# XVIII- AIRE ACONDICIONADO

pfernandezdiez.es

## XV.1.- INTRODUCCION

Para conseguir una sensación de bienestar hay que tener en cuenta la humedad del aire, su temperatura, velocidad, etc, así como la presencia de paredes frías, en las que el color rojo produce una sensación de excitación, mientras que el verde es tonificante, o la presencia de ruidos más o menos molestos.

El aire contiene un 0,03% de $CO_2$, que al ser respirado por el organismo humano sale a 37°C con un 4% de $CO_2$. Asimismo, el ser humano en reposo absorbe 25 litros de $O_2$ por hora, equivalentes a 400 litros de aire por hora, consumo que crece con la actividad.

El aire de una habitación cerrada se llega a enrarecer por la presencia de un 2% de $CO_2$, llevando a la gente a un estado de excitación; para un 3% de $CO_2$ se llega a un estado de depresión general que puede llegar al desfallecimiento. En ambientes habituales, no industriales, se considera como índice de habitabilidad un % de $CO_2$, que es fácil de medir y que da una idea bastante exacta de la pureza del ambiente; el límite máximo admisible es de 0,1%, llegándose a admitir en situaciones excepcionales, (refugios), porcentajes de hasta un 3%, no exigiéndose situaciones ideales en casos así.

El cuerpo humano goza de un sistema regulador de su temperatura, que es de 37°C, pudiendo vivir en ambientes cuyas temperaturas oscilan entre -70°C y +50°C. La temperatura varía de una a otra parte del cuerpo, consiguiéndose este equilibrio mediante un consumo de energía interior y de aislamiento con vestidos.

La temperatura ambiente más agradable al cuerpo humano, con respecto a una situación de actividad nula, es del orden de 20°C. Respecto a la respiración, la temperatura ideal del aire oscila entre 15°C y 18°C. El ser humano elimina al exterior calor y humedad por medio de la respiración y la transpiración, cuestiones a tener en cuenta a la hora de proyectar una instalación. La cantidad total

de calor que elimina el cuerpo humano en forma de calor sensible (radiación y convección), y calor latente (transpira-ción), viene repartido en la siguiente forma:

*El agua eliminada por una persona en reposo, a 22°C de temperatura ambiental, y con una humedad relativa comprendida entre un 30 % y un 70%, es de 50 gr/hora.*

*El calor sensible que una persona elimina al exterior, a una temperatura media de 18°C, se compone de 35 Kcal/hora por radiación; 25 Kcal/hora por convección; despreciable por conducción*

La transpiración crece con la temperatura; de aquí que el ingeniero a la hora de proyectar, tiene que conseguir un determinado grado de bienestar que se puede lograr de diferentes formas. Existen curvas experimentales obtenidas tomando datos con gente en ambientes de distintas condiciones de temperatura seca y húmeda, y velocidad del aire, que dan sensaciones de confort parecidas.

*Tabla XV.1.- Calor eliminado por una persona en distintas situaciones*

| | |
|---|---|
| *Tumbado* | *74 Kcal/hora* |
| *De pie* | *108 Kcal/hora* |
| *Trabajo de pie* | *140 Kcal/hora* |
| *Andando (5 Km/hora)* | *270 Kcal/hora* |
| *Carrera (9 Km/hora)* | *580 Kcal/hora* |
| *Trabajos muy intensos* | *hasta 1200 Kcal/hora* |

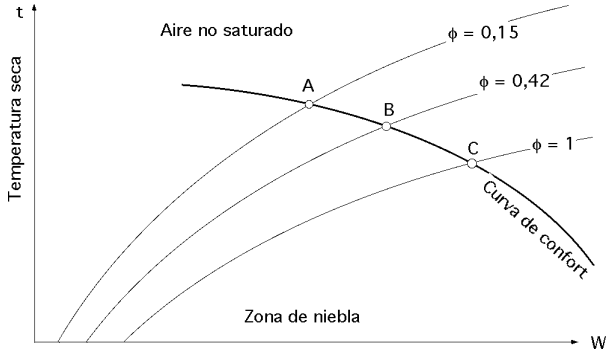


*Fig XV.1.- Curva de confort en el diagrama de Carrier*

Estas curvas se definen por el valor de la temperatura en que la curva de confort equivalente corta a $\phi = 1$. Esta temperatura se denomina *temperatura característica*. A título de ejemplo presentamos una curva de confort en la que las condiciones de confort serían equivalentes en los puntos A, B y C de la Fig XV.1, de la forma:

*A) Temperatura seca 24°C; Temperatura húmeda 24°C; Velocidad del aire....en calma*

*B) Temperatura seca 28°C; Temperatura húmeda 19°C; Velocidad del aire....en calma*

*C) Temperatura seca 32°C; Temperatura húmeda 18°C; Velocidad del aire....1 m/seg*

La curva de confort a la que pertenecen los puntos A, B y C viene definida, como sabemos, por su temperatura característica, que en éste ejemplo es la del punto A, de 24°C.

El mover el aire para producir una sensación de frescor resulta tanto más efectivo, cuanto mayor sea la humedad de este aire. Si la temperatura ambiente es mayor que la del ser humano, el movimiento de este aire podría originar quemaduras.

Por lo que respecta al efecto nocivo de las paredes frías, si por ejemplo se tiene una habitación a una temperatura ambiental de 18°C, y existe en ella una pared acristalada a 7°C, debido a la intensa radiación existente entre el ambiente y la pared, se experimenta una cierta sensación de malestar; para evitar esta sensación, desagradable, es necesario elevar la temperatura del aire hasta unos 26°C, provocando este sobrecalentamiento del ambiente una compensación de fugas térmicas hacia el exterior.

Por lo tanto, cuando existen paredes frías, en lugar de hacer cálculos con la temperatura ambiental que se desee obtener, se trabajará con otra ficticia, de la forma:

$$t_{ficticia} = 0{,}45\ t_{ambiente} + 0{,}55\ R$$

en la que R es la suma de las temperaturas de las paredes frías multiplicadas por el ángulo sólido relativo subtendido por dicha pared: $R = \sum T_{paredes} \frac{F_{paredes}}{4\,p}$

Las condiciones de confort dependen también de las condiciones reinantes en el exterior. No es conveniente un salto brusco entre la temperatura del exterior y la del interior. La velocidad del aire en el interior de locales nunca debe superar los 0,85 m/seg, cuando en el mismo se desarrolle una actividad tranquila; la dirección del movimiento del aire en estas situaciones, nunca deberá ser vertical ascendente.

## XV.2.- CONDICIONES DE VENTILACION

Por lo anteriormente dicho se hace necesario utilizar sistemas de ventilación en aquellos locales en los que se desarrolle una gran concentración de partículas. Las disposiciones oficiales indican valores máximos de concentración aceptables MAC, que respecto al polvo pueden venir dados de dos formas:

- *En millones de partículas por $m^3$*
- *En número de partículas por $cm^3$*

Si el polvo contiene sílice se exige una concentración máxima mucho menor (peligro de silicosis).

La fibra de amianto no está permitida (peligro de cáncer).

La ventilación y su factor de necesidad vienen determinados por el % de $CO_2$ no porque éste sea el más perjudicial, sino porque es el más fácil de medir y muy característico tratado como impureza ambiental.

El volumen de aire que se recomienda introducir en un lugar (sin fumar), es de 20 $m^3$/hora y persona, y si se fuma es de 30 $m^3$/hora y persona. En clínicas suele ser de 100 $m^3$/hora y cama.

El número de veces que conviene renovar el aire por hora depende del tipo de local, procurando evitar velocidades de aire elevadas. Así se tiene:

*2 a 5 Almacenes*
*5 a 10 Oficinas, escuelas, aseos, salas de reuniones*
*10 a 15 Salas de baile, clínicas, bares*
*15 a 20 Salas de espectáculos y restaurantes*
*20 a 30 Cines, teatros, casinos*
*30 a 45 Cabinas de pintura*

A un sistema de ventilación se le exigen una serie de condiciones, tales como:

*a) Garantizar la renovación de aire precisa*
*b) No producir corrientes molestas en los locales a ventilar*
*c) El barrido tiene que ser uniforme*
*d) El sistema de ventilación no debe producir ruidos molestos*

La ventilación puede ser natural o forzada; por la forma de actuar en el tiempo puede ser permanente e intermitente. Cuando es intermitente puede provocar el barrido del polvo depositado en las paredes durante el periodo en el que la ventilación no actúa.

La ventilación puede tener otras finalidades distintas de la de suministrar aire, como el arrastrar una cierta cantidad de calor o cantidades de productos nocivos. La ventilación tendrá que eliminar una fracción del calor a disipar, por cuanto hay una cantidad de calor $q$ que se elimina por sí sola, en fugas y pérdidas al exterior.

El volumen de aire necesario para este tipo de ventilación es: $V = \frac{Q - q}{0,3\ (T_e - T_i)}\ \frac{m^3}{hora}$, siendo Q la cantidad de calor total a disipar, $T_e$ la temperatura del medio exterior y $T_i$ la del medio interior.

Si se desea eliminar un elemento nocivo que se produce en el local a un ritmo de $P\ \frac{partículas}{hora}$, se precisará un volumen de aire $V'$ dado por:

$$V' = \frac{P}{(MAC) - K_i}\ \frac{m^3}{hora}$$

siendo $K_i$ la concentración del producto nocivo del aire que entra del ambiente, pudiendo ser cero.

La ventilación natural puede ser espontánea o por conducto. La ventilación espontánea tiene lugar a través de rendijas, agujeros, etc., y puede ser motivada por la acción del viento o por una diferencia

de densidades originada por una diferencia de temperaturas en el aire.

La ventilación natural por conducto se realiza por la fuerza motriz (diferencia de densidades del aire) dentro del conducto. Para facilitar la aparición de la fuerza motriz se puede calentar la parte superior del conducto.

La ventilación forzada se realiza mediante una instalación que consta de:

*a) Prefiltro; b) Filtro; c) Calefactor; d) Ventilador*

A veces se completa con un refrigerador y un humidificador, cuya misión no es la de proporcionar una humedad ideal, sino que a partir de la humedad por él generada, ésta aglutina el polvo que lleva el aire en suspensión.

Mediante el filtrado se retienen las partículas más finas, y suele consistir en hacer pasar el aire por una serie de laberintos impregnados en aceite. Un filtrado muy aceptado consiste en utilizar filtros electrostáticos en los que se depositan las partículas ionizadas. El elemento calefactor no actúa directamente sobre el aire, sino que lo hace mediante un intercambiador de calor, de forma que por el interior de los tubos circula agua caliente y por el exterior el aire a calentar. El ventilador tiene la misión de impulsar el aire a través del acondicionador. La toma de entrada de aire se realiza en la parte más higiénica del exterior mientras que las bocas de salida del local están situadas en la parte superior de las paredes o en los techos, pudiendo ir provistas de deflectores que orienten el aire donde más convenga.

## XV.3.- AIRE HUMEDO

El aire húmedo puede considerarse como una mezcla de aire seco y vapor de agua; el aire seco es una mezcla de gases, cuya composición química es la indicada en la Tabla XV.2:

$O_2 = 21\ \%\ ;\ N_2 = 78\ \%\ ;\ Ar = 0{,}94\ \%\ ;\ He = 0{,}01\ \%$

*Tabla XV.2.- Composición y constantes físicas del aire seco*

| *Gas* | *Análisis volumétrico %* | *Fracción molar* | *Peso molecular* | *Peso relativo* |
|---|---|---|---|---|
| *Oxígeno* | *20,99* | *0,2099* | *32* | *6,717* |
| *Nitrógeno* | *78,03* | *0,7803* | *28,016* | *21,861* |
| *Argón* | *0,94* | *0,0094* | *39,944* | *0,376* |
| *Anhidrido carbónico* | *0,03* | *0,0003* | *44,003* | *0,013* |
| *Hidrógeno* | *0,01* | *0,0001* | *2,016* | |

En la mayoría de los problemas basta considerar al aire como seco, con una exactitud suficiente, como compuesto por el 21% de $O_2$ y el 79% de $N_2$ ó 3,76 partes en volumen de $N_2$ por 1 de $O_2$.

La composición en peso del aire seco puede considerarse como se indica en la Tabla XV.I.

La constante universal del aire seco y del aire húmedo, considerados como un gas perfecto, vale:

$$\begin{cases} R_{aire\ seco}:\ R_a = 28{,}40\ \dfrac{Kgm}{kg^oK} \\ R_{aire\ húmedo}:\ R = 29{,}27\ \dfrac{Kgm}{kg^oK} \end{cases}$$

***Punto de rocío.-*** Un constituyente importante que existe normalmente en el aire, es el vapor de agua, el cual puede encontrarse en forma de vapor saturado seco o recalentado. Cuando el aire se enfría a presión constante, suponiendo que el vapor de agua se encuentra inicialmente recalentado, el enfriamiento de todos los constituyentes se realiza, (incluido el vapor de agua), a presión constante, porque la composición de la mezcla gaseosa no sufre modificación, Fig XVIII 2.

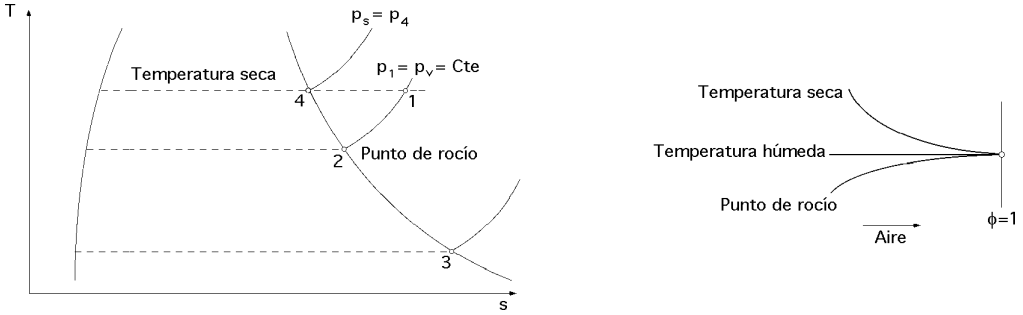


*Fig XV.2.- Punto de rocío y temperatura seca*

Al continuar el enfriamiento llega un momento en que el vapor de agua alcanza el estado de saturación, punto 2, y una disminución posterior de la temperatura da lugar a la condensación del vapor de agua, modificándose entonces la composición de la fase gaseosa.

La temperatura a la cual aparece agua líquida se denomina *punto de rocío*.

En el punto 1, el vapor se encuentra recalentado a una temperatura denominada *temperatura seca*, que se mide con un termómetro normal. Entre los puntos 1 y 2 se enfría el vapor, manteniéndose constante la presión parcial del vapor de agua; al alcanzarse el punto 2, *punto de rocío*, el vapor de agua recalentado se ha convertido en vapor saturado seco; si la temperatura del aire sigue disminuyendo, para valores inferiores al punto de rocío, el aire seguirá estando saturado, aunque la presión parcial del vapor de agua en el intervalo comprendido entre los puntos 2 y 3 disminuye progresivamente debido a la condensación. Conocida la temperatura $T$ del punto de rocío, se puede calcular la presión del vapor mediante Tablas de constantes de vapor; la presión parcial del vapor saturado en el punto de rocío 2 es también la presión parcial del vapor recalentado en las condiciones del punto 1.

***Humedad relativa*** $\Phi$ .– Se define como la relación:

$$\Phi = \frac{Presión\ parcial\ del\ vapor\ de\ agua\ existente\ en\ la\ atmósfera}{Presión\ de\ saturación\ a\ la\ misma\ temperatura} = \frac{p_1}{p_4} = \frac{p_v}{p_s}$$

en la que el subíndice $v$ indica vapor de agua recalentado y el $s$ indica vapor de agua saturado

De acuerdo con la Fig XV.2, la humedad relativa del vapor recalentado de la mezcla gaseosa, a la

temperatura $T_1$, es la relación entre la presión parcial correspondiente al punto 1 ó el 2, y la correspondiente al punto 4.

Como a las presiones ordinarias las leyes de los gases perfectos se cumplen bastante bien, se puede poner:

$$\Phi = \frac{p_v}{p_s} = \frac{R_v T / v_v}{R_s T / v_s} = \frac{v_s}{v_v}$$

ya que por considerar el vapor de agua como un gas perfecto se tiene que: $R_v = R_s = R = Cte$, al tiempo que la temperatura seca $T_s$ es la misma en los puntos 1 y 4.

Cuando $\Phi = 1$ el aire se encuentra en el punto de rocío, la humedad relativa es del 100%, y $(v_v = v_s)$ La determinación de la humedad relativa de la atmósfera se hace con psicrómetros e higrómetros.

***Humedad específica o absoluta, W.-*** Es la cantidad de agua contenida en un volumen de aire húmedo igual a 1 m$^3$, definida mediante la relación:

$$W = \frac{\textit{Peso del vapor de agua contenido en 1 } m^3 \textit{ de aire húmedo}}{\textit{Peso del aire seco contenido en el mismo volumen}} = \frac{m_v}{m_a}\rangle_{V,\,T}$$

por lo que se puede poner:

$$(1 + W)\ kg\ de\ aire\ húmedo = 1\ kg\ de\ aire\ seco + W\ kg\ de\ vapor\ de\ agua$$

En la hipótesis de gas perfecto se tiene:

$$W = \frac{m_v\,(kg_{vapor\,de\,agua})}{m_a\,(kg_{aire\,seco})} = \frac{(p\,v/R\,T)_v}{(p\,v/R\,T)_a} = \frac{R_a}{R_v}\,\frac{p_v}{p_a} = \left|\ \frac{R_a}{R_v} = 0{,}622\ \right| = 0{,}622\ \frac{p_v}{p - p_v} = \left|\ p_v = \Phi\ p_s\right| =$$

$$= 0{,}622\ \frac{\Phi\ p_s}{p - \Phi\ p_s} = 0{,}622\ \frac{\Phi\ p_s}{p_a} = 0{,}622\ \Phi\ \frac{R_s T / v_s}{R_a T / v_a} = \Phi\ \frac{v_a}{v_s} = \Phi\ \frac{\rho_s}{\rho_a}$$

con $p = p_a + p_v$, presión total del aire húmedo.

***Grado de saturacion $\mu$ .-*** El grado de saturación $\mu$ es aproximadamente igual a la humedad relativa $\Phi$, y es la relación existente entre la humedad absoluta del aire $W$ y la humedad absoluta $W_s$ correspondiente al aire saturado a la misma temperatura seca, es decir:

$$\mu = \frac{W}{W_{sat}} = \frac{0{,}622\ \dfrac{p_v}{p - p_v}}{0{,}622\ \dfrac{p_s}{p - p_s}} = \frac{p_v\,(p - p_s)}{p_s\,(p - p_v)} = \Phi\ \frac{p - p_s}{p - p_v}$$

y como los valores de las presiones parciales $p_s$ y $p_v$ son pequeños con relación a $p$, resulta que el grado de saturación es aproximadamente igual a la humedad relativa $\Phi$.

*Tabla XV.3.- Tabla de propiedades termodinámicas del aire*

| Temperatura | Presión | | Volumen v" | Densidad ρ" | Calor latente r | Entalpía |
|---|---|---|---|---|---|---|
| ºC | mm (Hg) | mbar | $m^3/kg$ | gramo/$m^3$ | Kcal/kg | Kcal/kg |
| −10 | 2,15 | 2,87 | 433,50 | 2,31 | | |
| −9 | 2,33 | 3,10 | 393,00 | 2,55 | | |
| −8 | 2,51 | 3,35 | 365,00 | 2,74 | | |
| −7 | 2,72 | 3,62 | 339,20 | 2,95 | | |
| −6 | 2,93 | 3,91 | 315,40 | 3,17 | | |
| −5 | 3,16 | 4,22 | 293,40 | 3,41 | | |
| −4 | 3,41 | 4,55 | 273,10 | 3,66 | | |
| −3 | 3,67 | 4,90 | 254,50 | 3,93 | | |
| −2 | 3,96 | 5,27 | 237,20 | 4,22 | | |
| −1 | 4,26 | 5,68 | 221,10 | 4,52 | | |
| 0 | 4,58 | 6,10 | 206,30 | 4,85 | 597,3 | 597,3 |
| 1 | 4,93 | 6,57 | 192,60 | 5,19 | 596,7 | 597,7 |
| 2 | 5,29 | 7,05 | 179,90 | 5,56 | 595,2 | 598,2 |
| 3 | 5,69 | 7,58 | 161,20 | 5,95 | 595,6 | 598,6 |
| 4 | 6,10 | 8,13 | 157,30 | 6,36 | 595,1 | 599,1 |
| 5 | 6,54 | 8,72 | 147,20 | 6,79 | 594,5 | 599,5 |
| 6 | 7,03 | 9,35 | 137,80 | 7,26 | 593,9 | 599,9 |
| 7 | 7,52 | 10,13 | 129,10 | 7,75 | 593,4 | 600,4 |
| 8 | 8,02 | 10,72 | 121,00 | 8,26 | 592,8 | 600,8 |
| 9 | 8,61 | 11,47 | 113,40 | 8,81 | 592,3 | 601,3 |
| 10 | 9,21 | 12,27 | 106,42 | 9,40 | 591,7 | 601,7 |
| 11 | 9,85 | 13,12 | 99,91 | 10,01 | 591,2 | 602,2 |
| 12 | 10,52 | 14,02 | 93,84 | 10,66 | 590,6 | 602,6 |
| 13 | 11,23 | 14,97 | 88,18 | 11,34 | 590,1 | 603,1 |
| 14 | 11,99 | 15,97 | 82,90 | 12,06 | 589,5 | 603,5 |
| 15 | 12,79 | 17,04 | 77,97 | 12,82 | 588,9 | 603,9 |
| 16 | 13,64 | 18,07 | 73,39 | 13,63 | 588,3 | 604,3 |
| 17 | 14,53 | 19,36 | 69,10 | 14,47 | 587,7 | 604,7 |
| 18 | 15,48 | 20,62 | 65,09 | 15,36 | 587,1 | 605,1 |
| 19 | 16,48 | 21,96 | 61,34 | 16,30 | 586,6 | 605,6 |
| 20 | 17,54 | 23,37 | 57,84 | 17,29 | 586,0 | 606,0 |
| 21 | 18,66 | 24,86 | 54,56 | 18,33 | 585,4 | 606,4 |
| 22 | 19,84 | 26,43 | 51,50 | 19,42 | 584,9 | 606,9 |
| 23 | 21,07 | 28,09 | 48,62 | 20,57 | 584,3 | 607,3 |
| 24 | 22,38 | 29,82 | 45,93 | 21,77 | 583,8 | 607,3 |
| 25 | 23,77 | 31,67 | 43,40 | 23,04 | 583,2 | 608,2 |
| 26 | 25,22 | 33,60 | 41,04 | 24,37 | 582,6 | 608,6 |
| 27 | 26,75 | 35,64 | 38,32 | 25,76 | 532,1 | 609,1 |
| 28 | 28,36 | 37,79 | 36,73 | 27,23 | 581,5 | 609,5 |
| 29 | 30,05 | 40,04 | 34,77 | 28,75 | 581,0 | 610,0 |
| 30 | 31,83 | 42,41 | 32,93 | 30,37 | 580,4 | 610,4 |
| 31 | 33,71 | 44,92 | 31,20 | 32,05 | 579,9 | 610,9 |
| 32 | 35,67 | 47,53 | 29,57 | 33,82 | 579,3 | 611,3 |
| 33 | 37,74 | 50,29 | 28,04 | 35,66 | 578,7 | 611,7 |
| 34 | 39,91 | 53,18 | 26,60 | 37,59 | 578,2 | 612,2 |
| 35 | 42,20 | 56,22 | 25,24 | 39,62 | 577,6 | 612,6 |
| 36 | 44,58 | 59,40 | 23,97 | 41,72 | 577,0 | 613,1 |
| 37 | 47,09 | 62,74 | 22,77 | 43,92 | 576,5 | 613,5 |
| 38 | 49,72 | 66,24 | 21,63 | 46,23 | 575,9 | 613,9 |
| 39 | 52,47 | 69,91 | 20,56 | 48,64 | 575,3 | 614,3 |
| 40 | 55,35 | 73,75 | 19,55 | 51,15 | 574,7 | 614,7 |
| 41 | 58,37 | 77,78 | 18,59 | 53,79 | 574,1 | 615,1 |
| 42 | 61,53 | 81,98 | 17,69 | 56,53 | 573,5 | 615,5 |
| 43 | 64,84 | 86,39 | 16,84 | 59,38 | 572,9 | 615,9 |
| 44 | 68,29 | 91,00 | 16,04 | 62,34 | 572,4 | 616,4 |
| 45 | 71,92 | 95,82 | 15,28 | 65,44 | 571,3 | 616,8 |
| 46 | 75,69 | 100,85 | 14,560 | 68,68 | 571,3 | 617,3 |
| 47 | 79,64 | 106,12 | 13,880 | 72,05 | 570,7 | 617,7 |

| | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| *48* | *83,77* | *111,62* | *13,230* | *75,59* | *570,1* | *618,1* |
| *49* | *88,08* | *117,35* | *12,620* | *79,24* | *569,6* | *618,6* |
| *50* | *92,57* | *123,34* | *12,040* | *83,06* | *569,0* | *619,0* |
| *51* | *97,27* | *129,60* | *11,500* | *86,96* | *568,4* | *619,4* |
| *52* | *102,16* | *136,12* | *10,980* | *91,07* | *567,8* | *619,8* |
| *53* | *107,26* | *142,92* | *10,490* | *95,33* | *567,3* | *620,3* |
| *54* | *112,6* | *150,0* | *10,020* | *99,80* | *566,7* | *620,7* |
| *55* | *118,1* | *157,4* | *9,578* | *104,4* | *566,1* | *621,1* |
| *56* | *123,9* | *165,1* | *9,158* | *109,2* | *565,5* | *621,5* |
| *57* | *129,9* | *173,1* | *8,757* | *114,2* | *565,0* | *622,0* |
| *58* | *136,2* | *181,5* | *8,380* | *115,3* | *564,4* | *622,4* |
| *59* | *142,8* | *190,2* | *8,020* | *124,7* | *563,8* | *622,8* |
| *60* | *149,5* | *199,2* | *7,675* | *130,2* | *563,2* | *623,2* |
| *61* | *155,6* | *208,6* | *7,353* | *136,0* | *562,6* | *623,6* |
| *62* | *163,9* | *215,4* | *7,043* | *142,0* | *562,0* | *624,0* |
| *63* | *171,5* | *228,5* | *6,749* | *148,2* | *561,4* | *624,4* |
| *64* | *179,4* | *239,1* | *6,463* | *154,6* | *560,8* | *624,8* |
| *65* | *187,7* | *250,1* | *6,201* | *161,3* | *560,2* | *625,2* |
| *66* | *196,2* | *261,4* | *5,947* | *168,1* | *559,6* | *625,6* |
| *67* | *205,1* | *273,3* | *5,705* | *175,3* | *559,1* | *626,1* |
| *68* | *214,3* | *285,6* | *5,475* | *182,6* | *558,5* | *626,5* |
| *69* | *224,0* | *298,4* | *5,255* | *190,3* | *557,3* | *626,9* |
| *70* | *233,9* | *311,7* | *5,045* | *198,2* | *557,3* | *627,3* |
| *71* | *244,2* | *325,4* | *4,846* | *206,4* | *556,7* | *627,7* |
| *72* | *254,9* | *330,6* | *4,655* | *214,8* | *556,1* | *628,1* |
| *73* | *265,9* | *354,3* | *4,473* | *223,6* | *555,5* | *628,5* |
| *74* | *277,4* | *369,6* | *4,299* | *232,6* | *554,9* | *628,9* |
| *75* | *289,3* | *385,5* | *4,133* | *242,0* | *554,3* | *629,3* |
| *76* | *301,6* | *401,9* | *3,975* | *251,6* | *553,7* | *629,7* |
| *77* | *314,4* | *413,5* | *3,824* | *261,5* | *553,1* | *630,1* |
| *78* | *327,6* | *436,5* | *3,679* | *271,8* | *552,5* | *630,5* |
| *79* | *341,3* | *454,7* | *3,540* | *282,5* | *551,9* | *630,9* |
| *80* | *355,4* | *473,6* | *3,408* | *293,4* | *551,3* | *631,3* |
| *81* | *370,1* | *493,1* | *3,282* | *304,7* | *550,7* | *631,7* |
| *82* | *385,2* | *513,3* | *3,161* | *316,4* | *550,1* | *632,1* |
| *83* | *400,9* | *534,2* | *3,045* | *328,4* | *549,5* | *632,5* |
| *84* | *417,1* | *555,7* | *2,934* | *340,8* | *548,9* | *632,9* |
| *85* | *433,8* | *578,0* | *2,828* | *353,6* | *548,3* | *633,3* |
| *86* | *451,1* | *601,1* | *2,727* | *366,7* | *547,7* | *633,7* |
| *87* | *469,0* | *625,1* | *2,629* | *380,4* | *547,1* | *634,1* |
| *88* | *487,5* | *649,5* | *2,536* | *394,3* | *546,4* | *634,4* |
| *89* | *506,5* | *674,9* | *2,447* | *408,7* | *545,8* | *634,8* |
| *90* | *526,2* | *701,1* | *2,361* | *423,5* | *545,2* | *635,2* |
| *91* | *546,4* | *728,1* | *2,279* | *438,8* | *544,6* | *635,6* |
| *92* | *567,5* | *756,1* | *2,200* | *454,5* | *543,9* | *635,9* |
| *93* | *589,1* | *784,9* | *2,124* | *470,8* | *543,3* | *636,3* |
| *94* | *611,4* | *814,6* | *2,052* | *487,3* | *542,7* | *636,8* |
| *95* | *634,4* | *545,2* | *1,982* | *504,5* | *542,1* | *637,2* |
| *96* | *658,1* | *876,9* | *1,915* | *522,2* | *541,5* | *637,6* |
| *97* | *682,6* | *909,5* | *1,851* | *540,2* | *540,9* | *638,0* |
| *98* | *707,7* | *943,0* | *1,789* | *559,0* | *540,3* | *638,4* |
| *99* | *733,9* | *977,8* | *1,730* | *578,0* | *539,6* | *638,7* |
| *100* | *760,0* | *1013,2* | *1,673* | *597,7* | *539,0* | *639,1* |

***Ejemplo.- La presión parcial del vapor de agua en la atmósfera es de 10 mm y su temperatura seca de 20°C ¿Cuál es el valor de Φ? ¿Cómo se puede alcanzar la saturación, Φ = 100 %?***

*a) Según las Tablas de vapor de agua saturado para 20°C la presión de vapor será de 17,54 mm de Hg, por*

*lo que:* $\Phi = \frac{p_v}{p_s} = \frac{10}{17,54} \cdot 100 = 57\%$

*b) Puesto que el vapor de agua de la atmósfera está saturado cuando su presión parcial es igual a la presión de vapor a la* $T_a$ *del aire, puede conseguirse la saturación de dos formas:*

*b.1) Aumentando el contenido de vapor de agua, introduciendo bastante vapor de agua manteniendo constante la T para aumentar la presión parcial hasta 17,54 mm Hg.*

*b.2) Haciendo descender la temperatura hasta 11,4°C correspondiente a una presión de 10 mm de Hg*

Si la *T* se hace descender por debajo de 11,4°C, la presión de vapor será inferior a 10 mm de Hg, lo cual implica que la presión parcial, al ser inferior a la presión de vapor, provoca la condensación de éste en cantidad suficiente para que la presión de vapor se reduzca a la presión parcial correspondiente a la *T* inferior. Este es el proceso que provoca la formación de nubes, nieve y lluvia.

El fenómeno tiene también lugar, con cierta frecuencia, durante la noche, cuando la superficie de la tierra se enfría por radiación; la humedad condensada se denomina rocío. Si la presión de vapor es tan baja que la temperatura debe descender por debajo de 0°C antes de producir la saturación, el vapor se condensa formando cristales de hielo en forma de escarcha.

La temperatura *T* a la cual el vapor de agua contenido en la atmósfera (recalentado) se convierte en vapor saturado se denomina, como sabemos, punto de rocío. La medida de la *T* del punto de rocío proporciona el método más exacto para determinar Φ. Este método consiste en enfriar un recipiente metálico que tiene una superficie brillante y pulida, y medir su temperatura (que es la de rocío), cuando se observe que dicha superficie se empaña con la humedad condensada.

***Ejemplo.-*** *Si con el procedimiento utilizado se ha determinado que la temperatura del punto de rocío está a 10°C, entonces sabemos que el vapor de agua de la atmósfera está saturado a 10°C y, por consiguiente, su presión parcial (según las Tablas) es de 9,21 mm de Hg; la presión necesaria para la saturación a 20°C será de 17,54 mm de Hg , y la humedad relativa:* $\Phi = \frac{9,21}{17,54} \cdot 100 = 52,5\%$

## XV.4.- ENTALPIA DEL AIRE

***Entalpía del aire húmedo.-*** Para determinar la entalpía del aire húmedo, se puede tomar como origen de entalpías el 0°C; la entalpía total del aire húmedo *i* es la suma de las entalpías del aire seco $i_a$ y del vapor de agua $i_v$, es decir:

$$i = i_a + i_v$$

***Entalpía del aire seco.-*** Cuando el aire se encuentra a la temperatura *t* en °C es:

$$i_a = c_{p(aire\ seco)}\ t = 0,24\ t\ \frac{Kcal}{kg} = t\ \frac{kJ}{kg}$$

***Entalpía del vapor de agua.-*** Como *W* es la cantidad de vapor de agua contenido en la atmósfera por kg de aire seco, y *r* es el calor de vaporización del agua, se puede poner:

$$i_v = W \{c_{p(vapor\ de\ agua)}\ t + r\}$$

***Entalpía específica total:*** $i = c_{p(aire\ seco)}\ t + W \{c_{p(vapor\ de\ agua)}\ t + r\} = c_{pa} t + c_{pv} W t + W r =$

$$= \left\{ \begin{array}{l} c_{pa} = 0{,}24\ (Kcal/kg°K) = 1\ (kJ/kg°K) \\ c_{pv} = 0{,}47\ (Kcal/kg°K) \\ r_{t=0°C} = 595\ (Kcal/kg) \end{array} \right\} = 0{,}24\ t + 0{,}47\ W\ t + 595\ W = 0{,}24\ t + \{0{,}47\ t + 595\}\ W\ \frac{Kcal}{kg}$$

que permite calcular la entalpía final del aire húmedo a cualquier temperatura *t* en °C, tomando como referencia la de 0°C.

***Entalpía del aire por debajo del punto de rocío.-*** En el caso en que la temperatura del aire húmedo esté por debajo de la del punto de rocío, éste puede contener agua no sólo en forma de vapor saturado, sino también en forma de líquido (niebla) por encima de 0°C, ó en forma de hielo (nieve), por debajo de 0°C.

*El aire húmedo sobresaturado contiene una masa de:* $\left\{ \begin{array}{l} - \text{ aire seco} = m_a \\ - \text{ vapor saturado} = W_{sat} m_a \\ - \text{ agua líquida} = (W - W_{sat})\ m_a \end{array} \right.$

y su entalpía para $(m_a = 1)$ es:

$$i = i_a + i_{v\ (saturado)} + i_{agua\ líquida} = 0{,}24\ t + W_{sat}\ (0{,}47\ t + 595) + (W - W_{sat})\ t$$

***Entalpía del aire por debajo del punto de congelación.-*** Si el *aire húmedo contiene hielo* (tiene que estar saturado a una temperatura inferior a 0°C), su entalpía es:

$$i = i_a + i_{v\ (saturado)} + i_{agua\ sólida} = 0{,}24\ t + W_{sat}\ (0{,}47\ t + 595) + (W - W_{sat})\ (-79 + 0{,}49\ t)$$

ya que la entalpía del hielo a 0°C se considera (-), siendo el calor específico del hielo 0,49 Kcal/kg°C y el calor latente de solidificación del agua 79 Kcal/kg.

En la expresión anterior:

*- La primera parte es la entalpía del aire más la del vapor que está en estado de saturación*

*- La segunda parte es la entalpía del hielo, que es la suma del calor cedido por el agua al solidificar y del calor cedido por el hielo al enfriarlo isobáricamente hasta t < 0°C, desde 0°C.*

## XV.5.- PESO DEL AIRE SECO Y DEL AIRE HUMEDO

Para determinar los pesos del aire seco y del aire húmedo, hay que tener en cuenta que la densidad del aire seco en condiciones normales de presión y temperatura es de 1,293 kg/m$^3$, mientras que la del vapor de agua con relación a la del aire es 0,622.

***Ejemplo.- Supuesto 1 $m^3$ de aire a 20°C y 760 mm de Hg, con una humedad relativa del 60%, y sabiendo que la presión de saturación $p_s$ del vapor de agua a 20°C es de 17,5 mm de Hg, el peso del aire seco $m_a$ vendrá dado (reduciendo el volumen a condiciones normales) por:***

*Masa en condiciones normales :* $m_0 = r_0 V_0$

$$\left.\begin{array}{l} p_0 V_0 = m_0 \ R \ T_0 \\ p_a V_a = m_a R \ T_a \end{array}\right\} \Rightarrow \quad \frac{p_0 V_0}{p_a V_a} = \frac{m_0 T_0}{m_a T_a} \quad \Rightarrow \quad m_0 = m_a \ \frac{T_a}{T_0} \ \frac{p_0 V_0}{p_a V_a} = \rho_0 V_0$$

$$\text{Peso del aire seco: } m_a = \rho_0 \ \frac{T_0}{T_a} \ \frac{p_a V_a}{p_0} = \rho_0 \ \frac{T_0}{T_a} \ \frac{(p - p_v) V_a}{p_0} = \rho_0 \ \frac{T_0}{T_a} \ \frac{(p - \Phi \ p_s) V_a}{p_0} =$$

$$= 1{,}293 \ \frac{kg}{m^3} \ \frac{273}{293} \ \frac{760 - (0{,}6 \times 17{,}5)}{760} = 1{,}188 \ \frac{kg}{m^3}$$

$$\text{Peso del vapor de agua: } m_v = W \ m_a = \left| W = 0{,}622 \ \frac{F \ p_s}{p - F \ p_s} = 0{,}622 \ \frac{0{,}6 \times 17{,}5}{760 - (0{,}6 \times 17{,}5)} = 8{,}71.10^{-3} \right| =$$

$$= 8{,}71.10^{-3} \times 1{,}188 \ \frac{kg}{m^3} = 0{,}0103 \ \frac{kg}{m^3}$$

$$\text{Peso del aire húmedo: } m_{aire\ húmedo} = m_a + m_v = (1{,}188 + 0{,}0103) \ \frac{kg}{m^3} = 1{,}1983 \ \frac{kg}{m^3}$$

## XV.6.- PSICROMETROS

Los psicrómetros son dispositivos destinados a la medida de la humedad del aire; constan de dos termómetros de mercurio, uno seco y otro húmedo. El termómetro húmedo difiere del seco en que su depósito de mercurio (bulbo) está envuelto en una mecha de tela mojada en agua.

Cuando la corriente de aire húmedo incide sobre los bulbos de estos termómetros, el termómetro seco indica la temperatura del aire húmedo (*es la medida del calor sensible del aire*), mientras que el termómetro húmedo indica la temperatura a que está el agua contenida en la gasa húmeda que envuelve su bulbo; la temperatura del bulbo húmedo indica la cantidad de calor total almacenado en el aire; está claro que, cuando el aire sopla sobre el termómetro húmedo, el agua se evapora de la superficie de la mecha mojada (si es aire húmedo o está saturado). El aire atmosférico no saturado y con humedad desconocida pasa por la gasa húmeda hasta que se establece el equilibrio dinámico y la temperatura de la gasa (y por consiguiente, del termómetro) se estabiliza en cierto valor.

*La diferencia entre las temperaturas de los bulbos seco y húmedo es la depresión del bulbo húmedo.*

Conocida la temperatura del bulbo húmedo se puede hallar la presión parcial del vapor de agua mediante fórmulas experimentales, como la debida a Carrier (1911):

$$p_v = p_{s(Temp\ bulbo\ húmedo)} - \frac{\{p - p_{s_{Temp\ bulbo\ húmedo}}\}\{T_{Bulbo\ seco} - T_{Bulbo\ húmedo}\}}{1555 - 1{,}3\ T_{Bulbo\ húmedo}}$$

La evaporación será tanto más intensa cuanto más seco esté el aire que incida sobre la tela, es decir, cuanto menor sea la presión parcial del vapor de agua contenido en el aire; como en evaporar la humedad se gasta una cierta cantidad de calor, igual al calor latente de vaporización del agua, la temperatura de la tela húmeda descenderá, pudiendo llegar a valores próximos a la temperatura del punto de rocío, en cuyo caso cesará la evaporación y la temperatura permanecerá constante.

Midiendo la temperatura del punto de rocío, que es por definición la temperatura a la cual la presión real del vapor $p_v$ se hace igual a la presión de saturación $p_s$, y con ayuda de las Tablas psicrométricas, se determina la presión parcial del vapor de agua en el aire húmedo $p_v$ y la humedad del aire.

*La diferencia entre la temperatura del bulbo o termómetro seco $t_{seca}$ y la temperatura del bulbo o termómetro húmedo $t_{húmeda}$ es proporcional a la humedad del aire; así, cuanto más seco sea el aire, tanto mayor será la diferencia: $t_{seca} - t_{húmeda}$.*

Si el aire está saturado de vapor, $t_{seca} = t_{húmeda}$, ya que la presión parcial del vapor de agua en el aire será igual a la presión de saturación del vapor de agua a esta temperatura $t_{seca}$.

Cuando la temperatura de la tela húmeda desciende, y debido a que al ocurrir ésto aparece una diferencia entre la temperatura del agua de la tela y la temperatura del aire que la rodea, se produce un flujo de calor, procedente de las capas de aire próximas, a la tela húmeda. En virtud de ésto, el equilibrio (constancia de la temperatura de dicha tela), se establece no a la temperatura del punto de rocío, sino a una temperatura algo más alta, que es la temperatura de bulbo húmedo o del termómetro húmedo.

La dependencia del contenido de vapor de agua en el aire respecto a las magnitudes $t_{seca}$ y $t_{húm}$ se establece experimentalmente y de acuerdo con los resultados obtenidos se construyen los diagramas psicrométricos o las tablas de valores.

## XV.7.- DIAGRAMA (I-W) DEL AIRE HUMEDO *(Diagrama de Mollier)*

Si sobre el eje de ordenadas se toma la entalpía del aire húmedo $I$, y sobre el eje de abscisas el contenido en vapor $W$, se obtiene el diagrama *(I - W)*, mediante el cual se consigue una simplificación considerable en los cálculos relacionados con el aire húmedo. Las isotermas del aire no saturado son rectas, porque los coeficientes de inclinación para las temperaturas dadas son magnitudes constantes, deduciéndose que cuanto más alta sea la temperatura, tanto más pendiente tendrá la isoterma; la inclinación mínima la tiene la isoterma 0°C que parte del origen de coordenadas como punto de referencia.

Las isotermas del aire no saturado, son comunes, cada una de ellas, para las diversas presiones del aire húmedo, con la condición de que estas presiones no sean demasiado grandes, de manera que siga siendo válida la aproximación a gas perfecto del aire húmedo.

En el diagrama *(I - W)* de coordenadas oblicuas, las líneas de igual entalpía son paralelas y forman un mismo ángulo con el eje de las *W*, de 34º aproximadamente (Diagrama de Mollier). La inclinación de las isotermas en el sistema de ejes oblicuos crece también al aumentar la temperatura, siendo nula la inclinación de la isoterma 0°C. Si el aire está saturado de vapor de agua, el seguir inyectando agua en él no conduce a aumentar su contenido de vapor, ya que éste ha alcanzado el máximo posible y la humedad condensará formando niebla.

En el diagrama *(I - W)*, a la derecha de la línea de saturación, se encuentra la región denominada *zona de niebla*.

Si una isoterma del aire húmedo se prolonga hacia la derecha de la línea de saturación, aunque la magnitud *W* crece, este crecimiento se efectúa únicamente a expensas del aumento del líquido.

Las isotermas en la zona de aire saturado son rectas inclinadas, cuyo ángulo es tanto mayor cuanto más elevada sea la temperatura; al cruzar la línea de saturación sufren un quiebro.

El diagrama *(I - W)* se emplea en aquellos casos en que hay que trabajar con procesos de desecación de una sustancia cualquiera; el aire utilizado para este proceso absorbe la humedad y se humedece. Por eso hay que utilizar aire no saturado, siendo preferible que su contenido inicial en vapor de agua sea lo más pequeño posible.

El diagrama psicrométrico se utiliza normalmente para presiones del aire de 1 atm (760 mm de Hg, ó 1013 mbars). Se pueden ampliar las posibilidades del diagrama haciéndole independiente del valor de la presión citada, en vez de hacer un diagrama para cada presión total del aire distinta de 1 atm. Si la presión total del aire $p \neq 1\ atm$ , la posición de la línea de $\Phi = 1$ variará, por cuanto:

$$W = 0{,}622\ \frac{\Phi\ p_s}{p\ -\ \Phi\ p_s} = 0{,}622\ \frac{\dfrac{\Phi\ p_s}{p}}{1\ -\ \dfrac{\Phi\ p_s}{p}} = \left| k = \frac{\Phi}{p} \right| = 0{,}622\ \frac{k\ p_s}{1\ -\ k\ p_s}$$

Si $p = 1\ atm$, las curvas $k$ coinciden con las $\Phi$.

La ecuación aproximada de la curva de saturación es para, $p = 1\ atm$, de la forma

$$T(°C) = \frac{5291}{14{,}293\ -\ ln\ W\ p\ +\ ln\ (W\ +\ 0{,}622)}\ -\ 273$$

En general, si: $p > 1\ atm \Rightarrow$ la curva, $\Phi = 1$, se desplaza hacia arriba, y si es menor, hacia abajo.

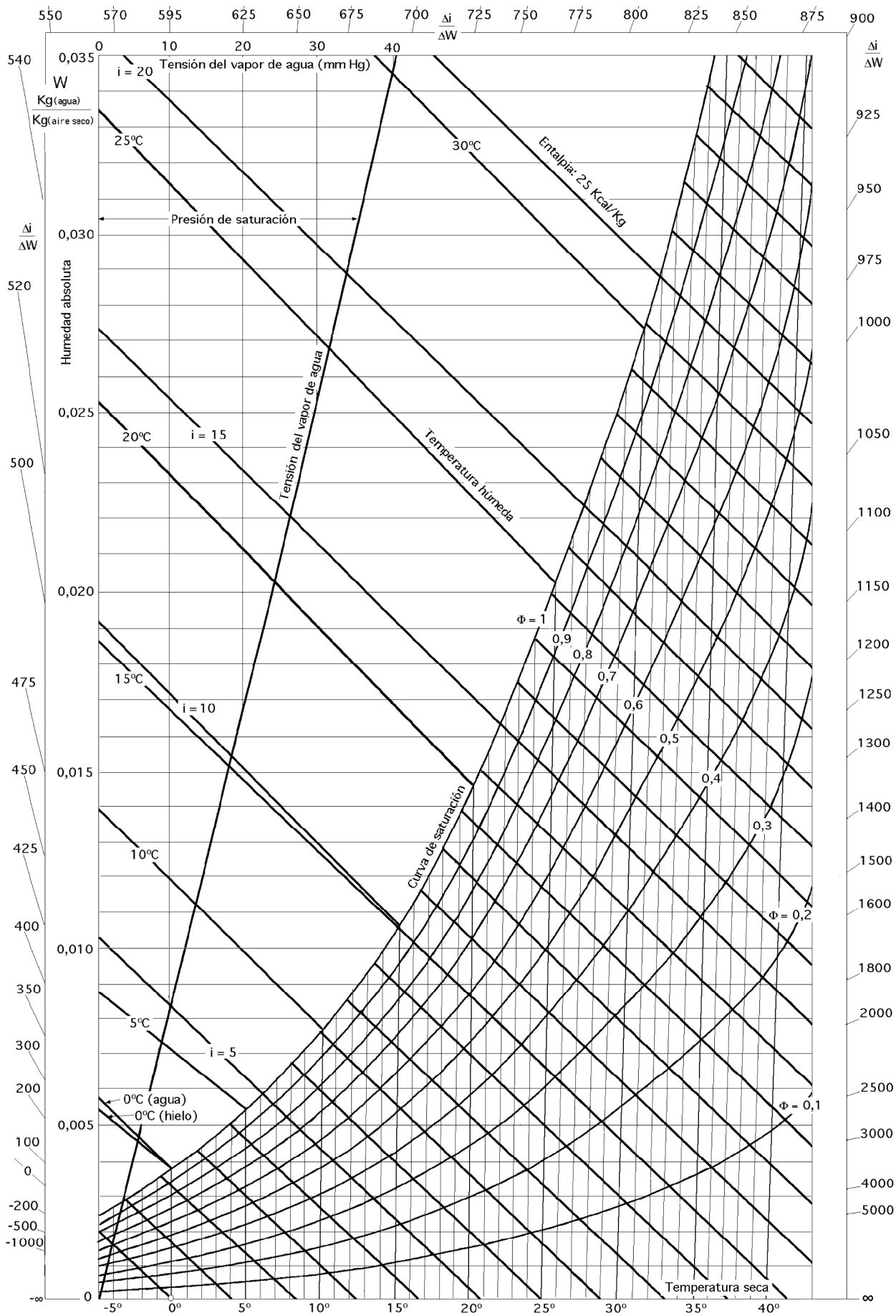


*Fig XV.3a.- Diagrama psicrométrico del aire (Mollier)*

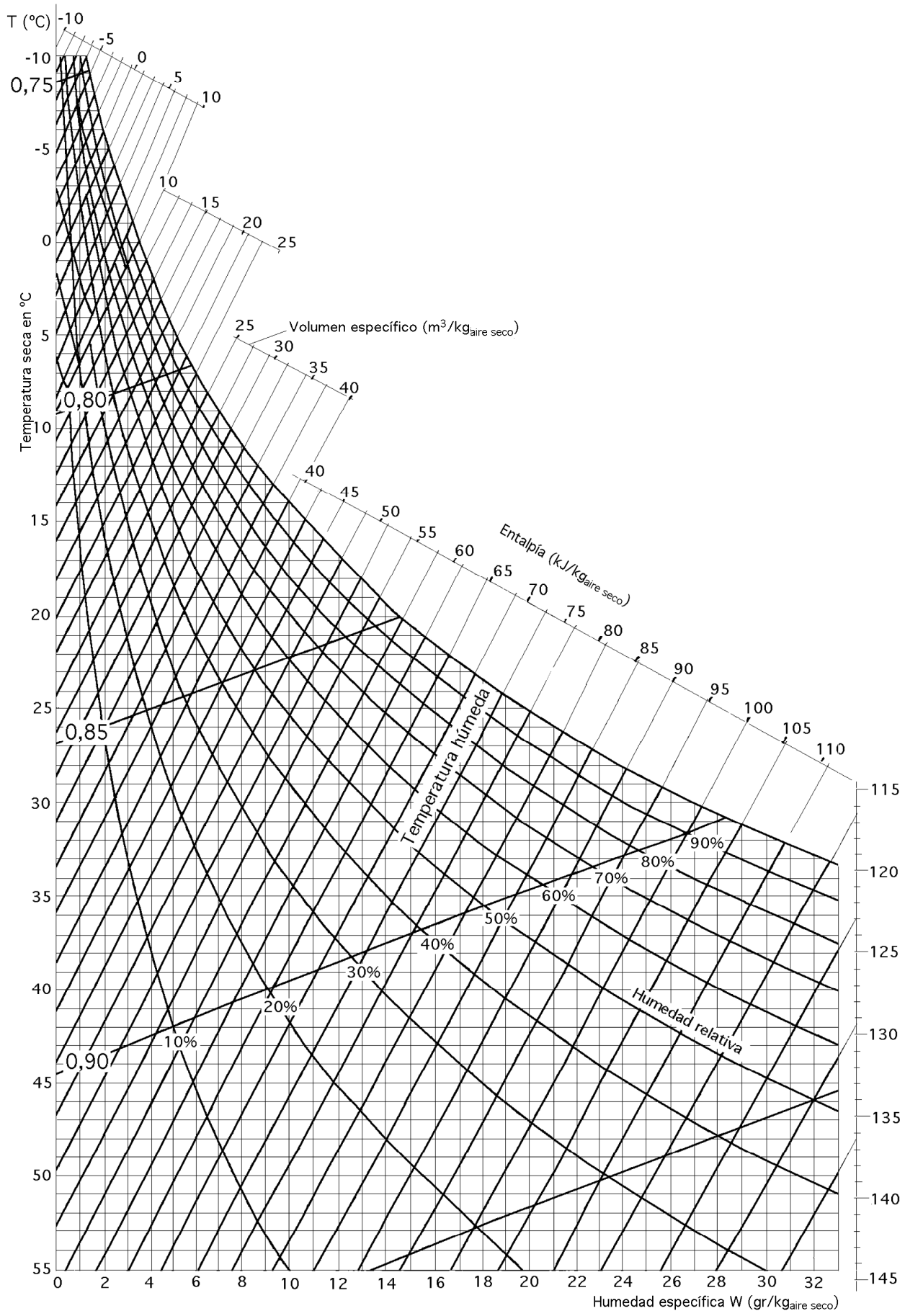


*Fig XV.3b.- Diagrama psicrométrico del aire (Carrier)*

Si: $p > 1\ atm$, por ejemplo: p = 1,1 atm, $k = \dfrac{\Phi}{1,1} = 0,9\ \Phi$

*En este caso, el gráfico correspondiente a p = 1 atm, se puede transformar en el gráfico p = 1,1 atm, teniendo en cuenta que en el gráfico nuevo Φ = 1, sería la curva Φ = 0,9 del gráfico para p = 1 atm, y así sucesivamente.*

Por lo que respecta a las isotermas, si para p = 1 atm era una en concreto, para p = 1,1 atm, la nueva isoterma arrancará de $k = 0,9\ \Phi$, y sería paralela a la anterior.

Para resolver algunos problemas de aire húmedo, en los que es necesario establecer en el diagrama de Mollier la pendiente real $x$ de una recta, o dada la pendiente trazar la recta que pasa por un punto con dicha pendiente, se ha incluido en la periferia de dicho diagrama una escala gráfica de pendientes que viene referida al origen de coordenadas.

Para su utilización hay que tener en cuenta que si por un punto cualquiera se desea trazar una recta de pendiente $x = \dfrac{\Delta i}{\Delta W}$ , se une el origen con el número correspondiente a la pendiente $x$, y por el punto en cuestión se trazaría la paralela, obteniéndose así la transformación deseada.

## XV.8.- MEZCLA DE UNA CORRIENTE DE AIRE Y OTRA DE AGUA PULVERIZADA, EN REGIMEN PERMANENTE

El acondicionamiento de grandes cantidades de agua o de aire tiene que realizarse siempre mediante un proceso en régimen permanente, existiendo en la mayoría de los casos más de una corriente fluida. Teniendo en cuenta el esquema que se presenta en la Fig XV.4, en el mismo penetra una corriente de aire con una determinada cantidad de humedad, la cual, cuando el aire sale del sistema, habrá podido aumentar o disminuir.

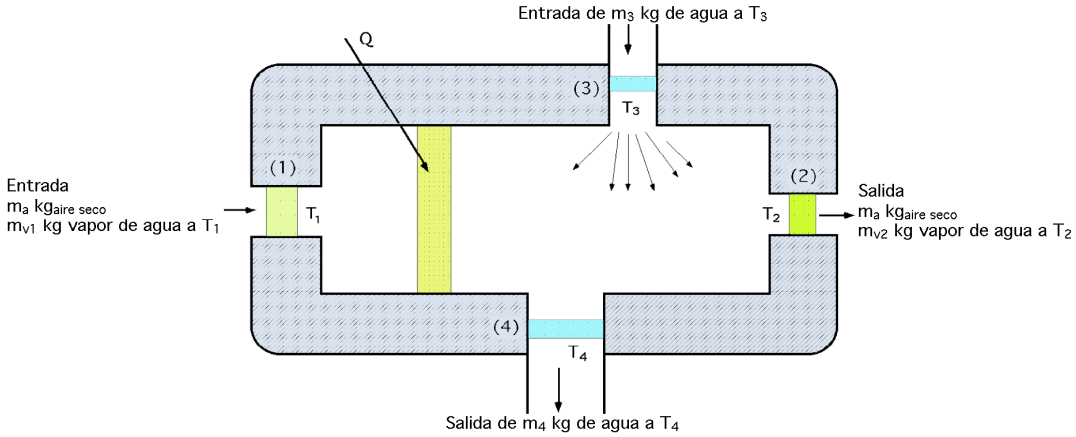


*Fig XV.4.- Mezcla de una corriente de aire y otra de agua pulverizada, en régimen permanente*

A causa de la humidificación o deshumidificación que tiene lugar en el sistema, para que el proceso sea continuo, debe introducirse o eliminarse agua, independientemente de que el sistema sea adiabático o no.

$$Q = \sum m\, i_{sal} - \sum m\, i_{ent} = m_a\,(i_{a2} - i_{a1}) + (m_{v2}\ i_{v2} - m_{v1}\ i_{v1}) + m_4\ i_4 - m_3\ i_3$$

$$\text{siendo la variación de entalpía del} \begin{cases} \text{- aire seco: } m_a\,(i_{a2} - i_{a1}) \\ \text{- vapor de agua: } m_{v2}\ i_{v2} - m_{v1}\ i_{v1} \\ \text{- agua líquida: } m_4\ i_4 - m_3\ i_3 \end{cases}$$

Dividiéndola por $m_a$ se obtiene el calor $q$ intercambiado entre las secciones 1 y 2, en Kcal/kg de aire seco, en la forma:

$$q = \frac{Q}{m_a} = (i_{a2} - i_{a1}) + \frac{m_{v2}\ i_{v2} - m_{v1}\ i_{v1}}{m_a} + \frac{m_4\ i_4 - m_3\ i_3}{m_a} = (i_{a2} - i_{a1}) + W_2\ i_{v2} - W_1\ i_{v1} + \frac{m_4\ i_4 - m_3\ i_3}{m_a}$$

La cantidad de agua que sale por 4 no coincide con la que entra por 3, ya que al aire se le añade o elimina una cierta cantidad de agua.

Para el flujo del agua se tiene que verificar la ecuación de continuidad:

$$W_2 - W_1 = \frac{m_{v2} - m_{v1}}{m_a} = \frac{m_3 - m_4}{m_a}$$

Estas ecuaciones se pueden simplificar, poniendo la entalpía del aire húmedo en función de la entalpía de una mezcla formada por $\begin{cases} 1\ kg\ de\ aire\ seco \\ W\ kg\ de\ vapor\ de\ agua \end{cases}$, como:

$$I\ \left(\frac{Kcal}{kg_{aire\ seco}}\right) = 1\ i_a + W\ i_v$$

que es la entalpía del aire húmedo.

Sustituyendo en:

$$q = \frac{Q}{m_a} = I_2 - I_1 + \frac{m_4\ i_4 - m_3\ i_3}{m_a}$$

en la que $(I_2 - I_1)$ es la variación de entalpía del aire húmedo.

En algunos casos existe en el sistema solamente una corriente de agua; tal sucede, por ejemplo, si toda el agua pulverizada que penetra en el sistema pudiera vaporizarse en el aire, y por lo tanto, en este caso $m_4 = 0$, por lo que quedará:

$$q = (i_{a2} - i_{a1}) + (W_2\ i_{v2} - W_1\ i_{v1}) - \frac{m_3}{m_a}\ i_3 = \left| \begin{array}{c} \text{Ecuación de continuidad} \\ m_3 = m_a\,(W_2 - W_1) \end{array} \right| =$$

$$= (i_{a2} - i_{a1}) + (W_2\ i_{v2} - W_1\ i_{v1}) - (W_2 - W_1)\ i_3 = I_2 - I_1 + (W_2 - W_1)\ i_3 = I_2 - I_1 + \frac{m_3}{m_a}\ i_3$$

que es la variación del calor específico de 1 kg de aire seco.

## XV.9.- PROCESO DE SATURACION ADIABATICA

Si se supone un proceso en el que, por ejemplo, se aumenta la humedad del aire, haciéndole atravesar una cámara aislada en cuyo interior hay agua con una gran superficie libre, Fig XV.5, al pasar el aire sobre la superficie del agua, se enfriará, mientras que el agua se calentará, sobreviniendo la evaporación. En este proceso adiabático, cuando la energía térmica cedida por el aire al agua sea igual a la que ésta necesita para vaporizarse, se habrá alcanzado el equilibrio térmico, en el que llamaremos $T^*$ a la temperatura del agua correspondiente a un sistema en régimen estacionario o temperatura de saturación adiabática y es la temperatura máxima que adquiere el agua en el proceso, siendo equivalente a la temperatura del bulbo húmedo.

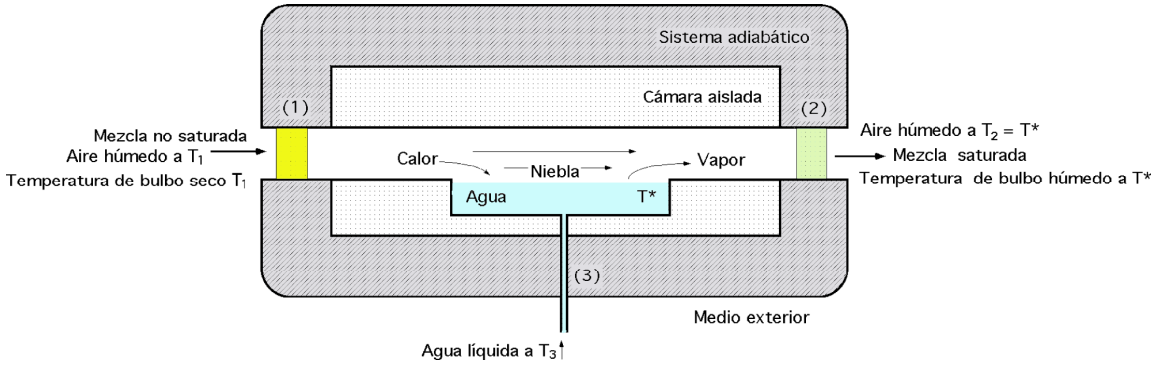


*Fig XV.5.- Proceso de saturación adiabática*

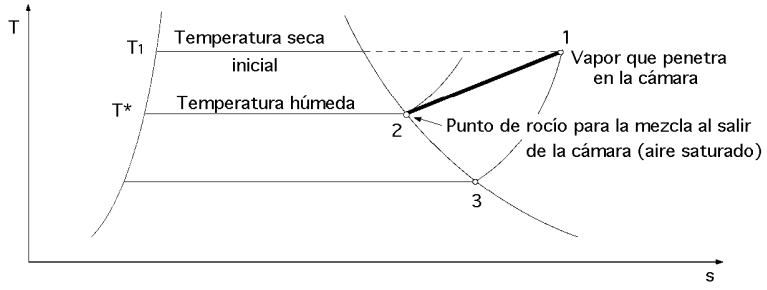


*Fig XV.6.- Proceso de saturación adiabática*

Si se supone que la cámara aislada representada en la Fig XV.5 tiene una longitud infinita, la temperatura $T_2$ de salida del aire será la misma que la del agua, saliendo el aire con vapor de agua saturado, $T_2 = T^*$. Por consiguiente, a medida que el aire avanza a través de la cámara, su temperatura seca disminuirá progresivamente hasta alcanzar la temperatura límite $T^*$ de saturación adiabática, Fig XV.6; la temperatura de saturación adiabática para el aire, tiene un valor único en todas las secciones de la figura; los sucesivos estados recorridos por el vapor de agua a su paso a través de la cámara, vienen representados en el diagrama *(T - s)* por la línea (1-2).

La temperatura en el estado 3 es la temperatura del punto de rocío de la mezcla, que es menor que la de bulbo seco inicial y que la de saturación adiabática, por lo que las temperaturas de saturación

adiabática y del punto de rocío son distintas, excepto para el caso en que el aire esté saturado. El sistema así considerado, en régimen transitorio, se puede transformar en un sistema en régimen estacionario realimentándole con agua a la temperatura de saturación adiabática, por cuanto habrá que reponer el agua que se vaporiza.

La entalpía de entrada al volumen de control que se encuentra en el interior del canal consta de dos partes, la causada por el aire entrante y la producida por el agua líquida de compensación. La entalpía de salida es la que corresponde exclusivamente a la corriente de mezcla que deja el volumen de control. Si se considera que es la unidad de masa de aire seco la que entra y sale del volumen de control en un intervalo arbitrario, la ecuación energética en régimen estacionario para el proceso de saturación adiabática queda en la forma:

$$q = \Delta i + T \;\; ; \;\; q = 0 \;\; ; \;\; T = 0 \;\; ; \;\; \Delta i = 0$$

siendo las variaciones de energía cinética y potencial de la corriente despreciables, por lo que el principio de conservación de la energía para el proceso en régimen estacionario en condiciones adiabáticas se reduce a $(i_{ent} = i_{sal})$

Si se representa el estado adiabático por el símbolo $(*)$, la temperatura que tiene el aire al abandonar el sistema es la correspondiente a la saturación adiabática $T_2 = T^*$, obteniéndose:

$$q = (i^*_{a2} - i_{a1}) + (W^*_2 \; i_{v2} - W_1 \; i_{v1}) - (W^*_2 - W_1) \, i_3 = (i^*_{a2} - i_{a1}) + W^*_2 \; (i_{v2} - i_3) - W_1 \; (i_{v1} - i_3) = 0$$

$$W_1 = \frac{(i^*_{a2} - i_{a1}) + W^*_2 \; (i_{v2} - i_3)}{i_{v1} - i_3}$$

determinándose con ella el valor de la humedad específica del aire a la entrada, por cuanto los demás términos de la ecuación se pueden calcular o medir; todas las cantidades en el segundo miembro de la ecuación se conocen si se han medido las temperaturas $T_1$ y $T_2$.

La humedad específica $W_{2^*}$ a la temperatura $T_2$ es conocida, ya que se trata de un estado de saturación. Por lo tanto, la humedad específica (y la humedad relativa) de una mezcla (aire-vapor de agua no saturado), se determina midiendo las temperaturas de entrada y salida, así como la presión total de la mezcla que se somete al proceso de saturación adiabática.

Esta ecuación se puede poner también en la forma:

$$q = I_{2^*} - I_1 \; - (W_{2^*} - W_1) \, i_3 = 0 \;\; ; \;\; I_{2^*} = I_1 + (W_{2^*} - W_1) \, i_3$$

y como $(W_{2^*} - W_1) \, i_3$ es muy pequeño, se puede considerar que $I_{2^*} = I_1$

Si en la ecuación anterior se sustituyen las entalpías por su expresión en función de la temperatu-

ra, podemos despejar la temperatura de saturación adiabática $T_{2*}$:

$$T_{2*} = T_1 + \frac{W_{2*} - W_1}{c_{p_{a.h}}} i_3$$

siendo: $c_{p_{a.h}} = W_1 \; c_{p(agua)} + c_{p(aire\ seco)}$

Se ha encontrado que para mezclas de aire-vapor de agua a temperaturas y presiones normales, *la temperatura de bulbo húmedo, cuya determinación depende de velocidades de transferencia de calor y masa, es de valor muy cercano a la temperatura de saturación adiabática* $T^*$.

La entalpía total de la mezcla permanece sensiblemente constante durante el proceso de saturación adiabática, y como la temperatura de saturación adiabática también permanece constante, se llega a la conclusión de que la entalpía total de la mezcla (vapor-aire) es función únicamente de la temperatura de saturación adiabática.

Aunque el método por saturación adiabática produce los resultados buscados, en la práctica resulta difícil lograr por esta técnica un estado saturado sin utilizar un canal de flujo sumamente largo, lo cual resulta poco recomendable.

En lugar de ésto se usa una temperatura equivalente a la de saturación adiabática para mezclas de vapor de agua-aire, que es la temperatura de bulbo húmedo, por lo que la temperatura $T_2$ que se usa en la ecuación anterior para obtener la humedad específica inicial es normalmente la temperatura de bulbo húmedo, con la que se obtiene una respuesta de precisión razonable.

Generalmente, este método no produce respuestas correctas si la presión de las mezclas de aire-vapor de agua difiere mucho de las presiones atmosféricas comunes.

## XV.9.- MEZCLA ADIABATICA

Uno de los procesos que aparece frecuentemente en el acondicionamiento del aire es la mezcla adiabática de varias corrientes de aire las cuales componen la corriente de aire acondicionado. Si suponemos que en un sistema entran dos corrientes fluidas, que se mezclan adiabáticamente dando origen a una corriente de salida única, Fig XV.7, la suma de las entalpías de las corrientes entrantes tiene que ser igual a la suma de las entalpías de las corrientes salientes, es decir:

$$\sum m \; i_{ent} = \sum m \; i_{sal}$$

*Para el aire húmedo a la entrada 1 se cumple:* $W_1 = \frac{m_{v1}}{m_{a1}}$

$$m_{a1} \; i_{a1} + m_{v1} \; i_{v1} = m_{a1} \; i_{a1} + m_{a1} \; W_1 \; i_{v1} = m_{a1} \; (i_{a1} + W_1 \; i_{v1}) = m_{a1} \; I_1$$

*En la entrada 2:* $m_{a2}\ I_2$

*En la salida 3:* $m_{a3}\ I_3 = (m_{a1} + m_{a2})\ I_3$

El balance de entalpía para el aire seco es:

$$m_{a1}\ I_1 + m_{a2}\ I_2 = (m_{a1} + m_{a2})\ I_3 \ \ ;\ \ m_{a1}\ (I_1 - I_3) = m_{a2}\ (I_3 - I_2) \ \ \Rightarrow \ \ \frac{m_{a1}}{m_{a2}} = \frac{I_3 - I_2}{I_1 - I_3}$$

que es la relación de entalpías entre las masas de aire seco entrantes.

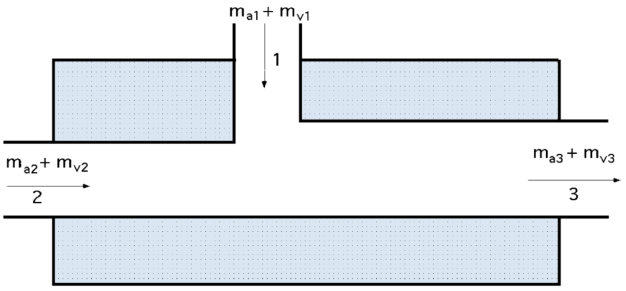


*Fig XV.7.- Mezcla de dos corrientes fluidas*

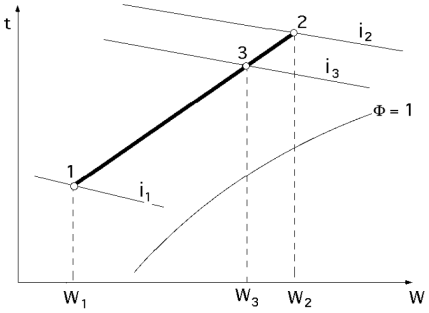


*Fig XV.8.- Representación en el diagrama psicrométrico de la mezcla adiabática*

En la misma forma, para el vapor de agua, la suma de las masas entrantes de vapor tiene que ser igual a la suma de las masas de vapor salientes:

$$\left.\begin{array}{l} m_{v1} + m_{v2} = m_{v3} \\ m_{a1}\ W_1 + m_{a2}\ W_2 = (m_{a1} + m_{a2})\ W_3 \ \ \Rightarrow \ \ m_{a1}\,(W_1 - W_3) = m_{a2}\,(W_3 - W_2) \end{array}\right\} \ \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \ \ \frac{m_{a1}}{m_{a2}} = \frac{I_3 - I_2}{I_1 - I_3} = \frac{W_3 - W_2}{W_1 - W_3} = \frac{\textit{segmento (2-3)}}{\textit{segmento (1-3)}}$$

En el diagrama psicrométrico, el estado final 3 correspondiente a la mezcla, Fig XV.8, se encuentra situado sobre una línea recta que une los estados iniciales de las corrientes fluidas componentes de la mezcla, caso que se puede demostrar analíticamente, por cuanto las escalas correspondientes a I y W son lineales, el estado final 3 divide la recta en dos segmentos, cuya relación es la de los caudales del aire seco antes de realizarse la mezcla.

La masa de aire seco de cualquier corriente viene dada por:

$$m_a = \frac{p_a\ V_a}{R\ T_a} = \left\{\begin{array}{l} R = \dfrac{p_0\ V_0}{T_0} \\ T_0 = 273^{\circ}K \ \ ;\ \ p_0 = 1\ atm \end{array}\right\} = \frac{p_a\ V_a}{\dfrac{p_0\ V_0}{T_0}\ T_a} = \rho_0\ \frac{T_0}{T_a}\ \frac{p - \Phi\ p_s}{p_0}\ V_a = 1{,}293\ \frac{kg}{m^3}\ \frac{273}{T_a}\ \frac{p - \Phi\ p_s}{1\ atm}\ V_a$$

***Ejemplo.- Una corriente de 56,62 $m^3$/min de aire saturado a 10°C se mezcla con otra de 42,5 $m^3$/min de aire a 29,5°C y $\Phi$ = 60 %. Calcular el estado final de la mezcla.***

$$\begin{cases} m_{a1} = 1{,}293\ \frac{kg}{m^3}\ \frac{273}{302{,}5}\ \frac{1013{,}2\ mbar - (0{,}6 \times 41{,}2)\ mbar}{1013{,}2\ mbar} \times 42{,}5\ \frac{m^3}{min} = 48{,}38\ \frac{kg\ aire\ seco}{minuto} \\ m_{a1} = 1{,}293\ \frac{kg}{m^3}\ \frac{273}{283}\ \frac{1013{,}2\ mbar - (1 \times 12{,}27)\ mbar}{1013{,}2\ mbar} \times 56{,}62\ \frac{m^3}{min} = 69{,}76\ \frac{kg\ aire\ seco}{minuto} \end{cases}$$

*La masa total de aire seco saliente es: 69,76 + 48,38 = 118,14 kg/minuto*

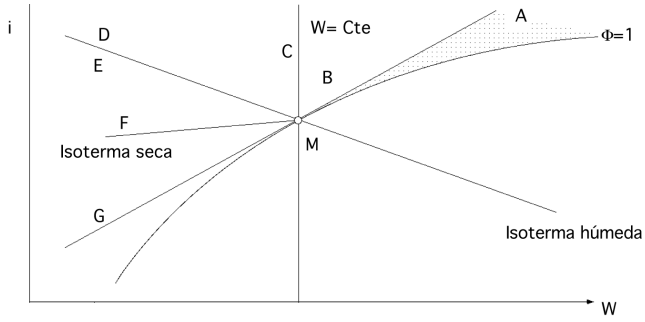


*Fig XV.9.- Procesos de saturación adiabática*

La longitud comprendida entre los dos estados iniciales se multiplica por la relación:

$$\frac{48{,}38}{118{,}14} = 0{,}41$$

y tomando esta distancia sobre dicha recta se obtiene el estado final de la mezcla:

$t = 18{,}2^oC\ ;\ \ \Phi = 0{,}8\ ;\ W = 0{,}0111$

En el proceso de saturación adiabática hay que tener en cuenta los posibles casos que puede presentar el aire a la entrada (estado I), en relación con el agua que supondremos está a la temperatura $T_m$ (punto M), Fig XV.9.

*a) Si el aire estuviere en la zona A, entre la tangente y la curva $\Phi = 1$, la humedad es grande y en la zona de contacto aire-agua se producirá niebla*

*b) Si el aire está fuera de la zona A no hay niebla*

*c) Si el aire está en la zona B hay condensación al principio de la capa límite*

*d) Si el aire está en C, al principio hay evaporación en la capa límite*

*e) Si está en D, lo primero que ocurre es un calentamiento del agua*

*f) Si está en E el agua se enfría al principio*

*g) Si está en F el aire se enfría en los primeros momentos*

*h) Si está en G se calienta al principio de la capa límite*

Estas son las posibles situaciones que se pueden presentar en la zona límite en el proceso de saturación adiabática, al principio del régimen variable; cuando se alcance la entalpía de equilibrio se entrará en el régimen permanente.

## XV.10.- TRANSFORMACIONES DEL AIRE HUMEDO

***Procesos de acondicionamiento de aire.-*** Por lo general, una persona se siente más cómoda cuando el aire del interior de un edificio se mantiene dentro de un intervalo bastante limitado de humedad relativa y de temperatura. Sin embargo, por transferencia de masa y calor entre el interior del edificio y los alrededores, así como por efectos internos como cocinar, lavar ropa en la casa, etc, la temperatura y la humedad relativa alcanzan niveles indeseables. Para lograr valores de $T$ y de $\Phi$ en

los intervalos deseados (la zona de confort), en general es necesario alterar el estado del aire.

Así, pues, hay que diseñar equipos que aumenten o disminuyan la temperatura y la humedad relativa, individual o simultáneamente. Aparte de alterar el estado de una corriente específica de aire al calentarlo, enfriarlo, humidificarlo o deshumidificarlo, se logra también un cambio en el estado mezclando directamente el aire de interior del edificio con otra corriente de aire, por ejemplo, del exterior del edificio. Por tanto, hay que considerar varios procesos básicos en conexión con el acondicionamiento del aire atmosférico.

Las relaciones básicas de las que disponemos para la evaluación de dichos procesos son tres:

- *Balance de energía de las corrientes*
- *Balances de masa del vapor de agua y el aire seco*
- *Valores de las propiedades del aire seco y del agua*

La carta psicrométrica se utiliza para describir cualitativamente el diseño de procesos diferentes, y es extremadamente útil como auxiliar en la detección de cambios de estado producidos por equipos de proceso o acondicionamiento, así como para la estimación de los valores de propiedades.

Para representar gráficamente las transformaciones utilizadas en las técnicas de aire acondicionado, se emplea de forma cualitativa la carta psicrométrica, que tiene como ejes la temperatura seca y la humedad absoluta.

Casi todos los procesos de acondicionamiento de aire se pueden resolver mediante el empleo de los diagramas existentes, cuya manipulación es bastante sencilla, ya que basta con trazar algunas rectas y leer determinados datos.

Para calentar o enfriar con aire un local, hay que hacer llegar al mismo una corriente de aire que previamente habrá sufrido un proceso de calentamiento, enfriamiento, etc, en un aparato que denominaremos *unidad acondicionadora de aire* y que representamos con las siglas (U.A.A).

Se denomina recta de maniobra de una transformación la que une, sobre un diagrama psicrométrico, los puntos representativos de las condiciones de los estados inicial y final; se utilizan dos rectas de maniobra, la del local y la de la (U.A.A).

La recta de maniobra del local es la que une las condiciones del aire que llega al mismo, con las del propio local; se puede suponer que las propiedades del aire no varían en el recinto que se acondiciona a lo largo del tiempo. La recta de maniobra de la (U.A.A), es la que une los puntos de entrada y salida de la misma.

***Carga térmica del local.-*** El recinto que deseamos calentar o refrigerar tendrá unos aportes de calor que variarán con el tiempo, en función de la temperatura exterior, del número de personas que

estén en el local, etc. La evaluación exacta de esta potencia calorífica a lo largo del tiempo es difícil de realizar y, en consecuencia, es práctica común suponerla constante y calcularla en las condiciones más desfavorables; esta potencia calorífica se denomina *carga térmica del local*.

Existen manuales que permiten efectuar el cálculo de la carga térmica, en función del tipo de construcción del local, del número y tipo de puertas y ventanas, grosor de las paredes, personas que en él realizan una función, etc.

La carga térmica total $Q_T$ suele dividirse en dos partes denominadas carga de calor sensible y carga de calor latente $Q_S$ y $Q_L$ y cada una se puede calcular por separado; el calor sensible es el que produce un cambio de temperatura y el calor latente es el relacionado con un cambio de estado que, en nuestro caso, está asociado a la cantidad de vapor de agua; así se tiene:

$$Q_T = Q_L + Q_S$$

La relación entre el calor sensible y el total $\frac{Q_S}{Q_T}$ se denomina *coeficiente de calor sensible*, y es un factor muy importante en los diseños y proyectos de aire acondicionado.

Según sea el tipo de local, (restaurante, casa particular, teatro, etc), la experiencia de muchos diseños conduce a valores concretos del coeficiente de calor sensible que, evidentemente, tienen que ver con la sensación de confort y bienestar.

## XV.11.- CALENTAMIENTO Y REFRIGERACION DEL AIRE SIN VARIACION DE LA HUMEDAD ESPECIFICA

Si se calienta o enfría una corriente de aire sin variación de la humedad específica, el punto representativo de los distintos estados recorridos en el proceso debe moverse sobre una línea del diagrama psicrométrico tal como la recta (1-2), Fig XV.10.

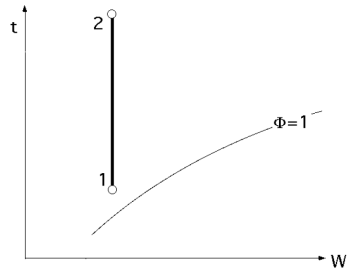


*Fig XV.10*
*Calentamiento y enfriamiento a W = Cte*

Si la recta de maniobra se recorre de 1 a 2, es un calentamiento sensible, y si se recorre de 2 a 1 un enfriamiento. En el caso de un enfriamiento sensible, la temperatura de la fuente fría no tiene que ser menor que la del punto de rocío del aire húmedo, pues en caso contrario se produciría condensación.

La potencia calorífica puesta en juego es: $Q = m_a\ (i_2 - i_1)$ , siendo $m_a$ el caudal másico de aire seco y Q la carga térmica del local.

## XV.12.- ENFRIAMIENTO CON DESHUMIDIFICACION

Es un tratamiento típico del aire húmedo en una (U.A.A), para el verano; primero hay un enfriamiento sensible hasta la curva de saturación y posteriormente una deshumidificación hasta alcanzar la temperatura de rocío del aparato.

Inmediatamente a la salida del serpentín de la (U.A.A) el aire sale saturado y a una temperatura determinada Fig XV.11, que recibe el nombre de punto de rocío del aparato.

En la práctica el aire sale a una temperatura algo mayor; aquí se supondrá que la temperatura de salida es la de rocío tal como se ha indicado, *{ Punto d, salida de la (U.A.A) }*. En la carta psicrométrica, el proceso puede representarse con un primer tramo de deshumidificación y un segundo de enfriamiento sensible.

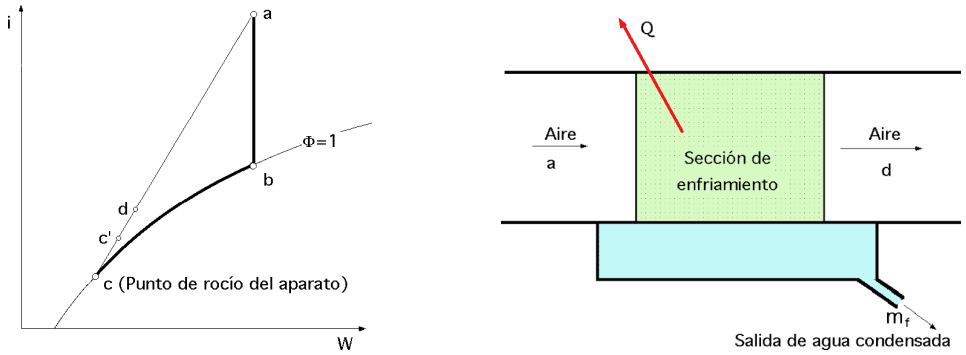


*Fig XV.11.- Enfriamiento y deshumidificación*

El resto del aire, llamado aire secundario, puede ocurrir que nunca se ponga en contacto con la superficie del serpentín, sino que sufra un enfriamiento al mezclarse con el aire más frío anteriormente indicado.

La inclinación $\frac{Q_S}{Q_T}$ de la recta de maniobra (adc'c) depende del coeficiente de calor sensible.

Si el serpentín fuese de longitud infinita, todo el aire alcanzaría un estado de saturación tal como el representado por el punto c.

Sin embargo, en un estado real nunca se alcanzará el punto $c$, sino otro tal como el $d$, que se encuentra situado sobre la recta que une el estado inicial $a$ y el punto de rocío del aparato $c$.

El aire se puede enfriar y humidificar, haciéndole pasar a través de una cortina de agua fría, procedente de un refrigerador exterior, con lo que se enfriará a una temperatura inferior a la del punto de rocío inicial del aire.

Si la temperatura del agua fuese superior a la del punto de rocío de la corriente de aire, y por supuesto, inferior a la temperatura del aire, éste se humidificará y enfriará.

A la salida del evaporador tendremos dos tipos de aire; uno que no habrá entrado en contacto con el evaporador, y que no ha sido afectado en el proceso, por lo que mantendrá las condiciones iniciales y otro que sí ha entrado en contacto con el evaporador, y que es el que adquiere el estado *c*.

El aire final *d* será una mezcla de los dos tipos de aire y, por lo tanto, su estado estará sobre la recta que une el punto *c* con el punto *a* como mezcla de dos corrientes de aire, punto *d*.

## XV.13.- DESHUMIDIFICACION CON CALENTAMIENTO

Una condición bastante común en las construcciones industriales y residenciales, especialmente durante el verano, es la tendencia a las altas temperaturas y humedades relativas. Es bien conocida la incomodidad del organismo en esas condiciones.

En la Fig XV.12 muestra un método para disminuir *T* y Φ simultáneamente.

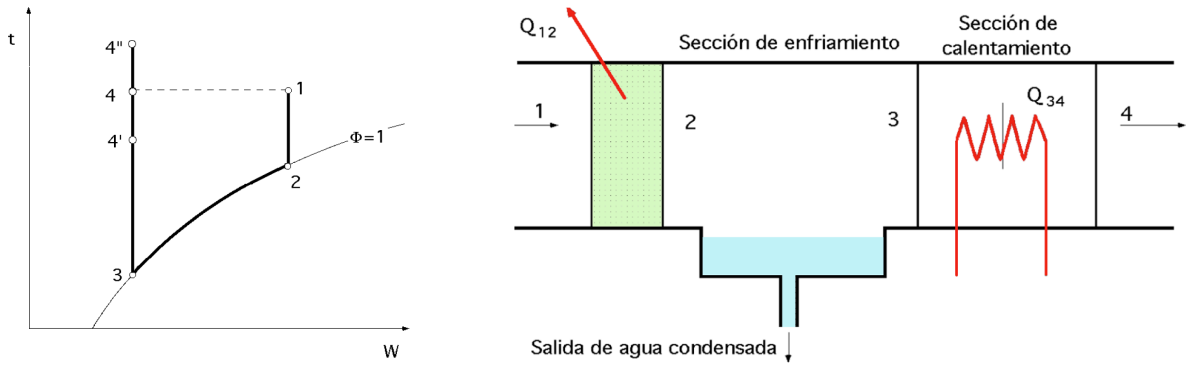


*Fig XV.12.- Proceso de deshumidificación con calentamiento*

El aire a tratar pasa por un canal de flujo que contiene serpentines de enfriamiento. El fluido de los serpentines puede ser, por ejemplo, agua relativamente fría o algún refrigerante que se haya enfriado en un ciclo de refrigeración por compresión del vapor.

El estado inicial de la corriente de aire se indica como estado 1 en la carta psicrométrica. Al pasar el aire por el serpentín de enfriamiento, su temperatura disminuye y su humedad relativa aumenta, manteniéndose la humedad específica constante.

Si el aire permanece en contacto con el serpentín un tiempo suficiente, la corriente de aire alcanzará su punto de rocío, que está indicado por el estado 2. Para lograr un enfriamiento adicional se requiere que el aire se mantenga saturado, así que su estado sigue la línea de $\Phi = 1$ hacia la izquierda hasta el estado 3; durante este último proceso se condensa agua del aire y disminuye su humedad específica *W*.

Por consiguiente, con un contacto suficiente con el serpentín, se disminuye tanto la temperatura, como el contenido de agua en el aire. En muchos casos, esta corriente de aire acondicionado fluye en

sentido inverso y se mezcla con el aire del edificio.

En algunos casos, el aire acondicionado puede tener una temperatura excesivamente baja. Esto se corrige haciendo que el aire pase por una sección de calentamiento después de salir de la del serpentín de enfriamiento. Mediante una selección adecuada de la temperatura del fluido en el serpentín de calentamiento, se puede ajustar a cualquier valor que se desee la temperatura de la corriente de aire que sale del equipo completo.

En la Fig XV.12 se indican tres posibilidades como los estados 4, 4' y 4". Mediante un ajuste apropiado del enfriamiento que controla la posición del estado 3 y del calentamiento, se puede alcanzar el estado 4 que se prefiera.

## XV.14.- ENFRIAMIENTO POR EVAPORACION

En climas desérticos, el aire atmosférico usualmente es caliente y seco (con humedad relativa muy baja). En lugar de hacer que el aire pase por una sección de enfriamiento para refrigeración, lo cual sería bastante costoso, es posible aprovechar la baja humedad para obtener enfriamiento; ésto se logra haciendo pasar la corriente de aire por una sección con un atomizador de agua; (el efecto equivalente también puede obtenerse al hacer pasar aire por un lecho de filtros de cualquier tipo, en el cual el agua circula; con esto se consigue un contacto razonable entre el aire y la corriente de líquido).

Debido a la humedad relativamente baja, una parte de la corriente de agua líquida se evapora; la energía de la evaporación proviene de la propia corriente de aire, por lo que éste se enfriará.

El efecto total es *enfriamiento y humidificación* de la corriente de aire. Como el aire está inicialmente seco, la humedad adicional que se agrega al aire no empeora las condiciones ambientales.

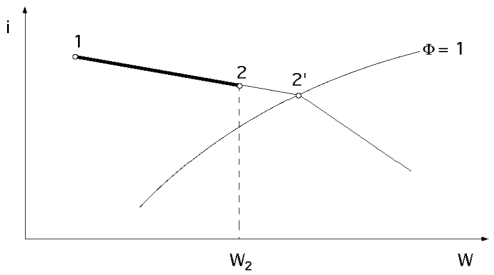

*Fig XV.13.- Enfriamiento y humidificación*

La trayectoria del proceso sigue una línea de bulbo húmedo constante en la carta psicrométrica, como se indica en la Fig XV.13.

La humedad absoluta aumentará mientras que la temperatura seca disminuye; es un proceso que se puede suponer de saturación adiabática y transcurre a temperatura de bulbo húmedo constante, que es la temperatura de equilibrio del agua de recirculación. En este proceso existe una temperatura mínima que corresponde al estado de saturación 2' de la Fig XV.13.

De una forma bastante aproximada, el proceso se puede suponer a entalpía constante, lo cual es muy interesante de cara a una resolución gráfica del problema; esta evolución del aire húmedo, se conoce también como *enfriamiento evaporativo*, y viene representada por la recta de maniobra (1-2),

siendo $t_2$ la temperatura de bulbo húmedo. El enfriamiento evaporativo es un proceso interesante desde un punto de vista industrial más que doméstico, porque de una forma muy sencilla puede aumentarse el contenido de humedad, aunque no sea recomendable su utilización en acondicionamiento de aire, por los olores desagradables que quedan, después de la adición de un vapor de caldera.

Si en una corriente de aire se introduce agua pulverizada, hasta el momento en que empiece a salir del sistema agua líquida, el aire se humidificará y enfriará; el aire se puede enfriar aunque la temperatura del agua pulverizada sea superior a la del aire. En este caso, la capacidad calorífica de la pequeña cantidad de agua que se introduce en el sistema, no puede aumentar de modo apreciable la temperatura de una cantidad mucho mayor de aire; pero cuando tiene lugar la evaporación, el agua tomará una gran cantidad de calor latente del aire, originándose así una acusada caída de temperatura.

Del mismo modo, cuando se evapora en una corriente de aire caliente una pequeña cantidad de agua fría, el enfriamiento debido al agua será despreciable en comparación con el originado por la cantidad de energía necesaria para la evaporación.

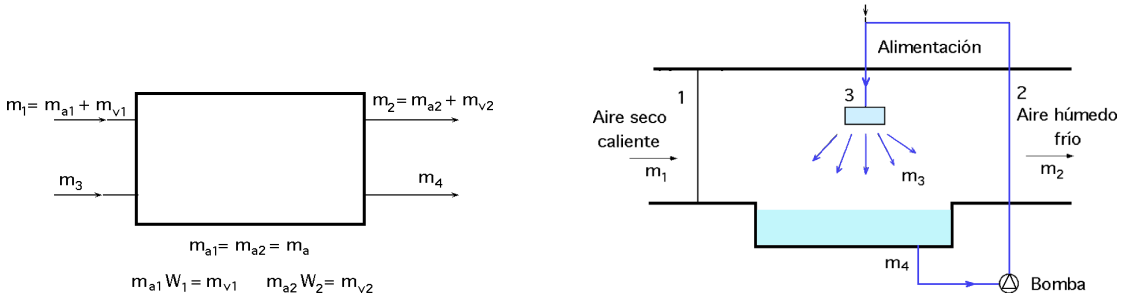


*Fig XV.14.- Humidificación por adición de vapor*

En un proceso de enfriamiento por evaporación, se introduce en una cámara de pulverización una gran cantidad de agua, que es constantemente reciclada; la temperatura del agua disminuirá gradualmente, tendiendo a la temperatura límite de saturación adiabática. Las pérdidas que experimenta el agua en forma de vapor, que es arrastrado por el aire, deben compensarse con el agua de realimentación, Fig XV.14.

La cantidad de agua de realimentación es pequeña y, por lo tanto, aunque su temperatura sea distinta a la húmeda del proceso, la influencia que ejercerá sobre la temperatura de equilibrio será despreciable. Este procedimiento de lavado del aire empleando agua en movimiento, la cual ni toma ni cede calor a un foco exterior, es el medio utilizado normalmente para enfriar y humidificar el aire.

El enfriamiento del aire se realiza sensiblemente a temperatura húmeda constante.

Llamando $\Delta m_v$ a la diferencia entre el vapor aportado y el residual, de la forma $\Delta m_v = m_{v3} - m_{v4}$ , y haciendo un balance de materia:

$$m_{a1}(1 + W_1) + \Delta m_v = m_{a2}(1 + W_2) \quad \Rightarrow \quad W_2 - W_1 = \frac{\Delta m_v}{m_a} = W^* - W_1$$

Mediante un balance de entalpía, para un proceso adiabático, se obtiene la ecuación:

$$m_{a1}\ I_1 + m_{v3}\ I_v = m_{v4}\ I_v + m_{a2}\ I_2$$

*Dividiéndola por:* $(m_{a2} = m_{a1} = m_a)$ *, y como:* $I_v = i_f^*$ ; $\frac{\Delta m_v}{m_a} = W^* - W_1$ ; $I^* = I_2$ *, se obtiene:*

$$I^* = I_1 + \frac{\Delta m_v}{m_a} i_f^* = I_1 + (W^* - W_1)\, i_f^* \quad \Rightarrow \quad i_f^* = \frac{I^* - I_1}{W^* - W_1}$$

En el proceso, representado en la Fig XV.13, se observa que el punto 2 se puede obtener como intersección de la recta de humedad constante $W_2$ con la propia recta de maniobra, cuya inclinación se obtiene a partir de la ecuación anterior, y la humedad $W_2$ a partir de: $W_2 - W_1 = \frac{\Delta m_v}{m_a} = W^* - W_1$

***Ejemplo.- En un humidificador por pulverización adiabática, que utiliza agua reciclada, se enfría aire, cuyas condiciones iniciales son, Temperatura, 32°C; humedad relativa Φ = 30%. Si en el proceso disminuye la temperatura T del aire en un 80% de la caída de temperatura húmeda original, ¿Cuál será el estado final del aire?***

Para: t = 32°C y Φ = 30%, se obtiene en el diagrama una temperatura húmeda inicial, t* = 20°C

*La depresión T húmeda original es, 32 - 20 = 12°C*

*La disminución de temperatura es, 12 x 0,8 = 9,6°C*

*La temperatura seca final, t = 32 - 9,6 = 22,4°C*

*El valor final de la temperatura húmeda es el mismo que el inicial, 20°C.*

Gráficamente se obtiene Φ = 0,80 y se observa que entre 1 y 2 prácticamente no se ha modificado la temperatura.

## XV.15.- CALENTAMIENTO CON HUMIDIFICACION

En el invierno o a grandes alturas, el aire atmosférico es frecuentemente seco (con humedad relativa baja) y frío. El problema que se plantea consiste en aumentar tanto el contenido de agua como la temperatura del aire que entre a un edificio.

La Fig XV.15 muestra un método que logra humidificación con calentamiento. La corriente de aire pasa primero por un serpentín de calentamiento y luego por una sección de pulverización, nebulización o atomización.

El proceso (1-2) está bien determinado para la sección de calentamiento, pero el proceso (2-3), indicado en la Fig XV.15, tiene varios estados finales posibles.

El estado 3 es función de la temperatura del agua que entra a la corriente de aire; casi siempre el agua tiene la misma temperatura que la corriente de aire.

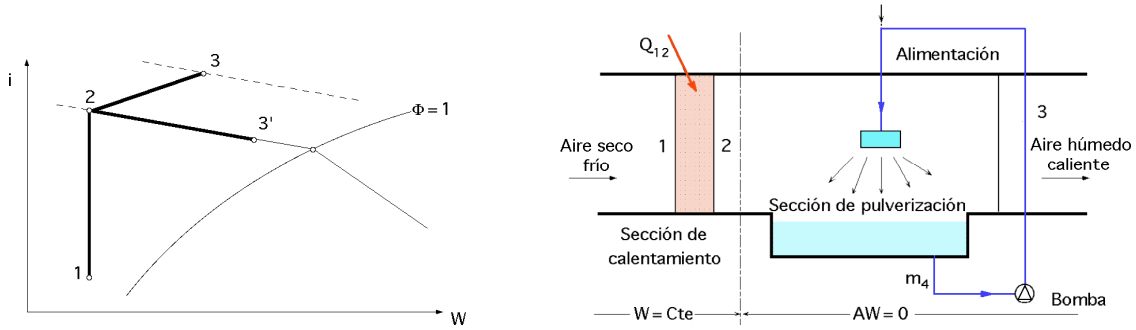


*Fig XV.15.- Calentamiento con humidificación*

El proceso (2-3) será entonces un enfriamiento por evaporación, como ya se describió anteriormente. Como alternativa se puede introducir vapor en vez de agua líquida, obteniéndose humidificación con calor adicional, como indica el estado 3' de la Fig XV.15. Por supuesto, se puede invertir el orden del proceso con la introducción de agua seguida por calentamiento.

## XV.16.- TORRES DE ENFRIAMIENTO

En las plantas generadoras de energía eléctrica con combustible fósil o nuclear, una parte considerable de la energía liberada por el combustible tiene que ser desechada a los alrededores. Suele emplearse agua de enfriamiento proveniente de fuentes naturales como ríos y lagos para llevarse una parte o toda la energía de desecho. A causa de inquietudes por la calidad ambiental, hay un límite en la temperatura de la salida del agua usada para enfriar la planta y la que se regresa a la fuente natural. (El aumento de temperatura resultante se conoce como contaminación térmica).

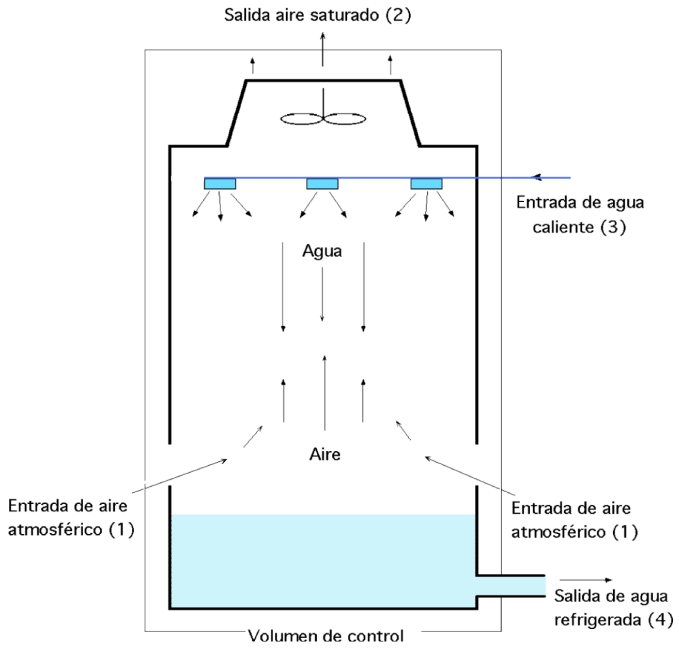


*Fig XV.16.- Esquema de una torre de enfriamiento*

Como el volumen de aire atmosférico es grande, se le puede usar también como sumidero de la energía desechada a los alrededores. El problema de la ingeniería es la transferencia de esta energía del agua de enfriamiento al aire atmosférico.

Un método para transferir energía de cualquier corriente de agua a la atmósfera es mediante el uso de una torre de enfriamiento húmeda, de la que se muestra un esquema simplificado en la Fig XV.16.

El agua caliente se rocía desde la parte superior de la torre y cae bajo el efecto de la fuerza de gravedad. En la base de la torre se introduce aire atmosférico con un ventilador y fluye hacia arriba en flujo en contracorriente con respecto a las gotas de agua en caída. Las corrientes de agua y de aire se ponen en contacto íntimo, y una pequeña fracción de la corriente de agua se evapora en la corriente de aire.

El proceso de evaporación requiere energía y la transferencia de energía enfría el flujo del agua restante. La corriente de agua regresa entonces a la planta para extraer energía de desecho adicional. Como una parte del agua de enfriamiento se evapora en el flujo de agua, para compensarla se debe agregar la misma cantidad de agua en alguna parte del ciclo de flujo.

Para hacer un análisis energético de una torre de enfriamiento se traza un volumen de control alrededor de la torre completa, como se indica en la Fig XVII.16; se supone que el proceso es adiabático, se desprecia el trabajo del ventilador y los cambios en la energía cinética y potencial son despreciables.

El balance energético básico es de la forma:

$$\sum (mi)_{sal} - \sum (mi)_{ent} = 0 \quad \Rightarrow \quad m_{a1}\ i_{m1} + m_3\ i_3 = m_{a2}\ i_{m2} + m_4\ i_4$$

$$m_{a1}\ (i_{a1} + W_1\ i_{v1}) + m_3\ i_3 = m_{a2}\ (i_{a2} + W_2\ i_{v2}) + m_4\ i_4$$

en las que $i_m$ es la entalpía de la mezcla por unidad de masa de aire seco, que se calcula por la ecuación:

$$i_m = c_{pa}\ T + W\ i_v$$

o bien, se puede obtener del diagrama psicrométrico.

La entalpía del flujo de agua puede recibir el valor de $i_f$ a la temperatura dada, observándose que $(m_{a1} = m_{a2} = m_a)$ por lo que la ecuación anterior se puede poner en la forma:

$$m_{a\,1}\ \{c_{pa}\ (T_1 - T_2) + W_1\ i_{v\,1} - W_2\ i_{v\,2}\} = m_4\ i_4 - m_3\ i_3$$

Mediante un balance de masa de agua que pasa por el volumen de control, se relacionan $m_3$ y $m_4$ obteniéndose:

$$m_4 = m_3 - m_a\,(W_2 - W_1)$$

En el análisis de torres de enfriamiento se conoce el valor de $m_3$, así como la disminución de temperatura de la corriente de agua que se requiere. Para condiciones supuestas del aire de entrada y de salida, se pueden usar las ecuaciones anteriores para calcular el flujo de aire seco necesario. El gasto de la entrada se puede encontrar si se conoce el volumen específico del aire atmosférico de la entrada.

## XV.17.- EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO

Un equipo de aire acondicionado debe controlar la temperatura $t$ y la humedad específica del aire W; esencialmente consta de un ventilador inductor de corriente, una unidad de evaporación (enfriamiento), un calentador y un humidificador en el cual se pulveriza agua en el interior del aire.

Para determinar las condiciones ambientales de un sistema se puede jugar con una serie de factores que permiten conseguir en el mismo unas condiciones de humedad y temperatura adecuadas. Puede suceder que algunas de las etapas del acondicionador de aire no se utilicen, de acuerdo con las condiciones ambientales dadas.

Así, por ejemplo, un proceso típico de acondicionamiento en verano, (enfriamiento y deshumidificación) y otro propio de invierno (calentamiento y humidificación), que subsana el inconveniente que tiene la calefacción ordinaria de resecar el aire al disminuir la humedad relativa. Las condiciones idóneas para una industria de tejidos no pueden ser las mismas que las de otra de productos farmacéuticos ya que éstos tienen que carecer de humedad; tampoco es lo mismo acondicionar una oficina o un laboratorio, por cuanto en este se sacrifica el bienestar de las personas para así evitar la oxidación de los equipos e instrumentación.

Para las personas la $\Phi$ ideal varía entre: $0,5 < \Phi < 0,65$.

El anteproyecto depende del clima de la región, seco, húmedo, frío, cálido, etc; no es suficiente un simple calentamiento o una refrigeración del aire exterior, pues se llega a unas condiciones de sequedad en invierno y humedad en verano, inadmisibles, precediéndose entonces a una aportación de agua en invierno y a una desecación en verano.

Las condiciones de salida del aire son diferentes de las de entrada por cuanto la existencia de personas implica el desprendimiento de energía por su actividad, lo mismo que las lámparas, motores, etc, que provocan el calentamiento del aire; asimismo, las personas desprenden por transpiración del orden de 50 gramos de agua por persona y hora, pudiendo existir máquinas de vapor que aportarán humedad al aire.

Todo esto supone unas condiciones del aire en el interior de los locales, que se determinan mediante un punto en el diagrama psicrométrico y que es el punto de partida para iniciar un proyecto, función del número de personas, actividad, maquinaria, iluminación, etc.

## XV.18.- INSTALACIONES DE AIRE ACONDICIONADO

Una instalación de aire acondicionado consta de: a) Equipo central, b) Tuberías, c) Bocas de acceso, d) Bocas de salida.

Las bocas de salida suelen ser regulables y orientables.

Interesa conservar las condiciones de barrido uniforme y no molesto. La circulación a través de la estancia puede ser de muy diversas formas, pero para conseguir las condiciones buscadas se comunica energía y orientación al aire proyectándolo hacia los lugares que interesan, existiendo una gran amplitud de posibilidades.

El equipo central consta de:

*- Filtro de aire*

*- Elemento de calefacción*

*- Humidificadores; que producen vapor que hay que incorporar al aire; es un proceso que no resulta agradable por el olor. Es preferible poner al aire en contacto con agua caliente a la que lame superficialmente o bien se le inyecta pulverizada.*

*- Refrigeradores, que no son más que intercambiadores de calor que utilizan agua normal; si se desea un mayor efecto frigorífico se puede hacer pasar al aire lamiendo bloques de hielo.*

La desecación del aire se puede conseguir:

*- Por efecto frigorífico, disminuyendo su temperatura*

*- Haciendo pasar el aire a través de un material absorbente de humedad, pero tiene el inconveniente de que el aire no sólo se deseca sino que además se calienta*

*- Mediante absorbedores*

***Cálculo de instalaciones***.- Es preciso conocer datos sobre las calorías o frigorías a aplicar o extraer del sistema, así como sobre la humedad a eliminar.

Para ello hay que tener en cuenta lo siguiente:

*a) Las fugas a través de las paredes, lo que implica conocer el tipo de materiales de que están construidas.*

*b) El efecto de la radiación solar a través de ventanas o desde muros y paredes, cuestiones que se pueden evaluar de varias formas:*

*b1) Elevando ficticiamente la temperatura exterior $T_{ext}$ que depende del lugar de ubicación, de su orientación y tipo de superficie.*

*En primera aproximación se puede hacer el siguiente cálculo: $Q = 0,034\ a\ U\ I$, siendo:*

*I, un coeficiente que depende de la ubicación del lugar dada por su latitud, orientación de los muros, época del año, hora del día, etc*

*U, el coeficiente de transmisión de calor global*

*a, la absorción de la parte exterior de los muros, cuyo valor oscila entre a = 0,4, para el color claro y paredes bien acabadas hasta, a = 0,9, para paredes negras.*

*Si existen ventanas, la energía que pasa a su través es importante, evaluándose ésta mediante tablas; para evitar que las pérdidas térmicas a su través sean elevadas se colocan persianas.*

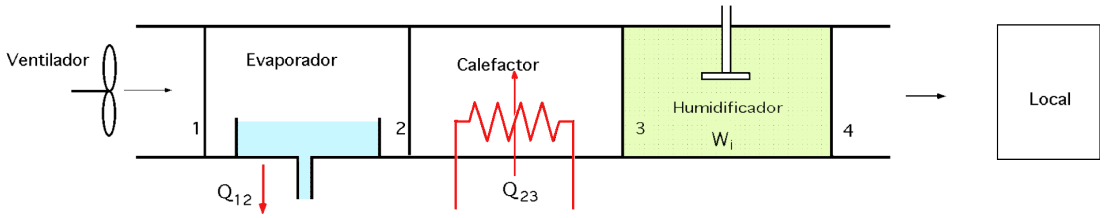


*Fig XV.17.- Acondicionamiento de aire en verano*

*b2) Producción de calor y humedad por bombillas, electrodomésticos, personas, etc.- Con los datos así obtenidos se procede a calcular el aire puro necesario, estimar un orden de recirculación higiénico, el número de calorías o frigorías a evacuar ó introducir, la humedad a eliminar, la velocidad del aire, etc.*

*En nuestro estudio consideraremos los siguientes casos:*

*- Acondicionamiento de aire en invierno sin recirculación*

*- Acondicionamiento de aire en invierno con recirculación*

*- Acondicionamiento de aire en verano sin recirculación*

*- Acondicionamiento de aire en verano con recirculación*

## XV.19.- ACONDICIONAMIENTO DE AIRE EN INVIERNO SIN RECIRCULACION

Vamos a diseñar una instalación para acondicionamiento del medio ambiente de un local en invierno. Si se dispone de aire fresco en las condiciones del punto 1 a $T_1$ y se desea introducirlo en el local, que se encuentra a una temperatura $T_F$ mayor que $T_1$, habrá que calentarlo a una temperatura mayor que $T_F$, por ejemplo $T_2$, aumentando su entalpía desde $I_1$ hasta $I_2$; a continuación se introduce agua pulverizada que incrementa la humedad absoluta del aire desde $W_2$ hasta $W_3$, que provoca al mismo tiempo una refrigeración que lleva el aire a un estado 3 de saturación (punto de rocío) y a continuación se le calienta hasta alcanzar las condiciones de humedad relativa f previstas, a la temperatura $T_F = T_4$ de la sala.

Estas serán las condiciones de entrada del aire en el local, punto 4 de la Fig XV.18.

Las exigencias del local, en el que existe un número dado de personas, que producen una cierta cantidad de vapor de agua, motivan el que se introduzca una masa de aire fresco inicial $m_1$, con $m_{a1}$ kg/hora de aire seco y $m_{v1}$ kg/hora de vapor de agua $(m_1 = m_{a1} + m_{v1})$, aire que se toma de la atmósfera en las condiciones del punto 1, y que hay que llevar al punto 4; la masa $m_{a1}$ va a ser constante en todo el proceso. Realizando los pasos del proceso mediante el equipo adecuado, cuyo esquema se indica en la Fig XV.19, este aire húmedo 4, modificará su humedad en el local, aumentando también su temperatura, de forma que cuando se extraiga el aire del local lo hará en condiciones dadas por el punto 5; en el local reinarán las condiciones de un punto intermedio 6.

*En el acondicionamiento de aire en invierno, sólo se deberá eliminar la humedad del aire generada en el*

*local por las personas que lo ocupen, ya que del mantenimiento de una temperatura adecuada, agradable y constante, se encargarán otros medios calefactores (calefacción, calor negro, etc); el calor generado por las personas contribuirá al aumento de la temperatura.*

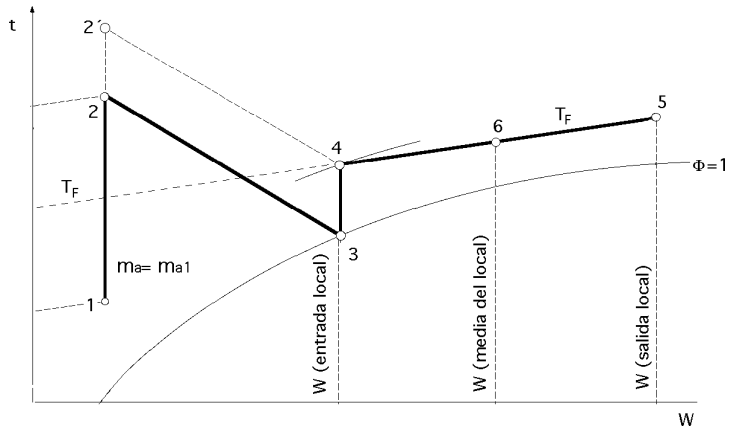


*Fig XV.18.- Proceso termodinámico del acondicionamiento de aire en invierno sin recirculación*

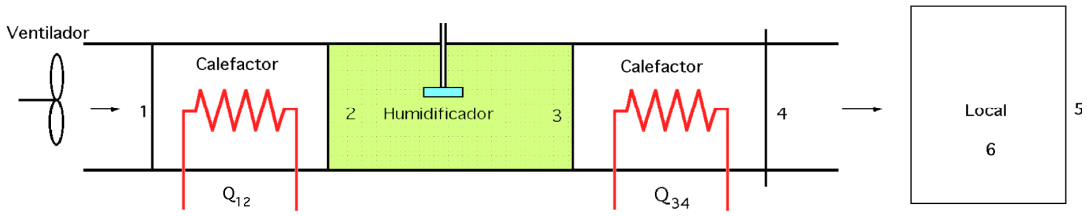


*Fig XV.19.- Esquema del acondicionador*

Si la temperatura del local es constante, el aire de entrada 4, el de salida 5 y el del medio ambiente 6 estarán a la misma temperatura $T_F$. Se podía pensar que un proceso también válido podía consistir en calentar el aire inicial de 1 a 2' con, $T_{2'} > T_2$, y desde ahí humidificar hasta 4, pero ésto implica el tener que inyectar una cantidad exacta de vapor de agua para obtener el punto 4; sin embargo, al pasar por 3 se puede inyectar el vapor de agua sin ningún tipo de control, ya que en 3 puede existir agua líquida por estar en las condiciones de saturación, ($\Phi = 1$).

Para calcular las diversas transformaciones, hay que tener en cuenta los datos de que se dispone, en los que: $m_{a1} = m_a$ y $m_{v1} \neq m_v$, que son:

Punto 6, condiciones deseadas en el local; el aire contiene: $m_a + m_v$

Punto 1, condiciones del aire atmosférico, y por lo tanto: $m_{a1} + m_{v1}$

Con estos datos se pueden calcular las condiciones de entalpía y humedad del punto 4. La humedad a la salida $W_5$, se calcula teniendo en cuenta que será la del punto 4 más los kg de vapor de agua generados en el local por kg de aire seco.

La masa de aire seco que penetra en el local es $(m_{a1} = m_a)$ es decir, la misma inicial correspondien-

te al aire húmedo atmosférico; la humedad del local es la que hay que modificar.

Las condiciones de salida y entrada, puntos 5 y 4, son las siguientes:

$$\begin{cases} W_5 = W_4 + \dfrac{m_v}{m_a} \quad ; \quad W_4 = W_5 - \dfrac{m_v}{m_a} \\ W_6 = W_4 + \dfrac{m_v}{2\,m_a} \quad ; \quad W_4 = W_6 - \dfrac{m_v}{2\,m_a} \end{cases}$$

$i_4 = 0{,}24\ t_4 + (0{,}47\ t_4 + 595)\ W_4$

con $t_4$ igual a la temperatura del local en °C.

El calor aplicado en la primera calefacción es: $Q_{12} = m_a\,(i_2 - i_1)$

La masa de vapor inyectado en la humidificación para pasar de 2 a 3 es: $(W_3 - W_2)\,m_a$

El calor aplicado en la segunda calefacción es: $Q_{34} = m_a\,(i_4 - i_3)$

Los datos del punto 3 se obtienen mediante tablas o diagramas psicrométricos.

## XV.20.- ACONDICIONAMIENTO DE AIRE EN INVIERNO CON RECIRCULACION

En este proceso hay que acondicionar previamente el local sin recirculación. El proceso consiste en aprovechar parte del aire que sale por 5, que mezclado con aire fresco se vuelve a introducir de nuevo en el local reduciendo los calentamientos. Hay que procurar se mantenga un mínimo de aire fresco que viene motivado por necesidades de ventilación (es decir los 20 a 30 m$^3$/hora y persona).

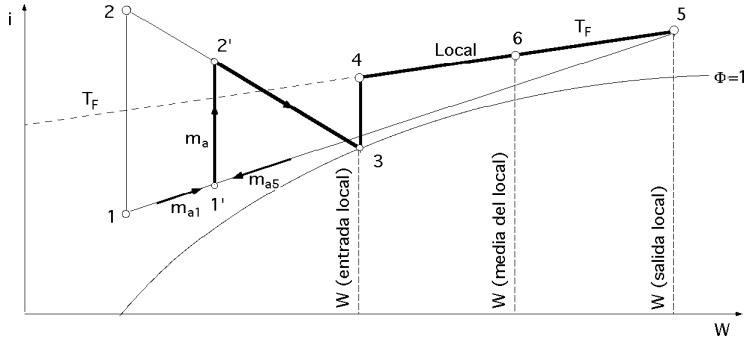


*Fig XV.20.- Acondicionamiento de aire en invierno con recirculacion*

En el proceso, representado en la Fig XV.20, se mezcla aire en las condiciones 1 y 5, de forma que del aire húmedo 1 se seguirán introduciendo $m_{a1}$ kg/hora de aire seco, y del aire a la salida dado por el punto 5, $m_{a5}$ kg/hora de aire seco.

El número de kg de aire seco por hora es: $m_a = m_{a1} + m_{a5}$, estando la mezcla definida por el punto 1' del segmento (1-5) cumpliéndose de acuerdo con el proceso de mezcla adiabática:

$$\frac{1'1}{1'5} = \frac{Aire\ recirculando}{Aire\ fresco} = \frac{m_{a5}}{m_{a1}} = \frac{I_{1'} - I_1}{I_5 - I_{1'}} = \frac{W_{1'} - W_1}{W_5 - W_{1'}}$$

Hay que hacer llegar la mezcla al punto 4, partiendo del 1'. Al ser el punto 6 el punto medio entre el 4 y el 5 tendremos:

$$i_6 - i_4 = \frac{Q}{2\,m_a} \quad ; \quad W_6 - W_4 = \frac{m_{v1}}{2\,m_a} \quad \Rightarrow \quad W_4 = W_6 - \frac{m_{v1}}{2\,m_a}$$

y al ser $m_a > m_{a1}$, la diferencia entre $W_6$ y $W_4$ será menor, es decir, el punto 4 se acerca al punto 6.

El ahorro experimentado en el primer sistema calefactor es:

*Calefacción sin recirculación:* $Q_{1\text{-}2} = m_{a1}\,(i_2 - i_1)$

*Calefacción con recirculación:* $Q_{1'\text{-}2} = m_a\,(i_{2'} - i_{1'})$

Se podría llegar a no necesitar esta primera calefacción si se consigue una relación de masas de aire en las que el punto 1' se encuentre en la línea de enfriamiento que pasa por 3, punto A.

La humidificación es: $m_a\,(W_3 - W_{2'})$

La segunda calefacción es mayor que sin recirculación, ya que se mantienen las entalpías específicas de los puntos 3 y 4, pero ha aumentado la masa de aire seco: $m_a = m_{a1} + m_{a5}$

## XV.21.- ACONDICIONAMIENTO DE AIRE EN VERANO SIN RECIRCULACION

Supondremos que en el local en cuestión se generan $m_v$ kg/hora de vapor de agua por hora y $Q$ Kcal/hora. En el mismo se introduce aire en las condiciones del punto 4, Fig XV.21, y saldrá en las condiciones del punto 5, reinando en el local un aire en las condiciones del punto 6. La recta (4-6-5) no es en verano una isoterma, ya que el aire se refresca.

El aire húmedo se toma de la atmósfera exterior en condiciones del punto 1.

El proceso se realiza en la siguiente forma:

*1 a 2...(enfriamiento)* *2 a 3...(deshumidificación) a* $\Phi = 1$ *3 a 4....(calentamiento)*

Los datos de que se dispone son los correspondientes a los puntos 1 y 6, así como los kg/hora del vapor de agua generados en el local $m_v$ y que habrá que eliminar, así como el calor generado en el mismo $Q$; también se conoce la cantidad de aire seco del local $m_a$.

*La humedad:* $W_4 = W_6 - \frac{m_v}{2\,m_a}$

*La entalpía de salida:* $i_5 = i_4 + \dfrac{Q}{m_a}$

*y como:* $i_6 - i_4 = i_5 - i_6 = \dfrac{Q}{2\,m_a} \quad \Rightarrow \quad i_4 = i_6 - \dfrac{Q}{2\,m_a} = 0{,}24\,t_4 + (0{,}47\,t_4 + 595)\,W_4$

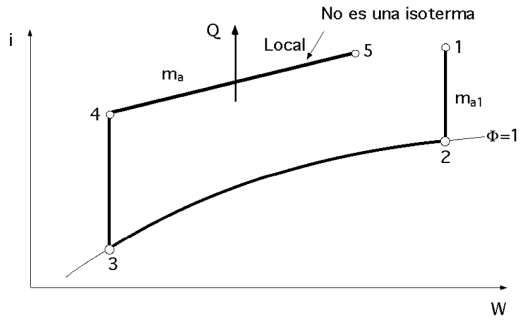


*Fig XV.21*
*Acondicionamiento de aire en verano sin recirculación*

*Calor extraido en el enfriamiento (1-2):* $Q_{1-2} = m_a\,(i_1 - i_2\,)$

*Agua extraida en la deshumidificación (2-3):*

$(W_2 - W_3\,)\,m_a$

*Calor aplicado al pasar de 3 a 4:* $Q_{3-4} = m_a\,(i_4 - i_3\,)$

ecuaciones en las que son conocidos todos los datos menos $i_2$ e $i_3$ que habrá que calcular mediante Tablas o diagramas psicrométricos.

## XV.22.- ACONDICIONAMIENTO DE AIRE EN VERANO CON RECIRCULACION

En este proceso hay que reacondicionar previamente el local sin recirculación, Fig XV.22; consiste en mezclar aire atmosférico en condiciones 1 con una parte del aire extraído del local en condiciones del punto 5, es decir, la mezcla adiabática de estas dos corrientes de aire proporciona el punto 1' de partida y llevar esta mezcla hasta el punto 4 que es la entrada en el local.

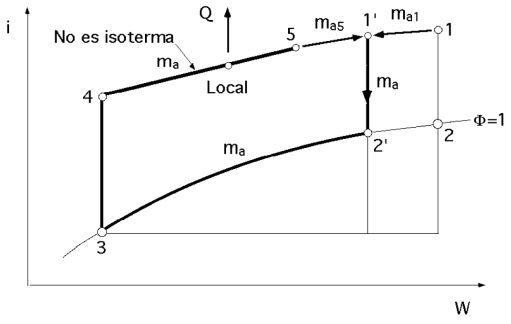


*Fig XV.22.- Acondicionamiento de aire en verano, con recirculación*

Como el aire va a enfriar el ambiente del local, la línea (4-6-5) no es isoterma; habrá que eliminar la humedad $m_v$ y el calor generado por las personas Q; el valor de:

$m_a = m_{a\,1} + m_{a\,5}$

*La entalpía a la entrada del local es:* $i_4 = i_6 - \dfrac{Q}{2\,m_a} = 0{,}24\,t_4 + (0{,}47\,t_4 + 595\,)\,W_4$

*La humedad:* $W_4 = W_6 - \dfrac{m_v}{2\,m_a}$

Por producirse en 1' una mezcla adiabática de dos corrientes de aire, se tiene:

$$\frac{1'1}{1'5} = \frac{\textit{Aire recirculando}}{\textit{Aire fresco}} = \frac{m_{a5}}{m_{a1}} = \frac{I_{1'} - I_1}{I_5 - I_{1'}} = \frac{W_{1'} - W_1}{W_5 - W_{1'}}$$

de la que se obtiene la relación entre las masas de aire a introducir en el local.

***Proceso típico de acondicionamiento de aire en verano.-*** El proceso básico que se utiliza en el acondicionamiento de aire en verano es un enfriamiento con deshumidificación; el aire que sale de la (U.A.A), entra en el local, se calienta y carga de humedad, hasta las condiciones estacionarias del mismo; sin embargo, el aire que atraviesa la (U.A.A) se enfría hasta una temperatura y humedad determinadas, que son precisamente las condiciones de entrada al local, y que son las condiciones de suministro.

A las condiciones del aire de suministro las designamos por la letra N, mientras que llamamos L a las condiciones estacionarias del local, E a las condiciones del aire exterior y R al punto de rocío del aparato. Un esquema sencillo de la instalación de la (U.A.A) junto con la representación gráfica de las líneas de maniobra del proceso, se muestra en la Fig XV.23; se incluye el esquema de un recalentador, puesto que, generalmente, la temperatura que corresponde al punto R es demasiado baja y aunque esto repercutiría en un menor caudal, desde el punto de vista del confort, una temperatura baja del aire de suministro puede ser desagradable. En la práctica se resuelve de otra forma, como se observa en los esquemas de las Fig XV.24 y 25.

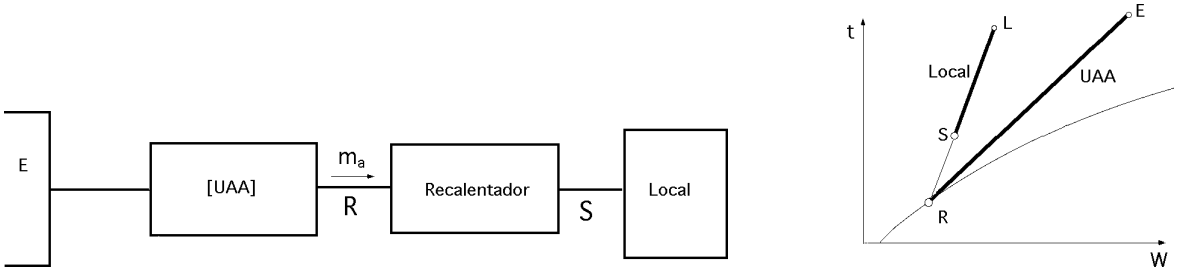


*Fig XV.23.- Acondicionamiento de aire en verano*

*La inclinación de la recta de maniobra del local depende de la relación entre el calor sensible y el calor total que se conoce como coeficiente de calor sensible (CCS) de la forma:*

$(CCS) = \dfrac{Q_S}{Q_T}$ , siendo: $Q_T = Q_S + Q_L$

que en última instancia dependerá de la carga de humedad del local.

La humedad del local es: $W = (W_L + W_S)m_a$, y como en realidad hay dos (CCS), el del local y el de la (U.A.A), es evidente que uno depende del otro; así, por ejemplo, en un local con un (CCS) bajo (que representa un porcentaje elevado de calor latente en la carga, o bien una carga de humedad elevada) puede implicar un punto de rocío del aparato demasiado bajo y en consecuencia no sería práctico trabajar en estas condiciones, por lo que habrá que buscar un compromiso entre ambos (CCS).

Con un dispositivo como el de la Fig XVII.23, se emplea un caudal de aire caliente demasiado elevado; para evitar este inconveniente se mezcla el aire que viene del exterior, que llamaremos aire de ventilación, con aire del local, que llamaremos aire de recirculación, antes de entrar en la (U.A.A), Fig XV.24, en la que D representa el estado de la mezcla antes de la (U.A.A).

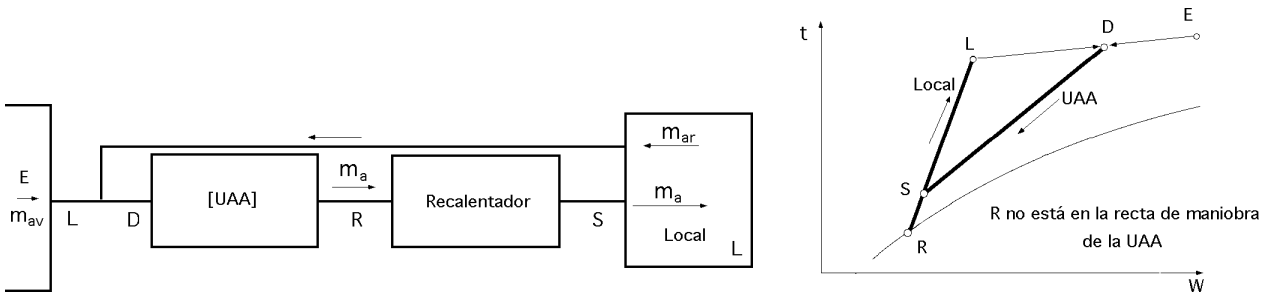


*Fig XV.24*

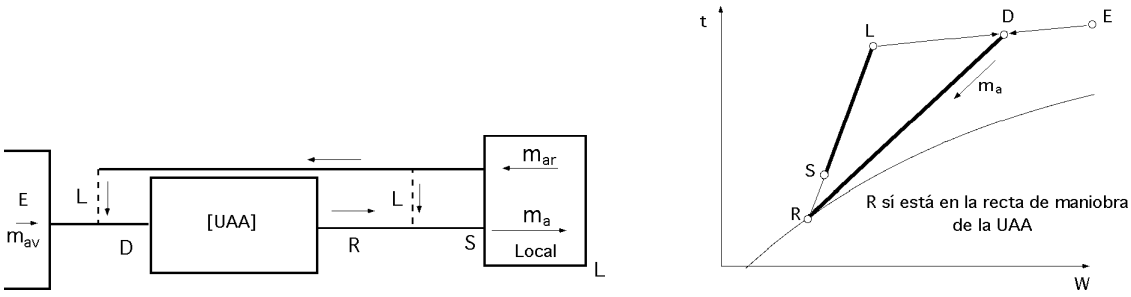


*Fig XV.25.- Desvío de parte del aire de recirculación y mezcla con el de suministro*

El aire de recirculación generalmente es del orden del 70% al 80% del total; este aire de ventilación es necesario porque conviene renovar la atmósfera del recinto, ya que en algunas ocasiones el aire de infiltraciones no es suficiente.

Para evitar el inconveniente del recalentamiento pueden utilizarse dos posibilidades:

*a) Desviar parte del aire de recirculación y mezclarlo con el de suministro, Fig XV.25*

*b) Desviar parte del aire que entra en contacto directo con los serpentines de refrigeración, aire by-pass, lo cual equivale a desviar una parte del caudal de alimentación de la (U.A.A) de la propia (U.A.A), Fig XV.26. Esto se puede hacer expresamente en algunas máquinas, pero en general, casi todas ellas presentan de una forma natural, un mayor o menor factor de by-pass, que no es otra cosa que la proporción de aire respecto del total que no ha entrado en contacto directo con los serpentines de la (U.A.A). Este proceso, que podemos considerar el más aproximado a la realidad, viene representado en la Fig XV.26.*

Para plantear el cálculo de los caudales de aire que intervienen en los esquemas anteriormente señalados consideraremos el proceso básico (SL), es decir, la recta de maniobra del local. La relación entre la carga térmica y el caudal de aire de suministro, es:

$$Q_T = m_a \ (i_L - i_S \ )$$

y sustituyendo la entalpía del aire húmedo, se obtiene:

$$Q_T \ \frac{kJ}{kg} = \{1{,}004 \ (i_L - i_S \ ) + 2500{,}6 \ (W_L - W_S \ ) + 1{,}86 \ (t_L \ W_L - t_S \ W_S \ )\} \ m_a$$

en la que se puede despreciar el sumando $\{1{,}86 \ (t_L \ W_L - t_S \ W_S)\}$ por lo que:

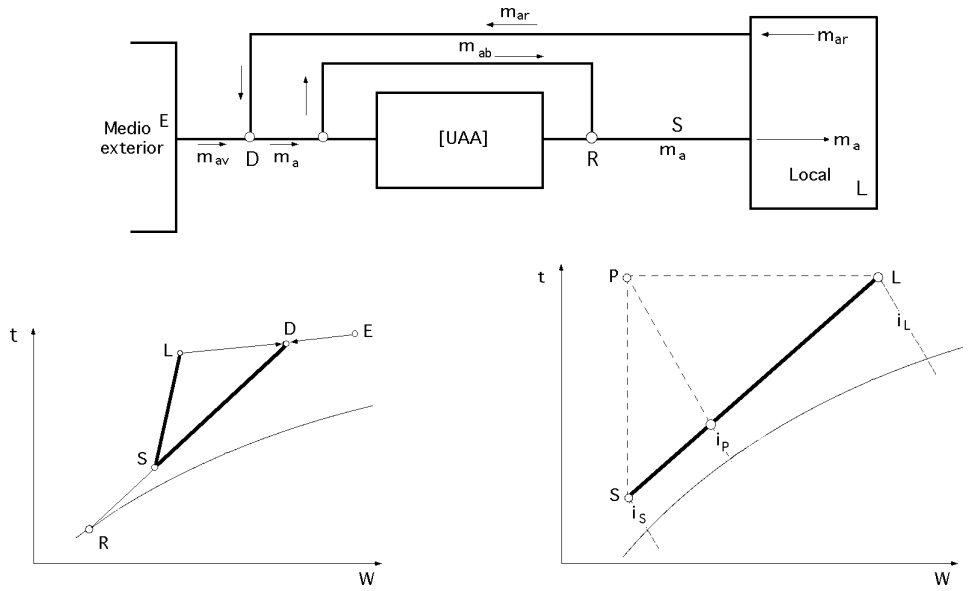


*Fig XV.26.- Desvío de parte del aire que entra en contacto directo con los serpentines de refrigeración de la (UAA); efecto by-pass*

$$Q_T \ \frac{kJ}{kg} = \{ 1{,}004 \ (i_L - i_S ) + \ 2500{,}6 \ (W_L - W_S )\} \ m_a = Q_S + Q_L$$

Como los dos sumandos coinciden, con el calor sensible el primero y con el calor latente el segundo, el gasto másico de aire se puede calcular mediante la ecuación:

$$Q_S = 1{,}004 \ (t_L - t_S ) \ m_a \quad \Rightarrow \quad m_a = \frac{Q_S}{1{,}004 \ (t_L - t_S )}$$

siempre que se conozca el término $Q_S$ de calor sensible.

El caudal de recirculación es del orden de un 70% a un 80% del total. Como el caudal de ventilación viene determinado por las necesidades del local, podemos utilizar la ecuación:

$$m_a = m_{av} + m_{ar}$$

obtenida mediante un balance de aire seco en el punto de mezcla de las corrientes de ventilación y recirculación.

*El caudal de by-pass*, que está comprendido en la mayoría de los casos entre un 15% y un 30% del total, influye sobre las condiciones que deseemos en el punto S, o aire de suministro; se calcula en función del punto de rocío del aparato, de las condiciones de suministro y del punto D que corresponde a la mezcla del aire de ventilación con el de recirculación.

***Ejemplo.- Se desea climatizar un restaurante cuyas cargas sensible y latente han sido evaluadas en 23,26 kW y 15,30 kW, respectivamente; se utilizará aire del exterior que está a 30°C y un 80% de humedad relativa y aire de recirculación proveniente del propio local. El local deberá mantenerse a 25°C y un 70% de humedad; la temperatura del aire de suministro se ha calculado por necesidades del confort en 18°C y un gasto másico de 1.200 kg/hora (0,3333 kg/seg) de aire seco de ventilación, calculado según las necesidades de renovación de aire del restaurante. El esquema del proceso (ins-***

***talación y diagrama) se representa en la Fig XV.25.***

*Cálculo del gasto de aire seco de suministro.-* Para ello emplearemos la ecuación:

$$m_a = \frac{Q_S}{1{,}004\ (t_L - t_S)} = \frac{23{,}26}{1{,}004\ (25\ -\ 18)} = 3{,}3096\ \frac{kg}{seg}$$

El gasto de aire seco de recirculación es: $m_{ar} = m_a - m_{av} = 3{,}3096 - 0{,}3333 = 2{,}9763\ \frac{kg}{seg}$

*Determinación del punto D.-* Con la temperatura y la humedad relativa, pueden calcularse la humedad absoluta y la entalpía de los puntos L y E, obteniéndose:

$$W_L = 0{,}622\ \frac{\Phi\ p_{sL}}{p - \Phi\ p_{sL}} = \left| 25ºC \Rightarrow p_{sL} = 23{,}77\ mm.Hg \right| = 0{,}622\ \frac{0{,}7 \times 23{,}77}{760 - (0{,}7 \times 23{,}77)} = 0{,}0139225\ \frac{kg_{agua}}{kg_{aire\ seco}}$$

$$I_L = 0{,}24\ t_L + W_L\ (0{,}47\ t_L + 595) = (0{,}24 \times 0{,}25) + \{0{,}47 \times 0{,}25) + 595\} \times 0{,}0139 = 14{,}447\ \frac{Kcal}{kg} = 60{,}47\ \frac{kJ}{kg}$$

En la misma forma se obtienen $W_E$, $i_E$, teniendo en cuenta que $t_E = 30ºC \Rightarrow p_s = 31{,}83\ mm\ Hg$

$$W_E = 0{,}0216\ \frac{kg_{agua}}{kg_{aire\ seco}}\ ;\ I_E = 20{,}334\ \frac{Kcal}{kg} = 85{,}18\ \frac{kJ}{kg}$$

Para determinar el punto D, consideraremos que es el resultado de una mezcla adiabática de las corrientes E y L; aplicando la ecuación:

$$\frac{m_{ar}}{m_{av}} = \frac{2{,}9763}{0{,}3333} = 8{,}9298 = \frac{t_E - t_D}{t_D - t_L} = \frac{i_E - i_D}{i_D - i_L} = \frac{W_E - W_D}{W_D - W_L}$$

$$\frac{W_E - W_D}{W_D - W_L} = 8{,}9298 = \frac{0{,}0215627 - W_D}{W_D - 0{,}0139225} \Rightarrow W_D = 0{,}0146919\ \frac{kg_{agua}}{kg_{aire\ seco}}$$

$$8{,}9298 = \frac{i_E - i_D}{i_D - i_L} = \frac{85{,}117 - i_D}{i_D - 60{,}47} \Rightarrow i_D = 62{,}98\ \frac{kJ}{kg}\ ;\ \Phi_D = 0{,}716$$

*Determinación del punto S.-* La inclinación de la recta (SL), Fig XV.26, se puede determinar a partir del coeficiente de calor sensible (CCS) del local, cuyo valor es:

$$(CCS)_{local} = \frac{Q_S}{Q_T} = \frac{23{,}26}{23{,}26 + 15{,}3} = 0{,}6032$$

La línea de maniobra (SL) se puede descomponer en (SP) y (PL), correspondientes a un calentamiento sensible y latente, Fig XV.26.

El CCS se puede expresar en función de las entalpías en la forma:

$$(CCS) = \frac{i_P - i_S}{i_L - i_S} = \frac{1{,}004\,(t_L - t_S)}{i_L - i_S}$$

Al punto P le corresponde una temperatura de 25°C, igual a la del punto L, y por ser el trayecto (SP) de calentamiento sensible, la diferencia de entalpías puede ponerse directamente en función de la diferencia de temperaturas; así se tiene:

$$0{,}6032 = \frac{1{,}004 - (25 - 18)}{60{,}47 - i_S} \quad \Rightarrow \quad i_s = 49{,}36\ \frac{kJ}{kg} \quad ; \quad W_S = 0{,}0121647\ \frac{kg_{agua}}{kg_{aire\ seco}} \quad ; \quad \Phi_D = 0{,}943$$

Al examinar esta ecuación se hace evidente que si no viniese fijada la temperatura del punto S, existiría una indeterminación en dicho punto; sólo en el caso de que supusiéramos conocido el punto R, podría entonces determinarse el punto S por intersección de las rectas (SL) y (RD).

*Determinación del punto R.-* Para calcular las condiciones del punto R hay que tener en cuenta que pertenece a la recta (RD) y a la curva de saturación; a su vez se conoce la intersección de las rectas (RD) y (SL), que es el punto S, por lo que se cumple:

$$\frac{W_D - W_R}{t_D - t_R} = \frac{W_D - W_S}{t_D - t_S} \quad \Rightarrow \quad \frac{0{,}01469 - W_R}{25{,}5 - t_R} = \frac{0{,}01469 - 0{,}01216}{25{,}5 - 18} = 3{,}37.10^{-4}$$

$$W_R = (6{,}09942 + 0{,}33696\ t_R).10^{-3}$$

que junto con la ecuación aproximada de la curva de saturación, de la forma:

$$t_R\,(^oC) = \frac{5291}{14{,}293 - ln\ W_R + ln\,(W_R + 0{,}622)} - 273$$

proporcionan: $t_R = 16{,}29^oC$ ; $W_R = 0{,}0115885\ \frac{kg}{kg_{aire}}$ ; $i_R = 46{,}22\ \frac{kJ}{kg}$

*Determinación del factor de by-pass f.-* Aplicando a la mezcla de corrientes R y D que conforman S, Fig XV.26, la ecuación:

$$f = \frac{m_{ab}}{m_a} = \frac{t_S - t_R}{t_D - t_R} = \frac{18 - 16{,}29}{25{,}5 - 16{,}29} = 0{,}1835$$

en la que *f* es la proporción de aire seco que no ha entrado en contacto con los serpentines.

Para una temperatura de entrada del aire dada, el factor de *by-pass* es una constante del aparato; en la práctica es posible que se tenga que establecer un compromiso entre el valor deseado para $t_S$ y el obtenido a partir de la ecuación anterior, supuesto conocido el factor *f*.

*Potencia calorífica absorbida por los serpentines.-* El calor absorbido por los serpentines es $(I_D - I_R)$;

la potencia calorífica viene dada por:

$$Q = m_{a^*} \ (i_D - i_R \ )$$

*Tabla XV.4.- Otras soluciones para distintos valores de $t_S$, comprendidos entre 17°C y 19°C.*

| $t_s$ (°C) | $i_s$ (kJ/kg) | $W_s$ (kg/kg$_{aire}$) | $\Phi_s$ | $t_R$ (°C) | $f$ |
|---|---|---|---|---|---|
| 17 | 47,78 | 0,012128 | 0,9829 | 16,52 | 0,0534 |
| 17,5 | 48,61 | 0,0122539 | 0,9626 | 16,42 | 0,1189 |
| 18 | 49,36 | 0,0121647 | 0,9431 | 16,29 | 0,1835 |
| 18,5 | 50,28 | 0,0125054 | 0,9222 | 16,17 | 0,2497 |
| 19 | 51,11 | 0,0126311 | 0,9029 | 16 | 0,3158 |

en la que $m_{a^*}$ es el caudal de aire seco que se supone entra en contacto con los serpentines.

El caudal $m_{a^*}$ y la potencia calorífica $Q$, valen:

$$m_{a^*} = (1 - f)\, m_a = (1 - 0{,}1835) \times 3{,}3096 = 2{,}70229 \ \frac{kg}{seg}$$

$$Q = 2{,}70229 \times (62{,}98 - 46{,}22) = 45{,}29 \ kW$$

En este problema se puede considerar la posibilidad de utilizar otras temperaturas para el aire de suministro, dentro de unos márgenes no muy alejados de los 18°C iniciales, a fin de poder elegir entre una gama más amplia de factores de *by-pass*, elemento este último que junto a la potencia calorífica y la temperatura $t_R$ permitirán elegir la (U.A.A) adecuada.