

Ingeniería Energética General

DEMANDA TÉRMICA EN AIRE ACONDICIONADO

Información y recopilación de datos actualizados y ordenados sobre el procedimiento básico a seguir para la determinación de la demanda o carga térmica en locales y con ello poder precisar la capacidad de climatización (aire acondicionado) y las características del equipamiento a instalar.

Ahorro Energético Integral

Aplicado a la Mediana y Pequeña Industria, a los Centros Comerciales, a los Edificios, Uso Residencial.

Otras publicaciones que puede resultar útiles en los cálculos de la refrigeración son:

- Aire y Vapor de Agua. Psicometría. Propiedades de las mezclas. [aire_vapor](#)
- Propiedades de los refrigerantes. Recalentamiento - Subenfriamiento. [Tablas P-T](#).
- Calculador eficiencia energética- Amoniaco. [Sistemas de refrigeración-Amoniaco](#)
- Sistemas de Refrigeración - Eficiencia. [Conjunto de informaciones y herramientas de cálculo](#)
- Manual de Usuario del procesador Demanda Térmica en AA. [Manual de Usuario DT](#)

Objetivos:

En este documento se resumen las informaciones básicas, el procedimiento, los cálculos a seguir y la forma de registrar los datos primarios para computar los consumos energéticos (carga térmica) expresados en unidades de refrigeración (frigorías, kilowatt o toneladas de refrigeración) que se requieren satisfacer para climatizar con aire acondicionado un local determinado.

Es un documento práctico que puede ser utilizado con fines de computar la información primaria para un proyecto energético de pequeña o mediana complejidad y poder seleccionar el equipamiento a instalar.

Para propósitos relacionados con grandes proyectos es muy útil como herramienta primaria al ser aplicado por secciones o locales a climatizar, a modo de elaborar una información a priori y conocer en que entorno se moverá la capacidad y complejidad del conjunto. Para estos Proyectos de gran envergadura, existen procedimientos de cálculos automatizados integrales, de mayor amplitud y que a su vez brindan un volumen de datos de diseño superior, los que son imprescindibles en ese entorno de complejidad.

Este documento actualiza y resume los conocimientos técnicos para la comprensión del procedimiento a seguir, a modo de ayudar a su entendimiento rápido, incluyendo definiciones y unidades técnicas, clasificación de los sistemas de aire acondicionado, confort, la hojas de registros de datos primarios, las hojas de cálculos, unidades técnicas más utilizadas, cartilla psicométrica y modo de utilizarla, un ejemplo de cálculo de una instalación de mediana complejidad, tablas de la carga térmica para diferentes usos y servicios de los locales y otras herramientas más de trabajo muy útiles para poder ejecutar una aplicación energética..

Finalmente, se resume la información a registrar en un formato de Tablas que ayudan al usuario en la comprensión. Una serie de sugerencias prácticas y tips que se aprenden en trabajos realizados, se presentan a lo largo del instructivo, de forma de facilitar el entendimiento, obviar dificultades que siempre surgen en el desarrollo del trabajo y al final y obtener cifras con un nivel satisfactorio de seguridad estadístico.

El documento ilustra cómo utilizar el sistema de Demanda Térmica publicado en nuestra web y que contiene los procesadores de cálculo de la demanda para cada uno de los componentes que forman un local o edificación (cristalería, paredes, tabiques, techos, pisos, cargas interiores, infiltraciones y renovación del aire exterior). El documento imprime el conjunto de Tablas que muestran los indicadores individuales y generales de un proyecto y que son la base informativa utilizada por los usuarios para caracterizar el equipamiento y materiales que este requiere, determinar consumos energéticos y las emisiones de CO2 al ambiente.

el Autor:

René Ruano es director y fundador de Ingeniería Energética General, tiene más de 30 años de experiencia en la realización de proyectos de Ahorro Energético y de Energías Renovables.

René Ruano is Manager and founder of General Energetic Engineering with more than 30 years making Save Energy and Renewable Energy Project.

Índice

Cap.y/o Epígrafes	Tema	Página
I		
1	Introducción	4
2	Definiciones, unidades técnicas.	4
3	Sistemas de Aire Acondicionado de mayor aplicación.	6
3.1	Componentes	6
3.2	Equipos y sistemas centralizados.	7
3.3	Equipos y Sistemas Unitarios	8
4	Cartilla psicométrica y modo de utilizarla	10
4.1	Humedad en el Aire	11
4.2	Humedad W y la humedad relativa HR	12
4.3	Humedad absoluta Wabs.	12
4.4	Calor húmedo Cs	12
4.5	Volumen húmedo Vh	13
4.6	Entalpía del Aire h	13
4.7	Entalpía del aire por debajo del punto de rocío.-	14
4.8	Peso del Aire Seco y Húmedo.	14
4.9	Peso de Aire Seco.	14
4.10	Peso del Aire Húmedo	15
4.11	Diagrama del Aire Húmedo. (Mollier) Cartilla Psicométrica	15
4,12	Procesos de la mezcla aire-vapor utilizando la Cartilla Psicométrica. - Proceso de enfriamiento y dehumidificación del aire. - Proceso de calentamiento y humidificación del aire. - Proceso de calentamiento a humedad constante.	16
5	Confort	20
6	Determinar la carga térmica de un local. Datos primarios requeridos	23
6.1	Condiciones ambientales exteriores e interiores y cálculo de las propiedades psicométricas	23
6.2	Características de los edificios, sus componentes estructurales y ganancias de calor desde el exterior	26
6.3	Cargas interiores	30
6.4	Aire y la renovación	32
6,5	Otros conceptos a tener en cuenta	33
7	Procesador de Cálculo Demanda Térmica. Indicadores Generales del Proyecto.	33
7.1	Parámetros y expresiones para el cálculo.	34
7.2	Cálculo del caudal del aire partiendo de los Indicadores Generales de Proyecto	35
7.3	Parámetros la mezcla de aire (impulsión + renovación) a la entrada y a la salida de la batería.	39
7.4	Información final del proyecto.	40
-	Conclusiones y bibliografía	Al final

DEMANDA TÉRMICA EN AIRE ACONDICIONADO

1. Introducción

El asunto de ahorrar energía y seguir desarrollándonos se ha convertido en un propósito universal. Es ampliamente conocida la relación que existe entre el uso de la energía eléctrica y el nivel de emisiones de CO₂ que se emiten a la atmósfera durante el proceso termoeléctrico de generación. En la medida que se incrementa la concentración de CO₂ en la atmósfera, gas efecto invernadero (GEI), se incrementa paralelamente el recalentamiento del Planeta. El aumento de temperatura de la superficie terrestre de la Tierra, acelera, favorece y genera el desarrollo de los fenómenos naturales que agreden a la humanidad de manera impredecibles e incontrolables, algunos ya evidenciados y de los que existen frescas experiencias, otros en franco desarrollo.

Se hace evidente la importancia que tiene diseñar, dimensionar, producir, seleccionar, instalar, operar y mantener los Sistemas Energéticos de la forma más eficiente. No perdamos tiempo y expliquemos como hacerlo, en este documento dirigido a los Sistemas de Aire Acondicionado.

Los Sistemas de Aire Acondicionado son responsables de más del 40 por ciento del consumo de energía total y son los de mayor peso en el consumo eléctrico, sin querer ser absolutos. La energía eléctrica genera el 70% de las emisiones de CO₂ que se emiten a la atmósfera debido a la actividad productiva y de servicios del consumidor final, principalmente en Edificios Comerciales y Administrativos, Hospitales, Centros Comerciales, Industrias de producción de alimentos, farmacéuticas, etc., Teatros y locales públicos.

Por el peso decisivo en el consumo energético y principalmente el eléctrico de los equipos de aire Acondicionado, es uno de los Sistemas Energéticos sobre los cuales más hincapié hacen los estados y gobiernos regionales, forzando su modernización y desarrollo y estableciendo estándares de eficiencia energética cada vez más altos. Es uno de los sistemas energéticos que nos obliga a estar actualizados y bien informados por la acelerada dinámica de los nuevos desarrollos, modelos y eficiencias. El mercado regional está regulado por los instrumentos legales que exigen la introducción de nuevos sistemas con mayores eficiencias y se prohíbe la comercialización del equipamiento que no asegure estándares competitivos.

En este documento iremos abordando los conocimientos en orden de complejidad y que son básicos para determinar la Demanda Térmica de una instalación – proyecto de Aire Acondicionado.

La primera parte del Instructivo incluirá las definiciones técnicas, el empleo de la cartilla psicométrica y la descripción y clasificación de los sistemas de Aire Acondicionados más empleados, así como otras herramientas de amplia utilización. Una segunda parte se referirá a la determinación de la Demanda Térmica de los Locales. Finalmente, se ha programado un Calculador_Energético que es capaz de procesar paso a paso la determinación de la Demanda Térmica de un edificio, que facilita registrar las características de cada componente de la estructura que transmite o generan calor al interior, imprimiendo en sus resultados los coeficientes básicos diferenciados por locales y componentes. Si está interesado en esta solución, visite nuestra web www.energianow.net y desde su página principal podrá acceder a este sistema.

2. Definiciones, unidades técnicas.

Mencionaremos aquellas definiciones y unidades que son de uso específico en los sistemas de Aire

Acondicionado.

Caloría: Una caloría es la cantidad de calor que hay que suministrarle a 1 kg de agua con una temperatura de 15 °C para elevar su temperatura en 1 °C. 1 caloría=3,968 BTU

Frigoría (F): Una frigoría es la cantidad de calor que hay que sustraer a 1 kg de agua con una temperatura de 15 °C para disminuir su temperatura en 1 °C. 1 Frigoría=3,968 BTU.

BTU: British Thermal Unit. Unidad térmica inglesa. Es la cantidad de calor necesario que hay que sustraer a 1 libra de agua para disminuir su temperatura 1 °F. Un BTU equivale a 0,252 kilocalorías.

Tonelada de Refrigeración: Es equivalente a 12000 BTU/h ó 3024 Frigorías /h

Salto Térmico: Se emplea para definir la diferencia entre la temperatura de entrada del aire a un equipo y la salida del mismo o para definir la diferencia de temperatura entre el interior y el exterior de los locales.

Zona de Confort: Son las condiciones de temperatura, humedad relativa y velocidad del aire bajo las que las mayorías de las personas se encuentran dentro de un local de manera confortable. Estas condiciones oscilan entre 22 °C y 27 °C de temperatura, entre el 40 y el 60 % de humedad relativa y cuando la velocidad del aire se encuentra en un régimen cercano al laminar.

Temperatura del Bulbo Húmedo (TBH): Es la temperatura indicada por un termómetro, cuyo depósito está envuelto con una gasa o algodón empapado en agua, expuesto a los efectos de una corriente intensa de aire. Parte del agua contenida en la gasa o algodón, pasa al aire en proporción a la humedad relativa del aire, proceso que concluye con la saturación de agua en el aire. Para evaporarse, el agua de la gasa o algodón que recubre el bulbo del termómetro, consume calor del medio y baja la temperatura del bulbo. A más evaporación, menor será la temperatura del Bulbo Húmedo y esto indica que la corriente de aire inicialmente contenía una menor cantidad de agua. Se correlaciona la TBH, la Temperatura del Bulbo Seco (TBS) y el grado de concentración de vapor de agua en el aire (Humedad Absoluta / Relativa)

Temperatura del Bulbo Seco (TBS): Es la temperatura del aire ambiente medido por un termómetro.

Temperatura de Punto de Rocío: Es la temperatura de un volumen o masa de aire a la cual aparece la primera gota líquida de agua por condensación.

Diferencia Psicométrica: Es la diferencia entre la TBS y la TBH.

Humedad (H): Es la cantidad de agua en forma de vapor de agua contenida en el aire.

Humedad Absoluta (HA - W): Es el peso de vapor de agua contenida en una unidad de volumen de aire, expresada en gramos por metro cúbico de aire.

Humedad Específica (HE - W): Es el peso de vapor de agua por unidad de peso de aire seco, expresada en gramos por kilogramo de aire seco.

Humedad Relativa (HR): Es la relación entre la presión del vapor de agua contenido en el aire húmedo y la presión del vapor saturado a la misma temperatura. Se mide en tanto por ciento.

Calor sensible (Cs - Qs): Es el calor empleado por una sustancia para variar su temperatura sin que esté presente un cambio de estado. Se mide en unidades de energía por unidades de masa o de volumen.

Calor latente (CL - Ql): Es la cantidad de calor empleado por una sustancia para un cambio de fase a temperatura constante. De la fase sólida a la líquida, o de la líquida a la gaseosa viceversa. El Calor Latente de fusión del hielo es de 79,92 kcal/kg.

Calor Total. Entalpía (H - Qt): Es la suma del calor sensible y latente durante el cambio de fase, expresado en kilocalorías por kilogramos y entre dos temperaturas dadas.

Normas UNE, ARI y ASHRAE relacionadas con la capacidad de refrigeración. Establecen regulaciones para medir uniformemente la capacidad de un Aire Acondicionado (AA). Fija que la temperatura del aire seco exterior esté en 35 °C y del aire húmedo en 23,8 °C, considerando que el aire de retorno de la habitación al AA se encuentra a 26,6 °C de TBS y 19,4 °C de TBH.

COP Coeficiente de Comportamiento (COP): Es el cociente entre la potencia calorífica total disipada y la potencia total consumida, expresada en unidades de energía consistentes. Tiene un valor mayor a la unidad puesto que el calor disipado al exterior es equivalente a la suma del calor extraído más el calor generado por el trabajo realizado en el sistema o consumo de energía. Teóricamente se define el Ciclo de Carnot como el proceso que puede alcanzar la mayor eficiencia. Se calcula dividiendo la temperatura fría o interior del local sobre la diferencia de temperatura caliente o exterior y la fría definida anteriormente.

Relación Estacional de la Eficiencia Energética - Seasonal Energy Efficiency Ratio (SEER): Definido por el Air Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute en su estándar ARI 210/240 del 2008 para el Coeficiente de Comportamiento Estacional de un Aire Acondicionado o una Bomba de Calor. El SEER es la cantidad de unidades de **BTU** de enfriamiento que se generan durante un periodo o estación del año, dividido por el consumo total de energía eléctrica expresado en **Watt-horas** que se ha empleado en igual periodo. Esta relación tiene valores superiores a la unidad y actualmente las normativas establecen valores superiores a SEER=20.

Energy Efficiency Ratio (EER): Es la relación entre las unidades de energía de enfriamiento en **BTU/h** y la potencia instalada en el sistema en **Watt** para un punto instantáneo de operación. Este coeficiente también es mayor que la unidad y mide la eficiencia energética del sistema. Existe una relación entre EER y SEER para los sistemas centrales residenciales que se muestra a continuación: $EER=0,85 \times SEER$.

La relación entre EER y COP, para un Ciclo Carnot es la siguiente:

$$EER=3,413 \text{ BTU/Watt} \times (COP)$$

Factores asociados a la determinación de la carga térmica de un sistema de Aire Acondicionado y el confort de un local.

- El calor sensible conducido a través de las paredes, cristalería, tabiques, techo, piso.
- El calor radiante recibido desde las paredes, techo, ventanas acristaladas, proveniente de la radiación solar.
- El calor sensible y latente introducido en el local por las infiltraciones de aire o la renovación de aire controlada.
- El calor sensible y latente disipado por las personas presentes en el local.
- El calor generado por los equipos y maquinarias que funcionan dentro del local.

La determinación de la carga térmica se basa en el cálculo de cada uno de estos factores.

3. Sistemas de Aire Acondicionado de mayor aplicación.

3.1 Componentes:

Los principales componentes del sistema de Aire Acondicionado (AA) son:

- Condensador
- Compresor
- Válvula de Expansión
- Evaporador

Ver el esquema de la derecha que describimos brevemente:

El gas refrigerante casi líquido, estado 1, entra al evaporador absorbiendo el calor de local saliendo en estado en el punto 2. El aire enfriado es impulsado al interior del local. El gas es succionado por el comprimido hasta el estado punto 3 de entrada al condensador, donde se resta su calor interno mediante el intercambio con un fluido frío, aire o agua y se condensa a alta

bomba de calor.

Las más pequeñas, como la mostrada en la foto a la izquierda, son una buena solución para cualquier exigencia de climatización en edificios, comercios y residencial, como oficinas, tiendas y viviendas, La gama incluye enfriadoras de agua y bombas de calor, fáciles de instalar, tanto al exterior como al interior de los edificios. Por lo general las unidades tienen un controlador electrónico instalado que permite la gestión a distancia.

Las de mayor capacidad están destinadas al uso industrial y de grandes edificaciones, como Hoteles, Hospitales, diferentes industrias del Sector Farmacéutico, de la Alimentación, etc. Pueden ser del tipo de Condensación por Aire o por Agua. Unas se diseñan para instalarlas en el techo, roof top, otras se instalan en las Salas de Máquinas.

Las unidades centrales Chillers de gran capacidad se encuentran en instalaciones comerciales, edificaciones y la industria. Son enfriadoras de agua de alta potencia, bombas de calor y centrales de tratamiento aire para la climatización de hoteles, centros comerciales, cines o auditorium. Se pueden colocar al interior o al exterior de los edificios, disponen de controlador electrónico conectable con equipos a distancia.

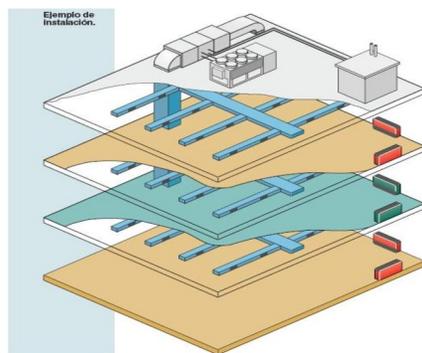
Estas grandes unidades pueden operar suministrando el agua a un circuito

primario de recirculación donde intercambia con el circuito secundario que tiene la función de distribuir el agua fría a las diferentes zonas en que se divide el sistema. En cada zona hay una o varias Unidades de Tratamiento de Aire, que por lo general impulsan el aire a través de conductos. El aire climatizado sale al interior de los locales a través de difusores o rejillas impulsoras.



Estas máquinas se encuentran también instaladas en techos, (conocidas por Roof Top) enlazadas con climatizadoras centrales.

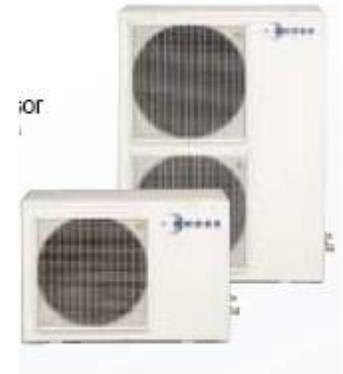
En las Unidades de Tratamiento de Aire o Climatizadoras, se ajusta la temperatura, la humedad y la calidad del aire que se distribuirá a través de conductos a las diferentes zonas o locales.



Más abajo, a su izquierda, se muestra el esquema de distribución de un sistema de Aire Acondicionado Central que distribuye el aire mediante una red de conductos. Se puede apreciar como en el techo se coloca la Enfriadora, la Climatizadora y desde ahí se distribuye a todos los pisos del edificio a través de conductos. En cada local el aire sale al interior a través de difusores. En todos los sistemas se concibe el retorno del aire a la climatizadora, con vistas a reajustar los parámetros de calidad y volver a filtrar,

eliminando los contaminantes, malos olores y partículas que arrastra.

Para ciertas aplicaciones se limita el retorno del aire, asegurando una calidad superior en el interior de los locales. En las Salas de Operación, Centros de Investigaciones, Laboratorios Farmacéuticos, Centros elaboradores de medicamentos y ciertos procesos electrónicos, se exigen altos niveles de calidad interior del aire, para lo que existen filtros especiales que aseguran un nivel de retención de partículas muy superior al 99 %



3.2 Equipos y sistemas centralizados.

La calidad del aire de interiores es fundamental para el bienestar y la salud de quien vive y trabaja dentro de un edificio. Por tanto, los sistemas Split controlan la temperatura, la humedad y la pureza del aire, todo en un equipo sencillo, muy fácil de instalar y con ventajas de control automático a la mano del propietario.

Una de sus ventajas está en funcionar con alto nivel de eficiencia energética por su propio diseño tecnológico, por ajustarse a la carga interior y por brindar la facilidad de encender - apagar a gusto, garantizando que esté fuera de servicio en los momentos que no se necesita. Se suma a las ventajas anteriores que los diseños han alcanzado integrarse con armonía y elegancia a los interiores de los hogares, reduciendo el nivel de ruidos.



Son sistemas fáciles de instalar en nuestra casa, sin desentonar. Tanto en el interior como en el exterior de los locales requieren de un espacio reducido para el montaje, debido a su pequeño tamaño.



La unidad exterior o de condensación puede ser simple o múltiple, Simple la que tienen un solo compresor y un condensador. Múltiple pueden tener hasta 3 compresores y tres condensadores. Cada sistema alimenta a una unidad interior o evaporador. La unidad interior pueden ser de tipo techo o casete como la imagen a la derecha o de tipo pared como la imagen de la izquierda. También pueden apoyarse en el piso.



Como equipo típico unitario encontramos el Aire de Ventana. Es un equipo sencillo, y la tecnología actual alcanza altos niveles de eficiencia energética, bajo ruido y regulación escalonada de la capacidad con mejoras en el ajuste a la carga térmica de las habitaciones climatizadas. Estas unidades se llaman de ventana pues necesitan de una salida al exterior, ya que la condensación se produce por medio del aire ambiente.

Brevemente hemos descrito los principales tipos de sistemas que encontramos en las instalaciones de Aire Acondicionado. En el mercado existen muchos tipos de equipos, clasificados de diferentes formas, si son de volumen variable o constante, si son tipo consolas de condensación por aire o por

agua, evaporación directa o no. Son estos equipos y sistemas uno de los principales consumidores de electricidad en el esquema energético de cualquier residencia, centro comercial, edificio y hasta la propia industria.

Este Instructivo tiene el objetivo de saber calcular cual es la carga de un local o zona determinada para poder seleccionar correctamente el equipo y sistema de Aire Acondicionado y que su eficiencia energética en operación sea satisfactoria.

4. Cartilla psicrométrica y modo de utilizarla

Iniciaremos este tema presentando la cartilla Psicrométrica para el aire (Mollier).

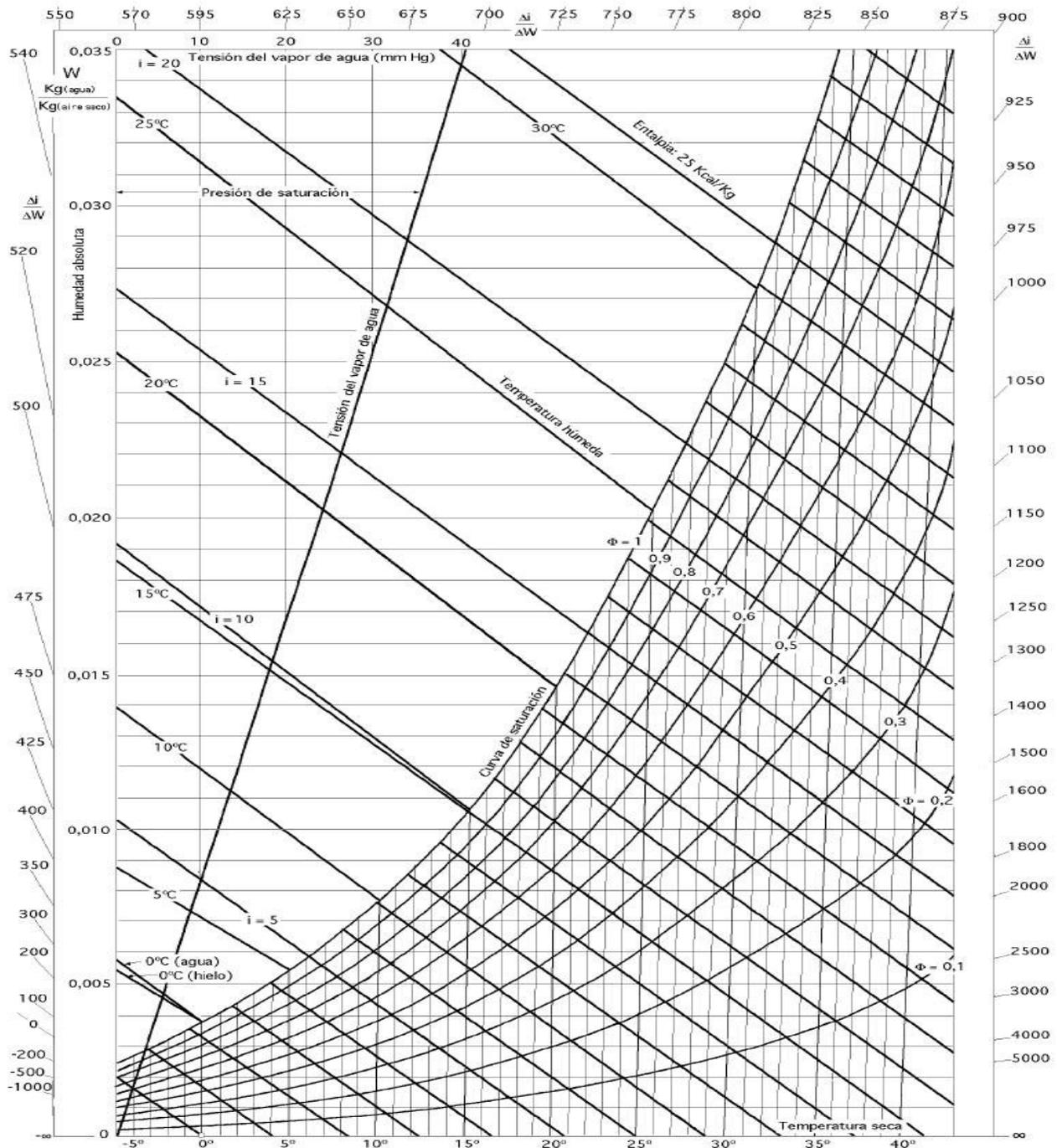


Figura 1

En el desarrollo de este Capítulo estaremos describiendo las características del diagrama Psicrométrico del aire, los parámetros que lo conforman y como se determinará cada uno de ellos.

Para poder determinar la Demanda Térmica de un sistema de Aire Acondicionado (o de Calefacción), es imprescindible entender el proceso de enfriamiento (o calentamiento) que el sistema de Aire Acondicionado (climatizador) realiza sobre el aire para inyectarlo a los locales y

como este fluido térmico intercambia calor y humedad al ponerse en contacto con las personas, equipos energéticos y superficies de las áreas. Entender este mecanismo es fundamental para poder calcular la Demanda Térmica de los. En nuestro documento nos referiremos exclusivamente a los sistemas de Aire Acondicionado.

La Demanda Térmica de un local está determinada en gran medida por las condiciones y calidad del aire que se exigen asegurar en las áreas a climatizar. De ahí que es obligatorio que conozcamos las propiedades y calidad del aire que por diseño tiene que asegurar nuestro proyecto o instalación. A la vez es básico dominar este material informativo cuando debemos decidir sobre las condiciones de confort. Confort es la sensación de bienestar y comodidad que sentimos cuando nos encontramos en un espacio determinado, es un estado personal, por lo que puede ser percibido de diferentes formas por cada individuo y esta características particular, dependiente del gusto particular, exige que busquemos una media que resulte confortable a la mayoría y no en un exceso que genere un sobre gasto de energía o un defecto de calidad.

4.1 Humedad en el Aire

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 seguidamente:

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

En la mayoría de los problemas basta considerar al aire como seco, con una exactitud suficiente, y que contiene 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 .

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. Al continuar el enfriamiento llega un momento en que el vapor de agua en el aire alcanza el estado de saturación, 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 **temperatura del punto de rocío**, definida en el título 2 anterior. En el punto inicial, el vapor se encontraba recalentado a una temperatura denominada temperatura seca, que se mide con un termómetro normal. Entre los puntos inicial y la temperatura de saturación o punto de rocío, el vapor se enfría, manteniéndose constante la presión parcial del vapor de agua; al alcanzarse el 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 donde va condensado disminuye progresivamente debido precisamente a la condensación.

Conocida la temperatura del punto de rocío, se puede calcular la presión del vapor mediante Tablas de Vapor; la presión parcial del vapor saturado en el punto de rocío es también la presión parcial del vapor recalentado en las condiciones iniciales.

4.2 Humedad W y la humedad relativa HR

La Humedad W se define como la cantidad de agua en unidades de masa por unidad de masa de aire seco:

$$W = \frac{\text{Kg de vap. agua}}{\text{kg de aire seco}}$$

$$W = \frac{18 (P_{\text{vap. agua}})}{29 (P_t - P_{\text{vap. agua}})} = \frac{18 (N_{\text{vap. agua}})}{29 (N_t - N_{\text{vap. agua}})}$$

Donde $p_{\text{vap. agua}}$ = a la presión parcial del vapor de agua en el aire.

P_t = presión atmosférica

$P_{\text{aire}} = P_t - p_{\text{vap. agua}}$

$N_{\text{vap. agua}}$ = Número de moles del Vap. de agua

N_t = Número de moles totales

N_a = Número de moles de aire

Peso molecula del agua es 18 y del aire es 29

A presión atmosférica y una presión parcial baja del vapor de agua, W es directamente proporcional a la presión parcial del vapor de agua.

El porcentaje de Humedad Relativa HR es:

$$HR, \% = \frac{\frac{\text{Kg de vap. agua}}{\text{kg de aire seco}}}{\frac{\text{Kg de vap. agua transportado}}{\text{kg de aire saturado}}} (100)$$

Cuando, $HR = 100\%$ el aire se encuentra en el punto de rocío, la humedad relativa es del 100%. La determinación de la humedad relativa de la atmósfera se hace mediante los psicrómetros y los higrómetros.

4.3 Humedad absoluta W_{abs} .

Se llama humedad específica o absoluta, W_{abs} , a la cantidad de agua contenida en un volumen de aire húmedo igual a 1 m³, definida mediante la siguiente relación:

$$W_{\text{abs}} = \frac{\text{Peso del vapor de agua contenido en 1 m}^3 \text{ de aire húmedo}}{\text{Peso del aire seco contenido en el mismo volumen}} = \frac{m_v}{m_a} \quad (\text{a vol. y temp. Cte})$$

$$(1 + W_{\text{abs}}) \text{ kg de aire húmedo} = 1 \text{ kg de aire seco} + W_{\text{abs}} \text{ kg de vapor de agua}$$

4.4 Calor húmedo C_s

Es la capacidad calórica de la mezcla aire-vapor de agua referida a un kg de aire seco:

$$C_s = C_{p \text{ aire}} + (C_{p \text{ vap. agua}})(W_{\text{abs}})$$

Asumiendo que las capacidades calóricas son constante en intervalos pequeños, se puede representar la ecuación anterior por: $C_s = 0,24 + 0,45(W_{\text{abs}})$, Kcal/(kg °K)

4.5 Volumen húmedo V_h

Es el volumen de 1 kg de aire más el vol. del vapor de agua presente en el aire:

$$V_h \dot{i} \left(\frac{22,4 \text{ m}^3}{29 \text{ kg aire}} \times \frac{t+273^\circ \text{K}}{273} \right) + \left(\frac{22,4 \text{ m}^3}{18 \text{ kg agua}} \times \frac{t+273^\circ \text{K}}{273} \right) \times \left(\frac{\text{kg agua}}{\text{kg aire}} \right)$$

$$V_h = 22,4 \times \frac{t+273}{273} \times \dot{i} + \frac{W}{18} \dot{i} =$$

$$V_h = (0,082 \text{ t}) \times \dot{i} + \frac{W}{18} \dot{i} : \text{m}^3/\text{kg aire seco @ } t \text{ en } ^\circ\text{C}$$

4.6 Entalpía del Aire i_h

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_h es la suma de las entalpías del aire seco i_a y del vapor de agua i_v , es decir: $i_h = i_a + i_v$

Entalpía del aire seco.- Cuando el aire se encuentra a la temperatura t en $^\circ\text{C}$ es:

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

Entalpía del vapor de agua.- Como W_{abs} es la cantidad de vapor de agua contenido en la atmósfera por kg de aire seco, y C_v es el calor de vaporización del agua, se puede poner:

$$i_v = W_{\text{abs}} \{ c_{p(\text{vapor de agua})} t + C_v \}$$

La suma de las anteriores:

$$i_h = c_{p(\text{aire seco})} t + W_{\text{abs}} \{ c_{p(\text{vapor de agua})} t + C_v \} = c_{p_a} t + W_{\text{abs}} c_{p_v} t + W_{\text{abs}} C_v$$

entonces tenemos que:

$$c_{p_a} = 0,24 \text{ (Kcal/kg}^\circ\text{K)} = 1 \text{ (kJ/kg}^\circ\text{K)}$$

$$c_{p_v} = 0,47 \text{ (Kcal/kg}^\circ\text{K)}$$

$$C_v_{t=0^\circ\text{C}} = 595 \text{ (Kcal/kg)}$$

Y nos queda la expresión en función de la humedad absoluta y de la temperatura:

$$a) i_h = 0,24 * t \text{ }^\circ\text{C} + 0,47 * W_{\text{abs}} * t \text{ }^\circ\text{C} + 595 * W_{\text{abs}} = 0,24 t \text{ }^\circ\text{C} + \{0,47 t \text{ }^\circ\text{C} + 595\} W_{\text{abs}}; \text{ Kcal/kg}$$

que permite calcular la entalpía final del aire húmedo a cualquier temperatura t en $^\circ\text{C}$, tomando como referencia la entalpía a 0°C .

Es práctica norteamericana en los cálculos de aire acondicionado considerar la entalpía del aire seco a partir de 0°F ($-17,7^\circ\text{C}$) y la entalpía del vapor a partir de la referencia de 32°F (ó 0°C). En unidades inglesas la expresión se convertiría en:

$$b) i_h = 0,24 t \text{ }^\circ\text{F} + 0,47 * W_{\text{abs}} * t \text{ }^\circ\text{F} + 1071 * W_{\text{abs}} = 0,24 * t \text{ }^\circ\text{F} + \{0,47 * t \text{ }^\circ\text{F} + 1071\} W_{\text{abs}}; \text{ Btu/lb}$$

Asumiendo que $W_{\text{abs}} = 0,01 \text{ kg/kg de as o lb/lb}$

La i_h calculada a 0°C (32°F) mediante la expresión a) es igual a $5,95 \text{ Kcal/kg}$

La i_h calculada en b) a 0°F ($-17,7^\circ\text{C}$) es igual a $10,71 \text{ Btu/lb}$ y equivalen a $5,95 \text{ Kcal/kg}$

La i_h calculada en b) a 32°F (0°C) es igual a $18,54 \text{ Btu/lb}$ y equivalen a $10,3 \text{ kcal/kg}$

El documento, marcas, logo es propiedad de su Autor e Ingeniería Energética General

La utilización de estos por parte del usuario requiere que se haga referencia a nuestra propiedad y se debe señalar en el destino como

© Derechos Reservados Ingeniería Energética General - Año 2013

info@energianow.net

Se comprueba que el resultado obtenido mediante la ecuación a) de 5.95 Kcal/kg para la temperatura de 0°C no coincide con el resultado obtenido mediante la ecuación b) de 10.3 kcal/kg a la misma temperatura de 0°C, convertida a 32 °F. Hay una diferencia de 4.35 kcal/kg. Cuando utilizamos una Carta Psicrométrica debemos investigar bajo qué condiciones de referencia se reportarán los valores de la entalpía.

4.7 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 entalpía de:

Aire seco= m_a

Vapor saturado= $W_{sat} m_a$

Agua líquida = $(W_{tbs} - W_{sat}) m_a$

Y la entalpía para $m_{a=1}$ es:

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

4.8 Peso del Aire Seco y Húmedo.

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/m³, mientras que la del vapor de agua con relación a la del aire es 0,622 (0,804 kg/m³)

Calculemos el peso del Aire Húmedo:

Será igual a la suma de los pesos del aire seco y del aire húmedo en la mezcla para una unidad de volumen. Si por ejemplo, nos referiremos a una mezcla húmeda a presión atmosférica (760 mm Hg) que contiene 60% de vapor de agua y su temperatura es de 20 °C, determinando por Tabla que su presión de saturación a esa temperatura es de 17,5 mm Hg, entonces:

4.9 Peso de Aire Seco m_a :

Masa en condiciones normales: $m_o = \rho_o V_o$ (T y P Normal)

$P_o V_o = m_o R t_o$ (T y P Normal)

$P_a V_a = m_a R t_a$ (T=20 °C y P=Normal)

$$m_o = m_a \left(\frac{T_a}{T_o} \right) \left(\frac{P_o V_o}{P_a V_a} \right) = \rho_o V_o$$

$$m_a \left(\frac{T_a}{T_o} \right) \left(\frac{P_o V_o}{P_a V_a} \right) = \rho_o V_o$$

El peso de Aire seco $m_a = \rho_o \left(\frac{T_o}{T_a} \right) \left(\frac{P_a V_a}{P_o} \right)$ $m_a = \rho_o \left(\frac{T_o}{T_a} \right) \left(\frac{(p - p_v) V_a}{P_o} \right) = \rho_o \left(\frac{T_o}{T_a} \right) \left(\frac{(p - \phi P_s) V_a}{P_o} \right)$

$$m_a = 1,293 \text{ kg/m}^3 \left\{ (273/293) \times ((760 - (0,6 \times 17,5)) / 760) \right\} = 1,184 \text{ kg/m}^3$$

Peso del vapor de Agua m_v :

$$m_v = W m_a \quad \text{ahora } W = 0,622 \left(\frac{\phi P_s}{p - \phi P_s} \right) = 0,622 \left(\frac{0,6 \times 17,5}{760 - (0,6 \times 17,5)} \right) = 8,71 \cdot 10^{-3}$$

$$m_v = 8,71 \cdot 10^{-3} \times m_a = 8,71 \cdot 10^{-3} \times 1,184 \text{ kg/m}^3 = 0,0103 \text{ kg/m}^3$$

4.10 Peso del Aire Húmedo

$$m_{\text{aire húmedo}} = m_a + m_v$$

$$m_{\text{aire húmedo}} := 1,184 + 0,0103 = 1,1943 \text{ kg/m}^3$$

4.11 Diagrama del Aire Húmedo. (Mollier) Cartilla Psicométrica.

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 isoterms 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 isoterms 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 (por debajo o aproximadamente igual a 0.07 kg/cm^2 , equivalente a 1 psia o 53 mm Hg), 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 34° aproximadamente (Diagrama de Mollier). La inclinación de las isoterms 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 isoterms 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 psicométrico se utiliza normalmente para presiones barométricas 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 .

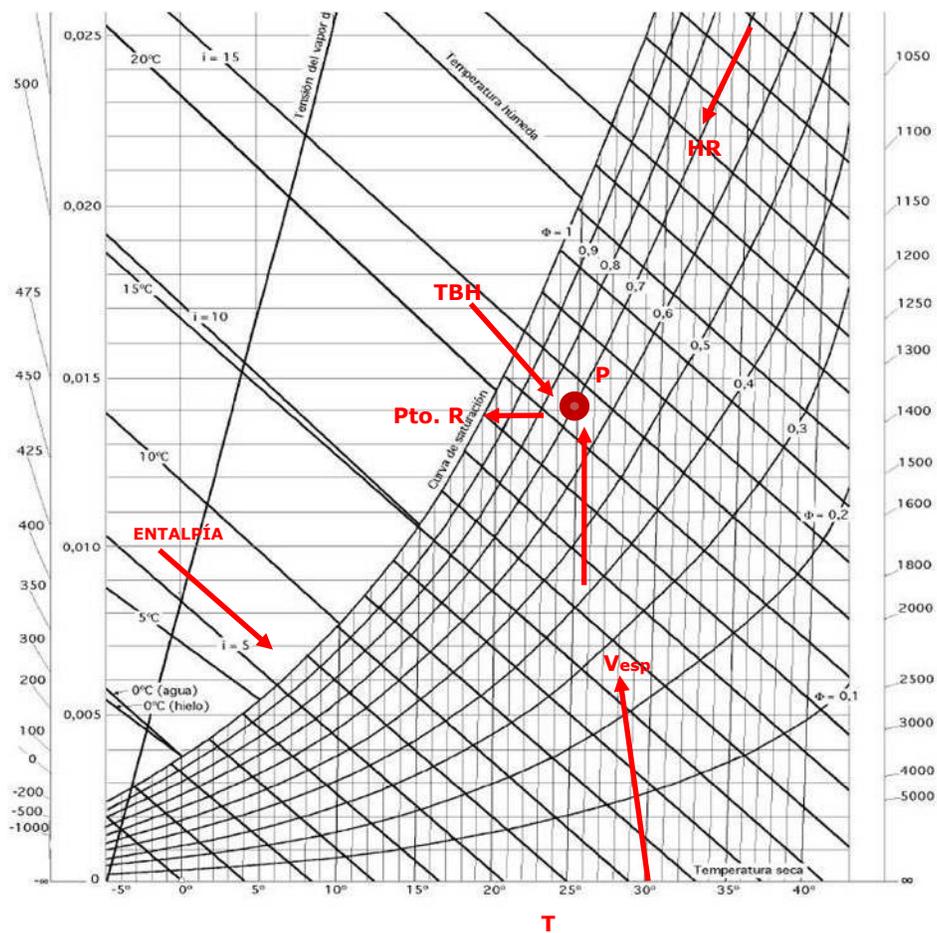


Figura 2

En el diagrama anterior (Figura 2) se representa el punto P
 $TBS = 25\text{ °C}$ (77 °F)
 $HR = 70\%$

4.12 Procesos de la mezcla aire-vapor utilizando la Cartilla Psicrométrica.

Se puede determinar *la humedad absoluta W* de esa mezcla en condiciones de saturación si continuamos la línea vertical que nace en el eje de las ordenadas a $T = 25\text{ °C}$ hasta cortar la curva superior de saturación. En ese punto a nuestra izquierda y sobre las abscisas, se puede leer la humedad absoluta de esa mezcla, 0.020 en kg de agua contenido en cada kg de aire seco. Si comparamos con la lectura de ese parámetro en el punto que la isoterma de temperatura cortó la curva de humedad relativa 70%, a nuestra izquierda podemos leer que la mezcla en esas condiciones contiene 0.014 en kg de agua contenido en cada kg de aire seco. Al dividir este último valor con la humedad absoluta en saturación, se comprueba que *la humedad relativa HR, 70%*.

Las temperaturas del BS se representan como líneas verticales (isotermas) que tienen su origen en el eje horizontal.

Si desde el punto P avanzamos horizontalmente a nuestra izquierda y cortamos la curva de saturación en ese punto intercepta la isoterma de temperatura de $T = 19\text{ °C}$, correspondiente a la temperatura o punto de rocío.

Las temperaturas de BH se representan por rectas que se originan en la curva de saturación y caen hacia abajo y hacia la derecha. Si partiendo desde el punto P trazamos una recta ascendente e inclinada a nuestra izquierda, hasta cortar la curva de saturación, en ese punto podemos leer la temperatura del bulbo húmedo BH de 21 °C.

Las temperaturas de PR están representadas por puntos sobre la línea de saturación. La *humedad relativa HR* es igual al tanto por ciento de saturación del aire. Las líneas son curvas que comienzan abajo a la izquierda y se curvan hacia arriba y a la derecha. Las líneas de Volumen Específico son rectas, que se originan en el eje horizontal o temperatura del BS y suben con ligera inclinación a la izquierda (en el Diagrama anterior no están indicadas y se muestra su trayectoria como ej. en una línea roja que parte de T =30°C). La entalpía o contenido calórico (*I*) son las líneas que cortan la curva de saturación y siguen inclinadas hacia abajo, con un ángulo fijo.

Las líneas de temperatura constante (isotermas), son las líneas verticales o de TBS y se corresponderán con mantener constante el calor sensible. Conocemos que el calor sensible de la mezcla aire vapor es el producto del calor específico por la diferencia de temperaturas, que en este caso es constante.

Las líneas de punto de rocío son líneas de calor latente constante y las líneas de bulbo húmedo de calor total constante, sensible más latente.

Utilicemos la Carta Psicométrica como entrenamiento y resolvamos las propiedades de varias mezclas de aire vapor a distintas condiciones ambientes y que realizan un proceso o ciclo. Utilizaremos las unidades inglesas.

Punto proces o	TBS, °F	TBH °F	HR %	W, lb/lb	T rocío °F	h _{air} , Btu/lb	Vol, esp. pie ³ /lb
1	95	76	41.2	0.0147	67.77	39.00	14.30
2	41		30	0.0016	19.85	11.6	12.65
3	104	78	30	0.0137	66.32	40.30	14.52
4	45		80	0.0050	39.15	16.20	12.82
5	80		23.3	0.0050	39.15	24.70	13.71

Tabla 1

Nota: Calculamos h_{air}, utilizando la expresión $0,24 * t \text{ } ^\circ\text{F} + \{0,47 * t \text{ } ^\circ\text{F} + 1071\} W_{\text{abs}}$

En la Tabla 1 se ha sombreado en amarillo la información primaria que se conoce. El resto se calcula.

Proceso de enfriamiento y dehumidificación del aire.

De la tabla anterior, el proceso representado por los puntos 1 y 2 es típico de un proceso de enfriamiento y deshumidificación donde el aire a condiciones ambiente de 95 °F y presión atmosférica se enfría hasta 41 °F y a la vez, se condensa parte del vapor de agua presente en el aire.

Si tuviéramos que determinar la cantidad de agua que se ha condensado, podríamos restar la humedad absoluta a las condiciones iniciales de 95 °F w1 de la humedad resultante a la temperatura final de 41 °F w2. Esta resta reporta que han sido condensadas $0.0147 - 0.0016 =$

0.0131 lb agua/lb aire seco.

Si este análisis pertenece a un sistema de enfriamiento de aire donde se enfrían 35000 pie³N/h, (reportado bajo condiciones de TPN de 14.7 psia y 32 °F)) podríamos intentar calcular la cantidad de agua que se condensa y el calor necesario para realizar el proceso anterior. Debemos tener para eso la densidad del aire y calcular las lbs de aire que se tratan. La densidad del aire a 41 °F es el inverso del volumen específico (1/vol_esp , pie³/lb as), variable que si conocemos. Pero el volumen de aire que se enfría en el sistema está reportado bajo condiciones TPN, por lo que hay que realizar la corrección del volumen específico y reportarlo a TPN para hacerlo consistente. La corrección consiste en ajustar el volumen a la temperatura de 32°F, donde resulta que 14.54 pie³/lb as a 41 °F es igual a 14.54* (460+32°F/460+41°F)=14.28 pie³/lb.

La cantidad de agua condensada se corresponde con:

$$\frac{35000 \text{ pie}^3\text{N/h}}{14.28 \text{ pie}^3/\text{lb}} \times 0.0131 \text{ lb agua/lb as} = \frac{2364 \text{ lb as} \times 0.0131 \text{ lb}}{h} = 31.86 \text{ lb agua/h}$$

¿Y qué calor fue necesario extraerle al aire ambiente a 95 °F para enfriarlo y dehumidificarlo a 41 °F?

La entalpía del aire a la temperatura de 95 °F es de 39.00 Btu/lb as y en el punto final de 41 °F de 11.6 Btu/lb as. La diferencia es de 27.4 Btu/lb as que hay que restar a cada lb de as. Antes asumimos que se procesan 35000 pie³N/h/14.28 pie³/lb=2451 lb as/h

$$2451 \text{ lb as/h} \times 27.4 \text{ Btu/lb as} = 67\,157.4 \text{ Btu/h}$$

Y esta cantidad se corresponde con unas 6 Ton de Refrigeración a instalar (12000Btu/h x Tref). El gráfico que sigue muestra este proceso:

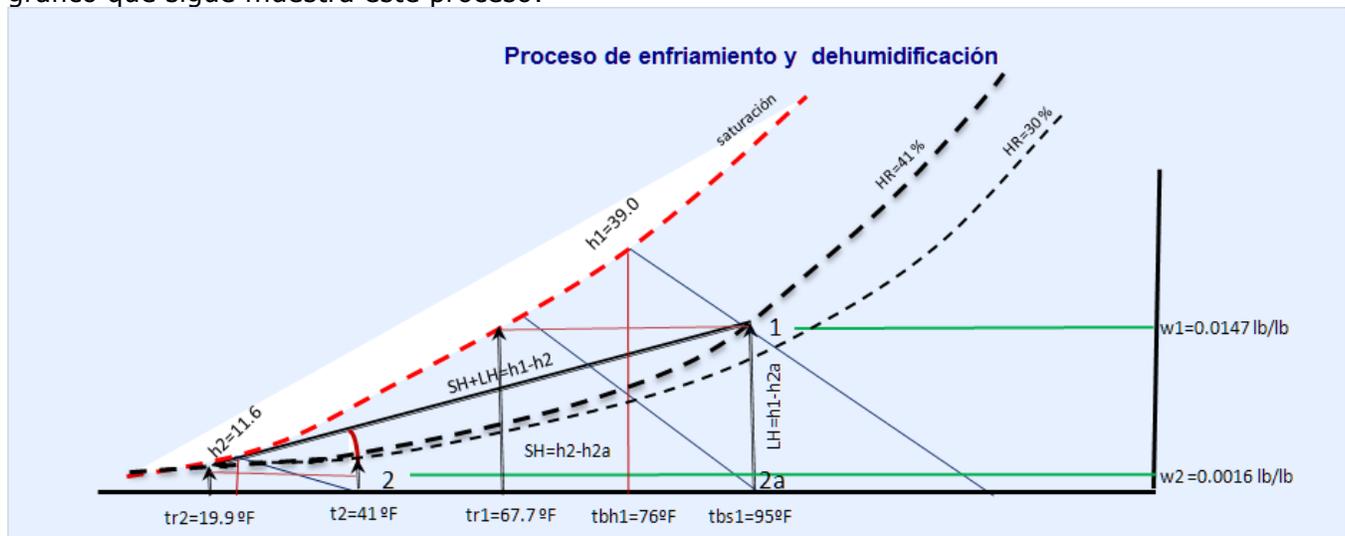


Figura 3

Proceso de calentamiento y humidificación del aire.

Si posteriormente al aire bajo condiciones de 41 °F y 30 % de humedad relativa **lo calentamos y humidificamos** hasta 104 °F y 30 % de humedad relativa, estaremos consumiendo energía para efectuar el proceso. La cantidad de agua y energía consumida en el proceso anterior se pueden calcular con los datos de la Tabla. La cantidad de aire procesada se mantiene constante respecto al proceso anterior. La diferencia de humedad es de 0.0016 a 0.0137 = 0.0121 lb agua/lb as y la cantidad de agua que absorberá el aire es de:

$$2451 \text{ lb as/h} \times 0.0121 \text{ lb agua/lb as} = 29.66 \text{ lb agua/h}$$

La diferencia entre las entalpías inicial y final es de 28.7 Btu/lb as. El calor asociado a este proceso es:

$$2451 \text{ lb as/h} \times 28.7 \text{ Btu/lb as} = 70343 \text{ Btu/h}$$

Por lo que habrá que suministrar calor al proceso mediante resistencias eléctricas, o tubos convectivos o cualquier otro medio que genere calor. Como el aire al calentarse necesitará absorber agua para mantener su humedad relativa en el 30 % tendremos que atomizar una cantidad de líquido a la corriente de aire para que esta se evapore.

El proceso se representa en el gráfico que sigue:

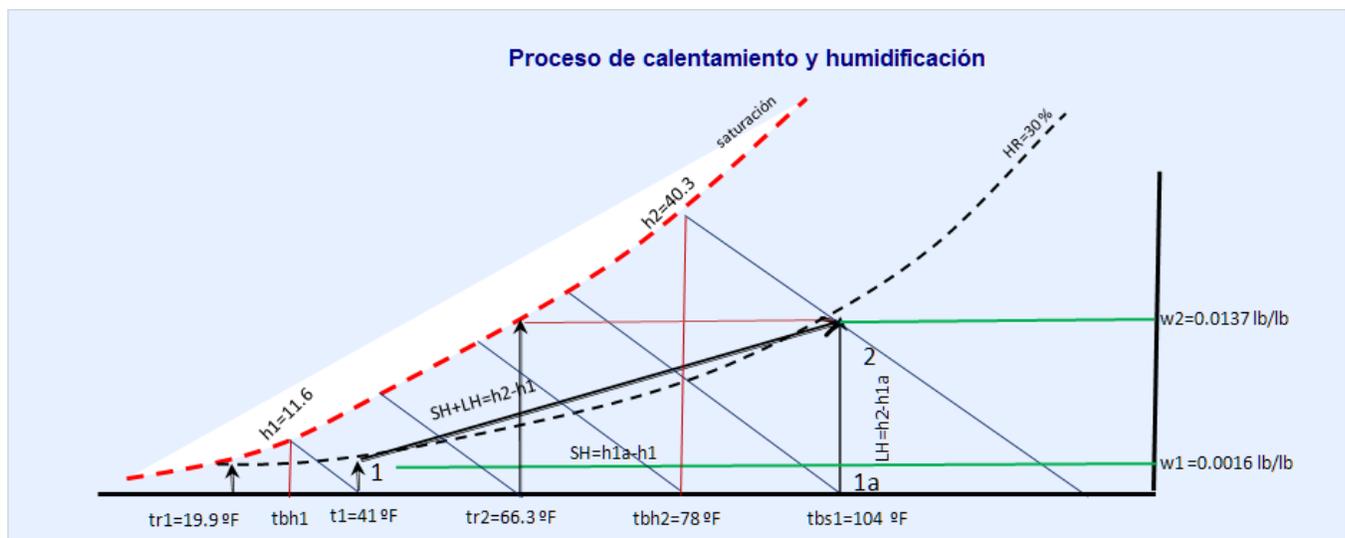


Figura 4

Proceso de calentamiento del aire a humedad constante.

Si una mezcla aire_vapor que se encuentra a 45 °F y 80 % de humedad relativa la calentamos a humedad absoluta constante de 0.0050 lb/lb as hasta 80 °F, la variación de entalpía solo dependerá del calor sensible que hay que suministrarle al aire y se puede calcular hallando la diferencia de entalpías desde el punto inicial 16.20 Btu/lb as hasta 24.7 Btu/lb as o un

incremento de 8.4 Btu/lb as (equivalente a $0.24 \cdot (80-45)=8.4$ Btu/lb as). El proceso de calentamiento a humedad ocnstante se grafica en la figura que sigue:

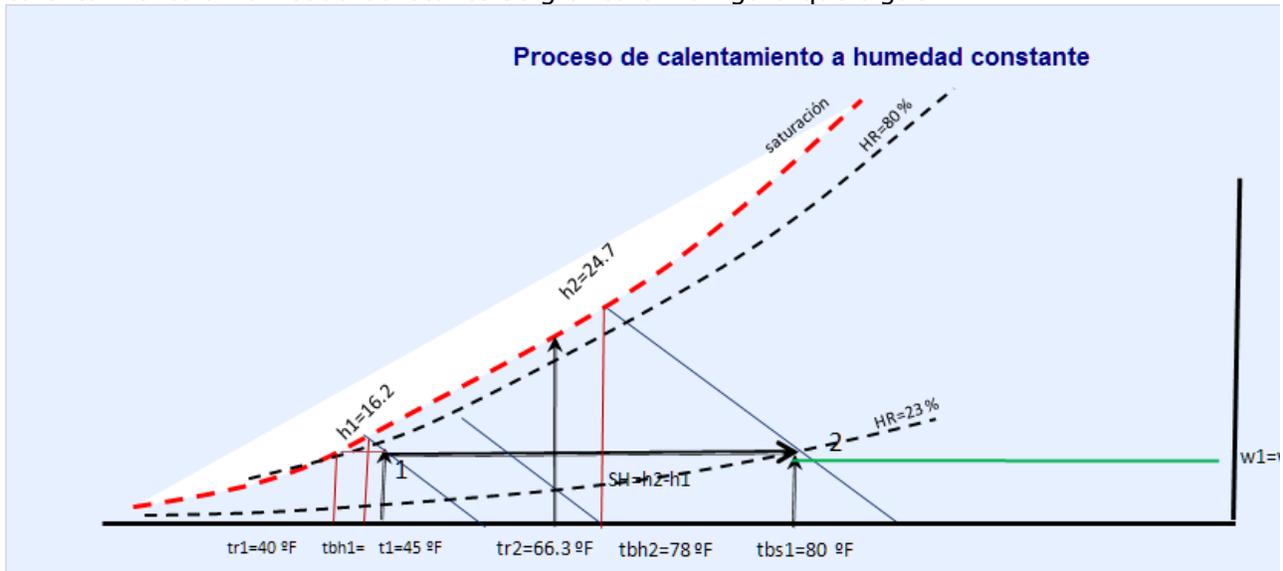


Figura 5

También se ha publicado en nuestra Web , www.energianow.net el **Calculador Energético Aire Vapor. Mezclas Psicometría** (consultar la Sección Calculadores_Energéticos). Es una opción más que reporta los principales parámetros de la mezcla aire - agua bajo condiciones ambiente, si se conoce la presión barométrica o atmosférica, la temperatura del bulbo seco, la temperatura de rocío, o la humedad relativa, o la temperatura del bulbo húmedo.

Con esta herramienta de cálculo se pueden resolver los problemas que frecuentemente se presentan asociados al aire atmosférico. Me refiero a los proceso de secado, humidificación, dehumidificación o desecación, enfriamiento de agua por evaporación, calentamiento del aire y control de humedad. Al ser una opción online, es de fácil acceso por los diferentes instrumentos de comunicación que hoy nos acompañan a cualquier parte, el móvil, el iPad, la computadora personal, etc. lo que nos permite tener la información a la mano y en tiempo real. Esta solución programada facilita acceder a la información sin tener que transportar la Carta Psicométrica impresa, lo que es molesto y por lo general nadie se ocupa de cargar con ella sin tener una necesidad específica que lo justifique.

Otra importante ventaja comparando con la Carta Psicométrica, es que el Calculador_Energético reporta resultados numéricos (cuantitativos). La Carta Psicométrica ofrece los resultados aproximados al ser estimados por el usuario sobre puntos en el diagrama lo que hace que la precisión dependa de las habilidades y capacidad visual individual.

5 Confort

Para conseguir una sensación de bienestar en el clima interior hay que tener en cuenta múltiples factores, entre ellos la humedad del aire, su temperatura, velocidad de aire, calidad del aire interior, ruidos que se producen, los colores interiores, etc. los que a su vez inciden en mayor o menor en la eficiencia energética de los sistemas que climatizan el aire.

Hay que prestar atención a aspectos sencillos y que a veces no le damos importancia, como presencia de los colores en las superficies, conocer que el color rojo produce una sensación de excitación, mientras que el verde nos resulta tonificante. Otros factores son de mayor importancia, como conocer a que se destinarán los locales a climatizar, que estilo de vida tienen los visitantes o personas que estarán presentes, si existen hábitos característicos, como en los locales donde es prohibido fumar, por ej. Salas de Teatro, o donde es frecuente que los presentes sean fumadores. En otros casos las actividades que se realizan implican que las personas estén sentadas o en estado de atención y reposo, sin fumar; otros locales se destina a bailables, donde las personas de pié danzan, sudan y fuman, o son gimnasios y realizan hacen ejercicios físicos, etc.

Una pregunta que debemos hacernos antes de iniciar el proyecto, es: ¿cómo apreciarán el Confort los diferentes segmentos de visitantes o personas presentes?

El aire contiene un 0,03% de CO₂, que al ser respirado por el organismo humano sale a 37°C con un 4% de CO₂. Asimismo, el ser humano en reposo absorbe 25 litros de O₂ 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 CO₂, llevando a la gente a un estado de excitación; para un 3% de CO₂, se alcanza un estado de depresión general que puede llegar al desfallecimiento. En ambientes habituales, no industriales, se considera el **límite máximo admisible es de 0,1% CO₂**, permitiéndose en situaciones excepcionales, (refugios), porcentajes mayores.

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 térmico con el vestuario.

La temperatura ambiente más agradable al cuerpo humano, con respecto a una situación de actividad nula, es del orden de 22°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 de climatización. La cantidad total de calor que elimina el cuerpo humano en forma de calor sensible (radiación y convección), y calor latente (transpiración), viene repartido en la siguiente forma:

- ✚ El agua eliminada por una persona en reposo a 22°C de temperatura ambiente, 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. Más abajo el calor eliminado por una persona en distintas situaciones.

a) Tumbado	74 Kcal/hora
b) De pie	108 Kcal/hora

- | | |
|--------------------------------|----------------|
| c) Trabajo de pie | 140 Kcal/hora |
| d) Andando (5 Km/hora) | 270 Kcal/hora |
| e) Carrera (9 Km/hora) | 580 Kcal/hora |
| f) Trabajos muy intensos hasta | 1200 Kcal/hora |

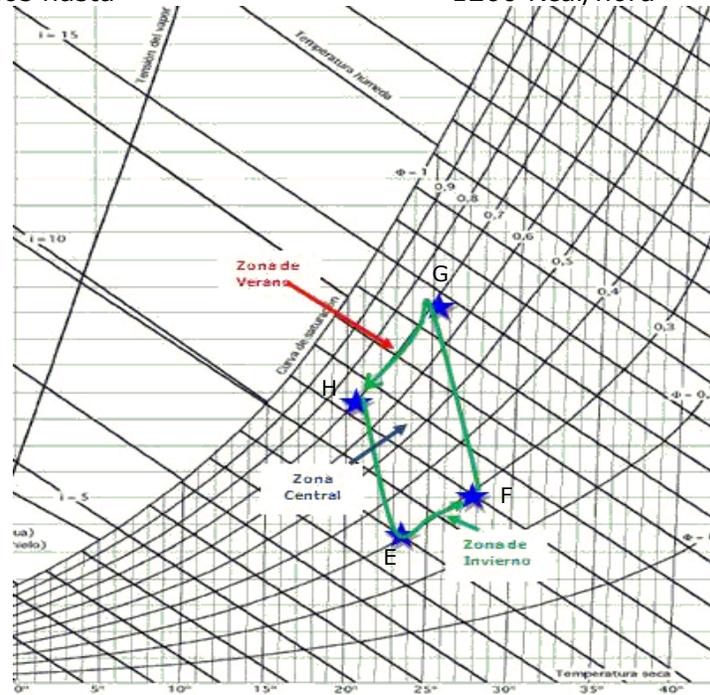


Figura 6

Fuente: Diagrama Psicométrico del Catálogo Interclisa, España.

El diagrama de la Figura 6 es una cartilla psicométrica y dentro de ella está representada una zona que se conoce como Zona de Confort. La zona central identificada por el rectángulo está limitada por las siguientes coordenadas.

Invierno E (Tbs 22 °C, Tbh 13 °C, 30% HR); F (Tbs 26 °C, Tbh 15 °C, 30% HR)
 Verano G (Tbs 24 °C, Tbh 20°C, 70% HR); H (Tbs 19 °C, Tbh 16 °C, 70% HR)
 Muy importante, dentro de los locales se supone velocidad del aire en calma.

Una vez que conocemos como caracterizar una mezcla aire_vapor mediante las determinaciones de sus parámetros psicométricos, podemos identificar en cada punto de la frontera de la zona de confort, representada en la figura 6 anterior sobre la Cartilla Psicométrica, cuáles son los valores de las variables psicométricas en cada punto extremo de la zona. Utilizamos unidades inglesas.

Esquinas de la zona confort	Tbs °F	Tbh °F	HR %	W, lb/lbas	Btu, lb/lb as
Invierno (calefacción)					
E	72	55.4	30	0.0050	22.70
F	79	59	30	0.0063	25.90
Verano (Aire Acondicionado)					
G	75	68	70	0.0129	32.10
H	66	60.8	70	0.0095	26.20
Diferencia G-H				0.0034	5.9

G-H

0.000378 0.655

Tabla 2

De la Tabla 2 anterior podemos deducir que si en vez de operar un sistema de Aire Acondicionado a la temperatura de confort de 75 °F lo hacemos a 66 °F, tendremos que extraer 5.9 Btu/lb as más.

Esa cifra parece pequeña, pero no lo es. En un sistema doméstico típico, de 5 TR, que mueve unos 45000 pie³ de as/ton ref-h pueden significar $45000 \cdot (5) \cdot (5.9) \cdot 0.0750$
 $\cdot (460+32)/(460 \cdot 66) = 99\ 560$ Btu/h más de calor a extraer, donde 0.075 lb/pie³ es la densidad del aire a 66 °F y HR del 70 % que corregimos a condiciones normales TPN.

El sobre consumo de 99 560 Btu/h frigoríficos equivalen a unos 10 kWh eléctricos más consumidos. Si el kWh en el área cuesta 0.15 USD/kWh, se le agregará a la factura 1.50 USD/h. Si utilizamos el equipo un promedio de 1000 horas anuales, la cifra es de 1500 USD. A ese ritmo en 3 años el gasto cubre el precio inicial del equipo.

El resultado anterior nos aporta claridad sobre la incidencia que tendrán las decisiones que tomemos sobre el confort interior, respecto a la eficiencia energética durante la operación del sistema de Aire Acondicionado, aún estando dentro de la zona que se ha definido como de confort. Si nos vamos fuera de las fronteras de esta zona, fijando parámetros de del clima interior sobre limitados, sin una justificación práctica, la ineficiencia operativa se incrementará.

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.

6 Determinar la carga térmica de un local. Datos primarios requeridos

Para cada mes del año y para cada día del mes, la carga térmica de un local, un edificio, etc. se comportará diferente pues depende de las variaciones estacionales y horarias de temperatura y de humedad relativa ambiente y por lo tanto, dependerá de la zona geográfica donde nos encontremos. Si asumimos que las cargas latentes en los interiores son constantes, entonces la carga térmica variará con relación a los parámetros de confort que el sistema deberá asegurar en cada época del año. Es por eso que para realizar los cálculos necesitaremos una buena información histórica de las variables ambientales en la zona donde se encuentra el local o edificio que nos interesa. Entre los primeros parámetros que necesitamos conocer están:

6.1 Condiciones ambientales exteriores e interiores y cálculo de las propiedades psicométricas.

a-Variación diaria de temperatura exterior para cada mes del año. Series históricas.

b-Condiciones exteriores de diseño:

mes

hora

c-Condiciones interiores de diseño, las que se fijarán por el proyectista.

Temperatura seca o bulbo seco

Humedad relativa, %

Para obtener los datos anteriores hay que disponer de series históricas de temperatura ambiente, humedad, temperatura máx., temperatura mín., temperatura media, para cada mes, día y hora

del año. Por lo general en todos los países estos datos existen y son actualizados frecuentemente.

En los sistemas de Aire Acondicionado, climatización, calefacción y ventilación, el aire es el portador energético que circulará dentro de los locales y retorna al enfriador o calentador, absorbiendo o disipando calor y humedad en los interiores y; absorbiendo o disipando calor, condensando o absorbiendo agua en las baterías condensadoras, evaporadoras o radiantes. Tanto en los sistemas de Aire Acondicionado como en la Calefacción, el aire pasa por filtros que eliminan impurezas, partículas suspendidas en el aire y malos olores.

Al ser el aire el fluido transportador de energía que circula por los locales, se requiere caracterizar su estado energético en cada punto o equipo del sistema donde entra y sale para ser procesado. Es necesario conocer cuanta energía moveremos con el aire y para eso hay que determinar las propiedades de la mezcla aire vapor en cada uno de los puntos característicos.

Si el aire ambiente se encuentra a una temperatura y humedad superior a los parámetros de confort establecidos para el interior del local, entonces el sistema tiene que ser capaz de restar energía del aire ambiente para disminuir su temperatura y humedad. Además filtrarlo, lo que introduce una caída de presión que es equivalente a una pérdida de energía.

Refiriéndonos a los sistemas de Aire Acondicionado, la mezcla aire_vapor circula entre las Unidades de Tratamiento de Aire (UTA) y el interior del local, realizando ciclos de transporte y transferencia de energía. En las UTA cede energía al ambiente exterior y en el interior de los locales absorbe la energía de los medios que estén presentes. Por lo general una parte del total del aire que circula se repone con mezcla de aire_vapor fresca y esa se toma del exterior a condiciones ambientales.

Realizaremos ejemplos para ir explicando cómo emplear los parámetros psicométricos.

Si partimos de una mezcla aire-vapor de agua que se encuentra a una temperatura ambiente de 30 °C (86 °F) y una humedad relativa de 80 %, para acondicionar aire hasta una temperatura de confort de 24 °C (75 °F) y una humedad relativa de 70%, habrá que restarle energía y condensar parte del agua que inicialmente trae la mezcla. El aire retorna al evaporador a 28 °C (82 °F) y 83% de humedad relativa, reciclando el 80% y renovando desde el exterior el 20 %.

El calor y el agua transportados en la mezcla aire_vapor son disipados en el evaporador. En este ejemplo los parámetros psicométricos son determinados con nuestro Calculador Energético Aire Vapor. Mezclas Psicometría. Ver la Tabla 3 siguiente:

Punto proceso	TBS, °F	TBH °F	HR %	w, lb/lb	T rocío °F	h _{air} , Btu/lb	Vol, esp. pie ³ /lb
1 exterior 20%	86		80	0.0210	79.34	43.70	14.23
2 salida UTA	75		70	0.0129	67.8	32.10	13.76
3 retorno 80%	82		83	0.0191	76.72	40.60	14.08
4 entrada UTA	82.8		82	0.01948	77	41.40	14.12
Diferec. 4-2				0.0067		9.3	

Tabla 3

Están sombreados en amarillo los datos primarios que conocemos. El resto de los parámetros psicométricos se determinan mediante cálculos y empleando el Calculador_Energético.

Las propiedades de la corriente que entra a la UTA se pueden ponderar, una vez conocidas los

parámetros de la corriente que recicla y la de renovación:

Humedad de saturación a la tbs.

$w_s 86^\circ\text{F} (1) = 0.0210/0.8 = 0.02625$ lb agua/lb as

$w_s 82^\circ\text{F} (3) = 0.0191/0.83 = 0.0230$ lb agua/lb as

$w_s 82.8^\circ\text{F} (4) = 0.02625 * 0.2 + 0.0230 * 0.8 = 0.02366$ lb agua/lb as

Temperatura de entrada a la UTA.

$TBS = 86_{(1)} * 0.2 + 82_{(3)} * 0.8 = 82.8$ °F

Humedad en zona recalentada.

$w_r 82.8^\circ\text{F} (4) = 0.0210_{(1)} * 0.2 + 0.0191_{(3)} * 0.8 = 0.01948$ lb agua/lb as.

Humedad relativa de la mezcla aire vapor en zona recalentada

$H_r 82.8^\circ\text{F} (4) = 0.01948 * 100 / 0.02366 = 82.3$ %

Contando con la tbs (82.8°F) y la hr a esa temperatura, se puede completar los parámetros psicométricos de la mezcla aire_vapor a la entrada de las UTA empleando el calculador anterior.

En la medida que las fuentes de calor y de humedad en el interior del local sean mayores, más energía absorberá la mezcla y más trabajo de disipación tendrá que realizar el evaporador.

Completemos el ejemplo y calculemos la energía total intercambiada en el evaporador.

Utilicemos una base de cálculo para fijar la cantidad de aire que mueve el sistema. En aire Acondicionado residencial, cada tonelada de refrigeración (12000 Btu/h o 3024 frigorías/h) mueve unos 25000 pie³/h o 680 m³/h bajo condiciones normales de temperatura y presión lo que representa 1750 lb de aire seco. Utilicemos este índice como la base del cálculo.

La cantidad de energía intercambiada y agua condensada en el evaporador la determinamos mediante un balance energético y de masa alrededor de la batería, entre la entrada y salida.

Aire desde el exterior + aire reciclado.

Calor Total = $h_{(4)} - h_{(2)} = 41.4 - 32.10 = 9.3$ Btu/lb as

Agua = $w_{(4)} - w_{(2)} = 0.01948 - 0.0129 = 0.0066$ lb agua/lb as

Y considerando la masa de aire seco por cada tonelada de refrigeración que se transporta por hora:

Calor total = 1750 lb as/h * 9.3 Btu/lb as = 16275 Btu/h

Agua = 1750 lb as/h * 0.0066 lb agua/lb as = 11.7 lb de agua/h

Si el sistema es accionado por un motor eléctrico, considerando una eficiencia media (cop ≈ 3.3), tenemos un consumo de 1.4 kWh eléctrico por tonelada de refrigeración.

¿Y cómo podemos reducir este consumo por tonelada de refrigeración?

Hay varias soluciones. A efectos de nuestro ejemplo, analicemos que factores hacen que disminuya la temperatura y humedad del retorno.

- Pensemos en como reciclar una mayor cantidad de aire y reducir la renovación desde el exterior, siempre y cuando esta acción sea posible.

El documento, marcas, logo es propiedad de su Autor e Ingeniería Energética General
La utilización de estos por parte del usuario requiere que se haga referencia a nuestra propiedad y se debe señalar en el destino como

© Derechos Reservados Ingeniería Energética General - Año 2013

info@energianow.net

- Pensemos como reducir de manera natural la temperatura del aire desde el exterior, si cabe esta solución. A veces las tomas de aire renovado se hacen en zonas exteriores calientes.

Otro factor a analizar es el valor fijado para la temperatura del interior del local, la que determina el confort de las personas que utilizan este servicio, que para el caso que la temperatura fijada dentro del local sea inferior a 24 °C (76 °F), elevar este valor representaría una solución para mejorar la eficiencia.

Hay que revisar la eficiencia del equipo que instalemos. En la medida que su eficiencia sea superior, el gasto energético se reducirá.

6.2 Características de los edificios, sus componentes estructurales y ganancias de calor desde el exterior

Las edificaciones están formas por locales y sus componentes.

¿Qué factores debemos tomar en cuenta en cada local y por cada componente?

- Cantidad de personas que permanecen en su interior, u
- superficie del piso del local, m²
- Potencia total de los aparatos eléctricos conectados en el interior, kW
- Potencia total de las luminarias o lámparas de instaladas, kW
- Renovación del aire prevista, m³/h-persona, (25 a 30 m³/h-persona)
- Factores de diversidad de las personas y de la iluminación, tanto por uno.
- Factor de diversidad para potencias eléctricas disipadas, tanto por uno.
- Cantidad de hora de operación o funcionamiento del sistema de climatización, h
- Área de ventanas acristaladas, paredes, tabiques, piso y techo correspondiente al local, m²
- Peso de paredes, tabiques, piso y techo correspondiente al local, kg
- coeficientes de transferencia de calor y de difusión del vapor de agua en superficies acristaladas, paredes, tabiques, piso y techo.

Analicemos como cada uno de estos factores determina en la demanda térmica del local.

-Por persona:

Según Carrier, considerando una actividad física moderada, como el trabajo en oficinas, la ganancia de calor sensible se estima en 71 kcal/h (280 Btu/h) y de calor latente en 68 kcal/h (270 Btu/h). Cada persona que permanece u ocupa el local tendrá asociado una ganancia de calor total de 139 kcal/h (550 Btu/h).

Para las diferentes actividades que se realizan dentro de los locales, se han estimado las ganancias de calor del sistema. Así las actividades físicas que una persona realiza en un gimnasio, tendrán asociadas una ganancia de calor de 2550 Btu/h, y una persona sentada, por ejemplo, escuchando una conferencia, de 384 Btu/h.

-Sobre la **superficie del local**.

Es práctica común proyectar los locales partiendo de indicadores estándares de acuerdo al objetivo social al que estará destinado. Si es una residencia, el área de las habitaciones, de los salones de estar, de los cuartos de baño, cocina, se basan en la cantidad de personas que convivirán en ellos. Los teatros, cines, oficinas, habitaciones de hoteles, restaurantes, salones de belleza, tiendas por departamentos, super-mercados, etc, también son proyectados considerando el número de visitantes.

La superficie para un cuarto dormitorio se consideran entre 9 y 30 m² por persona, donde 9 m² pertenece a una clasificación de nivel bajo, 16 m² medio y 30 m² alto. La capacidad del sistema de Aire Acondicionado puede variar desde el nivel bajo con 50 kcal/h por m² (198 Btu/h-m²), 70 kcal/h por m² (277 Btu/h- m²) para el nivel medio y 100 kcal/ m² (396 Btu/h- m²) en nivel alto. Pero en el caso de un Teatro o Cine, con personas sentadas unas juntas a otras, las exigencias plantean entre 0.5 a 1.1 m² por persona y los indicadores de ganancia de calor para el sistema de Aire Acondicionado pueden variar desde 200 kcal/h- m² (792 Btu/h- m²) hasta 320 kcal/h- m² (1270 Btu/h- m²).

Es por eso que antes de proyectar el sistema de aire acondicionado es necesario determinar a qué actividades y objeto social se destinará el local.

-Potencia total de los aparatos eléctricos conectados en el interior, kW

La operación de los aparatos y accesorios eléctricos o que desprende calor, que funcionan dentro del local, son cargas térmicas que se traducirán en ganancias de calor a vencer por el sistema, de ahí que tienen que ser contabilizadas con precisión. Dentro de estos equipos están los motores eléctricos de todo tipo, extractores, ventiladores, aparatos eléctricos domésticos, cocinas hasta los que desprende calor latente y sensible, como cafeteras, ollas de presión, mesas calientes, microondas, etc.

-Potencia total de las luminarias o lámparas de instaladas, kW

Lo mismo sucede con la iluminación, las lámparas disipan calor al interior del local y por lo tanto son cargas térmicas a considerar.

-Factores de diversidad. No toda la carga conectada funciona al mismo tiempo, de ahí que se considere un factor de coincidencia de operación, más conocido por factor de diversidad.

Superficies acristaladas. Sobre la ganancia de calor desde el exterior.

Los coeficientes de transferencia o ganancia de calor por m² de una superficie están en función de la posición geográfica y del mes del año. La orientación geográfica determina si la superficie está más expuesta a la radiación solar, atendiendo a la trayectoria del sol. Por lo general las superficies orientadas al este, al sur y al oeste son las más expuestas al sol. Veamos las siguiente Tabla 4 donde se reportan los coeficientes de transferencia de calor, en Kcal/h-m² para la Latitud de 20 °, los 12 meses del año y en función de la orientación geográfica de una superficie para ventanas de cristales.

DEMANDA TÉRMICA A.A. - INGENIERÍA ENERGÉTICA GENERAL

IEG: 201013
Ingeniería Energética General - General Energetic Engineering ISSN 2326-6880
www.energianow.net

Calor radiante L L (20°) Mes / Orientacion			Hora																							
			1:00 AM	2:00 AM	3:00 AM	4:00 AM	5:00 AM	6:00 AM	7:00 AM	8:00 AM	9:00 AM	10:00 AM	11:00 AM	12:00 PM	1:00 PM	2:00 PM	3:00 PM	4:00 PM	5:00 PM	6:00 PM	7:00 PM	8:00 PM	9:00 PM	10:00 PM	11:00 PM	12:00 AM
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Enero	Solar	N	1	0	0	0	0	0	8	21	29	35	35	35	35	29	21	8	0	0	0	0	0	0	0	0
Enero	Solar	NE	2	0	0	0	0	0	65	70	38	35	35	35	35	29	21	8	0	0	0	0	0	0	0	0
Enero	Solar	E	3	0	0	0	0	0	192	347	344	246	116	35	35	29	21	8	0	0	0	0	0	0	0	0
Enero	Solar	SE	4	0	0	0	0	0	198	390	444	428	366	246	124	43	29	21	8	0	0	0	0	0	0	0
Enero	Solar	S	5	0	0	0	0	0	75	187	271	333	368	382	368	333	271	187	75	0	0	0	0	0	0	0
Enero	Solar	SO	6	0	0	0	0	0	8	21	29	43	124	246	366	428	444	390	198	0	0	0	0	0	0	0
Enero	Solar	O	7	0	0	0	0	0	8	21	29	32	35	35	116	246	344	347	192	0	0	0	0	0	0	0
Enero	Solar	NO	8	0	0	0	0	0	8	21	29	32	35	35	35	38	70	65	0	0	0	0	0	0	0	0
Enero	Horizontal		9	0	0	0	0	0	13	130	273	396	466	488	466	396	273	130	13	0	0	0	0	0	0	0
Febrero	Solar	N	10	0	0	0	0	0	10	24	32	35	38	38	35	32	24	10	0	0	0	0	0	0	0	0
Febrero	Solar	NE	11	0	0	0	0	0	119	141	78	35	38	38	35	32	24	10	0	0	0	0	0	0	0	0
Febrero	Solar	E	12	0	0	0	0	0	268	398	382	271	132	38	38	35	32	24	10	0	0	0	0	0	0	0
Febrero	Solar	SE	13	0	0	0	0	0	246	396	433	404	322	200	73	35	32	24	10	0	0	0	0	0	0	0
Febrero	Solar	S	14	0	0	0	0	0	57	135	206	252	287	301	287	252	206	135	57	0	0	0	0	0	0	0
Febrero	Solar	SO	15	0	0	0	0	0	10	24	32	35	73	200	322	404	433	396	246	0	0	0	0	0	0	0
Febrero	Solar	O	16	0	0	0	0	0	10	24	32	35	38	38	132	271	382	398	268	0	0	0	0	0	0	0
Febrero	Solar	NO	17	0	0	0	0	0	10	24	32	35	38	38	38	35	78	141	119	0	0	0	0	0	0	0
Febrero	Horizontal		18	0	0	0	0	0	48	184	344	463	531	564	531	463	344	184	48	0	0	0	0	0	0	0
Marzo	Solar	N	19	0	0	0	0	0	16	29	35	38	38	38	38	35	29	16	0	0	0	0	0	0	0	0
Marzo	Solar	NE	20	0	0	0	0	0	225	235	160	59	38	38	38	35	29	16	0	0	0	0	0	0	0	0
Marzo	Solar	E	21	0	0	0	0	0	352	442	404	282	122	38	38	35	29	16	0	0	0	0	0	0	0	0
Marzo	Solar	SE	22	0	0	0	0	0	268	368	379	325	227	111	40	38	35	29	16	0	0	0	0	0	0	0
Marzo	Solar	S	23	0	0	0	0	0	21	59	103	141	170	176	172	141	103	59	21	0	0	0	0	0	0	0
Marzo	Solar	SO	24	0	0	0	0	0	16	29	35	38	40	111	227	325	379	368	268	0	0	0	0	0	0	0
Marzo	Solar	O	25	0	0	0	0	0	16	29	35	38	38	38	122	282	404	442	352	0	0	0	0	0	0	0
Marzo	Solar	NO	26	0	0	0	0	0	16	29	35	38	38	38	59	160	235	225	0	0	0	0	0	0	0	0
Marzo	Horizontal		27	0	0	0	0	0	81	252	414	537	610	631	610	537	414	252	81	0	0	0	0	0	0	0
Abril	Solar	N	28	0	0	0	0	0	16	27	29	35	38	38	38	35	29	16	0	0	0	0	0	0	0	0
Abril	Solar	NE	29	0	0	0	0	0	122	301	320	241	135	48	38	38	35	29	19	5	0	0	0	0	0	0
Abril	Solar	E	30	0	0	0	0	0	143	385	447	404	287	138	38	38	35	29	19	5	0	0	0	0	0	0
Abril	Solar	SE	31	0	0	0	0	0	78	241	306	292	265	149	54	38	35	29	19	5	0	0	0	0	0	0
Abril	Solar	S	32	0	0	0	0	0	5	19	29	38	54	65	70	65	54	38	29	19	5	0	0	0	0	0
Abril	Solar	SO	33	0	0	0	0	0	5	19	29	35	38	38	54	149	265	292	306	241	78	0	0	0	0	0
Abril	Solar	O	34	0	0	0	0	0	5	19	29	35	38	38	38	138	287	404	447	385	143	0	0	0	0	0
Abril	Solar	NO	35	0	0	0	0	0	5	19	29	35	38	38	38	48	135	241	320	301	122	0	0	0	0	0
Abril	Horizontal		36	0	0	0	0	0	13	130	290	452	569	637	669	637	569	452	290	130	13	0	0	0	0	0
Mayo	Solar	N	37	0	0	0	0	0	54	75	62	46	40	38	38	40	46	62	75	54	0	0	0	0	0	0
Mayo	Solar	NE	38	0	0	0	0	0	192	358	374	301	198	84	38	38	35	32	21	8	0	0	0	0	0	0
Mayo	Solar	E	39	0	0	0	0	0	203	401	442	393	268	124	38	38	35	32	21	8	0	0	0	0	0	0
Mayo	Solar	SE	40	0	0	0	0	0	84	189	230	214	154	78	38	38	35	32	21	8	0	0	0	0	0	0
Mayo	Solar	S	41	0	0	0	0	0	8	21	32	35	38	38	38	38	35	32	21	8	0	0	0	0	0	0
Mayo	Solar	SO	42	0	0	0	0	0	8	21	32	35	38	38	38	78	154	214	230	189	84	0	0	0	0	0
Mayo	Solar	O	43	0	0	0	0	0	8	21	32	35	38	38	38	124	268	393	442	401	203	0	0	0	0	0
Mayo	Solar	NO	44	0	0	0	0	0	8	21	32	35	38	38	38	84	198	301	374	358	192	0	0	0	0	0

El documento, marcas, logo es propiedad de su Autor e Ingeniería Energética General
La utilización de estos por parte del usuario requiere que se haga referencia a nuestra propiedad y se debe señalar en el destino como
© Derechos Reservados Ingeniería Energética General - Año 2013
info@energianow.net

DEMANDA TÉRMICA A.A. - INGENIERÍA ENERGÉTICA GENERAL

IEG: 201013
Ingeniería Energética General - General Energetic Engineering ISSN 2326-6880
www.energianow.net

Noviembre	E	93	0	0	0	0	0	0	192	347	344	246	116	35	35	35	29	21	8	0	0	0	0	0	0	0
Noviembre	SE	94	0	0	0	0	0	0	198	390	444	428	366	246	124	43	29	21	8	0	0	0	0	0	0	0
Noviembre	S	95	0	0	0	0	0	0	75	187	271	333	368	382	368	333	271	187	75	0	0	0	0	0	0	0
Noviembre	SO	96	0	0	0	0	0	0	8	21	29	43	124	246	366	428	444	390	198	0	0	0	0	0	0	0
Noviembre	O	97	0	0	0	0	0	0	8	21	29	32	35	35	116	246	344	347	192	0	0	0	0	0	0	0
Noviembre	NO	98	0	0	0	0	0	0	8	21	29	32	35	35	35	35	38	70	65	0	0	0	0	0	0	0
Noviembre	Horizontal	99	0	0	0	0	0	0	13	130	273	396	466	488	466	396	273	130	13	0	0	0	0	0	0	0
Diciembre	N	0	0	0	0	0	0	0	5	19	29	32	35	35	35	32	29	19	5	0	0	0	0	0	0	0
Diciembre	NE	1	0	0	0	0	0	0	38	48	32	32	35	35	35	32	29	19	5	0	0	0	0	0	0	0
Diciembre	E	2	0	0	0	0	0	0	151	320	328	230	92	35	35	32	29	19	5	0	0	0	0	0	0	0
Diciembre	SE	3	0	0	0	0	0	0	160	377	452	431	363	263	162	54	29	19	5	0	0	0	0	0	0	0
Diciembre	S	4	0	0	0	0	0	0	67	200	301	358	396	404	396	358	301	200	67	0	0	0	0	0	0	0
Diciembre	SO	5	0	0	0	0	0	0	5	19	29	54	162	263	363	431	452	377	160	0	0	0	0	0	0	0
Diciembre	O	6	0	0	0	0	0	0	5	19	29	32	35	35	92	230	328	320	151	0	0	0	0	0	0	0
Diciembre	NO	7	0	0	0	0	0	0	5	19	29	32	35	35	35	32	32	48	38	0	0	0	0	0	0	0
Diciembre	Horizontal	8	0	0	0	0	0	0	10	97	249	366	436	461	436	366	249	97	10	0	0	0	0	0	0	0

Tabla 4.

Superficies acristaladas. Coeficientes de ganancia de calor "radiante" en Kcal/h-m² para una Latitud de 20°

de la Tabla 4 anterior se deduce que si en un local colocamos una abertura acristalada al oeste o al noroeste, la ganancia de calor al interior del local será superior comparado con colocar la misma ventana al norte. Y eso ocurre en los 12 meses del año. No toda la radiación solar es transferida al interior del local por las superficies acristaladas. Generalmente se emplean falsas obras que se colocan sobre los vidrios y que reducen el paso al interior del local de las radiaciones calóricas. Entre estos apantallamientos tenemos las cortinas, las persianas, los toldos. Es por eso que para determinar la ganancia de calor a través de una superficie acristalada, hay que conocer si han sido protegidas y qué tipo de apantallamiento se está utilizando.

La Tabla 5 siguiente registra los factores de ganancia de calor a través de superficies acristaladas, en función del tipo de apantallamiento empleado. Así una ventana que este conformada por una lámina de vidrio de 6 mm, cuya posición en el local esté orientada al Sur, en el mes de junio a las 4 pm recibirá una radiación solar de 198 kcal/h-m², (celda sombreada en amarillo) y si sobre ella en el interior tenemos colocada una cortina de color oscuro, cuyo factor de ganancia de calor es 0.81, (celda sombreada en amarillo) penetrará en el local 198*0.81 kcal/h-m². Si el color de la cortina es claro, penetrará menos radiación, 198*0.4088 kcal/h-m².

De ahí la importancia de disponer inteligentemente las aberturas acristaladas en las orientaciones geográficas de menor intensidad solar y en caso de estar obligados posicionarlas en los laterales de mayor radiación, proyectar el apantallamiento apropiado para reducir el flujo calórico al interior del local.

DEMANDA TÉRMICA A.A. - INGENIERÍA ENERGÉTICA GENERAL

IEG: 201013
Ingeniería Energética General - General Energetic Engineering ISSN 2326-6880
www.energianow.net

Tipo de vidrio	Código	Factores totales de ganancia solar en vidrios con protección														
		Sin persiana	Persianas venecianas interiores (listones a 45°)			Cortinas interiores			Persianas exteriores Listones horiz. a 45°		Persianas exteriores Listones horiz. a 17°		Cortina de tela exterior Con circulación libre del aire		Cortina de tela exterior Sin circulación del aire	
			1	Color claro 2	Color medio 3	Color oscuro 4	Claras 5	Medias 6	Oscuras 7	Ext. Clara 8	Int. Oscura 9	Color Medio 10	Color Oscuro 11	Claro 12	Medio u oscuro 13	Claro 14
Vidrio sencillo ordinario	1	1	0.56	0.65	0.75	0.4088	0.6175	0.81	0.15	0.13	0.22	0.15	0.2	0.25	0.28	0.35
Vidrio sencillo 6 mm.	2	0.94	0.56	0.65	0.74	0.4088	0.6175	0.7992	0.14	0.12	0.21	0.14	0.19	0.24	0.266	0.336
Vidrio sencillo absorbente (coef. de abs. 0.4 a 0.48)	3	0.8	0.56	0.62	0.72	0.4088	0.589	0.7776	0.12	0.11	0.18	0.12	0.16	0.2	0.224	0.28
Vidrio sencillo absorbente (coef. de abs. 0.48 a 0.56)*	4	0.73	0.53	0.59	0.62	0.3869	0.5605	0.6696	0.11	0.1	0.16	0.11	0.15	0.18	0.21	0.252
Vidrio sencillo absorbente (coef. de abs. 0.56 a 0.70)	5	0.62	0.51	0.54	0.56	0.3723	0.513	0.6048	0.1	0.1	0.14	0.1	0.12	0.16	0.168	0.224
Vidrio doble ordinario	6	0.9	0.54	0.61	0.67	0.3942	0.5795	0.7236	0.14	0.12	0.2	0.14	0.18	0.22	0.252	0.308
Vidrio doble de 6 mm.	7	0.8	0.52	0.59	0.65	0.3796	0.5605	0.702	0.12	0.11	0.18	0.12	0.16	0.2	0.224	0.28
Vidrio doble con interior ordinario y exterior absorbente*	8	0.52	0.36	0.39	0.43	0.2628	0.3705	0.4644	0.1	0.1	0.11	0.1	0.1	0.13	0.14	0.182
Vidrio doble con interior 6 mm. y exterior absorbente*	9	0.5	0.36	0.39	0.43	0.2628	0.3705	0.4644	0.1	0.1	0.11	0.1	0.1	0.12	0.14	0.168
Vidrio triple ordinario	10	0.83	0.48	0.56	0.64	0.3504	0.532	0.6912	0.12	0.11	0.18	0.12	0.16	0.2	0.224	0.28
Vidrio triple 6 mm.	11	0.69	0.47	0.52	0.57	0.3431	0.494	0.6156	0	0.1	0.15	0.1	0.14	0.17	0.196	0.238
Vidrio pintado color claro	12	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28	0.28
Vidrio pintado color medio	13	0.39	0.39	0.39	0.39	0.39	0.39	0.39	0.39	0.39	0.39	0.39	0.39	0.39	0.39	0.39
Vidrio pintado color medio	14	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
Vidrio de color ámbar	15	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
Vidrio de color rojo oscuro	16	0.56	0.56	0.56	0.56	0.56	0.56	0.56	0.56	0.56	0.56	0.56	0.56	0.56	0.56	0.56
Vidrio de color azul	17	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6
Vidrio de color gris	18	0.32	0.32	0.32	0.32	0.32	0.32	0.32	0.32	0.32	0.32	0.32	0.32	0.32	0.32	0.32
Vidrio de color gris-verde	19	0.46	0.46	0.46	0.46	0.46	0.46	0.46	0.46	0.46	0.46	0.46	0.46	0.46	0.46	0.46
Vidrio de color opalescente claro	20	0.43	0.43	0.43	0.43	0.43	0.43	0.43	0.43	0.43	0.43	0.43	0.43	0.43	0.43	0.43
Vidrio de color oscuro	21	0.37	0.37	0.37	0.37	0.37	0.37	0.37	0.37	0.37	0.37	0.37	0.37	0.37	0.37	0.37

Tabla 5
Factores de ganancia de calor en vidrios, atendiendo al tipo de vidrio y el apantallamiento utilizado.

Paredes o muros del local, ganancia de calor según la orientación geográfica.

Las paredes están formadas por materiales esponjosos y resistentes, formando un conjunto que facilita la acumulación de calor por su masa térmica. Es por eso que para determinar las ganancias de calor debido a las paredes o muros que forman el local, además de conocer la posición geográfica de los mismos, se requiere determinar la densidad superficial expresada en kg masa/m² de pared. Las densidades superficiales varían desde paredes o tabiques ligeros, con una densidad de 50 kg/m² hasta paredes o muros de más de 750 kg/m² de superficie las que tienen la mayor masa térmica. En el caso de las paredes o muros, los coeficientes de ganancia de calor por unidad de superficie según la posición geográfica y el mes del año, expresados en Kcal/h-m², se registran en la tabla 6 siguiente:

<i>Calor solar L 20° Kcal/hm2</i>		Orientación Solar								Horizont al
		N	NE	E	SE	S	SO	O	NO	
Mes		1	2	3	4	5	6	7	8	9
Enero	1	21	70	347	444	382	444	347	70	488
Febrero	2	24	141	398	433	301	433	398	141	564
Marzo	3	27	235	442	379	176	379	442	235	631
Abril	4	29	320	447	306	70	306	447	320	669
Mayo	5	51	374	442	230	38	230	442	374	680
Junio	6	70	417	433	198	38	198	433	417	678
Julio	7	51	374	442	230	38	230	442	374	680
Agosto	8	29	320	447	306	70	306	447	320	669
Septiembre	9	27	235	442	379	176	379	442	235	631
Octubre	10	24	141	398	433	301	433	398	141	564
Noviembre	11	21	70	347	444	382	444	347	70	488
Diciembre	12	21	48	328	452	404	452	328	48	461

Tabla 6

Paredes y muros. Coeficientes de ganancia de calor en Kcal/h-m²

6.3 Cargas interiores

Para determinar la potencia conectada dentro del local, es necesario realizar un inventario de los equipos y accesorios consumidores de electricidad que funcionan o funcionarán en su interior. Estos equipos desprenderán calor que el sistema de Aire Acondicionado tiene que vencer.

Si a la vez en el local se instalarán equipos que desprenderán vapor de agua o utilizan combustibles para calentamiento, tales como cocinas, mesas calientes, cafeteras, etc, habrá que tenerlas en cuenta en el inventario.

¿Qué datos debemos registrar en el inventario del equipamiento energético instalado en el interior?

Debemos tomar en cuenta el comportamiento más crítico que puede ocurrir durante la operación anual. Y ese día, que podemos llamarlo pico, considerar la coincidencia óptima de aparatos funcionando a la misma vez, a lo que le llamaremos factor de coincidencia o de diversidad.

DEMANDA TÉRMICA A.A. - INGENIERÍA ENERGÉTICA GENERAL

IEG: 201013

Ingeniería Energética General - General Energetic Engineering ISSN 2326-6880
www.energianow.net

Seguidamente a modo de ejemplo se muestra la Tabla 7 con la información que generalmente se registra en el inventario de las cargas en el interior de un local a climatizar. Los datos que se registran deben cubrir los campos que se indican en cada columna, de manera de poder valorar tanto la carga a disipar como el comportamiento de la carga eléctrica durante las horas de operación del sistema de climatización. Las horas de operación facilitan determinar el factor de diversidad de la carga conectada. Por ejemplo, en la tabla que sigue la potencia conectada es de 2965 W, pero toda no está funcionando simultáneamente. La columna consumo en wh/día nos dice que para 8 horas de operación del sistema de clima, el promedio horario es de $13992.5/8 \text{ h} = 1749 \text{ Wh}$ que comparándolo con la carga conectada representa el 59% (ó 0.59)

ETUDIO DE LAS CARGAS ELECTRICAS INSTALADAS Y CONSUMO TOTAL DIARIO PARA UN MES DE VERANO PICO								
CARGAS ALTERNAS		Potencia	Potencia	Factor	Horas Operac	Potencia	Consumo Día	Consumo Día
EQUIPOS	Udad	W	Conec. W	Potencia	Día	Reactiva , VA	Wh/día	VA/día
TENSIÓN 110 VCA								
Lámpara	3	20	60	0.6	4	100.00	240	400.00
Lámpara	4	40	160	0.6	2	266.67	320	533.33
Bombillos Ahorradores	8	15	120	0.8	2	150.00	240	300.00
Lámpara Pie	1	15	15	0.8	1	18.75	15	18.75
Lavadora	1	220	220	0.8	1	275.00	220	275.00
Batidora	1	350	350	0.8	0.05	437.50	17.5	21.88
Bomba de Agua	1	600	600	0.7	0.5	857.14	300	428.57
Refrigerador	1	240	240	0.6	24	400.00	5760	9600.00
Ventiladores Mesa	1	100	100	0.7	6	142.86	600	857.14
Ventilador Pedestal	1	120	120	0.7	4	171.43	480	685.71
Ventilador Techo	1	160	160	0.7	2	228.57	320	457.14
TV	1	80	80	0.8	4	100.00	320	400.00
Reloj Radio	1	40	40	0.8	24	50.00	960	1200.00
Tensión 220 VCA								
Olla Eléctrica , 220 V	1	700	700	1	6	700.00	4200	4200.00
Total diario		2700.00	2965.00			3897.92	13992.50	19377.53
Total mes de 31 días en kWh							433.77	600.70

Tabla 7

Muestra del inventario de las cargas conectadas en el interior de un local

El sistema de Aire Acondicionado que seleccionemos para este local tiene que vencer como promedio más probable 1749 Wh de calor disipado por el funcionamiento de las cargas internas.

El documento, marcas, logo es propiedad de su Autor e Ingeniería Energética General
 La utilización de estos por parte del usuario requiere que se haga referencia a nuestra propiedad y se debe señalar en el destino como
 © Derechos Reservados Ingeniería Energética General - Año 2013

info@energianow.net

Es evidente que en la medida que podamos reducir el total de las cargas conectadas o el consumo de energía eléctrica en el interior del local, el sistema de aire acondicionado requerirá menor capacidad frigorífica. Hay formas en que se puede cumplir con la eficiencia que buscamos y satisfacer los servicios que nos proporcionan los aparatos de mayor consumo eléctrico.

Si desde la concepción del proyecto del local a climatizar diseñamos áreas de servicios colindantes al local o en su interior, pero delimitadas por tabiques aislantes, podemos destinarlas a las tareas realizar aquellas funciones que disipan la mayor cantidad de calor. Para los que hemos realizado trabajos de análisis energéticos de grandes locales climatizados, se le hace muy fácil separar estas cargas, pues la mayoría de los proyectos no tienen en cuenta estos detalles que de aplicarse, reducen el consumo y hacen eficiente los sistemas.

Pongo el siguiente ejemplo. Es muy común en que en los salones climatizados destinados a los servicios de Restaurants, las mesas calientes estén dentro del propio local, ya que forman parte del ambiente y decoración del Restaurant y todo nos indica que es imposible conseguir aislar esas importantes cargas de calor sensible y latente de la carga frigorífica que tiene que vencer el sistema. Pero existen soluciones, totalmente armónicas e integradas al contexto decorativo del Restaurant que la hacen atractivas y futuristas. Estas áreas se pueden seccionar del total del salón colocando paneles acristalados transparentes y proyectar para esas áreas una solución de climatización específica, extrayendo los vapores, los olores e inyectado aire climatizado filtrado que aseguren la calidad del clima interior y el confort. Al separar las áreas de alta densidad calórica, liberamos al sistema central de las ganancias y de los gases contaminantes que comprometen a su eficiencia y calidad. Un sistema de Acondicionamiento de Aire, de menor capacidad que el central, se encargará de la solución para este tipo de área. Al ser un sistema específico y pequeño, se podrá mantener una supervisión y mantenimiento constante, que a la vez que garantizará el clima y la calidad del aire en esta sección, asegurará la eficiencia energética del conjunto.

6.4 Aire y la renovación

Es un indicador que señala la cantidad de aire que debemos reponer del total que recircula en los locales y está en función de la actividad que se realiza dentro del local, del gasto energético de los presentes y de sus hábitos. Por nuestra parte utilizamos la referencia Renovación de aire local (m³/h/per)(Carrier)

Aplicación	Renovación de aire recomendada, m ³ /h	
	Frecuencia de Fumadores Pequeña	Grande
Apartamentos	34	
Bancos	17	
Barbería		25
Bar		51
Almacenes	13	
Salón de reuniones	25	
Fábrica	17	
Hospital	51	
Hotel		51
Restaurant y Cafetería		25
Teatro	25	
Oficinas	25	30

Se establece en locales de oficinas como medida de higiene y calidad, un flujo de aire fresco de renovación por ocupante, que está en el orden de 25 m³N/h (900 pie³N/h). El aire fresco se incorpora desde el exterior del local, a las condiciones ambientales que existan.

También se hace necesario reponer el aire climatizado que se fuga del local, a través de las aberturas, grietas, puertas de acceso, etc. Por lo general la presión interior de los locales es ligeramente superior a la atmosférica. Este diferencial de presión determina en la magnitud de las fugas de aire, por lo que saberlo controlar tiene efectos positivos en la reducción del gasto energético. A menos cantidad de fugas, menos aire a reponer y menos gastos de frigorías.

Los cambios de aire internos también tiene que ser regulados de acuerdo a las funciones que se realizan dentro de los locales, que en ocasiones requieren alto nivel de pureza, como es el caso de los Salones de Operaciones, de las líneas de producción de medicamentos, o de muchos Laboratorios Biotecnológicos.

6.5 Otros conceptos a tener en cuenta

Otras sensibles (Kcal/h)

Dentro del local pueden atravesar líneas de transmisión de fluidos calientes, disipando calor al ambiente interior y estas ganancias deben ser consideradas para determinar la carga térmica.

También pueden existir muros interiores o divisiones que adosadas a salones de máquinas, donde por lo general las temperaturas interiores son elevadas. Estos muros disiparán calor por convección y transmitirá calor por radiación al interior del local.

Dentro del local pueden operar diferentes fan coils y cada uno posee un ventilador de impulsión. Las cargas eléctricas de esos motores tienen que ser incluidas en el proyecto, pues influirán en la demanda térmica del sistema.

Si nos referimos a una calidad del aire exigente, los volúmenes de renovación de aire serán superiores a los típicos, eso incrementarán la demanda térmica del sistema.

Y por supuesto, tenemos que resguardar nuestros números, que a pesar de haber sido considerados para una demanda pico, pueden ser inferiores en días críticos del año. Un 5% de factor de seguridad sobre la carga es una buena protección.

En este punto estamos casi preparados para poder hacer nuestro primer proyecto de cálculo de una edificación y determinar la carga térmica de un local con cierta complejidad. Recomendamos utilizar nuestro procesador online Demanda Térmica en Aire Acondicionado que facilitará los cálculos de manera ordenada y que utiliza el procedimiento y mucho de los indicadores regionales del Manual Carrier de Aire Acondicionado. De no utilizar el procesador online, emplear el manual Carrier directamente.

7 Procesador de Cálculo Demanda Térmica. Indicadores Generales del Proyecto.

El procesador publicado en nuestra web facilita el cálculo de la **Demanda Térmica (DT)** de un proyecto con varios locales y al final muestra en su Panel de Salida un reporte con los Indicadores Generales del Proyecto. La Tabla 8 que continúa presenta el contenido del Panel de Salida al final de un Proyecto de edificación, este de 4 locales. Las Tablas de salida muestran la información por local y los totales generales.

Partiendo de estos indicadores es que se pueden calcular el resto de los parámetros que caracterizan la carga térmica de la edificación, en función de poder seleccionar el equipamiento a instalar. Dentro de ellos se encuentra aquellas variables que caracterizan la DT de la Edificación, las que describen el proceso que ocurre y las que definen que características tiene que cumplir la Unidad de Tratamiento de Aire (UTA), Batería o Evaporador, que será el equipo encargado de recibir la mezcla de aire, tratarla (filtrarlo, condensar humedad e enfriarlo) y entregar el flujo de aire a las condiciones que venzan la carga térmica del local y asegure sus parámetros de confort. Estos parámetros y sus relaciones o expresiones para calcularlas, son:

7.1 Parámetros y expresiones para el cálculo.

a) Relacionados con la Demanda Térmica

SH: Calor Sensible (excluye el aire exterior)

LH: Calor Latente (excluye el aire exterior)

RSH: Factor Calor Sensible = $\frac{SH}{SH+LH}$

GSH: Sensible Total (incluye el aire exterior) = $\frac{SH+SHa}{SH+LH}$

GLH: Latente Total (incluye el aire exterior) = $\frac{LH+LHa}{SH+LH}$

RGSH: Factor Calor Sensible Total = $\frac{GSH}{GSH+GLH}$

ESH: Calor Sensible Efectivo = $\frac{SH+BF*Sa_{ext}+S_{impulsion}}{ESH+ELH}$

ELH: Calor Latente Efectivo = $\frac{LH+BF*La_{ext}+L_{impulsion}}{ESH+ELH}$

RESH: Factor Calor Sensible Efectivo = $\frac{ESH}{ESH+ELH}$

tbs_ext: Temperatura del bulbo seco exterior del local

tbh_ext: Temperatura del bulbo húmedo exterior del local

tbs_int: Temperatura del bulbo seco interior del local

tbh_int: Temperatura del bulbo húmedo interior del local

wbs_extt: Humedad absoluta exterior del local

wbs_int: Humedad absoluta interior del local

hr_int: Humedad relativa interior del local

m³/h impulsión: Volumen de aire que recircula el sistema = $\frac{ESH}{(0.29*(1-BF)*(tbs_{int}-t1))}$

m³/h impulsión: Volumen de aire que recircula el sistema = $\frac{GLH}{((1-BF)*720*(wtbs_{int}-w1))}$

m³/h renovación: Volumen de aire de renovación

b) Relacionados con la Batería o Evaporador

tadb (t1): Temperatura de rocío del aire a la salida de la batería.

tedb(t3): Temperatura seca de la mezcla aire recirculación+renovación, entrada batería.

Wedb (tbs_ent) :humedad entrada de la mezcla aire recirculación + renovación, entrada batería.

tes: Temperatura equivalente de la superficie de la batería

BF: Factor Bay Pass en baterías o evaporadores = $\frac{tadb-t1}{(t3-t1)}$ Mide el acercamiento de la temperatura del aire que entrega la batería a la del punto de rocío.

DEMANDA TÉRMICA A.A. - INGENIERÍA ENERGÉTICA GENERAL

IEG: 201013

Ingeniería Energética General - General Energetic Engineering ISSN 2326-6880
www.energianow.net

**Panel de Salida. Indicadores Generales de un Proyecto de una edificación con 4 locales.
 Área de 370 m²**

<u>Balace de cargas del proyecto</u>											
<u>Información por locales, incluye componentes, cargas instaladas, personas, otras cargas, excepto aire exterior. Udades tradic.</u>											
Locales											
	Área Local.	Personas Max.	Personas Media	Peso Comp.	Carga Instalada	Carga Ilum	Qsens	Qlat	Qtot	TRef	
Local	m2	udad	udad	kg	kWe	kWi	kcal/h	kcal/h	kcal/h	udad	
L01	95.0	22	17	85500.0	7.0	0.5	15670.2	1401.1	17071.3	5.6	
L02	151.0	22	16	158700.0	9.0	0.7	20419.5	1269.8	21689.3	7.2	
L03	82.0	14	11	98800.0	4.5	0.6	13863.9	897.6	14761.5	4.9	
L04	42.0	9	7	145420.0	2.0	0.3	11760.3	705.9	12466.2	4.1	
Total Locales	370	67	51	488420	22.5	2.1	61713.9	4274.4	65988.3	21.8	
<u>Por componentes que integran el local (Ventanas, Puertas, Tabiques, Techos, Pisos, Cargas Térmicas, etc)</u>											
	Área Comp.	Personas Max.	Personas Media	Peso Comp.	Carga Instalada	Carga Ilum	Qsens	Qlat	Qtot	TRef	
	m2	udad	udad	kg	kWe	kWi	kcal/h	kcal/h	kcal/h	Udad	
Vidrios	26.0	---	---	---	---	---	683.7	---	683.7	0.2	
Paredes	306.0	---	---	190600.0	---	---	3939.3	33.5	3972.76	1.3	
Tabiques	26.0	---	---	1820.0	---	---	232.8	8.3	3972.76	0.1	
Techos	348.0	---	---	96800.0	---	---	11484.5	34.4	11518.94	3.8	
Pisos	588.0	---	---	199200.0	---	---	18204.0	383.4	11518.94	6.1	
Cargas	---	67.0	51.0	---	22.5	2.0	27169.6	3814.8	30984.4	10.2	
Total Comp.	1268	67	51	488420	22.5	2.1	61713.9	4274.4	65988.3	21.8	
<u>Calor producto del aire exterior que entra a los locales y por la impulsión del ventilador</u>											
Calor AireExt	Área Local	Personas Max.	Personas Media	Carga Instalada	Carga Ilum	Aire Ext.	Qsens	Qlat	Qtot	TRef	
	m2	udad	udad	kWe	kWi	m3/h	kcal/h	kcal/h	kcal/h	Udad	
Ventilación	370.0	67.0	51.0	22.5	2.0	1683.0	3382.9	9088.2	12471.1	4.1	
Impulsión	---	---	---	---	---	---	0.0	---	0.0	0.0	
Total aire ext.	---	---	---	---	---	---	3382.9	9088.2	12471.1	4.1	
<u>Total General - Incluye componentes, cargas y aire exterior</u>											
area_locales	per	Qs Cargas+ Comp	Ql Cargas+ Comp	Potencia Conect	Iluminac Instal	Qs_aire	Ql_aire	Qtot sensible	Qtot latente	Qtot	Tref
m2	udad	kcal/h	kcal/h	kWp	kWi/h	kcal/h	kcal/h	kcal/h	kcal/h	kcal/h	udad
370.0	51.0	61713.9	4274.4	22.5	2.1	3382.9	9088.2	65096.8	13362.6	78459.4	25.9
<u>Indicadores Generales del Proyecto.</u>											
<u>El volumen de aire de impulsión, el Calor sensible y latente total y las Tref, consideran el coef. seg = 1.1</u>											
SH	LH	tbs_ext	tbs_int	ESH	ELH	tsal_bat	v_aire Impulsión	Qtot_Sens GSH	Qtot_Lat GLH	Qtot	Ref
kcal/h	kcal/h	°C	°C	kcal/h	kcal/h	°C	m3/h	kcal/h	kcal/h	kcal/h	Tref

El documento, marcas, logo es propiedad de su Autor e Ingeniería Energética General
 La utilización de estos por parte del usuario requiere que se haga referencia a nuestra propiedad y se debe señalar en el destino como
 © Derechos Reservados Ingeniería Energética General - Año 2013
info@energianow.net

61714	4275	31.7	25	65097	13363	15.49	28123.4	71607	14699	86305.5	28.5
-------	------	------	----	-------	-------	-------	---------	-------	-------	---------	------

Tabla 8

7.2 Cálculo del caudal del aire partiendo de los Indicadores Generales de Proyecto

El volumen de aire a recircular dentro de la edificación, se puede determinar una vez conocido el calor sensible efectivo (ESH), que representa las ganancias dentro del local, incluyendo el aire de renovación y las cargas suplementarias.

El volumen de aire que recirculará y su calidad, tienen que satisfacer la carga latente y sensible que hay que extraer de su interior y asegurar los parámetros de confort. El volumen impulsado se compone de un porcentaje de aire climatizado que retorna a las Baterías o UTA, y de otro de aire fresco o de renovación. Ambas corrientes forman la mezcla que entrará a la Batería de enfriamiento. Por lo general se recircula una buena parte del aire ya tratado y con ello se ahorra energía.

Las propiedades térmicas de la mezcla a la entrada de la batería dependerán de las proporciones en la mezcla de aire fresco/aire de retorno y de sus parámetros térmicos. Estos cálculos ya lo hemos realizado en el 6.1 anterior

Si el volumen de aire a la salida de la batería no es capaz de vencer la carga sensible y latente previamente calculada en el proyecto, no se cumplirán los parámetros de confort fijado en el interior. La Figura 8 a continuación muestra cómo sobre la Carta Psicométrica se pueden trazar las líneas que representan los procesos sensibles y latentes a realizarse dentro del local y determinar los parámetros que debe cumplir la mezcla de aire en los 3 puntos básicos del diagrama: a la salida de la batería o condensador (1 punto de inyección al local), a la entrada de la batería (3 punto de entrada al proceso) y en el intermedio del proceso (2 punto de intercepción)

Tomaremos los valores reportados en la Tabla 8 que imprime los indicadores generales del Proyecto y representemos el proceso que ocurre en un gráfico Psicométrico:

SH=61714 kcal/h (dato de proyecto sombreado en amarillo)

LH= 4275 kcal/h (dato de proyecto sombreado en amarillo)

RSH=61714/(61714+4275) = **0.935**

GSH= 71607 kcal/h (dato de proyecto sombreado en azul)

GLH= 14699 kcal/h (dato de proyecto sombreado en azul)

GTH=86305.5kcal/h (dato de proyecto sombreado en azul)

TR=28.5 (dato de proyecto)

También se conocen los parámetros de confort o interiores del local:

tbs_int (t3 en el gráfico) = 25 °C (dato de proyecto)

hr_int (t3) =60 % (dato de proyecto)

h 3 (t3) @ 25°C y 60% hr = 17.27 kcal/kg as. (Se obtiene de las Carta Psicométrica del aire)

w 3 (t3) @ 25°C y 60% hr = 0.011 kg/kg as. (Se obtiene de las Carta Psicométrica del aire)

Se pueden determinar las variables Psicométricas mediante el procesador publicado en nuestra Web , www.energianow.net **Calculador Energético Aire Vapor. Mezclas Psicometría** (consultar la Sección Calculadores_Energéticos), además de la Cartilla tradicional.

Para una correcta selección del equipamiento a instalar, además de conocer la carga térmica a vencer en kcal/h (Tref), necesitamos determinar que volumen de aire se necesitará manejar y las características técnicas que deben cumplirse en las UTA o Batería.

Representación del proceso térmico de enfriamiento de la mezcla de aire dentro del local

- 1 Mezcla a la salida de la batería, aire saturado a la t rocío
- 2 Mezcla a igual humedad absoluta que la del punto de rocío y temperatura interior del local
- 3 Mezcla a las condiciones de temperatura y humedad interiores del local

SH=61714 kcal/h

LH= 4275 kcal/h

RSH=61714/(61714+4275) = 0.935

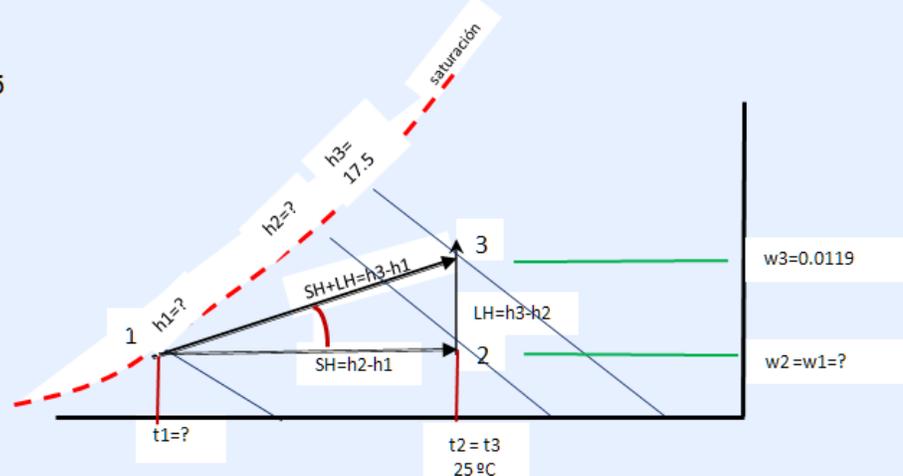


Figura 8

Sobre la carta Psicométrica el proceso sensible se simula mediante una recta horizontal partiendo de la línea de saturación a la temperatura t_1 o de rocío (desconocida inicialmente), recalentándose la corriente hasta el punto 2 o t_2 , que se corresponde la temperatura de confort del interior del local. En el punto 2 queda definida la humedad absoluta, que es igual a la del punto 1, y la temperatura, igual a la del interior del local. Seguidamente el proceso latente se representa mediante una línea vertical ascendente, enriqueciéndose el aire en vapor de agua al absorber la humedad interior de la carga, hasta el llegar al punto 3, que a su vez representa los parámetros de confort del interior registrados previamente en el procesador y que el sistema de climatización deberá cumplir (temperatura y humedad).

En el triángulo, que representa el proceso de climatización dentro del local, necesitaremos determinar las características de temperatura, humedad y entalpía en sus tres vértices. Para ello, nos basaremos en que el volumen de aire que se recircule, tiene que ser capaz de extraer el calor sensible y el calor latente del proyecto y asegurar el confort interno. Las variables y su significado han sido definidas en el punto 7 anterior.

El Volumen de aire impulsión, V_{ESH} m³/h = $ESH / (0.29 * (1-BF) * (t_{bs_int} - t_1))$ y también

Volumen de aire impulsión, V_{GLH} , m³/h = $GLH / (1-BF) * 720 * (w_{tbs_int} - w_1)$

Calcularemos primeramente el ESH, ya que conocemos GLH:

$ESH = SH + BF * Q_{s_aire_ext} + Q_{s_aire_impuls}$, donde:

SH=61714 kcal/h (dato de proyecto)

$Q_{s_aire_ext}$ = 3382.9 kcal/h (dato de proyecto)

$Q_{s_aire_impuls}$ = 0 kcal/h (dato de proyecto)

BF=0.07 (dato de proyecto)

ESH=61714+0.07(3382.9) +0 = 61950 kcal/h

GLH=14699 kcal/h

Establecemos la igualdad

$$61950 / (0.29 * (1 - 0.07) * (25 - t_1)) = 14699 / (720 * (1 - 0.07) * (0.0119 - w_1))$$

Desconocemos el valor de t_1 y para ello tendremos que realizar un proceso de tanteo y error.

Asumimos un valor de temperatura t_1 (punto de rocío), conociendo que esta temperatura está sobre la curva de saturación, Calculamos el valor de la humedad w_1 , en kg/m³ as, sustituimos en la expresión y cuando ambos volúmenes se aproximen suficientemente o coincidan, tendremos el valor más cercano de la t_1 . Un proceso de aproximación de este tipo se muestra en la siguiente Tabla 9:

SH	Proceso Sensible				Proceso Latente						Diferencia V	
	t3	t1	DT	Vsh	GLH	BF*720	w1	w2	DW	Vglh	vsjh-vgh	
61714.00	0.2697	25.00	16.00	9.00	25424.96	14699.00	669.60	0.0140	0.013	0.00070	31359.87	-5934.92
61714.00	0.2697	25.00	15.50	9.50	24086.80	14699.00	669.60	0.0140	0.0130	0.00100	21951.91	2134.89
61714.00	0.2697	25.00	15.00	10.00	22882.46	14699.00	669.60	0.0140	0.0127	0.00133	16505.20	6377.27
61714.00	0.2697	25.00	14.50	10.50	21792.82	14699.00	669.60	0.0140	0.0123	0.00166	13224.04	8568.78
61714.00	0.2697	25.00	14.00	11.00	20802.24	14699.00	669.60	0.0140	0.0120	0.00200	10975.96	9826.28

Tabla 9

La coincidencia de ambos volúmenes equivale a que las curvas se cruzan, por lo que se igualan los volúmenes. El valor exacto de la temperatura es igual a la intercepción de ambas curvas trazadas sobre el plano en cuya abscisa se representan los volúmenes y en las ordenadas la temperatura.

Calcularemos las diferencias entre el Volumen V_{SEH} y el V_{GLH} . El cambio de signo de esta diferencia, en el rango de dos temperaturas, nos señala que las curvas sobre el plano se han interceptado en un punto dentro del intervalo. En la Tabla anterior la intercepción ocurre entre las temperaturas 16 y 15.5 °C, lo que nos dice que el valor real de la temperatura de salida de la batería queda dentro de ese intervalo. Hagamos la representación sobre el gráfico:

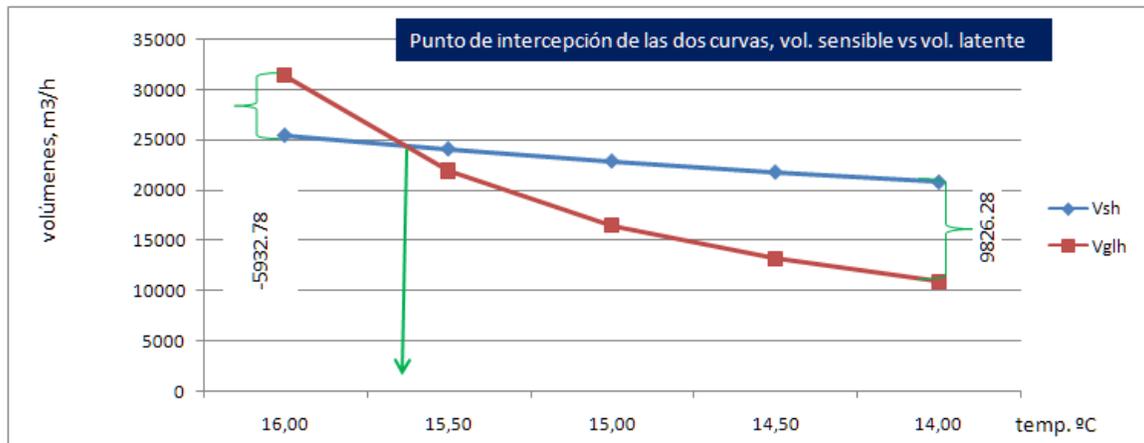


Figura 9

El valor aproximado de la temperatura y el volumen en la intersección de ambas curvas, se puede estimar en el intervalo anterior. Interpolando ambos parámetros para las temperaturas 16 y 15.5 °C y los volúmenes 31359 y 21951. En la Tabla siguiente se realiza la interpolación:

Valor aprox. de temperatura en el intercepto				Valor aprox. del volumen en el intercepto			
vsjh-vgh	%	t1	t1+DT(%)	vsjh-vgh	%	v1	v1+DV(%)
-5932.78	73.54	16.00		-5932.78	73.54	31359.00	
0.00	0.00	x		0.00	0.00	x	
2134.89	26.46	15.50		2134.89	26.46	21951.00	
Delta	8067.67	100.00	0.50	15.63	Delta	8067.67	100.00
						9408.00	24440.57

Tabla 10

Para que ambos procesos se realicen a plenitud, debemos asegurar que el volumen sensible sea algo superior al valor calculado, preferiblemente multiplicado por un coeficiente de seguridad. El volumen que hemos estimado 24440.57 que saldrá de la batería a una temperatura de 15.63 °C totalmente saturado, no toma en cuenta este coeficiente. Este volumen debe satisfacer ambos procesos de climatización del proyecto, el sensible y el latente, manteniendo las condiciones de confort previstas.

También no todo el aire se recircula, hay una parte que se añade como aire renovado, y la temperatura, humedad y variables de la corriente o mezcla de aire a la entrada de la batería son diferentes a las del interior del local. En la medida que se tome más aire del exterior, más marcada se hará esta diferencia. En el ejemplo que nos basamos, la mezcla de aire se compone de:

Vol a impulsar = 24440.6 m³/h

Vol aire_exterior = 1683.0 m³/h

Vol a recircular= 22757.6 m³/h

7.3 Parámetros la mezcla de aire (impulsión + renovación) a la entrada y a la salida de la batería.

DEMANDA TÉRMICA A.A. - INGENIERÍA ENERGÉTICA GENERAL

IEG: 201013

Ingeniería Energética General - General Energetic Engineering ISSN 2326-6880
www.energianow.net

Comprobaremos si el volumen calculado satisface la extracción del calor sensible y latente que demanda el sistema y su DT. Rectifiquemos las nuevas variables de entrada y salida a la batería. Recordemos los Indicadores Generales a satisfacer:

GSH= 71607 kcal/h Calor sensible total (dato de proyecto)

GLH= 14699 kcal/h Calor latente total (dato de proyecto)

GTH= 86305.5 kcal/h Calor (dato de proyecto)

TR= 28.8 TR (dato de proyecto)

Variables	Entrada a la batería	Salida de la batería
Temperatura	(1) $25 \cdot 22757.6 + 31.7 \cdot 1683.0 / (24440) =$ 25.6 °C	(3) $0.07 = (tidb-15.63)/(25-15.63) =$ $0.07(9.37) + 14.0$ 16.3 °C
Humedad, peso	(2) $0.011 \cdot 22757.6 + 0.0196 \cdot 1683.0 / (24440) =$ 0.0107 kg/kg as	(4) $0.07 = (widb-0.0113)/(0.0119-0.0113) =$ 0.01134 kg / kg as
Densidad aire		
-@ 25.7 °C y hr 60%	1.18 kg as /m ³	
-@ 15.6 °C y hr=100%		1.21 kg as /m ³
Humedad, vol	0.0126 kg /m ³ as	0.01372 kg /m ³ as

Tabla 11

(1) $tbs_ent = ((tbs_int \cdot Vol \text{ impulsión}) + (tbs_ext \cdot Vol \text{ aire_ext})) / Vol \text{ aire_total}$

(2) $wbs_ent = ((wbs_int \cdot Vol \text{ impulsión}) + (wbs_ext \cdot Vol \text{ aire_ext})) / Vol \text{ aire_total}$

(3) $BF = tidb - t1 / (t3 - t1) = tidb - t1 / (t3 - t1)$

(4) $BF = widb - w1 / (t3 - t1) = widb - w1 / (w3 - w1)$

El volumen de agua que se condensará por hora ascenderá a:

$24440 \cdot (0.01372 - 0.0126) = 27.37 \text{ kg agua/h}$

Volumen de aire de impulsión por TR = $24440 / 28.5 = 858 \text{ m}^3/\text{h}$

La cantidad de calor latente que este volumen es capaz de extraer tiene que satisfacer el indicador de proyecto **GLH= 14699 kcal/h**.

$24440 \cdot (0.01372 - 0.0126) \cdot 720 \text{ kcal/kg} = 19708 \text{ kcal/h}$

Comparando:

19708 kcal/h > 14699 kcal/h Satisface la extracción de calor latente del proyecto

7.4 Información final del proyecto.

Indicadores Generales del Proyecto.											
El volumen de aire de impulsión, el Calor sensible y latente total y las Tref, consideran el coef. seg = 1.1											
SH	LH	tbs_ext	tbs_int	ESH	ELH	troc_bat	v_aire Impulsión	Qtot_Sens GSH	Qtot_Lat GLH	Qtotal	Ref
kcal/h	kcal/h	°C	°C	kcal/h	kcal/h	°C	m ³ /h	kcal/h	kcal/h	kcal/h	Tref
61714	4275	31.7	25	65097	13363	15.49	28123.4	71607	14699	86305.5	28.5

Tabla 12

El volumen de aire que hemos utilizado en los cálculos anteriores ha sido 24440 m³/h sin considerar un coeficiente de seguridad. En la información final del proyecto, el valor es de 28134 m³/h, mucho mayor. Esta diferencia se debe al empleo de factores de seguridad en el procesamiento del Calculador _Energético.

Utilizaremos los valores reportados en la Tabla 12 para recalcular las variables anteriores.

El Factor Calor Sensible RESH= ESH/(ESH+ELH) se determina mediante la relación:
 $FCS = 65097 / (65097 + 13363) = 0.83$

Recalculando la temperatura de salida (tsal) y entrada (tent) a la batería:
 $tent = (tbs_int * aire_imp + tbs_ext * aire_ext) / (aire\ total) = (25 * 26440 + 31.7 * 1683.0) / 28123$
 $tent = 661000 + 53351 / 28123.4 = 25.4^{\circ}C$

$tsal = (0.07 * 28123 * 25.41 + 0.93 * 28123 * 15.6) = 1.78 + 9.3 = 16.3^{\circ}C$

Conclusiones:

En el documento se han repasado los principales aspectos a tener en cuenta para la determinación de la Demanda Térmica en las edificaciones y los factores que deben ser tenidos en cuenta en cada uno de los componentes y locales.

Quedó demostrada la influencia que tienen en el consumo energético de la instalación las decisiones que se toman durante la etapa del proyecto y las variantes que pueden ser aplicadas para construir y seleccionar sistemas eficientes. Se hizo evidente la importancia que tiene diseñar, dimensionar, producir, seleccionar, instalar, operar y mantener los Sistemas Energéticos de la forma más eficiente.

Conocimos que para cada mes del año y para cada día del mes, la carga térmica de un local, un edificio, etc. se comportará de manera diferente pues depende de las variaciones estacionales y horarias de temperatura y de humedad relativa ambiente y por lo tanto, estará en función de la zona geográfica donde nos encontremos.

Fue evidente la influencia del concepto confort del ambiente interior sobre la Demanda Térmica. Se explicó como la zona central del Diagrama de Confort encerrada en el polígono de rayas verde representa la zona de confort, tanto para la estación del invierno como para la del verano y se ejemplificó el sobre consumo eléctrico que se produce cuando las decisiones que se toman no son las mejores. Saber sobre ella hace posible que optimicemos la operación de los sistemas de Aire Acondicionado y de Calefacción. Es por eso que llamamos la atención para que a la hora de fijar los parámetros de confort se tome el mayor cuidado y su temperatura y humedad estén en correspondencia con las actividades que las personas se realizarán en el interior de los locales.

A lo largo del documento fue explicado el procedimiento que se emplea para calcular la Demanda Térmica, se presentaron las Tablas que contienen los indicadores o coeficientes térmicos y de corrección que son empleados en el cálculo del calor transferido al interior de los locales, así como el procedimiento que debemos seguir para computar la carga calórica instalada en la edificación.

Como herramientas de Cálculo_Energético que simplifican el procesamiento de la información primaria, han sido publicados en nuestra web, www.energianow.net los procesadores **Calculador Energético Aire Vapor. Mezclas Psicometría** y **DEMANDA TÉRMICA (DT)** (consultar la Sección Calculadores_Energéticos).

El **Calculador Energético Aire Vapor. Mezclas Psicometría** reporta los principales parámetros de la mezcla aire - agua bajo condiciones ambientales, conocida la presión barométrica, la temperatura del bulbo seco, la humedad relativa o la temperatura del bulbo húmedo. El procesador

puede asimilar tres variantes u opciones:

Para mayor información, puede consultarse o descargarse el Artículo Aire y Vapor de Agua. Psicometría. Propiedades de las mezclas, disponible en Libre Acceso.

Opción 1: Si el usuario dispone de la temperatura ambiente o bulbo seco (tbs), la presión barométrica, (psia) y la temperatura del bulbo húmedo (tbh)

Opción 2: Si el usuario dispone y registra en el Formulario de Entrada la temperatura ambiente o bulbo seco (tbs), la presión barométrica, (psia) y la humedad relativa (hr).

Opción 3: Si el usuario dispone y registra en el Formulario de Entrada la temperatura ambiente o bulbo seco (tbs), la presión barométrica, (psia) y la temperatura de rocío(tr).

Opción extra: Si se quiere determinar las propiedades de la mezcla aire_vapor sobre la curva saturación a una temperatura dada, pues en el Formulario general se puede seleccionar para la temperatura del bulbo húmedo, la misma temperatura del bulbo seco. O también se selecciona el 100% de humedad relativa y se omite la tbh. El procesador reportará las variables para el punto de la Carta Psicométrica donde la vertical de la temperatura del bulbo seco corta la curva de saturación.

El procesador **DEMANDA TÉRMICA (DT)** está compuesto por un conjunto de páginas web cuyos objetivos abarcan desde la introducción, las instrucciones para operar los procesadores, los Calculadores_Energéticos de cada uno de los componentes que forman la estructura de una edificación, los totales y los avisos que pueden ayudar al usuario en su trabajo a lo largo del proceso de cálculo. Para facilitar la operación de este procesador se ha editado y publicado el Manual de Operación del procesador.

De esta manera Ingeniería Energética General pone a disposición de los interesados las herramientas para conseguir un diseño y una operación de los sistemas de Aire Acondicionado de un modo eficiente y atenuar el volumen de emisiones de CO2 al aire que por este concepto se genera ineludiblemente.

Seguidamente adjunto el listado de otros Calculadores_Energéticos que pueden ser muy útiles para determinar la eficiencia energética en diferentes sistemas y equipos.

Bibliografía:

Este calculador utiliza como referencia muchos de los indicadores registrados en el Manual Carrier de Aire Acondicionado, documentos y procesadores de cálculo publicados en nuestra web y el valor agregado de la experiencia práctica de los trabajos realizados por el autor en esta disciplina:

- Aire y Vapor de Agua. Psicometría. Propiedades de las mezclas. [aire_vapor](#)
- Propiedades de los refrigerantes. Recalentamiento - Subenfriamiento. [Tablas P-T](#).
- Calculador eficiencia energética- Amoniaco. [Sistemas de refrigeración-Amoniaco](#)
- Sistemas de Refrigeración - Eficiencia. [Conjunto de informaciones y herramientas de cálculo](#)



Sobre el Autor: René Ruano Domínguez tiene más de 35 años de experiencia en actuaciones en sistemas y equipos energéticos, tanto en los que utilizan energía fósil como fuentes renovables. Se inició como operador, posteriormente tecnólogo y Gerente Técnico en la Industria de Conversión y Refinación de los Combustibles. Ha sido fundador y Gerente Técnico de varios Equipos de Ingeniería Energética dirigidos al Proyecto, Montaje y los Servicios Técnicos en los Sistemas de Calor y Frío, abarcando la generación, distribución y uso del vapor y el agua caliente en mediana y pequeñas instalaciones, hasta 10 bar de presión; y en los sistemas de Frío las bajas temperaturas (refrigeración y producción de hielo industrial), medianas temperaturas (conservación) y altas temperaturas (Aire Acondicionado) para instalaciones industriales y comerciales. Ha realizado múltiples actuaciones en proyectos, ejecución y servicios de Ingeniería Energética General.