperatura húmeda es la que leemos en un termómetro que tiene el bulbo cubierto con gasa o algodón humedecidos con agua. Si el aire está saturado de vapor de agua la indicación de los dos termómetros es la misma. A medida que el aire tenga menos vapor de agua la lectura del termómetro húmedo irá disminuyendo. Así pues, la temperatura húmeda es un índice de la humedad.

Veamos un ejemplo. Supongamos una habitación en la que tengamos instalado un *psicrómetro* (es el doble termómetro) y leemos los siguientes valores:

- Termómetro seco: 25 °C.
- Termómetro húmedo: 21 °C.

En el ábaco de la figura 1 señalamos 25 °C en la línea de temperatura seca, 21 °C en la línea de temperatura húmeda; unimos con una recta y la intersección de esta recta con la recta inclinada nos indica el valor de la temperatura efectiva, que en este caso es aproximadamente de 23,5 °C.

CONDICIONES DE BIENESTAR O CONFORT

El bienestar se determina experimentalmente, sometiendo a una serie de sujetos a diferentes condiciones. El resultado se recoge en unos gráficos. Estos gráficos se llaman *diagramas de confort*. No existe un modelo único, sino varios que recogen experiencias realizadas por diversos laboratorios o países. Uno de los más utilizados es el confeccionado por ASHRAE (American Society of Heating and Air-Conditioning Engineers) que reproducimos en la figura 2.

En el eje horizontal hay la temperatura seca y en el eje vertical la temperatura húmeda. Las líneas inclinadas de abajo arriba son indicativas de distintos grados de humedad relativa. Las líneas inclinadas que cortan a éstas a 15, 20, 25 y 30 °C son las de la temperatura efectiva.

El significado de las líneas 1, 2, 3, y 4 es:

1. Ligeramente fresco.
2. Confortable.
3. Ligeramente caluroso.
4. Caluroso.

La zona comprendida entre las líneas 1 y 3 marca el área que corresponde a la llamada *zona de confort*.

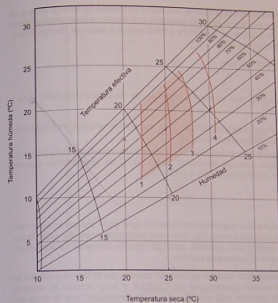


Figura 2. Diagrama de confort de ASHRAE. La zona sombreada es la zona de confort.

Veamos algunos ejemplos:

Las condiciones de 25 °C y 50% de humedad nos sitúan en la parte central del diagrama, muy cerca de la línea 2 y, por lo tanto, dentro de la zona de confort.

Las condiciones de 30 °C y 40% de humedad relativa nos conducen fuera de la zona, hacia lo que podríamos llamar área calurosa. Las condiciones de 20 °C y 60% de humedad serían un ejemplo de lo contrario; caen más bien en la zona fría, que sería la comprendida entre las líneas 1 y 2. Hemos recogido estos resultados en la tabla 3.

TABLA 3. Resultados de tres combinaciones de temperatura y humedad relativa.

Condiciones		Situación en el diagrama
Temperatura seca	Humedad relativa	
25 °C	50%	Zona de confort
30 °C	40%	Fuera de la zona de confort; caluroso.
20 °C	60%	Fuera de la zona de confort; frío.

Una advertencia importante. Los datos extraídos de este gráfico o de cualquier otro parecido hay que tomarlos con cierta cautela puesto que la impresión de confort es subjetiva y está sujeta a muchas fluctuaciones. Las más importantes son:

- Velocidad del aire.
- Sexo.
- Procedencia del sujeto (si procede de un lugar templado, seco o húmedo).

Hemos dejado aparte las variables que son consideradas fundamentales: la temperatura y la humedad.

En términos muy generales podemos admitir que las condiciones óptimas en verano estarían alrededor de los 22 °C de temperatura efectiva y en invierno alrededor de los 21 °C.

De todas formas insistiremos diciendo que para asegurar unas condiciones de confort no basta con situarnos permanentemente en la llamada zona de confort, sino estudiar una *distribución correcta de temperaturas y una velocidad adecuada del aire*.

Para trabajar con un solo gráfico de confort, en la figura 3 hemos incluido otro, también procedente de ASHRAE, y muy similar al anterior, pero quizá de manejo más sencillo. En el eje horizontal hay la temperatura seca y en el eje vertical la humedad absoluta en gramos de agua por kilogramo de aire seco. Las líneas curvas que cruzan el gráfico son líneas de humedad relativa. La zona rayada indica las condiciones de confort en verano y en invierno. Hay una pequeña franja que correspondería a las dos estaciones indistintamente.

Así por ejemplo, una temperatura de 25 °C y un 50% de humedad relativa estaría dentro de la zona de confort de verano, pero no de la de invierno.

Una temperatura de 24 °C y una humedad del 70% cae fuera de la zona de confort tanto en verano como en invierno.

Efecto de la distribución de temperaturas

En una habitación acondicionada, la distribución de temperaturas no es uniforme. En general dependerá del tipo de calefacción o refrigeración empleado. Este fenómeno es más acusado en el caso de la calefacción; la temperatura no es la misma a medida que vamos subiendo.

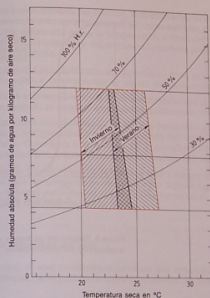


Figura 3. Otra carta de confort de ASHRAE. La abreviatura H.r. quiere decir humedad relativa.

En la figura 4 hemos representado la distribución ideal de temperatura: una distribución uniforme, es decir, la misma temperatura a cualquier altura del suelo. En general no es bueno que exista una variación apreciable de la temperatura, pensemos en el inconveniente de tener los pies a una temperatura y la cabeza a otra diferente.

En la figura 5 se ha representado lo que ocurre aproximadamente con un sistema de calefacción mediante tubos empotrados en el suelo; por dentro de los tubos circula agua caliente. Este sistema de calefacción se llama de *suelo radiante*. Obsérvese que la temperatura a nivel del suelo es mayor, después va disminuyendo, es bastante constante a lo largo de la habitación y disminuye cerca del techo.

En la figura 6 se ha representado la variación de temperatura con el sistema de radiadores. Sobre los radiadores se originan unas corrientes de aire llamadas de convección, que producen unas variaciones de temperatura bastante acusadas.

En la figura 7 se ha representado la variación de temperatura cuando el sistema de calefacción empleado es similar al de suelo radiante, pero con los tubos empotrados en el techo.

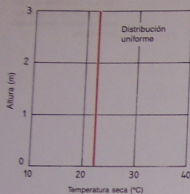


Figura 4. Distribución uniforme de temperatura.



Figura 5. Distribución de temperatura en la calefacción por suelo radiante.

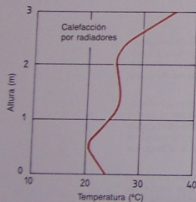


Figura 6. Distribución de temperaturas en la calefacción por radiadores.

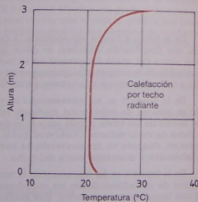


Figura 7. Distribución de temperaturas en la calefacción por techo.

Desde el punto de vista del confort, lo óptimo será tener un recinto a una temperatura lo más constante posible; como mínimo, conseguir que no haya mucha diferencia entre la temperatura a nivel de la cabeza y la temperatura a nivel de los pies. Así evitamos la molesta sensación de pies fríos o cabeza caldeada.

Otro problema lo constituyen las superficies frías, por ejemplo ventanas, que tienden a contrarrestar el efecto de temperatura uniforme.

Para ello es aconsejable situar los radiadores debajo de las ventanas, si es posible, cuando se emplee este tipo de calefacción (Fig. 8).

Las superficies frías pueden producir otro fenómeno, que además de molesto, puede ser perjudicial: la condensación del vapor de agua presente en el aire. Cuando la temperatura de la superficie fría es inferior al punto de rocío del aire, reproducirá la condensación del vapor de agua.

Es probable que el vidrio de la ventana esté a menor temperatura en invierno que esta temperatura de rocío. El agua líquida que queda en el marco de la ventana perjudica el material. Una forma de evitar este fenómeno es utilizar ventanas de doble vidrio.

Efecto de la velocidad del aire

En general, el aire moviéndose produce una sensación molesta. En una habitación cerrada podemos tener movimiento de aire debido a las

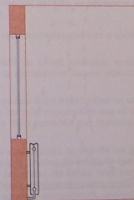


Figura 8. Situación típica de un radiador debajo de la ventana.

corrientes de convección, o bien, cuando se trata de instalaciones de aire acondicionado, al chorro de aire frío o aire caliente que se introduce en el local por las rejillas o los difusores.

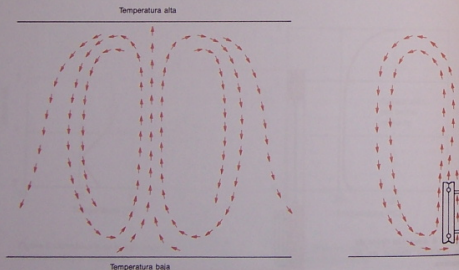
Las corrientes de convección son producidas por las diferencias de temperatura que ocasionan diferencias de densidad. Las corrientes de convección producen un movimiento típico del aire que sube y baja continuamente (Fig. 9). Las corrientes de aire mantienen el polvo y los microorganismos en movimiento, siendo más fácil el contagio cuando estén presentes elementos patógenos.

Cuando se trata del aire impulsado a un local, aire frío en verano y caliente en invierno, debe hacerse con la velocidad adecuada, para que el aire se mezcle convenientemente con el de la habitación, pero sin que ocasione molestias a los usuarios.

La velocidad y temperatura del aire a la salida de rejillas y difusores es un tema tan importante en aire acondicionado, que será tratado en un capítulo más adelante.

Pensemos que, en verano, entra en el local aire más frío que el del propio local, pero antes que esto se produzca, si notamos en la cabeza o en la espalda este aire sentiremos una sensación de molestia.

Figura 9. Corrientes de convección.



Necesidad de ventilar un local

En un local cerrado siempre se producen gases o humos que pueden ocasionar molestias e incluso pueden ser perjudiciales para la salud.

En el humo de los cigarrillos hay una sustancia que se llama *acroleína*, que es responsable de la irritación que se produce en los ojos. A veces en los locales acondicionados se puede producir un fenómeno que todos alguna vez habremos notado. Entramos en una habitación y notamos que la temperatura es correcta, pero al cabo de unos minutos nos lloran los ojos. Ello es debido a que no existe ventilación.

No basta con enfriar o calentar el aire de una habitación, es necesario ventilarla. Entendamos por ventilación, la introducción de aire fresco, no contaminado.

Este aire deberá someterse a un tratamiento previo antes de introducirlo en el recinto: filtrado, secado, etc.; dependerá de las condiciones y del proceso que estemos realizando.

La degradación del aire interior se debe a más de una causa. Las principales son:

- Disminución del oxígeno y aumento del dióxido de carbono. Esto es debido a la respiración de los seres vivos y al quemado de cigarrillos.
- Emisión de *acroleína*, alquitranes y otras sustancias tóxicas, debido a los cigarrillos.
- Vapor y gases debidos al sudor y a la descomposición metabólica de los alimentos.
- Emisión de disolventes de pinturas o barnices en salas expositoras, etc.

Para contrarrestar esta degradación del aire, es necesario ventilar el local. Esta ventilación puede ser:

Natural, cuando se produce una renovación del aire a través de rendijas, ventanas, puertas.

Artificial, cuando la ventilación se fuerza mediante ventiladores u otros elementos mecánicos, con la introducción de aire exterior y la extracción de aire interior.

La cantidad de aire ventilación que debe introducirse en un local depende de muchos factores, pero los más importantes son el número de personas, si son o no fumadoras y de la actividad que realicen. Este tema se estudiará en el capítulo 5.

Con relación al sudor, cuya evaporación es una de las causas que produce mayor degradación del aire interior, es evidente que cada persona se verá afectada por este fenómeno de forma muy particular, en base al sexo, peso, edad, etc. Se han hecho estudios estadísticos que indican, de forma muy general, la relación temperatura, humedad, sudor.

En la figura 10 presentamos un gráfico con el resultado de estos estudios.

A la derecha de la curva tenemos la zona del sudor y a la izquierda no. Es decir, para unas condiciones de temperatura y humedad relativa situadas a la derecha de la curva es probable, estadísticamente, que la persona sude.

Veamos algunos ejemplos:

Una temperatura de 25 °C y 80 % h.r., corresponde a la zona de sudor

Una temperatura de 25 °C y 50 % h.r., corresponde a la zona seca

Por esto las llamadas condiciones de confort son tan importantes, porque incluso influyen indirectamente en el mantenimiento del aire interior lo más limpio posible.

Así pues, el aire de ventilación es aire exterior, tratado o no, que se introduce en el local, con la finalidad de renovar el aire de recirculación que se utiliza en el sistema del aire acondicionado. Obsérvese el esquema de la figura 11; no sería necesaria la ventilación porque todo el aire acondicionado es aire exterior.

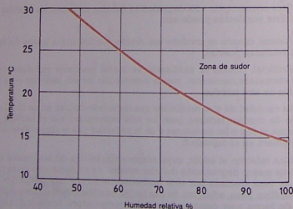


Figura 10. Gráfico que indica de forma estadística la zona de producción de sudor. Por encima de la curva se suda.

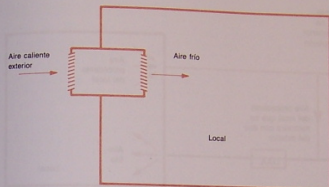


Figura 11. Esquema de un acondicionador de ventana que utilizase sólo aire exterior.

También se utiliza un aparato que se sitúa en el interior del local, absorbe aire del propio local, lo enfría y lo devuelve. En este caso no hay aire de ventilación (véase la figura 12). Desde este punto de vista es el peor sistema. El método más completo es el que utiliza aire procedente del local mezclado con aire exterior (véase la figura 13); este aire exterior es precisamente el aire de ventilación.

En este caso, una cantidad igual de aire exterior de ventilación, llamado de expulsión, debe devolverse al exterior también procedente del local, para que la cantidad total de aire tratado sea siempre la misma. En la figura 12, la máquina que trata el aire lleva las iniciales UAA, que significan 'unidad de aire acondicionado'.

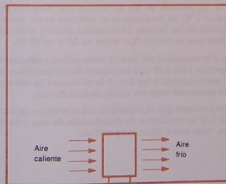


Figura 12. Esquema de un acondicionador tipo fan-coil que utiliza sólo aire interior.

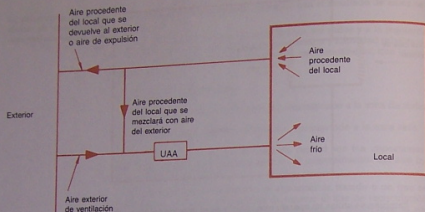


Figura 13. Esquema de un sistema de acondicionamiento que utiliza aire exterior y aire interior.

Condiciones de proyecto

Quando se hacen los cálculos de las instalaciones de aire acondicionado se fijan unos valores para la temperatura y humedad relativa en el interior y en el exterior del local que se va a acondicionar. Estos valores se llaman *condiciones de proyecto*.

Las condiciones de proyecto en el exterior se determinan en base a datos meteorológicos y se comentarán en el capítulo correspondiente a la carga térmica. Los valores de las condiciones en el interior deben estar en consonancia con los factores de confort que hemos expuesto en los apartados anteriores.

En España, en general, se fija en verano una temperatura de 25 °C con un margen de 1 °C. La temperatura en invierno oscila entre 19 y 21 °C según la utilización de los locales. La humedad relativa varía entre márgenes más amplios, que se suelen fijar entre un 30 y un 65 %.

Respecto a la velocidad del aire se acostumbra a establecer un valor que no sea superior a los 0,25 m/s en lugares de ocupación sedentaria y a una altura del suelo inferior a los 2 m. Si la velocidad es inferior a 0,1 m/s puede dar una sensación molesta, como de falta de aire.

Tengamos presente que la velocidad del aire viene determinada por el diseño de la red de conductos de distribución de aire y de los elementos de difusión, tales como difusores y rejillas.

CALCULO DE LA CARGA DE REFRIGERACION

INTRODUCCION

Para refrigerar un local, de una forma o de otra, hay que *extraer* calor. Ahora bien, ¿cuánto calor debemos extraer para mantener en el interior del local una temperatura constante y diferente de la del exterior?

La respuesta lógica es sencilla: la misma cantidad de calor por unidad de tiempo que entra por la diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior del local, más el calor que éste pueda recibir procedente del sol, más el calor por unidad de tiempo generado en el interior.

La carga térmica no es otra cosa que el calor por unidad de tiempo que entra en el local; por ello es tan importante el cálculo de la carga térmica, aunque el objetivo final sea la determinación de la potencia frigorífica necesaria de la máquina que ha de producir el frío.

CONDICIONES DE PROYECTO

Se denominan *condiciones de proyecto* las que tomamos como fijas y constantes a lo largo del mismo. Evidentemente, el proyecto de refrigeración se aplica a un local situado en un lugar geográfico determinado; así, en primer lugar, tendremos:

- La localidad.

El lugar geográfico (la localidad) tiene unas condiciones de temperatura y humedad a lo largo del verano (Tabla 1). Así tendremos:

- Temperatura exterior de proyecto, que es el valor medio de las temperaturas máximas.
- Humedad relativa exterior de proyecto, que es el valor medio de las humedades relativas máximas.

También hay que considerar la diferencia de las temperaturas máxima y mínima, en valor medio, a lo largo del verano. Dicho valor se da también en la tabla 1. Esta diferencia se llama:

- Variación diaria de la temperatura, o también excursión térmica diaria, en °C.

TABLA 1. Condiciones exteriores recomendadas de verano.

Ciudad	Temperatura °C	Humedad relativa	Variación diaria de la temperatura
Albacete	35	36	18
Alicante	31	60	13
Almería	35	65	8
Avila	30	41	17
Badajoz	38	47	17
Barcelona	31	70	8
Bilbao	30	71	—
Burgos	32	40	15
Cáceres	38	37	14
Cádiz	32	55	12
Castellón	29	60	9
Ciudad Real	37	56	20
Córdoba	39	33	17
Coruña	23	63	9
Cuenca	33	52	18
Gerona	33	58	10
Granada	36	49	18
Guadalajara	34	37	—
Huelva	31	58	14
Huesca	31	73	14
Jalón	36	37	15
Las Palmas	24	65	4
León	33	40	16
Lérida	36	45	14
Logroño	33	59	14
Lugo	30	60	14
Madrid	34	43	15
Málaga	28	58	6
Murcia	36	59	14
Orense	36	63	—
Oviedo	28	65	—
Palencia	34	40	16

TABLA 1. (Continuación)

Ciudad	Temperatura °C	Humedad relativa	Variación diaria de la temperatura
Palma de M.	28	60	8
Pamplona	32	51	12
Salamanca	34	46	18
Santander	25	74	7
Segovia	33	36	17
Sevilla	40	43	18
Tarragona	26	65	7
Toledo	34	34	16
Valencia	32	68	11
Valladolid	33	45	13
Zamora	32	65	18
Zaragoza	34	59	14

Nota. La raya indica que se desconoce el dato. La humedad relativa indicada corresponde a valores medios. En las zonas húmedas puede incrementarse entre 10 y 15 puntos de el valor indicado en la tabla.

Para mantener las condiciones de confort en el interior del local deberán fijarse unos determinados valores de temperatura y humedad relativa. En general, se considera que hay un ambiente confortable cuando la temperatura es de 24 a 26 °C y la humedad relativa entre el 50 y el 60 %. Así tendremos:

- Temperatura interior de proyecto.
- Humedad relativa interior de proyecto.

El cálculo de la carga térmica no es el mismo a diferentes horas del día. Hay que elegir una hora, en tiempo solar, que es, más o menos, la hora oficial sin contar las variaciones de hora impuestas por los gobiernos, durante determinados meses del año. Así, tendremos:

- La hora solar de proyecto.

¿Qué hora solar hay que elegir? En teoría se elige la que dé una carga máxima. Como esto no lo sabemos al principio del cálculo, se elige una que la experiencia nos indique que puede dar carga máxima. Los proyectistas más escrupulosos repiten el cálculo para distintas horas solares y así averiguan cuál es la carga térmica mayor. Generalmente se elige las 15, hora solar, y se hace un solo cálculo.

Recordemos que una cosa es la *temperatura exterior de proyecto* y otra la *temperatura exterior a secas*. La primera es fija. La segunda varía con la hora. Obsérvese la tabla 2. A las 15, hora solar, no hay corrección y coinciden la temperatura exterior de proyecto y la temperatura exterior.

Pero a otra hora hay que hacer una corrección. Por ejemplo, supongamos una localidad en la que la temperatura exterior de proyecto sea 34 °C, la excursión térmica diaria de 10 °C y la hora solar de proyecto las 12. Con estos datos se localiza en la tabla 2 el valor de corrección -3. Así pues, la temperatura exterior a las 12 es 34 - 3 = 31 °C.

En el diagrama psicrométrico hay que situar los puntos correspondientes a las condiciones exteriores e interiores de proyecto, pero utilizando la temperatura exterior, no la temperatura exterior de proyecto. Una vez situados los puntos se obtienen las humedades absolutas en g/kg del exterior y del interior. Llamaremos:

Salto térmico, Δt , a la diferencia entre la temperatura exterior y la temperatura interior de proyecto.

Diferencia de humedades, ΔW , a la diferencia entre las humedades absolutas en las condiciones del exterior y las del interior, expresada en g/kg.

Hemos de conocer también:

- Superficie del local en m².
- Volumen del local en m³.
- Potencia de iluminación en kW.
- Número medio de personas que lo ocupan.

DEFINICION Y CLASIFICACION DE LOS DISTINTOS CONCEPTOS QUE COMPONEN LA CARGA TERMICA

La *carga térmica* es el calor por unidad de tiempo que, por diferentes conceptos, entra o se genera en un local cuando mantenemos en éste una

TABLA 2. Corrección de la temperatura exterior.

Excursión térmica diaria, ET °C	Corrección en °C			
	Hora solar			
	12	14	15	16
5	-2.5	-0.5	0	-0.5
7.5	-3.0	-0.5	0	-0.5
10	-3.0	-0.5	0	-0.5
12.5	-3.0	-0.5	0	-0.5
15	-3.0	-0.5	0	-0.5
17.5	-3.5	-0.5	0	-0.5

temperatura inferior a la del exterior y una humedad diferente, generalmente inferior, a la del exterior.

El calor que entra como consecuencia de la diferencia de temperaturas se llama *calor sensible* y el que entra como consecuencia de la diferencia de humedades se llama *calor latente*. Ambos dependen de una serie de factores que iremos explicando a lo largo del capítulo. Tanto la carga sensible como la latente se deben a distintos conceptos, que deben calcularse separadamente; estos conceptos diferentes (llamados también «partidas») son los siguientes:

A) Carga sensible

A1. Calor debido a la radiación solar a través de ventanas, claraboyas o lucernarios.

A2. Calor debido a la radiación y transmisión a través de paredes y techo.

A3. Calor debido a la transmisión (sólo transmisión) a través de paredes y techo no exteriores.

A4. Calor sensible debido al aire de infiltraciones.

A5. Calor sensible generado por las personas que ocupan el local.

A6. Calor generado por la iluminación del local.

A7. Calor generado por máquinas (si existen) en el interior del local.

A8. Cualquier otro que pueda producirse.

B) Carga latente

B1. Calor latente debido al aire de infiltraciones.

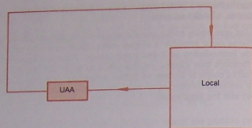
B2. Calor latente generado por las personas que ocupan el local.

B3. Calor latente producido por cualquier otra causa.

Aire de ventilación

Es posible extraer aire de un local, enfriarlo y volver a introducirlo en el mismo (Fig. 1), de hecho algunos aparatos de aire acondicionado funcionan así. Sin embargo, cuando en el local existen fuentes de mal olor, como son fumadores, olores corporales, etc., en el aire siempre es el mismo, aunque lo estemos enfriando. Ocurre entonces que en aquel local no hay sensación de confort, no por culpa de la temperatura, sino del aire mismo, que huele mal o irrita los ojos.

Figura 1. Representación esquemática de una instalación que utiliza sólo aire del local. UAA, unidad de aire acondicionado, representa el aparato o ventilador que aspira el aire del local, lo entra y lo vuelve a introducir.



Otra posibilidad es no emplear aire del local (fig. 2), sino únicamente aire exterior. Este sistema no presenta los inconvenientes del primero, sin embargo la máquina debe enfriar aire exterior que está muy caliente y por lo tanto emplear mucha energía en el proceso.

La tercera posibilidad (Fig. 3) es mezclar aire del exterior con aire procedente del local; este método es el más adecuado porque reúne las ventajas de los dos anteriores y ninguno de los inconvenientes.

La cantidad de aire exterior que se utiliza en la mezcla, se llama *aire de ventilación* y es el estrictamente necesario para producir una renovación conveniente del aire del local. En la tabla 3 se han presentado los valores usuales que se utilizan, como valor mínimo y valor aconsejado, en m^3/h por persona. Basta multiplicar por el número de personas para tener el caudal de aire de ventilación.

En la figura 3 hemos incluido una *cesión* de aire al exterior, además de la *entrada* de aire de ventilación; ello es debido a que hay que desechar la misma cantidad de aire que extraemos del exterior, pero procedente del local, para que sea efectiva la renovación.

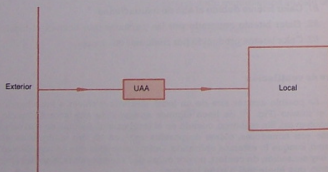


Figura 2. Representación esquemática de una instalación que utiliza sólo aire del exterior.

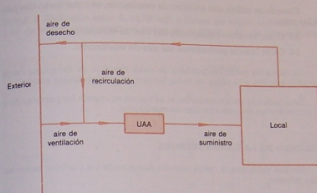


Figura 3. Representación esquemática de una instalación que mezcla aire del exterior con aire del local.

TABLA 3. Necesidades de ventilación V_v de diferentes tipos de locales.

Tipo de local	m^3/h por persona	
	Aconsejado	Mínimo
Apartamentos	35	17
Bancos	17	13
Peluquerías	25	17
Oficinas	85	35
Bares	68	43
Almacenes	13	8,5
Farmacias	17	13
Fábricas	17	13
Hoteles	Quirófanos	(7)
	Urgencias	50
Hoteles	Pabellones	35
		50
Cocinas de restaurante	72 m^3/h , por m^2 de pavimento	43
	Bar	20
	Comedor	25
Aulas	25	17
Teatros	25	17

*Los datos relativos a quirófanos no se incluyen porque deben cumplir requisitos especiales.



Quando se utiliza aire exterior de ventilación, se consideran dos partidas más:

- A9. Calor sensible procedente del aire de ventilación.
B4. Calor latente procedente del aire de ventilación.

La suma de todas las partidas de calor sensible se denomina *carga sensible efectiva* y la suma de todas las latentes, *carga latente efectiva*.

Se emplea la palabra *efectiva* si se tienen en cuenta las partidas A9 y B4 procedentes del aire exterior de ventilación.

CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA

Hemos visto que la carga térmica comprende las partidas sensibles y las latentes.

Cálculo de la carga sensible

Las partidas que la integran se calculan de la manera siguiente:

Partida A1. Calor debido a la radiación a través de ventanas, claraboyas o lucernarios

Esta partida tiene en cuenta la energía que llega al local procedente de la radiación solar que atraviesa elementos transparentes a la radiación (cristales de ventanas, claraboyas, etc.). Para calcular esta partida, hay que saber la orientación de la ventana:

Norte	N
Nordeste	NE
Este	E
Sureste	SE
Sur	S
Suroeste	SO
Oeste	O
Noroeste	NO
Horizontal	(una claraboya)

Hay que elegir una *hora solar* de cálculo, generalmente entre las 12 y las 16 hora solar y un día determinado que generalmente es el 23 de julio o el 24 de agosto. Con estos datos acudimos a la tabla 4 y obtenemos la radiación solar unitaria, R , en W/m^2 . La hora solar elegida debe ser la misma para el cálculo de toda la carga térmica.

Calculemos ahora la superficie S en metros cuadrados del hueco de la ventana, incluido el marco, no sólo la del vidrio.

TABLA 4. Radiación solar R , en W/m^2 , a través de vidrio ordinario, para $1 m^2$ de ventana incluyendo el marco, en un punto a 40° de latitud Norte.

Fecha	Orientación	Hora solar				
		12	13	14	15	16
	N	44	44	44	41	37
	NE	44	44	44	41	37
	E	44	44	44	41	37
	SE	107	44	44	41	37
	S	170	138	109	59	37
21 de junio	SO	107	223	312	350	343
	O	44	138	299	448	511
	NO	44	44	94	230	352
	Horizontal	747	732	662	564	422
	N	44	44	44	41	37
	NE	44	44	44	41	37
	E	44	44	44	41	37
	SE	131	47	44	41	37
	S	217	198	138	81	41
23 de julio	SO	131	258	347	394	375
	O	44	135	308	454	519
	NO	44	44	81	208	330
	Horizontal	734	709	640	538	387
	N	44	44	44	41	34
	NE	44	44	44	41	34
	E	44	44	44	41	34
	SE	208	78	44	41	34
	S	321	306	280	161	76
24 de agosto	SO	208	337	438	461	435
	O	44	142	317	457	511
	NO	44	44	50	144	258
	Horizontal	675	647	583	472	315

Nota. Si la ventana tiene marco metálico hay que multiplicar por 1,17 los valores indicados en la tabla.

Consultemos las tablas 5 y 6 por si tuviésemos que aplicar factores de corrección debidos a la utilización de vidrios especiales o persianas. El calor debido a la radiación es sensible y lo llamaremos $\dot{Q}_{STR}$; valdrá:

$$\dot{Q}_{STR} = SRI$$

Por f hemos indicado el producto de todos los factores de corrección a que hubiera lugar. A veces es difícil conocer con exactitud el valor de estos coeficientes de corrección para tener en cuenta el efecto atenuador de persianas u otros elementos. Puede entonces adoptarse un coeficiente pensando en situaciones análogas a las indicadas en la tabla 6.

Partida A2. Calor debido a la radiación y transmisión a través de paredes y techo

Fijese que en esta partida decimos radiación y transmisión referida a paredes y techo. ¿Cómo es posible que pensemos en radiación a través de una superficie opaca? La explicación es que el calor procedente del Sol calienta las paredes exteriores de una vivienda o local y luego este calor revienta al interior. Para calcular esta partida hay que aplicar la fórmula:

$$\dot{Q}_{STR} = KSDTE \text{ para cada pared y techo}$$

TABLA 5. Corrección según el tipo de vidrio.

Tipo de vidrio		Factor
Vidrio ordinario simple		1
Vidrio de 6 mm		0.94
Vidrio absorbente % de absorción	40-48	0.80
	48-56	0.73
	56-70	0.62
Vidrio doble ordinario		0.90
Vidrio triple		0.83
Vidrio de color:		
ámbar		0.70
rojo oscuro		0.56
azul oscuro		0.60
verde oscuro		0.32
verde grisáceo		0.46
opalescente claro		0.43
opalescente oscuro		0.37

TABLA 6. Factores de atenuación.

			Factor con persiana			
			Persiana veneciana interior			Persiana veneciana exterior
			Color claro	Color medio	Color oscuro	Color claro
Vidrio ordinario			0.56	0.65	0.75	0.15
Vidrio a 6 mm			0.56	0.65	0.74	0.14
Vidrio absorbente	Porcentajes de absorción	40-48 %	0.56	0.62	0.72	0.12
		48-56 %	0.53	0.59	0.62	0.11
		56-70 %	0.51	0.54	0.56	0.10
Vidrio doble			0.54	0.61	0.67	0.14
Vidrio triple			0.48	0.39	0.64	0.12

K es el coeficiente de transmisión del cerramiento que estamos considerando: una pared, el techo o el suelo. Se expresa en $W/(m^2 \cdot K)$. Aunque en el denominador aparezca el grado kelvin, la diferencia es de temperaturas, por lo que esta unidad es equivalente a $w/(m^2 \cdot ^\circ C)$.

Este calor es sensible y lo llamaremos $\dot{Q}_{STR}$. S es la superficie de la pared (si hay una puerta se incluye la puerta) y la DTE quiere decir *diferencia de temperaturas equivalente*. Se trata de un salto térmico corregido para tener en cuenta el efecto de la radiación. Para saber la DTE de una pared, se emplea la tabla 7. Se necesita saber:

- La orientación del muro o pared.
- El producto de la densidad por el espesor (DE) del muro.
- La hora solar de proyecto.

Para saber la DTE del techo, se emplea la tabla 8. Se necesita saber:

- Si el techo es soleado o en sombra.
- El producto de la densidad por el espesor (DE) del techo.
- La hora solar de proyecto.

El valor de la DTE obtenido de las tablas 7 y 8 no es el definitivo. En la tabla 9, en función de la variación o excursión térmica diaria y el salto térmico, se dan unos valores que sumaremos o restaremos, según el signo, al valor de la DTE que hemos obtenido antes. Este nuevo valor es el definitivo.

TABLA 7. Diferencia de temperaturas equivalente DTE de muros.

Orientación del muro	DE kg/m ²	Hora solar				
		12	13	14	15	16
NE	100	7,4	6,9	6,4	6,9	7,4
	300	10,8	8,1	5,3	5,8	6,4
	500	8,5	8,1	7,4	6,4	5,3
	700	3	5,3	7,4	8,5	7,4
E	100	17,4	10,8	6,4	6,9	7,4
	300	16,9	10,2	7,4	6,9	6,4
	500	13,1	13,6	13,1	10,8	9,7
	700	5,3	8,1	9,7	10,2	9,7
SE	100	15,2	14,1	13,1	10,2	8,5
	300	15,2	14,1	13,6	11,3	9,7
	500	8,5	9,2	9,7	10,2	9,7
	700	3	5,8	7,4	8,1	8,5
S	100	11,9	14,7	16,4	15,2	14,1
	300	6,4	10,8	13,1	13,6	14,1
	500	1,9	4,1	6,4	8,1	8,5
	700	1,9	1,9	1,9	3,6	5,3
SO	100	3	10,2	14,1	18,6	21,9
	300	0,8	4,2	6,4	13,1	17,5
	500	3	3,6	4,2	6,4	7,4
	700	3	3	3	3,6	4,2
O	100	3	7,4	10,8	17,5	21,9
	300	1,9	3,6	5,3	10,2	14,1
	500	3	3,6	4,2	5,3	6,4
	700	4,2	4,7	5,3	5,3	5,3
NO	100	3	5,3	6,4	10,2	13,1
	300	0,8	3	4,2	5,3	6,4
	500	1,9	1,9	1,9	2,5	3
	700	3	3	3	3	3

TABLA 7. (Continuación)

Orientación del muro	DE kg/m ²	Hora solar				
		12	13	14	15	16
N	100	1,9	4,2	5,3	6,4	7,4
	300	-0,3	1,3	3	4,2	5,3
	500	-0,3	0,2	0,8	1,3	1,9
	700	-0,3	-0,3	-0,3	0,2	0,8

Nota. Esta tabla es válida (no hay que corregir las DTE) para un $\Delta t = 8^\circ\text{C}$, una $ET = 11^\circ\text{C}$, para el mes de julio y para la Península Ibérica.

TABLA 8. Valores de la diferencia de temperaturas equivalente, DTE, para techos.

	DE kg/m ²	Hora solar				
		12	13	14	15	16
Techo soleado	50	8,1	13,1	17,5	20,8	23,6
	100	8,5	12,5	16,4	19,7	22,5
	200	8,5	12,5	15,2	18,12	0,8
	300	8,5	11,9	14,7	16,91	9,2
	400	8,5	11,9	14,11	5,2	17,5
Techo en sombra	100	3	4,7	6,4	6,9	7,4
	200	0,8	2,5	4,2	5,3	6,4
	300	-0,3	0,8	1,9	3	4,2

Ejemplo

Muro de orientación SE, con $DE = 500 \text{ kg/m}^2$, a las 14 hora solar, con un salto térmico de 7°C y una ET de 14°C . Hallar la DTE.

En la tabla 7 encontramos $9,7^\circ\text{C}$.

En la tabla 9 encontramos $-2,5^\circ\text{C}$.

$DTE = 9,7 - 2,5 = 7,2^\circ\text{C}$.

El valor del coeficiente de transmisión K depende de la composición y espesor de las diferentes capas y materiales que componen la pared o el techo. Es posible que su valor aparezca en los planos y especificaciones del proyecto del local o edificio que estemos climatizando.

TABLA 9. Corrección de la diferencia de temperatura equivalente, DTE.

Temperatura exterior menos temperatura interior, Δt	Excursión (variación) térmica diaria (ET)															
	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
3	-1.5	-2	-2.5	-3	-3.5	-4	-4.5	-5	-5.5	-6	-6.5	-7	-7.5	-8	-8.5	-9
4	-0.5	-1	-1.5	-2	-2.5	-3	-3.5	-4	-4.5	-5	-5.5	-6	-6.5	-7	-7.5	-8
5	0.5	0	-0.5	-1	-1.5	-2	-2.5	-3	-3.5	-4	-4.5	-5	-5.5	-6	-6.5	-7
6	1.5	1	0.5	0	-0.5	-1	-1.5	-2	-2.5	-3	-3.5	-4	-4.5	-5	-5.5	-6
7	2.5	2	1.5	1	0.5	0	-0.5	-1	-1.5	-2	-2.5	-3	-3.5	-4	-4.5	-5
8	3.5	3	2.5	2	1.5	1	0.5	0	-0.5	-1	-1.5	-2	-2.5	-3	-3.5	-4
9	4.5	4	3.5	3	2.5	2	1.5	1	0.5	0	-0.5	-1	-1.5	-2	-2.5	-3
10	5.5	5	4.5	4	3.5	3	2.5	2	1.5	1	0.5	0	-0.5	-1	-1.5	-2
11	6.5	6	5.5	5	4.5	4	3.5	3	2.5	2	1.5	1	0.5	0	-0.5	-1
12	7.5	7	6.5	6	5.5	5	4.5	4	3.5	3	2.5	2	1.5	1	0.5	0
13	8.5	8	7.5	7	6.5	6	5.5	5	4.5	4	3.5	3	2.5	2	1.5	1
14	9.5	9	8.5	8	7.5	7	6.5	6	5.5	5	4.5	4	3.5	3	2.5	2
15	10.5	10	9.5	9	8.5	8	7.5	7	6.5	6	5.5	5	4.5	4	3.5	3
16	11.5	11	10.5	10	9.5	9	8.5	8	7.5	7	6.5	6	5.5	5	4.5	4

el muro. Si no conocemos el valor exacto de este coeficiente pueden tomarse los siguientes valores de forma cautelara:

Paredes exteriores	$K = 1,5 \text{ a } 1,8 \text{ W/(m}^2\text{K)}$
Techos exteriores	$K = 1,0 \text{ a } 1,2 \text{ W/(m}^2\text{K)}$
Paredes interiores	$K = 1,9 \text{ a } 2,3 \text{ W/(m}^2\text{K)}$
Vidrio ordinario	$K = 5,8 \text{ W/(m}^2\text{K)}$
Tabique separación	$K = 2,3 \text{ W/(m}^2\text{K)}$

Partida A3. Calor debido a la transmisión (sólo transmisión) a través de paredes y techo no exteriores

Si una pared y un techo no son exteriores hay que contarlos aquí. También se incluyen las superficies vidriadas, ya que en la A1 sólo se ha calculado la radiación y también tenemos transmisión. Así pues, hay que incluir en esta partida:

- Paredes interiores. —Suelos (siempre son interiores).
- Techos interiores. —Superficies vidriadas y claraboyas.

Las puertas generalmente no se cuentan; su superficie se incluye en la de la pared. Este calor, que es sensible también, lo llamaremos $\dot{Q}_{ST}$. Se calcula mediante la expresión:

$$\dot{Q}_{ST} = SKM$$

Donde: S es la superficie del elemento en m^2 , K es el coeficiente global en $\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ o $\text{kcal/(h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$, Δt es el salto térmico en $^\circ\text{C}$.

Si se trata de una pared o un techo colindante con un local refrigerado, esta pared o techo no se cuenta. Si son colindantes con un local no refrigerado, el salto térmico que se utiliza se rebaja en 3°C .

Partida A4. Calor sensible debido al aire de infiltraciones

El local que se acondiciona debe estar exento de entradas de aire caliente del exterior. Sin embargo, cuando se abren puertas o ventanas, o bien a través de las fisuras, es inevitable que algo de aire exterior entre en el local.

Para valorar la cantidad de aire que entra por las puertas puede utilizarse la tabla 10, teniendo presente que el dato obtenido en esta tabla es por puerta y por persona.

Una vez calculado el valor del caudal total de infiltraciones, $\dot{V}_i$, que es igual a:

$\dot{V}_i$ = valor de la tabla 10 $\times$ número de puertas $\times$ número de personas.

Aplicamos la fórmula:

$$\dot{Q}_{SI} = 0,33 \dot{V}_i \Delta t$$

Siendo: $\dot{V}_i$ = volumen de infiltración en m^3/h , Δt = salto térmico en $^\circ\text{C}$, $\dot{Q}_{SI}$ = calor sensible debido a las infiltraciones; viene dado en W.

En el SI, la fórmula sería:

$$\dot{Q}_{SI} = \dot{m}_i C_{pm} \Delta t = \rho \dot{V}_i C_{pm} \Delta t$$

siendo $\dot{m}_i$ el caudal másico, C_{pm} el calor específico del aire, $\dot{V}_i$ el caudal volumétrico y ρ la densidad del aire. Aceptando valores medios:

$$\dot{Q}_{SI} = 1,2 \times \frac{\dot{V}_i}{3,600} \times 1,005 \Delta t = 0,33 \dot{V}_i \Delta t$$

que es la fórmula anterior, con $\dot{V}_i$ en m^3/h .

Partida A5. Calor sensible generado por las personas que ocupan el local

Las personas que ocupan el recinto generan calor sensible y calor latente debido a la actividad que realizan y a que su temperatura (unos

TABLA 10. Aire de infiltraciones en metros cúbicos por hora (m^3/h), por persona y por puerta.

Tipo de local	Volumen V_l en m^3/h por persona y puerta	
	Sin vestíbulo	Con vestíbulo
Bancos	13.5	10.2
Peluquerías	8.5	6.5
Barres	12.0	9.0
Estancos	51.0	38.0
Pequeños comercios	13.6	10.2
Tienda de confecciones	4.3	3.2
Farmacias	11.9	9.0
Habitación hospital	6.0	4.4
Sala de té	8.5	6.5
Restaurantes	4.3	3.2
Comercio en general	6.0	4.4

37 °C) es mayor que la que debe mantenerse en el local. Cuando hablamos de las personas que ocupan el local, nos referimos al número medio de personas que lo ocupan, no a las personas que pueda haber en un instante determinado.

En la tabla 11 encontramos la información que necesitamos, según la temperatura del local y el tipo de actividad que realice la gente del local.

TABLA 11. Calor emitido por las personas en W.

Cuadro de actividad	23 °C		27 °C		26 °C		24 °C	
	Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente
Sentado en reposo	52	52	58	47	64	41	70	30
Sentado trabajo ligero	52	64	58	58	64	52	70	47
Oficinista con actividad moderada	52	81	58	76	64	70	70	58
Persona de pie	52	81	58	87	64	81	76	70
Persona que pasea	52	93	58	87	64	81	76	70
Trabajo sedentario	58	105	64	99	70	93	81	81
Trabajo ligero taller	58	153	64	157	70	151	87	134
Persona que camina	64	196	70	190	81	169	99	151
Persona que baila	81	215	87	204	99	198	110	180
Persona en trabajo pesado	134	291	140	291	145	285	151	268

El valor obtenido en la tabla 11 bastará multiplicarlo por el número de personas del local. Esta partida la llamaremos en $\dot{Q}_{sp}$ W.

Partida A6. Calor generado por la iluminación del local

La iluminación produce calor que hay que tener en cuenta. Si la iluminación es incandescente, se toma directamente la potencia eléctrica de iluminación, I , en W.

Si la iluminación es fluorescente, además hay que multiplicar por el factor 1.25. Llamaremos $\dot{Q}_{sil}$ a esta partida; así pues:

$$a) \text{ Incandescente } \dot{Q}_{sil} = I \quad b) \text{ Fluorescente } \dot{Q}_{sil} = 1.25 I$$

En la mayor parte de climatizaciones de viviendas, oficinas o locales similares no encontraremos las partidas A7 (calor generado por máquinas) ni las A8 (cualquier otra fuente de calor no considerada). En el caso de que hubiese una máquina, la partida A7 se calcula a partir de la potencia nominal de la máquina, en W, multiplicada por $1-\eta$, siendo η el rendimiento de la máquina en tanto por uno.

Cálculo de las partidas latentes

Estas partidas se calculan de la manera siguiente.

Partida B1. Calor latente debido al aire de infiltraciones

Con el mismo caudal de infiltraciones, $\dot{V}_l$, obtenido a partir de la tabla 10, aplicamos la fórmula:

$$\dot{Q}_{li} = 0.84 \dot{V}_l \Delta W$$

Siendo: $\dot{V}_l$ = caudal de infiltraciones en m^3/h , $\dot{Q}_{li}$ = calor latente de infiltraciones en W, ΔW = diferencia de las humedades absolutas, en gW/kg, del aire exterior del local menos la del interior del local. Estas humedades absolutas se obtienen mediante el diagrama psicrométrico.

En el SI, la fórmula sería:

$$\dot{Q}_{li} = \dot{m}_l L_m \Delta W = \rho \dot{V}_l L_m \Delta W$$

siendo $\dot{m}_l$ el caudal másico, ρ la densidad del aire, $\dot{V}_l$ el caudal volumétrico, L_m el calor latente medio y ΔW la diferencia de humedades en kgW/kg.

Tomando valores medios:

$$\dot{Q}_{li} = 1.2 \frac{\dot{V}_l}{3.600} 2.612.200 \frac{\Delta W}{1.000} = 0.84 \dot{V}_l \Delta W$$

que la fórmula anterior, con $\dot{V}_l$ en m^3/h y ΔW en gW/kg.

Partida B2. Calor latente generado por las personas que ocupan el local

Esta partida es muy similar a la A5. En la tabla 11 aparece el dato del calor latente generado por persona. Bastará multiplicar por el número de personas. Esta partida la llamaremos $\dot{Q}_{LP}$ en W.

Partida B3. Calor latente producido por cualquier otra causa

La partida B3, calor latente producido por cualquier otra causa, tiene el mismo significado que la A8.

La carga sensible total, $\dot{Q}_S$, será:

$$\dot{Q}_S = \dot{Q}_{SR} + \dot{Q}_{STR} + \dot{Q}_{ST} + \dot{Q}_{SI} + \dot{Q}_{SP} + \dot{Q}_{SL}$$

La carga latente total, $\dot{Q}_L$, será:

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_{LV} + \dot{Q}_{LP}$$

Cálculo de las partidas del aire de ventilación

Estas partidas se calculan mediante las fórmulas siguientes:

Partida A9. Calor sensible procedente del aire de ventilación

Esta partida la designaremos por $\dot{Q}_{SV}$, en W y se obtiene aplicando la fórmula:

$$\dot{Q}_{SV} = 0,33 f \dot{V}_v \Delta t$$

Donde: $\dot{V}_v$ es el caudal volumétrico de ventilación en m^3/h (véase la tabla 3), Δt es el salto térmico en $^{\circ}C$, f es un coeficiente de la batería de refrigeración, llamado *factor de by-pass*.

Partida B4. Calor latente procedente del aire de ventilación

Esta partida es la latente correspondiente al aire de ventilación. Se calcula con una fórmula análoga:

$$\dot{Q}_{LV} = 0,84 f \dot{V}_v \Delta t$$

Donde: $\dot{Q}_{LV}$ es la denominación de esta partida en W, $\dot{V}_v$ es el caudal de ventilación en m^3/h , ΔW es la diferencia de humedades absolutas (exterior menos interior), en gW/kg , f es el factor de *by-pass* de la batería.

CALCULO DE LAS CARGAS TOTALES

En primer lugar se calculan las cargas efectivas parciales y luego las totales, como veremos a continuación.

Carga sensible efectiva parcial y carga latente efectiva parcial

La carga sensible efectiva parcial, $\dot{Q}_{SEP}$, es la carga sensible, $\dot{Q}_S$, más la partida A9, es decir:

$$\dot{Q}_{SEP} = \dot{Q}_S + \dot{Q}_{SV}$$

La carga latente efectiva parcial, $\dot{Q}_{LEP}$, es la carga latente, $\dot{Q}_L$, más la partida B4:

$$\dot{Q}_{LEP} = \dot{Q}_L + \dot{Q}_{LV}$$

Hemos utilizado la denominación *parcial* porque no hemos considerado ningún factor de seguridad aumentativo.

Carga sensible efectiva total $\dot{Q}_{SE}$ y latente efectiva total $\dot{Q}_{LE}$

Son las anteriores parciales, aumentadas en un tanto por ciento de seguridad, con el fin de asegurarnos de haber calculado todas las posibilidades de producción e ingreso de calor en el local. Es preferible calcular la carga térmica, ligeramente por exceso que por defecto.

Usualmente se considera de un 5 a un 10 % de aumento. Si consideramos un 10 %, tendremos:

$$\dot{Q}_{SE} = \dot{Q}_{SEP} + (0,10 \cdot \dot{Q}_{SEP})$$

y

$$\dot{Q}_{LE} = \dot{Q}_{LEP} + (0,10 \cdot \dot{Q}_{LEP})$$

HOJA DE CARGA

Con el fin de simplificar y racionalizar los cálculos de la carga térmica, éstos se disponen en una hoja, donde las partidas se calculan muy fácilmente porque ya vienen indicados los conceptos que se necesitan, en las casillas correspondientes. No existe un modelo único, aunque son todas muy similares. En las figuras 4 y 5 presentamos un modelo.

Figura 4. Modelo de hoja para calcular las cargas térmicas.

Hoja de cálculo de la carga sensible de refrigeración			
Datos generales		Tipo de local	
Superficie del local	m ²		
Ocupación	m ² /persona, h =	personas =	m/h
Ventilación	m ³ /h		
Temperatura exterior	°C	Humedad absoluta exterior	g/kg
Humedad relativa exterior	%	Temperatura interior	°C
Temperatura interior	°C	Humedad absoluta interior	g/kg
Humedad relativa interior	%	Diferencia	°C
Diferencia temperaturas	°C		
Mes de cálculo			
Mes año de cálculo			
Latitud			
Extensión térmica data	°C		
Iluminación	W		
Iluminación fluorescente			
Iluminación incandescente			

RADIACIÓN SOLAR		
Superficie (m ²)	Radiación unitaria (W/m ²)	Factores de atenuación
Ventanas	x	x
Ventanas	x	x
Ventanas	x	x
Ventanas	x	x
Cristales	x	x

RADIACIÓN Y TRANSMISIÓN (paredes exteriores y techo)			
Superficie (m ²)	Coefficiente de transmisión (W/m ² °C)	DTE (°C)	
Pared	x	x	
Pared	x	x	
Pared	x	x	
Pared	x	x	
Techo	x	x	
Techo	x	x	

TRANSMISIÓN (ventanas, paredes interiores y suelo)			
Superficie (m ²)	Coefficiente de transmisión (W/m ² °C)	ΔT (°C)	
Ventanas	x	x	
Pared interior	x	x	
Pared interior	x	x	
Pared interior	x	x	
Pared interior	x	x	
Suelo	x	x	

INFILTRACIONES			
Aire de infiltración	Caudal m ³ /h	ΔT (°C)	
	x	x	0.33

VENTILACIÓN			
Aire de ventilación	Caudal m ³ /h	ΔT (°C)	Factor de bypass
	x	x	x
			0.33

CARGA SENSIBLE INTERIOR	
Iluminación incandescente	W
Iluminación fluorescente	x
	x 1.25
Calor sensible por persona (W)	Personas
Otros fuentes	

CARGA SENSIBLE EFECTIVA PARCIAL	
Factor de seguridad: 10 %	
CARGA SENSIBLE EFECTIVA TOTAL (A)	

CARGA LATENTE			
Aire de infiltración	Caudal m ³ /h	ΔT (g/kg)	
	x	x	0.84
Aire de ventilación	Caudal m ³ /h	ΔT (g/kg)	Factor de bypass
	x	x	x
			0.84
Calor latente por persona (W)	Personas		
Otros fuentes			
CARGA LATENTE EFECTIVA PARCIAL			
Factor de seguridad: 10 %			
CARGA LATENTE EFECTIVA TOTAL (B)			
CARGA EFECTIVA TOTAL (A + B)			

Figura 5. Modelo de hoja (continuación de la anterior) para calcular las cargas térmicas.

El primer paso en el diseño de un sistema de calefacción es la determinación de la carga térmica que debe suministrar el sistema. Esta carga depende de varios factores, como el volumen de la habitación, la temperatura exterior, la temperatura interior deseada, la orientación de la habitación, etc.

La carga térmica se puede calcular utilizando la siguiente fórmula:

$$Q = V \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T + U \cdot A \cdot \Delta T + Q_{\text{ventilación}}$$

Donde:

- Q : Carga térmica (W)
- V : Volumen de la habitación (m^3)
- ρ : Densidad del aire (1.2 kg/m^3)
- c_p : Capacidad calorífica del aire ($1.0 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$)
- ΔT : Diferencia de temperatura entre el interior y el exterior ($^{\circ}\text{C}$)
- U : Coeficiente de transmisión global ($\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$)
- A : Área de la superficie de la habitación (m^2)
- $Q_{\text{ventilación}}$: Carga térmica por ventilación (W)

Una vez determinada la carga térmica, se puede seleccionar el tipo de sistema de calefacción que mejor se adapte a las necesidades de la habitación. Los sistemas más comunes son:

- Sistemas de calefacción por radiación (radiadores, suelos radiantes).
- Sistemas de calefacción por convección (calentadores de agua, estufas).
- Sistemas de calefacción por ventilación (calentadores de aire, bombas de calor).

Después de seleccionar el sistema de calefacción, se debe dimensionar los componentes del sistema, como los radiadores, los calentadores de agua, etc. Esto se puede hacer utilizando tablas de dimensionamiento o software de cálculo.

Finalmente, se debe considerar la eficiencia energética del sistema de calefacción. Se pueden tomar medidas para mejorar la eficiencia, como el aislamiento térmico de la habitación, el uso de termostatos programables, etc.

EJEMPLO DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA

1. Datos de la habitación

Se trata de una habitación rectangular de $4 \text{ m} \times 3 \text{ m} \times 2.5 \text{ m}$ de altura. La temperatura exterior es de 5°C y la temperatura interior deseada es de 20°C .

La habitación tiene una orientación sur y una inclinación de 30° respecto a la horizontal. La superficie de la habitación es de 12 m^2 .

Se desea calcular la carga térmica que debe suministrar el sistema de calefacción para mantener la temperatura interior deseada.

Se utilizará la siguiente fórmula para calcular la carga térmica:

$$Q = V \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T + U \cdot A \cdot \Delta T + Q_{\text{ventilación}}$$

2. Cálculo de la carga térmica

El primer paso es calcular el volumen de la habitación:

$$V = 4 \text{ m} \times 3 \text{ m} \times 2.5 \text{ m} = 30 \text{ m}^3$$

El segundo paso es calcular la diferencia de temperatura:

$$\Delta T = 20^{\circ}\text{C} - 5^{\circ}\text{C} = 15^{\circ}\text{C}$$

El tercer paso es calcular la carga térmica por radiación:

$$Q_{\text{radiación}} = U \cdot A \cdot \Delta T = 1.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \cdot 12 \text{ m}^2 \cdot 15^{\circ}\text{C} = 270 \text{ W}$$

El cuarto paso es calcular la carga térmica por ventilación:

$$Q_{\text{ventilación}} = V \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T = 30 \text{ m}^3 \cdot 1.2 \text{ kg/m}^3 \cdot 1.0 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \cdot 15^{\circ}\text{C} = 540 \text{ W}$$

El quinto paso es calcular la carga térmica total:

$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{radiación}} + Q_{\text{ventilación}} = 270 \text{ W} + 540 \text{ W} = 810 \text{ W}$$

Por lo tanto, la carga térmica que debe suministrar el sistema de calefacción es de 810 W . Esto significa que el sistema de calefacción debe ser capaz de suministrar al menos 810 W de potencia térmica.

Este ejemplo ilustra el proceso de cálculo de la carga térmica para una habitación rectangular. En la práctica, se deben considerar muchos factores adicionales, como la eficiencia del sistema de calefacción, el aislamiento térmico de la habitación, etc.

INTRODUCCION

En este capítulo vamos a estudiar un ejemplo completo de cálculo de la carga térmica de refrigeración de un local.

Conviene tener a mano los datos de las tablas que figuran en el capítulo anterior, así como la *hoja de cálculo de la carga térmica*.

Los resultados del ejemplo de cálculo que desarrollamos a lo largo de este capítulo los resumimos en la *hoja de cálculo* que incluimos al final del mismo.

En la práctica, los profesionales utilizan directamente la *hoja de cálculo*, en la cual van anotando los resultados a medida que hacen los cálculos.

PLANTEO DEL PROBLEMA

Se trata de calcular la carga térmica de refrigeración de un local destinado a oficinas cuyas dimensiones son 30 m de largo por 10 m de ancho, con una altura de 4 m. En la figura 1 presentamos un plano esquemático del mismo.

El local está situado en Barcelona (41° de latitud). Las paredes S y E dan al exterior; el coeficiente *DE* (densidad $\times$ espesor) vale $300 \text{ kg}/\text{m}^2$ para ambas paredes. El coeficiente de transmisión es de $1,4 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. Las paredes N y O son interiores y medianeras con locales no refrigerados. El suelo y el techo son medianeros con locales refrigerados.

En la pared S hay dos ventanas de $10 \times 2,5 = 25 \text{ m}^2$ cada una, con marco metálico y vidrio absorbente un 60% de la radiación solar. El coeficiente de transmisión del vidrio es de $5,8 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. El coeficiente de transmisión de las paredes interiores es de $1,86 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.

Se considerará una ocupación media de 22 personas.

La iluminación es fluorescente, con una potencia eléctrica de $5 \text{ kW} = 5.000 \text{ W}$.

Se pide determinar la carga térmica sensible efectiva y latente efectiva, un día 23 de julio a las 15 hora solar. Pueden utilizarse las tablas de radiación que corresponden a 40° de latitud norte (válidas para la Península Ibérica).

Los datos relativos a la temperatura exterior, humedad relativa exterior y excursión térmica diaria, deben obtenerse a partir de la Tabla 1 del capítulo anterior (con carácter orientativo) o bien consultando datos del servicio meteorológico del lugar. La temperatura exterior es la media de las máximas diarias, lo mismo que la humedad relativa exterior.

No se considerarán infiltraciones de aire exterior, dado que el local no tiene puertas exteriores.

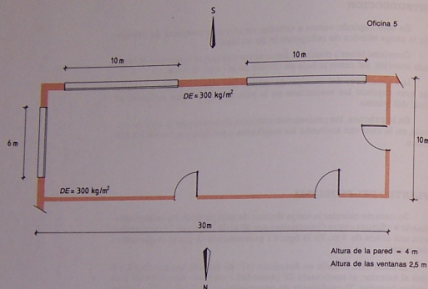


Figura 1. Plano en planta del local cuya carga térmica vamos a calcular a lo largo del capítulo.

Para calcular el aire de ventilación se utilizará la tabla 3, en la vertiente de «aconsejados».

El factor de by-pass de la batería de refrigeración se supondrá de $f = 0,3$.

CONDICIONES DE PROYECTO

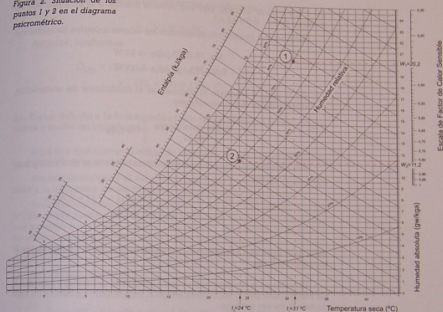
Consultemos la tabla 1 del capítulo 5, para obtener las condiciones de proyecto:

Temperatura exterior:	31 °C
Humedad relativa exterior:	70 %
Excursión térmica diaria:	8 °C

En primer lugar situaremos en el diagrama psicrométrico los puntos que corresponden a las condiciones exteriores (Fig. 2):

- 1: $t_1 = 31$ °C; $\varphi_1 = 70$ % y
- 2: $t_2 = 24$ °C; $\varphi_2 = 60$ %

Figura 2. Situación de los puntos 1 y 2 en el diagrama psicrométrico.



Y con esto obtenemos las humedades $W_1 = 20,2$ gw/kg, y $W_2 = 11,2$ gw/kg.

El salto térmico es: $\Delta t = 31 - 24 = 7$ °C, porque no hay corrección de la temperatura exterior (ver tabla 2 del capítulo 5).

La diferencia de humedades: $\Delta W = 20,2 - 11,2 = 9,0$ gw/kg.

CALCULO DE LAS PARTIDAS DE CALOR SENSIBLE

Veamos seguidamente cómo se procede para el cálculo de las diferentes partidas:

A1. Calor sensible debido a la radiación a través de ventanas, claraboyas o lucernarios.

Hay dos ventanas orientadas al Sur con una superficie de $10 \times 2,5 +$

$10 \times 2,5 = 50 \text{ m}^2$ en total. Hay una ventana orientada al Este con una superficie de $6 \times 2,5 = 15 \text{ m}^2$.

En la tabla 4 (capítulo 5) obtenemos los valores unitarios de radiación:

Sur, 15 h, 23 julio $\rightarrow 81 \text{ W}$

Este, 15 h, 23 julio $\rightarrow 41 \text{ W}$

En la tabla 5 (capítulo 5) obtenemos el coeficiente de atenuación, por tratarse de un vidrio absorbente:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Vidrio absorbente} \\ 80 \% \end{array} \right\} \rightarrow 0,62$$

Por ser ventanas con un marco metálico, tendremos que multiplicar por 1,17. Así pues:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{SR} &= (50 \times 81 \times 1,17 \times 0,62) + (15 \times 41 \times 1,17 \times 0,62) = \\ &= 2.938 + 446 = 3.384 \text{ W} \end{aligned}$$

A2. Calor debido a la radiación y transmisión a través de paredes y techo exteriores

El techo no lo tendremos en cuenta porque es medianero con un local refrigerado; por lo tanto, no es exterior. Para tenerlo en cuenta en esta partida debe ser exterior.

Hay una pared Sur, de $30 \times 4 = 120 \text{ m}^2$, de los que hay que descontar las ventanas, así pues, $120 - 50 = 70 \text{ m}^2$.

Hay una pared Este, de $10 \times 4 = 40 \text{ m}^2$, de los que descontamos la ventana $40 - 15 = 25 \text{ m}^2$.

Buscamos en la tabla 7 (capítulo 5) las diferencias de temperatura equivalentes (DTE) para cada pared:

— Sur, $DE = 300$, 15 h solar $\rightarrow 13,6$

— Este, $DE = 300$, 15 h solar $\rightarrow 6,9$

En la tabla 9 (capítulo 5) obtenemos las correcciones de la DTE:

$$\Delta t = 7^\circ\text{C}, ET = 8^\circ\text{C} \rightarrow +0,5$$

Así pues, las DTE son:

— Sur, $DTE = 13,6 + 0,5 = 14,1^\circ\text{C}$

— Este, $DTE = 6,9 + 0,5 = 7,4^\circ\text{C}$

El coeficiente de transmisión de ambas paredes es:

$$K = 1,4 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

Así pues, tendremos:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{STR} &= (70 \times 1,4 \times 14,1) + (25 \times 1,4 \times 7,4) = \\ &= 1.382 + 259 = 1.641 \text{ W} \end{aligned}$$

A3. Calor debido a la transmisión (sólo transmisión) a través de paredes y techo no exteriores

Aquí hay que incluir el vidrio de las ventanas, con una superficie de $50 + 15 = 65 \text{ m}^2$ y el coeficiente de transmisión de $5,8 \text{ W/(m}^2\text{K)}$.

Ahora calcularemos el calor por conducción a través del vidrio, debido a la diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior.

Tenemos una pared interior de $10 \times 4 = 40 \text{ m}^2$ y otra de $30 \times 4 = 120 \text{ m}^2$. En ambas paredes hemos incluido las puertas. Los coeficientes de ambas paredes son iguales y valen $1,86 \text{ W/(m}^2\text{K)}$. Para el vidrio hemos de considerar un salto térmico de 7°C , pero las paredes interiores son medianeras con recintos que no están refrigerados. En este caso (ver capítulo 5) se considera un salto térmico rebajado 3°C ; así: $7 - 3 = 4^\circ\text{C}$.

En conjunto tendremos:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{ST} &= (65 \times 5,8 \times 7) + (40 \times 1,86 \times 4) + (120 \times 1,86 \times 4) = \\ &= 2.639 + 298 + 893 = 3.830 \text{ W} \end{aligned}$$

A4. Calor sensible debido al aire de infiltraciones

En este problema no se ha considerado aire de infiltraciones. Observa el esquema de la planta (Fig. 1) y su descripción y verá que no hay puertas exteriores. Evidentemente habrá aire de infiltraciones pero, en estas circunstancias, esta partida puede despreciarse.

A5. Calor sensible generado por las personas que ocupan el local

Consultemos la tabla 11 (capítulo 5) en la columna de 24°C ; si seguimos la fila correspondiente a «Oficinista con actividad moderada», obtenemos 70 W por persona de calor sensible, así que:

$$\dot{Q}_{SP} = 70 \times 22 = 1.540 \text{ W}$$

A6. Calor generado por la iluminación del local

En el local que estamos considerando hay 5 kw = 5.000 W de iluminación fluorescente, por lo tanto:

$$\dot{Q}_{SL} = 5.000 \times 1,25 = 6.250 \text{ W}$$

No tendremos en cuenta las partidas A7 y A8 (máquinas y otras fuentes) y pasaremos directamente a A9.

A9. Calor sensible procedente del aire de ventilación

Las necesidades de aire de ventilación las obtendremos de la tabla 3 (capítulo 5). Para oficinas hay un caudal de aire de ventilación aconsejado de 85 m³/h. Dado que hay 22 personas, tendremos:

$$\dot{V}_v = 85 \times 22 = 1.870 \text{ m}^3/\text{h}$$

El calor sensible será:

$$\dot{Q}_{Sy} = 0,33 \dot{V}_v \Delta t = 0,33 \times 0,3 \times 1.870 \times 7 = 1.296 \text{ W}$$

CALCULO DE LAS PARTIDAS DE CALOR LATENTE

Las partidas que debemos calcular son las siguientes:

B1. Calor latente debido al aire de infiltraciones

Ya habíamos indicado en el apartado del cálculo de la carga sensible que no se consideraban infiltraciones.

B2. Calor latente generado por las personas que ocupan el local

En la tabla 11 (capítulo 5) hemos obtenido, precedentemente, el calor sensible por persona; al lado aparece el calor latente que es de 58 W por persona, de manera que:

$$\dot{Q}_{LP} = 58 \times 22 = 1.276 \text{ W}$$

B4. Calor latente procedente del aire de ventilación

Aplicamos la fórmula:

$$\dot{Q}_{LV} = 0,84 \dot{V}_v \Delta W = 0,84 \times 0,3 \times 1.870 \times 9 = 4.241 \text{ W}$$

SUMA DE LAS PARTIDAS

La carga sensible efectiva parcial será la suma de lo que hemos ido obteniendo en cada apartado:

Carga sensible efectiva total

— Radiación.....	3.384 W
— Transmisión-radiación.....	1.641 W
— Transmisión.....	3.830 W
— Personas.....	1.540 W
— Iluminación.....	6.250 W
— Ventilación.....	1.296 W
TOTAL.....	17.941 W

Carga latente efectiva total

— Personas.....	1.276 W
— Ventilación.....	4.241 W
TOTAL.....	5.517 W

A la carga sensible hay que añadir un 10% en concepto de seguridad. Así, la carga sensible efectiva total vale:

$$17.941 + 1.794 = 19.735 \text{ W}$$

A la carga latente hay que añadir también un 10%. Luego, la carga latente efectiva total vale:

$$5.517 + 552 = 6.069 \text{ W}$$

Para saber la carga efectiva total hemos de sumar la sensible y la latente:

$$19.735 + 6.069 = 25.804 \text{ W}$$

HUJA DE CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA DE REFRIGERACIÓN

Datos generales
 Superficie del local 300 m² Tipo de local Oficinas
 Ocupación 22 personas Ventación 27 persona = 1.870 m³/h
 Ventilación 85 m³/persona, h x 27 persona = 1.870 m³/h
 Infiltraciones m³/h
 Temperatura exterior 31 °C Humedad absoluta exterior 30,2 g/kg
 Humedad relativa exterior 75 % Temperatura interior 24 °C Humedad absoluta interior 11,2 g/kg
 Humedad relativa interior 75 % Diferencia 9 g/kg
 Diferencia temperatura 7 °C
 Mes de cálculo 27 julio
 Hora solar de cálculo 18 h Latitud 41°
 Localidad Barrión
 Escursión térmica diaria 8 °C
 Suministro Fluorescente 35 kW Incandescente 0 kW

RADIACIÓN SOLAR

	Superficie (m ²)	Radiación unitaria local (m ²)	Factores de atenuación	
Ventanas S	53	x 81 x 1,17	x 0,62	2.838
Ventanas E	15	x 41 x 1,17	x 0,62	446
Ventanas	x	x		
Ventanas	x	x		
Chimeneas	x	x		

RADIACIÓN Y TRANSMISIÓN (paredes exteriores y techo)

	Superficie (m ²)	Coefficiente de transmisión local (m ² · °C)	OTE (°C)	
Pared S	70	x 1,4	x 13,6 + 0,5	1.367
Pared E	25	x 1,4	x 6,3 + 0,5	259
Pared	x	x		
Pared	x	x		
Techo	x	x		
Techo	x	x		

TRANSMISIÓN (ventanas, paredes interiores y suelo)

	Superficie (m ²)	Coefficiente de transmisión local (m ² · °C)	ΔT (°C)	
Ventanas	65	x 5,9	x 7	2.639
Pared interior	42	x 1,86	x 4	298
Pared interior	120	x 1,86	x 4	893
Pared interior	x	x		
Pared interior	x	x		
Pared interior	x	x		
Suelo	x	x		

Figura 3. Hoja de cálculo en la que se han anotado los resultados de los cálculos.

INFILTRACIONES

	Caudal m ³ /h	ΔT (°C)	
Aire de infiltración	x	x 0,25	—

VENTILACIÓN

	Caudal m ³ /h	ΔT (°C)	Factor de bypass	
Aire de ventilación	1.870	x 7	x 0,3	x 0,33 1.298

CARGA SENSIBLE INTERIOR

	W		
Iluminación incandescente	x 1.000		—
Iluminación fluorescente	5	x 1.000 x 1,25	6.250
Calor sensible por persona	W	Número de personas	
Personas	70	x 22	1.540
Otras fuentes			—

CARGA SENSIBLE EFECTIVA PARCIAL

	17.941
Factor de seguridad: 10 %	1.794
CARGA SENSIBLE EFECTIVA TOTAL (A)	19.735

CARGA LATENTE

	Caudal m³/h	ΔW (g/kg)			
Aire de infiltración	x	x	0,72	—	
	Caudal m³/h	ΔW (g/kg)	Factor de bypass		
Aire de ventilación	1870	x 9	x 0,3	x 0,84	4.241
	Calor latente por persona W	Número de personas			
Personas	58	x	22		1.276
Otras fuentes					—

CARGA LATENTE EFECTIVA PARCIAL

	5.517
Factor de seguridad: 10 %	552
CARGA LATENTE EFECTIVA TOTAL (B)	6.069
CARGA EFECTIVA TOTAL (A + B)	25.804

Figura 4. Continuación de la hoja de cálculo de la figura anterior.

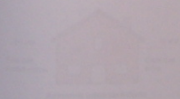
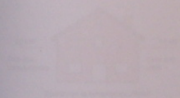
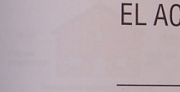
EL ACONDICIONAMIENTO

El acondicionamiento de un espacio interior es el conjunto de medidas que se toman para garantizar el bienestar de las personas que lo ocupan, considerando factores como la temperatura, la humedad, la iluminación y la calidad del aire.

En este capítulo se abordará el acondicionamiento de verano, que tiene como objetivo principal reducir la temperatura interior y evitar el sobrecalentamiento del espacio. Se explorarán diferentes estrategias, desde el uso de materiales de construcción hasta el empleo de sistemas de refrigeración.

7

EL ACONDICIONAMIENTO DE VERANO



INTRODUCCION

En la el capítulo anterior vimos cómo se calculaba la carga térmica del local que queríamos climatizar. Recordemos que la carga térmica es el calor por unidad de tiempo que *entra* en el local procedente del exterior, o que se *genera* en el interior del mismo.

En definitiva, este calor habrá que *extraerlo* del local para mantener las llamadas condiciones interiores, pero ¿cómo sacamos este calor del local? La respuesta es sencilla: sacar calor equivale a introducir frío. Así pues, habrá que introducir frío en el local, tanto como calor hay que sacar. Si introducimos más frío que calor entra, la temperatura interior bajará; si introducimos menos frío que calor entra, la temperatura subirá. En la figura 1 hemos representado estos fenómenos considerando un local que tiene una carga térmica de 15 kW, equivalente a 12.900 kcal/h.

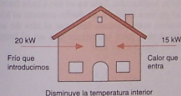
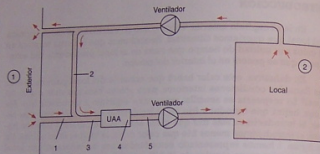


Figura 1. Dibujos de un chalet en el que se representa la entrada de calor y frío.

Figura 2. Esquema representando una instalación convencional de aire acondicionado todo aire para verano.



Para introducir frío en un local suele utilizarse uno de los cuatro métodos siguientes:

- Introducción de aire frío.
- Introducción de agua fría.
- Introducción simultánea de aire frío y agua fría.
- Introducción de otro fluido frío distinto del agua y del aire.

Hay que entender que, excepto en el caso del aire, tanto si se trata de agua como de cualquier otro fluido, entra y sale canalizado, sin mezclarse con el aire propio de la habitación. Cuando se emplea sólo aire frío, éste si que se mezcla con el aire de la habitación. Este es el caso más frecuente y es el que vamos a estudiar en este capítulo, es decir: cuando el frío se introduce con el aire de suministro, mezclándose éste con el aire de la habitación. Cuando sólo se emplea aire, para introducir frío en el local, el sistema de acondicionamiento se llama *todo aire*.

DESCRIPCION DEL PROCESO

Cuando se utiliza aire frío, el método más utilizado consiste en mezclar aire exterior con aire procedente del local; esta mezcla se enfría en la UAA (unidad acondicionadora de aire) y se envía al interior del local. En la figura 2 se ha representado esquemáticamente este proceso. La numeración que daremos a los estados del aire en la citada figura 2 será, a partir de ahora, siempre la misma:

- 1) Condiciones del aire en el exterior del local.
- 2) Condiciones del aire en el interior del local.

3) Condiciones del aire a la entrada de la UAA. Es el resultado de mezclar el aire exterior con el aire procedente del local.

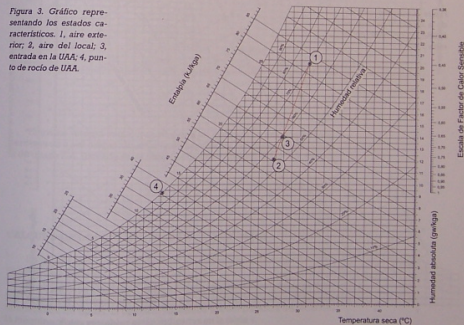
4) Representa una temperatura llamada *punto de rocío de la máquina*, que podemos interpretar como la temperatura media de la superficie de la batería.

5) Condiciones del aire a la salida de la UAA. Este aire se llama *aire de suministro*.

En la figura 3 se ha efectuado una representación del proceso de acondicionamiento de verano. El estado de aire (3), como es mezcla de (1) y (2), debe estar en la recta de unión 1-2.

El punto (4) se halla siempre en la curva de saturación y le corres-

Figura 3. Gráfico representando los estados característicos. 1, aire exterior; 2, aire del local; 3, entrada en la UAA; 4, punto de rocío de UAA.



ponde la temperatura más baja; por esto, es el que está situado más a la izquierda. Dicho punto (4), que hemos indicado en la figura 2 dentro de la UAA, es un estado del aire un tanto peculiar: representa el estado del aire que saldría de la unidad en condiciones ideales. Como el proceso no es ideal, el aire no sale en el estado (4), sino en el estado (5).

Para ver dónde está situado el estado (5) pasemos a la figura 4, que es casi igual que la figura 3. El aire entra en la UAA en el estado (3) y en teoría, idealmente, sale en el estado (4). Esta evolución se representa con la recta 3-4, recorrida en el sentido 3 → 4. El punto (5) está en la recta 3-4 y próximo al punto (4) (Fig. 5). El aire que sale de la UAA entra en el local y puede decirse que este aire evoluciona de (5) a (2). Este cambio o evolución se representa con la recta 5-2 recorrida de 5 → 2. Las rectas 3-4 y 5-2 tienen los nombres siguientes:

Recta 3-4: Recta de maniobra de la UAA

Recta 5-2: Recta térmica del local.

Figura 4. Gráfico indicando la evolución del aire en la UAA, representada por la recta 3-4.

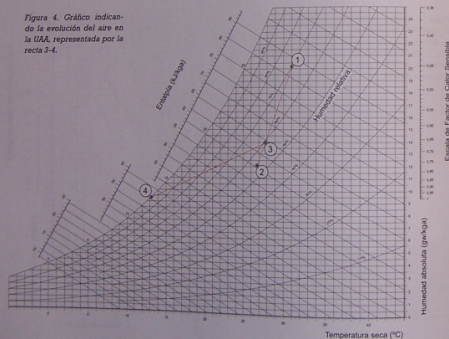
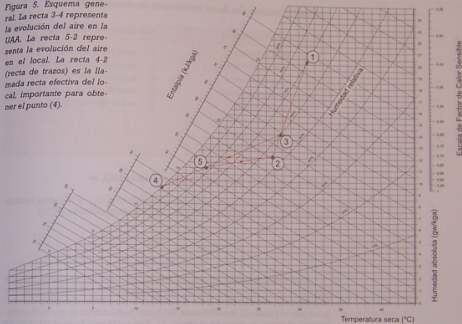


Figura 5. Esquema general. La recta 3-4 representa la evolución del aire en la UAA. La recta 5-2 representa la evolución del aire en el local. La recta 4-2 (recta de trazos) es la llamada recta efectiva del local, importante para obtener el punto (4).



Hay una tercera recta, que no tiene un significado físico relevante, pero que va a ser extraordinariamente importante. Nos referimos a la recta de trazos 2-4, llamada recta térmica efectiva del local.

CALCULO DE LOS PARAMETROS FUNDAMENTALES

En primer lugar, hay que clasificar los parámetros conocidos y lo que es necesario calcular.

El objetivo es elegir juiciosamente la máquina climatizadora, para lo cual debemos conocer el caudal de aire, la temperatura de entrada, la temperatura de salida, la potencia frigorífica y la temperatura de rocío de la máquina. Estas variables están indicadas en la tabla 1.

TABLA 1. Clasificación de los parámetros fundamentales.

Parámetros conocidos	Parámetros que hay que determinar
t_e temperatura exterior	$\dot{V}$ caudal de aire de suministro
φ_e humedad relativa exterior	t_{ra} temperatura de rocío de la UAA
t_i temperatura interior	t_3 temperatura del aire de suministro
φ_i humedad relativa interior	t_2 temperatura del aire a la entrada de la UAA
$\dot{V}_v$ caudal de ventilación	N_R potencia frigorífica de la UAA
$\dot{Q}_{se}$ carga sensible efectiva total	
$\dot{Q}_{la}$ carga latente efectiva total	
f factor de by-pass de la batería	

a) Obtención de la temperatura de rocío de la UAA, t_{ra}

Una vez calculadas la carga sensible efectiva, $\dot{Q}_{se}$, y la carga latente efectiva, $\dot{Q}_{la}$, se obtiene el factor de calor sensible efectivo, FCSE:

$$FCSE = \frac{\dot{Q}_{se}}{\dot{Q}_{se} + \dot{Q}_{la}}$$

Este valor se señala en la escala del factor de calor sensible, situada a la derecha del diagrama (Fig. 6) y se traza una recta uniendo el valor señalado en la escala con el foco. A continuación se traza una paralela que pase por el punto (2) (condiciones del local) hasta cortar la curva de saturación, el punto de corte es el punto (4). Esta recta que hemos trazado de (2) a (4), paralela a la otra recta, es la recta de trazos 2-4, llamada recta térmica efectiva del local. La vertical que baja desde el punto 4 nos da la temperatura de rocío t_{ra} de la UAA.

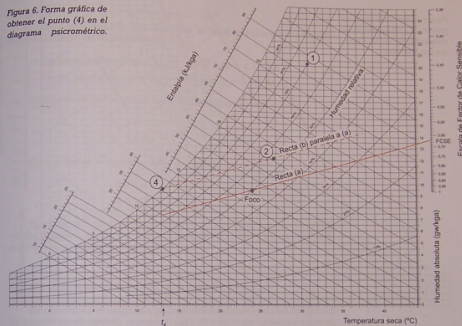
b) Obtención del caudal de aire

Para ello aplicaremos la fórmula:

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}_{se}}{0,33 (1-f) (t_2 - t_{ra})}$$

Siendo: $\dot{V}$ el caudal de aire en m^3/h , $\dot{Q}_{se}$ la carga sensible efectiva, en W, f el factor de by-pass de la batería (generalmente se toma 0,25), t_2 la temperatura interior del local y t_{ra} la temperatura de rocío de la UAA.

Figura 6. Forma gráfica de obtener el punto (4) en el diagrama psicrométrico.



c) Obtención de la temperatura del aire a la entrada de la UAA, t_2

Se aplica la fórmula:

$$t_2 = \frac{\dot{V}_v}{V} (t_1 - t_3) + t_3$$

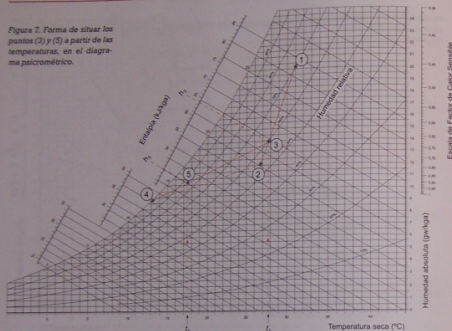
Siendo: t_3 la temperatura a la entrada de la UAA, $\dot{V}_v$ el caudal de aire exterior de ventilación, en m^3/h , $\dot{V}$ el caudal del aire de suministro, en m^3/h , t_1 la temperatura exterior y t_2 la temperatura interior del local.

d) Obtención de la temperatura del aire a la salida de la UAA, t_4

Para ello se aplica la fórmula:

$$t_4 = f (t_3 - t_2) + t_2$$

Figura 7. Forma de situar los puntos (3) y (5) a partir de las temperaturas, en el diagrama psicrométrico.



Siendo: f el factor de *by-pass* de la batería.

t_2 la temperatura de entrada.

t_4 la temperatura de rocío de la UAA.

e) Obtención de la potencia frigorífica de la UAA, N_R

Es uno de los datos más importantes. Una vez calculadas las temperaturas t_2 y t_4 se sitúan en el diagrama los puntos (3) y (5). Para ello, primero se traza la recta 1-2 y se sitúa el punto (3); a continuación se traza la recta 3-4 y se sitúa el punto (5) (Fig. 7).

Se obtienen las entalpías h_3 y h_5 en kcal/kg (Fig. 8) y se aplica la ecuación:

$$N_R = 0,33 \cdot \dot{V} \cdot (h_3 - h_5)$$

Donde: N_R es la potencia frigorífica de la UAA, en W, $\dot{V}$ es el caudal del aire obtenido en el apartado b), en m^3/h y h_3 y h_5 son las entalpías de los estados 3 y 5, en kJ/kg.

Ejemplo 1

Supongamos que hay que climatizar un local, del que hemos obtenido previamente la carga térmica:

— Carga sensible efectiva: $\dot{Q}_{se} = 12.300 \text{ kcal/h} = 14.306 \text{ W}$

— Carga latente efectiva: $\dot{Q}_{le} = 4.500 \text{ kcal/h} = 5.234 \text{ W}$

En el interior deben mantenerse las condiciones siguientes:

$$t_i = 26^\circ\text{C}$$

$$\varphi_i = 0,60$$

En el exterior se suponen estas condiciones:

$$t_e = 31^\circ\text{C}$$

$$\varphi_e = 0,70$$

En el cálculo utilizaremos un factor de *by-pass* de la batería de 0,25. El caudal de aire exterior de ventilación es de $750 \text{ m}^3/\text{h}$. Calcular los parámetros desconocidos en este problema.

a) Cálculo de la temperatura de rocío de la UAA, t_4

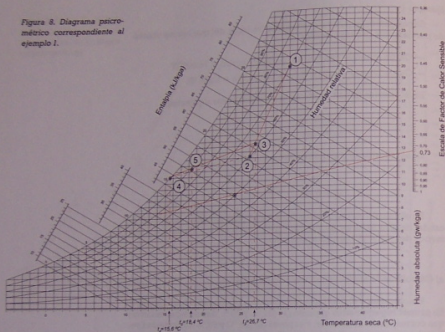
Emplearemos el diagrama psicrométrico representado en la figura 8. En primer lugar, se sitúa el punto (1) (31°C y 70% de humedad relativa) que corresponde al exterior, y el punto (2) (26°C y 60% de humedad relativa) que corresponde al interior. Una vez situados, se unen los puntos 1 y 2 con una recta. Ahora calcularemos el factor de calor sensible efectivo, FCSE,

$$FCSE = \frac{\dot{Q}_{se}}{\dot{Q}_{se} + \dot{Q}_{le}} = \frac{14.306}{14.306 + 5.234} = 0,73$$

Con el 0,73 en la escala de la derecha del diagrama y el foco, trazamos una recta. A continuación, ayudados de regla y escuadra, trazamos una paralela a esta recta que pase por el punto (2). Es la recta de trazos. El punto de intersección de la recta de trazos con la curva de saturación es el punto (4). La temperatura t_4 es de $15,6^\circ\text{C}$.

$$t_4 = 15,6^\circ\text{C}$$

Figura 8. Diagrama psicrométrico correspondiente al ejemplo 1.



b) Obtención del caudal $\dot{V}$

Si aplicamos la fórmula dada en el apartado anterior:

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}_{RE}}{0,33 \times (1 - f) \times (t_2 - t_4)} = \frac{14.306}{0,33 \times (1 - 0,25) \times (26 - 15,6)} = 5.558 \text{ m}^3$$

Recuerde que f es el factor de by-pass de la batería, que en este problema vale 0,25. Aunque nosotros seguiremos empleando la cantidad de 5.438 m³/h a lo largo del problema, en la práctica esta cantidad podría redondearse a 5.500 m³/h.

c) Obtención de la temperatura de entrada, t_3

$$t_3 = \frac{\dot{V}_r}{\dot{V}} = (t_1 - t_2) + t_2 = \frac{750}{5.558} (31 - 26) + 26 = 26,7 \text{ °C}$$

Es decir: $t_3 = 26,7 \text{ °C}$

Con este dato de la temperatura t_3 , situamos el punto (3) en la recta 1-2. Unimos el punto (3) con el punto (4).

d) Obtención de la temperatura de salida, t_5

Se aplica la fórmula:

$$t_5 = f \cdot (t_3 - t_4) + t_4 = 0,25 (26,7 - 15,6) + 15,6 = 18,4 \text{ °C}$$

Es decir: $t_5 = 18,4 \text{ °C}$

Con este dato situamos el punto (5) en la recta 3-4.

e) Obtención de la potencia frigorífica de la UAA, N_R

Obtenemos la humedad de los estados (3) y (5):

$W_3 = 0,0134 \text{ kgw/kg}$ y $W_5 = 0,0115 \text{ kgw/kg}$ y las entalpías:

$h_3 = 1,004 \times 18,4 + 0,0115 (2500,6 + 1,86 \times 18,4) = 47,62 \text{ kJ/kg}$ y la potencia frigorífica:

$$N_R = 0,33 \dot{V} (h_3 - h_5) = 0,33 \times 5.558 (47,62 - 24,504) = 24.504 \text{ W}$$

Ahora, con todos los datos que hemos obtenido, debemos elegir la máquina adecuada según el catálogo del fabricante. Los datos fundamentales son:

- Caudal $\dot{V}$.
- Temperatura de entradas y salidas t_3 y t_5 .
- Potencia frigorífica N_R .

Ejemplo 2

Hay que climatizar un local de reuniones, cuya carga térmica es:

- Carga sensible efectiva $Q_{se} = 11.282 \text{ W}$
- Carga latente efectiva $Q_{le} = 6.048 \text{ W}$

En el interior deben mantenerse las condiciones siguientes:

$$t_2 = 25^\circ\text{C}$$

$$\phi_2 = 0,60$$

Se supone que en el exterior las condiciones son:

$$t_1 = 31^\circ\text{C}$$

$$\phi_1 = 0,70$$

En el cálculo se utilizará un factor de *by-pass* de la batería de 0,25. El caudal de aire de ventilación es de $1.200 \text{ m}^3/\text{h}$. Calcular los parámetros característicos en este problema de acondicionamiento.

Como el desarrollo del problema es análogo al del ejemplo 1, nos limitaremos a indicar los resultados.

El factor de calor sensible efectivo vale:

$$FCSE = \frac{\dot{Q}_{se}}{\dot{Q}_{se} + \dot{Q}_{le}} = \frac{11.282}{6.048 + 11.282} = 0,65$$

Se realiza la construcción gráfica indicada en la figura 9 y se obtiene el punto de rocío de batería, t_4 .

$$t_4 = 12,5^\circ\text{C}$$

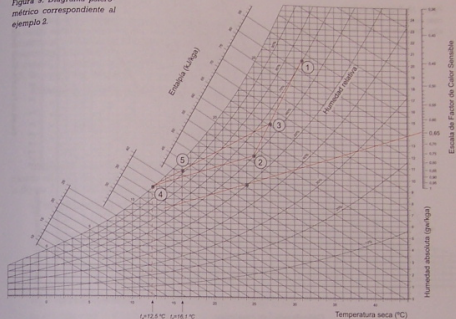
El caudal de aire que debe tratar la UAA:

$$\dot{V} = \frac{Q_{se}}{0,33 \times (1-f) \times (t_2 - t_4)} =$$

$$= \frac{11.282}{0,33 \times (1 - 0,25) \times (25 - 12,5)} = 3.647 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$



Figura 9. Diagrama psicrométrico correspondiente al ejemplo 2



La temperatura de entrada t_3 será:

$$t_3 = \frac{\dot{V}_e}{\dot{V}} \times (t_1 - t_2) + t_2 = \frac{1.200}{3.647} (31 - 25) + 25 = 27^\circ\text{C}$$

La temperatura de salida t_5 será:

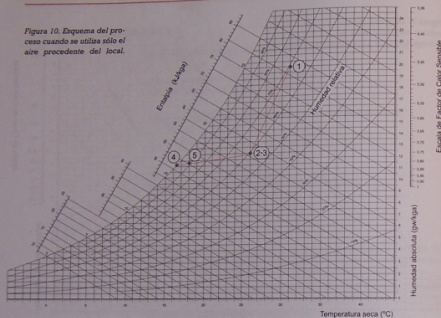
$$t_5 = f(t_2 - t_4) + t_4 = 0,25 \times (27 - 12,5) + 12,5 = 16,1^\circ\text{C}$$

Una vez situados los puntos (3) y (5) leemos las humedades:

$$W_3 = 0,0146 \text{ kgw/kgw}$$

$$W_5 = 0,0105 \text{ kgw/kgw}$$

Figura 10. Esquema del proceso cuando se utiliza sólo el aire procedente del local.



Calculamos las entalpías:

$$h_s = 1,004 \times 27 + 0,0145 (2500,6 + 1,86 \cdot 27) = 64,09 \text{ kJ/kg}$$

$$h_x = 1,004 \times 16,1 + 0,0105 (2500,6 + 1,86 \cdot 16,1) = 42,74 \text{ kJ/kg}$$

y la potencia frigorífica:

$$N_p = 0,33 \dot{V} (h_3 - h_2) = 0,33 \times 3,647 (64,09 - 42,74) = 25,695 \text{ W}$$

Caso particular: no hay aire exterior de ventilación

El problema se resuelve de forma totalmente análoga a la descrita anteriormente. Simplemente hay que tener en cuenta algunos puntos:

- El caudal de aire exterior de ventilación es nulo, $\dot{V}_v = 0$.
- La temperatura del aire de entrada en la UAA coincide con la temperatura del aire del local, $t_3 = t_2$.

La representación gráfica del proceso es la indicada en la figura 10. Observe que no aparece la forma peculiar del proceso, tal como se indica en la figura 5, debido a que los puntos (2) y (3) son el mismo punto.

Ежемесячные

Se desea climatizar un local sin utilizar aire exterior de ventilación. La carga sensible efectiva del local es de 6.048 W y la latente 1.396 W. Las condiciones del interior deben ser de 26 °C y 60 % de humedad relativa. Determinar el punto de rocío de la UAA, la temperatura del aire de salida, el caudal y la potencia frigorífica. El factor de *by-pass* se tomará igual a 0,2. En este caso, los puntos 2 y 3 coinciden, y será: $h_3 = h_2$ y $h_1 = h_3$.

El factor de calor sensible efectivo vale, en este caso:

$$FCSE = \frac{\dot{Q}_{se}}{\dot{Q}_{se} + \dot{Q}_{le}} = \frac{6.048}{6.048 + 1.396} = 0.81$$

Utilizando la forma gráfica habitual, con el esquema de proceso indicado en la figura 10, realizamos el cálculo gráfico tal como se indica en la figura 11, encontrando el punto de rocío de la UAA: $t_r = 16,5^\circ\text{C}$.

La temperatura de salida t_n será:

$$t_g = f(t_2 - t_a) + t_a = 0,2(26 - 16,5) + 16,5 = 18,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Las humedades de los estados de entrada y salida son:

$$h_2 = 1,004 \times 26 + 0,0125 (2500,6 + 1,86 \times 26) = 57,97 \text{ kJ/kg}$$

El caudal de aire:

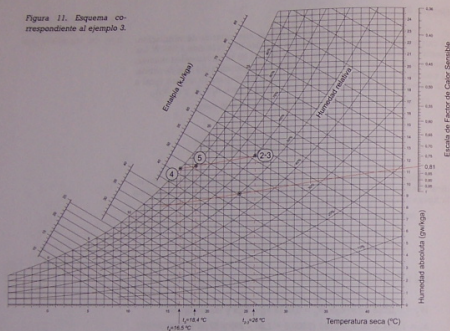
$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}_{se}}{0,33 (1-f) \times (t_2 - t_4)} =$$

$$= \frac{6.048}{0,33 (1-0,2) (26 - 16,5)} = 2.411 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

y la potencia frigorífica:

$$N_R = 0,33 \dot{V} (h_2 - h_5) = 0,33 \times 2,411 (57,97 - 48,38) = 7,630 \text{ W}$$

Figura 11. Esquema correspondiente al ejemplo 3.



Caso particular: todo es aire exterior

En este caso $\dot{V} = \dot{V}_r$. El aire entra en la UAA a la temperatura t_1 , es decir, a la temperatura del aire exterior.

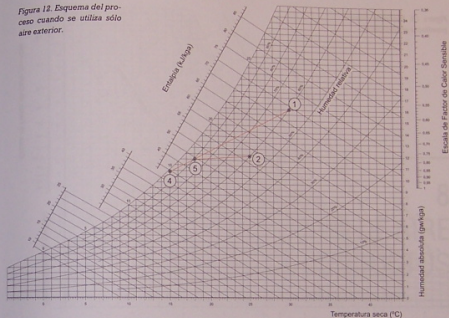
El punto de rocío se obtiene igual que en el caso general, así como la temperatura t_2 , de salida de la UAA.

En este caso no hay punto (3), que se confunde con el punto (1). La representación gráfica es la indicada en la figura 12.

Ejemplo 4

Para climatizar un local se desea emplear sólo aire exterior. Las condiciones del aire exterior son 30 °C y 60 % de humedad relativa y las del interior del local, 25 °C y 60 % de humedad relativa. La carga del local es: la sensible 8.537 W y la latente 2.849 W. Emplear un factor de

Figura 12. Esquema del proceso cuando se utiliza sólo aire exterior.



by-pass de la batería de 0,2. Determinar todos los parámetros que se necesitan para elegir la unidad climatizadora.

El factor de calor sensible efectivo, FCSE:

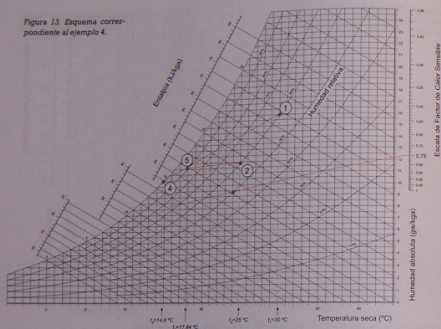
$$FCSE = \frac{\dot{Q}_{se}}{\dot{Q}_{se} + \dot{Q}_{le}} = \frac{8.537}{8.537 + 2.849} = 0,75$$

Empleando la forma habitual gráfica encontramos el punto de rocío de la máquina, $t_4 = 14,8$ °C. La representación se ha efectuado en la figura 13.

El caudal de aire:

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}_{se}}{0,33 \times (1 - \beta) \times (t_2 - t_4)} = \frac{8.537}{0,33 \times (1 - 0,2) \times (25 - 14,8)} = 3.170 \text{ m}^3/\text{h}$$

Figura 13. Esquema correspondiente al ejemplo 4.



La temperatura de entrada en la UAA es $t_i = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$

La temperatura de salida, t_g :

$$t_g = f \cdot (t_i - t_d) + t_d = 0,2 \cdot (30 - 14,8) + 14,8 = 17,84\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Las humedades de los estados del aire a la entrada y a la salida:

$$W_i = 0,016\text{ kgw/kg}$$

$$W_g = 0,0117\text{ kgw/kg}$$

y las entalpías:

$$h_i = 1,004 \times 30 + 0,016 (2500,6 + 1,86 \times 30) = 71,02\text{ kJ/kg}$$

$$h_g = 1,004 \times 17,84 + 0,0117 (2500,6 + 1,86 \times 17,84) = 47,56\text{ kJ/kg}$$

y la potencia frigorífica:

$$N_R = 0,33 \dot{V} (h_i - h_g) = 0,33 \times 3.170 (71,02 - 47,56) = 24.542\text{ W}$$

INTRODUCCION

Para alcanzar una sensación de confort, mediante el acondicionamiento de aire, es necesario conseguir *uniformidad* en la temperatura y casi ausencia de corrientes de aire. No obstante, si el aire no se mueve (una velocidad inferior a 8 cm/s se considera aire estancado), tampoco se consigue una sensación de bienestar.

Numerosos experimentos aconsejan situar la velocidad del aire dentro del recinto ocupado, entre los siguientes límites:

Invierno: entre 15 y 20 cm/s.

Verano: entre 20 y 40 cm/s.

Sistema que funcione a la vez en verano y en invierno: entre 15 y 25 cm/s.

El presente capítulo está dedicado a dicho tema. En primer lugar estudiaremos los impulsores de aire y otros elementos que influyen en la distribución y regulación de las corrientes de aire, tales como rejillas, techos perforados, etc.

En segundo lugar estudiaremos los conductos de aire, su forma, clasificación y características, así como la forma de determinar sus dimensiones.

DEFINICION Y CLASIFICACION DE LOS IMPULSORES

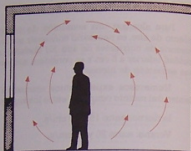
El aire, frío en verano y caliente en invierno, entra en el local con una velocidad y temperatura determinadas; en el local distinguiremos dos zonas:

- La zona que realmente puede ser ocupada por la gente.
- El espacio que no puede ser ocupado normalmente, por ejemplo la parte cercana al techo (Fig. 1).



Figura 1. Localización de la zona ocupada.

Figura 2. Corrientes convectivas en verano.



Pues bien, el aire debe entrar en el local por la zona no ocupable y amortiguar la velocidad y la temperatura antes de entrar en la zona ocupable.

Deben tenerse presente las corrientes convectivas que se producen en el local de forma natural y que son diferentes en verano y en invierno.

En verano, la corriente convectiva natural tiende a llevar el aire caliente hacia el techo (Fig. 2). En invierno, las corrientes convectivas van del techo al suelo (Fig. 3). Es evidente que para contrarrestar ambos fenómenos debe introducirse el aire acondicionado cerca del techo.

El aire frío en verano y el aire caliente en invierno deben introducirse en el local por aberturas situadas cerca del techo, para contrarrestar las corrientes convectivas naturales.

El aire entra en los locales por unos dispositivos que facilitan la mezcla del aire que llega con el aire del local. Se clasifican de la siguiente forma:

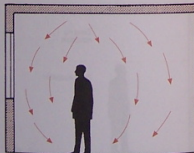


Figura 3. Corrientes convectivas en invierno.

Difusores de techo

Se colocan en el techo y son de forma circular, realizados en conos concéntricos, que facilitan la mezcla del aire impulsado con el aire ambiente. Pueden construirse de forma circular, cuadrada o rectangular (Fig. 4).

Difusores lineales

Se trata de una abertura o fisura, larga y estrecha, situada en el techo, la pared o el suelo, por la que sale el aire. Puede haber más de una fisura. Generalmente la abertura es tan larga como el techo o la pared o el pavimento en el que va instalada.

Paneles perforados

El techo está formado con paneles de yeso perforado, chapa, etc. El aire es distribuido por el falso techo mediante un conducto provisto de apertura, de manera que se obtenga una distribución uniforme. El aire pasará por los agujeros de los paneles perforados y llegará a la habitación o local que se desea climatizar.

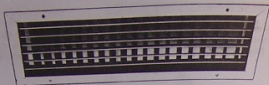
Rejillas

Se construyen con varias filas de lamas horizontales o verticales, de tipo fijo u orientable, de forma que canalizan y dirigen el aire de impulsión. A veces van provistas de una compuerta de regulación (Fig. 5).



Figura 4. Difusor de techo de impulsión horizontal.

Figura 5. Rejillas colocadas cerca del techo con impulsión horizontal.



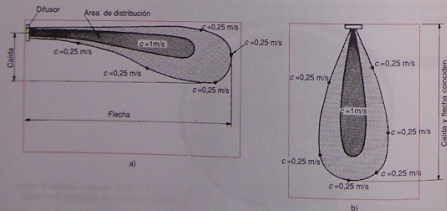
Características

Hay una serie de parámetros que se utilizan para definir los difusores de pared, que son los siguientes:

Flecha: es la distancia horizontal, medida desde el difusor hasta el punto más alejado, en el cual la velocidad se ha reducido hasta 0,25 m/s. (Fig. 6).

Área de distribución: podemos delimitar los puntos en los que la velocidad del aire es de 0,25 m/s. El área comprendida dentro de la línea que une todos los puntos se llama *área de distribución* (Fig. 6). Esta área es indicativa de hasta donde puede llegar la influencia del difusor. Puede

Figura 6. Áreas de distribución:



delimitarse un área, con las velocidades de 1 m/s, que será mucho más pequeña; esta otra área de distribución es indicativa del alcance molesto del difusor (Fig. 6).

Caída del difusor: es la distancia vertical desde la posición del difusor hasta el punto más bajo en el que tengamos la velocidad de 0,25 m/s (Fig. 6).

Amplitud del difusor: es la amplitud máxima de la zona medida en un plano horizontal, influenciada por el movimiento del aire (Fig. 7). La amplitud de una rejilla puede modificarse cambiando la orientación de las aletas (Fig. 8).

La determinación de la *caída* y de la *flecha* es muy importante a la hora de elegir un tipo u otro de rejilla o difusor. Estos parámetros característicos dependen del caudal de aire y de la *velocidad* de salida del aire por la rejilla.

Pueden utilizarse unos gráficos que proporciona el fabricante (Fig. 9) con los que podemos determinar, para un difusor dado, la caída y la flecha. El gráfico mostrado en la figura 9 es uno más de los que puedan existir. Le recordamos que cada difusor o rejilla tendrá su propio gráfico, más o menos parecido al indicado en la figura 9.

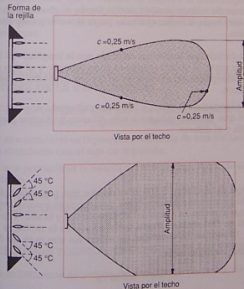


Figura 7. Rejillas con láminas horizontales.

Figura 8. Rejillas con las láminas en abanico y 45° de deflexión.

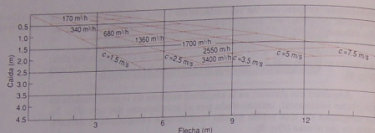


Figura 9. Gráfico para rejillas montadas en la pared cerca del techo, para determinar la caída y la flecha.

Criterios de elección

La elección entre rejillas y difusores de techo o de suelo obedece más bien a criterios estructurales o estéticos. Ahora bien, el tipo concreto que hayamos elegido debe cumplir una serie de requisitos:

1) La distancia, «caída», debe ser tal que no debe penetrar en la zona ocupada.

La caída depende principalmente del caudal. Si tenemos un caudal demasiado alto deberemos poner más rejillas o difusores, a fin de que el caudal que pase por uno de ellos sea más pequeño.

Otra forma de reducir la caída es dirigiendo el chorro (con los álabes orientables) hacia el techo; el aire se pega al techo y este fenómeno reduce la caída.

2) Es preferible que la «flecha» coincida con la longitud del local. Si el local es más corto, el chorro golpea el muro opuesto y el aire resbala a lo largo de éste, pudiendo entrar o no en la zona ocupada; en este caso hay que vigilarlo.

Una vez tengamos la caída y la flecha utilizando el gráfico de la figura 9, o el que corresponda para otro difusor, podemos pensar en situar la rejilla o el difusor.

Ejemplo

A un local deben llegar $3.400 \text{ m}^3/\text{h}$ de aire frío; por el tipo de local, que es amplio y sin obstáculos interiores, pensamos en colocar rejillas de pared cercanas al techo. La altura del local es de 4 m y la altura de la zona ocupada 1,80 m. Determinar dónde debe colocarse la rejilla, si decidimos colocar 10 rejillas. La velocidad de salida del aire será de $3/5 \text{ m/s}$.

El caudal por rejilla sería:

$$\frac{3.400}{10} = 340 \text{ m}^3/\text{h}$$



Figura 10. Esquema indicando el lugar óptimo de colocación de la rejilla.

Acudimos al gráfico de la figura 9 y con el caudal de $340 \text{ m}^3/\text{h}$ y la velocidad de $3/5 \text{ m/s}$ obtenemos:

- Caída: unos 0,6 m, 6 60 cm.
- Flecha: 4 m.

Para garantizar que la «caída» no llegue a la zona ocupada, la rejilla deberá colocarse en la parte indicada en la figura 10. Dentro de la parte indicada, el que esté en un sitio u otro dependerá de cuestiones estéticas o arquitectónicas.

CLASIFICACION Y DIFERENCIACION DE LOS TIPOS DE AIRE, EN EL TEMA DE LA DISTRIBUCION

El *aire de impulsión* es el que sale directamente del difusor procedente de la máquina de refrigeración o de calefacción.

El *aire ambiente* es la pequeña corriente de aire del local cuando se dirige a mezclarse con el aire de impulsión.

El *aire primario* es la mezcla del aire de impulsión con el aire inducido ambiente.

Aire total. Si el aire primario todavía tiene «impulso» se mezclará con más aire inducido ambiente, para dar lugar al aire total.

CLASIFICACION TECNICA, EN FUNCION DE LAS PRESTACIONES

GRUPO A: Difusores de techo o de pared cerca de techo, de difusión horizontal.

- A1:** Rejillas colocadas en la pared cerca del techo (Fig. 5).
A2: Difusores de techo de difusión horizontal (Fig. 4).

En este tipo de difusores es importante controlar la «caída», que no penetre en la zona ocupada.

GRUPO B: Son difusores de suelo o de pared cerca del suelo, con impulsión vertical, sin difusión, es decir, desprovistos de lamas de difusión (Fig. 11). Este tipo de difusores suele emplearse en las instalaciones de «fan-coils».

En la figura 12 hemos representado de forma orientativa como puede ser el área de distribución del aire, para un difusor de este tipo.

Figura 11. Difusor de suelo con impulsión vertical y sin difusión del chorro.

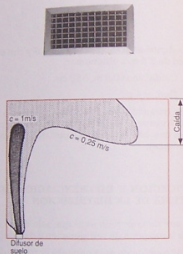


Figura 12. Áreas de distribución para una rejilla de suelo de impulsión vertical.

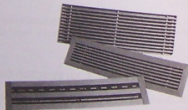


Figura 13. Difusores lineales de suelo con impulsión vertical y con difusión del chorro.

GRUPO C: Son difusores de suelo o de pared cerca del suelo, con impulsión vertical pero con difusión (Fig. 13).

La experiencia demuestra que estos difusores son más apropiados para aire caliente, es decir, para calefacción.

GRUPO D: Difusores montados en el suelo o en la pared cerca del suelo con impulsión horizontal (Fig. 14).

Es un sistema que se aplica más bien para aire caliente en calefacción. En la figura 15 hemos representado, de forma orientativa, el área de distribución del aire frío (a) en refrigeración. Obsérvese que la distribución correspondiente a la refrigeración no es muy conveniente. La de calefacción se eleva debido a la menor densidad del aire caliente y deja un amplio espacio que puede coincidir con la zona ocupada.



Figura 14. Difusor situado cerca del suelo con impulsión horizontal.

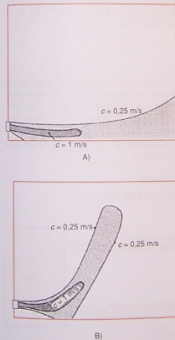


Figura 15. Difusor o rejilla de pared cerca del suelo con impulsión horizontal: a) aire frío en verano, b) aire caliente en invierno.

Rejillas para el aire de recirculación

Si recordamos los capítulos precedentes, la idea básica del acondicionamiento de aire, con aire frío o caliente, es introducir aire en el local y por otra parte extraer aire del mismo para mezclarlo con una pequeña porción de aire exterior (Fig. 16). Hasta ahora hemos estudiado los elementos impulsores del aire que *llega* al local. Son necesarios, también, elementos parecidos a los anteriores para *sacar* aire del local.

Para este menester se emplean rejillas que reciben el nombre de rejillas de recirculación. Deben situarse:

- En refrigeración: en la zona en que pueda aspirarse aire caliente.
- En calefacción: en la zona en que pueda aspirarse aire frío.

Cuando una instalación de aire acondicionado es para todo el año (aire frío en verano y caliente en invierno), la rejilla se coloca de forma que favorezca el proceso de calefacción. En general, puede indicarse que, en la mayoría de casos, la posición óptima es cerca del suelo. La velocidad frontal del aire que entra por esta rejilla debe ser cuidadosamente elegida, pues una velocidad inapropiada produciría ruido. En la tabla 1 se indican las velocidades aconsejadas.

Techos perforados

Es una modalidad nueva que consiste en introducir el aire por el techo, que está provisto de unos paneles agujereados por los que pasa el aire. El aire, antes de atravesar los agujeros de los paneles, llega canalizado por el falso techo y por medio de aberturas se va distribuyendo.

El diámetro del agujero es normalmente de 4,5 mm y la velocidad de salida del aire se establece con la fórmula:

$$c = H - 1 \text{ m/s}$$

Siendo c la velocidad de salida y H la altura del local.

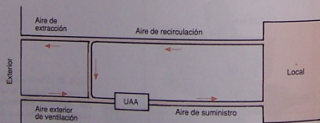


Figura 16. Esquema básico del acondicionamiento de aire.

TABLA 1. Velocidades aconsejadas del aire.

Situación de la rejilla de recirculación	Velocidad
Por encima de la zona ocupada	Más de 4 m/s
En el interior de la zona ocupada, en el extremo superior	Entre 3 y 4 m/s
En el interior de la zona ocupada, en el extremo inferior	Entre 2 y 3 m/s
Aberturas por debajo de las puertas	Entre 1 y 1,5 m/s

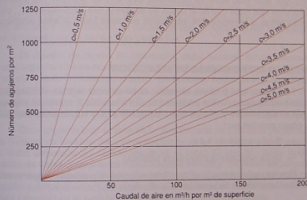


Figura 17. Gráfico para determinar el número de agujeros por m² del techo perforado.

El número de perforaciones por m² no debe superar las 1.200. Puede utilizarse el gráfico de la figura 17, para determinar el número de agujeros por m² que debe tener nuestro techo.

Ejemplo

Un local debe refrigerarse con 6.000 m³/h y tiene 120 m² de superficie. La altura del local es de 4,5 m. Si queremos utilizar el sistema del techo perforado, ¿cuál es el número de agujeros por m² que deben instalarse?

$$c = 4,5 - 1 = 3,5 \text{ m/s}$$

El caudal por metro cuadrado sería:

$$\frac{6.000}{120} = 50$$

Con estos datos acudimos al gráfico de la figura 17 y obtenemos 250 agujeros por metro cuadrado aproximadamente.

Una última observación en el caso de los techos perforados. No conviene que esté todo el techo perforado sino que se alternen los paneles perforados con otros que no lo estén. Se aconseja una proporción 1:1; esto es para evitar la formación de corrientes molestas hacia la zona ocupada.

CRITERIO MUY GENERAL DE SELECCION

Para hacer una primera elección, entre colocar rejillas, difusores lineales o difusores de techo podemos acudir a la tabla 2, teniendo presente que es orientativa y que no debe utilizarse si hay situaciones anormales, como pueden ser:

- Techo a más de 3,6 m.
- Zona ocupada distinta de la habitual.

Una vez seleccionado el tipo, buscaríamos el modelo completo empleando las gráficas de la «caída», la «flecha», etc.

TABLA 2. Datos orientativos para elegir rejillas y difusores.

m ³ /h impulsados por m ² de suelo	Tipo de difusor	Velocidad ambiente media m/s
De 14 a 27 De 27 a 55	Rejillas	0,12 a 0,18 0,18 a 0,25
De 27 a 46 De 46 a 72		0,10 a 0,18 0,18 a 0,28
De 46 a 74 De 64 a 91 De 91 a 129	Difusores de techo	0,12 a 0,18 0,18 a 0,25 0,25 a 0,3



El número de elementos que se deben poner se calcula una vez obtenido el caudal unitario necesario para tener las condiciones óptimas de caída y flecha.

$$\text{Número difusores} = \frac{\text{Caudal total, en m}^3/\text{h}}{\text{Caudal unitario, en m}^3/\text{h}}$$

DISEÑO DE CONDUCTOS

El aire frío que se produce en la UAA debe distribuirse a los distintos locales, habitaciones o cualesquiera de los lugares que deben ser climatizados. Para ello se emplean conductos rectangulares o circulares.

La forma general de la red de distribución es la de un gran conducto que parte de la unidad central y del cual van saliendo derivaciones hacia los distintos lugares. El conjunto se asemeja a un árbol, en el cual el tronco sería el conducto principal y las ramas las derivaciones. A medida que nos alejamos del «tronco», el caudal de aire va siendo cada vez menor y las dimensiones se hacen más pequeñas.

El diseño de la red de conductos debe hacerse cuidadosamente, puesto que el aire se mueve a impulso de una sobrepresión muy pequeña y un cálculo defectuoso produciría alteraciones respecto al plan original; por ejemplo, puede dar lugar a que por una derivación pase más o menos aire del previsto, a que el aire llegue a un recinto con una velocidad más alta de lo debido (en este último caso se producen ruidos molestos), etc.

Otro aspecto importante en la distribución de aire es la penetración de éste en los locales; esta penetración no debe ser brusca, ni el conducto debe desembocar directamente en el local. El aire frío debe llegar a través de unos dispositivos denominados *rejillas* y *difusores* encargados de conseguir una buena difusión del aire frío en el local. La correcta colocación y dimensionado de estos elementos distribuidores del aire es también esencial en el problema general de la red de conductos.

Hasta aquí hemos estudiado los elementos de difusión del aire en los ambientes, a continuación estudiaremos la red de conductos propiamente dicha.

CLASIFICACION DE LA RED DE CONDUCTOS

La red de conductos que distribuye el aire frío suele clasificarse en base a dos criterios:

- a) *La forma:* conductos circulares y rectangulares.

En general, los circulares llevan el aire a mayor velocidad, por lo que son de menores dimensiones. Los rectangulares llevan el aire a me-

nor velocidad, pero permiten una mayor adaptación para hacerlos pasar por las aberturas apropiadas y para salvar obstáculos.

b) *La velocidad del aire*, en baja velocidad y alta velocidad. El límite se establece en los 11 m/s; por debajo de esta cantidad se considera baja velocidad y por encima alta velocidad.

Es muy frecuente que los conductos de alta velocidad sean circulares. Los de baja velocidad pueden ser circulares o rectangulares.

DIAMETRO EQUIVALENTE

Aunque un conducto sea rectangular es muy útil establecer una comparación con una tubería circular equivalente al conducto rectangular (Fig. 18). El conducto circular, de sección circular equivalente, se define como aquel conducto que tiene la misma longitud, el mismo caudal y la misma pérdida de carga por rozamiento que el conducto rectangular.

Para obtener el diámetro equivalente a partir de las dimensiones H y W —horizontal y vertical—del conducto rectangular puede emplearse la tabla 3. Los huecos que aparecen en la tabla corresponden a situaciones que no acostumbra darse en la práctica. Por ejemplo, un conducto de 2 m de longitud horizontal y 15 cm de altura, deberíamos buscar en la tabla $H = 2.000$ y $W = 150$. Vemos que hay un espacio en blanco, esto quiere decir que este conducto rectangular no es viable.

Veamos algunos ejemplos:

$W = 1.050$ mm $H = 200$ mm $D_e = 463$ mm

$W = 780$ mm $H = 300$ mm $D_e = 505$ mm

$W = 1.400$ mm $H = 350$ mm $D_e = 724$ mm

$W = 550$ mm $H = 550$ mm $D_e = 601$ mm

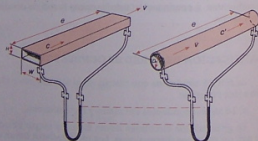


Figura 18. Conductos equivalentes.

La tabla 3 nos proporciona el diámetro equivalente para dimensiones H y W redondeadas de 50 en 50 mm. Es decir, si nuestras dimensiones son 340×290 , deberemos buscar en la tabla:

350×300 que son las más próximas redondeadas a 50.

TABLA 3. Diámetros equivalentes (D_e).

Longitud lado H mm.	150	200	250	300	350	400	450	500	550
Longitud lado W mm.	D_e mm	D_e mm	D_e mm	D_e mm	D_e mm	D_e mm	D_e mm	D_e mm	D_e mm
250	215	244	273						
300	228	266	296	328					
350	215	286	322	354	392				
400	250	304	343	371	408	437			
450	274	321	363	399	435	468	518		
500	287	337	381	425	463	493	541	546	
550	299	351	397	439	478	511	543	573	601
600	316	365	413	457	496	533	566	598	628
650	321	378	428	474	515	553	586	622	658
700	331	390	443	490	533	573	610	644	688
750	340	402	456	505	550	591	630	666	700
800	350	413	469	520	566	610	649	686	721
850	359	424	482	534	582	626	667	706	743
900	367	434	494	548	593	643	685	725	763
950	375	444	505	560	611	658	702	744	783
1000	383	454	517	573	625	674	719	761	802
1050	391	463	527	586	639	689	735	778	820
1100	398	472	538	597	652	703	750	793	838
1150	406	481	548	609	665	717	765	811	855
1200	413	490	558	620	677	730	780	827	871
1250		498	568	631	689	743	794	842	887
1300		498	577	641	701	756	808	857	904
1350		514	586	652	712	769	822	872	919
1400		521	595	662	724	781	835	885	934
1450		531	604	672	734	793	848	898	945
1500		536	612	681	745	804	860	913	963
1550		543	620	690	755	816	872	926	979
1600			628	700	765	827	884	940	
1650			644	717	785	848	908	964	1020
1700			659	734	804	865	926	983	1040
1750			674	751	822	885	949	1010	1070
1800			688	767	837	900	973	1030	1090
1850				782	857	927	993	1050	1110
1900				797	873	945	1010	1070	1130
1950				812	890	962	1030	1090	1160
2000					905	979	1050	1110	1180
2050					920	996	1070	1130	1200
2100					935	1010	1080	1150	1220
2150					950	1030	1100	1170	1240
2200					960	1040	1120	1190	1260
2250						1060	1130	1200	1280
2300						1070	1150	1220	1290
2350						1080	1160	1240	1310
2400						1100	1180	1260	1330
2450							1190	1270	1340
2500							1210	1290	1360
2550							1230	1310	1380
2600							1240	1320	1390

Si queremos una mayor exactitud puede emplearse la fórmula (que requerirá el uso de una calculadora de bolsillo que tenga la operación $\wedge^x$)

$$D_e = 1,3 \frac{(W \cdot H)^{0,625}}{(W + H)^{0,250}}$$

Hagamos un ejemplo:

$$W = 105 \text{ mm}; H = 20 \text{ mm}$$

Pasaremos estas dimensiones a mm:

$$W = 1.050 \text{ mm}; H = 200 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} D_e &= 1,3 \frac{(1.050 \times 200)^{0,625}}{(1.050 + 200)^{0,250}} = 1,3 \frac{210.000^{0,625}}{1.250^{0,250}} = \\ &= 1,3 \frac{2.120,25}{5,946} = 463,6 \text{ mm} \end{aligned}$$

Utilizando la tabla, habríamos obtenido 463 mm, lo cual es una buena aproximación.

Otro ejemplo:

$$W = 340 \text{ mm}; H = 290 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} D_e &= 1,3 \frac{(340 \times 290)^{0,625}}{(340 + 290)^{0,250}} = 1,3 \frac{98.600^{0,625}}{630^{0,250}} = \\ &= 1,3 \frac{1.321,82}{5,01} = 342,99 = 343 \text{ mm} \end{aligned}$$

Si utilizamos la tabla, debemos redondear las dimensiones así:

$$W = 350 \text{ mm}; H = 300 \text{ mm}$$

Y encontramos:

$$D_e = 354 \text{ mm}$$

Esta discrepancia no debe preocuparnos aunque utilicemos la tabla el grado de aproximación es suficiente.

En el caso de que el conducto sea de sección cuadrada de lado x , la relación entre el diámetro equivalente y el lado x es la siguiente:

$$D_e = 1,093 x$$

Y despejando x :

$$x = \frac{D_e}{1,093} = 0,915 D_e$$

CAUDAL Y VELOCIDAD

El caudal de aire que circula por un conducto se mide, por comodidad, en m^3/h . La fórmula para obtenerlo es:

$$\dot{V} = 3.600 S_c (\text{m}^3/\text{h})$$

Siendo: S_c la sección del conducto en m^2 , y c la velocidad en m/s .

Si diseñamos un conducto rectangular, el área será:

$$S = WH$$

Y la velocidad c será:

$$c = \frac{\dot{V}}{3.600 \cdot HV} = \frac{\dot{V}}{3.600 \cdot S}$$

Sin embargo, la velocidad en el conducto circular equivalente, que llamaremos c' , es diferente a la velocidad c . Se calcula mediante la expresión:

$$c' = \frac{V}{3.600 \frac{\pi}{4} D_e^2}$$

Puesto que la sección del conducto circular equivalente, S_e , sería:

$$S_e = \pi \frac{D_e^2}{4}$$

Siendo D_e el diámetro equivalente.

Ejemplo

Por un conducto rectangular de dimensiones $300 \times 250 \text{ mm}$ circula un caudal de aire de $2.025 \text{ m}^3/\text{h}$. Hallar la velocidad real, el diámetro equivalente y la velocidad en el conducto circular equivalente.

La sección del conducto rectangular:

$$S = WH = 0,300 \times 0,250 = 0,75 \text{ m}^2$$

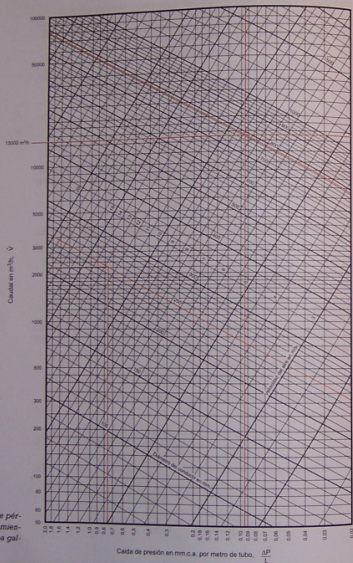
Observe que hemos pasado las dimensiones a metros.

La velocidad será:

$$c = \frac{\dot{V}}{3.600 S} = \frac{2.025}{3.600 \times 0,075} = 7,5 \text{ m/s}$$

El equipo equivalente será:

$$\begin{aligned} D_e &= 1,3 \frac{(WH)^{0,625}}{(W + H)^{0,250}} = 1,3 \frac{(0,300 \cdot 0,250)^{0,625}}{(0,300 + 0,250)^{0,250}} = \\ &= 1,3 \frac{0,075^{0,625}}{0,55^{0,250}} = 1,3 \frac{0,1981}{0,8612} = 0,299 \text{ m} \end{aligned}$$



Si se emplea la tabla 3 se obtendrá un resultado idéntico. La velocidad en el conducto circular equivalente sería:

$$c' = \frac{\dot{V}}{3.600 \frac{\pi D_e^2}{4}} = \frac{2,025}{3.600 \times \frac{3,1416}{4} \times 0,299^2} = 8,01 \text{ m/s}$$

La velocidad en el conducto circular equivalente, siempre es algo mayor.

CALCULO DE LA PERDIDA DE CARGA POR ROZAMIENTO

Existen fórmulas para calcular la caída de presión debida al rozamiento; sin embargo, se utiliza preferentemente un gráfico como el mostrado en la figura 19. En el eje vertical tenemos la caída de presión en milímetros de columna de agua por metro de longitud de conducto (mm.c.a./m). Si la caída de presión nos interesa en N/m^2 , bastará multiplicar por 9.81.

Recordemos que $1 \text{ N/m}^2 = 1 \text{ Pa}$ (Pascal)

En el eje horizontal, el caudal en m^3/h . El diagrama en sí está constituido por líneas que indican distintos diámetros equivalentes y distintas velocidades. Este diagrama es válido para conducto circular directamente y puede usarse para conducto rectangular con la condición de que empleemos el diámetro equivalente y la velocidad en el conducto circular equivalente.

En general, se utiliza el caudal y el diámetro equivalente para entrar en el diagrama. Veamos un ejemplo. Consideremos un conducto circular de 250 mm de diámetro, por el que circula un caudal de 2.300 m³/h. Hallar la caída de presión unitaria (Fig. 19). Se obtiene 0,76 mm.c.a./m.

Si el conducto es rectangular, primero tenemos que hallar el diámetro equivalente. Consideremos un conducto rectangular de 1.050×500 mm, por el que circula un caudal de $15.000 \text{ m}^3/\text{h}$. Hallar la pérdida unitaria de presión. (Llamamos indistintamente pérdida de presión, caída de presión, disminución de presión.)

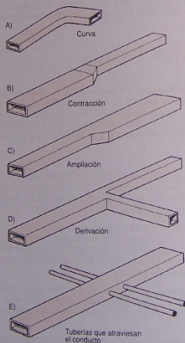
Utilizando la tabla obtenemos un diámetro equivalente de 778 mm. En el diagrama de la figura 19 situamos aproximadamente la línea de 778 mm y con el caudal de 15.000 m³/h obtenemos la caída unitaria de 0,094 mm.c.a./m.

Una vez obtenida la caída unitaria, basta multiplicar por la longitud del conducto, para obtener la pérdida o caída total.

CAIDA DE PRESION DEBIDA A LOS ACCIDENTES

Llamamos «accidentes» a cualquier alteración en la dirección o dimensiones del conducto. Los principales son:

- Curvas o cambios de dirección.
- Contracciones (disminución de la sección).
- Ampliaciones (aumento de la sección).
- Derivaciones.
- Cuerpos extraños en el interior del conducto.



En la figura 20 se han representado estos accidentes.

Existen gráficos y tablas para calcular la pérdida de carga adicional que producen estos accidentes. Habitualmente se emplea el sistema de obtener la pérdida de presión en metros de tubería equivalente (mte). Esto quiere decir lo siguiente: un codo, por ejemplo, obtenemos que equivale a 2 mte. Este codo está en una tubería de 5 m; pues bien, en total la pérdida de presión sería la que tendría la misma tubería con $5 + 2 = 7$ m.

Pérdidas por curvas

Para calcular con exactitud la pérdida de carga que producen los codos o curvas, hay que utilizar la tabla 4. En dicha tabla, R es el radio de la curva y L es la longitud equivalente. Observe el esquema de la tabla 4. Ahora G y V no son las dimensiones horizontal y vertical. G es la dimensión que gira para formar la curva, sin cambiar de plano.

En la figura 21 hemos representado un conducto con dos curvas. En la primera curva la dimensión que gira es $G = 800$ mm; por lo tanto, para calcular la curva, la relación R/G y V/G deben tomarse de acuerdo con este convenio. En la figura 21 hemos indicado las distancias $W = 800$ mm y $H = 400$ mm como dimensiones horizontal y vertical.

El cociente V/G , cuando calculamos la curva 1 es $400/800 = 0,5$ y cuando calculamos la curva n° 2 es $800/400 = 2$.

Vamos a calcular precisamente la caída de presión por rozamiento que se produce en las dos curvas:

$$\begin{aligned} 1^{\text{a}} \text{ curva: } & \left. \begin{aligned} V/G &= 400/800 = 0,5 \\ R/G &= 1,5 \\ L &= 4 \times 0,800 = 3,2 \text{ m} \end{aligned} \right\} L/G = 4 \\ 2^{\text{a}} \text{ curva: } & \left. \begin{aligned} V/G &= 800/400 = 2 \\ R/G &= 1,5 \\ L &= 5 \times 0,400 = 2,0 \text{ m} \end{aligned} \right\} L/G = 5 \end{aligned}$$

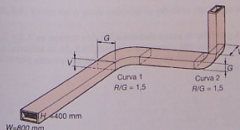
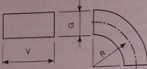


Figura 21. Conducto con dos curvas.

TABLA 4. Longitud equivalente de curvas de 90°.



$\frac{V}{G}$	$\frac{R}{G}$	$\frac{L}{G}$
0.25	0.5	25
	0.75	12
	1.00	7
	1.50	4
0.50	0.50	40
	0.75	16
	1.00	9
	1.50	4
1.00	0.50	50
	0.75	21
	1.00	11
	1.50	4.5
2.00	0.50	55
	0.75	30
	1.00	13
	1.50	5
4.00	0.50	65
	0.75	43
	1.00	17
	1.50	6

Así pues, la pérdida de carga debida a las dos curvas es $3,2 + 2,0 = 5,2$ m; estos 5,2 m habría que sumarlos a la longitud de la tubería, para después calcular la caída total, multiplicando la caída unitaria por la longitud total equivalente.

Cuando empezamos a calcular una red de conductos no sabemos las dimensiones de cada tramo y no pueden calcularse con exactitud las pérdidas ocasionadas por los accidentes. Es práctica habitual aumentar en un 50 % la longitud física del tramo y obtener así la longitud total equivalente directamente y de forma aproximada.

Una vez obtenidas las dimensiones se pueden calcular más exactamente las pérdidas de carga.

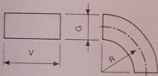
Pérdidas por codos

Para calcular la longitud equivalente de los codos (a diferencia de las curvas, son elementos que se intercalan) se puede acudir a la tabla 5.

Pérdidas por derivaciones

Para calcular la pérdida de carga debida a las derivaciones, se debe acudir a la tabla 6; de esta tabla, mediante el ángulo de la deriva-

TABLA 5. Longitud equivalente de codos de 90°.



$\frac{V}{G}$	$\frac{L}{G}$
0.25	25
0.50	49
1.00	73
2.00	87
4.00	110

TABLA 6. Valor de n para calcular la pérdida de carga en derivaciones.

Ángulo de la derivación	Relación entre la velocidad en la derivación y la velocidad en el conducto principal						
	0.4	0.6	0.8	1	1.5	2	3
90°	6.5	3.1	2	1.5	0.95	0.74	0.62
60°	5	2.2	1.3	0.77	0.47	0.47	0.58
45°	3.5	1.3	0.64	0.43	0.40	0.45	0.54

ción y la relación entre la velocidad en la derivación y la velocidad en el conducto principal, se obtiene un número. Este número, n , nos permite obtener la caída de presión en Pa, mediante la expresión:

$$\Delta P = n \rho \frac{c^2}{2}$$

Siendo: Δp la caída de presión, en $\frac{N}{m^2}$, c la velocidad real del aire en la derivación, en m/s, n valor que se obtiene en la tabla 6 y ρ la densidad del aire.

En general se considera la densidad estándar, es decir, $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$. Se recomienda utilizar la fórmula:

$$\Delta p = n \frac{c^2}{16}$$

cuando se trabaja directamente en mm c.a.

Veamos un ejemplo. El aire circula por un conducto rectangular de $500 \times 200 \text{ mm}$ con un caudal de $2.700 \text{ m}^3/\text{h}$. Parte de este caudal, $970 \text{ m}^3/\text{h}$, se desvía por una derivación de $300 \times 150 \text{ mm}$, que forma un ángulo de 90° con el conducto principal. Hallar la pérdida ocasionada por esta derivación.

Primero hallaremos la velocidad del aire en el conducto principal:

$$c = \frac{\dot{V}}{3.600S} = \frac{2.700}{3.600 \times 0,500 \times 0,200} = 7,5 \text{ m/s}$$

Ahora la velocidad en la derivación será:

$$c = \frac{\dot{V}}{3.600S} = \frac{970}{3.600 \times 0,075 \times 0,150} = 5,99 = 6 \text{ m/s}$$

La relación entre la velocidad en la derivación y la velocidad en el conducto principal es:

$$\frac{6}{7,5} = 0,8$$

Con esta esta relación y el ángulo de 90° , en la tabla 6, obtenemos el número:

$$n = 2,0$$

Con lo que:

$$\Delta p = n \rho \frac{c^2}{2} = 2 \times 1,2 \times \frac{6^2}{2} = 43,2 \frac{N}{m^2} = 43,2 \text{ Pa}$$

Estos $43,2 \text{ Pa}$ podríamos convertirlos en longitud equivalente, dividiendo entre la pérdida unitaria en el conducto principal.

En este sencillo ejemplo, la caída unitaria (Fig. 19) debe obtenerse a partir del caudal y del diámetro equivalente. El diámetro equivalente sería:

$$D_e = 1,3 \frac{(WH)^{0,825}}{(W + H)^{0,250}} = 1,3 \frac{(0,300 \times 0,250)^{0,825}}{(0,300 + 0,250)^{0,250}} = 0,299 \text{ m}$$

Con este diámetro equivalente y el caudal, en la figura 19 se obtiene una caída unitaria de:

$$\left(\frac{\Delta p}{L}\right) = 2,45 \frac{\text{Pa}}{\text{m}}$$

Así la longitud equivalente de la derivación sería:

$$\frac{43,2 \text{ Pa}}{2,45 \frac{\text{Pa}}{\text{m}}} = 17,6 \text{ m}$$

Es muy corriente utilizar como unidad de presión en estos cálculos el mm c.a. (milímetro de columna de agua); de hecho, en la figura 19, se obtiene la presión en estas unidades. Recordemos que $1 \text{ mm c.a.} = 9,81 \text{ Pa}$.

RECUPERACION ESTATICA

En la red de conductos de aire, la velocidad de circulación del aire no es constante. En general, va disminuyendo desde la salida del ventilador —que está en el inicio de la red para impulsar el aire— hasta los lugares de salida. El teorema de Bernoulli establece claramente que si la velocidad disminuye, la presión aumenta, y si la velocidad aumenta, la presión disminuye.

En nuestro caso, la velocidad disminuye y, en consecuencia, se producirá un aumento de presión, que recibe el nombre de *recuperación estática*.

Los cambios de velocidad se producen en las derivaciones. Llámemos c_1 a la velocidad después de la derivación (Fig. 22). Dado que después de la derivación pasa menos aire, generalmente c_2 es menor que c_1 .



Figura 22. Derivación.

y en este caso se produce recuperación estática. La fórmula para calcular la recuperación estática, Δp , en Pa:

$$\Delta p = 0,75 \rho \frac{c_1^2 - c_2^2}{2}$$

o bien

$$\Delta p = 0,75 \left(\frac{c_1^2}{16} - \frac{c_2^2}{16} \right)$$

en mm c.a.

El coeficiente 0,75 indica que sólo se recupera un 75 % de presión; ello es debido a efectos de rozamiento y a defectos en la construcción de los conductos.

Esta recuperación estática es real, es decir, un manómetro detectaría este aumento de presión cuando la velocidad ha pasado de c_1 a c_2 ; por lo tanto, este fenómeno hay que tenerlo en cuenta.

Ejemplo

Un caudal de aire de 3.000 m³/h circula por un conducto rectangular de dimensiones 330 × 330 mm (sección cuadrada). Hay una desviación por la que pasan 800 m³/h. Los 2.200 m³/h restantes siguen por el conducto principal que ha variado de dimensiones, siendo éstas de 330 × 270 mm. Hallar la recuperación estática que se produce después de la derivación.

Calculemos la velocidad c_1 antes de la derivación

$$c_1 = \frac{3.000}{3.600 \times 0,330 \times 0,330} = 7,65 \text{ m/s}$$

Ahora la velocidad c_2 después de la derivación será:

$$c_2 = \frac{2.200}{3.600 \times 0,330 \times 0,270} = 6,86 \text{ m/s}$$

Apliquemos ahora la fórmula de la recuperación estática:

$$\Delta p = 0,75 \rho \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} = 0,75 \cdot 1,2 \frac{7,65^2 - 6,86^2}{2} = 5,16 \text{ Pa}$$

Observe que es una ganancia de presión muy escasa, pero recuerde que en la red de conductos de aire de baja velocidad, las presiones relativas son muy pequeñas y, por lo tanto, variaciones muy pequeñas de presión tienen mucha importancia.

CALCULO DE LA RED DE CONDUCTOS

El objetivo del proyectista de la red de conductos es obtener las dimensiones de cada tramo de forma que la velocidad y la presión en cada punto sean las adecuadas.

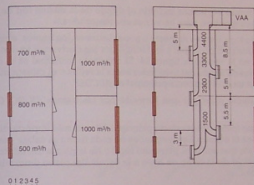


Figura 23. Plano de una vivienda e instalación de los conductos.

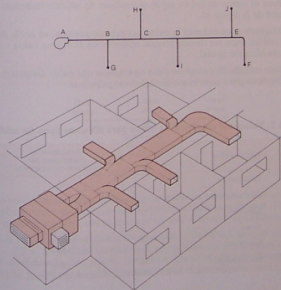


Figura 24. Esquema simplificado de una red de conductos.

Cuando nos disponemos a proyectar la red de conductos hemos de conocer perfectamente el trazado de la misma, es decir, saber por donde ha de pasar, todos los accidentes que ha de tener y sobre todo los caudales de aire que circularán por cada punto de la red. Esto es posible por lo que sabemos la cantidad de aire que necesita cada local, por lo tanto es que deducimos las cantidades que circularán por cada tramo. En la figura 23 hemos hecho un esquema de una posible distribución de aire.

En la figura 24, hemos incluido el dibujo de la misma red de distribución en perspectiva, para hacernos una mejor idea.

El paso siguiente es numerar o poner letras en los tramos, empezando por el conducto principal y siguiendo por las derivaciones. Así lo hemos hecho en la red de la figura 24. El conducto principal es el que va desde la boca de salida del ventilador hasta la rejilla o el difusor más alejado. En este caso el conducto principal es *ABCDEF*.

El conducto principal está formado por los tramos *AB*, *BC*, *CD*, *DE* y *EF*.

El tramo inicial del conducto principal *AB* es el más importante y por él se empieza el cálculo. Las longitudes de cada tramo se saben perfectamente, puesto que sobre el plano del local o de la planta del edificio trazamos el dibujo de la red y en base a la escala del plano determinamos las longitudes.

La velocidad del aire en el tramo inicial se asigna en base a la tabla 7.

Para el tramo inicial se sigue el proceso de cálculo indicado en el esquema de la figura 25.

El objetivo es obtener la caída unitaria de presión, el $\Delta p/L$, para el tramo inicial. Para los demás tramos utilizaremos la misma caída unitaria que para el tramo inicial.

Este método de cálculo se basa en emplear una caída unitaria de presión constante para cada tramo del conducto principal.

TABLA 7. Velocidad en el primer tramo para diversos tipos de edificios.

Tipo de edificio	Velocidad en el primer tramo del conducto principal (m/s)
Edificio residencial	= 6.5
Edificio público	= 6.5
Cines y teatro	= 7
Escuelas	= 7 a 8
Supermercados	= 8 a 10
Edificios industriales	= 8 a 12

Tramo inicial del conducto principal

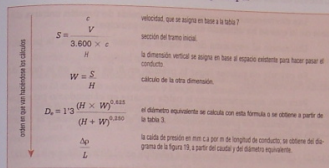


Figura 25. Esquema de cálculo para los tramos del conducto principal.

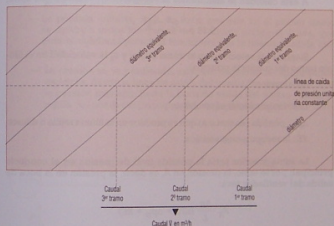


Figura 26. Forma de operar con el diagrama para calcular los diámetros equivalentes de cada tramo.

A continuación, el cálculo es muy sencillo; se traza una línea horizontal en el diagrama que corresponde a esta caída unitaria constante (Fig. 26) y en base al caudal de cada tramo se obtiene el diámetro equivalente.

Una vez obtenido el diámetro equivalente de cada tramo, se acude a la tabla 3 y se eligen las dimensiones adecuadas, para que salga el diámetro equivalente del tramo; tengamos presente que al menos una dimensión podrá ser elegida libremente por el proyectista.

Cálculo de las derivaciones

Las derivaciones se calculan con una caída de presión unitaria distinta de la que se ha utilizado en el conducto principal.

Utilizando el esquema de la figura 24 como referencia, la primera derivación sería BG.

Se calcula en primer lugar la presión en A, es decir, en la boca de salida del ventilador.

Para ello, multiplicaremos la caída unitaria en el conducto principal por la longitud total equivalente de todo el conducto principal y le sumaremos la pérdida de presión ocasionada por el aire al atravesar la última —sólo la última— rejilla o difusor, o sea:

$$(\Delta p/L) \cdot (\text{longitud total equivalente} + \text{pérdida en el último difusor o rejilla}).$$

A esta cantidad le añadiremos la recuperación estática, que sería:

$$0,75 \rho \frac{c_1^2 - c_2^2}{2}$$

Siendo c_1 la velocidad en el tramo inicial y c_2 la velocidad en el último tramo del conducto principal.

Si llamamos:

L_{TE} : longitud total equivalente.

Δp_D : pérdida (en mm.c.a.) que se produce en la última rejilla o difusor.

RE : la recuperación estática.

La suma anterior sería la pérdida total de presión en el conducto principal; por lo tanto, la presión en A, es decir, la presión en la boca de salida del ventilador será:

$$P_A = \frac{\Delta p}{L} (L_{TE} + \Delta p_D + RE)$$

La presión en B es muy fácil de calcular, ya que será la presión en A menos lo que hemos perdido entre A y B. Si llamamos L_{AB} la longitud total equivalente entre A y B, tendremos:

$$P_B = P_A - \left(\frac{\Delta p}{L} \right) L_{AB}$$

Esta presión que tenemos en B, parte se consume en rozamiento y parte en atravesar la rejilla o difusor del brazo BA. Consideremos que esta rejilla consume Δp_D mm.c.a. La parte destinada a rozamiento sería:

$$P_B - \Delta p_D$$

Entonces aplicaríamos una caída unitaria de:

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{P_B - \Delta p_D}{L_{BG}}$$

Siendo L_{BG} la longitud total equivalente de la derivación BG.

Con esta caída unitaria y sabiendo el caudal, con el diagrama determinamos el diámetro equivalente y luego las dimensiones.

Este proceso que hemos explicado es algo complicado, por lo que intentaremos aclararlo con diversos ejemplos en este capítulo y en el siguiente. Sin embargo, la idea principal intentaremos resumirla en algunos puntos:

- El primer tramo del conducto principal se calcula aparte, tal como se indica en la figura 25. La base es asignar una velocidad para este primer tramo.
- La pérdida unitaria, $\Delta p/L$, en Pa/m que sale en el primer tramo se aplica a todos los tramos del conducto principal, o sea, que todo el conducto principal funcionará con la misma pérdida unitaria.
- La presión se va perdiendo, salvo las pequeñas recuperaciones estáticas, desde la boca de salida del ventilador, donde tenemos la presión más alta, hasta la boca de salida del último difusor o rejilla del conducto principal, donde la presión es cero. No olvi-

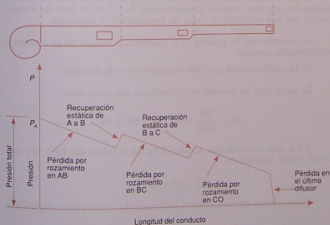


Figura 27. Variación de la presión en un conducto principal.

demostramos que estamos trabajando con presiones relativas y que la presión relativa atmosférica es cero.

En la figura 27 hemos representado cómo varía la presión en un conducto principal.

— En las derivaciones no se aplica la misma caída unitaria que en el conducto principal. Se calcula aparte; primero se determina la presión en A, luego la presión en la boca de la derivación y se utiliza la pérdida unitaria justa para que se pierda por rozamiento la presión inicial menos la que se necesitará en la rejilla o el difusor. Pongamos algunos números:

Supongamos que la presión en la boca de entrada de la derivación es de 80 Pa. Si en el difusor situado al final de la derivación se pierden 20 Pa, ¿cuánto queda para rozamiento?

$$80 - 20 = 60 \text{ Pa}$$

Si ahora dividimos los 60 Pa por la longitud equivalente de la derivación, tendremos la pérdida unitaria que buscábamos.

Ejemplo

Una red de distribución de aire se diseña con el método de la caída lineal constante, que es de 1,05 Pa/m. La longitud del conducto principal es de 42 m, con una rejilla en el extremo de 15 Pa. La longitud total equivalente se calculará aumentando la longitud real en un 50 %.

La primera derivación se encuentra a 7,5 m de la boca de salida del ventilador, con una longitud (la derivación) de 5,3 m. Al final de la derivación hay una rejilla de 15 Pa/m. Se determinará lo siguiente:

a) La caída total de presión en el conducto principal. No se considera recuperación estática.

b) La caída unitaria que debe aplicarse a la derivación.

La caída total de presión en el conducto principal sería:

$$(42 + \frac{50}{100} \times 42) 1,05 = 66,15 \text{ Pa}$$

A los que tenemos que sumar 15 Pa de la rejilla del final del conducto. Luego tendremos:

$$66 + 15 = 81 \text{ Pa}$$

Calcularemos ahora la presión en la boca de entrada de la derivación.



Presión que se pierde hasta la boca de entrada:

$$(7,5 + \frac{50}{100} \times 7,5) \times 1,05 = 12 \text{ Pa}$$

Presión en la boca de entrada:

$$81 - 12 = 69 \text{ Pa}$$

Presión que debe perderse por rozamiento en la derivación:

$$69 - 15 = 54 \text{ Pa}$$

Caída unitaria en la derivación:

$$\frac{54}{5,3 + (\frac{50}{100} \times 5,3)} = 68 \text{ Pa/m}$$

Obsérvese que siempre hemos añadido el 50 % a la longitud del conducto, para tener en cuenta las pérdidas secundarias.



EJEMPLOS DE CALCULO DE REDES DE AIRE ELEMENTOS DE UNA INSTALACION DE AIRE ACONDICIONADO

INTRODUCCION

En el capítulo anterior se ha estudiado la teoría del diseño de conductos rectangulares. Ahora resolveremos diversos ejemplos, que nos permitirán poner en práctica este método llamado de la caída lineal constante.

El objetivo que nos proponemos es determinar las dimensiones de cada tramo así como las pérdidas de carga. Sin embargo, en el primer ejemplo, nos planteamos el estudio de un conducto que ya tiene unas dimensiones determinadas, esto lo hacemos con el objeto de efectuar el cálculo exacto de las pérdidas debidas a los accidentes. El cálculo exacto requiere el conocimiento previo de las dimensiones. Realizaremos los cálculos en mm c.a.

EJEMPLOS DE CALCULO DE DISEÑO DE REDES DE AIRE

Ejemplo 1

Determinar la pérdida de presión por rozamiento en el conducto de chapa galvanizada de la figura 1, en los siguientes casos:

- a) La pérdida en cada uno de los accidentes:
1ª derivación,
2ª derivación,
1ª curva,
2ª curva,
3ª curva y
4ª curva.
- b) La pérdida total en el conducto principal.
- c) La presión en la boca de entrada de la primera derivación y de la 2ª derivación.

Las rejillas tienen una pérdida de 1,5 mm.c.a.

Los caudales son los siguientes:

Total: 9.720 m³/h

Primera derivación: 2.349 m³/h

Segunda derivación: 2.025 m³/h

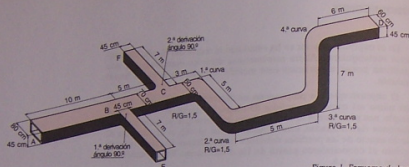


Figura 1. Esquema de la red de conductos del ejemplo 1. Las curvas son todas de 90°.

Las longitudes, características y dimensiones están indicadas en la citada figura 1.

El conducto queda dividido así:

— Conducto principal:

1^{er} tramo AB: ningún accidente y una derivación.

2^o tramo BC: una derivación.

3^o tramo CD: cuatro curvas.

— Derivaciones:

1^a derivación BE

2^a derivación CF

Vamos a calcular, en primer lugar, la sección, el caudal, la velocidad y el diámetro equivalente en cada tramo de este conducto.

1^{er} tramo

Dimensiones: $W = 0,8 \text{ m}; H = 0,45 \text{ m}$

Sección: $S = 0,8 \times 0,45 = 0,36 \text{ m}^2$

Caudal: $V = 9,720 \text{ m}^3/\text{h}$

$$\text{Velocidad: } c = \frac{\dot{V}}{S} = \frac{9,720}{0,36 \times 3,600} = 7,5 \text{ m/s}$$

Diámetro equivalente:

$$D_e = 1,3 \frac{(WH)^{0,625}}{(W+H)^{0,250}} = 1,3 \frac{(0,8 \times 0,45)^{0,625}}{(0,8 + 0,45)^{0,250}} = 1,3 \frac{0,36^{0,625}}{1,25^{0,250}} = 1,3 \frac{0,5281}{1,0574} = 0,649 \text{ m}$$

Longitud: $L = 10 \text{ m}$

2^o tramo

Dimensiones: $W = 0,7 \text{ m}; H = 0,45 \text{ m}$

Sección: $S = 0,7 \times 0,45 = 0,315 \text{ m}^2$

Caudal: $V = 9,720 - 2,349 = 7,371 \text{ m}^3/\text{h}$

$$\text{Velocidad: } c = \frac{\dot{V}}{S} = \frac{7,371}{0,315 \times 3,600} = 6,5 \text{ m/s}$$

Diámetro equivalente:

$$D_e = 1,3 \frac{(WH)^{0,625}}{(W+H)^{0,250}} = 1,3 \frac{(0,7 \times 0,45)^{0,625}}{(0,7 + 0,45)^{0,250}} = 1,3 \frac{0,4857}{1,0355} = 0,610 \text{ m}$$

Longitud: $L = 5 \text{ m}$

3^o tramo:

Dimensiones: $W = 0,6 \text{ m}; H = 0,45 \text{ m}$

Sección: $S = 0,6 \times 0,45 = 0,27 \text{ m}^2$

Caudal: $V = 7,371 - 2,025 = 5,346 \text{ m}^3/\text{h}$

$$\text{Velocidad: } c = \frac{\dot{V}}{S} = \frac{5,346}{0,27 \times 3,600} = 5,5 \text{ m/s}$$

Diámetro equivalente:

$$D_e = 1,3 \frac{(WH)^{0,625}}{(W+H)^{0,250}} = 1,3 \frac{(0,6 \times 0,45)^{0,625}}{(0,6 + 0,45)^{0,250}} = 1,3 \frac{0,4412}{1,0123} = 0,567 \text{ m}$$

Longitud: $L = 3 + 5 + 5 + 7 + 6 = 26$ m
 Todos estos resultados están tabulados en la tabla 1.

1ª derivación:

Dimensiones: $W = 45$ cm = 0,45 m; $H = 45$ cm = 0,45 m
 Sección: $S = 0,45 \times 0,45 = 0,2025$ m²
 Caudal: $V = 2.349$ m³/h

$$\text{Velocidad: } c = \frac{V}{S} = \frac{2.349}{0,2025 \times 3.600} = 3,2 \text{ m/s}$$

Diámetro equivalente:

$$D_e = 1,3 \frac{(WH)^{0,825}}{(W+H)^{0,250}} = 1,3 \frac{(0,45 \times 0,45)^{0,825}}{(0,45 + 0,45)^{0,250}} = 1,3 \frac{0,3686}{0,9740} = 0,4920 \text{ m}$$

Longitud: $L = 7$ m

2ª derivación:

Dimensiones: $W = 0,45$ m; $H = 0,45$ m
 Sección: $S = 0,45 \times 0,45 = 0,2025$ m²
 Caudal: $V = 2.025$ m³/h

$$\text{Velocidad: } c = \frac{V}{S} = \frac{2.025}{0,2025 \times 3.600} = 2,8 \text{ m/s}$$

TABLA 1. Resultados. Ejemplo 1.

TRAMOS	SECCIÓN S (m ²)	CAUDAL V (m ³ /h)	VELOCIDAD c (m/s)	DIMENSIONES W x H (m)	DIÁMETRO EQUIVALENTE D _e (m)	LONGITUD L (m)
1º Tramo	0,360	9720	7,5	0,80 x 0,45	0,649	10
2º Tramo	0,315	7371	6,5	0,70 x 0,45	0,610	5
3º Tramo	0,270	5346	5,5	0,60 x 0,45	0,567	26
1ª derivación	0,2025	2349	3,2	0,45 x 0,45	0,429	7
2ª derivación	0,2025	2025	2,8	0,45 x 0,45	0,492	7

Diámetro equivalente: $D_e = 0,492$ m (por tener las mismas dimensiones que la primera derivación)
 Longitud: 7 m.

Cálculo de las pérdidas debidas a los accidentes

1ª derivación:

Relación entre la velocidad en la derivación y la velocidad en el conducto principal:

$$\frac{3,2}{7,5} = 0,43 \approx 0,4$$

Acudimos a la tabla 2 y obtenemos $n = 6,5$, con lo que:

$$\Delta p = n \frac{c^2}{16} = 6,5 \times \frac{3,2^2}{16} = 4,16 \text{ mm.c.a.}$$

2ª derivación:

Relación entre la velocidad en la derivación y la velocidad en el tramo correspondiente del conducto principal:

$$\frac{2,8}{6,5} = 0,43 \approx 0,4$$

Acudimos a la tabla 2 y obtenemos $n = 6,5$, con lo que:

$$\Delta p = n \frac{c^2}{16} = 6,5 \times \frac{2,8^2}{16} = 3,19 \text{ mm.c.a.}$$

TABLA 2. Obtención del valor n en la relación $\Delta p = n \frac{c^2}{16}$.

Ángulo de la derivación	Relación entre la velocidad en la derivación y la velocidad en el conducto principal						
	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5	2,0	3,0
90°	6,5	3,1	2,0	1,5	0,95	0,74	0,62
60°	5,0	2,2	1,3	0,77	0,47	0,47	0,58
45°	3,5	1,3	0,64	0,43	0,40	0,45	0,54

1ª curva:

$$G = 60 \text{ cm}; V = 45 \text{ cm};$$

$$\frac{V}{G} = \frac{45}{60} = 0,75$$

Acudimos a la tabla 3 y vemos que:

Para $V/G = 0,50$ y $R/G = 1,50$ obtenemos $L/G = 4$

Para $V/G = 1$ y $R/G = 1,50$ obtenemos $L/G = 4,5$

Dado que $V/G = 0,75$, haremos la media entre 4 y 4,5:

$$\frac{4 + 4,5}{2} = 4,25$$

Así $L/G = 4,25$, con lo que:

$$L = 4,25 \times G = 4,25 \times 0,60 = 2,55 \text{ m}$$

La 1ª curva equivale a 2,55 m de longitud equivalente.

2ª curva:

$$G = 60 \text{ cm}; V = 45 \text{ cm}$$

Es idéntica a la anterior, así que la longitud equivalente es también de 2,55 m.

3ª curva:

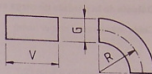
$$G = 45 \text{ cm}; V = 60 \text{ cm}$$

$$\frac{V}{G} = \frac{60}{45} = 1,33 \approx 1$$

Acudimos a la tabla 3 y para $R/G = 1,5$ obtenemos $L/G = 4,5$.

Así, $L = 4,5 \times G = 4,5 \times 0,45 = 2,025 \text{ m}$ de longitud equivalente.

TABLA 3. Valores de las Relaciones V/G , R/G , L/G para curvas de 90° .



$\frac{V}{G}$	$\frac{R}{G}$	$\frac{L}{G}$
0,25	0,5	25
	0,75	12
	1,00	7
	1,50	4
0,50	0,50	40
	0,75	16
	1,00	9
	1,50	4
1,00	0,50	50
	0,75	21
	1,00	11
	1,50	4,5
2,00	0,50	55
	0,75	30
	1,00	13
	1,50	5
4,00	0,50	65
	0,75	43
	1,00	17
	1,50	6

4ª curva:

$$G = 45 \text{ cm}; V = 60 \text{ cm}$$

Es idéntica a la anterior, por lo que longitud equivalente será también de 2,025 m.

Cálculo de la pérdida de carga en el conducto principal

Caída unitaria en el primer tramo:

(Vea el diagrama de la figura 2.)

Con el caudal, $V = 9.720 \text{ m}^3/\text{h}$ y el diámetro equivalente, $D_e = 649 \text{ mm}$ y se obtiene: $0,10 \text{ mm.c.a./m.}$

Caída unitaria en el segundo tramo:

Con el caudal, $V = 7.371 \text{ m}^3/\text{h}$ y el diámetro equivalente, $D_e = 610 \text{ mm}$, se obtiene: $0,086 \text{ mm.c.a./m.}$

Caída unitaria en el tercer tramo:

Con el caudal, $V = 5.346$ y el diámetro equivalente, $D_e = 567 \text{ mm}$, se obtiene: $0,064 \text{ mm.c.a./m.}$

Longitud equivalente 1º tramo:

Este tramo tiene una derivación, cuya longitud equivalente será: (Recuerde el apartado *Cálculo de las derivaciones* del capítulo anterior)

$$(\Delta p)_{\text{derivación}} = \left(\frac{\Delta p}{L} \right)_{\text{tramo}} = 4,16/0,10 = 41,6 \text{ m}$$

Así, la longitud equivalente sería:

$$10 + 41,6 = 51,6 \text{ m}$$

Longitud equivalente 2º tramo:

Este tramo tiene una derivación, cuya longitud equivalente será:

$$(\Delta p)_{\text{derivación}} = \left(\frac{\Delta p}{L} \right)_{\text{tramo}} = 3,19/0,086 = 37,1 \text{ m}$$

Así la longitud equivalente sería: $5 + 37,1 = 42,1 \text{ m}$

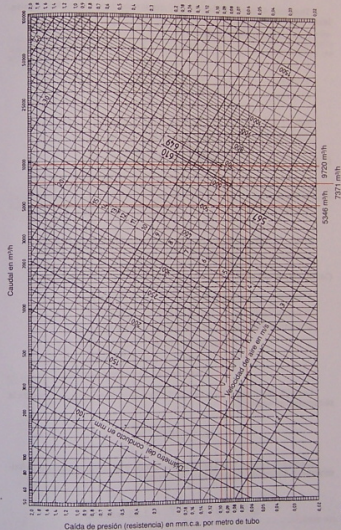


Figura 2. Diagrama de pérdida de carga.

Longitud equivalente 3° tramo:

Tenemos 4 curvas de las que ya hemos calculado la longitud equivalente de cada una, así:

Longitud geométrica:	26,00 m
1° curva :	2,55 m
2° curva :	2,55 m
3° curva :	2,025 m
4° curva :	2,025 m

Total: 35,150 m
=====

La longitud total equivalente de todo el conducto principal:

1° tramo:	51,6
2° tramo:	42,1
3° tramo:	35,15

Total 128,85 m
=====

Caída total de presión:

1° tramo	0,100 mm.c.a./m × 51,6 m	=	5,16 mm.c.a.
2° tramo	0,086 mm.c.a./m × 42,10 m	=	3,62 mm.c.a.
3° tramo	0,064 mm.c.a./m × 35,15 m	=	2,25 mm.c.a.
Última rejilla (dato)		=	1,50 mm.c.a.
Total			12,53 mm.c.a.

=====

La caída total de presión es de 12,53 mm.c.a. Si tenemos en cuenta la recuperación estática:

$$\Delta p_r = 0,75 \frac{c_1^2 - c_2^2}{16}$$

Siendo c_1 la velocidad en el tramo inicial y c_2 la velocidad en el último tramo del conducto principal, tendremos:

$$\Delta p_r = 0,75 \frac{7,5^2 - 5,5^2}{16} \approx 1,22 \text{ mm.c.a.}$$

que debe restarse de los anteriores. En total sería:

$$\Delta p_r = 12,53 - 1,22 = 11,31 \text{ mm.c.a.}$$

En la figura 3 hemos representado esquemáticamente cómo se distribuye esta pérdida de presión total. La recuperación estática, en realidad, se produce en dos pasos, primero de 7,5 m/s a 6,5 m/s, y luego de 6,5 a 5,5 m/s. Cada uno de ellos sería:

$$0,75 \frac{7,5^2 - 6,5^2}{16} = 0,66 \text{ mm.c.a.}$$

$$0,75 \frac{6,5^2 - 5,5^2}{16} = 0,56 \text{ mm.c.a.}$$

$$\text{Total: } 0,66 + 0,56 = 1,22 \text{ mm.c.a.}$$

Para calcular la presión en la boca de entrada de cada derivación, basta observar atentamente la figura 3. El principio de la derivación coincide con el final del tramo anterior, así:

- Presión entrada 1ª derivación: 6,15 mm.c.a.
- Presión entrada 2ª derivación: 3,19 mm.c.a.

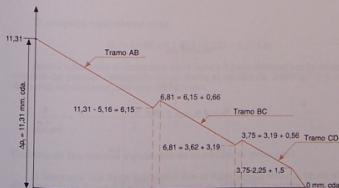


Figura 3. Distribución de la pérdida de carga en el ejemplo 1.

Ejemplo 2

Diseñar por el método de la caída lineal constante, la red de conductos rectangulares indicada en el esquema de la figura 4.

Al final del conducto principal, así como de cada derivación, se colocarán difusores de 2 mm.c.a. de caída de presión. Las longitudes geométricas están indicadas en la figura.

El cálculo de la pérdida producida por los accidentes (curvas, derivaciones, etc.) se hará por el procedimiento sencillo de aumentar un 50 % la longitud del conducto. Por cada difusor salen 750 m³/h de aire. En el tramo inicial del conducto principal se tomará una velocidad de 7,5 m/s. La elección de las dimensiones de los conductos se hará con el criterio de que sea de sección cuadrada ($W = H$).

Calculemos en primer lugar el caudal que pasa por cada tramo, en base a lo que sale por cada difusor:

$$\dot{V}_{DE} = 750 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{V}_{DH} = 750 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{V}_{CD} = 750 + 750 = 1.500 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{V}_{CG} = 750 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{V}_{BC} = 1.500 + 750 = 2.250 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{V}_{BF} = 750 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{V}_{AB} = 2.250 + 750 = 3.000 \text{ m}^3/\text{h}$$

En la tabla 4 se han indicado estos resultados, así como las longitudes equivalentes de cada tramo (que se obtienen añadiendo un 50 % a la longitud real).

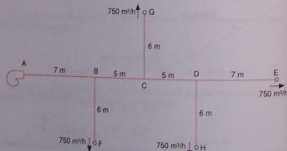


Figura 4. Esquema de la red de conductos del ejemplo 2.

TABLA 4. Caudales y longitudes equivalentes en los tramos del ejemplo 2.

Tramo		Longitud equivalente (m)	Caudal $\dot{V}$ (m ³ /h)
CONDUCTO PRINCIPAL	AB	$7 + 3,5 = 10,5$	3.000
	BC	$5 + 2,5 = 7,5$	2.250
	CD	$5 + 2,5 = 7,5$	1.500
	DE	$7 + 3,5 = 10,5$	750
DERIVACIONES	BF	$6 + 3 = 9$	750
	CG	$6 + 3 = 9$	750
	DH	$6 + 3 = 9$	750

Cálculo del tramo inicial

Con una velocidad de 7,5 m/s, tal como nos indica el enunciado del problema, la sección valdría:

$$S = \frac{\dot{V}}{c \cdot 3.600} = \frac{3.000}{7,5 \cdot 3.600} = 0,1111 \text{ m}^2$$

Si la sección es cuadrada, de lado x , debe cumplirse:

$$x^2 = 0,1111$$

$$\text{De donde: } x = \sqrt{0,1111} = 0,333 \text{ m}$$

El diámetro equivalente sería:

$$D_e = 1,093 \cdot x = 1,093 \cdot 0,333 = 0,364 \text{ m}$$

Ahora acudimos al diagrama de la figura 5 para determinar la caída unitaria de presión, utilizando como datos el caudal de 3.000 m³/h y el diámetro equivalente, 364 mm. Se obtiene:

$$\frac{\Delta p}{L} = 0,2 \text{ mm.c.a./m}$$

Cálculo de los tramos siguientes en el conducto principal

Si trazamos una línea horizontal por el valor de 0,2 mm.c.a./m en el diagrama de la figura 5 y vamos marcando las intersecciones con los cau-

dales en cada tramo del conducto principal (2.250, 1.500 y 750), obtendremos los sucesivos diámetros equivalentes (Fig. 5). Así pues, tendremos:

$$\text{Tramo BC} \quad D_e = 327 \text{ mm.}$$

$$\text{Tramo CD} \quad D_e = 280 \text{ mm.}$$

$$\text{Tramo DE} \quad D_e = 212 \text{ mm.}$$

Si la sección es cuadrada, recordemos que:

$$x = 0,915 \cdot D_e$$

Así:

$$\text{Tramo BC} \quad x = 0,915 \cdot 327 = 299 \text{ mm.}$$

$$\text{Tramo CD} \quad x = 0,915 \cdot 280 = 256 \text{ mm.}$$

$$\text{Tramo DE} \quad x = 0,915 \cdot 212 = 194 \text{ mm.}$$

Las velocidades serían:

Tramo BC:

$$c = \frac{\dot{V}}{S \cdot 3.600} = \frac{2.250}{0,299^2 \cdot 3.600} = 6,99 \text{ m/s}$$

Recordemos que, si la sección es cuadrada, debe cumplirse que $S = x^2$.

Tramo CD:

$$c = \frac{\dot{V}}{S \cdot 3.600} = \frac{1.500}{0,256^2 \cdot 3.600} = 6,36 \text{ m/s}$$

Tramo DE:

$$c = \frac{\dot{V}}{S \cdot 3.600} = \frac{750}{0,194^2 \cdot 3.600} \approx 5,54 \text{ m/s}$$

Cálculo de las recuperaciones estáticas

El paso de 7,5 a 6,99:

$$\Delta p = 0,75 \frac{7,5^2 - 6,99^2}{16} = 0,35 \text{ mm.c.a.}$$

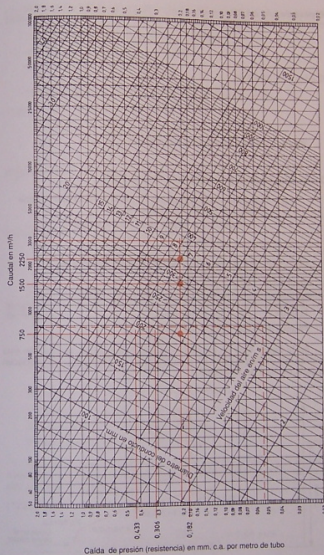


Figura 5. Diagrama de pérdida de carga.

El paso de 6,39 a 6,36:

$$\Delta p = 0,75 \frac{6,39^2 - 6,36^2}{16} = 0,39 \text{ mm.c.a.}$$

El paso de 6,36 a 5,54:

$$\Delta p = 0,75 \frac{6,36^2 - 5,54^2}{16} = 0,46 \text{ mm.c.a.}$$

En total: $0,35 + 0,39 + 0,46 = 1,2 \text{ mm.c.a.}$

Caída total de presión en el conducto principal:

$$\begin{aligned} \Delta p_T &= \text{longitud total equivalente} \times (\Delta p/L) + \text{caída en la última} \\ &\quad \text{rejilla - recuperación estática} = \\ &= (10,5 + 7,5 + 7,5 + 10,5) \times 0,2 + 2 - 1,2 = \\ &= 36 \times 0,2 + 2 - 1,2 = 8 \text{ mm.c.a.} \end{aligned}$$

Esta caída de presión se reparte de la siguiente manera:

Tramo AB: $10,5 \times 0,2 = 2,1 \text{ mm.c.a.}$

Tramo BC: $7,5 \times 0,2 = 1,5 \text{ mm.c.a.}$

Tramo CD: $7,5 \times 0,2 = 1,5 \text{ mm.c.a.}$

Tramo DE: $10,5 \times 0,2 = 2,1 \text{ mm.c.a.}$

En la figura 6 se ha indicado esquemáticamente el reparto de esta pérdida, teniendo presente las recuperaciones estáticas que se producen en cada cambio de velocidad.

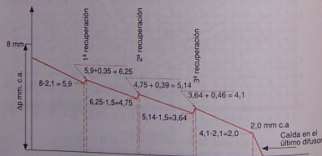


Figura 6. Distribución de la pérdida de carga en el ejemplo 2.



Si la entrada de la derivación coincide con el final de tramo en el conducto principal, la presión a la boca de entrada de cada derivación será:

1ª derivación, $p_B = 5,9 \text{ mm.c.a.}$

2ª derivación, $p_C = 4,75 \text{ mm.c.a.}$

3ª derivación, $p_D = 3,64 \text{ mm.c.a.}$

La caída lineal que tendremos en cada derivación será:

1ª derivación:

$$\frac{5,9 - 2}{9} = 0,433 \text{ mm.c.a./m}$$

2ª derivación:

$$\frac{4,75 - 2}{9} = 0,306 \text{ mm.c.a./m}$$

3ª derivación:

$$\frac{3,64 - 2}{9} = 0,182 \text{ mm.c.a./m}$$

Con estas caídas unitarias y los caudales respectivos, acudimos al diagrama de la figura 5 y obtenemos los diámetros equivalentes de cada derivación:

1ª Derivación $D_e = 180 \text{ mm.}$

2ª Derivación $D_e = 195 \text{ mm.}$

3ª Derivación $D_e = 218 \text{ mm.}$

Las dimensiones de cada derivación serán:

1ª Derivación: $x = 0,915 \times 180 = 165 \text{ mm.}$

2ª Derivación: $x = 0,915 \times 195 = 178 \text{ mm.}$

3ª Derivación: $x = 0,915 \times 218 = 199 \text{ mm.}$

En la tabla 5 se ha recogido los datos más significativos de la red de conductos que hemos calculado. También se incluyen las velocidades del aire en cada derivación:

1ª Derivación

$$c = \frac{V}{3.600 \text{ S}} = \frac{750}{3.600 \times 0,165^2} = 7,65 \text{ m/s}$$

TABLA 5. Datos más significativos de la red del ejemplo 2.

	Tramo	$\frac{\Delta r}{L}$ (mm.c.a.)	De (mm)	c (m/s)	Lado (mm)
CONDUCTO PRINCIPAL	AB	0,2	364	7,5	333
	BC	0,2	327	6,99	299
	CD	0,2	280	6,36	256
	DE	0,2	212	5,54	194
DERIVACIONES	BF	0,433	180	7,65	165
	CG	0,306	195	6,57	178
	DH	0,182	218	5,26	199

2ª Derivación

$$c = \frac{\dot{V}}{3.600 \text{ S}} = \frac{750}{3.600 \times 0,178^2} = 6,57 \text{ m/s}$$

3ª Derivación

$$c = \frac{\dot{V}}{3.600 \text{ S}} = \frac{750}{3.600 \times 0,199^2} = 5,26 \text{ m/s}$$

Ejemplo 3

Diseñar por el método de la caída lineal constante, la misma red de conductos que en el ejemplo 2, con una única diferencia:

En lugar de aumentar un 50 % la longitud de cada tramo para obtener la longitud equivalente, aumentaremos la longitud un 100 %.

Con este tercer ejemplo ponemos de manifiesto la posible importancia de calcular la longitud equivalente de una u otra forma.

Habrà partes del problema que serán de resolución idéntica al anterior.

Los caudales serán los mismos en todas las partes de la red, pero no así las longitudes equivalentes, que indicamos en la tabla 6.

Obsérvese que la longitud equivalente no influye en el cálculo de las dimensiones del conducto principal.

TABLA 6. Caudales y longitudes equivalentes en los tramos de la red del ejemplo 3.

	Tramo	Longitud equivalente (m)	Volumen/ (m³/h)
CONDUCTO PRINCIPAL	AB	7 + 7 = 14	3.000
	BC	5 + 5 = 10	2.250
	CD	5 + 5 = 10	1.500
	DE	7 + 7 = 14	750
DERIVACIONES	BF	6 + 6 = 12	750
	CG	6 + 6 = 12	750
	DH	6 + 6 = 12	750

Así pues, las dimensiones del conducto principal serán las mismas. Sin embargo, si que se verá afectado el cálculo de la caída de presión, que tenemos que repetir:

$$\Delta p_e = \text{longitud total equivalente} \times (\Delta p/L) + \text{caída de presión en la última rejilla} - \text{recuperación estática} = (14 + 10 + 10 + 14) \times 0,2 + 2 - 1,2 = 48 \times 0,2 + (2 - 1,2) = 10,4 \text{ mm.c.a.}$$

Obsérvese que la recuperación estática que depende de los cambios de velocidad es la misma.

Esta caída de presión se reparte de la siguiente forma:

$$\text{Tramo AB: } 14 \times 0,2 = 2,8 \text{ mm.c.a.}$$

$$\text{Tramo BC: } 10 \times 0,2 = 2 \text{ mm.c.a.}$$

$$\text{Tramo CD: } 10 \times 0,2 = 2 \text{ mm.c.a.}$$

$$\text{Tramo DE: } 14 \times 0,2 = 2,8 \text{ mm.c.a.}$$

En la figura 7 hemos indicado de forma esquemática el reparto de esta pérdida, teniendo presente las recuperaciones estáticas que se producen en cada cambio de sección.

Si la entrada de la derivación coincide con el final del tramo en el conducto principal, la presión a la boca de entrada de cada derivación será:

$$1^\circ \text{ Derivación: } 7,60 \text{ mm.c.a.}$$

$$2^\circ \text{ Derivación: } 5,95 \text{ mm.c.a.}$$

$$3^\circ \text{ Derivación: } 4,34 \text{ mm.c.a.}$$

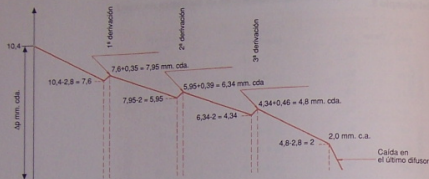


Figura 7. Distribución de la pérdida de carga en el ejemplo 3.

La caída lineal que tendremos en cada derivación será:

1ª Derivación

$$\frac{7,6 - 2}{12} = 0,467 \text{ mm.c.a./m}$$

2ª Derivación

$$\frac{5,95 - 2}{12} = 0,329 \text{ mm.c.a./m}$$

3ª Derivación

$$\frac{4,34 - 2}{12} = 0,195 \text{ mm.c.a./m}$$

Con estas caídas unitarias y los caudales respectivos, acudimos al diagrama de la figura 5 y obtendremos los diámetros equivalentes de cada derivación:

1ª Derivación: $D_e = 178 \text{ mm.}$

2ª Derivación: $D_e = 192 \text{ mm.}$

3ª Derivación: $D_e = 212 \text{ mm.}$

Las dimensiones de cada derivación serán:

1ª Derivación: $x = 0,915 \times 178 = 163 \text{ mm.}$

2ª Derivación: $x = 0,915 \times 192 = 176 \text{ mm.}$

3ª Derivación: $x = 0,915 \times 212 = 194 \text{ mm.}$

TABLA 7. Datos comparativos del ejemplo 1 y del ejemplo 2.

Tramo		Ejemplo 1. Añadiendo 50%			Ejemplo 2. Añadiendo 100%		
		Caída total: 8 mm.c.a.			Caída total: 10,4 mm.c.a.		
		$\frac{N}{L}$ (mm.c.a.)	D_e (mm)	Lado (mm)	$\frac{N}{L}$ (mm.c.a.)	D_e (mm)	Lado (mm)
CONDUCTO PRINCIPAL	AB	0,2	364	333	0,2	364	333
	BC	0,2	327	299	0,2	327	299
	CD	0,2	280	256	0,2	280	256
	DE	0,2	212	194	0,2	212	194
DERIVACIONES	BF	0,433	180	165	0,467	178	163
	CG	0,306	195	178	0,329	192	176
	DH	0,182	218	199	0,195	212	194

Bien, ha llegado el momento de las comparaciones. En la tabla 7 se han indicado las dimensiones en uno y otro caso.

La conclusión es evidente, excepto en lo que hace referencia a la caída total de presión, las dimensiones de los tramos de la red se ven poco afectadas —en redes pequeñas— por el hecho de añadir un 50 % o un 100 %.

Sin embargo, en el cálculo de las grandes redes (para supermercados, grandes oficinas, edificios) es evidente que el cálculo debe ser mucho más exacto.

ELEMENTOS DE UNA INSTALACION. CLASIFICACION DE LOS SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO.

Hasta ahora hemos estudiado diversos temas relacionados con el aire acondicionado. Todos ellos necesarios y esenciales para la comprensión de esta técnica. Sin embargo, aún no hemos abordado el tema quizá más importante:

¿Cómo se produce el frío necesario para enfriar el aire o el agua que utilizaremos en la climatización?

¿Qué es una instalación de aire acondicionado?

¿De qué elementos se compone?

Hemos de tener presente que una instalación de aire acondicionado, que no sea un simple aparato de frío, puede estar preparada para funcionar en un ciclo anual o sólo en el período de verano.

Puntualicemos: si la instalación de aire acondicionado funciona en ciclo anual quiere decir que en verano produce frío y en invierno calor. Si sólo funciona en ciclo de verano dará frío.

Esto quiere decir que una instalación de aire acondicionado en ciclo anual (y las buenas instalaciones lo son) funciona como un sistema de calefacción en invierno y de refrigeración en verano. Dado que tenemos asociado el aire acondicionado con la refrigeración, no debe extrañarnos que hablemos también, en este capítulo, de aire caliente y agua caliente.

Si la instalación sólo da calor en invierno no se llama de aire acondicionado, sino de calefacción. Hagamos un resumen:

- Instalación de calefacción: calor en invierno.
- Instalación de aire acondicionado:
 - de ciclo anual: calor en invierno y frío en verano.
 - de ciclo veraniego: frío en verano, también se llama convencional.

¿Cómo se produce el frío?

El frío se produce mediante el método de la compresión de un vapor (Fig. 8). Aunque hay otros procedimientos, éste es el más utilizado. La máquina de compresión de vapor consta de un compresor, un condensador, un elemento de expansión y un evaporador.

Básicamente se trata de un circuito por el que circula un fluido frigorífico que se evapora en el evaporador y que condensa en el condensador.

En el evaporador se produce una absorción de calor y en el condensador una cesión de calor; en consecuencia, todo aquello que esté en contacto con el evaporador se enfriará. En el evaporador reina una pre-

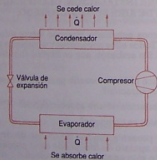


Figura 8. Circuito básico de refrigeración por compresión de vapor.

sión inferior a la del condensador; así pues, la misión del compresor es hacer circular y comprimir el fluido frigorífico.

El líquido que sale del condensador está a elevada presión; antes de pasar al evaporador debe perder presión; para ello, es importante el elemento de expansión, que generalmente es una válvula de expansión. El líquido que llega al evaporador hierve y para ello absorbe calor de todo lo que tenga cerca, produciendo el frío deseado.

Elementos básicos de una instalación de aire acondicionado.

Veamos a continuación los principales elementos de que está compuesta una instalación de aire acondicionado.

1. Equipo de producción de frío.

Es la máquina que enfría el aire o el agua (o las dos cosas) que se empleará en el acondicionamiento.

2. Equipo de distribución.

Es el conjunto de tuberías y conductos que distribuyen el aire o el agua fríos o calientes a los distintos lugares donde se necesitan.

3. Unidades terminales.

Son los elementos que reciben el aire o el agua y lo distribuyen al ambiente. En ocasiones, las unidades terminales son simples rejillas o difusores; en otras, se trata de complejos aparatos provistos de elementos de regulación.

4. Equipo de climatización del aire.

En las grandes instalaciones centralizadas el aire debe someterse a diversas operaciones, tales como:

- Enfriamiento o calefacción.
- Mezcla con aire exterior.
- Humidificación.
- Filtrado.
- Impulsión mediante un ventilador.

Todas estas operaciones se llevan a cabo en una unidad llamada «climatizadora».

5 Equipo de regulación y control.

La instalación de aire acondicionado debe regularse con el fin de que responda con eficacia a los cambios que se producen, tanto los naturales como los requeridos por el usuario. Pensemos, por ejemplo, en la siguiente situación: un local con una gran superficie acristalada está refrigerado con aire frío que mantiene el local a la temperatura de 24°C . En un momento determinado, el Sol queda tapado por una gran masa nublada; deja de entrar energía calorífica solar a través de las ventanas; la carga térmica disminuye y no compensa la entrada de aire frío, con lo cual la temperatura del local empezará a disminuir.

Esta situación no es conveniente; la instalación de aire acondicionado debe estar provista de los elementos de regulación necesarios para garantizar unas condiciones de confort constante.

Elementos de regulación

En las instalaciones de aire acondicionado es preciso mantener en el ambiente unos valores prefijados de temperatura y humedad, que se llaman *puntos de taradura*; para ello es necesario recurrir a la llamada regulación automática.

El sistema de regulación automática está constituido por un *mecanismo regulador*, un *órgano final de regulación* y una *fuerza de energía*. El mecanismo regulador mide la magnitud regulada y compara con el punto de tarado (valor ajustado); si se produce una desviación manda un impulso al órgano final de regulación, que es el encargado de actuar sobre la instalación, haciendo que vuelvan a reinar las condiciones iniciales.

Los mecanismos reguladores más importantes son:

Termostatos (Fig. 9)

Es un mecanismo sensible al calor que mide la temperatura en un lugar determinado y si no es la temperatura del punto de tarado envía una señal (generalmente eléctrica) que actúa sobre el órgano final de regulación. Los principales tipos de termostatos son: termostatos de ambiente para instalación en pared; termostatos de inserción con elemento sensible situado en un conducto; termostatos de inmersión con elemento sensible colocado en un líquido; termostato de superficie, en el que se capta la temperatura a través de una superficie.

Humidostatos (Fig. 10)

Es un mecanismo sensible a la humedad relativa y capaz de medirla enviando una señal si detecta una desviación con el punto de tarado.

Presostatos

Se trata de medidores de presión, que actúan de la misma forma que los humidostatos y termostatos, detectan la presión estática, comparan

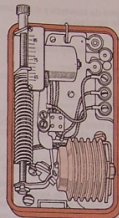


Figura 9. Vista interior de un termostato eléctrico.

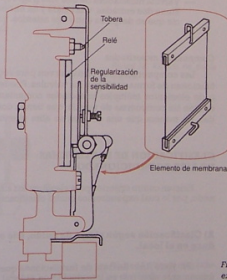


Figura 10. Esquema y vista exterior de un humidostato.

con el punto de taradura y si hay una separación envían una señal al órgano final de regulación.

Organos finales de regulación

Estos pueden ser:

Válvulas motorizadas

Tienen la misión de regular el caudal de un gas, de un líquido o de un vapor, y se trata de orificios variables que son accionados por mecanismos eléctricos, electrónicos o neumáticos. Pueden ser de diferentes tipos:

- Válvula de asiento único (Fig. 11). Esta diseñada para obtener un cierre inmediato y total.
- Válvulas de pistón con piloto. Son también de asiento único y se emplean cuando se necesita una fuerza considerable para accionarla.
- Válvula de doble asiento (Fig. 12). La fuerza ejercida por el fluido sobre el vástago de la válvula está parcialmente equilibrada, lo cual reduce la fuerza necesaria para mover el vástago.
- Válvula mezcladora de tres vías (Fig. 13). Tiene dos entradas, una salida y un obturador de doble superficie que se desplaza entre dos asientos.

Compuertas motorizadas

Las compuertas motorizadas sirven para regular el caudal del aire y funcionan de forma análoga a las válvulas. Pueden ser de elemento único o de elementos múltiples conectados conjuntamente (Fig. 14). También existen las compuertas de mezcla, que tienen dos secciones interconectadas, de manera que una de ellas se abra mientras que la otra se cierra.

CLASIFICACION DE LOS SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

Existen cuatro criterios para clasificar los sistemas de aire acondicionado, por lo cual expondremos cuatro clasificaciones diferentes:

A) Clasificación según el tipo de fluido, frío o caliente, que se introduce en el local.

A1. Todo Aire. Se trata de instalaciones que enfrían o calientan aire, únicamente aire, que es introducido en el local que se desea climatizar.

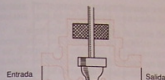


Figura 11. Válvula de asiento único.

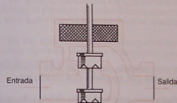


Figura 12. Válvula de doble asiento.

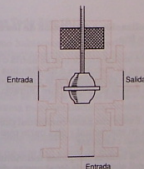


Figura 13. Válvula mezcladora de tres vías.

Figura 14. Computu de elementos múltiples.



Existen numerosas variantes de este método, siendo las más características las que emplean un conducto y las que emplean dos conductos.

A2. Aire-Agua. Son instalaciones que emplean estos fluidos, llegando ambos al local para enfriarlo o calentarlo.

A3. Todo Agua. Son instalaciones que calientan o enfrían agua y sólo el agua que llega al local para calentarlo o enfriarlo.

A4. Fluido Frigorífico. El fluido frigorífico utilizado en el ciclo de compresión de vapor para producir frío es el que llega al local para enfriarlo.

B) Clasificación según la centralización o dispersión de los equipos que componen la instalación de frío.

B1. Sistema centralizado. Existe una central donde se enfría o calienta el aire o el agua que posteriormente se distribuye a los distintos locales, habitaciones, pisos, etc., que se desea climatizar. En la misma central se hace el tratamiento completo del aire, si se emplea aire (filtrado, mezcla con aire exterior, impulsión, etc.).

B2. Sistema semicentralizado. Existe una parte común del proceso de acondicionamiento que se realiza en una central y otra parte que se lleva a cabo en el mismo local que se desea climatizar.

B3. Sistema descentralizado. Se utilizan máquinas individuales que realizan el tratamiento completo del aire en cada local que se desea cli-

matizar. Por ejemplo, todos hemos visto los típicos acondicionadores de ventana, que se colocan uno en cada local.

Es evidente que cuando se trata de climatizar un espacio muy grande y complejo, por ejemplo un edificio completo, o unos grandes almacenes o un bloque de oficinas, debe recurrirse a los sistemas centralizados. Cuando se trata de acondicionar un local pequeño independientemente del resto de la vivienda o del edificio, tendrá que utilizarse el sistema descentralizado.

C) Clasificación en base a la forma de la unidad que acondiciona el aire.

C1. Sistema tipo central o unidad climatizadora. Se trata de un conjunto de elementos que se acoplan formando unidades modulares. Este sistema se utiliza en la climatización de grandes espacios y en la gama industrial.

C2. Equipo autónomo. Es una unidad de tratamiento de aire que lleva en sí todo el proceso de acondicionamiento. No está constituido por módulos, sino que en un solo «paquete» se realizan todas las operaciones.

En los apartados siguientes procederemos a la presentación de los diversos tipos de sistemas o unidades más característicos que aparecen en cada clasificación.

D) Clasificación según la velocidad del aire (sólo para los sistemas de aire).

D1. Baja velocidad. Cuando la velocidad es menor de 11 m/s.

D2. Alta velocidad. Cuando las velocidades están comprendidas entre 11 y 25 m/s.

Sistemas Todo Aire (A1)

Como habíamos dicho anteriormente, se trata de sistemas que emplean exclusivamente aire frío o aire caliente. Suelen clasificarse en:

— **Monoconductos.** Cuando el aire se distribuye mediante un conducto único. A su vez pueden dividirse en sistemas de caudal variable (este último se conoce con las siglas VAV) y sistemas de caudal constante. El sistema monoconducto de caudal constante es el más común, incluso se conoce con el nombre de *sistema convencional*.

— **Doble conducto.** Sistemas que utilizan dos conductos de aire:

Uno de aire frío y otro de aire caliente.

Los dos de aire frío.

Se trata de sistemas técnicamente muy buenos, pero caros y que necesitan hacer llegar a cada habitación o local dos conductos de aire, con lo cual se requiere más espacio muerto para hacer pasar los tubos.

Sistemas Aire-Agua (A2)

Estos sistemas emplean los dos fluidos (el aire y el agua) como elementos de calefacción en invierno, o de refrigeración en verano. El aire dentro de una unidad central y se distribuye a los locales como si se tratase de un sistema todo aire de conducto único. El agua se enfía o se calienta en otra unidad central y se hace llegar a los mismos locales mediante una red de tuberías. El agua llega a una unidad terminal situada en el local donde cederá o absorberá calor del ambiente. Existen dos tipos de unidades terminales: los *fan-coils* y los *inductores*.

Sistemas Todo Agua (A3)

Sólo se emplea agua, la cual se enfía o calienta en una unidad central y se distribuye a los locales. Llega a las unidades terminales que comentábamos en el apartado anterior, es decir, *fan-coils* o *inductores*. La única diferencia con el sistema anterior es que no se emplea aire.

Fluido Frigorífico (A4)

El fluido que enfía al local no es aire ni agua, sino directamente el fluido frigorífico. Puede utilizarse un sistema descentralizado, con pequeñas unidades autónomas e independientes que se colocan generalmente en una ventana, por eso se llaman *acondicionadores de ventana*, o a un sistema centralizado con una red de distribución de fluido frigorífico, de forma que llegue a una unidad terminal situada en el interior del local o habitación. Estos últimos sistemas sólo dan frío en verano; se conocen con las siglas VRV.

Estudio individual de los sistemas

Algunos sistemas de aire acondicionado los estudiaremos en posteriores capítulos. En éste trataremos solamente los sistemas de conducto único con caudal constante, y los de doble conducto.

Sistemas Todo Aire, Conducto Único, Caudal Constante

El caudal de aire que suministramos al local es constante; ahora bien, si la carga térmica disminuye, debe regularse de alguna manera la instalación, para que se interrumpa la llegada de aire frío al local o, por lo menos, que la temperatura del aire sea más alta.

Existen diversas formas de regular «la aportación de frío» al local. Una de ellas es la llamada «todo-nada» (Fig. 15) que consiste en parar la instalación cuando disminuye la temperatura del aire del local y ponerla en marcha cuando la temperatura aumenta.

En la figura 15 se ha representado de forma esquemática una instalación todo aire, conducto único y regulación todo-nada. En dicha figura, BE es la batería de enfriamiento encargada de enfriar el aire en verano y BC la batería de calefacción encargada de calentarlo en invierno. V son válvulas. T es un termostato que detecta cuando baja o sube la temperatura y manda una señal a la batería de enfriamiento haciéndola parar o ponerse en marcha.

Otra forma de regular la instalación es colocar unas baterías de calefacción antes de que llegue el aire al local. Estas baterías de calefacción funcionarían incluso durante el verano. La batería de refrigeración enfriaría el aire para contrarrestar la carga máxima; si, por el motivo que sea, en un local tenemos una carga menor que la máxima, no haciendo falta que el aire llegue tan frío, entonces se conecta la batería de calentamiento, la cual calienta el aire frío lo justo para poder combatir una carga menor que la máxima (ver figura 16).

Este sistema es bueno, pero muy caro, porque primero enfriamos el aire y luego lo calentamos; sólo se empleará cuando se requiere una regulación muy precisa. En la figura 16 hemos representado una instalación de este tipo destinada a climatizar dos locales. La batería que calienta el aire se llama de *postcalentamiento* porque actúa posteriormente a la de enfriamiento. BPOC es el símbolo de la batería de postcalentamiento; BE es la batería de enfriamiento; V son válvulas y T son termostatos.

Otra forma de regular la instalación—más económica—es la de emplear el sistema del *by-pass* (Fig. 17). La idea es hacer un puente (*by-pass*) entre el aire frío y el aire de retorno, con unas válvulas que dejen pasar más o menos aire. Observe la figura 17. Si la temperatura del local baja, el termostato T acciona el motor M, que abre la válvula A y cierra un poco la B, con lo cual se mezcla aire caliente procedente del local con aire frío que sale de la máquina de refrigeración, llegando así aire menos frío al local.



Figura 15. Esquema de una instalación todo aire, conducto único, regulación todo-nada.

Figura 16. Esquema de una instalación todo aire, conducto único, regulación mediante postcalentamiento.

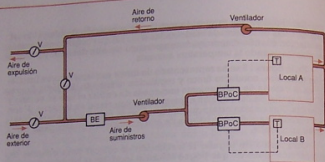
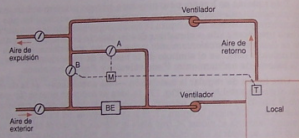


Figura 17. Esquema de una instalación todo aire, conducto único, regulación mediante by-pass del aire de retorno.



Sistema todo aire, doble conducto

En la clasificación que hemos hecho al principio de este capítulo ya hemos indicado que existen dos variantes:

- Una de aire frío y otra de aire caliente; este sistema se llama de *doble conducto*.
- Los dos de aire frío; este sistema se llama de *conducto dual*.

El sistema de doble conducto consiste en hacer llegar a cada local dos conductos de aire, uno de aire frío y otro de aire caliente, mezclarlos en una caja mezcladora (Fig. 18) y así de esta forma regular la temperatura de local. Si la temperatura baja, llega más aire caliente; si la temperatura sube, llega más aire frío. Es un sistema muy bueno pero caro, ade-

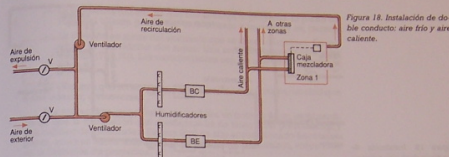


Figura 18. Instalación de doble conducto: aire frío y aire caliente.

más del inconveniente de utilizar dos conductos, por lo que requiere más espacio muerto para pasar.

En la figura 18 se ha representado de forma esquemática una instalación de este tipo. BE es la batería de enfriamiento, y BC, la de calefacción; hemos incluido unos humidificadores por si fuere necesario humidificar el aire (irían regulados por humidostatos); V son válvulas. La climatización puede alcanzar a otras zonas.

El conducto de sistema dual fue patentado por la casa Carrier y es técnicamente muy bueno, aunque algo complicado. Se trata de dos conductos pero los dos son de aire frío, uno de *aire primario* y el otro de *aire secundario*.

El aire primario es de caudal constante y temperatura variable y se calcula de forma que contrarreste la carga térmica de transmisión. El aire secundario es de caudal variable y temperatura constante y se calcula de forma que contrarreste la carga debida a la ocupación, iluminación y radiación solar si la hay. Los dos conductos desembocan independientemente en el local con unidades terminales propias. En el ciclo invernal sólo se utiliza el aire primario, que se calienta con la batería de calefacción.

En la figura 19 se ha representado el esquema de una instalación de conducto dual; los dos conductos están provistos de batería de refrigeración, es decir, tanto el aire primario como el secundario son de aire frío. La batería de calefacción que aparece en el primario sólo actúa en invierno.

CONCEPTO DE CARGA PARCIAL

Cuando se calcula la dimensión de una instalación de aire acondicionado, se hace de acuerdo con las llamadas condiciones de carga máxima, que corresponden a unos valores de temperatura y humedad exteriores desfavorables.

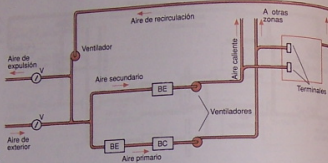


Figura 19. Instalación de conducto dual: aire primario y aire secundario.

Consideremos una instalación de aire acondicionado para dar frío en verano. La temperatura exterior que se considera es la media de las máximas (en Barcelona, 31 °C).

Si algún día la temperatura exterior es mayor de 31 °C, en teoría la instalación no podría contrarrestar la carga, y la temperatura del local subiría unos grados. Es preferible esta situación que tener sobredimensionada la instalación. A una situación de más de 31 °C (seguimos con el ejemplo de Barcelona) no se llama de carga parcial sino de sobrecarga.

En general, lo que ocurrirá es que la temperatura exterior será próxima a 31 °C, o inferior. Cuando la temperatura exterior es menor, la carga térmica es menor también, y entonces se dice que la instalación está en situación de carga parcial.

Ahora bien, si hemos dimensionado la instalación para carga máxima, no habrá ningún problema en hacer funcionar la instalación a carga máxima, es decir, sin ninguna limitación; el problema radica precisamente en que funcione a carga parcial, porque obligamos al sistema a trabajar en unas condiciones que son cambiantes y, en general, de potencia inferior a la de diseño.

Por esto es tan importante la *regulación* de las instalaciones. La regulación permite que una instalación funcione en condiciones de carga parcial.

Criterios de elección del sistema

A la hora de elegir un sistema de aire acondicionado hay que considerar diversos factores:

- La eficiencia de la regulación. Se pretende regular la temperatura y la humedad del ambiente. En general, una mejor regulación comporta una instalación de costo más elevado.

- La exigencia del cliente que nos encarga el proyecto. El punto de vista del cliente puede ser un elemento a tener muy en cuenta.
- La división en zonas del ambiente que se desea climatizar. En general, se consideran dos zonas: Una zona *perimetral* y otra zona *interior* (Fig. 20). Las características son las que se indican en la tabla 8.

Es evidente que un sistema puede ir mejor a una zona perimetral que a una interior, o viceversa.

Por último, hay que considerar también un criterio ético, en el sentido de que la instalación que diseñemos ha de tener unas prestaciones y una calidad determinadas. Es muy fácil en aire acondicionado hacer chapuzas, muchas veces motivadas por buscar un costo mínimo, sobre todo en la licitación de proyectos.

En la tabla 9 hemos incluido una lista de posibilidades que sólo pretenden tener un carácter orientativo.

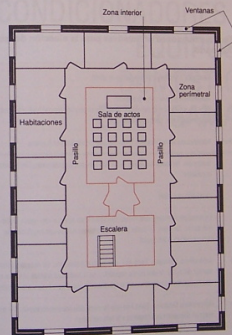


Figura 20. La zona interior y la zona perimetral.



TABLA 8. División de las zonas que se desea climatizar.

Zona perimetral	Zona interior
- Situada en la parte exterior del edificio (ver figura 20).	- Situada en la parte interior del edificio o planta (ver figura 20).
- Influencia de la radiación solar.	- No hay influencia de la radiación solar.
- Influencia de la temperatura exterior.	- No hay influencia o muy poca de la temperatura exterior.
- Poca influencia de las cargas interiores: iluminación y ocupación.	- Gran importancia de las cargas interiores: iluminación y ocupación.
- Carga térmica sujeta a grandes variaciones.	- Carga térmica muy constante.



TABLA 9. Recomendaciones orientativas para la elección del sistema de aire acondicionado.

Almacenes:	Centrales Todo Aire con regulación by-pass.
Bancos:	Autónomos para la zona de público. Para las zonas protegidas, algún sistema que permita regular bien la humedad relativa (doble conducto, postcalentamiento).
Cines y Teatros	Acondicionadores Centrales Todo Aire con regulación por by-pass.
Hospitales:	Inducción, fan-coils. Centrales Todo Aire con postcalentamiento. Intervienen normas especiales.
Hoteles:	Inducción, fan-coils.
Oficinas	En zonas perimetrales, Autónomas, Centrales Todo Aire con «by-pass». Doble conducto, inducción, fan-coils. En zonas interiores, monoconducto con regulación de la temperatura o del caudal.
Ordenadores	Autónomas, Centrales, Todo Aire, con postcalentamiento. Es necesario una eficaz filtración del aire y de una buena regulación de la humedad relativa. A veces se instalan dos acondicionadores, uno para la temperatura y otro para la humedad relativa.
Restaurantes:	Autónomos, Centrales, Todo Aire con by-pass, con postcalentamiento. La cocina debe estar en depresión con respecto a la sala comedor.

10 ACONDICIONADORES AUTONOMOS EQUIPOS DE LA GAMA DOMESTICA Y EQUIPOS DE LA GAMA INDUSTRIAL

046195

INTRODUCCIÓN

Hay unos equipos de aire acondicionado que se utilizan fundamentalmente para climatizar viviendas, pequeños locales comerciales, simples despachos, habitaciones individuales, etc. Se trata de aparatos de fácil instalación y que no requieren la existencia de una central de aire acondicionado.

Estos equipos se llaman *equipos de pequeña potencia*, ya que ésta suele estar comprendida, más o menos, entre 1 y 6 kW.

Los equipos de mayor potencia se denominan de *gama industrial* o de *gran potencia*.

En este capítulo empezaremos a estudiar estos equipos de pequeña potencia. En primer lugar, veremos su clasificación y a continuación la descripción de cada uno de los tipos más característicos.

UNIDADES AUTÓNOMAS. DEFINICIÓN. CLASIFICACIÓN

Una unidad autónoma es un equipo de tratamiento de aire, con producción propia de frío y calor y con todos los elementos necesarios para efectuar el tratamiento del aire. El nombre de *autónoma* se contrapone al de *central*, que enfría el aire mediante agua fría que se produce en otro lugar.

Las unidades autónomas pueden clasificarse según diversos criterios:

a) Según el medio que se utiliza para enfriar el condensador

- *Equipos de condensación por aire*: El condensador se enfría por aire exterior que circula a través del condensador impulsado por un ventilador. El condensador debe estar situado en el exterior, o bien el aparato debe estar conectado con el exterior mediante un conducto, para que el aire pueda llegar al condensador. Una vez que ha actuado como refrigerante, debe devolverse al exterior más caliente.
- *Equipos de condensación por agua*: En estos equipos se utiliza agua para refrigerar el condensador. Si se trata de agua urbana, no puede perderse, por lo cual una vez utilizada (saldrá a unos 35 °C) debe enfriarse mediante una torre de refrigeración (se enfriará unos 5 ó 6 °C) y devolverse mediante un circuito de retorno al condensador.

b) Según su configuración

- **Equipo Compacto:** Como su nombre indica, se trata de un equipo constituido como un elemento único.
- **Equipo Partido:** Está constituido por dos partes unidas mediante unas tuberías. Hay una *parte exterior* que comprende el compresor y el condensador, y una *parte interior* que comprende el evaporador principalmente.

c) Según el tipo

- **Acondicionadores de ventana:** Se trata de una unidad compacta que se coloca en una ventana; la refrigeración del condensador se hace por aire exterior; son de pequeño tamaño y descarga directa de aire frío. Generalmente se coloca una por habitación, aunque pueden colocarse varias unidades cuando se trata de superficies de gran tamaño.
- **Consolas:** Son unidades con apariencia externa de armario. Pueden colocarse de pie en el suelo, o colgarse de la pared. Pueden ser refrigeradas por aire o por agua. El control es individual por unidad.
- **Equipos partidos:** Ya los hemos definido según el criterio de configuración.
- **Equipos portátiles:** Se trata de equipos partidos que son transportables de una habitación a otra.

El equipo autónomo, en general, puede fabricarse (excepto el acondicionador de ventana) como equipo de pequeña potencia, menos de 6 kW como equipo de gama industrial, más de 6 kW. En este capítulo dedicaremos nuestra atención al autónomo de pequeña potencia.

EL ACONDICIONADOR DE VENTANA

La condensación se realiza en el exterior, es decir, mediante el aire exterior. El compresor es hermético y monofásico. Se utilizan para entrar el aire de un local o habitación determinados. La gama de potencias con que se fabrica es aproximadamente entre 1 y 6 kW.

El acondicionador de ventana convencional sólo enfría el aire en verano y puede proporcionar calor en invierno mediante unas resistencias eléctricas que puede llevar incorporadas. Hay unidades que están preparadas para que el circuito de refrigeración trabaje de forma reversible y entonces dan frío en verano y calor en invierno, sin resistencias eléctricas; entonces el acondicionador se llama *bomba de calor*. En la figura 1 hemos representado un esquema del acondicionador de ventana y en la figura 2 el circuito frigorífico básico, que se utiliza en este equipo.

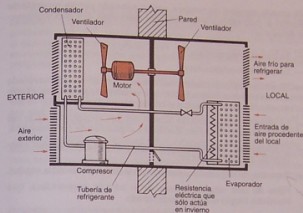


Figura 1. Dibujo esquemático de un acondicionador de ventana en el que se muestran los diferentes componentes del equipo.

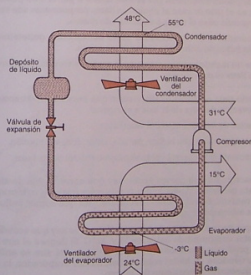


Figura 2. Circuito básico de refrigeración.

El acondicionador de ventana está constituido por un receptáculo de plancha al cual están fijados todos los elementos. Los más importantes de éstos son:

- La batería evaporadora.
- La batería condensadora.
- El motor-ventilador único, con dos ejes; uno de ellos va acoplado a la turbina que mueve el aire que se desea acondicionar; el otro mueve el aire en dirección al condensador (Fig. 1).
- La plancha separadora de la zona del aire refrigerado de la del utilizado como elemento auxiliar en el proceso de condensación.
- El compresor, habitualmente monofásico, con condensador eléctrico de arranque exterior.
- Sistemas de expansión, generalmente en forma de tubo capilar.
- Filtro de aire, situado delante de la batería evaporadora, que mantiene limpio el aire acondicionado.

En la parte inferior del aparato existe una bandeja para recoger el agua que se produce de la condensación del vapor.

La admisión del aire exterior para actuar como refrigerante en el condensador puede efectuarse por la cara lateral o por la cara posterior del aparato; en el primer caso el equipo se llama propiamente «de ventanas», en el segundo caso el equipo se llama «de muro».

El evaporador y el condensador están constituidos generalmente por un haz de tubos de cobre con aletas de aluminio.

La placa de mandos se encuentra en la cara anterior del aparato; los mandos que lleva el equipo son:

- Mando para accionar un dispositivo que permite la extracción y renovación del aire de la sala a refrigerar.
- Selector de velocidades del ventilador.
- Selector general que indica: parada, calor, frío, ventilación.
- Termostato que controla el funcionamiento del compresor.

Esta descripción que hemos hecho hay que considerarla desde un punto de vista genérico; puede haber firmas comerciales que fabriquen equipos de ventana, con elementos diferentes a los que hemos indicado, o los mismos elementos dispuestos de otra forma.

El aire que llega al evaporador, que es el aire que hay que acondicionar, debe estar comprendido entre los 19 y 30 °C. Si llegase el aire más frío, podría producirse escarcha (el vapor de agua del aire se enfría y acaba convirtiéndose en hielo) sobre la batería del evaporador, lo cual impide el correcto funcionamiento del mismo.

Si el evaporador no puede absorber calor, porque hay una barrera de escarcha que lo impide, el refrigerante en estado líquido no puede vaporizarse y existe el riesgo de que llegue en estado líquido al compresor, lo cual produciría la inutilización de este último. Así pues, debe evitarse en cualquier circunstancia que llegue el refrigerante en estado líquido al compresor.

Por el contrario, si el aire que llega al evaporador está demasiado caliente (por encima de los 30 °C), el compresor actuará con un sobreesfuerzo que también puede ser nocivo. De todas formas, esta precaución hay que entenderla en el sentido de que llegará aire a más de 30 °C de forma continuada; si es por un período corto de tiempo, no pasa nada.

En lo referente a la colocación, estos equipos deben situarse a una altura intermedia entre el suelo y el techo. Si el aparato sólo da frío en verano, nunca debe colocarse cerca del suelo, puesto que el aire frío tiende a bajar y sólo se enfriaría la zona cercana al suelo. (Ver Fig. 3-a y 3-b).

CONSOLA CONDENSADA POR AIRE

Se trata de un equipo muy similar al acondicionador de ventana, pero con una apariencia externa de consola; ésta tiene un aspecto que permite integrarla con mayor o menor fortuna en el conjunto de la habitación.

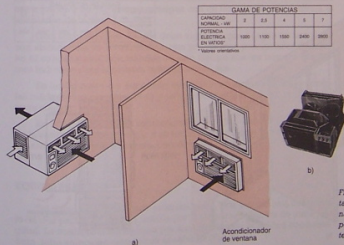


Figura 3. Colocación y vistas de un equipo de ventana. a) colocación y gama de potencias; b) aspecto externo.

Consta de dos partes diferenciadas, aunque no están separadas. La parte anterior que comprende el evaporador y el ventilador y la parte posterior que comprende el compresor y el condensador.

Las dos partes van unidas por las tuberías de fluido frigorífico, y mecánicamente por tornillería.

Se consideran dos posibilidades de instalación:

- **Posición vertical:** Cogida a la pared; en la figura 4 puede apreciarse el tipo de aparato, la instalación y gama de potencias.
- **Posición horizontal:** Colgada del techo; en la figura 5-e puede apreciarse el tipo de aparato y una posible red de distribución de aire; aunque corresponde al sistema partido, la instalación es análoga.

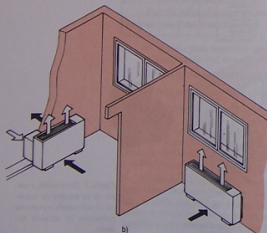
Figura 4. a) consola condensada por aire; b) colocación y gama de potencias de la consola condensada por aire; c) consola condensada por agua; d) detalle de la disposición de una consola por aire.



a)



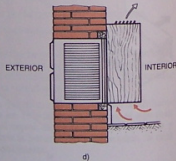
c)



b)

GAMA DE POTENCIAS					
CARGADA NOMINAL, kW	2,7	4	5	7	8,5
POTENCIA ELÉCTRICA EN VOTD*	1300	1800	2500	2800	3000

* Valores orientativos



d)

La parte anterior aspira el aire por la parte baja y lo descarga por la parte superior. Dispone de un sistema de drenaje para evacuar el agua de condensación que se forma procedente del vapor de agua del aire.

El instalador deberá prever el montaje de unos conductos de evacuación al desagüe más cercano. Dispone de los siguientes mandos: uno para seleccionar la posición de frío-calor-ventilación, termostato ambiente, mando de selección de velocidades para el ventilador de evaporador.

La parte posterior aspira el aire exterior por las partes laterales, des-cargándose por la parte posterior, generalmente.

La gama de potencias es similar a la de los equipos de ventana, en la versión de aparatos de pequeña potencia.

CONSOLA CONDENSADA POR AGUA

La novedad fundamental respecto a la consola de aire está en el condensador, que es refrigerado por agua. Debe preverse una aportación de agua y dos salidas, una para el agua caliente y otra para el drenaje del agua condensada en el evaporador.

El compresor es hermético y monofásico. Respecto al agua que llega a la unidad para refrigerar el condensador deben adoptarse algunas precauciones: si el agua de la red debe controlarse la temperatura, porque puede ocurrir que esté demasiado fría en ocasiones. Si es agua procedente de una torre de refrigeración deberá mantenerse su temperatura entre los 25 ó 30 °C; esto se consigue con un termostato que controla el ventilador de la torre.

Otro inconveniente es que debe vigilarse que el agua no sea dura, con abundancia de bicarbonatos, que produzcan precipitados de sales en el condensador. Los mandos de este equipo son los mismos que hemos indicado para la consola refrigerante de aire.

En las figuras 4-c y 4-a puede apreciar el aspecto externo de consolas refrigeradas por agua (4-c) y refrigeradas por aire (4-a), que es bastante similar.

En la figura 4-d se ha representado con cierto detalle la colocación de la consola de aire adosada a un muro, donde puede apreciarse la parte anterior y la parte posterior, a ras de muro.

EQUIPO PARTIDO

Tal como hemos indicado anteriormente, este equipo está compuesto de dos partes separadas, unidas por mangueras flexibles de corta longitud. La condensación se hace por aire, por lo que la unidad condensadora debe colocarse siempre en el exterior (Fig. 5).

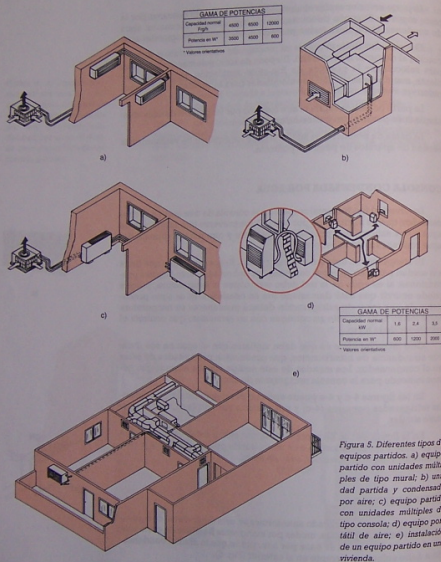


Figura 5. Diferentes tipos de equipos partidos. a) equipo partido con unidades múltiples de tipo mural; b) unidad partida y condensada por aire; c) equipo partido con unidades múltiples de tipo consola; d) equipo portátil de aire; e) instalación de un equipo partido en una vivienda.

La unidad interior se compone de los siguientes elementos:

- Batería evaporadora, con tubo de cobre y aletas de aluminio generalmente.
- Compresor monofásico y hermético.
- Bandeja de recogida de condensados.
- Sistema de expansión de tubo capilar.
- Ventilador de tres velocidades para impulsar el aire tratado, con motor monofásico incorporado.
- Mandos selectores: de frío-calor-ventilación. Termostato. Selector de las tres velocidades del ventilador.
- Filtro de aire.

El agua condensada se recoge en un pequeño depósito, provisto de un sistema automático de drenaje, cuando el agua alcanza un determinado nivel.

La unidad exterior se compone de los siguientes elementos:

- Batería condensadora de tubos de cobre y aletas de aluminio.
- Ventilador para hacer circular el aire para refrigerar el condensador.

En general, la carcasa de la unidad exterior es liviana para facilitar el transporte, incluso en lenguaje coloquial se llama «maleta».

La manguera flexible que une las dos unidades se compone de:

- Tubería flexible para el refrigerante que circula de una unidad a otra.
- El cableado eléctrico, porque la toma de corriente se hace desde la unidad interior.
- La tubería que conduce el agua de condensación recogida en el evaporador, para evacuarla.

La gama de potencias es similar a la de los equipos de ventana.

En general, se escoge una ventana para instalar el equipo partido. La unidad exterior se coloca en la parte exterior, la manguera flexible se pasa por un agujero practicado en el marco de la ventana, con lo cual ésta puede abrirse y cerrarse sin ninguna dificultad, y la unidad interior se coloca, dentro de la habitación, en la parte baja de la ventana.

Se trata de un equipo que puede transportarse fácilmente de un lugar a otro, por ser de fácil instalación. En la figura 5 se han representado distintas modalidades:

- Equipo partido con unidades múltiples de tipo mural.
- Unidad partida condensada por aire, como sistema básico y elemental.

c) Equipo partido con unidades múltiples de tipo consola.

d) Aquí hemos representado el equipo partido en su versión «trapezoidal». Observe la manguera flexible que atraviesa la ventana y lo fácil que es cambiar de posición el equipo (siempre que existan las ventanillas necesarias), cuando se precisa la refrigeración en otra habitación.

Existe una versión de equipo partido, que quizá se da más en la gama industrial, pero que podemos citar aquí; es el llamado «Roof Top»; la idea es ubicar la unidad exterior en el techo, en el exterior, y la unidad interior, colgada del techo, por el interior.

En la figura 5-e se ha representado el esquema de instalación de un equipo partido, para una vivienda, con más detalle de colocación. Se trata de una unidad del tipo mural.

FUNCIONAMIENTO EN REGIMEN DE INVIERNO

Ya hemos comentado en ocasiones anteriores que el acondicionamiento sólo en invierno se llama calefacción. Sin embargo, el acondicionamiento de aire puede actuar sólo en ciclo de verano, o bien en ciclo de verano y en ciclo de invierno; en este último caso los equipos de aire acondicionado están preparados para producir frío en verano y calor en invierno. En invierno los equipos impulsan aire caliente. Para producirlo se pueden utilizar dos métodos:

- a) Calentamiento del aire mediante resistencias eléctricas.
- b) Calentamiento del aire utilizando el calor cedido en el condensador del ciclo frigorífico. Es decir, el propio ciclo frigorífico produce el calor necesario para calentar el aire.

Este último procedimiento se llama «bomba de calor».

PRODUCCION DE CALOR MEDIANTE BATERIAS ELECTRICAS

Es un medio sencillo para calentar el aire. El equipo que produce frío en verano, un acondicionador de ventana por ejemplo, lleva incorporadas unas resistencias eléctricas; en invierno el ciclo de refrigeración no funciona, evidentemente. Se conectan las resistencias eléctricas y el ventilador del evaporador impulsa el aire hacia el local que ha estado en contacto con las resistencias eléctricas.

Este sistema es costoso, porque se calienta el aire con energía eléctrica, que es una energía cara.

PRODUCCION DE CALOR MEDIANTE EQUIPOS DE BOMBA DE CALOR

La noción básica es la siguiente:

El ciclo frigorífico produce frío en el evaporador y calor en el condensador. Colocaremos el evaporador en el interior del local en verano y el condensador en el interior del local en invierno.

En la figura 6 se ha representado un acondicionador de ventana que se «ha girado», es decir, que tiene el condensador situado en el interior del local. Los datos relativos a las temperaturas son orientativos.

El evaporador actúa con aire del exterior, toma aire a unos 8 °C y lo enfría hasta 2 °C. Este aire, más frío que el natural en invierno, se devuelve al exterior. El condensador toma aire del local, que cuando esté funcionando el aparato estará a unos 20 °C, y lo calienta hasta unos 32 °C.

Este aire caliente es el que llega directamente al local, para calentarlo.

Ahora bien, quitar el equipo en invierno, girarlo y volverlo a instalar sería muy molesto. En la práctica no hace falta hacerlo, porque los equipos llamados *bomba de calor* llevan un dispositivo que permite invertir el funcionamiento del ciclo sin mover el aparato de posición. Es decir, pulsando un simple mando puede conseguirse que el sistema de funcionamiento sea en ciclo de verano o en ciclo de invierno.

La bomba de calor es más cara que un equipo convencional, que sólo da frío en verano. Sin embargo, resulta más rentable desde el punto de vista del consumo eléctrico, como se verá en el apartado siguiente.

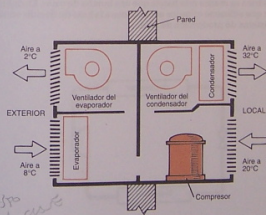


Figura 6. Situación de los componentes de la bomba de calor en funcionamiento invernal.

EFICACIA DE LA BOMBA DE CALOR

El circuito frigorífico de la bomba de calor es el mismo que el del aparato convencional de refrigeración (Fig. 7). En la bomba de calor únicamente existe la diferencia de que puede utilizarse el frío en verano y el calor en invierno. Como puede verse en la figura 7, las energías puestas en juego son la potencia eléctrica que consume el compresor, N_R ; la potencia calorífica que cede al condensador, $\dot{Q}_c$; la potencia calorífica que absorbe el evaporador, $\dot{Q}_e$. El principio de conservación de la energía exige que:

$$\dot{Q}_e + N_R = \dot{Q}_c$$

Si consideramos que el objetivo es proporcionar calor, la energía útil de la bomba de calor es $\dot{Q}_c$. La energía por unidad de tiempo que empleamos para producir $\dot{Q}_c$ es N_R . Así, la eficacia de esta máquina es:

$$COP = \frac{\dot{Q}_c}{N_R}$$

Se ha llamado COP a la eficacia de la bomba de calor. Las siglas COP son las iniciales del nombre en inglés: «Coefficient of Performances», que puede traducirse por «coeficiente de funcionamiento».

Las bombas de calor comerciales pueden funcionar con un COP de 2 a 3. Supongamos que el COP sea 2,5. Esto quiere decir, que cada kWh eléctrico se transforma en 2,5 kWh de calor. Una estufa eléctrica, por ejemplo, transforma 1 kWh eléctrico en 1 kWh de calor. El ahorro energético es considerable utilizando bombas de calor. Sin embargo, una estufa eléctrica es mucho más barata que una bomba de calor. En definitiva, tendrán que utilizarse criterios económicos a la hora de decidir entre uno u otro sistema de producción de calor.

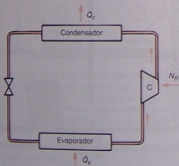


Figura 7. Energía puesta en juego en una bomba de calor.

11 ACONDICIONADORES AUTONOMOS EQUIPOS DE GRAN POTENCIA UNIDADES TERMINALES

INTRODUCCION

Este capítulo debe considerarse como una continuación inmediata del anterior. El tema es el mismo: el estudio de las máquinas que hacen posible el acondicionamiento de aire, esta vez en versión de gran potencia, apropiadas para un uso en grandes superficies tales como locales comerciales, edificios, industrias, etc. Incluimos también el estudio de las llamadas *unidades terminales*, prestando especial atención a las unidades llamadas climatizadores, puesto que los otros tipos serán estudiados con más detalle en los próximos capítulos.

También estudiaremos, en este capítulo, un equipo que es imprescindible en numerosas instalaciones de aire acondicionado: *la central enfriadora de agua*.

Todos los sistemas de aire acondicionado, que emplean aire y agua, o sólo agua, precisan una central enfriadora de agua. El agua una vez enfriada será conducida mediante una red de tuberías a los distintos equipos que la utilizarán para enfriar el aire. Estos equipos se llaman precisamente unidades terminales, tal como decíamos en el primer párrafo. Conviene tener presente la clasificación general de los equipos de aire acondicionado (Fig. 1), en la cual aparecen los de pequeña potencia (ver capítulo anterior) y todos los que vamos a estudiar en este capítulo.

EQUIPO VERTICAL

El equipo vertical, a diferencia del horizontal, se caracteriza por tener una base menor que la altura. El tipo de refrigeración que se utilice en el condensador condiciona las características de funcionamiento del aparato. Así pues, se clasifican en aparatos que utilizan aire en el condensador y los que utilizan agua.

a) Condensación por aire

La gama de potencias va desde los 17 kW hasta los 70 kW, aproximadamente. Para conseguir potencias más altas debe emplearse un sistema de varios compresores.

Figura 1. Clasificación de los equipos.

CLASIFICACIÓN DE LOS EQUIPOS		
Equipos autónomos	Pequeña potencia	Ac acondicionadores de ventana Tipo consola vertical horizontal
		Equipo partido Equipo de techo
	Gran potencia	Equipo horizontal Equipo vertical Equipo de techo
Unidades terminales	«fan-coils» Inductores Climatizadores	
Centrales enfriadoras de agua		
Torres de refrigeración		

El aire que se utiliza para refrigerar el condensador debe estar a una temperatura comprendida entre los 19 y 40 °C (se trata de datos orientativos; en última instancia debe tenerse en cuenta los datos facilitados por el propio fabricante). Si la temperatura del aire es más baja de 19 °C, la condensación del refrigerante se hará a una presión inferior a la deseada y esto inducirá a tener una presión más baja en el evaporador, con el consiguiente descenso de temperatura.

Si la temperatura en el evaporador es demasiado baja puede producirse la formación de hielo (procedente del vapor de agua del aire). Esta escarcha produce una barrera térmica que impide el correcto funcionamiento del evaporador. Para que el equipo pueda funcionar con aire exterior a temperaturas algo inferiores a 19 °C se utiliza el sistema de regular la cantidad de aire con una compuerta. Si la temperatura es menor de 19 °C se deja pasar menos aire; de esta forma, el frío aportado al condensador es el mismo.

El condensador y el evaporador forman unidades independientes unidas mecánicamente, con el evaporador situado en la parte superior. Si se separan, se obtiene el correspondiente equipo partido en versión de gama industrial (Fig. 2 y 3).

Los elementos principales de la unidad condensadora son: el compresor hermético, alimentado con corriente trifásica, la batería de condensación de tubos de cobre provistos de aletas, ventilador centrífugo que impulsa el aire para la refrigeración del condensador, presostatos de alta y baja presión para evitar que el condensador trabaje fuera de las presiones de seguridad, filtro de líquido refrigerante y cuadro eléctrico.

Los elementos principales de la unidad evaporadora son: la batería propiamente dicha, constituida por tubos de cobre aleteados, el sistema de expansión (generalmente de válvula termostática), el ventilador cen-

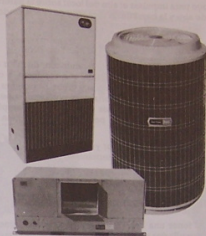


Figura 2. Conjunto partido bomba de calor aire-aire. Capacidad nominal de refrigeración: 16,1 - 19,3 kW. Capacidad nominal de calefacción: 17,5-21,9 kW. (Carrier, modelo 38RQ.)

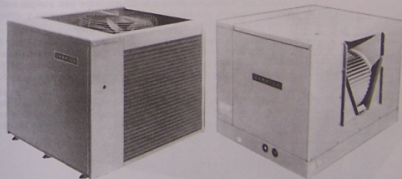


Figura 3. Conjunto partido bomba de calor aire-aire, de mayor capacidad que el anterior (capacidad nominal de refrigeración: 35,2 kW, y capacidad nominal de calefacción: 38,6 kW). Se trata del modelo 38BQ/40BQ, de Carrier.

trífugo para impulsar el aire del local sobre la batería de refrigeración, filtro de aire y la bandeja de recogida de condensados.

b) Condensación por agua

El condensador es un intercambiador de calor del tipo de doble tubo concéntrico, con el refrigerante que condensa a contracorriente con el agua, o bien del tipo de carcasa y tubos. La primera versión se utiliza para potencias bajas y la segunda para potencias superiores a los 17 kw. La gama de potencias de estos equipos es muy amplia, de 6 a 175 kw. De todas formas, las grandes potencias se consiguen con más de un compresor.

El motor del ventilador y el que acciona el compresor son monofásicos hasta una potencia determinada, entre 12 y 17 kW, y en adelante trifásicos.

EQUIPO HORIZONTAL

Al tener una base grande y poca altura estos equipos son ideales para camuflarlos en el techo o incluso en el cielo raso. Se clasifican únicamente por el medio utilizado en la condensación.

a) Condensación por aire

La gama de potencia va desde las 6 hasta los 70 kW. El evaporador y el condensador constituyen elementos diferenciados que, aunque están unidos mecánicamente, pueden separarse sin ningún problema y entonces se trata de un modelo en versión de *equipo partido*.

La parte del condensador comprende los siguientes elementos: la batería de condensación de tubos de cobre aleteados, el compresor que puede ser monofásico o trifásico según la potencia, y el ventilador centrífugo para aspirar el aire que llega a la batería del condensador (Fig. 4).

La parte del evaporador consta: de un ventilador centrífugo que aspira el aire del local y lo impulsa sobre el evaporador, de la batería del evaporador constituida por tubos de cobre aleteados y del sistema de expansión del tipo tubo capilar. Se fabrica, también, la versión en bomba de calor (Fig. 5).

b) Condensación por agua

El condensador puede construirse en dos versiones análogas a las indicadas en el mismo caso del equipo vertical.

Los demás componentes son análogos a los descritos en la versión vertical.



Figura 4. Unidad condensadora
enfriada por aire. (Carrier.)



Figura 5. Unidad compacta bomba de calor aire-aire tipo «Roof-Top» (de techo). (Carrier.)

La caja de mandos de la unidad lleva un termostato para graduar la temperatura interior, un conmutador para el ventilador del aire interior y un conmutador de FRO, FRIO O CALOR (Fig. 6).

→ EQUIPO DE TECHO («ROOF-TOP»)

Es el ideal para aplicarlo a grandes locales de una sola planta con terraza exterior, tales como locales comerciales, supermercados, etc. La gama de potencias puede establecerse entre los 17 y los 116 kW de potencia. El equipo representado en la figura 5 es una unidad de este tipo.

Consta de una unidad condensadora, situada en el exterior, sobre el techo, y de una unidad evaporadora colgada del techo en el interior.

El ventilador del aire de impulsión debe tener presión suficiente para vencer la resistencia de una red de distribución.

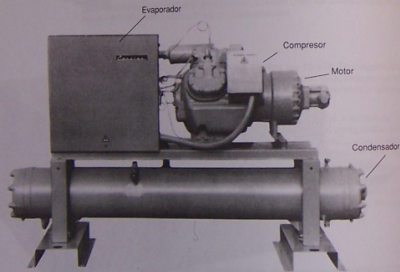


Figura 5. Unidad condensadora enfriada por agua. (Carrier.)

La refrigeración del condensador se hace con aire exterior, impulsado con un ventilador de baja presión.

El compresor es hermético, impulsado por un motor trifásico.

→ UNIDADES TERMINALES

Son equipos que enfrían aire, pero que no producen ellos mismos el frío, sino que emplean agua fría que les llega canalizada procedente de una unidad central enfriadora.

Se clasifican en *fan-coils*, *inductores* y *climatizadores*.

→ a) *Fan-coils*

Se colocan en el recinto que se desea acondicionar. Pueden quedar escondidos en el falso techo o a la vista; en este caso adoptan una estética acorde con su ubicación. Están constituidos por una batería de agua fría y un ventilador que aspira aire del recinto, lo hace pasar a través de la batería y sale más frío. Tiene también una bandeja para recoger los condensados, un filtro para limpiar el aire de aspiración y un sistema de difusión para el aire de impulsión (Fig. 7).

La gama de potencias oscila entre 1 y 17 kW.



Figura 7. Dibujo de un fan-coil.

b) Inductores

Se trata de unidades terminales de forma parecida a los *fan-coils*, pero con una diferencia muy importante: el aire que se enfría al pasar por la batería de agua fría, no es impulsado por un ventilador, sino que es aire del recinto arrastrado —o inducido— por el efecto que se produce a través de un sistema de toberas.

Las toberas producen una depresión con respecto al aire exterior (el aire del recinto) lo que produce la entrada de éste mezclado con el que sale de las toberas y es dirigido hacia la batería de agua fría, con lo que se enfría y después sale fuera de la unidad.

El aire que alimenta las toberas se llama *aire primario* y llega canalizado a cada inductor. El aire procedente del recinto que es inducido hacia la batería se llama *aire secundario*.

Los inductores constan de los siguientes elementos: las toberas, la batería de frío, el sistema difusor, filtro de aire, bandeja de recogida de condensados (Fig. 8).

La gama de potencias oscila entre 1 y 17 kW aproximadamente.

Actualmente, estos equipos están en desuso.

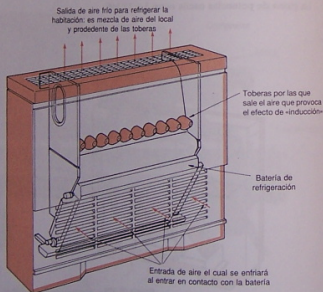


Figura 8. Dibujo de un inductor.

c) Climatizadores

Son equipos de naturaleza modular, con los que puede conseguirse un aire «a medida», frío en verano o caliente en invierno, y con más o menos humedad para regular la humedad del local que se desea climatizar. Para conseguir esta climatización a medida, se disponen los módulos que se considere oportuno en cada caso. En la figura 9 se han representado los módulos más típicos.

Los módulos o componentes del climatizador pueden ser los siguientes:

Módulo de enfriamiento

Se trata de una batería de agua fría de tubos de cobre aleteados para enfriar el aire. Funciona en el ciclo de verano (Fig. 9-a).

Módulo de calefacción

Igual que la anterior, pero funcionando con agua caliente. También puede estar constituida por varias resistencias eléctricas (Fig. 9-b).

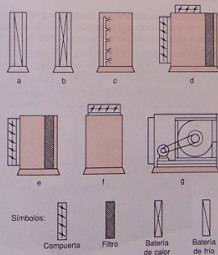


Figura 9. Módulos de una climatizadora. a) módulo de enfriamiento, para verano; b) módulo de calefacción, puede funcionar con agua caliente o con resistencias eléctricas; c) módulo de humidificación; d) módulo de mezcla; e) módulo de entrada, con compuerta lateral y filtros; f) módulo de entrada con compuerta superior, sin filtros; g) módulo de impulsión.

Módulo de humidificación

Se trata de sectores o unidades encargadas de humedecer el aire. La humidificación puede conseguirse mediante un sistema de toberas pulverizadoras de agua, o bien haciendo resbalar agua por un relleno que a su vez está en contacto con una corriente de aire. El aire sale más húmedo (Fig. 9-c).

Módulo de mezcla

Son cajas encargadas de mezclar el aire procedente del local con aire exterior. Pueden estar provistas de filtros y de las correspondientes compuertas para regular las cantidades de aire que se mezclan. Debe existir una salida al exterior para expulsar el aire viciado, en tanta cantidad como la que se aspire de aire exterior (Fig. 9-d).

Módulo de entrada

Se trata de elementos parecidos a cajas, situados siempre a la entrada del climatizador, que tienen como partes fundamentales dos compuertas y un filtro de aire. Pueden tener una o dos compuertas, según la unidad deba trabajar con sólo aire exterior, o con aire exterior mezclado con aire de retorno (Fig. 9-e, compuerta lateral y filtros; Fig. 9-f, compuerta superior sin filtro).

Módulo de impulsión

Son los elementos que contienen el ventilador para hacer circular el aire. El ventilador es impulsado por un motor acoplado convenientemente y situado encima de una plataforma amortiguadora de las vibraciones.

Deben existir dos módulos de impulsión: uno situado al final del climatizador, que es el llamado propiamente *de impulsión* y otro situado al principio, para impulsar el aire de retorno (Fig. 9-g).

En la figura 10 puede apreciarse el aspecto externo que adopta una climatizadora provista de un módulo de ventilación, batería de refrigeración y de calefacción, filtro y mezclas.



Figura 10. Unidad de tratamiento de aire, climatizadora. (IN-TERCLISA.)

CENTRALES ENFRIADORAS DE AGUA

Se trata de máquinas cuya misión es enfriar agua hasta unos 7 °C para enviarla a las unidades terminales (*fan-coils*, inductores, o climatizadores). Las centrales enfriadoras de agua son máquinas frigoríficas, basadas en el ciclo de compresión de vapor, o en el de absorción (Fig. 11), aunque la inmensa mayoría son de compresión de vapor.

Como ya se ha indicado, las máquinas de compresión de vapor constan de un evaporador donde se produce el frío, un condensador, que es necesario refrigerar, la válvula de expansión y el compresor. En el evaporador se enfría el agua que posteriormente se enviará a las unidades terminales. El condensador puede ser refrigerado por aire o por agua.

Las unidades de condensación por aire utilizan el aire exterior como elemento auxiliar refrigerante. Deben colocarse en el exterior.

Están constituidas (además del condensador refrigerado por aire):

- Por un evaporador provisto de un sistema de resistencias eléctricas para prevenir la posibilidad de que la temperatura baje a menos de 0 °C y el agua se congele.
- Por un compresor, generalmente semihérmético. Debe evitarse la condensación de líquido en el interior del compresor en las paradas. Para ello también dispondrán de resistencias eléctricas.

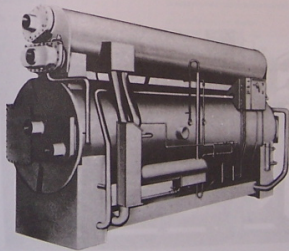


Figura 11. Central enfriadora de agua por absorción. (Carrier.)

- Por un ventilador axial para impulsar el aire del condensador. El ventilador puede tener un motor mono o trifásico. El aire que se utiliza para refrigerar el condensador sale más caliente y se ventea al exterior.

Algunas unidades llamadas versión *bomba de calor* permiten el aprovechamiento de este aire caliente; entonces se utiliza un ventilador centrífugo y una red de conductos de aire y este aire caliente se traslada al lugar donde se necesite.

Las unidades condensadas por agua utilizan ésta como elemento refrigerante (Fig. 12). Disponen de los siguientes elementos (además del condensador):

- Un compresor hermético o semihermético, con un motor eléctrico trifásico.
- Un evaporador para enfriar el agua, constituido por un sistema de carcasa y tubos. El refrigerante pasa por los tubos y el agua por el exterior de éstos y por el interior de la carcasa (Fig. 13).

Según sea la potencia frigorífica necesaria se utilizan 1 ó 2 compresores, de un tipo u otro (Fig. 14).

El agua debe entrar en el evaporador permanentemente a una temperatura igual o inferior a 20°C. Este dato es orientativo, puesto que dependerá del fabricante, pero es lógico que tengamos una temperatura máxima de

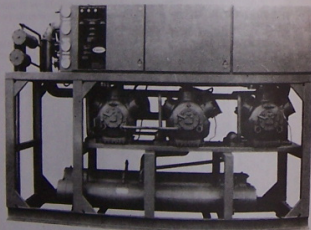


Figura 12. Central enfriadora de agua por condensación de vapor, con el condensador enfriado por agua. (Carrier.)

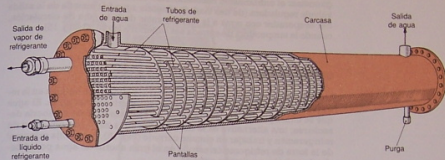


Figura 13. Esquema de un evaporador multitubular.

POTENCIA FRIGORÍFICA	TIPO DE COMPRESOR
De 5 a 50 kW	Uno o dos compresores herméticos
De 50 a 100 kW	De uno a seis compresores semiherméticos
De 100 a 750 kW	Uno o dos compresores abiertos

Figura 14. Cuadro de repartición de compresores.

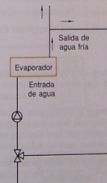


Figura 15. By-pass de agua en el evaporador.

entrada para el agua, puesto que de lo contrario el evaporador no podría garantizar el enfriamiento necesario. Para ello es conveniente montar una válvula reguladora (de tres vías) que mezcle agua fría tomada de la salida del evaporador con agua a la entrada antes de la bomba de circulación, cuando la temperatura de entrada sea superior a los 20°C (Fig. 15).

TORRES DE REFRIGERACION

La misión de estos aparatos es enfriar el agua que se emplea en la refrigeración de las unidades condensadoras enfriadas por agua. El agua que se utiliza para enfriar el condensador sale más caliente y debería de secarse; una alternativa es la de enfriar el agua mediante una torre de refrigeración y trabajar en circuito cerrado (Fig. 16). La ventaja principal de la torre de refrigeración estriba en el gran ahorro de agua por el hecho de trabajar en circuito cerrado.

El principio de funcionamiento de la torre de refrigeración es muy simple: se trata de formar una lluvia de agua dentro de la torre, inyectándola por la parte superior y dejando que caiga por gravedad. En sentido ascendente y en contracorriente con el agua, se hace circular una corriente de aire (Fig. 17).

Parte del agua se evapora y, como consecuencia de esta evaporación, el agua se enfría; el aire es el vehículo que recoge el vapor de agua que se produce. El aire sale más caliente y más húmedo; el agua sale más fría.

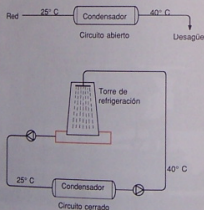


Figura 16. Torre de refrigeración para enfriar el condensador. Arriba: circuito abierto para refrigerar el condensador; abajo: circuito cerrado.

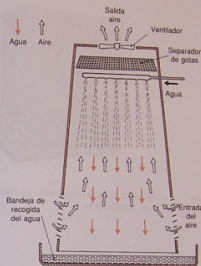


Figura 17. Torre de refrigeración.

Los elementos que constituyen la torre de refrigeración son:

- El armario o caja que delimita el espacio físico de la torre.
- Unas piezas de relleno para facilitar el contacto agua-aire.
- Una bandeja para recoger el agua fría que va cayendo por gravedad.
- Un filtro.
- Un ventilador para impulsar el aire que circula a contracorriente con el agua; el ventilador puede ser axial o centrífugo, dependiendo de la potencia.

La torre de refrigeración se coloca a la intemperie y debe estar preparada para soportar las inclemencias del tiempo. La caja debe ser de hierro galvanizado y debe estar pintada con una pintura protectora, aunque también se fabrican en material plástico muy resistente a la corrosión.

En la figura 18 puede ver el aspecto externo de una torre de refrigeración con ventilador axial y en la figura 19 otra torre de refrigeración provista de ventilador centrífugo.



Figura 18. Torre de refrigeración con ventilador axial.
(INTERCLISA.)

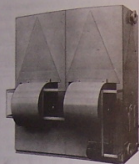


Figura 19. Torre de refrigeración con ventilador centrífugo. (INTERCLISA.)

12 SISTEMA VAV Y SISTEMA CON FAN-COILS

INTRODUCCION

En este capítulo estudiaremos dos sistemas populares de acondicionamiento de aire: el sistema VAV, basado en la introducción de un *volumen de aire variable*, y el sistema de *fan-coils* (denominación inglesa que traducida literalmente significa ventilador-serpentin). Este último sistema se basa en un ventilador que aspira aire y lo lanza contra un serpentin o batería por el que circula agua caliente o fría.

SISTEMA VAV (VOLUMEN VARIABLE DE AIRE)

El sistema VAV son las iniciales en inglés de *volume air variables*. Es un sistema de climatización Todo Aire que pretende regular las condiciones térmicas del local modificando o variando el caudal de aire frío que se introduce, sin modificar la temperatura del mismo. Por ejemplo, si la carga térmica disminuye, quiere decir que deberá entrar aire igual de frío pero en menor cantidad, o bien la misma cantidad de aire a menor temperatura.

El VAV utiliza el primer medio: menos aire a la misma temperatura. Para conseguirlo se emplean unas compuertas que se regulan automáticamente en función de la temperatura del local controlada mediante un termostato.

En el capítulo 9 se explicaba de forma muy general la clasificación de los sistemas de aire acondicionado y la división en zonas del espacio que hay que climatizar, introduciendo el concepto de carga parcial. Volvamos de nuevo sobre este tema.

Carga máxima y carga parcial

Cuando se proyecta una instalación de aire acondicionado se supone que en el exterior tenemos unas condiciones determinadas, que se llaman:

- Temperatura exterior de proyecto
- Humedad exterior de proyecto

Si mantenemos dentro del local una temperatura inferior, es evidente que entrará calor en el local procedente del exterior, por diferentes conceptos. Este calor se denomina *carga térmica del local*. El cálculo de la carga térmica se explicó en los capítulos 5 y 6. Veamos los siguientes supuestos:

- a) Que la temperatura exterior sea mayor que la de proyecto.

Esta situación debe darse de forma muy esporádica, es decir, en contadas ocasiones. Si ocurriese muy a menudo querría decir que no se ha considerado correctamente la temperatura exterior de proyecto.

De todas formas, si se produce, quiere decir que la carga térmica es superior a la de proyecto.

En teoría no hay regulación para esta situación, puesto que la instalación se ha diseñado para una carga máxima que es la de proyecto. En consecuencia, en el interior del local no se alcanzarían las condiciones de confort, es decir, en el local aumentaría la temperatura.

En la práctica, las instalaciones de aire acondicionado tienen un margen de seguridad, de manera que, si la carga térmica aumenta sólo un poco respecto a la máxima, todavía pueden conseguirse las condiciones de confort.

b) Que la temperatura exterior sea igual que la de proyecto.

En este caso, la carga térmica es la de proyecto y se llama carga máxima. Es decir, la carga máxima se da cuando las condiciones exteriores de temperatura y humedad coinciden con las de proyecto.

c) Que la temperatura exterior sea menor que la de proyecto.

Esta situación es la estadísticamente más frecuente. La carga térmica es inferior a la de proyecto y se llama carga parcial. En el cuadro de la figura 1 hemos recogido todas estas situaciones.

Así pues, vemos que, salvo contadas ocasiones, la carga térmica del local será o bien la máxima o bien la carga parcial. Es evidente que el sistema de aire acondicionado debe diseñarse de forma que dé respuesta a ambas situaciones; para que trabaje en condiciones de carga parcial es preciso que disponga de unos elementos de regulación que permitan su adaptación a la cambiante carga térmica.

Nos estamos refiriendo siempre a la carga térmica; la carga térmica es la clave de la instalación de aire acondicionado.

El aire acondicionado produce aire frío, o aire y agua fríos, cuya misión es contrarrestar el calor que llega al local procedente del exterior y del interior, que no es otra cosa que la carga térmica.

La carga sensible es la debida a la variación de temperaturas y la carga latente es la debida a la variación de humedades, siempre entre el exterior y el interior.

Veamos algunos ejemplos, para reforzar las ideas expuestas anteriormente.

CASOS	OBSERVACIONES
Temperatura exterior mayor que la de proyecto.	Esta situación puede darse pero es «ignorada» por la instalación.
Temperatura exterior igual a la de proyecto.	Situación de carga máxima.
Temperatura exterior menor que la de proyecto.	Situación de carga parcial.

Figura 1. Situaciones que pueden presentarse con la temperatura exterior y la carga.

Ejemplo 1

La carga sensible de proyecto (la máxima) de un local en el que debe instalarse un sistema de aire acondicionado es de 17.400 W.

La temperatura exterior es de 35 °C y la interior de 24 °C, ambas de proyecto. Se desea trabajar con las siguientes hipótesis:

a) Emplear aire de suministro a 18 °C de temperatura. Hallar el caudal de aire que se necesita para vencer la carga máxima, una carga parcial del 75 % y una carga parcial del 50 %.

b) Emplear aire de suministro de caudal constante. Hallar la temperatura que debe tener el aire que llega al local con cargas parciales del 75 % y del 50 %. Con la carga máxima se propone una temperatura de 18 °C, la misma que en el caso anterior.

La fórmula que relaciona la carga sensible $\dot{Q}_s$ con el caudal volumétrico de aire es:

$$\dot{Q}_s = 0,33/\dot{V}(t_l - t_p)$$

Donde: $\dot{Q}_s$ es la carga sensible, en W, $\dot{V}$ es el caudal volumétrico de aire, en m³/h, t_l es la temperatura del local, en °C, t_p es la temperatura del aire de suministro y 0,33 el factor que tiene en cuenta el calor específico del aire y la densidad.

Si despejamos el caudal, queda:

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}_s}{0,33(t_l - t_p)}$$

Y si despejamos la temperatura del aire de suministro (el que llega al local), tendremos:

$$t_s = t_l - \frac{\dot{Q}_s}{0,29 \cdot \dot{V}}$$

Empecemos con el apartado a).

El caudal para la carga máxima es:

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}_s}{0,29 \cdot (t_s - t_l)} = \frac{17.400}{0,33 \cdot (24 - 18)} = 8.788 \text{ m}^3/\text{h}$$

(el resultado está redondeado).

El caudal para la carga del 75 %.

$$\dot{V} = \frac{17.400 \cdot 75/100}{0,33 \cdot (24 - 18)} = 6.591 \text{ m}^3/\text{h}$$

Y el caudal para la carga del 50 %

$$\dot{V} = \frac{17.400 \cdot 50/100}{0,33 \cdot (24 - 18)} = 3.788 \text{ m}^3/\text{h}$$

Ahora el apartado b).

La temperatura para la carga del 75 % será:

$$(t_s - t_l) = \frac{\dot{Q}_s}{0,33 \cdot \dot{V}} = 24 - \frac{17.400 \cdot 75/100}{0,33 \cdot 8.788} = 24 - 4,50 = 19,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

La temperatura para la carga del 50 % será:

$$(t_s - t_l) = \frac{\dot{Q}_s}{0,33 \cdot \dot{V}} = 24 - \frac{17.400 \cdot 50/100}{0,33 \cdot 3.788} = 24 - 3 = 21,0 \text{ }^\circ\text{C}$$

Obsérvese que siempre hemos puesto el mismo caudal: 8.788 m³/h, que sería el caudal necesario para contrarrestar la carga máxima, con una temperatura del aire de suministro de 18 °C. En el cuadro de la figura 2 hemos hecho un resumen de los resultados.

Observemos los resultados correspondientes a volumen variable (sistema VAV). A medida que la carga disminuye, disminuye el caudal de aire frío, pero la temperatura permanece constante.

	VOLUMEN CONSTANTE TEMPERATURA VARIABLE	VOLUMEN VARIABLE TEMPERATURA CONSTANTE
Carga máxima	$t_s = 18 \text{ }^\circ\text{C}$ $\dot{V} = 8.788 \text{ m}^3/\text{h}$	$\dot{V} = 8.788 \text{ m}^3/\text{h}$ $t_s = 18 \text{ }^\circ\text{C}$
75 %	$t_s = 19,5 \text{ }^\circ\text{C}$ $\dot{V} = 8.788 \text{ m}^3/\text{h}$	$\dot{V} = 6.591 \text{ m}^3/\text{h}$ $t_s = 18 \text{ }^\circ\text{C}$
50 %	$t_s = 21,0 \text{ }^\circ\text{C}$ $\dot{V} = 8.788 \text{ m}^3/\text{h}$	$\dot{V} = 3.788 \text{ m}^3/\text{h}$ $t_s = 18 \text{ }^\circ\text{C}$

Figura 2. Cuadro de resultados del ejemplo 1.

Descripción del sistema VAV

En la figura 3 se ha representado el esquema con los elementos más característicos de un sistema VAV. Vamos a explicar el funcionamiento en verano; el aire tratado se desvía en dos ramales (puede haber más): cada ramal va al local que debe ser climatizado, en el cual tendremos un termostato ambiente, tarado a una cierta temperatura. Supongamos que la temperatura es de $24 \pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$. El sistema funcionará para que, en situación de carga máxima, la temperatura del local sea de $24 \text{ }^\circ\text{C}$.

Si la carga disminuye, como llega el mismo aire frío a la misma temperatura, la temperatura del local disminuye, inmediatamente el termostato detecta esta disminución de temperatura y envía una señal al servomotor de la compuerta del ramal, cerrándola ligeramente. Esto provoca una disminución del caudal del aire que llega al local, con lo cual la temperatura vuelve a subir hasta alcanzar de nuevo la temperatura deseada.

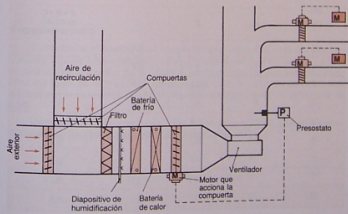


Figura 3. Esquema de la instalación VAV.

Si la disminución de caudal ocurriese simultáneamente en todos los ramales, se produciría una variación de presión estática que podría producir un aumento de caudal de aire en los ramales en los que no ha habido regulación. Para evitar esto, un presostato colocado en la impulsión regula una compuerta motorizada situada en la aspiración para tener siempre la misma diferencia de presión en el ventilador.

Dimensionado del sistema VAV

Si un sistema de aire acondicionado debe climatizar diversas zonas (para comprenderlo mejor, consideremos tres zonas: A, B y C) una de las primeras cosas que hay que hacer es calcular la carga térmica de cada zona. Ahora bien, la carga térmica debe ser la máxima y ésta se producirá a una hora determinada, distinta para cada zona.

A título de ejemplo, supongamos que la variación de la carga térmica sensible efectiva para las tres zonas A, B y C que debemos climatizar es la indicada en el cuadro de la figura 4, desde las 10 de la mañana hasta las 6 de la tarde. Los máximos de cada zona se han señalado con un recuadro.

Para la zona A, es de 15,5 kW a las 14 horas; para la zona B, es de 17,8 kW a las 16 horas; y para la zona C es de 12,4 kW a las 12 horas. El total de los máximos es de $15,5 + 17,8 + 12,4 = 45,7$ kW.

HORA DEL DÍA	ZONAS			
	A	B	C	A + B + C (MÁXIMO CONTEMPORÁNEO)
10	4	3,5	7,3	14,8
11	4,5	4	10,9	19,4
12	6	6,5	12,4	24,9
13	8	8	8,9	24,9
14	15,5	11,3	7,5	34,3
15	13,2	14,2	7	34,4
16	9,5	17,8	6,4	33,7
17	8	15,4	5,9	29,3
18	7,5	13	5	25,5

Figura 4. Cargas térmicas a distintas horas del día y en las diferentes zonas.



Sin embargo, para cada hora se han sumado las cargas, en la columna A + B + C, y fíjese que el valor máximo es de 34,4 kW a las 14 horas. Este último valor se llama **máximo contemporáneo**.

El **máximo contemporáneo** es el valor máximo de la suma de cargas a una misma hora.

En cambio, el valor de 45,7 kW se llamaría **carga máxima no contemporánea**.

El **máximo no contemporáneo** es la suma de los máximos que se obtienen a las diferentes horas.

El caudal de aire que debe tratar el acondicionador en un sistema VAV se calcula a partir del máximo contemporáneo. Una vez obtenido el caudal se aumenta en un 5 % como medida de precaución para prevenir posibles irregularidades en el mal funcionamiento de los termostatos. Cuando se elige el ventilador, éste debe ser capaz de suministrar un caudal de aire superior en un 20 % al calculado anteriormente, para prevenir las sobrecargas que se producen en el arranque.

Recordemos que la fórmula para calcular el caudal es:

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}_{se}}{0,33 (1 - f) (t_L - t_R)}$$

Siendo: $\dot{V}$ el caudal, en m³/h; $\dot{Q}_{se}$ la carga sensible efectiva, en W; f el factor de by-pass de la batería; t_L la temperatura del local y t_R la temperatura de rocío de la máquina.

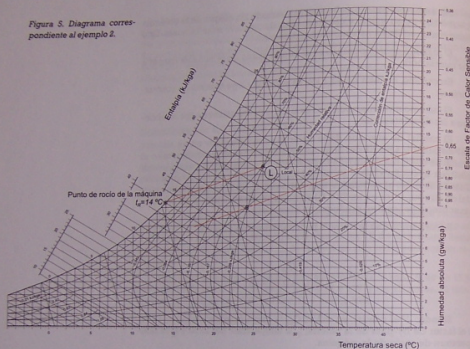
Ejemplo 2

Determinar el caudal total necesario que debe utilizarse en una instalación VAV de aire acondicionado para tres zonas A, B y C, cuyas cargas se indican en el cuadro de la figura 4. Las condiciones interiores de cada zona serán de 26 °C y un 60 % de humedad relativa. El factor de calor sensible efectivo se tomará igual a 0,65 y el factor de by-pass de la batería de 0,20.

Utilizaremos el diagrama psicrométrico de la figura 5. La carga sensible efectiva total será el máximo contemporáneo:

$$\dot{Q}_{se} = 34,400 \text{ kW} = 34,400 \text{ W}$$

Figura 5. Diagrama correspondiente al ejemplo 2.



Unimos con una recta el valor de 0,85 en la escala de factor de calor sensible, con el foco.

Señalamos el punto L (26 °C y 80 % de humedad relativa) correspondiente a las condiciones del local y trazamos por L una paralela a la recta anterior.

Cuando la paralela cruza la línea de saturación obtenemos la temperatura del punto de rocío, que en este caso es aproximadamente de 14 °C, es decir, $t_p = 14$ °C.

Aplicamos ahora la fórmula dada anteriormente para calcular el caudal:

$$\begin{aligned} \dot{V} &= \frac{\dot{Q}_{se}}{0,33 \cdot (1-f) (t_e - t_p)} = \frac{34.000}{0,33 \times (1 - 0,20) \times (26 - 14)} = \\ &= \frac{34.000}{0,33 \times 0,80 \times 12} = 10.859 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

Le añadimos un 5 %:

$$10.859 + \frac{5 \times 10.859}{100} = 11.402 \text{ m}^3/\text{h}$$

Para dimensionar el ventilador, le añadimos un 20 %:

$$11.402 + \frac{20 \times 11.402}{100} = 13.682 \text{ m}^3/\text{h}$$

Desventajas del sistema VAV

El sistema VAV, cuando puede aplicarse, es muy aconsejable, tanto desde un punto de vista de prestaciones como económico, ya que se produce el frío necesario para contrarrestar la carga térmica en cada momento, pero no más del necesario. Lo que ocurre es que *no siempre* puede aplicarse un VAV.

Si la carga térmica disminuye mucho, la reducción del caudal sería muy acusada y el sistema de conducción de aire se desequilibraría y bajaría fuera de las condiciones de diseño. El sistema VAV sólo puede aplicarse cuando los caudales deban bajar hasta un 70 % de los máximos. Es decir, una disminución del 30 %. En la práctica se consideran tolerancias más amplias.

Esta reducción del caudal es equivalente a la experimentada por la carga a lo largo del periodo de funcionamiento.

Veamos algunos casos:

- a) Carga sensible efectiva máxima de diseño: 23.400 W

Carga sensible efectiva mínima que debe ser contrarrestada: 11.500 W

Variación:

$$\frac{11.500}{23.400} \times 100 = 49,1 \%$$

No puede aplicarse el VAV porque la reducción de caudal tendría que llegar a un 49,1 %.

- b) Carga sensible efectiva máxima de diseño: 23.400 W

Carga sensible efectiva mínima que debe ser contrarrestada: 18.200 W

Variación:

$$\frac{18.200}{23.400} \times 100 \approx 77,8 \%$$

Si es aplicable el VAV porque la reducción de caudal sólo alcanza a un 77,8 % del total (superior a un 70 %).

Puede ocurrir también que se instale un VAV y que teóricamente se cumplan las condiciones; sin embargo, coyunturalmente la carga térmica puede caer por debajo del 70 % debido a causas fortuitas; por ejemplo, que no haya ocupación, ni iluminación ni radiación solar en un momento determinado; en este caso, el sistema no puede adaptarse y en consecuencia no podrán mantenerse las condiciones de confort en el local.

Todo esto puede ponerse de manifiesto mediante un gráfico en el que se representen las diversas cargas térmicas en función de la temperatura exterior. La forma de hacer y de interpretar el gráfico se explicará en el ejemplo 3.

Ejemplo 3

Un local tiene una carga térmica sensible de 15.000 W con una temperatura exterior de 35 °C y manteniendo en el local una temperatura de 24 °C. Efectuar una representación gráfica de la carga sensible efectiva frente a la temperatura exterior, desde 24 °C a 35 °C suponiendo una variación lineal. Efectuar también la representación gráfica de la carga sensible debida únicamente a la transmisión. Podemos considerar que la carga térmica sensible es el resultado de las siguientes partes:

- Carga sensible debida a la transmisión
- + Carga sensible debida a la ocupación
- + Carga sensible debida a la iluminación
- + Carga sensible debida a la radiación
- = Carga sensible total

La primera varía con la temperatura exterior, pero las otras tres no varían y se pueden considerar constantes. En la figura 6 se ha efectuado la representación gráfica que se pide en el enunciado; es la recta 1.

A 24 °C de temperatura exterior la carga térmica vale 8.000 W. Como que a 24 °C no hay transmisión, la carga debida a la ocupación, iluminación y radiación valdrá precisamente estas 8.000 W.

Es fácil obtener la recta 2 debida únicamente a la transmisión; basta trasladar la 1 (8.000 W) hacia abajo. Una vez obtenidas las rectas 1 y 2 trazamos las rectas 3 y 4 que tienen el siguiente significado: la línea 3 re-

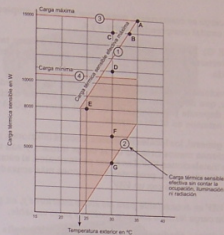


Figura 6. Gráfico para determinar cuando se puede aplicar el VAV.

presenta que neutralizamos la carga máxima con el máximo de aire frío; la 4 representa la neutralización de la carga con un 70 % del caudal, es decir, el tope inferior permitido. El 70 % de 15.000 es 10.500.

Por esto se ha trazado la línea a 10.500.

Una vez trazadas todas estas líneas puede efectuarse un análisis completo de la situación. Consideremos los siguientes casos:

A) Situación de carga máxima, 15.000 W y 35 °C de temperatura exterior. Se contrarresta la carga empleando el máximo caudal.

B) Situación de carga parcial porque ha disminuido la temperatura. Se contrarresta la carga reduciendo el caudal.

La reducción de caudal es correcta porque está comprendida entre 3 y 4.

C) Situación hipotética. La carga es superior a la que debería existir debido a un aumento fortuito de ocupación, iluminación o radiación. Dado que el punto está entre 3 y 4 se puede contrarrestar la carga.

D) La carga es inferior a la que deberíamos tener. Esto puede ocurrir de forma natural por múltiples factores: ausencia de ocupación, menos iluminación, menos radiación solar, etc.

La carga se contrarresta, puesto que podemos emplear una disminución de caudal comprendida entre 3 y 4.

E, F, G) La carga es inferior a la que deberíamos tener y no puede contrarrestarse porque exigiria una disminución de caudal inferior a la permitida.

Conclusión: toda la parte rayada indica las posibilidades negativas, es decir, que no pueden ser resueltas con el VAV. La decisión de adoptar un VAV depende principalmente de estos criterios. ¿Qué posibilidad hay de que estemos en la zona rayada?

En general, los locales interiores, o zonas interiores, están sometidos a variaciones menos bruscas de la carga térmica y son más apropiados para las instalaciones VAV. Las zonas perimetrales, al estar muy afectadas por la radiación solar, presentan variaciones más acusadas de la carga y no deben resolverse con un VAV.

El VAV es aconsejable para las zonas interiores y, en general, para locales con carga térmica siempre positiva y poco variable.

Por último añadiremos que el sistema VAV se halla en continua expansión y mejora de sus prestaciones, por lo que pueden existir firmas comerciales que ofrezcan este producto con un margen de tolerancia mayor que el indicado en el texto.

Unidades terminales

En el VAV, la unidad terminal es la pieza fundamental del sistema, ya que es la encargada de realizar la difícil misión de regular el caudal de aire, en función de la carga térmica y verterlo en el recinto.

Estas funciones pueden darse por separado, es decir, algunos fabricantes suministran estos equipos por separado; por una parte el elemento difusor y por otra parte la caja de regulación del caudal.



Figura 7. Unidad terminal de un sistema VAV.



Figura 8. Elementos reguladores de la unidad terminal del sistema VAV.



Figura 9. Elementos reguladores de la unidad terminal del sistema VAV.

En la figura 7 se ha representado una unidad terminal de la firma Carrier que tiene integradas las dos funciones; actúa de difusor y tiene incorporada una compuerta reguladora del caudal que actúa automáticamente en función de la temperatura del local.

El elemento regulador propiamente dicho puede apreciarlo en las figuras 8 y 9. Se trata de un regulador tipo «MODUBOX» de la casa Carrier, que consta de una compuerta equilibrada estática y dinámicamente.

El caudal se mantiene, mediante unos fuelles y unos muelles de contrapeso, sea cual sea la presión del aire a ambos lados de la compuerta.

ACONDICIONAMIENTO CON FAN-COILS

El acondicionamiento con *fan-coils* es uno de los sistemas de aire acondicionado más populares que existen. Está basado en instalar unos aparatos llamados *fan-coils* (serpentin y ventilador) en las habitaciones o locales que deben refrigerarse.

A los *fan-coils* se hace llegar agua fría mediante una red de tuberías. El agua se enfría mediante una central enfriadora. El agua que llega al *fan-coil* alimenta una batería cuya misión es enfriar aire del local aspirado mediante un ventilador. En invierno la batería puede ser alimentada con agua caliente procedente de una caldera. En la figura 10 se ha indicado de forma simple el esquema general de un *fan-coil*.

Clasificación

El sistema de *fan-coils* se puede clasificar en base a dos criterios diferentes:

A) Que tenga o no toma de aire de ventilación.

B) Según la disposición y número de tubos de agua que acceden y salen del *fan-coil*.

A) Que el sistema de *fan-coils* tenga o no toma de aire de ventilación.

A1. El sistema puede diseñarse de forma que el ventilador del *fan-coil* aspire aire únicamente del recinto.

A2. El *fan-coil* está provisto de una toma de aire exterior; el ventilador aspira aire exterior de ventilación. Para evitar el efecto chimenea esta solución debe limitarse a edificios bajos y protegidos del viento.

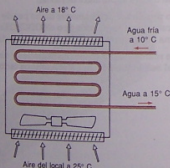


Figura 10. Esquema básico de un *fan-coil*.

B) Disposición y número de tubos de agua que acceden y salen del *fan-coil*.

B1. De dos tubos

B2. De tres tubos

B3. De cuatro tubos

La finalidad de estas disposiciones, que serán estudiadas en los apartados siguientes, es controlar más o menos eficazmente la temperatura del agua que llega a la batería del *fan-coil* y en consecuencia, la temperatura del aire enfriado (en verano) o calentado (en invierno) que luego pasa al recinto. Otra finalidad es evitar que se mezcle agua fría y caliente por el consiguiente perjuicio económico.

Descripción del *fan-coil*

El *fan-coil* es una unidad terminal de un sistema de aire acondicionado denominado con el mismo nombre que la unidad terminal: *sistema con fan-coils*.

El *fan-coil* consta de los siguientes elementos:

- Ventilador centrífugo accionado con un motor de varias velocidades.
- Batería de tubos de cobre expandidos mecánicamente en aletas corrugadas de cobre o aluminio. Está provista de purgadores y tapones.
- Bandeja de condensados en chapa galvanizada, con aislamiento térmico.

En la figura 11 se muestra un modelo de *fan-coil* y en la figura 12 se presenta un cuadro con los datos técnicos y características más importantes de varios modelos.

El cuadro de la figura 12 es muy importante. Representa la forma de «comunicarse» entre el fabricante y el proyectista o instalador. Una vez se ha decidido que la instalación se hará con *fan-coils*, debemos acudir al citado cuadro y elegir el *fan-coil* de acuerdo con nuestras necesidades. Obsérvese que las características básicas son el caudal de aire suministrado y la potencia frigorífica.

Fundamento de la clasificación en dos tubos, tres tubos y cuatro tubos

a) *Fan-coil* de dos tubos (Fig. 13-a)

Los dos tubos son la tubería de llegada del agua y la tubería de salida, ambas referidas al *fan-coil*. Por la tubería de llegada sólo puede circular agua fría en verano y agua caliente en invierno. La válvula V1 modula el caudal de agua en función de la señal enviada por el termostato ambiente T.

Figura 11. Fan-coil. (Carrier, Tipo AWF.)

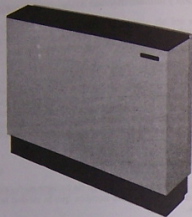


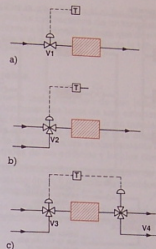
Figura 12. Cuadro de características y datos técnicos de los modelos de fan-coils AWF, de Carrier.

MODELO		AWF 02	AWF 03	AWF 04	AWF 06	AWF 08	AWF 10
Caudal de aire ⁽¹⁾	m ³ /s (m ³ /h)	0,095 (340)	0,13 (480)	0,18 (650)	0,23 (800)	0,34 (1200)	0,42 (1500)
Capacidad de refrigeración ⁽²⁾ total sensible	W (kcal/h)	1570 (1350)	2200 (1900)	2880 (2470)	4000 (3440)	5540 (4780)	6670 (5990)
	W (kcal/h)	1380 (1190)	1950 (1680)	2590 (2150)	3250 (2830)	4540 (3990)	5760 (4950)
Capacidad de calefacción ⁽³⁾	W (kcal/h)	3480 (3000)	4870 (4200)	6400 (5500)	9010 (7750)	12210 (10500)	15700 (13500)
	W (kcal/h)	3000 (2700)	4200 (3800)	5500 (4950)	7750 (6900)	10500 (9500)	13500 (12000)
Caudal de agua	l/s (l/h)	0,08 (270)	0,19 (380)	0,14 (495)	0,19 (690)	0,26 (950)	0,33 (1200)
Caida de presión	kPa (m.c.a.)	15 (1,5)	15 (1,5)	18 (1,8)	20 (2,0)	20 (2,0)	22 (2,2)
Potencia absorbida por el motor eléctrico del ventilador	N° de turbinas W	1 48	1 64	1 68	1 77	2 110	2 120
Capacidad térmica de las resistencias eléctricas	W (kcal/h)	1250 (1065)	1250 (1065)	2500 (2150)	2500 (2150)	5000 (4300)	5000 (4300)

Los datos mostrados en la tabla se refieren a las condiciones de la norma UNI 7940.

- (1) Caudal de aire a la velocidad máxima del ventilador.
 (2) Temperatura del aire interior 27 °C de bulbo seco, 19 °C de bulbo húmedo; temperatura de entrada del agua enfriada en la batería 7 °C, salto térmico 5 °C.
 (3) Temperatura del aire interior 20 °C de bulbo seco; temperatura de entrada del agua caliente en la batería 70 °C, salto térmico 10 °C.

Figura 13. Esquema de «fan-coils» de dos, tres y cuatro tubos.



Supongamos que estamos en el período invernal con la batería de enfriamiento de agua desconectada; si un día es especialmente caluroso, por ejemplo del mes de marzo o abril, y un fan-coil requiriese frío en vez de calor, es decir, agua fría, no podría suministrársele agua fría. Para solventar estas situaciones, existen las instalaciones de fan-coils de tres tubos.

b) Fan-coils de tres tubos (Fig. 13-b)

Los tres tubos son: dos tuberías de llegada de agua al fan-coil y una tubería de salida.

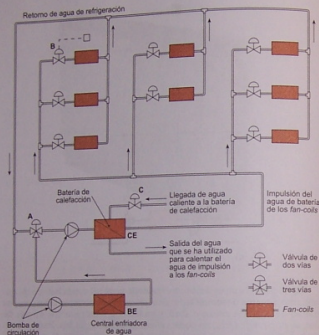
Las dos tuberías de llegada son una de agua fría y la otra de agua caliente. La válvula V2 es una válvula de 3 vías no mezcladora, es decir, su misión es dejar pasar agua fría o agua caliente, sin mezclarlas, según las necesidades de frío o calor detectadas por el termostato ambiente T.

Existe un retorno común, tanto si lo que llega al fan-coil es agua fría como agua caliente.

Las posibilidades de regulación son muy buenas; sin embargo, es un inconveniente el retorno común, puesto que puede llegar a la central frigorífica agua caliente y a la central calentadora agua fría. (Esto se comprenderá mejor después con el esquema general de la instalación de tres tubos de la figura 15.)

La función exacta de la válvula V2 es la siguiente: si el termostato ambiente detecta una bajada de temperatura, la válvula V2 (no mezcladora)

Figura 14. Esquema de una instalación de dos tubos.



deja pasar un caudal menor de agua fría; si prosigue la bajada de temperatura, sigue disminuyendo el caudal de agua fría, hasta que llega a una posición neutra en la que no hay paso de agua fría ni caliente. Si la temperatura siguiera disminuyendo, dejaría paso al agua caliente. Esta secuencia de comportamiento sería análoga, pero al revés con la temperatura ambiente subiendo. Desde una entrada de agua caliente se pasaría a una posición neutra y después a una entrada de agua fría.

c) Fan-coil de cuatro tubos (Fig. 13-c)

Es la solución mejor desde un punto de vista técnico, de regulación y de ahorro energético; sin embargo, este tipo de instalación es la más costosa puesto que implica trabajar con una red cuádruple de tuberías. Cada fan-coil tiene dos tuberías de acceso, una de agua caliente y otra de agua fría y dos tuberías de salida.

Cuando entra agua caliente, la válvula V4 desvía el agua hacia el circuito de agua caliente. Cuando llega agua fría al fan-coil, la válvula V4 desvía el agua hacia el circuito de agua fría. Así no se mezcla nunca el agua fría con el agua caliente, evitando las pérdidas que esto ocasionaría.

La válvula V3 es la que decide si al fan-coil debe llegar agua fría o agua caliente según las indicaciones de un termostato ambiente. El mismo termostato informa a la válvula V4 para que desvíe el agua fría hacia la tubería de agua fría y el agua caliente hacia la tubería de agua caliente.

Sistema de dos tubos

El sistema puede incluir una red de aire independiente de los fan-coils y éstos pueden tener una toma de aire exterior. La versión más sencilla consiste en la instalación de fan-coils sin instalación de la red de aire y sin toma de aire exterior. Es la versión más económica y difundida de las instalaciones de fan-coils. Se usa exclusivamente en la climatización de las zonas perimetrales de los edificios y locales comerciales.

En la figura 14 hemos incluido un esquema de principio genérico y sencillo de una instalación de 8 fan-coils distribuidos en 3 grupos: de tres, dos y tres respectivamente.

Es importante señalar que en los circuitos no se han incluido todos los elementos hidráulicos para no complicar excesivamente el esquema.

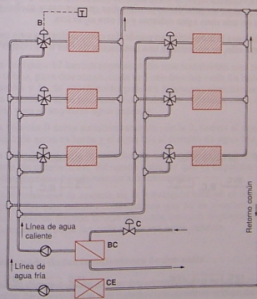


Figura 15. Instalación de tres tubos.

Por ejemplo, no se han dibujado los vasos de expansión, las válvulas antirretorno, etc.; con este esquema (y lo mismo con los de las figuras 15 y 17) sólo pretendemos dar una idea genérica de la instalación.

CE indica central enfriadora; se trata de una máquina cuya misión es enfriar el agua que le llega por la tubería de retorno.

BC es la batería de calefacción. Se alimenta con agua caliente o con vapor proveniente de una caldera.

En invierno sólo actúa la batería de calefacción y en verano la de refrigeración. No pueden actuar simultáneamente.

La válvula C regula el paso del agua caliente o del vapor que alimenta la batería de calefacción. La válvula de tres vías A, produce un *by-pass* entre el agua fría y el agua de retorno que sirve para proteger la central enfriadora y para regular la temperatura del agua fría que llegará a cada grupo de *fan-coils*. Las válvulas B situadas a pie de *fan-coil*, regulan la cantidad de agua fría que llega al *fan-coil*. Estas válvulas pueden faltar, efectuándose la regulación, en este caso, con la modificación de la velocidad del ventilador, que puede ser manual o automática. Al decir que pueden faltar, nos referimos a que no son imprescindibles.

Tal como decíamos antes, este tipo de instalación es la más económica y sencilla; presenta el inconveniente de que sólo puede funcionar con agua fría en verano y agua caliente en invierno. Esto parece que es lo normal; sin embargo, en estaciones intermedias (primavera y otoño) puede requerirse en una zona agua caliente y en otra agua fría.

En este caso la instalación no puede dar cumplimiento a este requerimiento; para ello, se necesitaría una instalación de tres o de cuatro tubos.

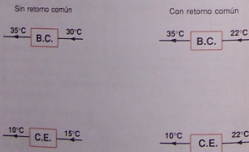


Figura 16. Temperatura de entrada y salida de la batería de frío o de calefacción, sin retorno común (valores orientativos) y con retorno común.

Sistema de tres tubos

Con un sistema a tres tubos la regulación es perfecta, porque si un recinto necesita frío, la válvula B (Fig. 15) deja pasar agua fría, si necesita calor deja pasar agua caliente. La válvula de tres vías B actúa en uno u otro sentido según las indicaciones del termostato T colocado en el ambiente.

Respecto al esquema de la figura 15, que representa una instalación de *fan-coils* de tres tubos, para dos zonas con tres *fan-coils* en cada una, hacemos la misma anotación que hicimos respecto a la figura 14. Se trata de un esquema simplificado, en el que sólo aparecen los elementos fundamentales. El único problema que presenta esta instalación es el retorno común, por lo que resulta antieconómica puesto que se mezcla el agua fría y el agua caliente en la tubería de retorno.

Analicemos lo que esto significa; supongamos que una parte de los *fan-coils* necesite agua fría (a unos 10 °C) y otra parte agua caliente (a unos 35 °C). El agua fría saldrá a unos 15 °C y el agua caliente a 30 °C. La mezcla de agua a 15 °C y agua a 30 °C dará lugar a una temperatura intermedia de unos 22 °C. Entonces, el agua que entra en la batería de enfriamiento, entra a 22 °C y no a 15 °C, y la que entra en la batería de calefacción entra a 22 °C y no a 30 °C.

Esto quiere decir que tendremos que gastar más energía para refrigerar el agua en la batería de refrigeración y para calentar el agua en la batería de calefacción. (Ver esquema orientativo en la figura 16.)

Sistema de cuatro tubos

En la figura 17 hemos representado una instalación con *fan-coils* de cuatro tubos, para dos zonas, cada una con tres *fan-coils*. La batería de refrigeración y la de calefacción pueden funcionar simultáneamente. La válvula B detecta si se necesita frío o calor; en el primer caso, deja pasar agua fría y en el segundo agua caliente.

La válvula D actúa simultáneamente con la B, desvía el agua caliente al circuito de agua caliente y el agua fría al circuito de agua fría.

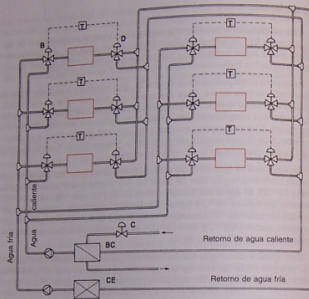
La válvula C regula la cantidad de agua caliente o vapor que llega a la batería de calefacción. Volvemos a insistir que el esquema de la figura 17 sólo contiene los elementos fundamentales.

Obsérvese que la esencia de la instalación está en el doble circuito de retorno. De esta manera conseguimos que no se mezclen el agua fría y el agua caliente cuando ocurra que unos *fan-coils* requieran agua fría y simultáneamente otros *fan-coils* requieran agua caliente.

Dimensionado de las instalaciones de *fan-coils*

Para el dimensionado es muy importante distinguir si se trata de una instalación de *fan-coils* con aire tratado centralmente, o bien de una insta-

Figura 17. Instalación de cuatro tubos.



lación de fan-coils sin aire centralizado. Este aire —cuando lo hay— recibe el nombre de *aire primario*. Así pues:

a) Fan-coils con aire primario

Consideremos una instalación de fan-coils de dos tubos y al mismo tiempo una red de conductos que distribuye aire a los ambientes, tratado centralizadamente. La misma máquina enfriadora de agua se utiliza para enfriar el aire.

El conjunto de los fan-coils debe dimensionarse en base a la carga térmica debida a la iluminación, ocupación y radiación.

El caudal de aire primario que debe introducirse en los ambientes se determina a partir de la carga sensible de transmisión. Otras funciones del aire primario son ventilar el local y proporcionar la humedad relativa adecuada. La central frigorífica debe dimensionarse en base a la carga total de todo el edificio o local.

Si se tratase de fan-coils de tres o cuatro tubos, el aire primario debe ser el mínimo necesario para contrarrestar la carga latente del ambiente y ventilar el local. Los fan-coils contrarrestarán todo lo demás: la carga sensible debida a la iluminación, radiación, transmisión y ocupación.

b) Fan-coils sin aire primario

En este caso, al dimensionar los fan-coils, debe tenerse en cuenta además la carga debida a la transmisión, dado que no hay aire primario para contrarrestarla.

El agua fría que llega al fan-coil en verano debe compensar la totalidad de la carga térmica de refrigeración. Asimismo, el agua caliente que llega en invierno debe contrarrestar la carga térmica de calefacción. Si tenemos distintas zonas, debe trabajarse con el concepto de carga máxima contemporánea, para dimensionar la central frigorífica.

La elección de un fan-coil debe hacerse efectuando ciertos cálculos previos, que indicaremos a continuación. Necesitaremos determinar el caudal de aire necesario y la potencia frigorífica del fan-coil. El caudal del aire se calcula mediante la expresión:

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}_{se}}{0,33 \cdot (t_e - t_p) \cdot (1 - f)}$$

Donde: $\dot{V}$ es el caudal, en m^3/h ; $\dot{Q}_{se}$ la carga sensible efectiva ambiente, en kW; t_e la temperatura del local; t_p el punto de rocío de la batería del fan-coil y f el factor de by-pass (generalmente $f = 0,1$). La temperatura de rocío de la batería, t_p , se determina a partir del diagrama psicrométrico, mediante el factor de calor sensible efectivo, FCSE; así:

$$\text{FCSE} = \frac{\dot{Q}_{se}}{\dot{Q}_{se} + \dot{Q}_{la}}$$

Donde: $\dot{Q}_{se}$ es la carga sensible efectiva, en W y $\dot{Q}_{la}$ la carga latente efectiva en W.

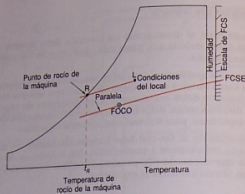
Se sitúa el FCSE en la escala del factor de calor sensible, se une con el foco y se traza una paralela por L (condiciones del local) hasta intersectar la curva de saturación (Fig. 18).

Para determinar la potencia frigorífica del fan-coil debe obtenerse el estado del aire a la salida de la batería. Este estado lo designaremos con la letra S .

La temperatura del aire a la salida de la batería, t_s , se obtiene a partir de la expresión:

$$t_s = (t_e - t_p) \cdot f + t_p$$

Figura 18. Instrucciones para obtener el punto R.



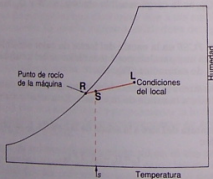
En la que t_L es la temperatura del local; t_R la temperatura de rocío de la batería, y f el factor de *by-pass*.

Una vez obtenida la temperatura t_S , se situará el punto S en la recta RL, tal como se indica en la figura 19; puesto que S es un punto de la recta RL.

Para calcular la potencia frigorífica del *fan-coil*, emplearemos la fórmula,

$$N_F = 1,2 \dot{V} (h_L - h_S)$$

Figura 19. Instrucciones para obtener el punto S.



Con N_F en kW; $\dot{V}$ en m^3/s ; h_L es la entalpía del aire en el estado L; h_S es la entalpía del aire en el estado S, ambas en kJ/kg; se obtienen a partir de la expresión:

$$h = 1,004 t + W (2500,6 + 1,86 t)$$

Ejemplo 4

Se desea mantener un local a 24 °C y un 60 % de humedad relativa. La carga efectiva del local es:

$$\dot{Q}_{se} = 2.300 \text{ W (carga sensible efectiva)}$$

$$\dot{Q}_{le} = 480 \text{ W (carga latente efectiva)}$$

El factor de *by-pass* de la batería es 0,1.

Determinar el caudal de aire y la potencia frigorífica de un *fan-coil*, capaz de mantener el local en las condiciones anteriormente señaladas.

El factor de calor sensible efectivo será:

$$FCSE = \frac{\dot{Q}_{se}}{\dot{Q}_{se} + \dot{Q}_{le}} = \frac{2.300}{2.300 + 480} = 0,83$$

En el diagrama psicrométrico, señalamos el punto L (24 °C, 60 % de humedad relativa) y marcamos el valor de 0,83 en la escala de factor de calor sensible (Fig. 21).

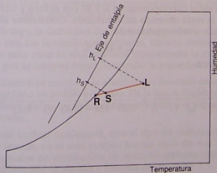
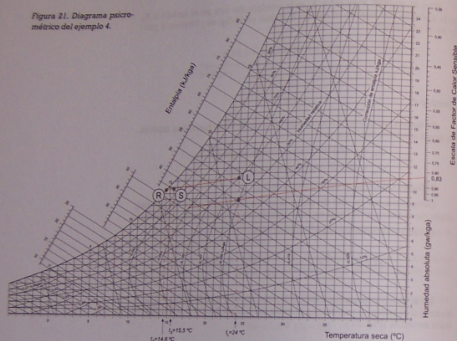


Figura 20. Instrucciones para obtener las entalpías h_L y h_F .

Figura 21. Diagrama psicrométrico del ejemplo 4.



Unimos la señal correspondiente al 0,83 con el foco y trazamos por L una paralela a la recta obtenida anteriormente. Obtenemos el punto R , al que corresponde una temperatura de

$$t_R = 14,6^\circ\text{C}$$

El caudal será:

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}_{29}}{0,33 \cdot (t_s - t_R) \cdot (1 - f)} = \frac{2.300}{0,33 \cdot (24 - 14,6) \cdot (1 - 0,1)} = 824 \text{ m}^3/\text{h}$$



La temperatura t_s :

$$t_s = (t_L - t_R) \cdot f + t_R = (24 - 14,6) \cdot 0,1 + 14,6 = 15,5^\circ\text{C}$$

Situamos el punto S y obtenemos la humedad absoluta de los estados L y S :

$$W_L = 0,011 \text{ kgw/kg}$$

$$W_S = 0,01025 \text{ kgw/kg}$$

Las entalpías serán:

$$h_L = 1,004 \times 24 + 0,011 (2500,6 \times 24) = 52,09 \text{ kJ/kg}$$

$$h_s = 1,004 \times 15,5 + 0,01025 (2500,6 + 1,86 \times 15,5) = 41,49 \text{ kJ/kg}$$

La potencia frigorífica será:

$$N_F = 1,2V(h_L - h_s) = 1,2 \times \frac{834}{3.600} (52,09 - 41,49) = 2,95 \text{ kW}$$

Este último valor lo redondearemos a 3 kW. Así pues, elegiremos el fan-coil con estos datos básicos:

$$\text{Caudal: } 824 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{Potencia frigorífica: 3 kW (valor redondeado)}$$

Aplicaciones del sistema de fan-coils

La instalación de fan-coils es apropiada para las "zonas perimetrales" de los edificios con una fuerte variación de la carga térmica. Debido a una cierta imposibilidad de regular la humedad ambiente de una forma exacta, no son muy apropiados para grandes aforos (el aforo se refiere a la cantidad de gente que ocupa el local).

Sin embargo, la fiabilidad del sistema depende de si utilizamos conjuntamente con los fan-coils aire primario, tratado centralmente. Pensemos que en este caso el aire primario contrarresta la carga latente del ambiente y por lo tanto es capaz de regular la humedad del local.

La regulación es mucho más efectiva con fan-coils de tres o cuatro tubos, pero también es mucho más cara. En la figura 22 hemos consignado todas las posibilidades con comentarios relativos a la capacidad de regulación y al costo.

Conviene indicar finalmente, que el tipo de instalación de fan-coils que más se instala, es el más simple: los fan-coils de dos tubos, sin aire primario y sin aire de ventilación; es decir, un sistema que sólo utiliza el agua como fluido frío en verano y caliente en invierno.

Figura 22. Cuadro de características sobre costos y regulación de los distintos tipos de instalación.

	COSTO DE LA INSTALACION	REGULACION DE LA TEMPERATURA AMBIENTE	REGULACION DE LA HUMEDAD AMBIENTE	COSTO DE EJERCICIO
DOS TUBOS SIN AIRE PRIMARIO	De los tres tipos es el de menor costo	Regular	Malta	Bajo
CON AIRE PRIMARIO	Medio	Buena	Buena	
TRES TUBOS SIN AIRE PRIMARIO	Medio	Buena	Malta	El más alto
CON AIRE PRIMARIO	Alto	Excelente	Buena	
CUATRO TUBOS SIN AIRE PRIMARIO	Alto	Buena	Malta	El más bajo
CON AIRE PRIMARIO	El más alto	Excelente	Buena	

13 ELECCION DEL SISTEMA MAS IDONEO

INTRODUCCION

La elección del mejor sistema para resolver nuestro problema de climatización es un factor de capital importancia para que la instalación se adecue a los requisitos impuestos por el propietario de una forma equilibrada y con un coste correcto. El sistema elegido no tiene por qué ser el mejor; tiene que ser el que responda a las necesidades de climatización del cliente o propietario de la instalación. La única limitación que el proyectista debe fijarse es que la instalación cumpla de forma satisfactoria los requisitos mínimos de acondicionamiento del local; a partir de esta premisa, lo que viene a continuación es sentido común, experiencia y material, es el último factor es el que condiciona el coste de una forma determinante.

No siempre una instalación de climatización está sujeta a estos criterios, que podríamos denominar convencionales. Puede haber casos en los que deban prevalecer otros criterios, como, por ejemplo, la climatización de locales o edificios históricos o emblemáticos, en los que, independientemente del coste, deberá buscarse una solución que no sea discordante con el entorno.

ELECCION DEL SISTEMA

Para elegir el sistema de acondicionamiento de aire que emplearemos en el proyecto de la instalación, deben tenerse en cuenta los siguientes criterios:

- 1º. Que el sistema permita asegurar, de una forma eficaz, el cumplimiento de las metas trazadas. A este criterio lo denominaremos «Fiabilidad técnica».
- 2º. Que el costo de la instalación sea el adecuado, tanto desde un punto de vista técnico, como financiero y competitivo, sobre todo en el caso de licitaciones. A este criterio lo denominaremos «Adecuación económica». Vamos a estudiar estos dos criterios, por separado.

Consideraciones previas

No todos los sistemas permiten garantizar con la misma fiabilidad la temperatura y la humedad del recinto que debemos climatizar. Ni todos

ellos tienen el mismo costo de instalación y de ejercicio. Vamos a aclarar, en primer lugar, estos conceptos.

Costo de instalación: Es el dinero que hay que pagar para que instalen y pongan en funcionamiento una instalación de aire acondicionado. Comprende las siguientes partidas:

- Realización del proyecto.
- Compra de los equipos.
- Transporte.
- Mano de obra de montaje.
- Puesta en funcionamiento.

Costo de ejercicio: Es el dinero que hay que pagar por la factura energética (generalmente corriente eléctrica) y por los gastos de mantenimiento y reparación, cuando se producen averías. Comprende las siguientes partidas:

- Facturación eléctrica.
- Mantenimiento: mano de obra, recambios, pequeñas reparaciones, puestas a punto.
- Reparación de averías.

Antes de decidir el tipo de instalación, hay que tener presente que existen distintos niveles de complejidad; no es lo mismo una instalación de refrigeración en verano en unas oficinas, con 5 ó 6 dependencias, que la climatización en régimen anual de un edificio completo de 8 plantas, ni la climatización de un auditorio musical, con todas las dificultades técnicas que comporta.

También hay que tener presente si la climatización se implanta en un edificio nuevo en el que el arquitecto había previsto algún tipo de acondicionamiento, o bien se trata de un edificio viejo en el que no hay hecha ninguna previsión. En fin, puede tratarse incluso de un edificio antiguo, en el que no pueda introducirse ninguna modificación de la estructura ni de la apariencia externa.

En términos generales podemos afirmar que la elección del sistema depende fundamentalmente del costo de la instalación y de la adecuación de la misma a las demandas del cliente que solicita la climatización.

Podríamos hablar de una escala de requisitos cuyo cumplimiento va complicando y encareciendo la instalación (Fig. 1).

Es evidente que si el cliente exige un nivel 5 de calidad, el costo no será el mismo que si exige un nivel 2, o un nivel 3; por otra parte, si nos centramos en un determinado nivel de calidad, los tipos de instalación

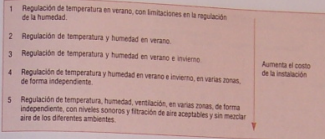


Figura 1. Variación del costo de las instalaciones en función de la mejora de la regulación.

quedarán bastante reducidos, porque no todos proporcionan la misma calidad, con lo que se facilita la elección del sistema.

¿Cuál es la calidad que proporcionan los distintos sistemas que hemos estudiado?

Para contestar esta pregunta hemos confeccionado la figura 2. La puntuación va del 0 al 10. Una nota alta indica una buena regulación, y una nota baja una mala regulación. En la misma tabla se han incluido unos comentarios sobre el costo inicial y el costo de ejercicio.

Criterios de elección en base a la naturaleza del local

A medida que ha ido pasando el tiempo, los proyectistas de instalaciones de aire acondicionado se han ido dando cuenta que determinados sistemas son más apropiados que otros, simplemente por el tipo o naturaleza del local. Este criterio no es contradictorio con lo que hemos expuesto anteriormente. En realidad se trata de criterios complementarios y a veces es necesario utilizarlos todos para llegar a determinar por exclusión el sistema más adecuado a nuestro caso.

Una primera pregunta que podemos hacernos es la siguiente: ¿cómo influye la eficacia del control de los parámetros fundamentales: temperatura, humedad, etc., en los distintos tipos de locales?

Consideremos la siguiente puntuación:

- Si la regulación de un parámetro tiene una importancia máxima, 5 puntos.
- Si tiene una importancia mínima, 0 puntos.

TODO AIRE MONOCONDUCTO	ELEMENTOS QUE PUEDEN REGULARSE					COSTO	
	Temperatura	Humedad	Movimiento del aire	Pureza del aire	Ruido	Inicial	Ejercicio
Regulación sobre la batería de frío	9	5	9	9	9	MEDIO	MEDIO
Regulación by-pass sobre el aire de retorno	9	7	9	9	9	MEDIO	MEDIO
Con postcalentamiento	9	9	9	9	9	MEDIO	ALTO
Sistema VAV	6	6	5	7	6	BAJO	BAJO
Sistema de doble conducto	9	7	9	9	8	ALTO	ALTO
AIRE-AGUA							
Sistema de inducción a 2 tubos	9	8	9	8	9	MEDIO	ALTO
Sistema de inducción a 3 tubos	9	9	9	8	9	ALTO	ALTO
Sistema de inducción a 4 tubos	9	9	9	8	9	MUY ALTO	BAJO
Sistema de Fan-coils con aire primario a 2 tubos	9	8	9	8	8	MEDIO	ALTO
Sistema de Fan-coils con aire primario a 3 tubos	9	9	9	8	8	ALTO	ALTO
Sistema de Fan-coils con aire primario a 4 tubos	9	9	9	8	8	MUY ALTO	BAJO
TODO AGUA							
Fan-coils sin aire a 2 tubos	6	4	8	5	7	BAJO	MEDIO
Fan-coils sin aire a 3 tubos	8	4	8	5	7	MEDIO	MEDIO
Fan-coils sin aire a 4 tubos	8	4	8	5	7	ALTO	BAJO
FLUIDO FRIGORÍFICO							
Acondicionadores de ventana	8	4	7	4	4	BAJO	ALTO

Figura 2. Capacidad de regulación de las instalaciones de aire acondicionado.

En la tabla de la figura 3 hemos clasificado de 0 a 5 puntos la importancia que tienen los siguientes conceptos:

- Temperatura.
- Humedad relativa.
- Ruido.
- Filtrado del aire.
- Olor del aire.
- Velocidad del aire.

TIPOS DE LOCALES	Temperatura	Humedad relativa	Ruido	Filtrado del aire	Olor del aire	Velocidad del aire
Oficinas	4	2	3	3,5	4	3,5
Viviendas particulares	4,5	2,5	4	4	4	2,5
Habitaciones de hotel	4,5	2	4	3	3	3
Habitaciones de hospital	4,5	3,5	4,5	4	4	3,5
Clinicas en general	4,5	2,5	3,5	4	4,5	3
Cines, teatros	3,5	2	3,5	2	3,5	2,5
Supermercados	4	2	1	1,5	2	2
Salas de ordenadores	4	3	2,5	4	2	2
Naves industriales	3	0,5	1	2	2	2

Figura 9. Puntuación, de 0 a 5 de importancia, que tiene la regulación de los parámetros indicados, en los distintos tipos de locales.

TIPOS DE LOCALES	SOLUCIONES
Viviendas particulares	- Acondicionadores de ventana. - Todo aire con regulación de la batería de frío (autónomo). - Fan-coils con aire de dos tubos. - Fan-coils sin aire de dos tubos.
Teatros, cines, salas de espectáculos, discotecas...	- Todo aire con regulación de by-pass sobre el aire de retorno.
Restaurantes	- Todo aire con regulación de la batería de frío (autónomo). - Todo aire con regulación de by-pass sobre el aire de retorno.
Oficinas en zona perimetral	- Todo aire con regulación de la batería de frío (autónomo). - Todo aire con regulación de by-pass sobre el aire de retorno. - Fan-coils con aire de dos tubos. - Fan-coils sin aire de dos tubos.
Oficinas en zona interior	- VAV - Todo aire con regulación de la batería de frío (autónomo).
Hoteles	- Fan-coils con aire. - Fan-coils sin aire.
Hospitales	- Fan-coils con aire. - Fan-coils sin aire. - Todo aire con regulación mediante post-calentamiento del aire.
Almacenes	- Todo aire con regulación mediante by-pass del aire de retorno. - Todo aire con regulación de la batería de frío (autónomos de pared o de techo).

Figura 10. Diversas soluciones para los distintos tipos de locales.

Para diversos locales, según la función a la que están destinados. Finalmente, en la figura 4 hemos confeccionado un cuadro orientativo de los tipos de sistemas más utilizados para resolver el acondicionamiento de los diferentes locales, en base a la función a la que están destinados.

¿Cómo debe elegirse el sistema de aire acondicionado?

Cuando se encarga una instalación de aire acondicionado, siempre a petición del propietario o arrendatario del local, en general están claros y determinados los siguientes conceptos:

- Si es de ciclo anual, o sólo de verano, o sólo de invierno.
- Si se trata de un local ya construido, o de un local que todavía no se ha construido.
- La naturaleza del local: oficina, supermercado, cine, etc.
- El grado de confort que desea el cliente:
 - Alto «standing»
 - Buen confort
 - Medio confort
- El clima general de la zona donde está ubicado y las condiciones exteriores.
- Las limitaciones económicas, si existen.

Con todos estos datos, el proyectista puede hacer uso en primer lugar, de la tabla de la figura 4, para recordar el tipo de instalaciones que suelen efectuarse en un determinado local. A continuación, puede utilizar criterios más técnicos e incluso económicos para decidir finalmente el tipo de instalación más idóneo.

14 EL FILTRADO DE AIRE

INTRODUCCION

A veces nos olvidamos de la importancia que tiene, en el acondicionamiento de aire, la pureza y calidad del mismo. El objetivo suele ser regular convenientemente la temperatura y la humedad relativa y dejar el tema de la ventilación en manos del aire exterior, que aporta la necesaria renovación y por lo tanto la dilución de olores desagradables y sustancias nocivas, como la acroleína, responsable de la irritación de los ojos; esta sustancia se produce a consecuencia de la combustión de los cigarrillos.

Ahora bien, el aire exterior garantiza la renovación del aire interior, pero no su pureza ni calidad. Para conseguir esta pureza y calidad del aire es necesario filtrar la mezcla de aire exterior y aire de recirculación, para que queden retenidos en el filtro los elementos indeseables del aire: partículas sólidas, malos olores, humos, etc.

Esta operación en sí es muy sencilla; basta poner el filtro adecuado y dotar al aire de la presión necesaria para vencer la resistencia que ofrece el filtro.

Se trata, sin embargo, de una operación sencilla pero importante, a la que debemos dedicar la atención adecuada. Un mal filtrado de aire puede producir sensación de incomodidad, y en algunos casos, incluso puede ser perjudicial para la salud.

TEORIA BASICA DEL FILTRADO

Tal como se explicó en el primer capítulo, el aire atmosférico está compuesto de los siguientes elementos (en los primeros 10 km de atmósfera):

Nitrógeno: aproximadamente un 79 %

Oxígeno: aproximadamente un 21 %

Vapor de agua: cantidad variable, aunque pequeña

Anhidrido carbónico, gases nobles, hidrógeno e impurezas: cantidades muy pequeñas

Las proporciones de nitrógeno y oxígeno, sumadas, dan el 100 %. Esto no es exacto, sino que sólo es indicativo de que los restantes componentes están presentes en el aire con una concentración muy baja.

Es conocida la importancia que tiene el vapor de agua, aunque esté en pequeña concentración. Vamos a fijarnos en otro componente del aire de naturaleza muy diversa, pero que puede causar serios problemas: *las impurezas*.

Las impurezas del aire, localizadas principalmente en la parte baja de la atmósfera, pueden clasificarse, según su procedencia:

- Partículas sólidas minerales: arena fina, residuos industriales.
- Partículas animales o vegetales: polen, bacterias, restos de plantas, flores, semillas.
- Gases: humos, niebla.

La forma de la partícula o impureza se considera esférica, aunque es evidente que no tiene por qué serlo, y el tamaño se determina mediante el diámetro.

En la práctica, el diámetro está comprendido entre 0,1 y 200 milésimas de milímetro (μm). Vea la figura 1.

La cantidad de polvo presente en el aire, independientemente de su procedencia, depende del lugar, y de si hay cerca industrias, minas o cualquier tipo de foco emisor. También hay que distinguir entre las zonas urbanas y las rurales. En la tabla de la figura 2 se dan algunas indicaciones. Pasemos ahora a estudiar el filtro de aire y el proceso de filtrado. ¿Qué es un filtro? Diremos que un filtro es un dispositivo que retiene una parte de las impurezas del aire. Esta retención de las impurezas se lleva a

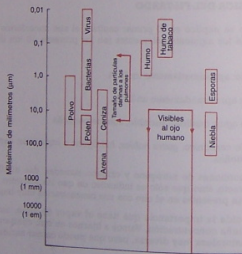


Figura 1. Clasificación de las impurezas del aire por tamaño.

Procedencia	Concentración de polvo (mg/m^3)
Zonas rurales	0,05 - 0,5 mg/m^3
Zonas urbanas	0,1 - 1 mg/m^3
Zonas industriales	0,25 - 4 mg/m^3
Zonas de alta contaminación	4 - 20 mg/m^3

* La concentración se expresa en miligramos de polvo por metro cúbico de aire (mg/m^3).

Figura 2. Concentración característica de polvo por zonas.

cabo por diversos medios que dependen del tipo de filtro y que ya estudiaremos en los apartados siguientes. De un filtro nos interesan tres conceptos fundamentales:

Rendimiento: es el tanto por ciento de la cantidad retenida por el filtro respecto al total, de unas partículas determinadas.

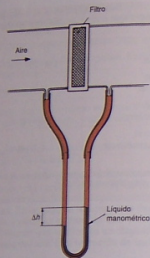
El rendimiento no tiene sentido en un margen amplio de diámetros, puesto que un filtro puede tener un rendimiento alto en una banda de diámetros y bajo en otra. Generalmente, el rendimiento de un filtro referido a una banda de diámetros, disminuye cuando pasamos a una banda de diámetros más pequeños.

Pérdida de carga: es la diferencia de presión del aire entre la entrada y la salida del filtro (Fig. 3). La pérdida de carga no es constante, sino que va aumentando a medida que el filtro se va cargando de partículas retenidas. La diferencia de presión puede medirse con un tubo en forma de U, o con dos manómetros, uno situado antes del filtro y otro después. Suele medirse en Pa (pascales ó N/m^2) o en m.m.c.a. (milímetros de columna de agua).

Capacidad: es un número que indica la cantidad de partículas que puede retener el filtro, antes de que la pérdida de carga alcance un valor no permisible.

Para determinar las características de un filtro hay que someterlo a una serie de pruebas o ensayos, que realizan las empresas que los fabrican, o bien los laboratorios de homologación.

Figura 3. Determinación de la pérdida de presión en un filtro.



ENSAYOS DE NORMALIZACION

El tipo de pruebas que suelen realizarse son los que estudiaremos a continuación.

Método numérico

Se trata de un procedimiento que consiste en contar las partículas retenidas en el filtro. En general, se lleva a cabo el cómputo numérico no de todo el filtro sino de una pequeña porción y el resultado se extrapola a la totalidad. A veces se utiliza una sustancia en forma de aerosol (por ejemplo, el dióxido de talco, el D.O.P.) cuyas partículas tienen un diámetro constante de 0,3 milésimas de milímetro.

El proceso de contar no hay que entenderlo en sentido estricto; pueden utilizarse medios mecánicos, químicos o espectroscópicos para determinar la cantidad de sustancia retenida.

Método ponderal

Se emplea en filtros de baja y media eficacia; consiste en pesar cuidadosamente antes y después el filtro y el recogedor de polvo que

se instala a continuación del filtro. El rendimiento de la captación se mide mediante el cociente del polvo retenido dividido entre la cantidad total empleada en el ensayo.

Debe utilizarse una muestra de polvo con una distribución de diámetros constante para que el ensayo tenga validez. En Estados Unidos de Norteamérica, existe un instituto de normalización de filtros de aire, denominado A.F.I. que emplea un polvo especial que contiene negro de humo, polvo de sílice y fibras de algodón. Los resultados obtenidos nunca deben aplicarse a polvos que tengan una banda de distribución de diámetros inferior a la ensayada.

Método colorimétrico

Llamado también método D.S.T. (Dust Soft Test). Se basa en la propiedad que tienen las partículas del aire de ensuciar una superficie determinada. La muestra de aire se hace pasar sobre una superficie de papel especial. La muestra de aire que ha pasado por el filtro se hace pasar sobre otra pantalla de papel. Se comparan las manchas dejadas por ambas muestras mediante un fotómetro. Se determina la eficacia del filtro comparando la superficie de las manchas dejada por ambas muestras, procurando que ambas presenten la misma opacidad.

Este método es el más empleado para determinar el rendimiento de filtros de alta eficacia.

CURVAS CARACTERISTICAS

Las curvas características de los filtros sirven para indicar de una forma clara, rápida y precisa cómo varían el rendimiento y la resistencia con el caudal de aire y la cantidad de impurezas.

El Instituto Americano A.F.I., que hemos mencionado anteriormente, utiliza unos diagramas especiales (Fig. 4). En el eje inferior, se representa el caudal de aire en m^3/h . En el eje superior, la cantidad de polvo enviada al filtro en gramos. En el eje de la izquierda, la resistencia en mm.c.a. y en el eje de la derecha, el rendimiento en %.

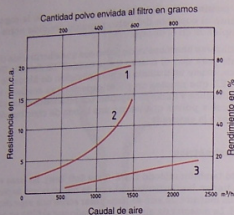
En la misma figura 4 hemos representado las tres curvas características 1, 2, y 3, que ahora comentaremos de forma cualitativa. Ha de comprender que cada filtro dará sus propias curvas características.

Curva 1. Indica el rendimiento del filtro respecto a la cantidad de polvo enviada al filtro.

Curva 2. Indica la resistencia del filtro respecto a la cantidad de polvo enviada al filtro.

Curva 3. Indica la resistencia del filtro en función del caudal de aire. Con el filtro limpio y con el aire sin polvo.

Figura 4. Curvas características de un filtro.



Acabaremos este tema indicando que la *Asociación Americana de Ventilación, Refrigeración y Aire acondicionado (ASHRAE)* aconseja que los ensayos que deben efectuarse en un filtro son:

1. Capacidad de aire.
2. Resistencia.
3. Precipitación de polvo.
4. Energía para reactivar el filtro, cuando ello es posible.
5. Capacidad de retención del polvo cuando no se trata de filtros automáticos.

Ejemplo 1

Se ensaya un filtro seco por el método ponderal. Se instala en un conducto por el que circula aire que lleva en suspensión una cierta cantidad de polvo. El ensayo se hace con diferentes caudales de aire: 1.000, 1.200, 1.400, 1.600, 1.800, 2.000 m³/h. La cantidad total de polvo que puede ser retenida por el filtro, que es la que lleva el aire, es siempre la misma: 120 gramos. Las cantidades efectivas retenidas por el filtro han sido de 30, 35, 42, 50, 58 y 70 en gramos. Representar la curva característica del rendimiento.

Solución:

Si el máximo posible retenido por el filtro es 120 en cada caso, el ren-

dimiento se obtiene dividiendo la cantidad retenida por 120 y multiplicando por 100 para obtener el %, es decir:

$$\frac{30}{120} \times 100 = 25\%$$

$$\frac{35}{120} \times 100 = 29,2\%$$

$$\frac{42}{120} \times 100 = 35\%$$

$$\frac{50}{120} \times 100 = 41,7\%$$

$$\frac{58}{120} \times 100 = 48,3\%$$

$$\frac{70}{120} \times 100 = 58,3\%$$

En la figura 5 se ha representado la curva característica caudal-rendimiento.

CLASIFICACION DE LOS FILTROS

Los filtros se clasifican según su forma de actuar:

Filtros de tipo seco. Están constituidos por un entramado que retiene las partículas de polvo.

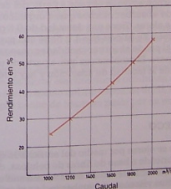


Figura 5. Curva característica del ejemplo 1.

Filtros de tipo viscoso. El cuerpo del filtro está tratado con un líquido viscoso. Las partículas quedan atrapadas en este medio.

Filtros electrostáticos. El principio se basa en cargar positivamente las partículas indeaseables y atraerlas mediante unos electrodos negativos.

Filtros especiales. Para eliminar los malos olores hay que recurrir a unos filtros especiales que contienen carbón activo.

En los apartados siguientes iremos estudiando cada uno de estos tipos de filtros.

ESTERILIZACION DEL AIRE. UTILIZACION DE FILTROS DE CARBON ACTIVO

Hay instalaciones de aire acondicionado que requieren la esterilización del aire; por ejemplo, en hospitales, laboratorios, etc. Realmente la esterilización sólo es necesaria cuando se puedan reproducir los agentes patógenos en el propio medio acondicionado. Y con más motivo cuando se utilice aire de recirculación. Para esterilizar el aire pueden emplearse lámparas ultravioletas, con una serie de precauciones:

1. Dosis y exposición adecuadas.
2. Protección de los ocupantes.
3. Colocación adecuada.

También pueden emplearse vapores bactericidas en baja concentración (por ejemplo, glicol trietilénico).

Para eliminar los malos olores del aire, se recomienda utilizar filtros de carbón activo. El carbón activo se obtiene a partir del carbón vegetal, y tiene la propiedad de absorber muchos gases orgánicos, que son los causantes de los malos olores. Tiene una densidad de $0,5 \text{ g/cm}^3$ y es extraordinariamente poroso. Se calcula que 1 g tiene una superficie activa de $1,200 \text{ m}^2$, con lo cual puede absorber cantidades gaseosas equivalente a $1/3$ ó $1/4$ de su peso. El problema es que, a partir de un cierto tiempo de utilización, pierde la facultad de absorción y hay que regenerarlo.

FILTROS DE TIPO SECO

La acción filtrante se ejerce por medio del entramado que constituye el cuerpo del filtro, fabricado a base de fibras de celulosa, de vidrio, o de otros materiales de carácter sintético. El rendimiento suele ser más elevado que el de los filtros viscosos; sin embargo, la capacidad de carga

suele ser menor, por lo que el costo de mantenimiento es más elevado. He aquí algunos datos característicos.

- Velocidad del aire a través del filtro: $0,15$ a $0,45 \text{ m/s}$
- Rendimiento de captación: 65 al 95%
- Pérdida de carga con el filtro nuevo y caudal nominal de aire: $1,5$ a 7 mm.c.a.

No obstante, es evidente que se deben utilizar los datos de cada filtro en particular.

Hay unos filtros especiales que se llaman *absolutos* que llegan a tener un rendimiento cercano al 100% , y se utilizan para filtrar las partículas radiactivas.

FILTROS ELECTROSTATICOS

El principio consiste en cargar eléctricamente las partículas del aire, haciéndolas pasar por un campo electrostático con un potencial de unos 12.000 V . Para el aire acondicionado se utiliza la carga positiva, con el fin de evitar que se forme ozono. A continuación se disponen unos electrodos también positivos, en forma de placas o rejillas, que repelen las partículas cargadas positivamente, haciendo que vayan a parar a unos paneles especiales de recogida del polvo y cargados negativamente.

Además, estos paneles pueden disponerse de varias formas: generalmente están impregnados de una sustancia adhesiva para evitar que las partículas sean arrastradas. Las bandejas de recogida están dispuestas de tal forma que pueden someterse a una lluvia o lavado por pulverización, para renovar la capacidad de captación. También pueden estar dispuestas —las bandejas— de forma que giren automáticamente y pasen a través de un baño de aceite.

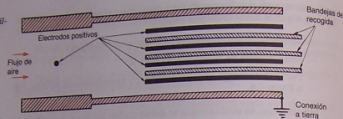
Si el aire tiene un elevado contenido de polvo, es necesario colocar antes del filtro electrostático otro de tipo viscoso. En la figura 6 puede observarse un esquema del principio de un filtro electrostático.

El rendimiento de estos filtros está comprendido entre el 60 y el 90% . A veces los filtros electrostáticos combinan el efecto de captación electrostática con el efecto del filtro seco, es decir, reteniendo las partículas por el simple hecho de hacerlas pasar por un entramado.

FILTROS VISCOSOS

El medio filtrante se trata con un líquido especial muy viscoso, de forma que sobre la superficie activa quede depositada una lámina o capa

Figura 6. Esquema de un filtro electrostático.



de líquido. El aire, cuando atraviesa el filtro, es subdividido en múltiples chorritos o filetes, de forma que las partículas más pesadas son proyectadas contra el medio filtrante y quedan retenidas por la sustancia pegajosa que lo impregna.

El medio filtrante propiamente dicho suele estar constituido por lana metálica, fibra de vidrio, rejillas metálicas superpuestas, fibras vegetales o sintéticas, etc.

El cuerpo del filtro, puede ser del tipo:

- Lavable.
- Recambiable.

Existen filtros viscosos automáticos, que funcionan de la siguiente forma; el cuerpo del filtro está inserto en un mecanismo de rotación, de tal forma que periódicamente se le hace pasar por un baño de aceite que limpia el polvo y regenera la capa de sustancia adhesiva.

El rendimiento de captación suele estar en torno del 65 al 75 %. Para el polvo atmosférico la eficacia es mucho más baja.

La pérdida de carga para la velocidad nominal de aire (en general 1,5 m/s) suele estar comprendida entre 2 y 10 mm.c.a. Suelen funcionar hasta que la resistencia llega a 10 ó 15 mm.c.a.

ELECCION DEL TIPO DE FILTRO ADECUADO

No puede utilizarse un filtro cualquiera para una necesidad determinada; hay que utilizar el filtro adecuado. En general, el filtro se elige en base al rendimiento ponderal o al rendimiento colorimétrico, según sea el tamaño de partícula que debe ser retenida. En la tabla de la figura 7 hemos indicado de forma bastante completa el tipo de aplicación de cada filtro en base al rendimiento ponderal y al rendimiento colorimétrico.

PONDERAL	RENDIMIENTO COLORIMETRICO	RENDIMIENTO	APLICACION
35 a 50	< 10	No son eficaces para el polen, humo ni bacterias. Retienen fibras. Se utilizan en acondicionadores de ventana	
50 a 70	10 a 20	No son eficaces para el humo ni bacterias. Retienen fibras y parcialmente el polen. Se utilizan en acondicionadores de ventana y autónomos.	
70 a 85	20 a 25	No son eficaces para el humo. Retienen el polen hasta un 85 %. Se utilizan como prefiltros de otros de gran rendimiento.	
85 a 95	25 a 40	Empezan a ser eficaces para el humo del tabaco.	
> 95	35 a 60	Eficaces para el polvo atmosférico, para polvo más pequeño que éste y para el polen. Se emplean para filtrar el aire de recirculación y el de ventilación.	
100	85 a 99	Eficaces para el humo del tabaco y las bacterias. Se emplean en quirófanos, laboratorios farmacéuticos y zonas controladas.	

Figura 7. Cuadro de aplicaciones de los filtros.

INTRODUCCION

En las instalaciones de acondicionamiento de aire, así como en las de calefacción y refrigeración industrial, se pueden producir fallos y averías que ocasionen una distorsión parcial o total del sistema, obligando incluso a realizar paradas de la instalación para proceder a la reparación del elemento o dispositivo averiado.

La reparación de las averías que se producen en este tipo de instalaciones adquiere una dimensión mayor que la simple reparación de un tubo atascado, de una válvula obstruida, o de un depósito de agua con una válvula de regulación defectuosa.

Para prevenir en lo posible la aparición de fallos de funcionamiento y averías, en general la instalación de aire acondicionado debe someterse a controles y revisiones que, de forma genérica, reciben el nombre de «mantenimiento».

En este capítulo se darán unas nociones generales sobre mantenimiento. También se comentará brevemente la normativa vigente: el *Reglamento de las Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE)*. Este reglamento está desarrollado a través de unas *Instrucciones Técnicas Complementarias (ITE)*.

PARTE PRIMERA. CONCEPTOS BASICOS SOBRE MANTENIMIENTO

Designamos con el nombre de *mantenimiento* el conjunto de acciones que permiten mantener y conservar un bien en un estado tal que pueda asegurarse un servicio determinado.

Una idea fundamental es que el mantenimiento cuesta dinero, que hay que añadir al coste energético de la instalación o de la máquina.

Otra idea importante es que, en general, el coste de mantenimiento aumenta a medida que la máquina va envejeciendo, puesto que aumentan las averías, paradas, necesidades de recambiar piezas y realizar ajustes.

Hay que tener muy claro cuando una máquina debe «morir»: en el momento que los gastos de mantenimiento añadidos al coste de la energía hagan improductiva la máquina. O simplemente «poco productiva».

Inventémonos una unidad monetaria que llamaremos UM. Consideremos una máquina que inicialmente produce 1.000 UM mensuales y que la producción es constante. El coste de la energía para que funcione la máquina es de 12 UM diarias. Los costes financieros de amortización 60 UM mensuales. Otros gastos generales asociados a la máquina (excepto mantenimiento): 10 UM mensuales y con un crecimiento del 10 % anual.

Los gastos de mantenimiento se han calculado de una forma aproximada. Se supone que aumentan linealmente con el tiempo, en base a la siguiente ecuación:

$$GM = 1.800 + 600 t$$

expresado en UM anuales, siendo t el número de orden del año que se considere, a partir del momento de puesta en funcionamiento. GM es la cantidad de UM anuales por gastos de mantenimiento.

El coste de la energía se supondrá que aumenta un 10 % anual. Realizar un balance económico de la máquina.

El balance económico es muy sencillo y se ha realizado en la tabla 1. Observe que esta máquina sólo puede funcionar durante 2 ó 3 años; al 4º año el beneficio es muy escaso, y al 5º año se producirían pérdidas.

Tenga presente que este ejemplo que hemos puesto no corresponde a ningún caso real; sólo hemos pretendido poner de manifiesto la influencia de los costes de mantenimiento en la vida útil de la máquina.

Tipos de mantenimiento

Se distinguen dos grandes facetas del mantenimiento (Fig. 1):

- El mantenimiento correctivo.
- El mantenimiento preventivo.

TABLA 1. Resultados del balance económico del ejemplo planteado en el apartado conceptos básicos sobre mantenimiento, expresados en unidades monetarias (UM).

Año	1.º año	2.º año	3.º año	4.º año	5.º año
Producción anual (UM)	12.000	12.000	12.000	12.000	12.000
Coste anual de la energía (UM)	4.380	4.818	5.300	5.830	6.413
Costes de financiación (UM)	720	720	720	720	720
Gastos generales (UM)	120	132	145	160	176
Gastos de mantenimiento (UM)	2.400	3.000	3.600	4.200	4.800
Coste total	7.620	8.670	9.765	10.915	12.109
Beneficio neto	4.380	3.330	2.235	1.090	-109

El primero tiene la misión de reparar y corregir un fallo en el funcionamiento. El segundo tiene la misión de reducir la probabilidad de que se produzca un fallo.

El mantenimiento correctivo comprende, a grandes rasgos, las siguientes acciones:

- Detección del fallo.
- Localización de los elementos que han producido el fallo.
- Arreglo del fallo.
- Comprobación del buen funcionamiento de la instalación.

Según sea el tipo de fallo, la operación puede incluir una parada general y luego la puesta en marcha. Pensemos que una avería determinada puede no implicar una parada general de la instalación; en muchas ocasiones está previsto que el suministro de energía o de fuerza motriz se realice mediante varios elementos colocados en paralelo. Si falla uno de ellos, no se produce un paro general, que acostumbra a ser oneroso desde un punto de vista económico. En este caso podremos proceder a la reparación del elemento averiado, sin que tenga que interrumpirse la línea de producción.

En este sentido es ilustrativo el cuadro de la figura 2, que muestra los tipos de fallos y cómo puede procederse a subsanar el error. Observe que se distingue entre *reparación* y *arreglo*. Vamos a aclarar estos conceptos:

Arreglo. El arreglo consiste en poner en funcionamiento el sistema averiado con carácter provisional. Probablemente, si no hubiera ninguna otra acción, el sistema volvería a fallar antes de lo previsto.

Reparación. La reparación produce la puesta en funcionamiento del sistema sin ningún tipo de provisionalidad. Probablemente el sistema no volverá a fallar en los plazos habituales.

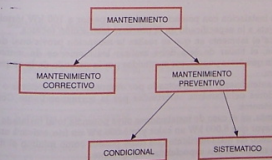


Figura 1. Tipos de mantenimiento y su clasificación.

OPERACIONES DE MANTENIMIENTO

El mantenimiento se recoge en la ITE 08.1, de la que reproducimos los apartados más interesantes.



Figura 2. Esquema representando la interrelación del fallo, la avería y la reparación.

Generalidades

Para mantener las características funcionales de las instalaciones y su seguridad y conseguir la máxima eficiencia de sus equipos, es preciso realizar las tareas de mantenimiento preventivo y correctivo que se incluyen en la presente instrucción técnica.

Obligatoriedad del mantenimiento

Toda instalación con potencia instalada superior a 100 kW térmicos queda sujeta a lo especificado en la presente instrucción técnica.

Desde el momento en que se realiza la recepción provisional de la instalación, el titular de ésta debe realizar las funciones de mantenimiento, sin que éstas puedan ser sustituidas por la garantía de la empresa instaladora.

El mantenimiento será efectuado por empresas mantenedoras o por mantenedores debidamente autorizados por la correspondiente Comunidad Autónoma.

Además, en el caso de instalaciones cuya potencia total instalada sea igual o mayor que 5.000 kW en calor y/o 1.000 kW en frío, existirá un director técnico de mantenimiento que debe poseer como mínimo el título de grado medio de una especialidad competente.

Las instalaciones cuya potencia térmica instalada sea menor que 100 kW deben ser mantenidas de acuerdo con las instrucciones del fabricante de los equipos componentes.

Operaciones de mantenimiento

Las Comprobaciones que, como mínimo, deben realizarse y su periodicidad son las indicadas en las tablas que siguen, donde se emplea esta simbología:

Símbolo	Significado
m	una vez al mes para potencia térmica entre 100 y 1.000 kW una vez cada 15 días para potencia térmica mayor que 1.000 kW
M	una vez al mes
2A	dos veces por temporada (año) o una al inicio de la misma
A	una vez al año

Medidas en calderas

Operación	Periodicidad
1. consumo de combustible	M
2. consumo de energía eléctrica	M
3. consumo de agua	M
4. temperatura o presión del fluido portador en entrada y salida	m
5. temperatura ambiente de sala de máquinas	m
6. temperatura de los gases de combustión	m
7. contenido de CO	m
8. índice de opacidad de los humos en combustibles sólidos o líquidos y de contenido de partículas sólidas en combustibles sólidos	m
9. tiro en la caja de humos de la caldera	m

Medidas en máquinas frigoríficas

Operación	Periodicidad
1. temperatura del fluido exterior en entrada y salida del evaporador	m
2. temperatura del fluido exterior en entrada y salida del condensador	m
3. pérdida de presión en el evaporador	m
4. pérdida de presión en el condensador	m
5. temperatura y presión de evaporación	m
6. temperatura y presión de condensación	m
7. potencia absorbida	m

En aquellas instalaciones que dispongan de un sistema de gestión inteligente las medidas indicadas en las tablas 8 y 9 podrán efectuarse desde el puesto de control central.

Operaciones de mantenimiento

Operación	Periodicidad
1. limpieza de los evaporadores	A
2. limpieza de los condensadores	A
3. drenaje y limpieza de circuito de torres de refrigeración	2A
4. comprobación de niveles de refrigerante y aceite en equipos frigoríficos	m
5. limpieza de circuito de humos de calderas	2A
6. limpieza de conductos de humos y chimeneas	A
7. comprobación de material refractario	2A
8. comprobación estanqueidad de cierre entre quemador y caldera	M
9. revisión general de calderas individuales de gas	A
10. revisión general de calderas individuales de gasóleo	2A
11. detección de fugas en red de combustible	M
12. comprobación niveles de agua en circuitos	M
13. comprobación estanqueidad de circuitos de distribución	A
14. comprobación estanqueidad de válvulas de intercepción	2A
15. comprobación torado de elementos de seguridad	M
16. revisión y limpieza de filtros de agua	2A
17. revisión y limpieza de filtros de aire	M
18. revisión de baterías de intercambio térmico	A
19. revisión aparatos de humidificación y enfriamiento evaporativo	M
20. revisión y limpieza de aparatos de recuperación de calor	2A
21. revisión de unidades terminales agua-aire	2A
22. revisión de unidades terminales de distribución de aire	2A
23. revisión y limpieza de unidades de impulsión y retorno de aire	A
24. revisión equipos autónomos	2A
25. revisión bombas y ventiladores, con medida de potencia absorbida	M
26. revisión sistema de preparación ACS	M
27. revisión del estado del aislamiento térmico	A
28. revisión del sistema de control automático	2A

En aquellas instalaciones que dispongan de un sistema de gestión o telegestión en todo o en parte del conjunto, los elementos controlados de los que se disponga de la información exigida podrán comprobarse desde el puesto central.

Los sistemas de gestión deberán revisarse con una periodicidad mínima de dos veces por temporada.

Registro de las operaciones de mantenimiento

El mantenedor deberá llevar un registro de las operaciones de mantenimiento, en el que se reflejen los resultados de las tareas realizadas.

El registro podrá realizarse en un libro u hojas de trabajo o mediante mecanizado. En cualquiera de los casos, se numerarán correlativamente las operaciones de mantenimiento de la instalación, debiendo figurar la siguiente información, como mínimo:

- el titular de la instalación y la ubicación de ésta
- el titular del mantenimiento
- el número de orden de la operación en la instalación
- la fecha de ejecución
- las operaciones realizadas y el personal que las realizó
- la lista de materiales sustituidos o repuestos cuando se hayan efectuado operaciones de este tipo
- las observaciones que se crean oportunas

El registro de las operaciones de mantenimiento de cada instalación se hará por duplicado y se entregará una copia al titular de la instalación. Tales documentos deben guardarse al menos durante tres años, contados a partir de la fecha de ejecución de la correspondiente operación de mantenimiento.

DOCUMENTACION

Si la potencia térmica está comprendida entre 5 y 70 kW, no es necesario presentar un proyecto, sino una memoria constituida por:

- una breve memoria descriptiva de la instalación, en la que figuren el tipo, el número y las características de las calderas y de las máquinas frigoríficas
- el cálculo de la potencia térmica instalada de acuerdo a la instrucción ITE 03
- los planos o esquemas de las instalaciones
- el certificado de la instalación por un instalador autorizado

Si la potencia térmica supera los 70 kW, debe presentarse un proyecto cuyas características se desarrollan en el apéndice 07.1

Guía del contenido del proyecto

Este apéndice proporciona una guía orientadora del contenido de los documentos del proyecto de la instalación, dependiendo de la potencia térmica de la central productora, de frío o calor, que tenga mayor potencia o de la suma de las potencias de los equipos generadores.

La información que se indica a continuación se adecuará en cada

caso al tipo de instalación: climatización, calefacción o producción de agua caliente sanitaria.

a) Instalaciones de potencia térmica mayor que 1500 kW

La memoria se ordenará en los capítulos que se describen a continuación:

Capítulo 1. - Descripción arquitectónica del edificio o de los locales afectados por las instalaciones, que debe incluir las superficies en planta, los volúmenes totales, el número de plantas y el uso de las distintas dependencias. Definición del entorno físico del edificio.

Capítulo 2. - Determinación de los horarios de funcionamiento, diario, semanal, mensual y anual, de cada parte del edificio e instalación de la ocupación máxima y simultánea de las distintas dependencias. Cálculo de los caudales de aire exterior mínimo de ventilación.

Capítulo 3. - Descripción, en función de la orientación, de cada uno de los cerramientos que estén en contacto con el exterior o con locales no climatizados y coeficientes de transmisión de calor de los diferentes elementos constructivos y calor del coeficiente global de transmisión de calor K_g que en su caso, pueda ser exigible.

Descripción de las protecciones solares previstas para los cerramientos acristalados (tipo de cristal, calor, coeficiente de sombra, presencias de persianas, cortinas, protecciones exteriores etc.). Indicación de peso y color de los cerramientos opacos exteriores e interiores.

Los valores tomados como base para los cálculos estarán referendados por datos de la normativa, de los fabricantes o, en su defecto, por datos tomados de documentación de reconocida solvencia técnica; en cualquier caso debe citarse el origen de los mismos.

Capítulo 4. - Condiciones exteriores de cálculo, en las que debe incluirse, según el caso:

- latitud
- altitud sobre el nivel del mar
- temperatura seca extrema para el régimen de calefacción y nivel percentil
- grados-día tomando como base 15 °C
- temperaturas seca y húmeda coincidente para el régimen de refrigeración y nivel percentil
- oscilación máxima diaria de temperatura en verano
- coeficientes por orientaciones
- coeficiente de intermitencia
- coeficiente de simultaneidad
- Intensidad y dirección de los vientos predominantes
- condiciones consideradas para el dimensionado de las fuentes o los sumideros de calor de la maquinaria frigorífica
- temperatura del terreno

Los datos deberán obtenerse de las normas UNE o, en su defecto, de fuentes de información reconocida solvencia técnica. Se justificarán los niveles percentiles adoptados.

Capítulo 5. - Condiciones interiores de cálculo, para cada parte o dependencia del edificio:

- temperatura seca o equivalente durante las estaciones invernal y estival
- humedades relativas correspondientes a las dos estaciones
- tolerancias sobre temperaturas y humedades
- variación de las condiciones interiores al variar las exteriores
- niveles de ventilación mecánica o infiltraciones
- niveles sonoros adoptados
- velocidades residuales del aire en las zonas ocupadas

Para estos datos deben citarse las correspondientes normas UNE.

Capítulo 6. - Descripción del método utilizado para el cálculo de las cargas térmicas de los locales, de los subsistemas y del conjunto, en la que debe incluirse el origen de dicho método y, en el caso de que existan, de los subsistemas de preparación de ACS y de calentamiento del agua de piscina. El detalle del cálculo de las cargas térmicas para cada uno de los locales y simultáneas para cada subsistema y para el sistema se incluirá en un anejo de la memoria.

En las cabeceras de las tablas deben figurar de forma inequívoca las magnitudes, parámetros etc. a las que se refieran los valores que figuran en sus filas y columnas así como las unidades correspondientes.

Capítulo 7. - Descripción detallada de los sistemas de climatización elegidos para cada parte del edificio, en la que se justifique su adopción en función de la ocupación, la orientación y el horario de funcionamiento, el reparto de gastos de explotación, el mantenimiento, etc. Se hará especial hincapié sobre los sistemas empleados para el ahorro de energía.

Igualmente, cuando se integren en el proyecto soluciones bioclimáticas, se efectuará la corrección correspondiente a esa integración.

Capítulo 8. - Descripción del método adoptado para el cálculo de las redes de tuberías; el detalle de los cálculos de cada red se incluirá en un anejo de la memoria. En su caso, se indicarán los valores de los factores de transporte de las distintas redes. También se incluirá la selección de las bombas de circulación de los fluidos portadores, indicando, por lo menos, el caudal, la presión, el rendimiento, la potencia absorbida, la potencia instalada y la velocidad de giro de cada una de ellas.

Se explicarán los criterios de parcialización adoptados para cada central, indicando su relación con los subsistemas de climatización y su horario de funcionamiento.

Se describirán los circuitos hidráulicos en los que se ha dividido la red de distribución de energía térmica (circuitos primarios, secundarios, etc.), el número de bombas o grupos de bombas, los sistemas de expansión, los sistemas de acumulación e inercia, etc.

En el caso de que no se utilice agua como fluido caloportador, se incluirán las características principales de los fluidos utilizados (composición, densidad, viscosidad, temperaturas de congelación y evaporación, etc.).

En el caso de que existan varios usuarios, se indicarán los criterios adoptados para facilitar el reparto de gastos entre ellos.

Capítulo 11. - Selección de las unidades de tratamiento del aire, indicando los parámetros que se hayan tenido en cuenta para el diseño de cada uno de sus componentes (compuestas, filtros, baterías, ventiladores, etc.).

Capítulo 12. - Selección de las unidades terminales, tales como radiadores, ventilo-convectores, cajas, difusores, rejillas, etc., indicando los parámetros de funcionamiento de cada unidad.

Capítulo 13. - Cálculo de las chimeneas de evacuación de los productos de la combustión.

Capítulo 14. - Cálculo de los sistemas de expansión, indicando el volumen de fluido, la naturaleza del mismo, las temperaturas extremas y las presiones mínima y máxima. Se incluirá, también, el dimensionado de los órganos de seguridad y de alimentación.

Capítulo 15. - Dimensionado de los sistemas de tratamiento del agua, indicando las características del agua antes y después del tratamiento, así como las prestaciones y los consumos.

Capítulo 16. - Dimensionado de los sistemas de ventilación mecánica para locales auxiliares, indicando los criterios de cálculo adoptados y las renovaciones de aire obtenidas.

Capítulo 17. - Dimensionado de los cuadros y las líneas eléctricas, cuando éstos formen parte del proyecto.

Capítulo 18. - Descripción detallada de los subsistemas de control adoptados y, cuando se trate de sistemas con apoyo informático, de la arquitectura de los mismos y de los programas incluidos. La descripción se dividirá en tres apartados: producción de energía térmica, subsistemas de climatización y locales climatizados.

Capítulo 19. - Fuentes de energía utilizadas (electricidad y combustible), con lista de los aparatos consumidores de las distintas fuentes y de las potencias absorbidas. Energía residual producida y utilización de la misma, en su caso.

Capítulo 20. - Cálculo de los consumos mensuales y anuales previsibles de las distintas fuentes de energía, indicando el método adoptado y su origen.

Capítulo 21. - Cumplimiento de normativa.

CERTIFICADO DE LA INSTALACION

La ITE 06.5 establece las condiciones para la puesta en marcha y recepción de la instalación.

Por su interés, reproducimos el apartado ITE 06.5.2.

Recepción provisional

Una vez realizadas las pruebas finales con resultados satisfactorios en presencia del director de obra, se procederá al acto de recepción provisional de la instalación con el que se dará por finalizado el montaje de la instalación. En el momento de la recepción provisional, la empresa instaladora deberá entregar al director de obra la documentación siguiente:

- una copia de los planos de la instalación realmente ejecutada, en la que figuren, como mínimo, el esquema de principio, el esquema de control y seguridad, el esquema eléctrico, los planos de la sala de máquinas y los planos de plantas, donde debe indicarse el recorrido de las conducciones de distribución de todos los fluidos y la situación de las unidades terminales.
- una memoria descriptiva de la instalación realmente ejecutada, en la que se incluyan las bases de proyecto y los criterios adoptados para su desarrollo.
- una relación de los materiales y los equipos empleados, en la que se indique el fabricante, la marca, el modelo y las características de funcionamiento, junto con catálogos y con la correspondiente documentación de origen y garantía.
- los manuales con las instrucciones de manejo, funcionamiento y mantenimiento, junto con la lista de repuestos recomendados.
- un documento en el que se recopilen los resultados de las pruebas realizadas.
- el certificado de la instalación firmado.

El director de obra entregará los mencionados documentos, una vez comprobado su contenido y firmado el certificado, al titular de la instalación, quien lo presentará a registro en el organismo territorial competente.

En cuanto a la documentación de la instalación se estará además a lo dispuesto en la Ley General para la Defensa de los Consumidores y Usuarios y disposiciones que la desarrollan.

PARTE SEGUNDA. INTRODUCCIÓN

La normativa referente a las instalaciones de calefacción y aire acondicionado se recoge en el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) y sus Instrucciones Técnicas Complementarias (ITE).

Existen también un Reglamento de Seguridad para Plantas de Instalaciones Frigoríficas (cuando exista una planta de frío montada en obra).

No es nuestro propósito incluir íntegramente el citado Reglamento en este capítulo, ya que, por una parte tiene una amplia difusión y no es difícil obtenerlo en librerías o en las respectivas Delegaciones del Ministerio de Industria; por otra parte, su extensión es considerable. El Reglamento propiamente dicho, consta de 6 capítulos con un total de 24 artículos. Fue publicado en el Boletín Oficial de Estado (BOE) según Real Decreto 1751/1998, de 31 de julio, en el BOE n.º 186 de 5 de agosto de 1998.

TERMINOLOGIA

Está determinada por la UNE 100.000. A continuación, se ofrecen las definiciones básicas más importantes.

Aire del ambiente: es el aire del espacio interior de un edificio.

Aire exterior: es el aire de la atmósfera exterior a un edificio.

Aire de expulsión: es el aire extraído de uno o más locales y expulsado al exterior.

Aire de impulsión: es el aire impulsado en uno o más locales para su acondicionamiento térmico y el control de la calidad del aire.

Aire de recirculación: es el aire de retorno que, nuevamente tratado en la unidad, se vuelve a poner en el circuito del sistema para impulsarlo a los locales acondicionados.

Aire de retorno: es el aire que vuelve (retorna) a la unidad de tratamiento de aire desde los locales acondicionados y puede ser expulsado al exterior o recirculado en el sistema.

Aire tratado: es el aire que ha sido sometido a uno o más tratamientos térmicos, de variación del contenido de vapor de agua y/o de filtración.

Aire de ventilación: es el aire que, siendo parte o el todo del aire de impulsión está constituido por aire exterior, de retorno o ambos, todos ellos previa y oportunamente filtrados, que se introduce en los locales con el fin de controlar la calidad del aire interior.

Aparato acondicionador o acondicionador: unidad que contiene elementos para el movimiento, la filtración, la refrigeración y/o la calefacción del aire.

Batería: intercambiador de calor entre el aire y el fluido portador.
Bomba de calor: máquina térmica que permite transferir calor de una fuente a baja temperatura (foco frío) a un fluido receptor a temperatura superior (foco caliente).

Caldera: el conjunto formado por el cuerpo de la caldera y el quemador, destinado a transmitir al agua el calor liberado por la combustión.

Caldera estándar: la caldera cuya temperatura media de funcionamiento puede limitarse a partir de su diseño (denominada también caldera convencional).

Caldera de baja temperatura: una caldera que puede funcionar continuamente con una temperatura de agua de alimentación entre 35 °C y 40 °C y que, en determinadas circunstancias, puede producir condensación (se incluyen en esta definición las calderas de condensación que utilizan combustibles líquidos).

Caldera de gas de condensación: una caldera diseñada para poder condensar de forma permanente una parte importante del vapor de agua contenido en los gases de combustión.

Caldera de alto rendimiento: una caldera de baja temperatura o de condensación.

Calefacción: proceso por el que se controla solamente la temperatura del aire de los espacios con carga negativa.

Cerramiento: conjunto de elementos del edificio o local que separan su interior del ambiente exterior.

Climatización: acción y efecto de climatizar, es decir de dar a un espacio cerrado las condiciones de temperatura, humedad relativa, pureza del aire y, a veces, también de presión, necesarias para el bienestar de las personas y/o la conservación de las cosas.

Climatizador: equipo de tratamiento de aire con producción propia de energía térmica (frío y/o calor); véase también **aparato acondicionador**; a veces es usado también como sinónimo de **UTA**.

Coefficiente de eficiencia energética de una máquina frigorífica:

En calefacción: **COP** (acrónimo del inglés «Coefficient of Performance») relación entre la capacidad calorífica y la potencia efectivamente absorbida por la unidad.

En refrigeración: **EER** (acrónimo del inglés «Energy Efficiency Ratio») relación entre la capacidad frigorífica y la potencia efectivamente absorbida por la unidad.

Eficacia de filtración: indica la capacidad de un filtro de eliminar del aire de prueba las partículas sólidas en suspensión aportadas por un aerosol atmosférico o sintético.

Enfriamiento evaporativo: proceso de enfriamiento del aire obtenido por evaporación de agua en una corriente de aire.

Equipo autónomo: equipo de tratamiento de aire con producción propia de energía térmica.

Expansión directa: proceso de vaporización del fluido frigorígeno en el circuito primario de una batería, enfriando el aire que circula por el secundario.

Fluido portador: medio empleado para transportar energía térmica en las canalizaciones de una instalación de climatización.

Fluido primario: en un aparato de transferencia térmica, fluido que aporta la energía térmica.

Fluido secundario: en un aparato de transferencia térmica, fluido que recibe la energía térmica.

Generador: equipo para la producción de frío o calor.

Infiltración: es la migración de aire desde el exterior de un espacio hacia el mismo espacio a través de discontinuidades en los elementos de cerramiento por efecto de una diferencia de presión.

Instalación centralizada: es aquella en la que la producción de frío y/o calor se realiza en una central desde la cual se aporta la energía térmica a diversos subsistemas o unidades terminales por medio de un fluido portador.

Instalación colectiva: es una instalación centralizada en la que la producción de frío y/o calor sirve a un conjunto de usuarios dentro de un mismo edificio.

Instalación individual: es aquella en la que la producción de frío y/o calor es independiente para cada usuario.

Instalación semicentralizada: es aquella en la que la producción de frío o calor está total o parcialmente centralizada, siendo la unidad receptora individual o unitaria.

Instalación unitaria: es aquella en la que la producción de frío y/o calor es independiente para cada local.

Intercambiador de calor: Aparato de transferencia térmica entre dos fluidos, el primario y el secundario.

Local técnico: espacio destinado únicamente a albergar maquinaria de las instalaciones.

Mantenimiento: conjunto de operaciones necesarias para asegurar un elevado rendimiento energético, seguridad de servicio y defensa del medio ambiente durante el funcionamiento de una instalación.

Máquina enfriadora: unidad compacta, construida, montada y probada en fábrica, que refrigera un fluido portador; también denominada «planta enfriadora».

Nivel de potencia sonora: 10 veces el logaritmo en base 10 de la relación entre una potencia dada y la potencia sonora de referencia (1 pW = 10⁻¹² W), medida en dB.

Nivel de presión sonora: 20 veces el logaritmo en base 10 de la relación entre una presión dada y la presión sonora de referencia (20 μ Pa), medida en dB.

NPSH (acrónimo de Net Positive Suction Head: altura neta positiva en la aspiración).

Pérdida de carga: caída de presión de un fluido, distribuida y localizada, en su paso a través de un aparato o desde un punto a otro de una canalización.

Poder calorífico de un combustible: cantidad de calor producido por la combustión, a una presión constante e igual a 101 325 Pa, de la unidad de volumen o de masa de combustible (si el combustible es gaseoso, los componentes de la mezcla están tomados en las condiciones de referencia de 15 °C y 101 325 Pa), tras ser conducidos los productos de la combustión a las mismas condiciones de referencia. Se distinguen dos tipos de poder calorífico:

Poder Calorífico Superior: el agua producida por la combustión está supuestamente condensada.

Poder Calorífico Inferior: el agua producida por la combustión permanece supuestamente en estado de vapor.

Potencia nominal útil de una caldera: la potencia calorífica máxima que, según determine y garantice el fabricante, se puede suministrar en funcionamiento continuo, ajustándose a los rendimientos útiles declarados por el mismo fabricante.

Recuperador de calor: aparato de transferencia térmica destinado a recuperar energía residual.

Red de distribución: conjunto de conducciones que transportan un fluido entre una central y las unidades terminales.

Refrigeración: en climatización, proceso que controla solamente la temperatura del aire de los espacios con carga positiva.

Rendimiento útil de una caldera: la relación entre el flujo de calor transmitido al fluido portador y el producto del PCI a presión constante del combustible por el consumo en la unidad de tiempo.

Renovaciones: relación entre el caudal de aire exterior introducido en el local y el volumen neto de éste; la unidad de tiempo suele ser la hora (empleando un lenguaje apropiado, debería utilizarse la expresión **caudal específico de aire impulsado**).

Sistema «agua-aire»: la distribución se realiza mediante circuitos de agua y de aire.

Sistema «todo-agua»: la distribución se realiza principalmente mediante circuitos de agua.

Sistema «todo-aire»: la distribución se realiza principalmente mediante circuitos de aire.

Torre de refrigeración: unidad de enfriamiento evaporativo del agua, directo o indirecto.

Unidad compacta: equipo autónomo de producción de frío y/o calor y tratamiento de aire, totalmente montado en fábrica.

UTA (acrónimo por Unidad de Tratamiento de Aire): aparato en el que se realizan uno o más tratamientos térmicos del aire y de variación del contenido del vapor de agua, así como de filtración y/o lavado, sin producción propia de frío o calor salvo la presencia eventual de una batería eléctrica.

Unidad por elementos o partida: equipo autónomo suministrado por el fabricante en dos o más partes que se interconectan en obra.

UT (acrónimo por Unidad Terminal): aparato receptor de un fluido portador suministrado por un sistema centralizado y que entrega energía térmica a un local o a una zona de un local.

Ventilación mecánica: proceso de renovación del aire de los locales por medios mecánicos.

Ventilación natural: proceso de renovación del aire de los locales por medios naturales (acción del viento y/o tiro térmico), la acción de los cuales puede verse favorecida con apertura de elementos de los cerramientos.

Zona: grupo de espacios climatizados cuya carga térmica varía de manera uniforme en el tiempo y, en general, de forma diferente a otras zonas.

Zona de bienestar: parte del diagrama del aire húmedo definida por unas condiciones termohigrométricas que satisfacen a la mayoría de los ocupantes.

Zona ocupada: zona normalmente ocupada por las personas.

REGLAMENTO

No es nuestra pretensión efectuar un estudio del RITE que estaría fuera de los límites impuestos en esta obra; sin embargo, hay que señalar que no puede abordarse seriamente un proyecto de aire acondicionado sin el perceptivo reglamento. Aquí sólo daremos una visión de conjunto de éste.

El artículo 1.º establece el ámbito de aplicación, y el 2.º, los objetivos. El artículo 3.º se refiere a los equipos y componentes, el 4.º al cálculo, y el 5.º, 6.º, 7.º y 9.º hacen referencia al *Proyecto de la Instalación*. Es importante señalar que quedan excluidas de presentación de proyecto las instalaciones con una potencia térmica o frigorífica inferior a 70 kW. Si la instalación está comprendida entre 5 y 70 kW, se sustituirá el proyecto por una documentación presentada por el instalador. El artículo 10.º se refiere al *Certificado de la Instalación*; el artículo 12.º, al mantenimiento, y los artículos 14.º y 15.º, a los instaladores y a los *carne profesionales*.

BIBLIOGRAFÍA

1. Pizzetti C., *Acondicionamiento del aire y refrigeración*, Editorial Interciencia, Madrid, 1971.
2. Stoecker WF., *Refrigeración y acondicionamiento de aire*, McGraw-Hill, México, 1982.
3. Carrier Air Conditioning Company, *Manual de aire acondicionado*, Marcombo Editores, Barcelona, 1982.
4. ASHRAE, *Ashrae handbook Fundamentals*, ASHRAE, Atlanta, 1997.
5. Miranda AL, *La psicrometría*, Grupo Editorial Ceac, Barcelona, 1996.
6. Rapin PJ, *Instalaciones frigoríficas*, volúmenes I y II, Marcombo, Barcelona, 1993.

Índice

1. EL AIRE ATMOSFÉRICO	7
Introducción	9
Composición del aire	9
Estructura de la atmósfera	11
El viento	14
Concepto de grados-día	17
Radiador solar	20
La capa de ozono	21
2. PARAMETROS FUNDAMENTALES. DIAGRAMA PSICROMETRICO	23
Introducción	25
Ecuación de estado de un gas	25
El aire húmedo	27
Parámetros característicos	29
Mediadores de humedad	32
Relación entre humedad absoluta y humedad relativa	33
Densidad y volumen específico	35
Entalpia del aire húmedo	36
Descripción y utilización del diagrama psicrométrico	41
3. OPERACIONES EN AIRE ACONDICIONADO	55
Introducción	57
Operaciones básicas fundamentales	57
Procesos de humidificación	66
Procesos de deshumidificación	71

4. CONDICIONES DE BIENESTAR O CONFORT	77
Introducción	79
Calor generado por el cuerpo humano	80
Balance energético alrededor del cuerpo humano	81
Temperatura efectiva	83
Condiciones de bienestar o confort	84
5. CALCULO DE LA CARGA DE REFRIGERACION	95
Introducción	97
Condiciones de proyecto	97
Definición y clasificación de los distintos conceptos que componen la carga térmica	100
Cálculo de la carga térmica	104
Cálculo de las cargas totales	115
Hojas de carga	115
6. EJEMPLO DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA	119
Introducción	121
Planteo del problema	121
Condiciones de proyecto	122
Cálculo de las partidas de calor sensible	123
Cálculo de las partidas de calor latente	126
Suma de las partidas	127
7. EL ACONDICIONAMIENTO DE VERANO	131
Introducción	133
Descripción del proceso	134
Cálculo de los parámetros fundamentales	137
8. DISTRIBUCIÓN DE AIRE. DISEÑO DE CONDUCTOS	151
Introducción	153
Definición y clasificación de los impulsores	153
Clasificación y diferenciación de los tipos de aire, en el tema de la distribución	159
Clasificación técnica, en función de las prestaciones	159
Criterio muy general de selección	164

Diseño de conductos	165
Clasificación de la red de conductos	165
Diámetro equivalente	166
Caudal y velocidad	169
Cálculo de la pérdida de carga por razonamiento	171
Caída de presión debida a los accidentes	172
Recuperación estática	177
Cálculo de la red de conductos	179
9. EJEMPLO DE CALCULO DE RESED DE AIRE. ELEMENTOS DE UNA INSTALACIÓN DE AIRE ACONDICIONADO	187
Introducción	189
Ejemplos de cálculo de diseño de redes de aire	189
Elementos de una instalación. Clasificación de los sistemas de aire acondicionado	209
Clasificación de los sistemas de aire acondicionado	214
Conceptos de carga parcial	221
10. ACONDICIONADORES AUTONOMOS. EQUIPOS DE LA GAMA DOMESTICA Y EQUIPOS DE LA GAMA INDUSTRIAL	225
Introducción	227
Unidades autónomas. Definición. Clasificación	227
El acondicionador de ventana	228
Consola condensada por aire	231
Consola condensada por agua	233
Equipo partido	233
Funcionamiento en régimen de invierno	236
Producción de calor mediante baterías eléctricas	236
Producción de calor mediante equipos de bomba de calor	237
Eficacia de la bomba de calor	238
11. ACONDICIONADORES AUTONOMOS. EQUIPOS DE GRAN POTENCIA. UNIDADES TERMINALES	239
Introducción	241
Equipo vertical	241
Equipo horizontal	244

Equipo de techo (roof-top)	246
Unidades terminales	247
Centrales enfriadoras de agua	251
Torres de refrigeración	254
12. SISTEMAS VAV Y SISTEMA CON FAN-COILS	257
Introducción	259
Sistema VAV (Volumen Variable de Aire)	259
Acondicionamiento con Fan-Coils	272
13. ELECCION DEL SISTEMA MAS IDONEO	287
Introducción	289
Elección del sistema	289
14. EL FILTRADO DE AIRE	296
Introducción	297
Teoría básica del filtrado	297
Ensayos de normalización	300
Curvas características	301
Clasificación de los filtros	303
Esterilización del aire. Utilización de filtros de carbón activo	304
Filtros de tipo seco	304
Filtros electrostáticos	305
Filtros viscosos	305
Elección del tipo de filtro adecuado	306
15. MANTENIMIENTO DE LAS INSTALACIONES Y NORMATIVA	309
Introducción	311
Parte primera. Conceptos básicos sobre mantenimiento	311
Operaciones de mantenimiento	314
Documentación	317
Certificado de la instalación	320
Parte segunda. Introducción	323
Terminología	323

Reglamento	327
Bibliografía	328
Índice	329