



**FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA**



División de Educación Continua, Facultad de Ingeniería, UNAM.

CURSOS ABIERTOS

DIPLOMADO EN REFRIGERACIÓN

MÓDULO VI

AIRE ACONDICIONADO Y CALEFACCIÓN

CA 278

TEMA PRIMERA PARTE

**EXPOSITORES: ING. ARTURO ALBA AGUILAR
DEL 03 AL 08 DE SEPTIEMBRE DE 2007
PALACIO DE MINERÍA**

HVAC

Principios y sistemas (enfoque energetico)

Introducción

Conceptos básicos

Psicometría (procesos psicometricos)

Estudio de diseño de un sistema de aire acondicionado (paquete)

Diseño integrado

Tamaño de la unidad

Selección de la unidad

Sistemas de distribución

Ventilación

Controles y termostatos

Comissioning

Operación y mantenimiento

Introducción

El gasto de energía eléctrica y gas como resultado de una pobre integración y operación de los sistemas de HVAC es significativo. Los problemas surgen porque los diseñadores no entienden las implicaciones de una pobre integración de sistemas, no cuentan con adecuados procedimientos de una total integración de todos los elementos del edificio para un mínimo consumo de energía, y frecuentemente no tienen el financiamiento y los incentivos del mercado para implementar una total integración.

En esta guía de diseño se discuten una serie de tópicos relacionados con el diseño, instalación, operación, comisioning y mantenimiento para unidades tipo paquete de HVAC. Un número de problemas documentados en el campo evidenciaron a una o más de estas áreas. Las prácticas de diseño sugeridas están condensadas en el siguiente texto.

Esta guía de diseño de sistemas de HVAC es el resultado de un proyecto llevado a cabo en tres años sobre el desempeño de los sistemas paquete en edificios comerciales. Este proyecto observó 215 unidades de techo en 75 edificios en California. A través del monitoreo y pruebas de esas unidades en campo, los investigadores identificaron un número común de problemas en la instalación y operación. Las soluciones y recomendaciones presentadas en esta guía de diseño están basadas en los resultados de esa investigación. Así como también sobre otras investigaciones en sistemas paquete de los líderes expertos.

Esta guía de diseño puede ser utilizada tanto en unidades con cierta edad de trabajo, como para nuevas instalaciones, un correcto diseño, instalación, operación y mantenimiento equivale a ahorrar significativamente energía o bien aprovechar al máximo el consumo de esta en beneficio del confort.

La ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers) define el acondicionamiento del aire como: "El proceso de tratar el aire, de tal manera, que se controle simultáneamente su temperatura, humedad, limpieza y distribución, para que cumpla con los requisitos del espacio acondicionado". Como se indica en la definición, las acciones importantes involucradas en la operación de un sistema de aire acondicionado son:

1. Control de la temperatura.
2. Control de la humedad
3. Filtración, limpieza y purificación del aire
4. Circulación y movimiento del aire.

El acondicionamiento completo de aire, proporciona el control automático de estas condiciones, tanto para el verano como para el invierno. El control de temperatura en verano se logra mediante un sistema de refrigeración, y en invierno, mediante una fuente de calor. El control de humedad en verano requiere de deshumidificadores, lo que se hace normalmente al pasar el aire sobre la superficie fría del evaporador. En el invierno, se requiere de humidificadores, para agregarle humedad al aire en el sistema de calentamiento. La filtración del aire, en general, es la misma en verano que en invierno. El acondicionamiento de aire en casas, edificios o en industrias, se hace por dos razones principales: proporcionar confort al humano, y para un control más completo del proceso de manufactura, el control de la temperatura y la humedad, mejora la calidad del producto terminado. Para acondicionar aire en un espacio, se requiere tener conocimientos básicos de las propiedades del aire y la humedad, del cálculo de cargas de calentamiento y de enfriamiento, manejo de las tablas o carta psicrométrica, y del cálculo y selección de equipo. También se requiere del conocimiento y manejo de instrumentos, como termómetros de bulbo seco y de bulbo húmedo (psicrómetro), el higrómetro, tubo de pitot, registradores, manómetros y barómetros.

En este capítulo, se verán los fundamentos del aire acondicionado. Se verán las propiedades del aire y la humedad, el manejo de la carta psicrométrica y algunos ejemplos prácticos.

Definición

Psicometría es una palabra que impresiona, y se define como la medición del contenido de humedad del aire. Ampliando la definición a términos más técnicos, psicometría es la ciencia que involucra las propiedades termodinámicas del aire húmedo, y el efecto de la humedad atmosférica sobre los materiales y el confort humano. Ampliando aún más, incluiríamos el método de controlar las propiedades térmicas del aire húmedo. Lo anterior, se puede llevar a cabo a través del uso de tablas psicrométricas o de la carta psicrométrica. Las tablas psicrométricas ofrecen una gran precisión, ya que sus valores son de hasta cuatro decimales; sin embargo, en la mayoría de los casos, no se requiere tanta precisión; y con el uso de la carta psicrométrica, se puede ahorrar mucho tiempo y cálculos. En seguida, se verán las propiedades del aire y de la humedad conjuntamente con las tablas psicrométricas, y posteriormente, se verá la carta psicrométrica.

Aire y Humedad y las Tablas Psicrométricas

¿Cuál es el significado de humedad relativa? ¿Cómo se produce la condensación de la humedad en un serpentín de enfriamiento? ¿Por qué "suda" un ducto de aire frío? Las respuestas a las preguntas anteriores, tienen que ver con las propiedades de la mezcla de

aire y vapor de agua (humedad) El conocimiento de estas propiedades, es requisito para el acondicionamiento del aire en forma apropiada y económica.

Propiedades del Aire

El aire es una mezcla de gases incolora, inodora e insabora que rodea a la tierra. Este aire que envuelve a la tierra se conoce como atmósfera. Se extiende hasta una altura de aproximadamente 645 kms, y se divide en varias capas. La capa más cercana a la tierra se llama troposfera, y va desde el nivel del mar hasta los 15 kms. La capa que se extiende desde los 15 hasta los 50 kms, se llama estratosfera. La capa de los 50 kms hasta los 95 kms, se llama mesosfera, y de los 95 a los 400 kms, se llama ionosfera. Puesto que nosotros podemos movernos tan libremente en el aire, podríamos suponer que el aire no tiene peso, o por lo menos, tiene tan poco peso, que es despreciable. El aire sí tiene peso, y es sorprendentemente pesado. Su densidad (o peso por metro cúbico) varía, siendo mayor a nivel del mar (donde es comprimido por todo el aire encima del mismo) que en la cima de una alta montaña. Un manto de aire cubre la tierra completa, y literalmente, nosotros vivimos en el fondo de ese mar de aire. Es más denso en el fondo, y se vuelve más delgado y ligero al ir hacia arriba. Todo este peso de aire ejerce una presión de 101.325 kPa (1.033 kg/cm²) al nivel del mar, pero esta presión disminuye más y más, mientras más alto subimos.

El aire, no es un vapor saturado que esté cercano a temperaturas donde pueda ser condensado. Es siempre un gas altamente sobrecalentado, o más precisamente, es una mezcla de gases altamente sobrecalentados. Así, cuando calentamos o enfriamos aire seco, solamente estamos agregando o quitando calor sensible. Podemos enfriar o calentar el aire, limpiarlo y moverlo, pero esto no cambia significativamente sus propiedades: ya que, los relativamente pequeños cambios de temperatura que le hagamos, sólo causan pequeñísimos cambios en el volumen y la densidad. Si el aire seco se calienta, se expande; y su densidad disminuye, cuando la presión permanece constante. Inversamente, si se enfría el aire seco, aumenta su densidad. Aún más, las temperaturas, densidades, volúmenes y presiones, todas varían proporcionalmente. En la tabla 1, se muestran las propiedades del aire seco a la presión atmosférica, en un rango de temperaturas de -15oC a 50oC.

TEMP. °C	Volumen Específico	Densidad	Entalpia	TEMP. °C	Volumen Específico	Densidad	Entalpia
	(m³/kg)	(kg/m³)	(kcal/kg)		(m³/kg)	(kg/m³)	(kcal/kg)
-15	0.7504	1.3299	2.9722	16	0.8244	1.2130	8.6372
-14	0.7552	1.3238	2.9723	19	0.8274	1.2086	8.6772
-13	0.7593	1.3187	2.9723	20	0.8302	1.2044	8.7226
-12	0.7637	1.3137	2.9723	21	0.8329	1.2006	8.7626
-11	0.7682	1.3087	2.9723	22	0.8356	1.1969	8.8026
-10	0.7728	1.3037	2.9723	23	0.8382	1.1932	8.8484
-9	0.7775	1.2987	2.9723	24	0.8408	1.1896	10.8708
-8	0.7822	1.2937	2.9723	25	0.8434	1.1860	10.9264
-7	0.7869	1.2887	2.9723	26	0.8459	1.1824	10.9740
-6	0.7916	1.2837	2.9723	27	0.8484	1.1788	11.0240
-5	0.7963	1.2787	2.9723	28	0.8509	1.1752	11.0740
-4	0.8010	1.2737	2.9723	29	0.8534	1.1716	11.1240
-3	0.8057	1.2687	2.9723	30	0.8559	1.1680	11.1740
-2	0.8104	1.2637	2.9723	31	0.8584	1.1644	11.2240
-1	0.8151	1.2587	2.9723	32	0.8609	1.1608	11.2740
0	0.8198	1.2537	2.9723	33	0.8634	1.1572	11.3240
1	0.8245	1.2487	2.9723	34	0.8659	1.1536	11.3740
2	0.8292	1.2437	2.9723	35	0.8684	1.1500	11.4240
3	0.8339	1.2387	2.9723	36	0.8709	1.1464	11.4740
4	0.8386	1.2337	2.9723	37	0.8734	1.1428	11.5240
5	0.8433	1.2287	2.9723	38	0.8759	1.1392	11.5740
6	0.8480	1.2237	2.9723	39	0.8784	1.1356	11.6240
7	0.8527	1.2187	2.9723	40	0.8809	1.1320	11.6740
8	0.8574	1.2137	2.9723	41	0.8834	1.1284	11.7240
9	0.8621	1.2087	2.9723	42	0.8859	1.1248	11.7740
10	0.8668	1.2037	2.9723	43	0.8884	1.1212	11.8240
11	0.8715	1.1987	2.9723	44	0.8909	1.1176	11.8740
12	0.8762	1.1937	2.9723	45	0.8934	1.1140	11.9240
13	0.8809	1.1887	2.9723	46	0.8959	1.1104	11.9740
14	0.8856	1.1837	2.9723	47	0.8984	1.1068	12.0240
15	0.8903	1.1787	2.9723	48	0.9009	1.1032	12.0740
16	0.8950	1.1737	2.9723	49	0.9034	1.0996	12.1240
17	0.8997	1.1687	2.9723	50	0.9059	1.0960	12.1740

El aire atmosférico es una mezcla de oxígeno, nitrógeno, bióxido de carbono, hidrógeno, vapor de agua, y un porcentaje muy pequeño de gases raros como argón, neón, ozono, etc. En la tabla 2, se muestran los porcentajes de estos gases, tanto en peso, como en volumen, para el aire seco (sin vapor de agua).

Nombre	Símbolo Químico	AIRE SECO	
		% en Peso	% en Volumen
Nitrógeno	N ₂	75.47	78.03
Oxígeno	O ₂	23.19	20.99
Bióxido de carbono	CO ₂	0.04	0.03
Hidrógeno	H ₂	0.00	0.01
Gases raros	----	1.30	0.94

En áreas congestionadas e industriales, también puede haber gases conteniendo azufre, carbono, plomo y ciertos ácidos. Cada uno de estos gases que componen el aire, se comporta de acuerdo a la ley de Dalton. Brevemente, esta ley nos dice que una mezcla de dos o más gases, pueden ocupar el mismo espacio al mismo tiempo, y que cada uno actúa independientemente de los otros, como si los otros no estuvieran allí. Esto es, si un cuarto está completamente lleno de aire, también está completamente lleno de oxígeno, de nitrógeno, vapor de agua, etc., cada uno independiente del otro. Cada uno tiene su propia densidad, su propia presión (presión parcial), y cada uno responde a los cambios de volumen y temperatura a su propia manera, sin "hacer caso" uno al otro, y cada uno se comporta según las leyes que lo gobiernan en lo particular. Es esencial que esto sea entendido y recordado. Realmente, el aire seco no es un gas puro, ya que es una mezcla como se mencionó anteriormente, y por lo tanto, no se conforma exactamente a las leyes de los gases, pero los gases que los componen son verdaderos gases, así que, para el propósito práctico de este capítulo, se considera a esta mezcla de gases (aire seco sin vapor de agua) como un solo compuesto, que sigue la ley de los gases. El aire como ya vimos, tiene peso, densidad, temperatura, calor específico y además, cuando está en movimiento, tiene momento e inercia. Retiene sustancias en suspensión y en solución. El aire tiene conductividad térmica, pero ésta es muy pobre.

Debido a que el aire tiene peso, se requiere energía para moverlo. Una vez en movimiento, el aire posee energía propia (cinética). La energía cinética del aire en movimiento, es igual a la mitad de su masa, multiplicada por el cuadrado de su velocidad. La velocidad se mide en metros por segundo.

De acuerdo a la ecuación de Bernoulli, al aumentar la velocidad disminuye la presión. La densidad del aire, varía con la presión atmosférica y la humedad. Un kilogramo de aire seco en condiciones normales (21°C y 101.3 kPa), ocupa 0.8329 metros cúbicos, tal como se puede apreciar en la tabla 1.

El calor específico del aire, es la cantidad de calor que se requiere para aumentar la temperatura de un kilogramo de aire en un grado centígrado. El valor del calor específico del aire seco, a nivel del mar, es 0.244 kcal/kg °C.

Propiedades del Vapor de Agua (Humedad)

La humedad es un término utilizado para describir la presencia de vapor de agua en el aire, ya sea a la intemperie, o dentro de un espacio. Nuevamente, hacemos énfasis en que la humedad está "en el aire", solamente en el sentido de que los dos, aire y vapor de agua, existen juntos en un espacio dado al mismo tiempo.

Por costumbre común, decimos que el aire contiene humedad, y es conveniente hacerlo así, en el entendido de que siempre recordemos que es meramente una manera de hablar, y que en realidad, los dos son independientes uno del otro, y que no responden de la misma manera a los cambios de condiciones, especialmente a los cambios de temperatura. Las palabras "vapor" y "gas", comúnmente las empleamos para referirnos a lo mismo; pero en realidad, un gas es un vapor altamente sobrecalentado, muy lejos de su temperatura de saturación, como el aire. Un vapor está en sus condiciones de saturación o no muy lejos de ellas, como el vapor de agua. Así pues, el vapor de agua o "humedad" en un espacio, puede estar en una condición de saturación o ligeramente arriba de ella. Si lo enfriamos unos cuantos grados, hacemos que se condense, y si le aplicamos calor, lo sobrecalentamos. Como ya sabemos, dos terceras partes de la superficie de la tierra están cubiertas por agua: océanos, lagos y ríos, de las cuales se desprende el vapor de agua. Las nubes, también producto de esta evaporación, contribuyen a la humedad del ambiente al condensarse y

precipitarse en forma de lluvia o nieve. Todo lo anterior es lo que sucede a la intemperie. Dentro de una casa, edificio o fábrica, el vapor de agua puede provenir de la cocina, baño, máquinas, personas, etc. Así pues, la cantidad de humedad en el aire en un lugar y tiempo determinados, puede variar considerablemente. El vapor de agua es producido por el agua, a cualquier temperatura (aún por el hielo). El agua no tiene que estar en ebullición, aunque si lo está, el vapor de agua es producido con mayor rapidez. El vapor ejerce una presión definida encima del agua, la cual es determinada solamente por la temperatura del agua misma, independientemente de si el agua está o no en ebullición o de si el espacio por encima del agua contiene aire. Tampoco la presión del aire ejerce efecto alguno sobre la presión del vapor. Si el agua está a una temperatura de 4°C, la presión del vapor de agua sobre la misma es de 0.81 kPa ó 0.1179 psia, la cual es una presión menor que la atmosférica (vacío). Si la temperatura del agua aumenta a 15°C, la presión del vapor de agua sobre la misma, aumenta más del doble, es decir, a 1.70 kPa (0.2472 psia).

En la tabla 3, se muestran las propiedades del vapor de agua saturado. Los valores de la primer columna, son las temperaturas en grados centígrados. Los valores de la segunda y tercer columna, son las presiones del vapor sobre el agua, correspondientes a las temperaturas de la primer columna, este vapor se conoce como "saturado", porque es todo el vapor de agua que puede contener ese espacio a esa temperatura. Tenga en cuenta que no hay diferencia, si hay o no aire en ese espacio; la presión del vapor de agua será la misma, ya que ésta depende totalmente de la temperatura del agua.

Cuando comúnmente nos referimos a la presión atmosférica o barométrica, estamos incluyendo la presión del aire y la presión del vapor de agua que éste contiene. La presión atmosférica "normal" a nivel del mar, es de 101.325 kPa o de 760 mm. de mercurio. Si la presión del vapor de agua en el aire a 15°C es 1.70 kPa, entonces, la presión del aire seco sería 99.625 kPa (101.325 - 1.70); ya que, de acuerdo a la ley de Dalton, la presión total es la suma de las presiones parciales de los componentes: la del aire seco y la del vapor de agua. En la cuarta columna de la tabla, tenemos los valores de volumen específico. Estos nos indican el volumen en m^3 , que ocupa un kilogramo de agua en forma de vapor saturado. Si tenemos un cuarto de 8 x 5 x 2.5 metros ($100 m^3$) lleno de vapor de agua a 15°C, dentro de éste habrá poco más de un kilogramo de vapor saturado: esto es, $100 m^3 - 77.97 m^3/kg = 1.283 kg$. Otra manera de calcularlo es utilizando el valor de la densidad. En la quinta columna tenemos los valores de la densidad en kg/m^3 , así que, el peso de $100 m^3$ de vapor saturado a 15°C es de 1.283 kg ($100 m^3 \times 0.01283 kg/m^3$). Como ya sabemos, el volumen específico es la inversa de la densidad, y viceversa. En las sexta y séptima columnas, tenemos el peso del vapor de agua en dos unidades: en gramos por metro cúbico (g/m^3) en el sistema internacional, y en "granos" por pie cúbico (granos/pie³) en el sistema inglés. La cantidad de vapor de agua que contiene el aire, es tan pequeña, que para fines prácticos, se utilizan gramos en lugar de kilogramos o "granos" en lugar de libras. El "grano" (grain) es una unidad comúnmente utilizada para cálculos psicrométricos en aire acondicionado. Es una unidad tan pequeña, que se requieren 15,415 granos para formar un kilogramo. Para fines prácticos, se considera que una libra contiene 7,000 granos. Para visualizarlo mejor, un grano es casi del tamaño de una "gotita" de agua. Así que, en el espacio de $100 m^3$ del cuarto de nuestro ejemplo, habrá 1,283 gramos de agua ($100 m^3 \times 0.01283 kg/m^3 \times 1,000$), lo que equivale a 12.83 gramos por m^3 , tal como se indica en la tabla.

La densidad es igual a peso por volumen, así que, podríamos decir que el vapor de agua tiene una densidad $12.83 g/m^3$ ó $0.01283 kg/m^3$. Para que el vapor de agua dentro del cuarto se mantenga saturado a 15°C, como suponemos que lo hace, el espacio completo de $100 m^3$ en el cuarto, tendría que permanecer a 15°C. Si hubiese aire en el cuarto como sería lo normal, éste también tendría que estar a 15°C. Obviamente, hay $100 m^3$ de aire en el cuarto, igual que hay $100 m^3$ de vapor de agua. Con una presión total de 101.3 kPa, encontramos que la

presión del aire es solamente 99.6 kPa (101.3 - 1.70). En la tabla 1, se tiene el volumen específico para el aire seco, pero basado en una presión de 101.3 kPa: mientras que el aire en el cuarto de nuestro ejemplo, está a 99.6 kPa. Por lo tanto, el aire del cuarto está menos denso, ya que está a menor presión, y consecuentemente, tendrá un volumen específico mayor que el mostrado en la columna 2 de la tabla 1. De acuerdo a la ley de Boyle, sabemos que el volumen de un gas varía inversamente con la presión, si la temperatura permanece constante, lo que en este caso es cierto. Vemos que el volumen del aire seco a 15°C es 0.8159 m³/kg a la presión de 101.3 kPa. así que, su volumen a la presión de 99.6 kPa será:

$$\frac{V}{0.8159} = \frac{101.3}{99.6}$$

$$V = 0.8298 \text{ m}^3 \text{ a la presión de } 99.6 \text{ kPa}$$

Puesto que hay 100 m³ de aire en el cuarto, el peso del aire seco en el cuarto es de 120.51 kg (100 - 0.8298). Así, el aire es menos denso a la presión parcial de 99.6 kPa que si no hubiera vapor de agua mezclado con éste. Como vemos en la tabla 13.1, la densidad del aire seco a 15°C es 1.2256 kg/m³, y la presión de 101.3 kPa; así que, 100 m³ de aire, deberían pesar 122.56 kg (100 x 1.2256)

Sin embargo, como ya vimos, los 100 m³ de aire saturado de humedad, pesan sólo 120.51 kg. Aún sumándole el peso del vapor de agua (120.51 + 1.283 = 121.793 kg), el aire húmedo es más ligero que el aire seco

Aire Saturado (con Humedad)

Hasta ahora, hemos supuesto que el vapor de agua en el cuarto está saturado. El cuarto está también lleno de aire seco, así que esta condición se refiere a "aire seco saturado con humedad", o algunas veces solamente a "aire saturado". Ninguno de estos términos es correcto, porque el aire en sí permanece seco, solamente está mezclado con el vapor de agua saturado. Pero estos términos son convenientes, y pueden usarse, si tenemos en mente la verdadera condición que representan.

Si en nuestro ejemplo hemos supuesto que el aire está saturado con humedad, no será difícil suponer tampoco que haya presente un abastecimiento continuo de agua, de tal forma, que el aire pueda estar todo el tiempo saturado, aún cuando cambie la temperatura. Así pues, imaginemos que en el piso del cuarto hay una gran charola con agua, y que al igual que el aire y el vapor, están todos a la misma temperatura de 15°C. Supongamos que de alguna manera aplicamos calor suficiente, para que los tres componentes aumenten su temperatura a 21°C, y se mantenga así. Algo del agua se evaporaría, y este vapor, también a 21°C, ocuparía todo el espacio del cuarto, mezclándose con el vapor ya existente. Todo el vapor de agua ahora se volverá más denso y a más alta presión; de la tabla 13.3, su presión será 2.48 kPa y su volumen específico será 54.54 m³/kg (en lugar de 77.97 que tenía a 15°C). El peso del vapor de agua también aumenta, siendo ahora de 1.834 kg (100 - 54.54), o sea, 18.34 g/m³ en lugar de 1.283 que tenía a 15°C. Por su parte, el aire por ser un gas altamente sobrecalentado, se expande al ser calentado. El volumen específico a 21°C, es 0.8329 m³/kg a la presión atmosférica, así que calcularemos su volumen en la mezcla a la nueva presión, tal como lo hicimos a 15°C.

0.8329 x 101.3 98.82

Así, cuando el aire se calienta de 15 a 21oC, éste se expande, así que también tenemos que suponer que el cuarto no está sellado y algo del aire se escapa. El volumen interno del cuarto es de 100 m³, así que si el volumen específico del aire ha aumentado de 0.8298 a 0.8538 m³/kg, algo del aire tiene que escapar, de otra manera se acumularía presión en el cuarto. De aquí, podemos calcular también que el peso del aire seco en el cuarto es de 117.12 kg (100 - 0.8538). De lo anterior, se puede notar que el peso del aire seco en el cuarto, tiene un peso real de casi 64 veces el peso del vapor de agua, aún con el vapor saturado: esto es, reteniendo toda la humedad que puede a esa temperatura. En algunas épocas del año, el aire atmosférico contiene más humedad que en otras. En realidad, la máxima variación en el contenido de humedad, nunca pasa de más de unos cuantos gramos por metro cúbico, lo que es una fracción extremadamente pequeña del peso total del aire y humedad en la atmósfera (a menos que esté lloviendo). Sin embargo, aunque la cantidad de agua en la atmósfera sea muy pequeña, como lo es su variación de una estación a otra, es muy importante para el confort de los seres humanos. Una diferencia de tan sólo unos cuantos gramos por metro cúbico, puede significar la diferencia entre un placentero confort y un desagradable malestar. Como vimos en nuestro ejemplo, a 15oC había en el cuarto 12.83 g/m³ de vapor de agua. A 21oC este aumentó hasta 18.34. Los 5.51 gramos aumentados provienen: de la charola, para poder mantener el espacio saturado a temperaturas más altas. Si ahora dejamos de aplicar calor, el aire, el agua y el vapor se enfriarán gradualmente. El aire disminuirá su volumen, así que, algo de aire exterior entrará al cuarto para compensar la diferencia. Supongamos que el aire exterior está perfectamente seco. La densidad del vapor de agua disminuirá gradualmente, o como se dice algunas veces, aunque no es lo apropiado, "el aire perderá algo de su capacidad para retener humedad". En realidad, el aire nada tiene que ver con eso. La temperatura del espacio es lo que cuenta. Al alcanzar nuevamente la temperatura de 15oC, la densidad del vapor será de 12.83 g/m³, los 5.51 g/m³ restantes se condensarán en agua líquida, y la presión de vapor también disminuirá gradualmente de 2.48 a 1.70 kPa, de tal forma, que al llegar a los 15oC, las condiciones habrán regresado exactamente a las mismas antes de aplicar calor. Es importante hacer la observación de que en todo momento, durante el calentamiento y nuevamente al enfriar, el vapor de agua estaba en una condición de saturación.

Si retiramos la charola de agua y enfriamos el cuarto a menos de 15oC, el vapor saturado se condensa gradualmente. El agua condensada se acumula en el suelo, pero el vapor de agua que queda, está en una condición de saturación, y sus nuevas características (presión, volumen, densidad y otras) son las que se encuentran en la tabla 3. Ahora, si partimos de la temperatura de 15oC, y calentamos el cuarto, pero sin un abastecimiento de agua, el aire seco se expande y su volumen aumenta, igual que cuando había una reserva de agua. Como vemos, el aire seco se expande y se contrae al calentarlo o enfriarlo, haya o no haya agua o vapor de agua presentes en el cuarto. En cambio, el vapor de agua no se comporta como lo hizo antes, ya que si se calienta arriba de 15oC, como no hay reserva de donde absorber más vapor, el aumento de temperatura no causa incremento en su densidad como anteriormente. El aumento de temperatura de 15 a 21oC, sobrecalienta el vapor de agua, y algo muy importante, su presión de vapor permanece la misma no sólo a 21oC, sino más arriba.

Humedad Relativa

La humedad relativa (hr), es un término utilizado para expresar la cantidad de humedad en una muestra dada de aire, en comparación con la cantidad de humedad que el aire tendría, estando totalmente saturado y a la misma temperatura de la muestra. La humedad relativa se expresa en por ciento, tal como 50%, 75%, 30%, etc. De acuerdo a la ASHRAE, una definición más técnica de la hr, sería la relación de la fracción mol del vapor de agua presente en el aire, con la fracción mol del vapor de agua presente en el aire saturado, a la misma temperatura y presión.

Volviendo a nuestro ejemplo, para comprender mejor el significado de humedad relativa, decíamos que el vapor de agua a 15oC estaba saturado, y a 21oC estaba sobrecalentado. Para conocer la humedad relativa del aire en el cuarto a 21oC, se puede calcular usando los valores de la densidad del vapor de agua saturado (15oC) y la del vapor de agua sobrecalentado (21oC), que en este caso sería 0.01834 kg/m³ (de la tabla 13.3). $hr = 0.01283 - 0.01834 \times 100 = 69.95\%$ Esto significa que en el espacio del cuarto a 21oC, la humedad es el 69.95% de la que tendría si estuviera en condiciones de saturación. Este porcentaje es la "humedad relativa". El otro método para calcularla, es utilizando los valores de la presión del vapor, en lugar de los de la densidad. Es más preciso y es el que se recomienda utilizar, ya que la presión de vapor, es la que realmente determina la velocidad de la evaporación, y por lo tanto, en el acondicionamiento de aire es lo que directamente afecta el confort, la conservación de alimentos y la mayoría de los demás procesos.

La presión del vapor de agua saturado a 21oC, es 2.48 kPa, y la del vapor de agua sobrecalentado es de 1.70 kPa; ya que su presión de vapor es la misma que tenía a 15oC, no aumentó al ser sobrecalentado. La humedad relativa será:

$$hr = 1.70 - 2.48 \times 100 = 68.55\%$$

Este resultado es algo diferente que el cálculo utilizando las densidades del vapor, pero es más preciso. La diferencia no afecta en la mayoría de los cálculos de aire acondicionado.

Humedad Absoluta

El término "humedad absoluta" (ha), se refiere al peso del vapor de agua por unidad de volumen. Esta unidad de volumen, generalmente es un espacio de un metro cúbico (o un pie cúbico). En este espacio, normalmente hay aire también, aunque no necesariamente. La humedad relativa está basada en la humedad absoluta, bajo las condiciones establecidas; es decir, la humedad relativa es una comparación con la humedad absoluta a la misma temperatura, si el vapor de agua está saturado. Tanto la humedad absoluta, como la relativa, están basadas en el peso del vapor de agua en un volumen dado. En nuestro ejemplo, a 15oC la humedad relativa es del 100%, ya que el espacio (o el aire, si preferimos llamarlo así) está saturado con humedad. Al calentar el aire sin agregarle humedad, su humedad relativo disminuye hasta que a 21oC, es 68.55%; esto es, el aire retiene solamente un 68.55% de la humedad que podría tener a 15oC. Si se continúa calentando el aire, la humedad relativa se vuelve aún menor, hasta que a 27oC, es de 47.75% ($1.70 - 3.56 \times 100$), ya que la presión del vapor de agua a 27oC de saturación, es 3.56 kPa. A 32oC la hr sería 35.79%; a 40oC, sería 23.03%, y así sucesivamente. Decimos que el aire está "más seco", ya

que a más altas temperaturas se incrementa su capacidad de absorber más y más agua, pero la cantidad real de vapor de agua por metro cúbico (su humedad absoluta) no ha cambiado, como tampoco ha cambiado su presión de vapor de 1.70 kPa. Esta habilidad para retener más agua a más altas temperaturas, no depende del aire. Se conoce el hecho de que las densidades y presiones del vapor de agua saturado, son mayores a más altas temperaturas que a bajas temperaturas. Para ilustrar aún más esto, volvamos a nuestro ejemplo del cuarto con aire sobrecalentado a 21oC y a una hr de 68.55%. Si colocamos dentro del cuarto algún abastecimiento de agua a cualquier temperatura arriba de 15oC, digamos 27oC; ya sea tela húmeda, frutas, carne, vegetales, flores, un rociador de agua, etc., la presión de vapor del agua de cualquiera de estos objetos sería 3.56 kPa, correspondientes a la temperatura de saturación de 27oC. Esta presión es casi el doble de la presión en el cuarto (1.70 kPa), así que el vapor de agua sería obligado a salir de la tela, alimentos, etc., hacia el vapor de agua en el cuarto, por la diferencia de presiones. El agua de la tela o alimentos se evapora hacia el cuarto, y esta evaporación agregará agua al aire del cuarto, aumentando gradualmente su humedad relativa, así como la presión de vapor de la humedad en el cuarto. Esto continuará hasta que la hr sea del 100%. En ese momento, la presión de vapor de la humedad en el cuarto, será de 2.48 kPa, correspondiente a la temperatura de 21oC, con el entendido de que aún hay suficiente humedad para saturar el aire. Si entra una persona al cuarto cuando la humedad relativa es de 68.55%, la humedad de su piel se evaporará hacia el aire del cuarto. La temperatura corporal normal de una persona es de 36.5oC, pero la de la piel es un poco menor, aproximadamente 35oC. Si la humedad de su piel está a 35oC, su presión de vapor es de 5.62 kPa. Esto es más de tres veces que la presión de vapor en el cuarto a 21oC, con una humedad relativa de 68.55%; así que, su mayor presión de vapor, provoca que la humedad de la piel se evapore rápidamente hacia el aire del cuarto. Cuando se calentó el aire, decimos que se "secó". En realidad no se ha secado el aire, ya que no se le quitó humedad. Solamente está teniendo a 21oC la misma humedad que tenía a 15oC, pero se le ha incrementado su capacidad para retener humedad; así que, "relativamente" o comparativamente está más seco.

Humedad Específica

La humedad específica, o también llamada contenido de humedad, es el peso de vapor de agua en gramos por kilogramo de aire seco (o bien, granos por libra). La humedad específica, se refiere a la cantidad de humedad en peso, que se requiere para saturar un kilogramo de aire seco, a una temperatura de saturación (punto de rocío) determinada. En las columnas cuarta y quinta de la tabla 5, se muestran estos valores en gramos por kilogramo de aire seco (en el sistema internacional), y en granos por libra de aire seco (en el sistema inglés). La humedad específica es muy similar a la humedad absoluta, excepto que esta última, está basada en gramos por metro cúbico, y la humedad específica, está basada en gramos de humedad por kilogramo de aire seco.

Porcentaje de Saturación

El porcentaje de saturación (o porcentaje de humedad), es un término que algunas veces se confunde con la humedad relativa. El porcentaje de saturación es 100 veces la relación del peso de vapor de agua con el peso del vapor de agua necesario para saturar un kilogramo de aire seco a la temperatura del bulbo seco. Esto se puede expresar en una ecuación:

$$\text{porcentaje de saturación} = \frac{w1}{w_s} \times 100$$

donde.

w1 = humedad específica en el punto de rocío de la mezcla de aire seco y vapor de agua

w_s = humedad específica en el punto de saturación

Si deseamos calcular la humedad relativa y el porcentaje de saturación a la temperatura de bulbo seco de 35°C, y a la temperatura de punto de rocío de 15°C, usamos los valores de presión de vapor y los de humedad específica de las tablas 13.3 y 13.5, respectivamente.

$$hr = 1.70 - 5.62 \times 100 = 30.25\%$$

$$\% \text{ saturación} = (4.835 - 16.611) \times 100 = 29.10\%$$

Nuevamente, hay una diferencia entre los dos resultados. La humedad relativa está basada en las presiones, las cuales son afectadas por la temperatura y el volumen. El porcentaje de saturación está basado en el peso, el cual no es afectado por los cambios de temperatura, y éste es el más preciso de los dos.

Punto de Rocío

El punto de rocío se define como: la temperatura debajo de la cual el vapor de agua en el aire, comienza a condensarse. También es el punto de 100% de humedad. La humedad relativa de una muestra de aire, puede determinarse por su punto de rocío. Existen varios métodos para determinar la temperatura del punto de rocío. Un método para determinar el punto de rocío con bastante precisión, es colocar un fluido volátil en un recipiente de metal brillante; después, se agita el fluido con un aspirador de aire. Un termómetro colocado dentro del fluido indicará la temperatura del fluido y del recipiente. Mientras se está agitando, debe observarse cuidadosamente la temperatura a la cual aparece una niebla por fuera del recipiente de metal. Esto indica la temperatura del punto de rocío. La niebla por fuera del recipiente, no es otra cosa que la humedad en el aire, que comienza a condensarse sobre el mismo. No deben emplearse fluidos inflamables o explosivos para esta prueba. Otro medio para determinar el punto de rocío indirectamente, es con un instrumento llamado Psicrómetro, el cual se describirá más adelante. Este método se basa en las temperaturas de "bulbo húmedo" y la de "bulbo seco", las cuales también se definirán más adelante. Durante la temporada de invierno, una ventana ofrece un buen ejemplo del punto de rocío. En la tabla 13.4, se muestran las temperaturas de superficie, las cuales causarán condensación (punto de rocío) para varias condiciones de humedad. Las temperaturas interiores utilizadas son 21 y

HUMEDAD RELATIVA DEL AIRE %	TEMPERATURA DE BULBO SECO DE LA SUPERFICIE CUANDO SE INICIA LA CONDENSACION	
	TEMP DEL AIRE DEL CUARTO	
	21°C	27°C
100	21	27
90	19	25
80	18	23
70	15	20
60	13	18
50	10	15
40	7	12
30	3	8
20	-2	2

27°C Volviendo a nuestro ejemplo del cuarto, y partiendo de las condiciones a 21°C con el aire sobrecalentado, con una humedad relativa de 68.55% y en esta ocasión sin abastecimiento de agua, si enfriamos el espacio dentro del cuarto, su humedad relativa disminuye gradualmente, pero su presión de vapor permanece igual, hasta que al llegar a 15°C, la humedad relativa será del 100% y estará en su punto de saturación. Si tratamos de enfriarlo a menos de 15°C, encontramos que la humedad comienza a condensarse. La temperatura a la que esto sucede se le llama «punto de rocío»; ya que, en la naturaleza a la humedad que se condensa se le llama rocío.

Si continuamos enfriando el aire por abajo de su punto de rocío, la humedad continuará condensándose y la presión de vapor se reducirá también, de acuerdo a los valores de la segunda columna en la tabla 13.3, correspondiente a cada temperatura. A 10°C, el vapor sigue siendo saturado con una humedad relativa = 100%, pero su volumen específico es ahora 106.37 m³/kg, su densidad de 0.0094 kg/m³ y su humedad absoluta de 9.4 g/m³. Es decir, al bajar de 15 a 10°C, perdió 3.43 g/m³ de humedad, lo que significa un 26.7% (3.43 - 12.83 × 100), pero sigue siendo un vapor saturado y su humedad relativa es del 100%. Al enfriar este aire de 15 a 10°C, algo del vapor de agua se condensa, separándose de la mezcla de aire y vapor. En realidad, de alguna manera se ha secado el aire; sin embargo, como el aire a 10°C sigue siendo saturado, y su humedad relativa es de 100%, aunque en realidad, se haya «secado» casi un 27%, no puede absorber más humedad, a menos que se caliente arriba de 10°C y reduzca así su humedad relativa. Relativamente hablando, en cuanto a su habilidad para absorber humedad, el aire a 10°C no está más seco que lo que estaba a 15°C, aunque tenga casi una tercera parte menos de humedad que a 15°C, ya que a ambas temperaturas sigue estando saturado. Así que, arriba del punto de rocío, la humedad relativa siempre es menor al 100%. Se puede calentar para que relativamente esté más seco, o enfriarse, para que relativamente esté más húmedo; pero mientras se mantenga arriba del punto de rocío, con enfriarlo o calentarlo, ni se le quita ni se le agrega nada. No se remueve humedad del aire, a menos que se enfríe por abajo del punto de rocío. Lo anterior es cierto, pero sólo cuando se refiere al volumen completo del aire. Se puede remover humedad si una parte de ese volumen de aire, entra en contacto con un objeto más frío que el punto de rocío, que en este ejemplo es de 15°C.

Si se coloca un bloque de metal o de madera, o de cualquier otro material; un trozo de carne, una lata de leche, jugo o cualquier otro líquido; o cualquier cosa que tenga una temperatura menor a los 15°C, digamos 10°C, la humedad en el aire que entre en contacto con ese objeto frío, se condensará sobre el mismo, como agua líquida. Es común escuchar

decir que el objeto está «sudado», lo cual es un término incorrecto, ya que esta agua viene de la humedad del aire, y no de adentro del objeto.

Así que, cualquier objeto a una temperatura menor a la del punto de rocío del aire, condensará algo de agua de ese aire. Su tamaño y temperatura determinarán qué tanta humedad removerá del aire. Si es muy grande, en relación con la cantidad de aire en el cuarto, puede ser que «seque» todo el aire, hasta un punto de rocío correspondiente a su temperatura, pero no más abajo. Cuando se habla de la temperatura de punto de rocío del aire, generalmente, se refiere a su temperatura promedio. Si a una pequeña porción de aire se le remueve calor (se calienta o se enfría), el contenido total de humedad y su temperatura promedio, eventualmente se verán afectadas, después que la circulación del aire lo haya mezclado completamente de nuevo.

Humedad por Kilogramo de Aire Seco

Hasta ahora, para simplificar la explicación, nos hemos referido mayormente a la cantidad de vapor de agua por metro cúbico, en un cuarto de 100 m³. Sin embargo, si estas mezclas de aire y humedad se calientan, o si se enfrían, y si son manejadas por abanicos a través de ductos, sus volúmenes variarán ampliamente. En el acondicionamiento de aire se manejan cuartos o edificios de un volumen determinado; así que es necesario considerar las mezclas de aire y humedad, pero generalmente, es más simple determinar a partir de dichos volúmenes, los kilogramos de aire y vapor de agua que se manejarán. De allí en adelante, se sacarán los cálculos sobre la base de dichos kilogramos de aire manejados, enfriados o calentados. En la tabla 13.5, se muestran las propiedades de las mezclas de aire seco y vapor de agua saturado, en un rango amplio de temperaturas. Estos valores están basados en un kilogramo de aire seco saturado con humedad, a una presión total de 101.3 kPa (presión atmosférica). La primera columna corresponde, nuevamente, a la temperatura de saturación en grados centígrados. Las columnas 2 y 3 corresponden al volumen específico en m³/kg y a la densidad en kg/m³, respectivamente, de la mezcla de aire seco y humedad. La columna 4, muestra la cantidad de humedad por peso en gramos, que se necesita para saturar (100% de hr) el espacio ocupado por un kilogramo de aire seco, a la temperatura de la columna 1. La columna 5 es similar, pero en unidades del sistema inglés, es decir, granos de humedad requeridos para saturar el espacio ocupado por una libra de aire seco a la temperatura de la columna 1.

TEMP. °C	Volumen Específico m³/kg	Densidad kg/m³	Contenido de Humedad		Entalpia (cont. de calor) kcal/kg		
			g kg	granos:lb	aire seco (sensible)	humedad (latente)	Total
-10	0.7472	1.3383	0.725	11.19	1.8775	0.9613	2.8391
-9	0.7501	1.3332	0.733	12.24	2.1179	1.0512	3.1691
-8	0.7515	1.3307	0.741	12.98	2.3520	1.1467	3.5047
-7	0.7561	1.3226	0.746	14.58	2.5920	1.2522	3.8502
-6	0.7595	1.3167	1.026	15.83	2.8391	1.3623	4.2014
-5	0.7625	1.3110	1.124	17.35	3.0835	1.4635	4.5670
-4	0.7656	1.3062	1.224	18.99	3.3235	1.6124	4.9359
-3	0.7690	1.3004	1.323	20.57	3.5635	1.7556	5.3192
-2	0.7720	1.2953	1.450	22.38	3.8035	1.9102	5.7137
-1	0.7751	1.2902	1.577	24.34	4.0447	2.0757	6.1204
0	0.7785	1.2845	1.716	26.48	4.2892	2.2557	6.5449
1	0.7812	1.2801	1.845	28.47	4.5292	2.4246	6.9535
2	0.7846	1.2745	1.973	30.50	4.7692	2.4579	7.2571
3	0.7880	1.2690	2.13	32.87	5.0145	2.7590	7.8035
4	0.7913	1.2637	2.287	35.29	5.2545	2.9957	8.2505
5	0.7947	1.2583	2.454	37.97	5.4945	3.2113	8.7061
6	0.7981	1.253	2.622	40.62	5.7404	3.4402	9.1808
7	0.8014	1.2478	2.823	43.56	5.9804	3.6532	9.6639
8	0.8048	1.2425	3.024	46.57	6.2204	3.9436	10.1640
9	0.8082	1.2373	3.229	49.98	6.4615	4.2203	10.6815
10	0.8116	1.2321	3.457	53.50	6.7069	4.5114	11.2174
11	0.8154	1.2264	3.708	57.22	6.9460	5.1414	12.0574
12	0.8189	1.2212	3.957	61.22	7.1860	5.1591	12.3441
13	0.8250	1.2121	4.237	65.38	7.3923	5.5359	12.9342
14	0.8263	1.2102	4.529	69.89	7.6715	5.8715	13.5431
15	0.8303	1.2044	4.835	74.61	7.9115	6.2571	14.1787
16	0.8336	1.1996	5.161	79.64	8.1123	6.7204	14.8387
17	0.8376	1.1939	5.498	83.45	8.3972	7.1260	15.5232
18	0.8410	1.1882	5.873	90.63	8.6372	7.5951	16.2333
19	0.8455	1.1823	6.280	96.60	8.8772	8.0917	16.9689
20	0.8496	1.1770	6.672	102.96	9.1226	8.6117	17.7345
21	0.8541	1.1705	7.129	109.71	9.3625	9.1662	18.5290
22	0.8583	1.1651	7.438	114.78	9.6025	9.7507	19.3535
23	0.8625	1.1594	8.055	124.30	9.8434	10.3651	20.2135
24	0.8670	1.1534	8.573	132.30	10.0706	11.0385	21.1091
25	0.8715	1.1474	9.117	140.69	10.3264	11.7119	22.0403
26	0.8765	1.1409	9.696	149.63	10.5740	12.4453	23.0193
27	0.8811	1.1349	10.306	159.04	10.7640	13.2695	24.0336
28	0.8855	1.1289	10.949	168.96	11.0540	14.0320	25.0960
29	0.8905	1.1228	11.632	179.50	11.2996	14.8827	26.1933
30	0.8956	1.1163	12.351	190.60	11.5396	15.7925	27.3351
31	0.9014	1.1094	13.114	202.38	11.7796	16.7589	28.5325
32	0.9071	1.1024	13.919	214.90	12.0252	17.7657	29.7919
33	0.9127	1.0957	14.762	227.90	12.2652	18.8346	31.0996
34	0.9183	1.0890	15.662	241.70	12.5052	19.9591	32.4643
35	0.9239	1.0824	16.611	256.34	12.7564	21.1402	33.8966
36	0.9302	1.0756	17.613	271.80	12.9908	22.3981	35.3629
37	0.9364	1.0679	18.669	288.10	13.2308	23.7216	36.8624
38	0.9429	1.0602	19.783	305.29	13.4764	25.1165	38.3925
39	0.9496	1.0531	20.961	323.47	13.7164	26.5826	40.0992
40	0.9570	1.0449	22.204	342.65	13.9620	28.1351	42.0971
41	0.9643	1.0370	23.524	363.02	14.2020	29.7730	43.9750
42	0.9715	1.0293	24.912	384.44	14.4020	31.5032	45.9452
43	0.9802	1.0202	26.381	407.11	14.6220	33.3311	48.0131
44	0.9872	1.0130	27.946	429.72	14.9276	35.2467	50.1743
45	0.9957	1.0043	29.575	456.40	15.1676	37.2802	52.4476
46	1.0040	0.9965	31.289	482.85	15.4132	39.3870	54.8002
47	1.0131	0.9871	33.122	511.14	15.6532	41.6927	57.3459
48	1.0227	0.9776	35.063	541.09	15.8955	44.0783	59.9735
49	1.0323	0.9687	36.901	569.46	16.1400	46.5840	62.7240

Estos valores corresponden a la «humedad específica». Es muy similar a la humedad absoluta, excepto que, como ya mencionamos, la humedad absoluta está basada en gramos de humedad por metro cúbico, mientras que la humedad específica, está basada en gramos de humedad por kilogramos de aire seco. Las columnas 6, 7 y 8, corresponden a la entalpía o contenido de calor de la mezcla en kcal/kg de mezcla (aire y humedad), en fase líquida (sensible), al pasar de fase líquida a vapor o viceversa (latente), y el contenido total de ambas (sensible más latente).

Si un kilogramo de aire seco, tiene tanta humedad como se muestra en las columnas 4 y 5, está saturado con humedad, por lo tanto, el espacio que ocupa tiene una humedad relativa de 100%. Si sólo tiene la mitad de humedad mezclada con el kilogramo de aire seco, se dice que tiene un porcentaje de humedad del 50%. Si tiene una cuarta parte, su porcentaje de humedad es del 25%, y así sucesivamente. Si el aire está saturado, esto es, que tiene toda la humedad que puede retener a esa temperatura, entonces su porcentaje de humedad y su humedad relativa serán las mismas, 100%. Si el aire no está saturado, tanto el porcentaje de humedad como la humedad relativa serán menores de 100%, pero pueden no ser iguales, ya que la humedad relativa al cambiar el volumen del aire, el porcentaje de humedad permanece igual, mientras se trate de la misma cantidad de aire y agua por peso. Sin embargo, el porcentaje de humedad de la mezcla de aire y humedad, proxímadamente es la misma que su humedad relativa, la diferencia es muy pequeña. Veamos un ejemplo:

Habíamos visto que un metro cúbico de espacio saturado a 15oC pero calentado a 21oC, tiene una hr de 68.5% ($1.70 - 2.48 \times 100$) de la tabla 13.3, la cual se basa en humedad por metro cúbico

De la tabla 13.5, la cual se basa en humedad por kilogramo de aire seco, vemos que a 15oC de saturación, un kilogramo de aire seco tiene 4.835 gramos mezclados en sí, a 21oC de saturación tendría 7.109 gramos de humedad. Sin embargo, si un kilogramo de aire saturado a 15oC se calienta hasta 21oC, seguirá teniendo 4.835 gramos de humedad mezcladas. Puesto que 21oC podría tener 7.109 gramos, su porcentaje de humedad es 68.0% ($4.835 - 7.109 \times 100$)

Así pues, su hr es 68.5%, pero su porcentaje de humedad es 68.0%. Desde luego, su punto de rocío sigue siendo 15oC, ya que es la temperatura a la que la humedad del aire comienza a condensarse

Si cambia el volumen de la mezcla de aire y humedad (aire seco parcialmente saturado con humedad), la hr cambiará, puesto que está basada en la cantidad de humedad por metro cúbico. Pero el porcentaje de humedad no está basado en el volumen, está basado en el peso (la cantidad de humedad mezclada con un kilogramo de aire seco) Por lo tanto, el aire puede ser manejado y cambiar su volumen, pero mientras la cantidad real de aire y humedad por peso permanezca igual, su porcentaje de humedad también permanece la misma, suponiendo, desde luego, que no cambia la temperatura.

Entalpía de las Mezclas de Aire y Vapor de Agua

Hasta ahora, hemos estado tratando con cantidades y presiones de aire y vapor de agua, a diferentes temperaturas. Se han mencionado los efectos de aumentar y disminuir la temperatura, para lo cual hay que agregar o quitar calor. Ahora debemos ver cuánto calor hay que agregar o quitar, para efectuar los cambios que hemos estado estudiando. De la misma manera que es necesario saber cuánta humedad y aire hay en las diferentes mezclas, también es necesario conocer cuánto calentamiento o enfriamiento se requiere, para hacer cambios en la condición de las mezclas de aire y humedad. Esto es tan cierto para las

temperaturas en refrigeración (conservación y congelación), como lo es para las temperaturas del aire acondicionado para el confort humano.

Si tuviéramos que considerar solamente calentar y enfriar el aire en las mezclas, la cantidad de calor agregado o removido, sería comparativamente simple. Solo tendríamos que agregar o quitar «calor sensible» del aire, el cual es aproximadamente 0.24 kcal/kg oC, según se muestra en la columna 4 de la figura 13.1 para el aire seco. Puesto que el calor sensible en la mezcla proviene casi totalmente del aire, el contenido de calor por kilogramo de aire seco, como se muestra en la columna 4 de la tabla 13.1, es el mismo que el calor sensible de la mezcla, como se muestra en la columna 6 de la tabla 13.5. Es el contenido de humedad el que complica el problema. Esto no sería tan difícil si la humedad permaneciera siempre como vapor, ya que siempre estaríamos tratando con el «calor sensible» del vapor, el cual es aproximadamente 0.45 kcal/kg oC (de la humedad, no de la mezcla). En la mayoría de las aplicaciones donde el aire y la humedad tengan que calentarse o enfriarse, algo del vapor de agua se vuelve líquido (condensado), o el agua líquida se evapora. Cuando un kilogramo de vapor de agua se condensa, libera aproximadamente 539 kcal, mismas que debe absorber el equipo de enfriamiento. Cuando se evapora un kilogramo de agua, deben agregarse aproximadamente 539 kcal, las cuales deben ser suministradas por el equipo de calefacción. Esto se llama «calor latente» y la carga de este calor puede ser muy grande, algunas veces más grande que la carga completa de calor sensible, requerida para cambiar la temperatura del aire y humedad en unos 28 o 35 gramos. Por otra parte, la carga latente no incluye cambio de temperatura, sólo un cambio en el contenido de vapor a líquido.

En la columna 7 de la tabla 13.3, se muestran los contenidos de calor latente del vapor de agua, a temperaturas desde 0oC hasta 45oC. Estos valores son la cantidad de calor en kilocalorías, que se requieren para cambiar un kilogramo de agua de líquido a vapor a la misma temperatura. Deberá notarse que este valor no siempre es el mismo; ya que se requiere menos calor para evaporar un kilogramo de agua a 15oC (588.87 kcal), que un kilogramo de agua a 0oC (597.66 kcal). A más altas temperaturas, el calor latente sigue siendo menor, hasta que a 100oC es 539 kcal/kg, cantidad que se considera generalmente como calor latente de evaporación del agua. La columna 8 es el calor total, y es la suma del calor sensible más el calor latente. Por lo tanto, a 15oC, el calor total es 603.87 kcal/kg (15+588.87). Como el nombre implica, el calor total es la cantidad total de calor en el vapor de agua saturado. Así, si calentamos un kilogramo de agua de 0oC a 15oC, y luego se evapora a 15oC, deben agregarse 603.87 kcal. La misma cantidad de calor deberá removerse, al enfriar un kilogramo de vapor de agua saturado, de 15 a 0oC y luego condensarlo a 0oC. El contenido de calor (o entalpía), como se muestra en la tabla 13.3, está basado en un kilogramo de vapor de agua por peso. Tal como se mencionó anteriormente, es más conveniente tratar con el aire saturado sobre la base del peso, de tal manera que los valores de la tabla 13.5, sean manejados como mezclas de aire y vapor de agua consistentes, de un kilogramo de aire saturado con vapor de agua. El contenido de calor sensible, como se muestra en la columna 6 de la tabla 13.5, es el calor sensible de un kilogramo de aire. Sin embargo, un kilogramo de aire contiene solamente una pequeña fracción de agua. Como se muestra en las columnas 4 y 5 de la misma tabla, a 15oC hay solamente 4.835 gramos de humedad en un kilogramo de aire seco, aún cuando esté saturado. Por lo tanto, el calor latente de esta humedad, es solamente de 6.2671 kcal. El calor sensible del aire seco a 15oC, es 7.91 kcal, y el calor latente del vapor de agua que contiene es 6.27 kcal, así que, el calor total del kilogramo de aire saturado a 15oC es 14.18 kcal (7.91 + 6.27).

Existe otra pequeña fuente de calor en la mezcla: el calor sensible del vapor de agua. Sin embargo, aún en el punto de saturación, la cantidad de vapor de agua en peso es muy pequeña (aproximadamente 1% a 15oC), así que su calor sensible normalmente se desprecia.

En instalaciones muy grandes o en aplicaciones especiales, puede ser suficiente que tenga que ser considerado, pero en la práctica común, el calor total incluye solamente el calor sensible del aire y el calor latente de la humedad. Si esta mezcla la calentamos hasta 21oC, seguirá conteniendo 4 835 gramos de humedad y su porcentaje de humedad sera 68 0% ya que a 21oC debería contener 7 109 gramos de humedad en el punto de saturación (4 835 - 7.109 x 100) Pero aún se necesitan 9 166 kcal para calentar al aire a 21oC, pero como sólo contiene 4.835 gramos de humedad, el calor latente será 6.27 kcal, el mismo que a 15oC. Así que, para encontrar el contenido de calor total de un kilogramo de aire seco parcialmente saturado con humedad, sumamos el calor sensible del aire (de la columna 6, tabla 13.5) a la temperatura del aire, más el calor latente en su punto de rocío (9.3628+6.2671=15.6299 kcal) Otra manera de encontrar el calor total, es sumando el calor sensible del aire a esta temperatura, más el calor latente del aire multiplicado por el porcentaje de humedad:

$$(9.3628) + (0.68 \times 9.1662) = 15.5958 \text{ kcal.}$$

Para poder resolver problemas de mezclas de aire y humedad, las «Tablas Psicrométricas» como las de las tablas 13.1, 13.3 y 13.5, nos proporcionan todos los datos que necesitamos, de tal manera que si tenemos:

1. El volumen del espacio del cual podamos calcular el número de kilogramo de aire seco.
2. La temperatura de la mezcla de aire y agua.
- 3 La temperatura del punto de rocío

En algunos lugares, particularmente a grandes alturas, también puede ser necesario utilizar un barómetro para hacer los ajustes necesarios a las bajas presiones, como se muestra en la tabla 13.6

ALTURA SOBRE EL NIVEL DEL MAR (m)	PRESION			ALTURA SOBRE EL NIVEL DEL MAR (m)	PRESION		
	ABSOLUTA		BARO- METRICA mm Hg		ABSOLUTA		BARO- METRICA mm Hg
	kPa	psia			kPa	psia	
-300	105.21	15.26	786	2.100	78.55	11.303	589
-150	103.21	14.97	774	2.250	77.05	11.176	576
nivel del mar	101.325	14.696	760	2.400	75.63	10.970	567
150	99.49	14.430	746	2.550	74.21	10.763	557
300	97.65	14.163	732	2.700	72.85	10.566	546
450	96.03	13.928	720	2.850	71.49	10.370	536
600	94.33	13.682	708	3.000	70.20	10.182	527
750	92.60	13.430	695	3.200	68.45	9.926	513
900	90.97	13.194	682	3.400	67.05	9.726	503
1,050	89.34	12.958	670	3.600	65.65	9.434	488
1,200	87.71	12.722	658	3.800	63.53	9.214	477
1,350	86.15	12.495	646	4.000	62.12	9.010	465
1,500	84.52	12.259	634	4.500	57.82	8.391	434
1,650	83.03	12.042	623	5.000	54.52	7.908	409
1,800	81.54	11.826	612	5.500	53.02	7.689	398
1,950	79.98	11.600	600	6.000	48.62	7.052	365

El volumen del espacio puede sacarse midiéndolo. A éste se le agregará el aire fresco requerido para ventilación. La temperatura puede tomarse con un termómetro ordinario pero preciso.

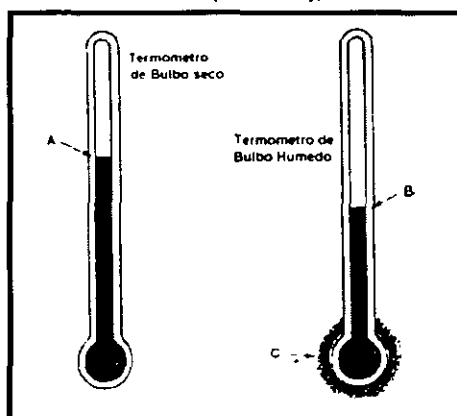
Termómetro de Bulbo Seco

El confort humano y la salud, dependen grandemente de la temperatura del aire. En el acondicionamiento de aire, la temperatura del aire indicada es normalmente la temperatura de «bulbo seco» (bs), tomada con el elemento sensor del termómetro en una condición seca. Es la temperatura medida por termómetros ordinarios en casa.

Hasta este punto, todas las temperaturas a que nos hemos referido han sido temperaturas de bulbo seco, tal como se leen en un termómetro ordinario, excepto donde nos hemos referido específicamente a la temperatura del punto de rocío

Termómetro de Bulbo Húmedo

Básicamente, un termómetro de bulbo húmedo no es diferente de un termómetro ordinario, excepto que tiene una pequeña mecha o pedazo de tela alrededor del bulbo. Si esta mecha se humedece con agua limpia, la evaporación de esta agua disminuirá la lectura (temperatura) del termómetro. Esta temperatura se conoce como de «bulbo húmedo» (bh). Si el aire estuviese saturado con humedad (100% hr), la lectura de la



temperatura en el termómetro de bulbo húmedo, sería la misma que la del termómetro de bulbo seco. Sin embargo, la hr normalmente es menor de 100% y el aire está parcialmente seco, por lo que algo de la humedad de la mecha se evapora hacia el aire. Esta evaporación de la humedad de la mecha, provoca que la mecha y el bulbo del termómetro se enfríen, provocando una temperatura más baja que la del bulbo seco. Mientras más seco esté el aire, más rápida será la evaporación de la humedad de la mecha. Así que, la lectura de la temperatura del bulbo húmedo, varía de acuerdo a qué tan seco esté el aire. La precisión de la lectura del bulbo húmedo, depende de qué tan rápido pase el aire sobre el bulbo. Las velocidades hasta de 1,500 m/min (90 km/hr), son mejores pero peligrosas, si el termómetro se mueve a esta velocidad. También, el bulbo húmedo deberá protegerse de superficies que radien calor (sol, radiadores, calentadores eléctricos, calderas, etc.). Se pueden tener errores hasta del 15% si el movimiento de aire es muy lento, o si hay mucha radiación presente. Cuando la hr es de 100% (saturación), las temperaturas de bulbo seco, bulbo húmedo y del punto de rocío son todas la misma. Abajo de 100% de hr, la temperatura del bulbo húmedo es siempre algo menor que la del bulbo seco y mayor que el punto de rocío. En la figura 13 7, se ilustran los termómetros de bulbo seco y bulbo húmedo.

"A" representa la temperatura de bulbo seco, "B" la temperatura de bulbo húmedo y "C" la mecha que envuelve al bulbo húmedo. Nótese que la temperatura mostrada en el termómetro de bulbo húmedo, es considerablemente menor que la del termómetro de bulbo seco

También, la temperatura de bulbo húmedo varía de acuerdo a la temperatura del cuarto, así que, es afectada tanto por el calor sensible del aire en el cuarto, como por el calor latente de la humedad del aire. Por lo tanto, la temperatura de bulbo húmedo, es una indicación del calor total en el aire y la humedad.

Psicrómetro

Para asegurarse que la temperatura del bulbo húmedo registrada sea precisa, el flujo de aire sobre el bulbo húmedo debe ser bastante rápido. El dispositivo diseñado para girar un par de termómetros, uno de bulbo seco y otro de bulbo húmedo, se conoce como psicrómetro de onda. El instrumento consiste de dos termómetros, el de bulbo seco y el de bulbo húmedo. Para operarlo, la mecha se satura sobre el bulbo húmedo con agua limpia, o de preferencia, con agua destilada y se gira. Para tomar las lecturas con el psicrómetro de onda, se recomiendan los siguientes pasos:

1. Sumerja la mecha sobre el bulbo húmedo en el agua. Sólo una vez por cada determinación de la hr, pero nunca entre una lectura y otra. La evaporación progresiva de la humedad en la mecha, hasta que alcanza el equilibrio con la humedad en el aire, es el factor que determina la lectura de bulbo húmedo

2. Gire el psicrómetro durante 30 segundos. Rápidamente tome las lecturas, primero en el termómetro de bulbo húmedo y luego en el de bulbo seco y anótelas. Gire de nuevo el psicrómetro, tomando lecturas a intervalos de 30 segundos durante cinco lecturas sucesivas, y anote las temperaturas en cada ocasión, o hasta que se haya obtenido la lectura más baja y que la última lectura revele una nivelación o curva de retorno. (Dos o más lecturas sucesivas casi idénticas)

3. Utilice las tablas o la carta psicrométrica para obtener la hr. Normalmente, los psicrómetros de onda vienen acompañados de una regla deslizable con las dos escalas de temperaturas (bulbo húmedo y bulbo seco) y su hr correspondiente

Existen otros tipos de psicrómetros que se utilizan en los lugares donde es difícil girar el psicrómetro de onda, por lo estrecho del pasadizo, etc. Uno de ellos es el psicrómetro de aspiración. Con este instrumento, la muestra de aire es soplada sobre los bulbos de los termómetros, por medio de una sección creada por una bomba de aire manual. Otro modelo de psicrómetro de aspiración, en lugar de bomba de aire manual, utiliza un pequeño ventilador operado por un motorcito de baterías, con lo cual se impulsa el aire, forzándolo a pasar sobre los bulbos de los termómetros.

En la práctica, cualquier temperatura que se mencione, se supone que es la temperatura de bulbo seco, a menos que se refiera específicamente como la temperatura de bulbo húmedo (bh)

En párrafos anteriores, se estableció que la temperatura del punto de rocío podía sacarse indirectamente de la temperatura de bulbo seco. Por ejemplo, en un cuarto con una temperatura de bulbo seco de 21oC, si utilizamos el psicrómetro de onda y obtenemos una temperatura de bulbo húmedo de 17.5oC, en la columna 8 de la tabla 13.5, el contenido de calor total es aproximadamente de 15.88 kcal/kg (promedio entre 16.23 y 15.52). Puesto que la temperatura de bulbo húmedo es la indicación de la entalpía total del aire y la humedad, entonces, en este ejemplo, la entalpía total del aire y la humedad a una temperatura de bulbo seco de 21oC, y de bulbo húmedo de 17.5oC, es de 15.88 kcal/kg. Los valores de esta tabla se basan en un kilogramo de aire, y en la columna 6, encontramos que

el calor sensible de este kilogramo de aire seco a 21oC es de 9.363 kcal. Esto deja 6.517 kcal (15.88 - 9.363) como el calor latente de la humedad mezclada con un kilogramo de aire seco. Si seguimos por la columna 7 hacia arriba, encontramos que este valor de calor latente de 6.517, corresponde a una temperatura de 15.6oC. El calor latente depende de la cantidad de humedad en la mezcla, y la cantidad de humedad depende de la temperatura del punto de rocío de la mezcla; así que, 15.6oC es el punto de rocío de esta mezcla, cuyo calor latente es 6.517 kcal/kg de aire seco parcialmente saturado con humedad. Así pues, encontrando las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo con un psicrómetro, podemos determinar la temperatura del punto de rocío. Conocer esta temperatura, nos permite determinar la humedad específica o la relativa, ya que la humedad específica se saca a partir de las presiones de vapor, a las temperaturas de bulbo seco y del punto de rocío (columna 2 de la tabla 13.3), y el porcentaje de humedad, se saca de los gramos de humedad por kilogramos de aire seco (columna 4 de la tabla 13.5), a las temperaturas de bulbo seco y del punto de rocío. Además, los demás valores de las tablas psicrométricas (tablas 13.1, 13.3 y 13.5) también pueden sacarse, conociendo las temperaturas de bulbo seco, bulbo húmedo y punto de rocío.

Indicativos de Baja Humedad

El principal indicativo de la baja humedad atmosférica, es el incremento en la cantidad de energía electrostática notable. Cuando uno anda en movimiento de aquí para allá, y toca a otra persona o algún objeto metálico aterrizado, salta una chispa de la mano o los dedos hacia la persona u objeto. Otros indicativos, son que el cabello humano tiende a ser menos manejable, las uniones de los muebles se contraen y se aflojan; los trabajos de madera como puertas, pisos, etc., se agrietan; la superficie de la piel se reseca y las membranas de la nariz tienden a resecaarse también. Para sentirse más confortables, generalmente es necesario elevar la temperatura ambiente (bs) arriba de la normal

Medición de la Humedad

En la sección anterior, se explicó cómo medir la humedad usando los termómetros de bulbo seco y de bulbo húmedo. Esto implica el uso de las tablas o de la carta psicrométrica

Se han desarrollado instrumentos, los cuales dan una lectura directa de la humedad relativa. La operación de estos instrumentos se basa en la propiedad de algunos materiales para absorber humedad y luego cambiar su forma o tamaño, dependiendo de la humedad relativa de la atmósfera. Se pueden utilizar materiales, tales como cabello humano, madera y algunas otras fibras. Los más comunes son los de tipo colgables en la pared, con una carátula graduada y una aguja que indica la hr en %. También es posible medir la hr electrónicamente. Esto se hace utilizando una sustancia, en la cual, la conductividad eléctrica cambia con el contenido de humedad. Cuando el instrumento está en operación, el elemento sensor se coloca en el espacio donde se va a medir la humedad.

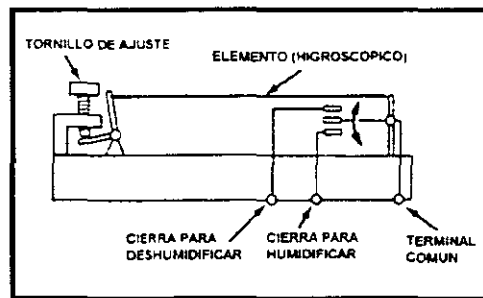
Este elemento sensor puede ser una sonda conectada mediante un cable al instrumento, o en instrumentos portátiles, viene integrado a los mismos. Estos instrumentos tienen una pantalla digital, donde se puede indicar, además, las temperaturas de bulbo seco y del punto de rocío.

Algunas veces, se requiere una lectura continua en un espacio controlado. Aquí, se utiliza un instrumento registrador que indica la humedad y la temperatura. Los hay para 24 horas o para siete días en gráficas de papel circulares, o en gráficas cilíndricas de papel rígido.

Controles de Humedad

Los controles de humedad, se utilizan para mantener la hr de los cuartos con aire acondicionado, en un nivel satisfactorio. Estos controles determinan el estado higrométrico

del aire, por lo que también se les llama higrómetros. Los controles de humedad operan durante la temporada de calefacción en invierno, agregando humedad al aire, para mantener la humedad aproximadamente constante. Estos controles operan en el verano para remover humedad del aire. Para esto, el control de humedad, generalmente opera un desviador (bypass) de aire para variar el flujo de éste sobre los evaporadores. Estos controles, por lo general, operan eléctricamente para regular válvulas solenoides. El elemento de control puede ser una fibra sintética o cabello humano, los cuales son sensibles a la cantidad de humedad en el aire. En la figura 13.8, se muestran los principios de construcción de uno de estos dispositivos de control de humedad.



Como se puede apreciar en la ilustración, el mecanismo consta de un elemento higroscópico, que generalmente son cabellos humanos, un tornillo de ajuste y un interruptor eléctrico de doble acción. La tensión del elemento higroscópico se ajusta a la humedad deseada, mediante el tornillo de ajuste. Este elemento es muy sensible a los cambios de humedad. En el ciclo de calefacción, si disminuye la humedad relativa del aire, el elemento se contrae y cierra el contacto que acciona al humidificador. Cuando la hr regresa a su nivel apropiado, el elemento regresa a su posición normal y desconecta el humidificador. En el ciclo de enfriamiento, si la humedad aumenta arriba del nivel fijado, el elemento aumenta su longitud y se cierra el contacto del deshumidificador. Cuando la hr vuelve al nivel apropiado, el elemento se contrae y desconecta el deshumidificador. En cuartos de computadoras y otras instalaciones, donde se requiera un control estricto de la humedad, se utilizan los termohumidígrafos (registradores de temperatura y humedad), los cuales se equipan con alarmas que alertarán a las personas de servicio, en caso de que la temperatura o la humedad falle o deje de permanecer en el nivel apropiado.

¿Por qué Humidificar?

En cualquier casa o edificio donde prevalezca la calefacción en invierno, y que no haya humidificación, se lleva a cabo una reducción substancial de la hr. Como ya sabemos, mientras más caliente está el aire, puede retener más humedad. El aire en un hogar calentado a 21°C, puede tener aproximadamente 7.1 gramos de humedad por cada kilogramo de aire seco. Esto es, 100% de humedad relativa. Si solamente hubiese 1.77 gramos/kg en el hogar, esto es, una cuarta parte de la capacidad del aire para retener humedad, la hr sería también la cuarta parte o 25%. El aire podría retener hasta cuatro veces esa cantidad de agua. Este fenómeno es muy importante, y es lo que sucede al aire cuando se calienta. En la figura 13.9, se muestra una tabla de conversión de la humedad relativa interior exterior, que nos

HUMEDAD RELATIVA EXTERIOR (%)	100	2	3	4	5	6	7	8	9	11	14	17	21	26	31	38	46
	95	2	3	4	5	6	7	8	10	13	16	20	24	30	36	44	
	90	2	2	4	5	6	7	8	10	12	15	19	23	28	34	41	
	85	2	2	4	5	6	7	8	9	12	15	19	22	27	32	39	
	80	2	2	4	5	6	7	9	11	14	17	20	25	30	37		
	75	2	2	3	4	5	7	8	10	13	16	19	23	28	36		
	70	1	2	3	4	5	6	8	10	12	15	18	22	26	32		
	65	1	2	3	4	5	6	7	8	11	14	17	20	25	30		
	60	1	2	3	3	4	5	7	8	10	13	15	19	23	28		
	55	1	1	2	3	4	5	6	8	9	12	14	17	21	25		
	50	1	1	2	3	4	4	6	7	9	10	13	16	19	23		
	45	1	1	2	3	3	4	5	6	8	9	12	14	17	21		
	40	1	1	2	2	3	4	4	6	7	8	10	12	15	18		
	35	1	1	2	2	2	3	4	5	6	7	9	11	13	16		
	30	1	1	2	2	2	3	3	4	5	6	8	9	11	14		
	25	1	1	1	1	2	2	3	3	4	5	6	8	10	12		
20	-	1	1	1	1	2	2	3	3	4	5	6	8	10			
15	-	-	1	1	1	1	2	2	3	3	4	5	6	7			
10	-	-	-	1	1	1	1	1	2	2	3	3	4	5			
5	-	-	-	-	-	-	1	1	1	1	1	1	1	2			
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0			
		-35	-25	-20	-18	-15	-12	-10	-7	-4	-1	2	7	10			
		TEMPERATURA EXTERIOR (°C)															

ilustra cómo disminuye la hr al calentar el aire dentro de una casa o un edificio, a aproximadamente 22oC, en base a la temperatura y hr del exterior.

Para usar esta tabla, primero se determinan la humedad relativa y la temperatura exteriores, mediante un psicrómetro o con las tablas psicrométricas. Teniendo esos dos valores, se localiza la hr exterior en el lado izquierdo de la tabla y la temperatura exterior en la escala inferior. La intersección indica la hr interior cuando el aire exterior se calienta dentro del cuarto a 22oC. Por ejemplo, si la humedad relativa y la temperatura exteriores son de 70% y -4oC, respectivamente, la humedad relativa interior, será de 12%. Para superar esto, se agrega humedad artificialmente

para que haya disponible más humedad para ese aire seco, y aprovechar esa habilidad mayor de retención de humedad. Se humidifica porque hay beneficios que son tan importantes, como el calentar para un confort y bienestar interior durante el invierno. Estos beneficios, pueden agruparse en tres clasificaciones generales:

1. Confort
2. Conservación
3. Salud

1. Confort.- Cuando uno sale de la regadera en un baño cerrado, generalmente se siente tibio y húmedo. Probablemente la temperatura esté en el rango de 21oC a 22oC, con una hr de aproximadamente 70 a 80%. Esta alta humedad, resulta del vapor de agua agregado al aire durante el baño. Cuando hay que salir del cuarto de baño a otra parte de la casa, se siente notablemente más frío, y no es que la temperatura esté más baja, porque puede ser casi la misma. Se debe a que probablemente la hr en el resto de la casa, esté entre un 10 ó 15%. Debido a lo seco de este aire, la humedad de la piel comienza a evaporarse inmediatamente, produciendo un efecto de enfriamiento, exactamente como un enfriador evaporativo. Este tipo de fenómeno se presenta día tras día, cada

invierno, en millones de casas. La gente que tiene calefacción, gira sus termostatos hasta 24 o 25oC, para no sentir ese frío. Aun así, se sienten como corrientes de aire y frío porque el proceso evaporativo continúa. Un nivel adecuado de humedad relativa hace que a 20oC, se sienta igual o más agradable que a 25oC. Este efecto de frío no es el único desconfort causado por el aire seco. La electricidad estática, como ya vimos, es una indicación definitiva de bajos niveles de humedad relativa, y es una condición que es consistentemente molesta. Una hr adecuada eliminará, o por lo menos, reducirá ese desconfort.

2 Conservación.- La adición o reducción de humedad, afecta drásticamente las cualidades, dimensiones y peso, de los materiales higroscópicos. La madera, el papel, las telas, aunque se sienten secos al tacto, contienen agua. No una cantidad fija de agua, sino una cantidad que varía grandemente con el nivel de hr del aire circundante. Tomemos, por ejemplo, un metro cúbico de madera seca con un peso de 480 kg. A una hr de 60%, la madera tendrá aproximadamente 50 lts de agua. Si la hr disminuye a 10%, el agua retenida por la madera no llegaría ni a 10 litros.

Este tipo de acción sucede no solo con la madera, sino con todo tipo de materiales en casa, que tengan la capacidad de absorber y despedir humedad. Estos materiales se encogen al perder humedad, y se hinchan al absorberla. Si la pérdida de agua es rápida, se suscitan torceduras y grietas. Al cambiar la hr, cambian las condiciones y las dimensiones de los materiales. Es por esto que se debe humidificar, se debe controlar la hr. Por todo lo anterior, es que la humedad adecuada es importante.

Efectos de Baja Humedad. En el párrafo anterior sobre indicativos de baja humedad, se mencionaron algunos de los efectos ocasionados por la falta de humedad. Esto afecta, principalmente, a la construcción de muebles: las gomas se resecan, las uniones se separan, los escalones se caen, aparecen grietas, etc. Los emplastes y los entrepaños de madera se separan y se agrietan, al igual que los pisos. Los pianos, órganos y otros instrumentos musicales, pierden su afinación. Obras de arte, libros y documentos se resecan, se rompen o se agrietan.

Las alfombras y tapetes se desgastan rápidamente, simplemente porque una fibra seca se rompe y una húmeda se dobla.

Efectos por Exceso de Humedad. Todos hemos visto ventanas empañadas durante el invierno; esto es indicativo de una humedad relativa interior muy alta. Esta condensación se debe al efecto de la presión de vapor. Las moléculas del vapor de agua se mueven a través de toda la casa. Debido a la tendencia de estas moléculas a dispersarse igualmente o de mezclarse, la humedad del aire se mueve hacia el aire más seco. En una casa, el aire húmedo interior, tiende a alcanzar el aire más seco del exterior, se mueve hacia las ventanas donde hay una temperatura más baja. Por lo tanto, hay un incremento en la hr, hasta un punto en el cual el vapor de agua se condensa en las superficies más frías de las ventanas. Este es el punto de rocío y ocurre a varias condiciones, dependiendo del tipo de ventanas en la casa. Generalmente, la condensación por dentro de las ventanas, es un tipo de medida de la hr permisible dentro de la casa. Puede asumirse que, si esta condensación se está llevando a cabo sobre la ventana, también puede estar ocurriendo dentro de los muros, si no hubiera una barrera de vapor. Una barrera de vapor, como el nombre implica, es un material que restringe el movimiento de las moléculas de vapor de agua. Ejemplos de una barrera de vapor típica, son papel de aluminio, película de polietileno, cubiertas de plástico, azulejo de plástico y algunos tipos de pinturas o barnices. En realidad, prácticamente cada casa tiene algún tipo de barrera de vapor, la cual por lo menos retarda el movimiento de las moléculas

de agua, desde una área de alta presión de vapor (interior), hacia una área de baja presión de vapor (exterior). Se han demostrado que aunque los muros estén aislados, si la humedad relativa en el interior de la casa es muy alta, habrá condensación, ya sea en el interior del aislamiento o entre éste y el muro, y aquí es donde comienzan los problemas si no se tiene una barrera de vapor, o si no está controlado el humidificador. El aspecto importante es una hr controlada adecuadamente, para evitar los dañinos efectos de un aire demasiado seco e igualmente importante, evitar los efectos dañinos de una hr demasiado alta.

3 Salud - ¿Que dicen los médicos acerca de la humedad y la salud? Un doctor especialista en ojos, nariz y garganta dice al respecto: En la lucha entre la nariz y el equipo acondicionador del aire, algunas veces gana la calefacción y otras la refrigeración, pero rara vez la nariz. La mucosa nasal contiene como 96% de agua. Para empezar, es más viscosa que cualquier otra mucosidad en el cuerpo, y aun la más ligera resequead, aumenta la viscosidad lo suficiente para interferir con la función de los cilios. Las demandas de las glándulas nasales son grandes aún bajo condiciones ordinarias, y no pueden competir con una sequedad externa en el interior de una casa en invierno.

La experiencia ha demostrado, que cuando se aproxima el invierno, aparece la primera ola de pacientes con nariz reseca, cuando la hr interior baja a 25%. Parece, por lo tanto, que 35% sería considerada del grado aceptable, pero 40% sería un mejor objetivo. Podría concluirse así, parecería que medio litro de agua, es demasiada agua para ser vertida por una pequeña nariz. En los enfermos y en los ancianos, simplemente no se libera, deteniéndose el flujo, cosa que los gérmenes provechan. Otro médico experto en catarros comunes dice: «La prevención del catarro común es actualmente, la más cercana aproximación a la cura. La medida de prevención más importante, parecería ser la regulación adecuada de la humedad, especialmente durante la temporada de invierno, y calefacción, con su desastrosa resequead del aire interior, que crea un ambiente favorable para el virus de la gripe. Una hr adecuada, es útil para aliviar los problemas de salud agravados por un aire demasiado seco. Todos los hechos apuntan hacia una relación positiva entre la humedad y la salud»

¿Cuál es la Humedad Relativa Correcta para Interiores?

Mientras que algunas condiciones de humedad son ideales para el confort y la salud, en muchos casos, son menos ideales por otras razones. Una hr interior de 60%, puede cumplir con todos los requisitos para salud y confort, pero puede resultar dañina para paredes, muebles, etc

El empañamiento de las ventanas es, normalmente, una indicación de hr demasiado alta, y debe recordarse que esta misma condensación, se lleva a cabo dentro de las paredes y otros lugares vulnerables al daño por exceso de humedad.

Por lo tanto, es necesario fijar límites de seguridad para los niveles de humedad relativa en interiores, a fin de obtener los máximos beneficios de la humedad correcta, sin exponer la estructura a algún daño. Se recomienda que se sigan los datos de la tabla 13 10, para asegurar esos beneficios

Carta psicometrica

Guía de diseño

Esta guía de diseño esta enfocada a sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado tipo paquete - son los sistemas mas comunes para edificios comerciales en California - estas unidades son notorias por el consumo de energía para proporcionar calefacción, enfriamiento y deshumidificación en los edificios. El gasto de energía eléctrica y gas como resultado de una pobre integración y operación de los sistemas de HVAC en California es significativo. Los problemas surgen porque los diseñadores no entienden las implicaciones de una pobre integración de sistemas, no cuentan con adecuados procedimientos de una total integración de todos los elementos del edificio para un mínimo consumo de energía, y frecuentemente no tienen el financiamiento y los incentivos del mercado para implementar una total integración.

En esta guía de diseño se discuten una serie de tópicos relacionados con el diseño, instalación, operación, comisioning y mantenimiento para sistemas paquete de HVAC. Un número de problemas documentados en el campo evidenciaron a una o más de estas áreas. Las prácticas de diseño sugeridas están condensadas en el siguiente texto.

Prácticas de diseño sugeridas.

Evitar prácticas comunes semejantes como reducción de la potencia de iluminación, vidrios de alto desempeño y tragaluces, enfriamiento de techo, y hacer mejoras en técnicas de aislamiento del techo y para todo el edificio.

Dimensionar las unidades apropiadamente utilizando métodos aprobados por el ASHRAE evitando estrategias implementadas en el diseño, y utilizar razonablemente las suposiciones para conectar la potencia de la carga y las cantidades de aire de ventilación cuando el equipo es dimensionado.

Seleccionar el tamaño de la unidad y el flujo de aire basado en el cálculo de cargas sensibles sin sobredimensionar. Considerar el incremento de flujo aumentando la capacidad sensible en climas secos.

Especificar las unidades de acuerdo a los estándares conocidos de eficiencia Tier 2 establecidos por Consortium for Energy Efficiency, incorporando motoventiladores de eficiencia Premium, válvulas de expansión termostática, y economizadores probados e instalados en fábrica con control diferencial.

Diseñar sistemas de distribución con bajas velocidades para reducir las caídas de presión y ruido. Sellar y aislar el sistema de ductos localizados en el exterior del envolvente térmico del edificio.

Operar los sistemas de ventilación continuamente para proporcionar adecuada ventilación del aire. Incorporar ventilación de control de demanda para reducir las cargas de calefacción y enfriamiento.

Especificar termostatos de grado comercial de dos etapas de enfriamiento con capacidad para programar la operación del ventilador independientemente de los puntos de ajuste de calefacción y enfriamiento.

Comisionar los sistemas prioritarios para ocupar a través de una serie de check list y pruebas funcionales del equipo de control, operación del economizador, el índice de flujo de aire y la potencia del ventilador

Desarrollar expectativas claras sobre los servicios proporcionados por el personal de mantenimiento a los sistemas de HVAC

Los costos típicos para actualizar un edificio mejorando su eficiencia con iluminación eficiente, cristales de alto desempeño, enfriamiento de techo, mejoramiento en el aislamiento del techo, y un sistema de HVAC eficiente fluctúa desde \$ 2.70 US por pie cuadrado en climas costeros y \$ 3.50 US por pie cuadrado en climas desérticos. Cuando se emplea diseño integrado los créditos en el sistema de enfriamiento se reducen en los rangos del tamaño del sistema desde \$ 2.00 US por pie cuadrado en climas de la costa a \$ 3.3 US por pie cuadrado en climas desérticos, con un costo de impacto inicial de \$ 0.70 US por pie cuadrado en climas costeros a \$ 0.20 US por pie cuadrado en climas desérticos. Estos costos iniciales contrarrestan los ahorros del costo de energía anual en el orden de \$ 0.30 US a \$ 0.70 US por pie cuadrado por año, proporcionando ahorros de energía de 25% a 35% con un periodo de retorno de pago de 2.5 años o menos.

Esta guía de diseño de sistemas de HVAC es el resultado de un proyecto llevado a cabo en tres años sobre el desempeño de los sistemas paquete en edificios comerciales. Este proyecto observó 215 unidades de techo en 75 edificios en California. A través del monitoreo y pruebas de esas unidades en campo, los investigadores identificaron un número común de problemas en la instalación y operación. Las soluciones y recomendaciones presentadas en esta guía de diseño están basadas en los resultados de la investigación. Así como también los expertos líderes sobre otras investigaciones en sistemas paquete

Porque HVAC pequeños?

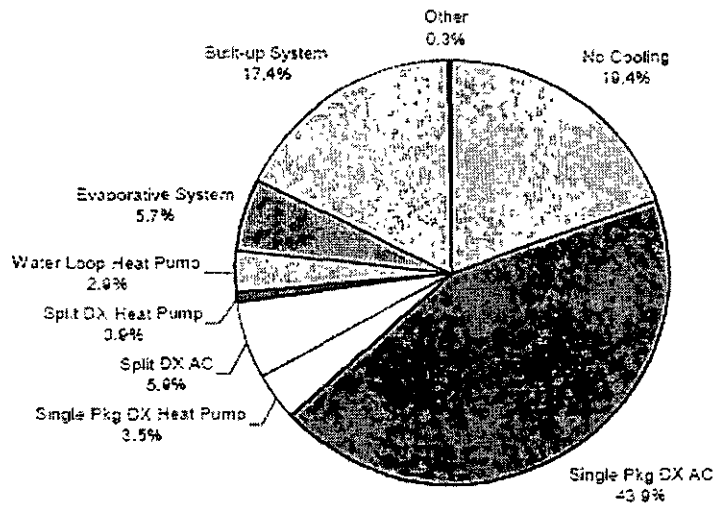
Los acondicionadores de aire de expansión directa y bombas de calor enfrían más de la mitad del total de los espacios en nuevas construcciones comerciales en California. De estos sistemas las unidades paquete sencillos dominan el mercado, representando aproximadamente tres cuartos del total de la capacidad de sistemas de DX.

Distribución de espacios acondicionados con sistemas HVAC en edificios comerciales nuevos en California.

Paquetes de aire acondicionado de DX son los sistemas de HVAC más populares en nuevas construcciones en el estado. Enfriando cerca del 44% del total de espacios acondicionados. Sistemas urbanizados son los segundos acondicionadores más populares, acondicionando cerca del 17% del total de los espacios. La combinación total de unidades paquete y sistemas de aire acondicionado split de DX y bombas de calor representan más de la mitad

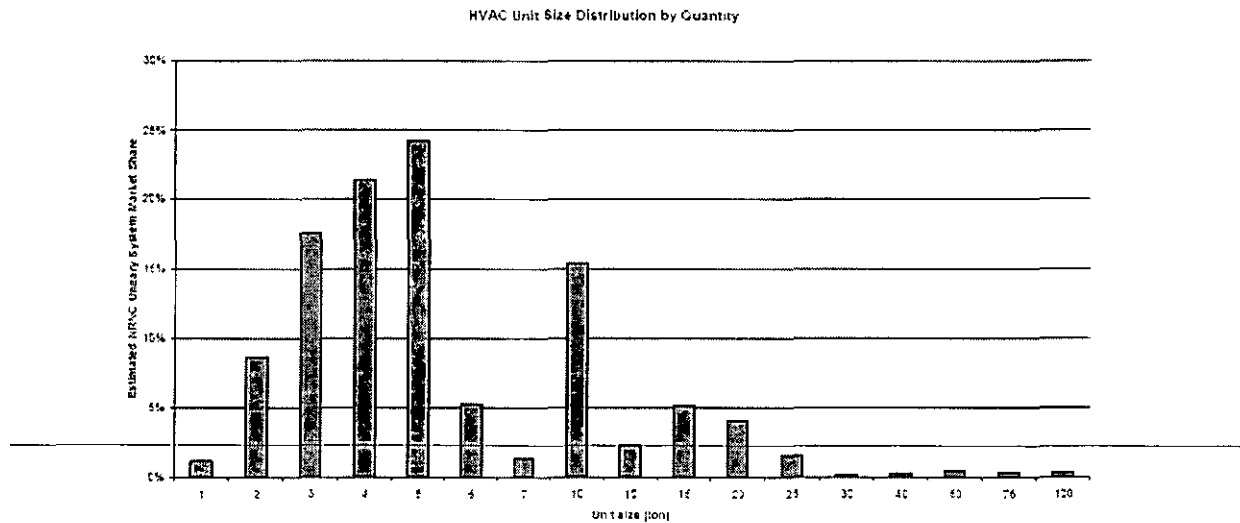
del total de los espacios en el estado. Note como una porción significativa (alrededor del 19%) del total de los espacios no están acondicionados. Fuente AEC 2002.

Cooling System Type Distribution by Floorspace



Distribución de la capacidad de sistema paquete de DX.

En términos de número de sistemas instalados, el tamaño del sistema paquete de DX más popular es el de 5 toneladas. Unidades entre 1 y 10 toneladas representan cerca del 90% del total de unidades vendidas en edificaciones nuevas en California. Fuente: AEC, 2002.



La unidad paquete de aire acondicionado es quien domina el mercado para sistemas pequeños, definidos aquí como sistemas de 10 toneladas y/o pequeños representan mas del 60% del total de la capacidad de enfriadores de DX instalados. El tamaño de la unidad mas popular es la de 5 toneladas.



FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA



División de Educación Continua, Facultad de Ingeniería, UNAM.

CURSOS ABIERTOS

DIPLOMADO EN REFRIGERACIÓN

MÓDULO VI

AIRE ACONDICIONADO Y
CALEFACCIÓN
CA 278

TEMA

SEGUNDA PARTE



INGENIERIA MECANICA

**EXPOSITOR: ING. ARTURO ALBA AGUILAR
DEL 03 AL 08 DE SEPTIEMBRE DE 2007
PALACIO DE MINERÍA**

La carta psicometrica

(1) Selección de las coordenadas

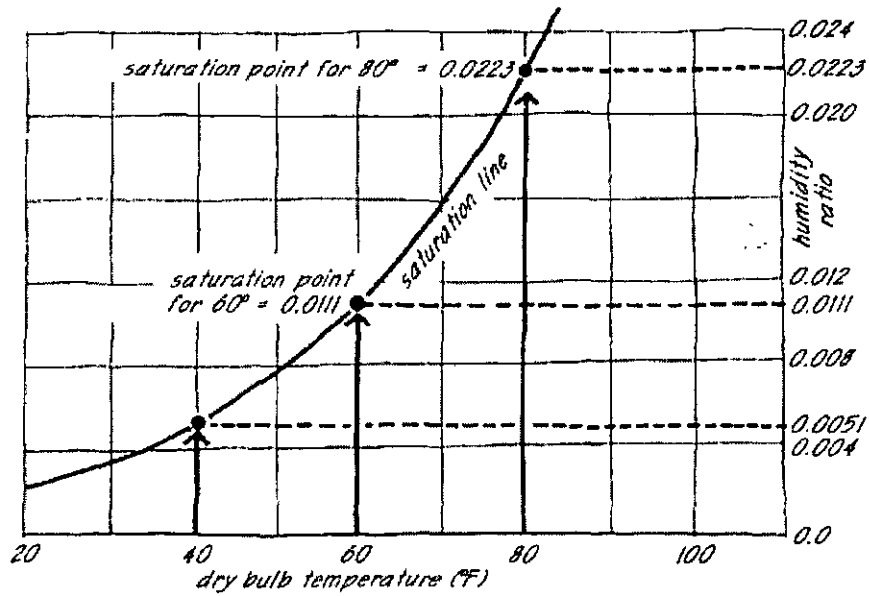
Coordenadas Horizontales ----- Entalpía (155°)
 Coordenadas Verticales ----- Índice de Humedad.

(2) Temperatura de Bulbo Seco

$$i = 1.01T + W(2501.3 + 1.86T) \quad (\text{SI Unit})$$

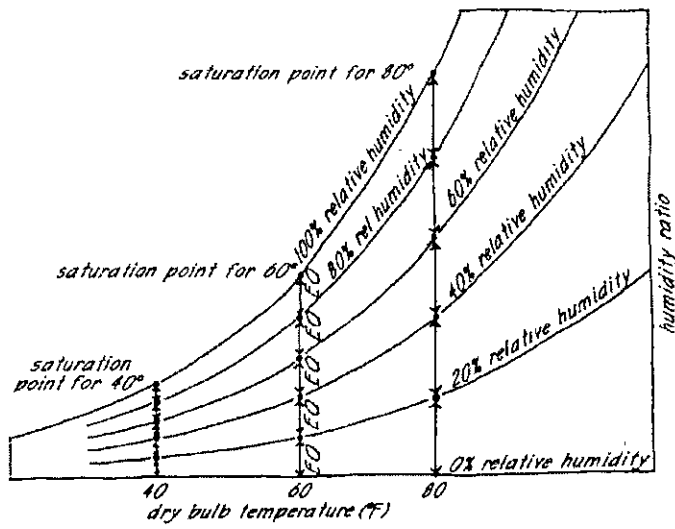
$$T = \text{const} \Rightarrow i \propto W$$

Las líneas isotermas no son paralelas



(3) Humedad Relativa

$$W = 0.622 \frac{\phi p_{v,s}}{P - \phi p_{v,s}} \quad \phi = \frac{W P - p_v}{W_s P - p_s} \times 100\%$$



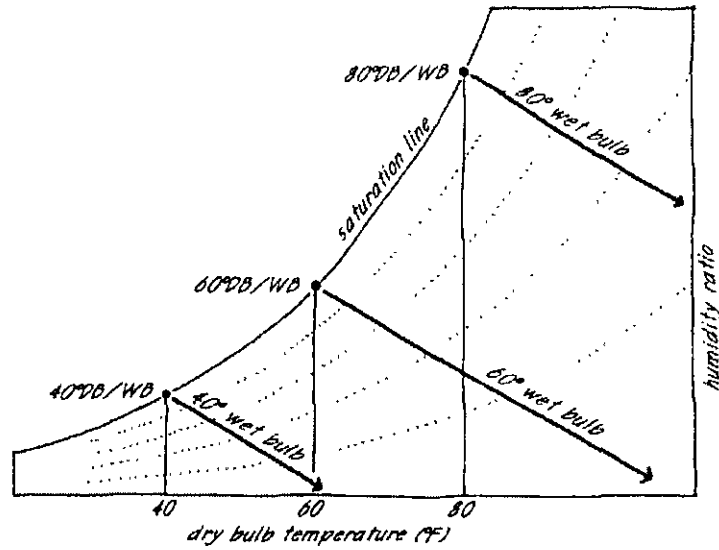
(4) Volumen Especifico

$$v' = \frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_a + \rho_v}$$

$$\rho_a + \rho_v = \frac{p_a}{R_a T} + \frac{p_v}{R_v T}$$

$$v' = \frac{T}{\frac{p_a}{R_a} + \frac{p_v}{R_v}}$$

(5) Temperatura de Bulbo Seco.



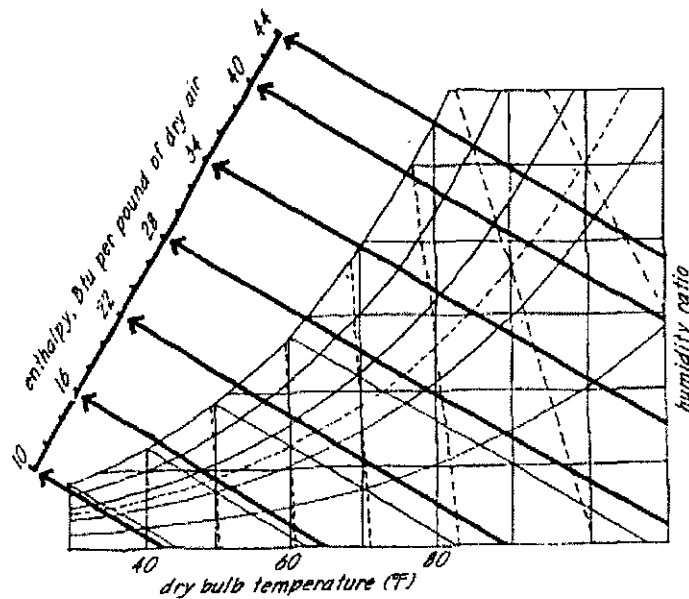
$$i = (C_{p,a} + W C_{p,v}) T_{wet} + W \times 2501$$

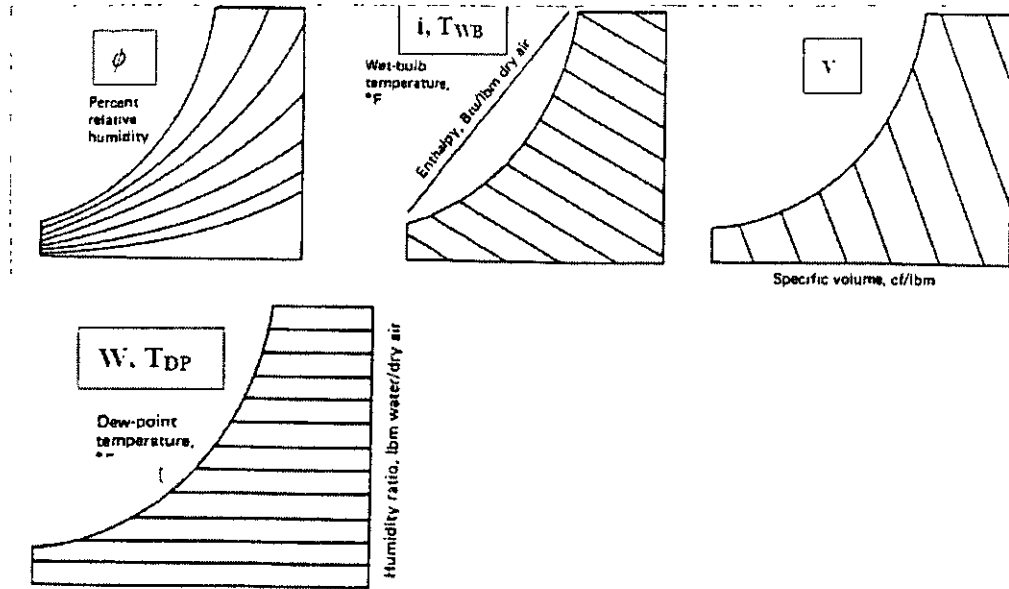
$$i = (C_{p,a} + W C_{p,v}) T_{wet} + W \times 2501 + W i_w$$

(6) Calor Sensible / Calor Total.

Entalpía / porcentaje de Humedad

Ver la Figura: parámetro primario del aire húmedo en la carta psicometrica.



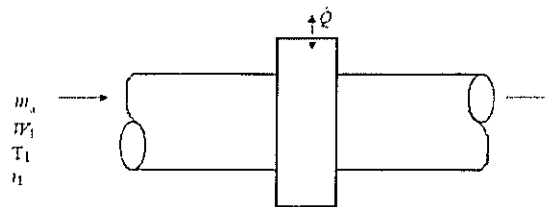


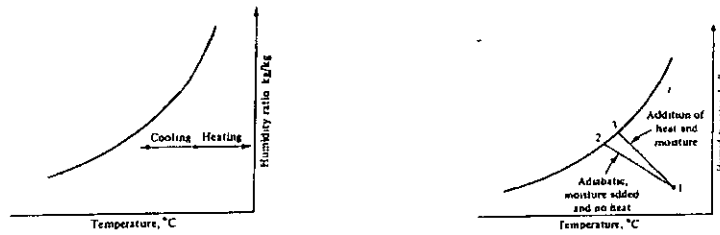
Procesos tipicos de aire acondicionado

- Enfriamiento y calentamiento sensible
- Enfriamiento y deshumidificación.
- Calentamiento y humidificación
- Humidificación adiabática
- Mezcla adiabática de aire.

Enfriamiento y calentamiento sensible

Estado es un punto, y un proceso (secuencia de estados) es una línea en la carta.





$$q = i_2 - i_1 = C_p (T_2 - T_1)$$

$$m = 4.5 \times \text{CFM}$$

$$Q_s = 1.1 \times \text{CFM} \times \text{DT}$$

Ejemplo

Una calentador de resistencia electrica se va a instalar en un ducto para calentar 400 lb de aire/ h de 60 a 90° F . cual es la capacidad necesaria del calentador?

Solucion

La energía eléctrica necesaria en el calentador se convierte en el calor necesario con la ecuación anterior.

$$Q = 0.24 m \times \text{DT}$$

$$Q = 0.24 \times 400 \text{ lb/h} \times (90 - 60)$$

$$Q = 2880 \text{ Btu/ h}$$

Como las capacidades de los equipos se expresan en Kilowatts o watts y no en Btu/h.

Tenemos

$$\text{Capacidad} = 2880 \text{ Btu/h} \times (1 \text{ KW} / 3410 \text{ Btu/h}) = 0.84 \text{ Kw.}$$

Ejemplo

Resuelva el ejemplo anterior utilizando la carta Psicometrica.

Solucion

Primero se localiza el estado inicial, la línea del proceso y el estado final en la carta. En las figuras anteriores se muestra el proceso y el diagrama de la disposición del equipo. El aumento de entalpia en cada libra es

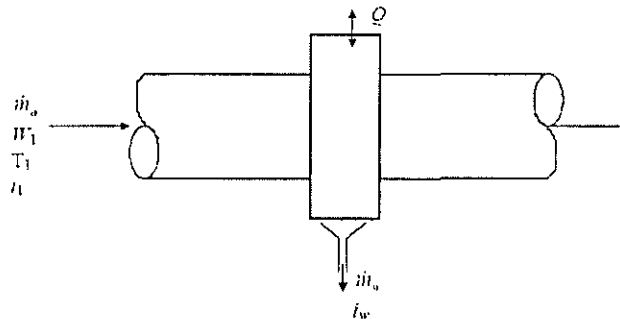
$$h_2 - h_1 = 29.6 - 22.3 = 7.3 \text{ Btu/Lb de aire seco.}$$

Y por lo tanto el aumento de entalpia en la cantidad total es:

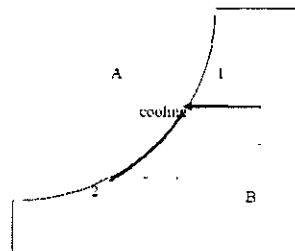
$$Q_s = m (h_2 - h_1) = 400 \text{ lb/h} \times 7.3 \text{ Btu/lb} = 2910 \text{ Btu/h}$$

Un resultado bastante apegado al anterior, notese que sencillo y comodo es la utilización de la carta psicometrica.

Enfriamiento y deshumidificación.



La humedad es removida como liquido saturado.



Donde la entalpia agua es $m \dot{w}_a (W_1 - W_2) h_{fT}$ y esta es normalmente pequeña.

$$\dot{Q}_{cebulina} = C_p (T_2 - T_1)$$

$$\dot{q}_{\text{latente}} = (W_2 - W_1) i_{fg}$$

El acondicionamiento de aire para el confort humano necesita en general de un proceso en donde se eliminen tanto el calor sensible como el calor latente del aire, esto es el aire se enfría y se deshumidifica. El calor latente y el calor sensible que se eliminan se calculan de las ecuaciones.

$$Q_s = 1.1 \times \text{CFM} \times \Delta T$$

$$Q_l = 0.68 \times \text{CFM} \times \Delta W$$

Ejemplo

Una unidad de aire acondicionado tiene un serpentín que enfría y deshumidifica 20 000 CFM de aire desde 82 °F BS y 50 % de HR hasta 64 °F y 61% de BH. Calcular la capacidad de calor sensible, latente y total del serpentín de enfriamiento, y la cantidad de humedad condensada.

Solucion

En la figura anterior. Se muestra el diagrama de flujo. Utilizando las ecuaciones anteriores. El calor sensible que se elimina es.

$$Q_s = 1.1 \times 20000 \times (18) = 396\,000 \text{ Btu/h}$$

De la carta psicometrica $W_2 - W_1 = 82 - 75 = 7 \text{ gr agua/ lb a.s.}$

$$Q_l = 0.68 \times 20000 \times (7) = 95\,000 \text{ Btu/h}$$

El calor total eliminado es

$$Q_t = Q_s + Q_l = 491\,000 \text{ Btu/h}$$

O sean

$$491\,000 \text{ Btu/h} \times (1 \text{ ton} / 12\,000 \text{ Btu} / \text{h}) = 41 \text{ T.R}$$

La capacidad total de enfriamiento del serpentín que se necesita para este trabajo es de 491 000 Btu / h (41 T.R) en las condiciones especificadas. La cantidad de humedad que se condensa durante el proceso es

$$m = (CFM \times (W2 - W1)) / 1556 = (20000 (7)) / 1556 = 90 \text{ lb/h}$$

se debe tener en cuenta el drenado del agua que se acumula continuamente en al unidad de aire acondicionado.

Una ecuación util para el calculo del calor agregado o el calor removido, cuando se resuelven problemas en la carta psicometrica es

$$Q = 4.5 \times CFM (H2 - H1)$$

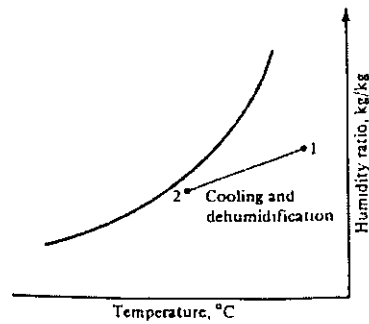
Que se aplica para cualquier proceso desde cualquier condicion 1 hasta cualquier condicion 2.

Se recomienda resolver los problemas psicometricos mediante las ecuaciones completas y la carta. Con ello se reducen las posibilidades de error, si se comparan los resultados

Resolviendo el ejemplo anterior utilizando la carta psicometrica

Solucion

Observando la figura. La linea del proceso es 1-2 (la linea es curva, como se explicara después). Sin embargo, la parte de eliminación de calor latente se muestra 1 y la de eliminacion de calor sensible es 2, aun cauando cundo no son las líneas de procesos reales.



el flujo es lb/h

$$m = 4.5 \times \text{CFM} = 4.5 \times 20000 = 90000 \text{ lb/h}$$

la eliminación de calor sensible es

$$Q_s = m (h_a - h_2) = 90\,000 (31.6 - 27.2) = 396\,000 \text{ Btu / h}$$

La eliminación de calor latente es

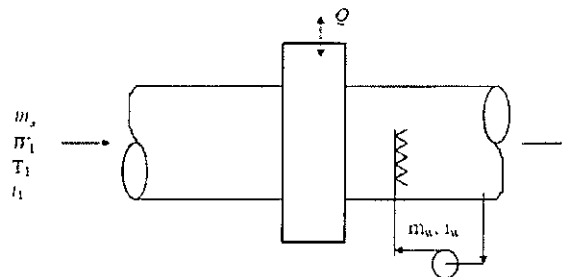
$$Q_l = m (h_1 - h_a) = 90\,000 (32.7 - 31.6) = 99\,000 \text{ Btu / h}$$

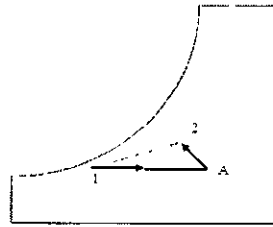
Y la eliminación total de calor es

$$Q_t = Q_s + Q_l = 495\,000 \text{ Btu / h}$$

El factor de calor sensible (SHF) se define como Q_s / Q_t . Este parámetro se muestra en la escala semicircular de la carta psicrométrica. Observe que el SHF puede ser negativo, si utilizamos la convención de signo Standard, según la cual la transferencia de calor sensible o latente hacia el sistema es positiva y la transferencia desde el sistema es negativa, entonces se obtiene el signo apropiado.

Calentamiento y humidificación





Si durante el proceso de humidificación se introduce calor al sistema, generalmente calentando el agua, se lograra humidificar y calentar simultáneamente, este proceso presentara una variación de entalpía entre la entrada y la salida del aire que es la cantidad de calor requerido para poder llevar a efecto el proceso.

$$\dot{Q} = 0$$

$$h_2 - h_1 = DW h_w \quad \text{pero } h_2 - h_1 = 0$$

$$W_2 - W_1 = DW$$

Sistemas de HVAC

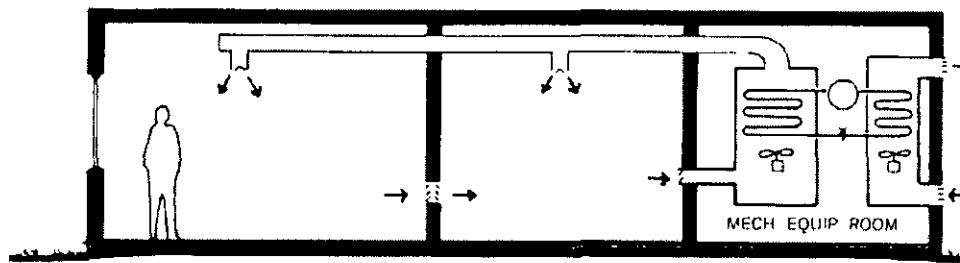


Figura. diagrama esquemático de un sistema todo aire.

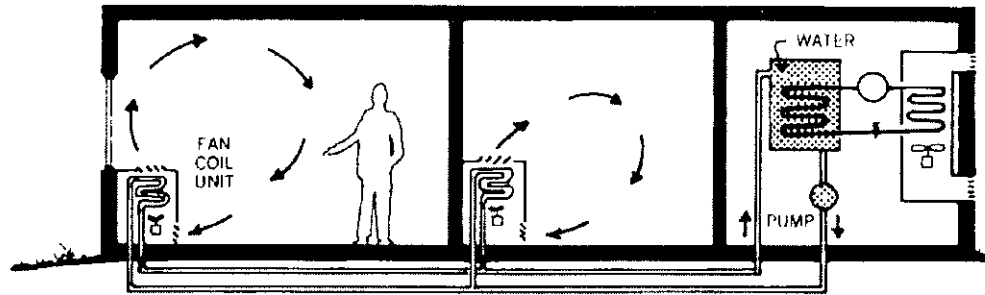


Figura. Diagrama esquemático de un sistema todo agua.

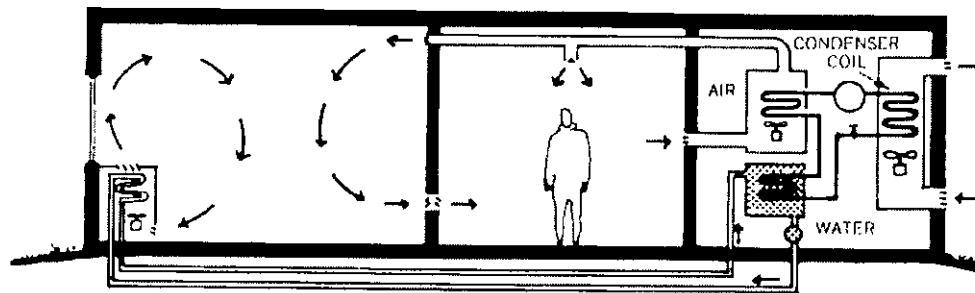


Figura. Diagrama esquemático de un sistema aire-agua.

Una unidad manejadora de aire (AHU) generalmente consiste de: serpentines, ventiladores, filtros controles mezcladores de aire, humidificador, recuperadores de calor. La siguiente figura representa un AHU para una zona simple todo aire

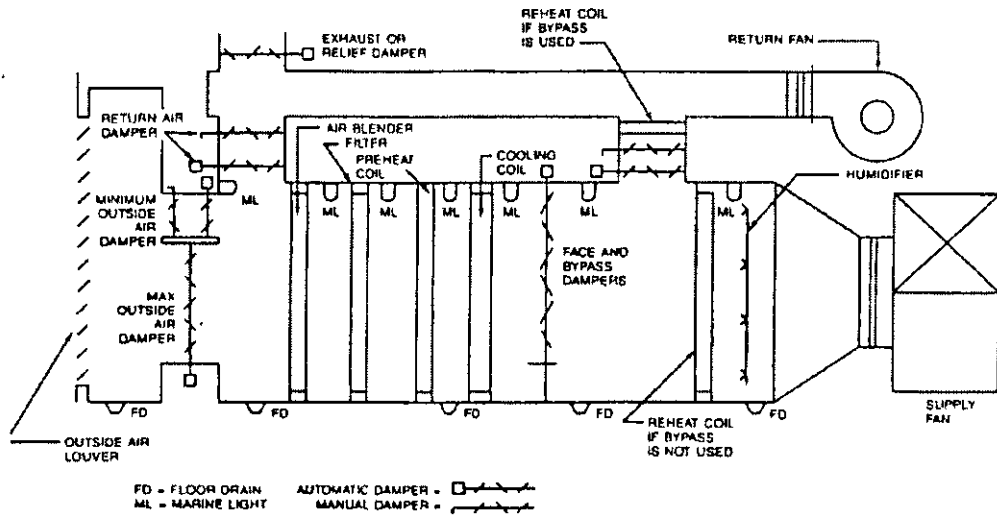
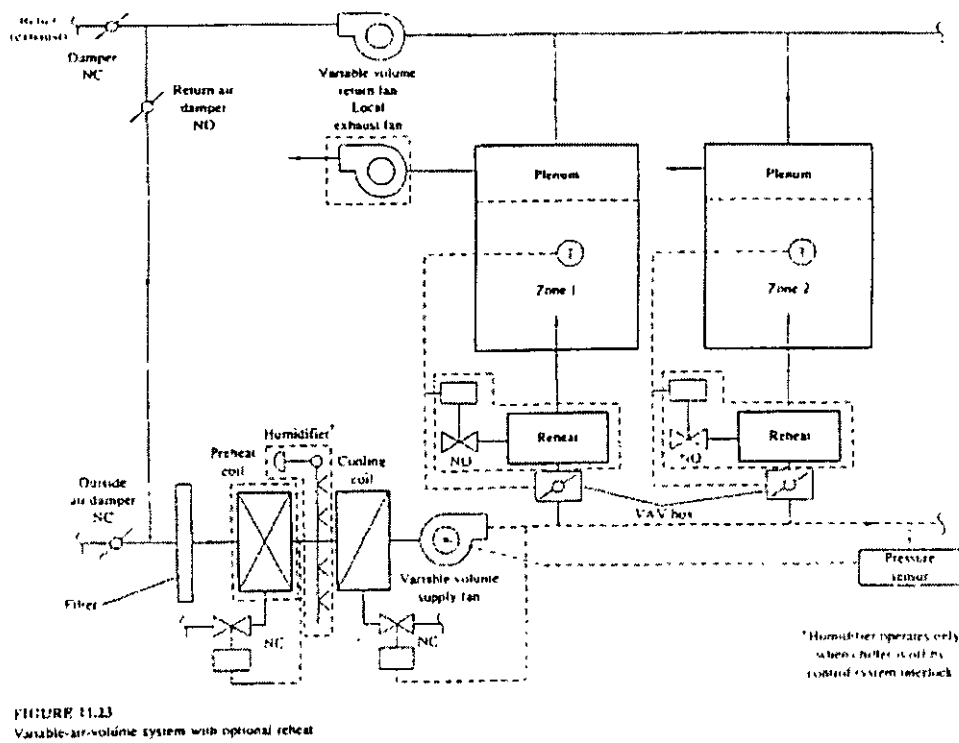


Fig. 1 Equipment Arrangement for Central Systems

Sistemas de volumen de aire variable.



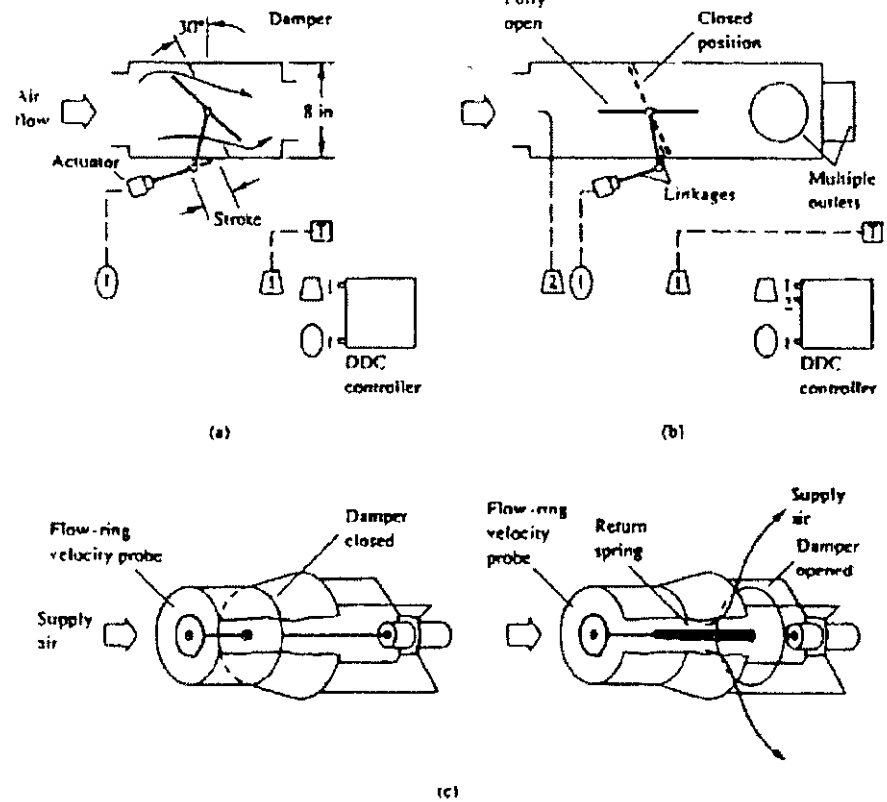


FIGURE 17.3 VAV boxes: (a) single-blade, pressure-dependent; (b) single-blade, pressure-independent; and (c) air valve

Terminales VAV

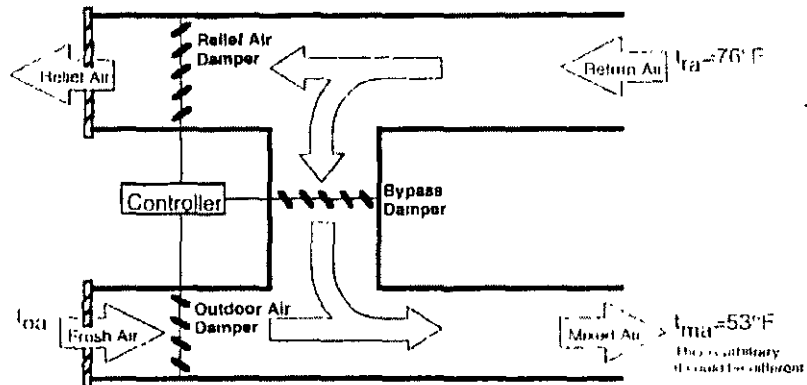
Damper de hoja sencilla.
 Válvula de aire.
 De inducción

El flujo primario induce el flujo secundario desde el plenum.

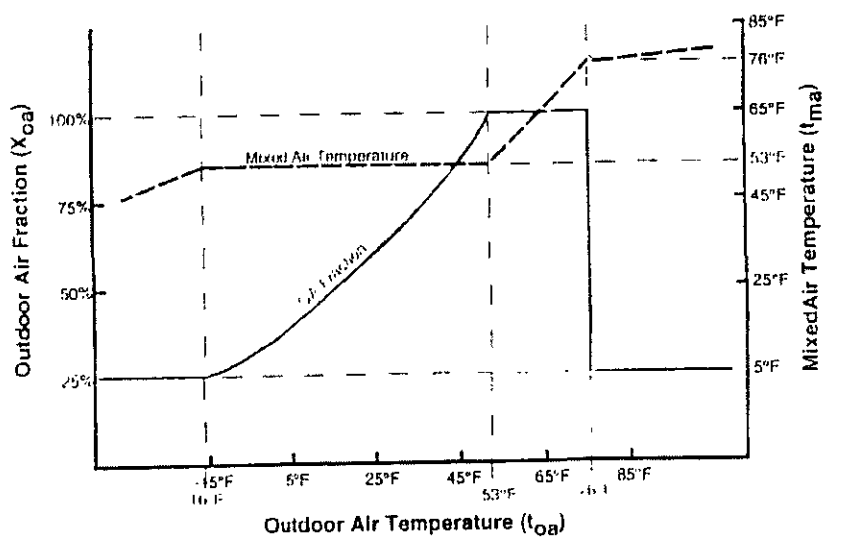
Economizadores lado aire.

El economizador lado aire utiliza el aire exterior para apagar el enfriamiento mecánico. La mezcla de dampers en la AHU varía el flujo del aire exterior de un mínimo flujo requerido hasta el 100% de aire exterior.

Economizer Return Air Temperature Control



$t_{oa} < -16^{\circ}\text{F}$	$X_{oa} = \text{minimum (ie. 25\%); } t_{ma} < 53^{\circ}\text{F} \text{ -- heat as necessary}$
$-16^{\circ}\text{F} < t_{oa} < 53^{\circ}\text{F}$	$X_{oa} = \text{varies to maintain } t_{ma} \text{ at setpoint (53}^{\circ}\text{F)}$
$53^{\circ}\text{F} < t_{oa} < 76^{\circ}\text{F}$	$X_{oa} = 100\%; t_{ma} = t_{oa}; \text{ cooling coil cools to setpoint (53}^{\circ}\text{F)}$
$t_{oa} > 76^{\circ}\text{F}$	$X_{oa} = \text{minimum (25\%); } t_{ma} > 76^{\circ}\text{F}; \text{ cool to setpoint (53}^{\circ}\text{F)}$



**Variation of OA Fraction and MA Temperature with OA Temperature
(Return Air Temperature Economizer Cycle)**

1-8

Ventajas: ahorra energía

Desventajas: energía alta para el ventilador VAV, ductos largos de aire exterior, control de humedad, sistemas de control caros, complejos, y requieren mantenimiento.

Sistemas de aire - agua.

El aire y el agua son distribuidos al espacio. El aire es alimentado para mejorar la calidad del aire el agua es utilizada para remover la carga de calefacción y enfriamiento.

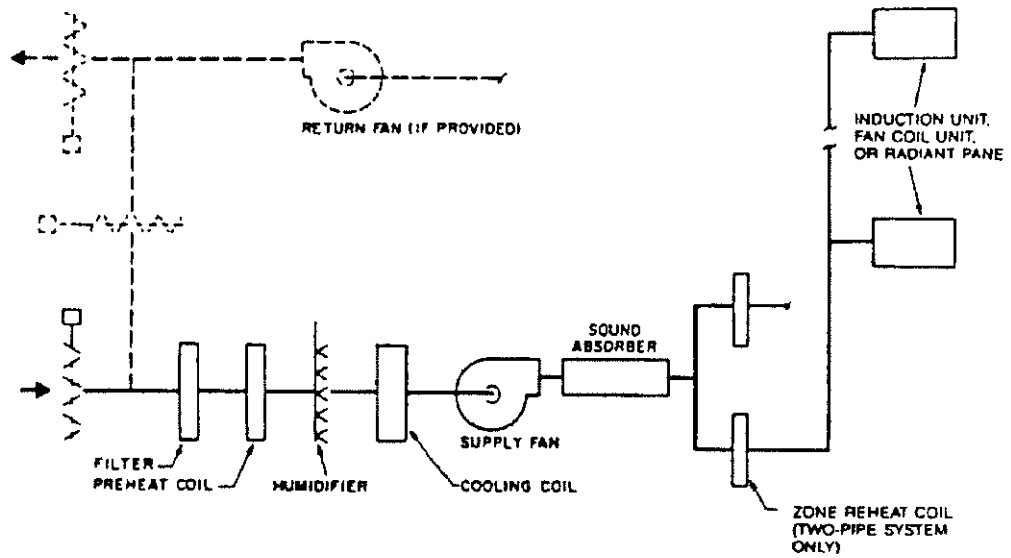


Fig. 2 Primary Air System

Sistemas ventilador serpentín (fan and coil)

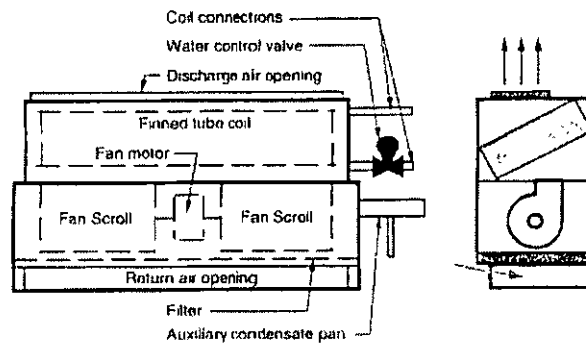
Los sistemas pueden ser aire agua o todo agua. Ellos pueden ser divididos más allá en

Dos tubos: agua caliente o fría.

Tres tubos: dos de alimentación y uno para retorno común.

Cuatro tubos: dos tubos para alimentación y otros dos para retorno

Fan Coil Unit



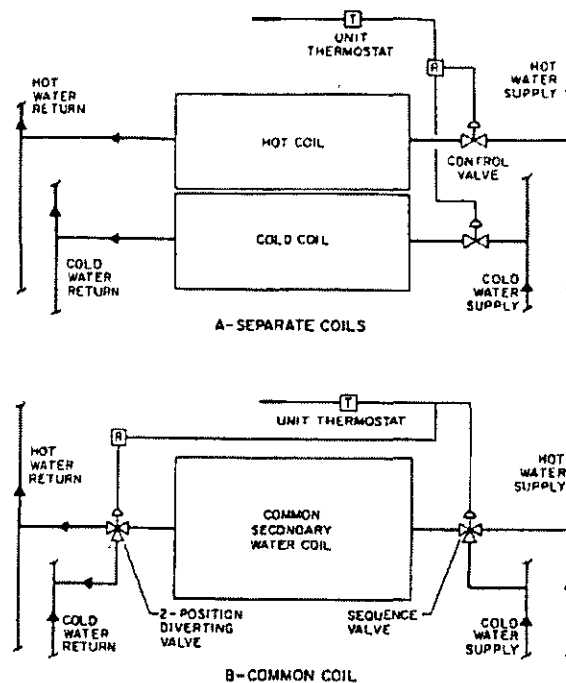


Fig. 9 Four-Pipe System Room Unit Control

las unidades fan and coil. Consisten de:

los fan and coil nuevos tienen serpentines separados para calentamiento y enfriamiento esto incrementa los costos iniciales comparado con unidades con un serpentín sencillo. Como siempre, el sistema de cuatro tubos es el más flexible que el sistema de dos tubos, y no requiere hacer "cambios" o recalentamiento de zona

La unidad fan and coil es flexible, puede acondicionar aire primario y tener una mejor filtración que la unidad de inducción. El aire primario es directamente alimentado si el sistema es de aire agua.

Sistema todo agua.

Todo el acondicionamiento del aire es logrado por intercambio de calor en las terminales de agua-aire. Ejemplo:

Fan and coil

Unidad de ventilación.

Paneles radiantes

All-Water Systems

Fan coil units do not provide ventilation.

Unit ventilators draw air in through walls (see schematic at right)

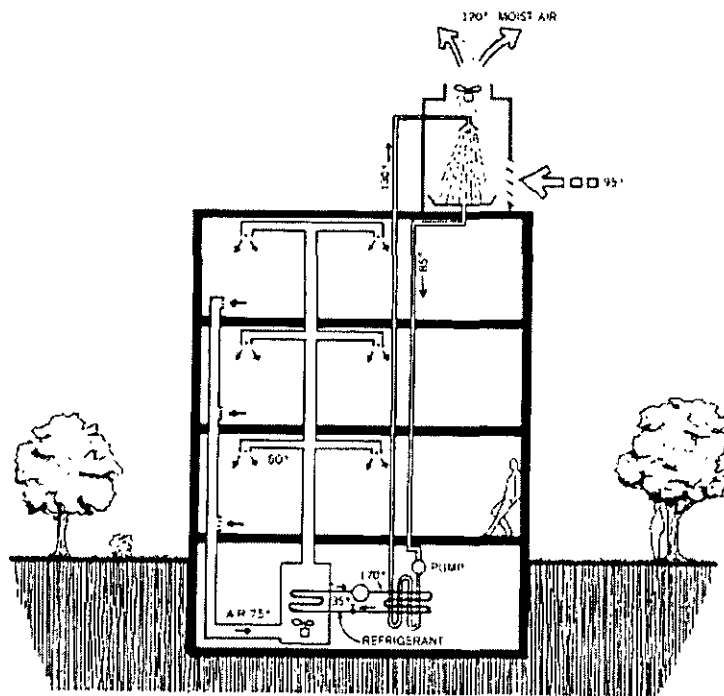
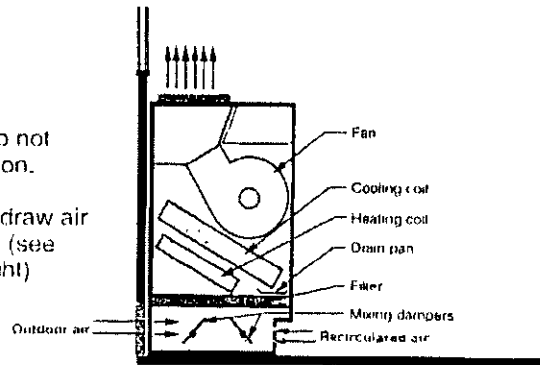
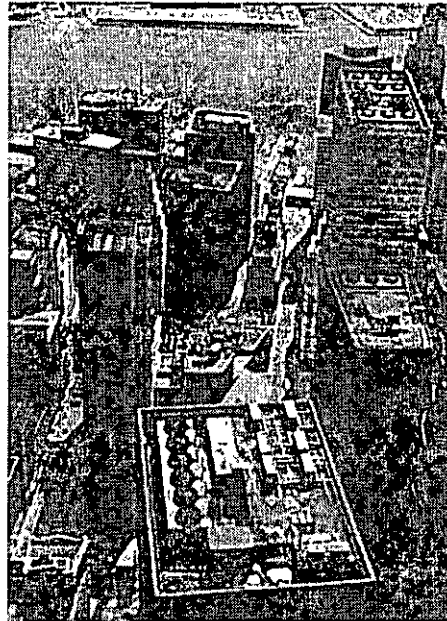


FIGURE 14.9g
 A cooling tower cools water by evaporation. This cooling water is then used to cool the condenser coil located elsewhere.

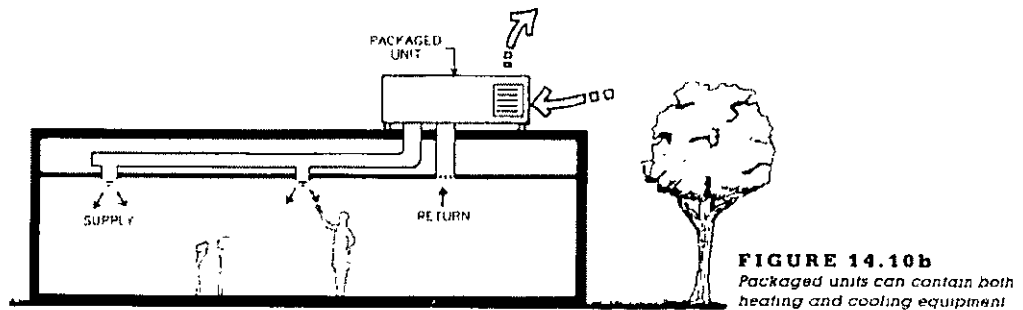


Sistemas híbridos y unitarios.

Los sistemas unitarios son completamente unidades de A/C paquete.

Unidades incrementales

Los ejemplos son unidades para moteles unidades simple zona grandes. Son para calefacción, sistemas con serpentines para calefacción sistemas manejador de aire y enfriamiento, serpentines de enfriamiento, refrigeración, y ventiladores, etc..



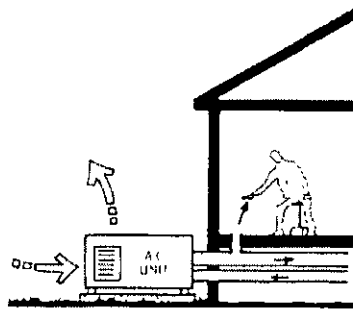


FIGURE 14.10d
Packaged unit designed for crawl space construction

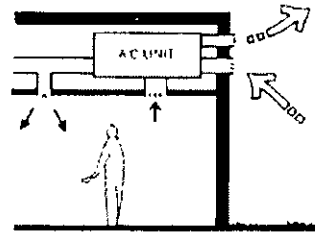


FIGURE 14.10e
Packaged unit designed for placement above suspended ceiling

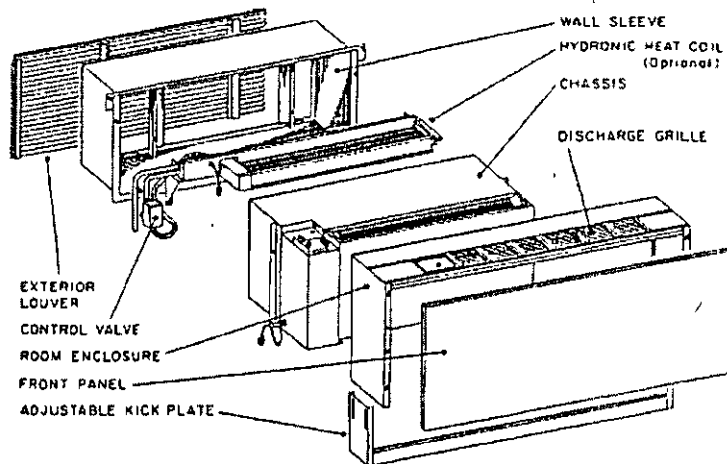
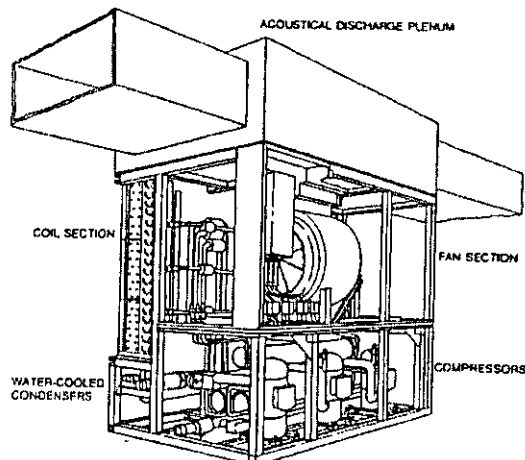


Fig. 1 Packaged Terminal Air Conditioner with Heat Section Separate from Cooling Chassis



3.5 Commercial Self-Contained Unit with Discharge Plenum

Bomba de calor

Bombas aire - aire

Bombas agua - aire. (el agua sirve como fuente de calor)

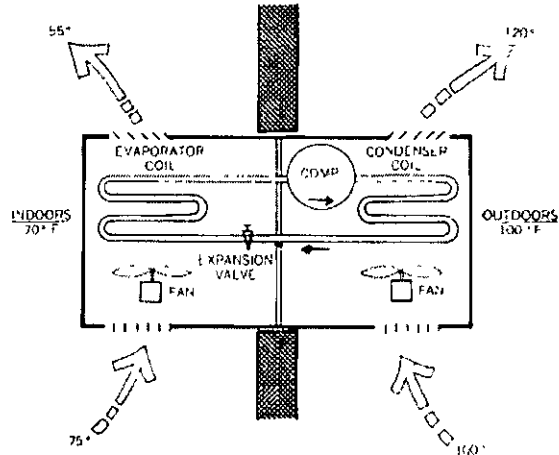


FIGURE 14.8a
A simple through the wall air conditioner unit essentially consists of a compressive refrigeration machine

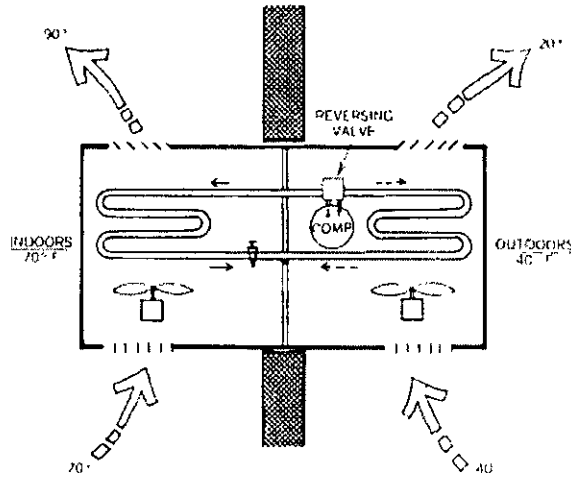


FIGURE 14.8b
In a "heat pump" the reversing valve allows the refrigerant to flow in either direction in the winter condition shown, the outdoor coil becomes the evaporator and the indoor coil the condenser

Fuente aire - el costo es bajo, y es eficaz. La fuente - Agua (tierra) el costo es alto, y es más eficaz que el aire.

Ejemplo de un edificio comercial con HVAC pequeños.

Este es un ejemplo de un edificio comercial pequeño con unidades paquete de techo. Este edificio en particular tiene aproximadamente 5,500 pies cuadrados con tres unidades paquete con capacidad de 5 toneladas de refrigeración cada una



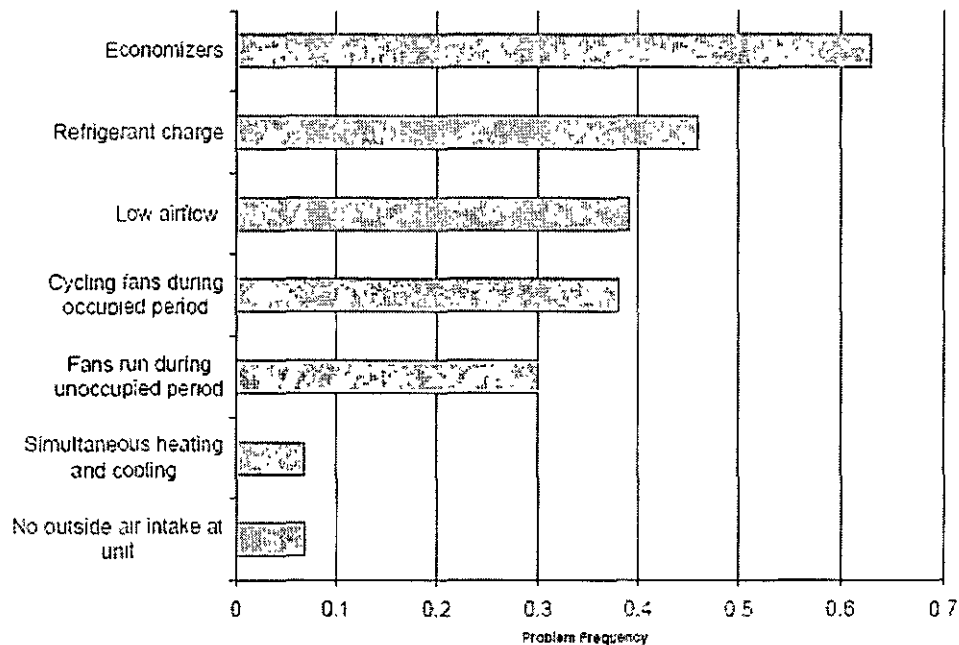
Estas unidades de techo pequeñas son los "caballos de batalla" de la industria de los edificios comerciales, muchos sistemas fallan debido a que su completo potencial tiene problemas con el diseño, la instalación y operación.

Desempeño en campo.

El New Building Institute y el proyecto PIER identifico un número de problemas en campo con los sistemas HVAC que están instalados y operados. Los Problemas identificados incluyen economizadores dañados, carga inapropiada de refrigerante, ventiladores trabajando en periodos de desocupación, ventiladores ciclando en encendido y apagado cuando se solicita enfriamiento o calefacción o bien proporcionado ventilación de aire continuo, bajo flujo de aire, inadecuada ventilación, y operación simultanea de enfriamiento y calefacción. Un resumen de fallas encontradas de este estudio se encuentra en la figura siguiente.

Frecuencia de problemas observados en el estudio PIER

Esta figura muestra la frecuencia de varios problemas comunes observados en el estudio PIER.



Economizadores. Presentan un alto índice de fallas en el estudio. De las unidades equipadas con economizadores 64% no operan correctamente. Los modos de falla incluyen los contactos pegados o inoperables (el 38%), la falta del sensor o del control (el 46%), o la pobre operación (el 16%). El impacto medio de la energía de economizadores inoperables es de cerca de 37% de la energía anual para enfriamiento.

• **Carga de refrigerante.** Un total del 46% de las unidades evaluadas fue cargado incorrectamente, dando por resultado disminución de la capacidad de enfriamiento y/o de la eficiencia de la unidad. El impacto promedio de la energía por problemas de carga de refrigerante fue de cerca del 5% de la energía anual para enfriamiento.

• **Bajo Flujo de aire.** El bajo flujo de aire fue también un problema común. En Total, el 39% de las unidades probadas tenían índices de flujo aire muy bajos de (< 300 cfm/tonelada). El índice de flujo promedio de todas las unidades probadas fue de 325 cfm/ tonelada, que es cerca del 20% menos que los índices de flujo utilizados generalmente para clasificar la eficiencia de la unidad. El bajo flujo de aire da lugar a la reducción de la eficiencia de la unidad y de la capacidad de enfriamiento. El impacto anual en la energía por bajo flujo de aire es de cerca del 7% de la energía anual para enfriamiento.

- **Potencia del ventilador.** La potencia promedio medida en el estudio fue cerca del 20% más alto que los supuestos utilizados en los estándares de energía del título 24, causando un aumento importante en la energía anual utilizada por el ventilador.

Ventiladores ciclando. Los ventiladores del sistema fueron encontrados ciclando por intervalos con la activación de calefacción o enfriamiento en el 38% de las unidades probadas. Los estándares de energía del título 24 requieren que todos los edificios sin ventilación natural con las ventanas operables u otras aberturas estén ventilados mecánicamente. La alimentación con aire fresco continuo durante las horas de ocupación es confiada a la operación continua del ventilador de la fuente de la unidad de HVAC.

- **Operación del ventilador en periodos de desocupación.** Los ventiladores también fueron observados funcionando continuamente durante periodos de desocupación en el 30% de los sistemas observados. Mientras que esta práctica mejora la ventilación del espacio, representa una oportunidad de ahorrar energía a través de un reajuste del termostato y del ciclado del ventilador durante los periodos de desocupación.

Calefacción y enfriamiento simultáneo. Las unidades adyacentes controladas por termostatos independientes fueron observadas proporcionando calefacción y enfriamiento simultáneo a un espacio en el 8% de las unidades monitoreadas en el estudio. Esto se debió en gran parte a los errores del usuario en el ajuste y utilización del termostato, y a la pobre colocación del termostato durante la instalación.

Sin aire exterior. Una inspección física reveló esto que cerca del 8% de las unidades no era capaz de proveer aire del exterior a los espacios acondicionados. En algunos casos, las tomas de aire del exterior no fueron proporcionadas y fueron selladas en la unidad. En otros casos, los dampers de aire exterior estuvieron dañados, evitando la toma de aire del exterior.

Las soluciones al resto de estos problemas están en manos de los actores del mercado arriba y abajo del diseño del edificio, de las constructoras y de las mantenedoras. Los enfoques de esta guía de diseño sobre acciones específicas para diseñadores que pueden tomar acciones para reducir al mínimo los problemas y para crear edificios comerciales de alto desempeño a través del diseño integrado de edificios de eficiencia energética y de sistemas mecánicos.

Diseño integrado

Utilice estrategias que eviten carga tal como iluminación de alta eficiencia, cristales de alto desempeño, enfriamiento de azoteas, y diseño del aislamiento de la azotea para reducir las cargas de enfriamiento impuestas al sistema de HVAC. La reducción del tamaño de sistema de HVAC en los costos iniciales atenúan los primeros costos de estas estrategias de eficiencia energética.

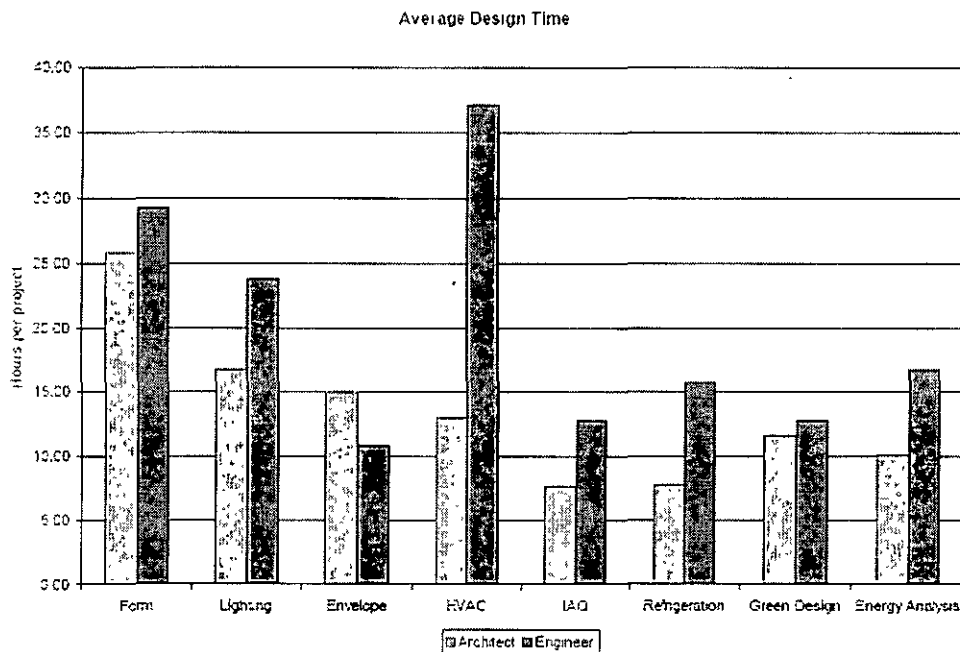
Los sistemas de HVAC, como todos los sistemas en el edificio, no funcionan de forma aislada, sino son parte de un sistema interactivo de componentes. Antes de tratar el diseño de los sistemas de HVAC, este capítulo trata varios aspectos del diseño del edificio que contribuyen a las cargas impuestas al sistema de HVAC. Muchas de estas recomendaciones avanzadas de diseño se están incorporando a programas de eficiencia y están siendo aplicadas por líderes diseñadores y aplicada en edificios de alto desempeño. Por Incluir éstas estrategias de "evitar carga" en el diseño, el tamaño y el consumo de energía del sistema de HVAC puede ser reducida. Los costos iniciales por las estrategias de evitar carga son compensados generalmente por reducciones en el tamaño y el coste del HVAC y del sistema de distribución (Energy Design Resources, 1998a).

El diseño integrado en el contexto de edificios pequeños se debe ver en el contexto del tiempo de diseño asignado a los proyectos pequeños. Un examen reciente de los profesionales del diseño que trabajaban en edificios pequeños fue conducido para conseguir el tiempo asignado a las variadas etapas en el proceso de diseño (Jacobs y Henderson, 2002). La figura 5 resume los resultados del examen. El tiempo promedio de diseño para el sistema de HVAC a un edificio pequeño (definido como 20,000 pies² o menos) es menor de una persona-semana. Otros aspectos del proceso de diseño, tales como forma del edificio, iluminación y la envolvente consiguen incluso menos atención que el sistema de HVAC.

Los proyectos de diseño dirigidos bajo estos apremios de tiempo no permiten mucha interacción entre los arquitectos y sus contrapartes los ingenieros para optimizar el diseño. Sin embargo, las estrategias de evitar carga discutidas en esta sección se pueden aplicar prescriptivamente a la mayoría de los edificios pequeños. Los arquitectos y los ingenieros deben considerar el adoptar estas estrategias como parte de sus estándares de diseño, proporcionando los beneficios de las estrategias de evitar carga sin que requieran mucho análisis.

Figura 5 promedio de tiempo utilizado por los diseñadores de edificios comerciales pequeños.

Esta figura muestra la cantidad promedio de tiempo utilizado por los ingenieros y arquitectos durante las distintas fases del diseño de los edificios comerciales pequeños. Aunque el tiempo asignado a el diseño de los HVAC is grande, menos de una semana por persona es el tiempo generalmente utilizado en el diseño de los HVAC. Fuente. Jacobs and Henderson, 2002.



Reducción de la energía de iluminación

La iluminación representa una de las mayores oportunidades para ahorrar energía en edificios comerciales. Aunque el título 24 es uno de los más exigentes códigos de energía en los U.S. Hay una amplia oportunidad para reducir la potencia en la iluminación teniendo en cuenta el título 24. La nueva generación de lámparas T-8 y balastros electrónicos, fluorescentes T-5s, de alta intensidad, diseño de iluminación de acuerdo a la tarea y el ambiente, controles de iluminación, y aprovechamiento de la luz de día, representan

oportunidades para reducir la energía en iluminación y el tamaño del sistema HVAC requerido para remover el calor generado por los sistemas de iluminación

Las guías de energía de edificios avanzados, la comparación de edificios de alto desempeño, desarrollada por el New Building Institute recomienda una lista para la potencia de la densidad de iluminación por el tipo de espacio (Institute 2003). Estos valores son generalmente 10% abajo de los valores propuestos teniendo en cuenta el título 24, están basados sobre la aplicación del estado del arte de las fuentes de iluminación y fijas para un diseño común de iluminación en edificios que contienen esos espacios. Una lista de recomendaciones por tipo de espacio se muestra en la tabla 1.

Table 1. Lighting Power Recommendations by Space Type

Tenant Area or Portion of Building	E-Benchmark Lighting Power Density (W/ft ²)	Proposed California T14-2005 Lighting Power Density (W/ft ²)	Additional allowance for Chandelier
Automotive Facility	0.9	1.1	
Convention Center	1.1	1.4	yes
Court House	1.1	1.4	yes
Dining: Bar/Lounge/Leisure	1.5	1.1	yes
Dining: Cafeteria/Fast Food	1.4	1.1	yes
Dining: Family	1.6	1.1	yes
Dormitory	1	1.5	
Exercise Center	1	1	
Grocery Store	1.3	1.6	
Gymnasium	1.1	1	
High End Retail	3.5	3.7	yes
Hospital/Healthcare	1.1	1.1	
Hotel	1	1.4	yes
Library	1.1	1.3	
Manufacturing Facility	1.1	1.3	
Motel	1	1.4	
Motion Picture Theatre	1.1	0.9	
Multi-Family	NA	1	
Museum	1.1	1	
Office	0.9	1.1	
Parking Garage	0.1	N/A	
Penitentiary	1	1	
Performing Arts Theatre	1.6	1.4	yes
Police/Fire Station	1	0.9	yes
Post Office	1.1	1.6	
Religious Building	1.1	1.3	yes
Retail	1.1	1.6	
School/University	1.1	1.1	
Specialty Retail	1.6	1.7	yes
Sports Arena	1.1		
Town Hall	1.1	1.4	yes
Transportation	1	1.1	

Tenant Area or Portion of Building	E-Benchmark Lighting Power Density (W/ft ²)	Proposed California T24-2005 Lighting Power Density (W/ft ²)	Additional allowance for Chandelier
Warehouse	0.6	0.6	
Workshop	1.4	1.3	

Estas guías fueron desarrolladas basadas sobre una aplicación de una nueva generación de productos de iluminación esto ofrece un incremento en la eficiencia sobre las practicas comunes del diseño de iluminación. (Institute, 2002^a). Por ejemplo:

Fluorescentes de alto desempeño.

Una nueva generación de lámparas T-8 esta siendo introducida con fósforo mejorado proporcionando un mejor color traduciéndose en una mejorada eficacia. Estas son sobrenombradas como las "Súper" T-8 cuentan con unos índices traducidos a los 80s en color y proporcionan 34% mas iluminación de salida por watt de entrada comparado con las lámparas T-8. La luz de salida sobre la vida de la lámpara (depreciación de lumen) es también mejorada en la lámpara súper T-8.

La T-5 de alta salida (HO) es una lámpara fluorescente lineal proporcionando significativamente un mejoramiento en eficiencia lumínica y control optico sobre las lámparas T-8 comunes, emitiendo hasta 1.7 veces los lúmenes de salida de las T-8. el tamaño completo de las T-5 son menores al 35% del diámetro que equivalen las T-8, reduciendo el tamaño de la luminaria. Estas lámparas son mejor utilizadas en iluminación directa o indirecta o paliación en techos altos como la superficie brillante del T-5 puede presentar deslumbramiento visual cuando es utilizada en forma directa.

Aditivos Metálicos compactos

Las lámparas de aditivos metálicos compactos están ahora disponibles en configuraciones con reflectores que reemplazan a las lámparas incandescentes de baja iluminación,

Aditivos metálicos de arranque por pulso.

Las lámparas de aditivos metálicos de arranque por pulso ofrecen un mantenimiento mejorado de iluminación, estabilidad de color, y una sobrevida de las lámparas comunes de aditivos metálicos. La eficacia inicial de la lámpara es la misma, pero el mejoramiento de la lámpara por depreciación de iluminación los diseñadores tendrán en cuenta para especificar cerca del 25% del watagge bajo cuando se requieran mantener los lúmenes. Estas lámparas son convenientes para grandes almacenes, aplicaciones comerciales e industriales que requieren buen color y alta eficiencia.

La tabla 2 resume el estado del arte de tecnologías de iluminación estas pueden ser utilizadas en varias aplicaciones en edificios.

Table 2. Lamp Efficacies for New Technology Lighting Sources

Measure	Baseline Technology	Efficacy Lumens/W	Improved Technology	Efficacy Lumens/W	% Savings
High efficiency fluorescent	F32T8/xx NLO	70	F32T8/8xx Super RLO	94	26
	F32T8/xx NLO	70	F32T8/8xx	103	32
Compact metal halide	PAR 35/IR	30	PAR 30/CMH	60	50
Pulse-start metal halide	MH 400	60	MHP 300	60	0 ¹

¹ Efficacy remains constant but lumen depreciation is reduced by 25%

Utilización de sistemas de ventanería de alto desempeño.

Los sistemas de ventanería de alto desempeño están ensamblados de cristales de alto desempeño, estructuras y espaciadores. La ventanería de alto desempeño también representa una buena oportunidad para la eficiencia energética en edificios comerciales, los cristales de alto desempeño son "selectivos espectralmente" reduciendo las ganancias de calor solar las cuales transmiten una gran proporción de luz visible entonces los cristales no son selectivos. Los cristales de alto desempeño utilizan una combinación de tintes (pigmentos adicionados al cristal fundido) y capas (bajo-e y/o tratamientos de superficie reflectiva) El tinte, de los sistemas de cristales de bajo-e, disponible de los proveedores de cristales, reduce las ganancias de calor solar y conducción térmica. De ese modo se reduce el tamaño del sistema de aire acondicionado. La ventanería de alto desempeño además mejora el confort térmico de los ocupantes por la reducción de "puntos calientes" de ganancia solar directa, moderando las temperaturas del cristal y de la superficie interior de la estructura. Un buen diseño de edificios utiliza sistemas de ventanas de alto desempeño que puedan reducir el deslumbramiento a través de una selección cuidadosa de transmitancia de luz. Similarmente, los skylights de alto desempeño están disponibles para la reducción de ganancias de calor solar y conductancia de calor, las cuales mantienen suficiente transmisión de luz visible para aplicaciones de luz de día.

Una variedad mundial de productos de cristal esta disponible para uso en edificios comerciales (institute, 2002). Los sistemas de cristales están caracterizados por la selección de materiales cristalinos (cristal, plástico, fibra de vidrio), paliación de una capa a los cristales, diseño de estructuras para el cristal y el espaciador utilizado para separar las capas de cristal en las unidades selladas y aisladas. Los tintes pueden ser adicionados a los materiales del cristal para reducir las ganancias de calor. Tintes verdes y azules proporcionan mejoras de desempeño sobre los tintes bronce y gris por su alta transmisión de luz. Las capas de cristal pueden ser bañadas con capas de material reflectivo y/o baja-emision para reducir las ganancias de calor solar y la transmisión de calor entre las capas de cristal, varios tipos de baños de baja-e están disponibles a tono de las ganancias de calor solar, transmisión de luz solar, perdidas por transmisión, y cristales reflexivos para una apropiada aplicación previa.

Las estructuras para cristales en la construcción comercial son generalmente construidas de aluminio extruido. Las estructuras de metal común proporcionan una trayectoria de conducción directa de calor entre el exterior y el interior del edificio. Un bloqueo térmico de las estructuras de aluminio es construirlas en dos o mas partes, las cuales son conectadas por una unión no metálica como el uretano. Estas estructuras reducen la

conducción termica del exterior y el interior del edificio mejorando el confort termico para los ocupantes localizados cerca de la ventanas.

El titulo 24 requiere excluir el cristal de panel sencillo de muchas aplicaciones, y requieren de doble panel, cristal de baja-e en varias zonas climaticas. Sin embargo, sistemas de cristales de alto desempeño estan disponibles en virtualmente todas las aplicaciones. La tabla 3 resume los sistemas de cristales comunes y de alto desempeño apropiados para los climas de California.

Materiales para enfriar techo.

Los materiales para techo con baja absorción solar y alta emisión térmica (enfriadores de techo) pueden reducir las cargas pico del HVAC y el consumo de energía. Las azoteas frescas trabajan para reflejar la radiación solar mientras que realizan transferencia de calor radiante al cielo, reduciendo así la carga de la "azotea" del edificio. Las azoteas frescas son típicamente blancas y tienen una textura lisa. Productos para techos comerciales calificado como azotea fresca cae en dos categorías: simple aplicación y líquido aplicado. El blanco simple aplicacion esta hecho de materiales sintéticos tales como EPDM, PVC, y Hypalon. Los productos Líquido-aplicado están hechos de elastomeros, de poliuretano, y base acrílico se pueden utilizar para cubrir una variedad de substratos. La tabla 4 resume la azotea fresca y las características estándares del producto del material para techos (PG&E, 2002). Nota: Las ripias del asfalto tienen reflexión bastante baja, mientras que las ripias blancas del asfalto realizan solamente ripias marginales mejor que oscuras del asfalto

Table 3. High-Performance Glazing

Standard practice (Title 24 compliant) and high-performance glazing products for California climate regions. SHGC = solar heat gain coefficient.

Calif. Climate	Standard Practice					High Performance						
	Glazing	Frame	Spacer	SHGC	Total Assembly U-value	Glazing	Frame	Spacer	SHGC	Total Assembly U-value	% difference	Total Assembly U-value % diff.
Mountains	Tinted double low-e	Standard metal	Standard	0.39	0.57	High perf tint double low-e	Metal with thermal break	Insulated	0.31	0.42	21%	26%
North Coast	Tinted double low-e	Standard metal	Standard	0.39	0.57	High perf tint double low-e	Metal with thermal break	Insulated	0.31	0.42	21%	26%
South Coast	Tinted double low-e	Standard metal	Standard	0.39	0.57	High perf tint double low-e	Metal with thermal break	Insulated	0.31	0.42	21%	26%
Valley	High perf tint double low-e	Metal with thermal break	Standard	0.36	0.49	Reflective high perf tint double low-e	Metal with thermal break	Insulated	0.19	0.42	47%	14%
Desert	High perf tint double low-e	Metal with thermal break	Standard	0.36	0.49	Reflective high perf tint double low-e	Metal with thermal break	Insulated	0.19	0.42	47%	14%

Table 4. Reflectance and Emittance of Popular Roofing Products

The reflectance and emittance of popular roofing products is shown below. The most effective products have both a high reflectance and a high emittance. Shaded entries exhibit properties of "cool roofs" (reflectivity greater than 0.70 and an emittance greater than 0.70). Source: PG&E, 2002.

Cool Roof Type	Material	Total Solar Reflectance	Emittance
Reflective coatings	Kool seal elastomeric over asphalt shingle	0.71	0.91
	Aged elastomeric on plywood	0.73	0.88
	Flex-tec elastomeric on shingle	0.65	0.59
	Insultec on metal swatch	0.78	0.90
	Enerchon on metal swatch	0.77	0.91
	Aluminum pigmented roof coating	0.80 - 0.85	0.42 - 0.67
	Lo-mit on asphalt shingle	0.54	0.42
White metal roofing	MBCI Silcocked white	0.59	0.85
	Atlanta Metal products Kynar Snow White	0.67	0.65
Single-ply roof membrane	Black EPDM	0.06	0.86
	Grey EPDM	0.23	0.87
	White EPDM	0.69	0.87
	White T-EPDM	0.81	0.92
	Hypalon	0.76	0.91
Paint	White	0.85	0.98
	Aluminum paint	0.60	0.40
Asphalt shingles	Black	0.03 - 0.05	0.81
	Dark brown	0.08 - 0.10	0.91
	Medium brown	0.12	0.91
	Light brown	0.19 - 0.20	0.91
	Green	0.16 - 0.19	0.91
	Grey	0.08 - 0.12	0.91
	Light grey	0.18 - 0.22	0.91
	White	0.21 - 0.31	0.91

Reducciones en ganancias de calor a través de la azotea afectan la temperatura del espacio del plenum situado entre el techo bajo y la azotea, que contiene la mayoría de las canalizaciones en edificios comerciales pequeños. Las ganancias de calor de ducto y las pérdidas por fugas de aire (especialmente en el lado de retorno) pueden aumentar las cargas del HVAC del orden del 30%, así que un plenum fresco pueden reducir el consumo de energía y mejorar la comodidad del ocupante, especialmente en los edificios comerciales donde los sistemas funcionan continuamente durante las horas de ocupación. Las azoteas frescas pueden también reducir la temperatura del aire del exterior en el nivel de la azotea. El impacto de una azotea fresca depende de la localización y del valor R del aislamiento de la azotea. El Buen-aislado del sistema de techos con el aislamiento aplicado a la loza de la azotea o de la superficie interior del techo es afectado menos por las azoteas frescas que los edificios mal aislados o edificios con poner-en el aislamiento (véase la sección siguiente).

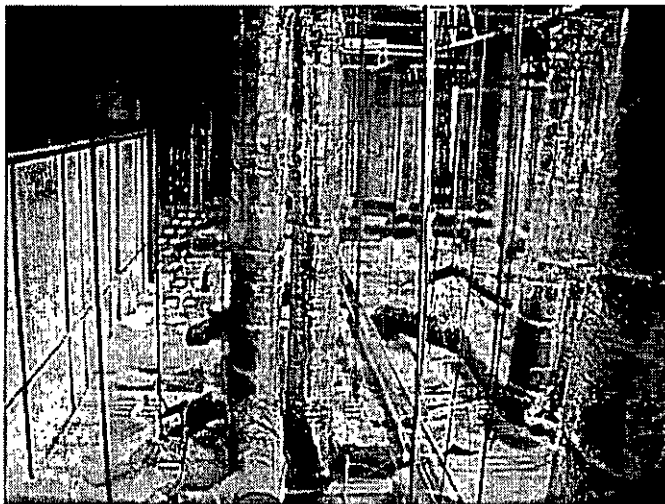
Mejore el sistema de aislamiento de la azotea

La localización y el R-valor del aislamiento de la azotea o del techo pueden también tener un efecto principal en el funcionamiento del sistema de HVAC (Heschong Mahone, 2003a). El aislamiento de la azotea se puede instalar directamente en la loza de la azotea o la superficie interior del techo, mientras que el aislamiento del techo se aplica generalmente encima del plafond (llamado "poner-en" el aislamiento). Cuando el aislamiento se aplica a la azotea, el espacio del plenum entre la azotea y el plafond está situado dentro de la envolvente térmica del edificio y los impactos de pérdidas del ducto y las fugas del ducto del HVAC reduciendo sustancialmente la eficiencia del sistema.

La instalación interior del aislamiento generalmente está incompleta debido a los accesorios de la iluminación, a los difusores del HVAC, a las regaderas contra incendio, y a otros dispositivos instalados en las piezas modulares del plafond que interfieren con la instalación del aislamiento. El aislamiento instalado en las piezas modulares del plafond es inevitable que sea removido porque los módulos se tiene que mover para acceder al plenum a instalar el cableado de datos y de telecomunicaciones, para reubicar la salida del difusor de HVAC, y otras actividades de mantenimiento (véase el cuadro 6). Aunque el área superficial del límite termal del edificio amplía debido a la inclusión de las paredes del pleno, las pérdidas totales de la conductancia disminuyen debido a la cobertura mejorada del aislamiento. La colocación interior del aislamiento se permite bajo los estándares 2001 del título 24, pero no será permitido bajo los estándares 2005 excepto en circunstancias especiales.

Figura 6. Aislamiento interior.

Aislamiento interior en un almacén convertido a oficina. Note el pobre aislamiento del plafond y los ductos localizados en el espacio acondicionado.



Ubicación de la unidad.

La localización de una unidad de la HVAC en la azotea puede afectar su eficiencia de funcionamiento, confiabilidad y utilidad. Situe la unidad para reducir al mínimo las trayectorias del ducto con los requisitos arquitectónicos para ocultar la unidad de la vista. Las paredes altas de parapeto o el enclaustramiento de la unidad pueden inhibir el flujo de aire alrededor de la unidad y aumentar la temperatura del aire del local. Las temperaturas excesivas de techo pueden reducir la capacidad de enfriamiento y la eficiencia de la unidad.

Proporcionar acceso para servicio a todas las unidades que permita el acceso a los paneles y a las puertas para el retiro sin interferencia. Localice las unidades lejos de salidas de aire de extracción para mejorar la calidad del aire interior. Esto es especialmente importante en aplicaciones de restaurantes, donde el extractor de grasas del sistema de ventilación de la cocina pueda introducir tomas de aire del exterior de las unidades localizadas también cerca de las salidas del extractor. La entrada de aire cargado de grasa reduce grandemente la vida de servicio de los filtros y puede causar fallas prematuras de los componentes del economizador.

Ejemplo de un diseño integrado.

Estos aspectos aparentemente sin relación del diseño del edificio pueden tener un efecto profundo en el tamaño y el coste del sistema de HVAC. Los arquitectos y los contratistas de design/build deben considerar el incluir éstas estrategias de reducir carga en sus diseños para alcanzar un desempeño superior. Los costos incrementados por estas estrategias se pueden compensar por la reducción del sistema de HVAC en tamaño y precio.

Para mostrar las interacciones entre las estrategias de reducción de la carga discutidas en esta sección y del tamaño del sistema de HVAC así como el costo, una serie de simulaciones de computadora fueron hechas en un modelo simple de la "caja" de un edificio de oficinas comercial pequeño. La tabla 5 describe este modelo.

Tabla 5. Descripción del modelo prototipo de un edificio

Model Parameter	Standard Building	Improved Building*
Shape	Rectangular, 50ft x 40ft	
Conditioned floor area	2000 ft ²	
Number of floors	1	
Floor-to-ceiling height	9 ft	
Plenum height	3 ft	
Exterior wall construction	3 in. concrete tilt-up construction insulated	
Ext. wall R-Value	R-11 (coastal), R-15 (Valley and Desert)	

Model Parameter	Standard Building	Improved Building*
Window type	Coastal Climate (Oakland): Triple double low-e with standard metal frame and spacer Central Valley (Sacramento) and Desert (Palm Springs): High performance tint double low-e with thermally broken metal frame and standard spacer	Coastal Climate (Oakland): High performance tint double low-e with thermally broken metal frame and insulated spacer Central Valley (Sacramento) and Desert (Palm Springs): Reflective high performance tint double low-e with thermally broken frame and insulated spacer
Window/wall ratio	28%	
Roof construction	Built-up roof over plywood deck	Built-up roof over plywood deck, R-19 insulation
Roof reflectance	Standard roof	Cool roof
Ceiling construction	Acoustic tile with lay-in insulation (R-19) with 80% coverage	Acoustic tile
Lighting power density	Code compliant using standard sources (13 W/ft ²)	E-Benchmark compliant using new sources (0.9 W/ft ²)
Equipment power density	0.5 W/ft ²	
Operating schedule	7 am – 6 pm M-F	
Number of people	11	
Outdoor air	15 cfm/person	
HVAC system	Single package rooftop air conditioner with gas furnace	
Size	Varies	
CFM	400 cfm/ton	
SEER	9.7 SEER	13 SEER
Economizer	Differential enthalpy	
Thermostat setpoints	Heating 70/55, Cooling 74/85	
Fan power	0.365 W/ft ²	
Supply duct surface area	27% of floor area	
Duct leakage	38% total leakage; evenly split between supply and return (18% supply, 18% return)	8% total leakage
Duct insulation R-value	R-4.2	R-6
Return leak from outside air	0%	
Return system type	Ducted	

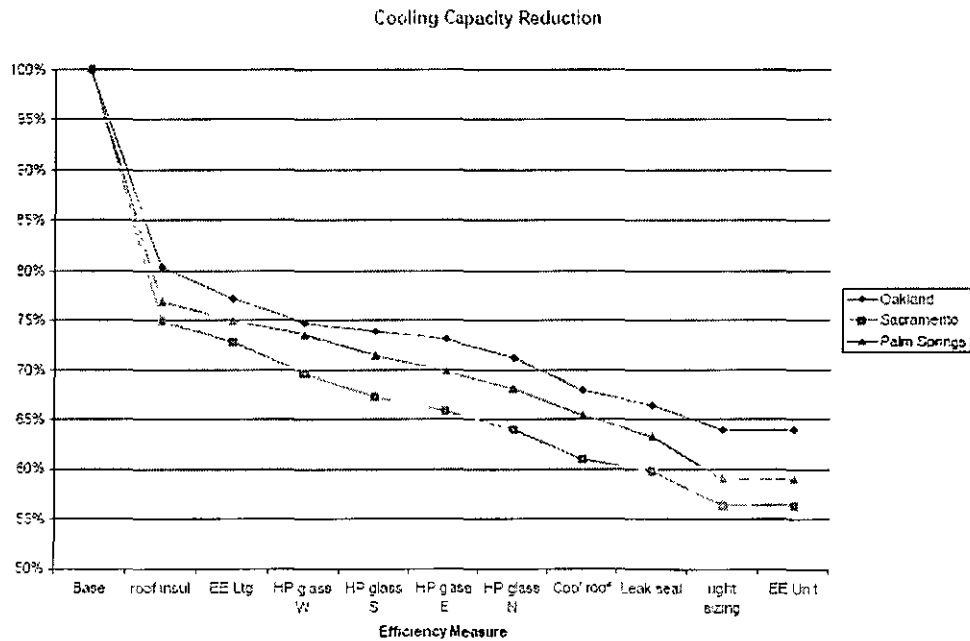
* Only changes from the Standard Building are shown.

Tabla 6 cambios de diseño simulados por computadora.

Design Change	Legend
Insulation location moved from ceiling to roof	Roof insul
Energy-efficient lighting	EE Ltg
High-performance glass on the West orientation	HP glass W
High-performance glass on the South orientation	HP glass S
High-performance glass on the East orientation	HP glass E
High-performance glass on the North orientation	HP glass N
High-reflectivity roofing material	Cool roof
Duct leakage sealing	Leak seal
Reducing HVAC system size to correspond to reduced cooling loads	Right sizing
Energy-efficient rooftop unit	EE unit

Figura 7. Impactos en un diseño integrado.

Las siguientes graficas muestran los impactos del diseño integrado en el tamaño del sistema de HVAC y del costo energético. En todos los climas, la reducción del tamaño del sistema esta en el orden del 40% y la reducción en costos energéticos anuales es del orden del 25% al 30%, esto es posible con estrategias simples de rendimiento energético.



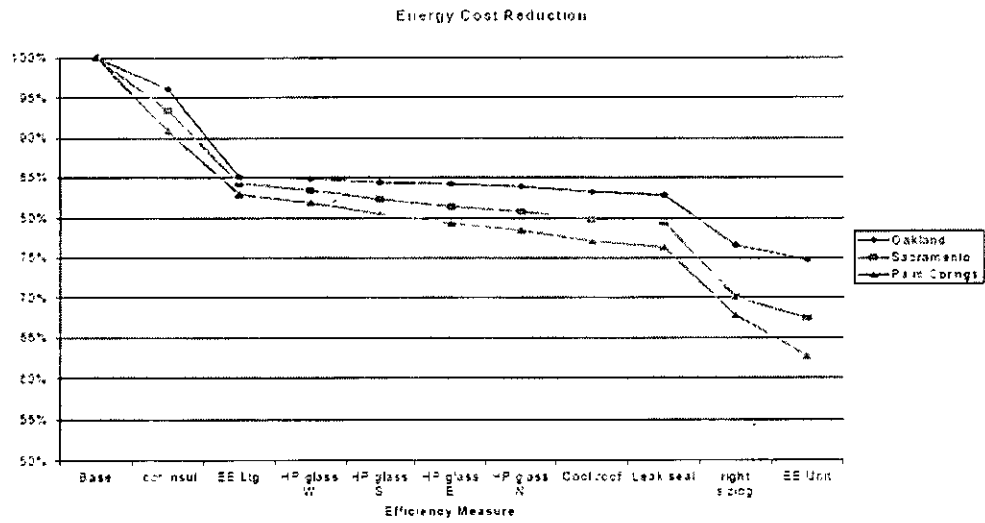


Tabla 7 resumen de los impactos por las medidas de eficiencia energetica sobre los costos iniciales del edificio.

Tabla 7. Costos Estimados

Measure	Description	Incremental unit cost	Total incremental cost*	Source
Insulation location	Climate zone 3 (Oakland)	\$0.30 per ft ² floor area	\$1,003	McHugh et al. 2005
	Climate zone 12 (Sacramento)	\$0.32 per ft ² floor area	\$1,044	
	Climate zone 13 (Palm Springs)	\$0.32 per ft ² floor area	\$1,044	
Energy efficient lighting	Office occupancy	70.1\$ per ft ² floor area	\$360	Institute, 2002a
High performance glass	Climate zone 3 (Oakland) non-North	\$3.30 per ft ² glass area	\$1,446	DEER database (Nenergy, 2001) CALMAC low volume
	Climate zone 2 (Oakland) North	\$7.73 per ft ² glass area	\$1,292	
	Climate zone 12 (Sacramento), 13 (Palm Springs), non-North	\$6.44 per ft ² glass area	\$2,660	
	Climate zone 12 (Sacramento), 13 (Palm Springs), North	\$7.92 per ft ² glass area	\$1,259	
Cool roof	New construction	\$0.30 per ft ² roof area	\$600	PG&E 2002
Duct insulation upgrade and leakage sealing	New construction	\$600.00 per system	\$600	PG&E 2004
High efficiency HVAC	18 SEER	\$270 per ton	\$1,350	20% markup per DEER database

* Analysis for 2000 ft² building.

Las medidas para evitar la carga en este ejemplo reducen el tamaño del sistema de HVAC proporcionando ahorros anuales de energía, según lo demostrado en la figura 7.

Note, mejorando el sistema de aislamiento del techo tiene el efecto más grande sobre el dimensionamiento del sistema de HVAC, debido a la reducción de las cargas de la azotea y a las interacciones con las fugas de los ductos.

El costo inicial de la unidad de HVAC se estima en \$1,350 por tonelada instalada. Los costes de la instalación de ductería y los componentes del sistema de distribución del aire se estiman en \$1,350 adicionales por tonelada instalada (medidos, 2003). El incremento en el costo inicial, el valor del crédito de la capacidad, los ahorros de energía del primer año, y el retorno de pago se resumen en la tabla 8.

Tabla 8. Precios netos y ahorros de energía

Climate zone	City	Incremental cost	Capacity credit	Net first cost	Annual energy cost savings	Simple payback (yr)
CZ 3	Oakland	\$5,448	-\$3,987	\$1,461	\$603	2.4
CZ 12	Sacramento	\$6,859	-\$6,475	\$384	\$978	0.4
CZ 15	Palm Springs	\$6,076	-\$6,621	-\$545	\$1,429	0.2

Está claro en este ejemplo que la reducción de tamaño del sistema de HVAC cubre casi el incremento del costo inicial mejorando el rendimiento energético. Los costos pequeños iniciales restantes son cubiertos por los ahorros de energía en un período de tiempo corto.

Tamaño de la unidad

Para Tomar plena ventaja de un aprovechamiento del diseño integrado, utilice métodos de dimensionamiento responsables y las estrategias utilizadas en el diseño para evitar carga. Utilice suposiciones realistas en cargas conectadas y cantidades de aire de ventilación cuando calcule el tamaño de la unidad. Evite el sobredimensionamiento del equipo para mejorar la eficiencia energética.

Muchos sistemas pequeños de HVAC están significativamente sobredimensionados, dando por resultado una operación ineficiente, reduciendo la confiabilidad debido a un ciclado frecuente de compresores, y un pobre control de la humedad. Los sistemas sobredimensionados también dan lugar a un gasto en la inversión de capital por unidad de HVAC y el sistema de distribución. El sistema sobredimensionado también afecta la capacidad del sistema al proporcionar operación simultánea del economizador y el compresor, y exacerba los problemas con la energía del ventilador del sistema de distribución, puesto que las unidades más grandes son alimentadas con ventiladores más grandes.

Use métodos de dimensionamiento sensible para evitar la carga

Una variedad de metodologías se utilizan para determinar el tamaño del sistema de HVAC, incluyendo la "regla del pulgar" basado en ft^2/ton , métodos manuales (e.g., manual de ACCA N), y cálculo de la carga por medios automatizados (Energy Design Resources, 1998a). Un examen reciente de practicas de diseño en el mercado comercial pequeño del edificio indicó que aunque los cálculos automatizados de la carga se utilizan más a menudo que los métodos manuales, las suposiciones utilizadas en los cálculos de la carga están basadas en suposiciones conservadoras sobre la estructura del edificio, diseño de la iluminación, y densidades de ocupacion (Jacobs y Henderson, 2002). Para obtener las ventajas del costo inicial de las estrategias de evitar carga, estas estrategias pueden estar incluidas en los cálculos de la carga.

Este examen fue conducido por toda la nación, y puede no ser representante de las prácticas del diseño en California, en donde las imposiciones dirigidas a las practicas de diseño del título 24 utilizan el software de conformidad tal como el Energy Pro. Las capacidades de estas herramientas, junto con el software de los fabricantes se resumen en la tabla 9.

Figura 8 practicas de dimensionamiento de los sistemas de HVAC

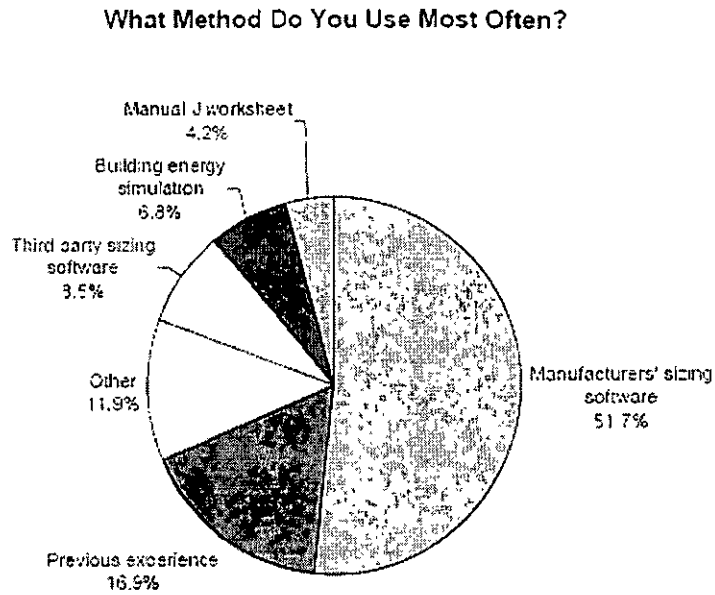


Tabla 9. Defectos y capacidades del software para calculo.

Un estudio reciente dirigido por el instituto de la investigación y de la tecnología del aire acondicionado (ARTI) investigó el estado plus ultra en las herramientas de diseño automatizadas para los edificios comerciales pequeños. Las capacidades del software de dimensionamiento popular para integrar la carga evita las características identificadas en el estudio y son enumeradas abajo (Jacobs y Henderson, 2002).

Modeling Parameter	Energy Pro	eQUEST	Carrier HAP	Trane Trace
Default assumptions for lighting power density	Title 24 compliant according to occupancy offices at 1.3 W/ft ²	Title 24 compliant according to occupancy offices at 1.3 W/ft ²	2.5 W/ft ² plus .5 W/ft ² task	2.5 W/ft ²
Default assumptions for plug load density	Varies by occupancy—offices at 1.5 W/ft ²	Varies by occupancy—offices at 1.5 W/ft ²	Varies by occupancy—offices at 0.75 W/ft ²	0.4 W/ft ²
Default assumptions for occupant density	Varies by occupancy—offices at 100 ft ² /person	Varies by occupancy—offices at 100 ft ² /person	Varies by occupancy—offices at 100 ft ² /person	100 ft ² /person
Default assumption for ventilation air	15 cfm/person	15 cfm/person	15 cfm/person	20 cfm/person
Glazing type default	Title 24 compliant	Title 24 compliant	ASHRAE 90.1 compliant	
Cool roof capability	Considers roof absorptance and emittance	Considers roof absorptance and emittance	Considers roof absorptance only	Considers roof absorptance only
Load calculation approach	Design day calculation using ASHRAE method	Design day calculation using DOE 2.2 engine	ASHRAE-endorsed transfer function method	ASHRAE-endorsed transfer function method

Utilice razonablemente los supuestos para conectar las cargas

Las decisiones para calcular el sistema de HVAC a menudo los ingenieros se basan en supuestos sobre la capacidad tomada de los datos de placa o la carga "conectada" de computadoras, copiadoras, impresoras, y de equipo similar, y suponen una operación simultánea de tal equipo. De hecho, la mayoría de este equipo funciona en una fracción del valor de los datos de placa, y funciona raramente simultáneamente. El manual de ASHRAE de fundamentos (ASHRAE, 2001) enuncia las recomendaciones de ganancia de calor en el espacio por equipo de computo en oficinas, la cual muestra recomendaciones de ganancia de calor del orden de 55 a 75 Watts continuos, comparados con los rangos de potencia de entrada del orden de 300 watts.

Tabla 10 recomendaciones de ganancia de calor de equipos de computo.

Component	Continuous Operation (W)	Energy Saver Mode (W)
Computer		
Average value	55	20
Conservative value	65	25
Highly conservative value	75	30
Monitor		
Small Monitor (13 to 15 in.)	55	0
Medium Monitor (16 to 18 in.)	70	0
Large Monitor (19 to 20 in.)	80	0

La capacidad del circuito para las cargas es de cerca de 5 W/ft^2 en los espacios de oficina, dirigidos en algunos casos por los requisitos comerciales del arrendamiento del espacio que dictan un cierto nivel de disponibilidad de energía. Un estudio de ASHRAE de la carga conectada sobre las densidades de carga del equipo medidas en 44 edificios de oficinas comerciales (Komor, 1997). El rango de energía medida del equipo estuvo entre 0.4 y 1.2 W/ft^2 . Los valores sobre 1.0 W/ft^2 ocurrieron en solamente 5% de los pies cuadrados estudiados. Este estudio indica que 1 W/ft^2 es un límite superior razonable cuando la diversidad del equipo y las estimaciones razonables de la carga trabajando verdaderamente son incluidas. El valor prefijado del título 24 de 1.5 W/ft^2 es probablemente excesivo.

Utilice suposiciones razonables para las cantidades del aire de la ventilación

La carga máxima de ocupación y la carga correspondiente de ventilación pueden contribuir substancialmente a la capacidad del equipo en ciertos espacios tales como lobbies y áreas públicas a menudo. Las cargas reales de ocupación son substancialmente menores que las cargas máximas de salida a las cuales los códigos de edificio difieren con frecuencia. Las referencias del título 24 a las cantidades del aire de la ventilación se basan sobre el UBC densidades de ocupación, con un ajuste del 50% para la diversidad en espacios con densidades de ocupación, definido como menor o igual a 50 ft^2 por persona (CEC, 2001). El título 24 requiere un mínimo de 0.15 cfm/ft^2 para la mayoría de los espacios, que da lugar a una ventilación más alta que el requisito de UBC (incluyendo diversidad) dictatoria. El estándar 62 (ASHRAE, 1999) de ASHRAE permite que el diseñador base el diseño en la densidad anticipada real del ocupante, siempre y cuando se justifique la proporción.

El título 24 especifica el mínimo rango de ventilación de aire exterior para el cual el sistema debe ser diseñado. Si desea, el diseñador puede elegir por tomar un aprovechamiento más conservador. Por ejemplo, el índice de diseño de ventilación de aire

exterior se puede determinar usando los procedimientos descritos en el estándar 62- 1999 de ASHRAE, con tal que las cantidades del aire del exterior que resulten sean menos que el requerido por el Title 24. Aunque los diseñadores California deben conformarse con el título 24 cuando fijan los índices de ventilación, los diseñadores y otros estados hacen referencia al estándar 62 del ASHRAE quizá pueda aprovecharse tomando una ventaja anticipada de la densidad ocupación.

Evite el sobredimensionamiento

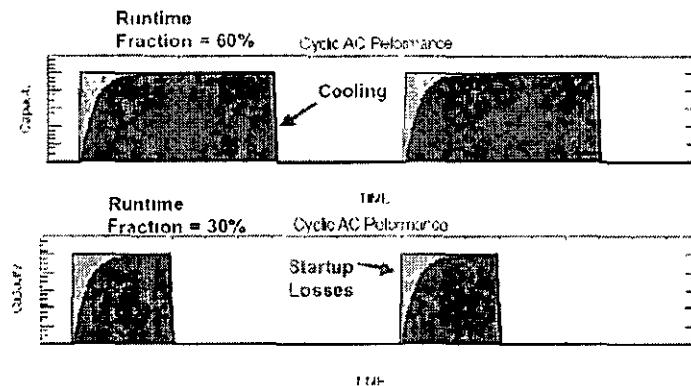
El Título 24 limita la capacidad de enfriamiento a 121% de la carga pico máxima calculada para enfriamiento. Puesto que la mayoría de los métodos de dimensionamiento se basan en suposiciones conservadoras, utilice la carga calculada y redondee al valor del tamaño de la unidad al inmediato superior disponible para evitar un sobredimensionamiento excesivo. El sobredimensionamiento excesivo conduce a una reducción en la eficiencia y a la confiabilidad del equipo debido a un ciclado frecuente (figura 9). El control de humedad también se reduce, aunque esto puede no ser un problema en la mayoría de los climas de California.

Los Acondicionadores de aire de DX, una vez que han arrancado, toma cerca de tres minutos en alcanzar por completo la salida de enfriamiento. La potencia tomada durante este tiempo para enfriar es aproximadamente constante, así que la eficacia de la unidad durante los primeros tres minutos de operación se reduce debido a las pérdidas al arranque asociadas a establecer las presiones del refrigerante y a enfriar el serpentín del evaporador.

Puesto que la mayoría de los métodos de dimensionamiento se basan en suposiciones conservadoras, utilice la carga calculada y redondee al tamaño de la unidad inmediato superior para evitar un sobredimensionamiento excesivo.

Figura 9 impacto de el ciclado sobre la eficiencia.

El impacto del ciclado de encend /apag. Sobre el desempeño de la unidad se muestra en los gráficos de abajo. Observe que cada vez que la unidad arranca, la energía de entrada es aproximadamente constante, mientras que la unidad toma varios minutos a reaccionar completamente a la capacidad de enfriamiento.

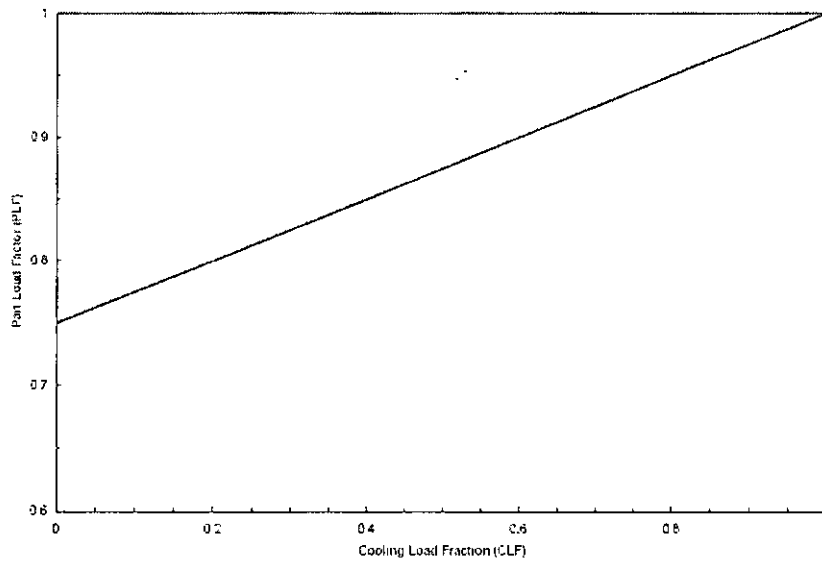


Cuando la unidad es de gran tamaño, la unidad trabaja para un ciclo más corto, y el tiempo de arranque se convierte en una fracción mayor del tiempo de trabajo. Las pérdidas de arranque también se convierten en una fracción mayor para la salida total de enfriamiento, reduciendo la eficiencia total. Los sistemas que se seleccionan correctamente funcionarán más durante cada ciclo, y las pérdidas de arranque llegan a ser relativamente pequeñas a la salida de enfriamiento total. La figura 10 muestra el efecto de sobredimensionamiento sobre la eficiencia de la unidad.

En un estudio de 250 unidades de techo conducidas por PG&E, el tiempo de trabajo típico bajo condiciones calientes fue de 6 minutos, con un tiempo de apagado de 16 minutos (Felts, 1998). Esto representa una fracción del tiempo de trabajo del 27%, y la reducción en la eficiencia de la unidad del 18%.

Figura 10. Pérdida de la eficiencia debido a sobredimensionamiento.

La reducción en eficiencia del sistema como la disminución en los tiempos de trabajo se muestra abajo. Observe que cuando la unidad funciona continuamente (CLF = 1), el factor de la parte-carga es 1.0, no indicando ninguna degradación debido a completar un ciclo. Cuando la unidad funciona el 60% del tiempo, el CLF es 0.6 y la eficacia de la unidad es reducida por cerca del 10%. Si la unidad funciona solamente el 30% del tiempo, la eficacia es reducida por cerca del 15%. Fuente: Henderson et al., 1999.



Selección de la unidad

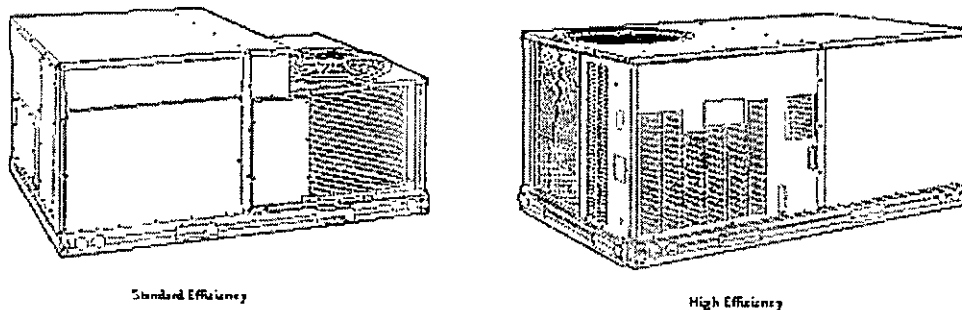
Seleccione las unidades de techo de acuerdo a los estándares presentados por CEE Tier 2 y emplee las características que mejoran la eficacia y la confiabilidad de las unidades, incluyendo motores de ventilador de eficiencia premium, válvulas termostáticas de expansión y economizadores probados en fábrica. Seleccione la unidad basada en condiciones realistas esperadas para el edificio y la localización.

Eficiencia

Los códigos de la energía se fijan generalmente para corresponder a la eficiencia Standard de la unidad de HVAC. Las unidades de alta eficiencia están disponibles en varios rangos de tamaño que son hasta 30% más eficientes que el código. Estas unidades incorporan generalmente intercambiadores de calor más grandes, compresores eficientes, aislamiento mejorado del gabinete, ventiladores y motores de alta eficiencia. Considere especificar unidades que presenten los estándares (CEE) de eficiencia Tier 2 (CEE, 2002).

Figura 11. Factor de forma normal y unidades de techo de alta eficiencia.

Los factores de forma normal y modelos de alta eficiencia de igual capacidad de enfriamiento del mismo fabricante muestran el serpentín del condensador mas grande en la unidad de alta eficiencia comparada con una unidad de eficiencia normal.



CEE ha establecido las bases para las unidades de techo de alta eficiencia comerciales a través de su iniciativa High Efficiency Commercial Air Conditioning (HECAC). CEE es no lucrativa, una corporación de beneficio público que promueve el uso de productos de eficiencia energética y de servicios a través de sus miembros, incluyendo servicios eléctrico y de gas, beneficiando a los administradores públicos (tales como la oficina de energía del estado, organizaciones no lucrativas, y grupos de energía regionales), laboratorios de investigación y de desarrollo. Los miembros de CEE han adoptado voluntariamente especificaciones de funcionamiento y un programa de estrategias con el objetivo permanentemente de incrementar prácticas, respaldo y demanda de productos de eficiencia energética. CEE ha establecido dos niveles de eficiencia para los acondicionadores de aire comerciales de techo (el CEE a incluido este año 2007 una tercera categoría que da como resultado un incremento en la eficiencia); El grado 2 es la más

eficiente. La tabla 11 compara el CEE grado 2 y la eficacia proporcionada de acuerdo a los estándares aplicados del título 20 de California y el título 24 de estándares de eficiencia para edificios no residenciales.

Tabla 11. Título 20/24 y el CEE Tier 2 para eficiencia

Cooling capacity	Title 20/24	CEE Tier 2	Efficiency Improvement
< 5.4 ton	9.7 SEER	13 SEER/11.2 EER	34%
5.4 – 11.2 ton	10.3 EER	11 EER	7%

Las unidades de alta eficiencia disponibles de varios fabricantes importantes satisfacen o exceden el CEE Tier 2 de especificaciones de eficiencia. La tabla 12 muestra varios ejemplos.

Tabla 12 Unidades disponibles comercialmente que exceden las especificaciones del título 24 y el CEE Tier 2

Cooling Capacity	Unit Make/Model	Efficiency	% Improvement over Tier 2	% Improvement over Title 24
< 5.4 ton	Carrier 48 HJ	13 SEER	0.0%	34.0%
	Lennox LCA/LGA	13 SEER	0.0%	34.0%
	Trane YCZ	16 SEER	23.1%	64.9%
	York D1NP	13.7 SEER	5.4%	41.2%
5.4 – 11.2 ton	Carrier 48 HJ	11.0 EER	0.0%	6.8%
	Lennox LCA/LGA	11.3 EER	2.7%	9.7%
	Trane THC	11.3 EER	2.7%	9.7%
	York DH	11.5 EER	4.5%	11.7%

Los diseñadores deben considerar ambos el coeficiente de eficiencia energética (EER), y el coeficiente de eficiencia energética estacional (SEER) al seleccionar una unidad. Las unidades con altos SEER quizá no se puedan desempeñar mejor que una unidad estándar en condiciones de enfriamiento máximas.

La tabla 13 proporciona las especificaciones de diseño para las unidades de techo de entre 5 y 10-ton estándar y de alta eficiencia de varios fabricantes. Hay una variedad de estrategias utilizadas para mejorar la eficacia de la unidad, incluyendo compresores tipo scroll y válvulas termostáticas de la expansión (TXV). Constantemente, las unidades de alto desempeño tienen condensadores y/o evaporadores más grandes.

Tabla 13. Especificaciones de diseño para unidades estándar y de alta eficiencia.

Carrier

Model	Efficiency	Size	SEER	EER	No. comp	Comp type	Metering device	Evap rows	Evap face area	Cond row	Cond face area
4STJ006	Standard	5	10		1	recip	Acutrol	3	5.5	1	13.19
4SHJ006	High	5	13		1	scroll	Acutrol	4	5.5	2	16.5
4STJ012	Standard	10		9	2	recip	Acutrol	3	10	2	20.47
4SHJ012	High	10		11	2	scroll	Acutrol	4	11.1	2	25

Trane

Model	Efficiency	Size	SEER	EER	No. comp	Comp type	Metering device	Evap rows	Evap face area	Cond row	Cond face area
YSC060	Standard	5	10.2		1	scroll	orifice	3	5	2	5.8
YHC060	High	5	12.2		1	scroll	orifice	3	7.7	3	11
YSC120	Standard	10		10.2	2	scroll	orifice	4	12.4	2	23.9
YHC120	High	10		11.2	2	scroll	orifice	5	12.4	3	27.2

Lennox

Model	Efficiency	Size	SEER	EER	No. comp	Comp type	Metering device	Evap rows	Evap face area	Cond row	Cond face area
LGA060S	Standard	5	10		1	recip	TXV	2	6.3	2	14.6
LGA060H	High	5	13		1	scroll	TXV	3	6.25	2	14.6
LGA120S	Standard	10		9	2	recip	TXV	3	10.5	2	29.3
LGA120H	High	10		11	2	scroll	TXV	4	10.5	2	29.3

York

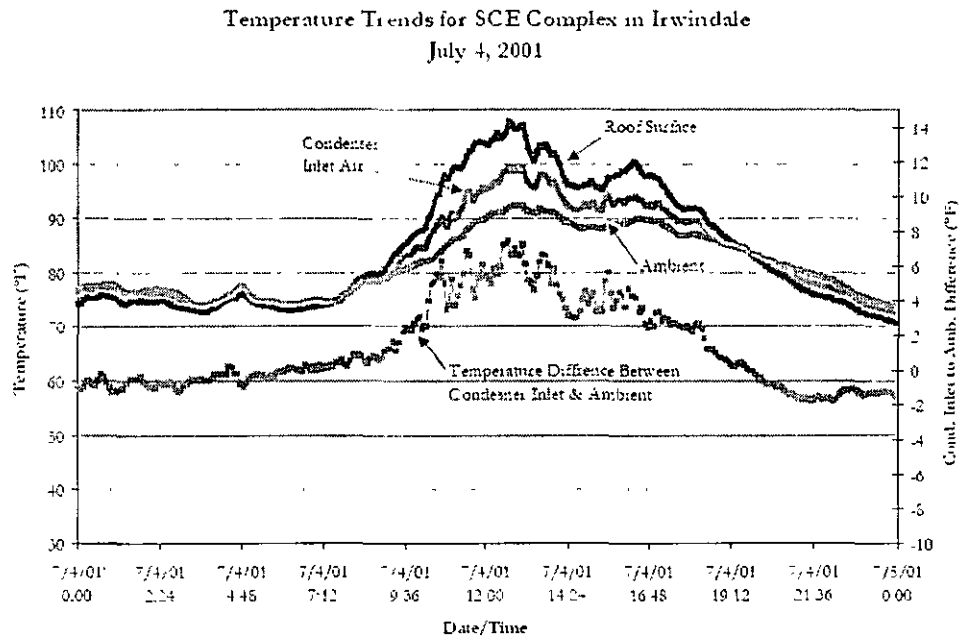
Model	Efficiency	Size	SEER	EER	No. comp	Comp type	Metering device	Evap rows	Evap face area	Cond row	Cond face area
D2NA060	Standard	5	10		1	scroll	orifice	3	4.5	1	14.8
D1H060	High	5	12.2		1	recip	TXV	4	5.1	2	14.8
DA120	Standard	10		9	2	recip	orifice	2	13.2	1	29
DH120	High	10		11	2	recip	TXV	4	13.2	2	29

Selección de la capacidad basada en las condiciones de diseño.

Considere la capacidad de la unidad bajo las condiciones de diseño actual, no los valores nominales. La capacidad pico de enfriamiento es reducida con el incremento de la temperatura exterior. Esto puede ser especialmente importante en climas desérticos donde las condiciones de enfriamiento pico sobre el techo pueden exceder los datos de los catálogos del fabricante. Seleccione la unidad de acuerdo a la carga sensible calculada. Los equipos de alta eficiencia generalmente tienen reducida capacidad de enfriamiento latente que un equipo Standard. También, tenemos edificios energéticamente eficientes que reducen las cargas sensibles comparados con los requerimientos de edificios Standard. Así el índice de calor sensible de un edificio energéticamente eficiente puede ser reducido. En

el verano de 2001, Southern California Edison (SCE) examinó la relación entre las temperaturas ambiente y la entrada del aire en el condensador en Irwindale, California (Faramarzi, y otros., 2002). Los resultados de este estudio revelaron las temperaturas alcanzadas por el aire de entrada al condensador y el de rechazo arriba de 8°F sobre la temperatura ambiente, como se muestra en la figura 12 de abajo

Figura 12. correlacion entre la temperatura ambiente y las temperaturas de aire a la entrada del condensador en Irwindale,CA



De acuerdo a este estudio. La temperatura de entrada en el condensador es alrededor de la mitad entre la temperatura de bulbo seco exterior y la temperatura del aire medida en la superficie del techo.

Seleccione los rangos de flujo de aire presentando las cargas sensibles.

La capacidad de enfriamiento de muchas unidades de aire acondicionado tipo paquete están basadas sobre un rango de flujo de 400 cfm/ton de la capacidad de enfriamiento. El rango de flujo nominal en los equipos paquete son seleccionados para proporcionar una adecuada deshumidificación en climas que están más húmedos que California. Incrementando los rangos de flujo puede extraer una capacidad de enfriamiento sensible extra, permitiendo la selección de una unidad "nominal" más pequeña.

Los motores del ventilador de alta eficiencia son importantes en usos comerciales, puesto que los ventiladores funcionan continuamente generalmente durante períodos de ocupación. En los sistemas equipados con economizadores en climas templados tales como la costa de California, la energía del ventilador puede ser una porción significativa del consumo de energía total del HVAC (Energy Design Resources, 1998a). La selección de una alta

eficiencia o de un motor de eficiencia Premium en el ventilador de alimentación es rentable en todos los climas.

Tabla 14. capacidad de enfriamiento de unidades estándar y de alta eficiencia bajo rangos de condiciones calientes y secas.

El efecto del tipo del clima y el rango de aire sobre la capacidad de enfriamiento de una unidad Standard y una unidad de alta eficiencia es como se muestra en la figura de abajo. Observe que muchas unidades de alta eficiencia tienen más capacidad de enfriamiento que su contraparte de tamaño nominal de eficiencia estándar. El aumento del rango de flujo de aire bajo condiciones de climas secos calientes aumenta generalmente la capacidad de enfriamiento

Make	Model	Efficiency	Size (ton)	ARI		Hot/dry		Hot/dry hi flow	
				Total Capacity (kBtu/hr)	Sensible Capacity (kBtu/hr)	Total Capacity (kBtu/hr)	Sensible Capacity (kBtu/hr)	Total Capacity (kBtu/hr)	Sensible Capacity (kBtu/hr)
Carrier	4STJ006	Standard	5	80.9	46.3	47.5	47.5	51.2	51.2
	4SHJ006	High	5	83.3	46.7	51.6	51.6	56.1	56.1
	4STJ012	Standard	10	118.9	89.5	98.4	98.4	102.8	102.8
	4SHJ012	High	10	125.8	91.5	100.8	100.7	110.1	109.9
Trane	YSC060	Standard	5	83.1	48.2	50.6	50.6	53.9	53.9
	YHC060	High	5	82.1	47.6	48.1	48.1	51.8	51.8
	YSC120	Standard	10	118.0	92.1	95.5	95.2	102.2	102.2
	YHC120	High	10	117.0	92.3	94.8	94.3	101.4	101.4
Lennox	LGA060S	Standard	5	80.6	44.2	52.4	50.8	54.2	54.2
	LGA060H	High	5	83.9	47.3	56.2	54.5	58.3	58.3
	LGA120S	Standard	10	126.0	86.9	107.0	103.8	110.8	110.8
	LGA120H	High	10	129.0	90.9	107.9	95.0	116.4	116.4
York	D2NA060	Standard	5	56.5	44.3	44.6	44.6	45.1	45.1
	D1H060	High	5	60.0	45.0	49.0	49.0	50.0	50.0
	DM 120	Standard	10	124.0	89.0	94.0	94.0	96.0	96.0
	DH 120	High	10	122.0	93.0	94.0	94.0	94.0	94.0

Las capacidades de enfriamiento están basadas sobre las siguientes condiciones

Rating condition	Outdoor dry bulb temperature	Entering dry bulb temperature	Entering wet bulb temperature	Airflow cfm/ton
ARI	95	80	67	400
Hot dry	115	80	62	400
Hot dry, high flow	115	80	62	500

Especifique válvulas termostáticas de expansión.

La carga de refrigerante en unidades sobre trabajadas, debido a las fugas de refrigerante, las practicas de un pobre mantenimiento, o ambos. Especificando las unidades con válvulas de expansión termostatica (DX) hace a las unidades más tolerantes a las variaciones de carga de refrigerante manteniendo la eficiencia de la unidad en un amplio rango de condiciones de sobre o baja carga. Las TXV son faciles de conseguir como una opcion de fabrica en muchas unidades.

La figura 13 muestra la distribución de la carga de refrigerante observada en el estudio. Observe que la carga fue correcta en el 60% de las unidades evaluadas. Cerca del 15% de las unidades fueron subcargadas. Aproximadamente, el 8% de las unidades tuvieron fugas severas, resultando inoperables. Sobretudo, el promedio de perdida de eficiencia por inapropiada carga de refrigerante fue del 5%.

Las unidades estudiadas tenían cuatro años o mas funcionando, contaban con compresores del tipo hermético uno no esperaría a ver muchas variaciones en la carga. Por comparación, los datos recogidos en las unidades viejas también están graficadas en la figura 13 (Proctor, 2000). Estos datos muestran sobretudo, menos del 40% de las unidades viejas evaluadas fueron apropiadamente cargadas, y ambas variaciones arriba ya abajo de la carga nominal fue observada. Estos datos indican como esas unidades trabajadas, la incidencia de inapropiada carga se incremento, debido a fugas en el sistema y a inapropiadas técnicas de servicio.

La variabilidad en la eficiencia de la unidad como una función de la carga de refrigerante se muestra en las siguientes figuras. Para unidades con dispositivos de expansión fijo, degradan la eficiencia hasta un 15% de la variación de la carga de -20% a +20%. Unidades con válvulas termostaticas de expansión muestran mucho menos variación; fundamentalmente sin degradación en la eficiencia de la unidad tan grande como las variaciones de la carga dentro de -15% a +15%.

Figura 13 variaciones de la carga de refrigerante en unidades nuevas y existentes

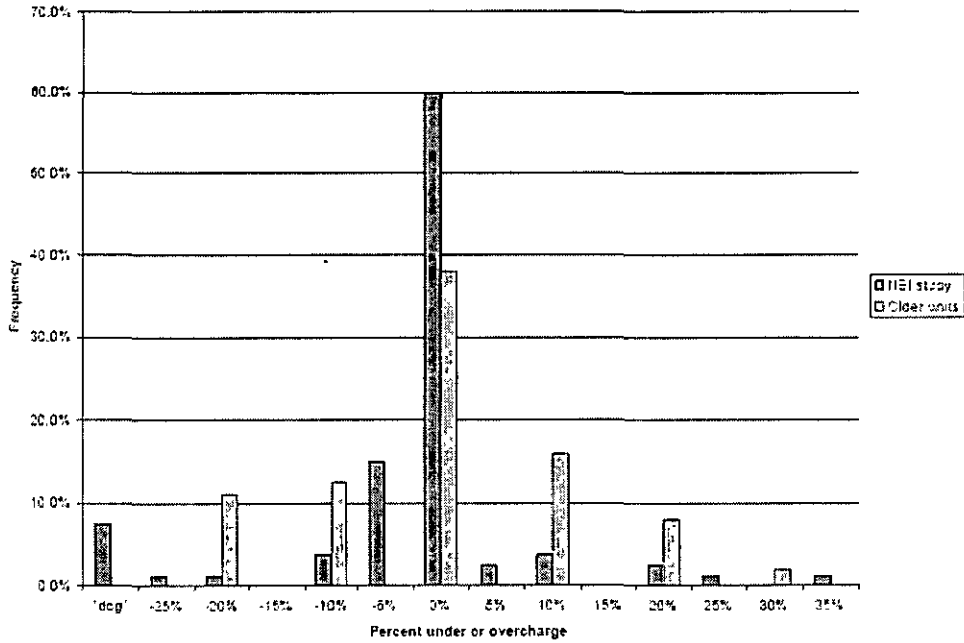
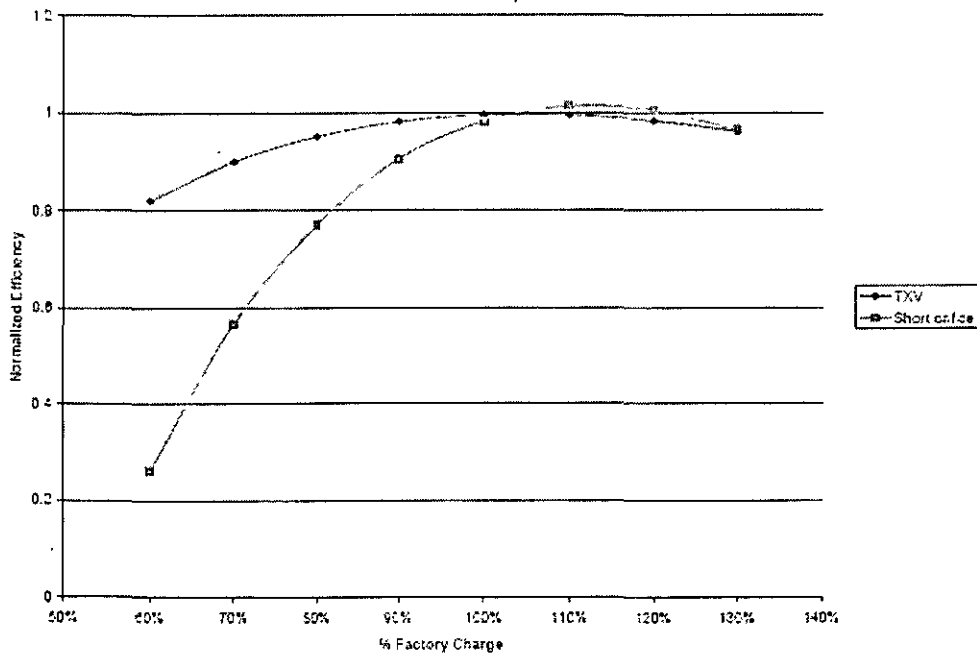


Figura 14 Degradación de la eficiencia como una función de la carga de refrigerante



Especifique economizadores confiables.

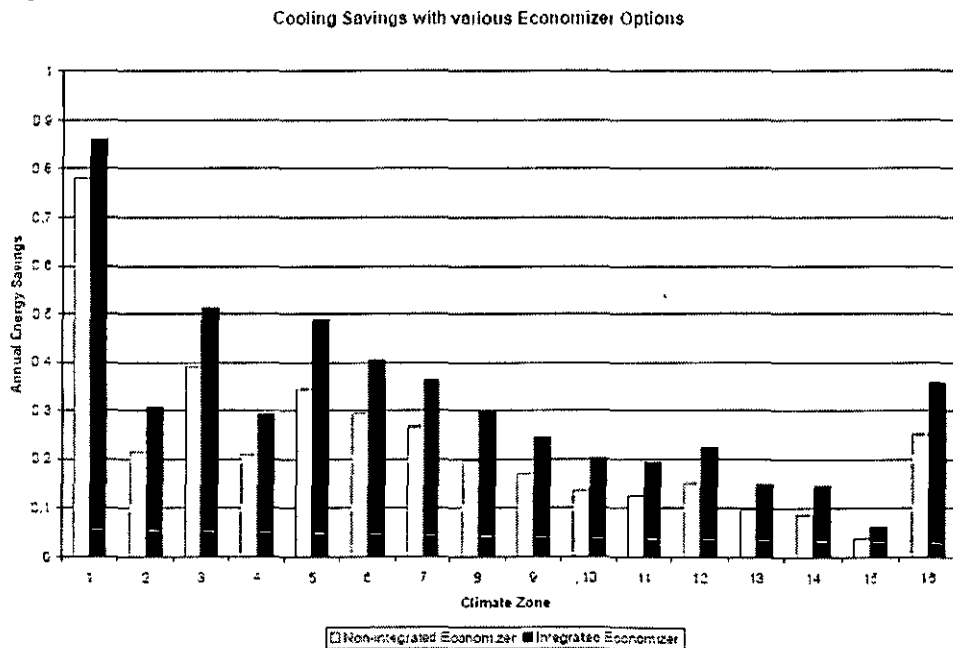
Los economizadores son requeridos por el título 24 de Standares de Energía en unidades que exceden las 6.25 tons y utilizados en varias unidades pequeñas. Los ahorros de energía

del funcionamiento de los economizadores el rango puede exceder 50% en ciertos climas y diferentes tipos de edificios, como se muestra en la figura 15.

Sin embargo, los economizadores muestran un alto rango de falla en el estudio. De 215 unidades probadas, 123 unidades estaban equipadas con economizadores. De estas, 30 unidades (24%) no presentaron movimiento, y 36 unidades (29%) no respondieron cuando se sometieron a simular las condiciones de operación del economizador. El periodo corto de monitoreo revelo un adicional de 13 (10%) no respondieron correctamente sobre un rango de condiciones de operación. Sobre todo, 63% de los economizadores probados no trabajaron apropiadamente. Estos resultados concuerdan con otros estudios conducidos por PG&E (Felts, 1998), Eugene Water and Electric (Davis, et al., 2002), and Portland Energy Conservation Inc. (PECI, 2002a), los cuales muestran los rangos de falla de los economizadores del 70% o mas

Figura 15. Ahorros de energía por enfriamiento de la integración y no integración de economizadores.

La integración del control de economizadores permiten al compresor y al economizador operar simultáneamente. La integración de economizadores son requeridas por el titulo 24 en todos los sistemas que exceden los 75000 btu/hr (6.25 ton) de capacidad de enfriamiento. Estos criterios de capacidad fueron seleccionados basados sobre el tamaño de la unidad comúnmente utilizando compresores de enfriamiento dual. Con operación integrada, los economizadores reducen la carga de enfriamiento mecánico, las cuales pueden causar problemas de ciclado en sistemas de compresores sencillos. Muchos compresores sencillos de unidades de HVAC operan con control del economizador no integrado, donde el enfriamiento con economizador es todo o nada.



La figura 16 muestra los componentes utilizados en un sistema economizador para pequeñas unidades paquete. El control economizador recibe la señal de varios sensores y decide cuando los dampers de aire exterior pueden abrir completamente. Este sistema puede

incluir ambos sensores de aire de retorno y aire exterior. Los sistemas con sensores de aire exterior solo están referenciados al punto de ajuste. Los sistemas de punto de ajuste sencillo hacen que las decisiones del control se basen sobre las medidas de la temperatura del aire exterior o la entalpía. Cuando las condiciones del aire exterior están bajo un límite preajustado llamado punto de ajuste de cambio, opera el economizador. Cuando las condiciones del aire exterior están arriba del punto de ajuste de cambio los dampers del aire exterior retornan a su mínima posición.

Figura 16. Componentes comunes en unidades paquete con economizador.

El sistema economizador generalmente consiste de un controlador de economizador, sensores de entalpía o temperatura, y un damper modulante por actuador. Honeywell fabrica muchos de los controladores de economizadores, sensores, y actuadores utilizados en las unidades paquete comerciales. El controlador del economizador esta diseñado para funcionar con un punto simple o un diferencial de temperatura para entalpía, dependiendo de los sensores proporcionados con la unidad.

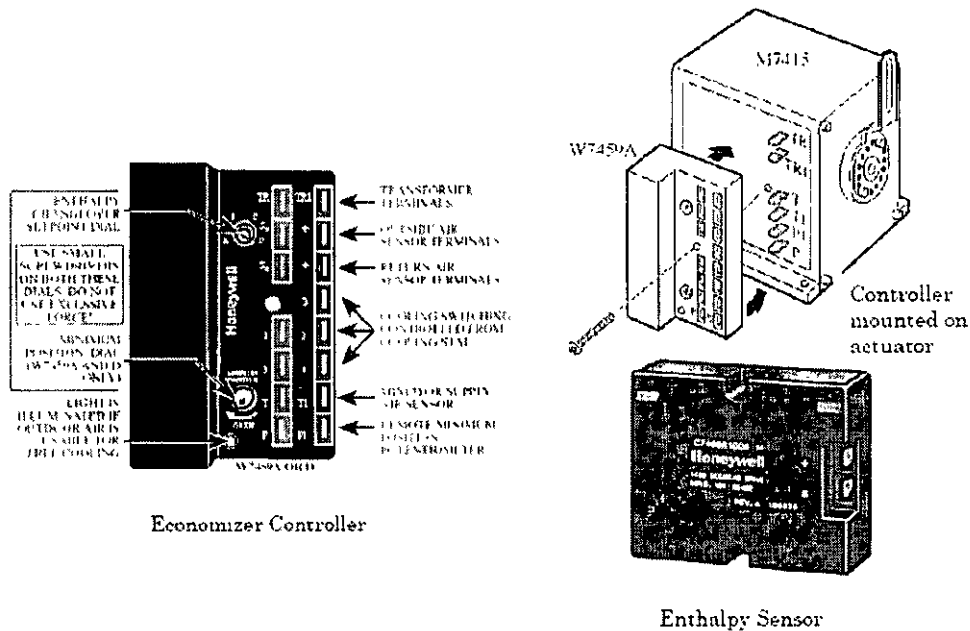
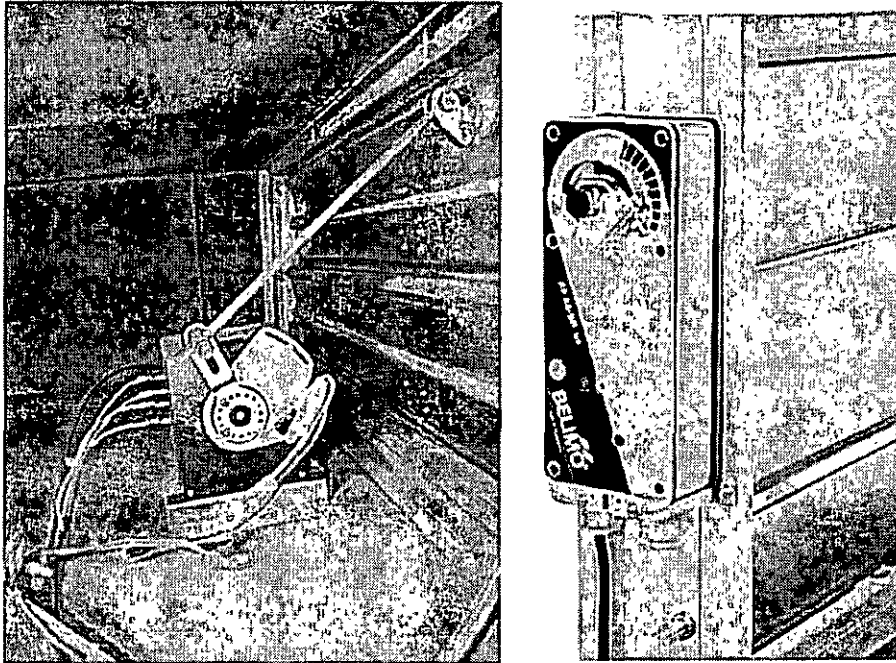


Figura 17 Manejo directo o manejo con acoplamiento del damper economizador.

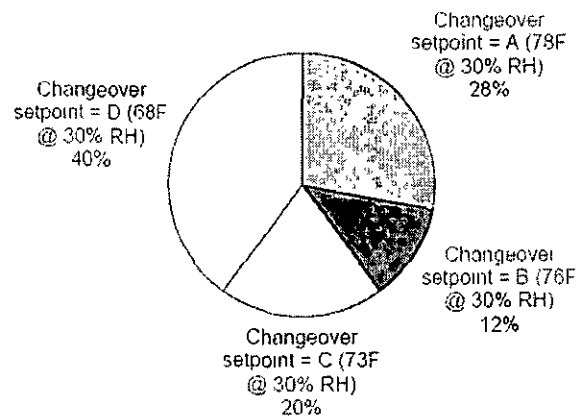
Ejemplos de manejo con acoplamiento (Izq.) y manejo directo (der) de dampers economizador estan como se muestra abajo. Sistemas de manejo directo son inherentes mas confiables que los sistemas de manejo acoplado debido a pocas partes en movimiento y ajustes (PG&E, 2000)



La Selección de los cambios del punto de ajuste tiene una mayor influencia sobre los ahorros potenciales de energía del economizador. Si el cambio del punto de ajuste es ajustado muy bajo, entonces el enfriamiento mecánico operaría exclusivamente hasta cuando el economizador reúna la capacidad algo o toda la carga de enfriamiento. Los cambios del punto de ajuste en el controlador del economizador son seleccionados de acuerdo a un ajuste A, B, C o D. la selección del cambio del punto de ajuste depende del clima, los climas húmedos requieren bajo punto de ajuste que los climas secos. De acuerdo al título 24 Energy Standards, el punto de ajuste "A" es apropiado para todos los climas en California. Sin embargo, observaciones en el cambio del punto de ajuste seleccionado en el estudio PIER atrás de esta guía de diseño muestra que el ajuste "A" fue raramente utilizado, como se muestra en la figura 18. Quizá los fabricantes no embarcan sus productos con el ajuste "A" por default, requiriendo el ajuste en campo del controlador.

Figura 18. Observaciones del cambio de los puntos de ajuste para economizadores de punto simple de entalpía.

La distribución de control economizador de los puntos de ajuste observados en el campo para un punto simple de entalpía muestra economizador solo 28% de los sistemas en la posición "A" como lo requiere el título 24. Muchos sistemas fueron ajustados en la posición "D", los cuales resultan en pocas horas de operación del economizador.



Muchos de los problemas observados en los economizadores en el campo pueden ser evitados a través de una cuidadosa selección y especificación de las características del economizador de la unidad paquete. Considere lo siguiente cuando especifique economizadores para mejorar la confiabilidad

Especifique instalación en fábrica economizadores probados. Además muchos fabricantes ofrecen la instalación de economizador en fábrica, la mayoría de los economizadores son instalados por los distribuidores o en el campo. Especifique una instalación en fábrica y una prueba completa del economizador que pueda mejorar la confiabilidad.

Especifique actuadores de manejo directo Economizadores con actuadores de manejo directo y el manejo de dampers con engranaje puede reducir los problemas con dampers acoplados por salirse o fallar.

Especifique cambio lógico diferencial. La temperatura diferencial o el cambio de entalpía en vez de el cambio de punto simple eliminan problemas con inapropiado punto de ajuste y maximizan la operación del economizador.



FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA



División de Educación Continua, Facultad de Ingeniería, UNAM.

CURSOS ABIERTOS

DIPLOMADO EN REFRIGERACIÓN

MÓDULO VI

AIRE ACONDICIONADO Y
CALEFACCIÓN
CA 278

TEMA

ANEXO 1



INGENIERIA MECANICA

EXPOSITOR: ING. ARTURO ALBA AGUILAR
DEL 03 AL 08 DE SEPTIEMBRE DE 2007
PALACIO DE MINERÍA

CEE UNITARY HEAT PUMP SPECIFICATION

High-Efficiency Commercial Air Conditioning & Heat Pumps Initiative

Revised January 22, 2007

CEE periodically revises its specifications. See www.cee1.org for the most recent version.
For Terms and Conditions of these specifications, see www.cee1.org/terms.php3

Equipment Type	Size Category	Sub-Category	CEE Tier 1	CEE Tier 2	CEE Tier 3
Air Cooled (Cooling Mode)	<65,000 Btu/h	Split System	13.0 SEER 11.6 EER	14.0 SEER 12.0 EER	15.0 SEER 12.5 EER
		Single Package	13.0 SEER 11.3 EER	14.0 SEER 11.6 EER	15.0 SEER 12.0 EER
	≥65,000 and <135,000 Btu/h	Split System and Single Package	11.0 EER 11.4 IPLV	11.5 EER 11.9 IPLV	12.0 EER 12.4 IPLV
	≥135,000 and <240,000 Btu/h	Split System and Single Package	10.8 EER 11.2 IPLV	11.5 EER 11.9 IPLV	12.0 EER 12.4 IPLV
	≥240,000 and <760,000 Btu/h	Split System and Single Package	10.0 EER 10.4 IPLV	10.5 EER 10.9 IPLV	10.8 EER 12.0 IPLV
Air Cooled, (Heating Mode)	<65,000 Btu/h	Split System	8.0 HSPF	8.5 HSPF	9.0 HSPF
		Single Package	7.5 HSPF	8.0 HSPF	8.5 HSPF
	≥65,000 and <135,000 Btu/h	47°F db/43°Fwb Outdoor Air	3.4 COP	No specification*	No specification*
		17°F db/15°Fwb Outdoor Air	2.4 COP	No specification*	No specification*
	≥135,000 Btu/h	47°F db/43°Fwb Outdoor Air	3.2 COP	No specification*	No specification*
		17°F db/15°Fwb Outdoor Air	2.1 COP	No specification*	No specification*
Water Source (Cooling Mode)	<135,000 Btu/h	85° Entering Water	14.0 EER	No specification*	No specification*
Water Source (Heating Mode)	<135,000 Btu/h	70° Entering Water	4.6 COP	No specification*	No specification*

SEER – Seasonal Energy Efficiency Ratio
HSPF – Heating Seasonal Performance Factor
COP – Coefficient of Performance

EER – Energy Efficiency Ratio
IPLV – Integrated Part Load Value

*At this time, CEE is not establishing higher tier levels for this equipment size due to limited availability.

NOTES:

- For electrical resistance heating section types, increase required minimum EER by 0.2
- Tier 1 reflects upcoming federal minimum standards that take effect in 2010. Prior to this time the CEE high-efficiency specifications will be revised.
- Integrated Partial Load Values are for 2007 and may be revised as new test procedures come into effect.

©2007 Consortium for Energy Efficiency, Inc. All rights reserved.

CONSORTIUM FOR ENERGY EFFICIENCY

www.cee1.org

CEE UNITARY AIR-CONDITIONING SPECIFICATION

High-Efficiency Commercial Air Conditioning & Heat Pumps Initiative

Revised January 22, 2007

CEE periodically revises its specifications. See www.cee1.org for the most recent version.
For Terms and Conditions of these specifications, see www.cee1.org/terms.php3

Equipment Type	Size Category	Sub-Category	CEE Tier 1	CEE Tier 2	CEE Tier 3
Air Conditioners, Air Cooled (Cooling Mode)	<65,000 Btu/h	Split System	13.0 SEER 11.6 EER	14.0 SEER 12.0 EER	15.0 SEER 12.5 EER
		Single Package	13.0 SEER 11.3 EER	14.0 SEER 11.6 EER	15.0 SEER 12.0 EER
	≥65,000 Btu/h and <135,000 Btu/h	Split System and Single Package	11.0 EER 11.4 IPLV	11.5 EER 11.9 IPLV	12.0 EER 12.4 IPLV
	≥135,000 Btu/h and <240,000 Btu/h	Split System and Single Package	10.8 EER 11.2 IPLV	11.5 EER 11.9 IPLV	12.0 EER 12.4 IPLV
	≥240,000 Btu/h and <760,000 Btu/h	Split System and Single Package	10.0 EER 10.4 IPLV	10.5 EER 10.9 IPLV	10.8 EER 12.0 IPLV
	≥760,000 Btu/h	Split System and Single Package	9.7 EER 10.1 IPLV	9.7 EER 11.0 IPLV	10.2 EER 11.0 IPLV
Air Conditioners, Water and Evaporatively Cooled	<65,000 Btu/h	Split System and Single Package	14.0 EER	No specification*	No specification*
	≥65,000 Btu/h and <135,000 Btu/h	Split System and Single Package	14.0 EER	No specification*	No specification*
	≥135,000 Btu/h	Split System and Single Package	14.0 EER	No specification*	No specification*

SEER – Seasonal Energy Efficiency Ratio

EER – Energy Efficiency Ratio

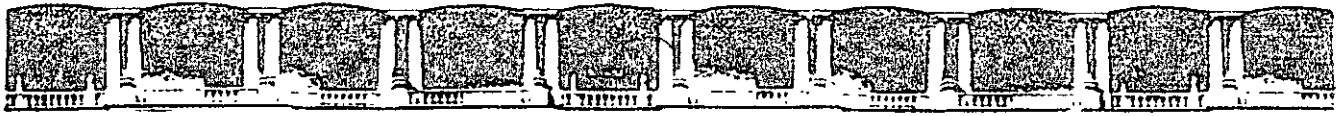
IPLV – Integrated Part Load Value

*At this time, CEE is not establishing higher tier levels for this equipment size due to limited availability

NOTES:

- For electrical resistance heating section types, increase required minimum EER by 0.2.
- Tier 1 reflects upcoming federal minimum standards that take effect in 2010. Prior to this time the CEE high-efficiency specifications will be revised.
- Integrated Partial Load Values are for 2007 and may be revised as new test procedures come into effect.

©2007 Consortium for Energy Efficiency, Inc. All rights reserved.



FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA



División de Educación Continua, Facultad de Ingeniería, UNAM.

CURSOS ABIERTOS

DIPLOMADO EN REFRIGERACIÓN

MÓDULO VI

AIRE ACONDICIONADO Y
CALEFACCIÓN
CA 278

TEMA

ANEXO 2



INGENIERIA MECANICA

EXPOSITOR: ING. ARTURO ALBA AGUILAR
DEL 03 AL 08 DE SEPTIEMBRE DE 2007
PALACIO DE MINERÍA

PART

5

Equations

5.01 Cooling and Heating Equations

$$H_s = 1.08 \times CFM \times \Delta T$$

$$H_s = 1.1 \times CFM \times \Delta T$$

$$H_L = 0.68 \times CFM \times \Delta W_{GR}$$

$$H_L = 4840 \times CFM \times \Delta W_{LB}$$

$$H_T = 4.5 \times CFM \times \Delta h$$

$$H_T = H_s + H_L$$

$$H = U \times A \times \Delta T$$

$$SHR = \frac{H_s}{H_T} = \frac{H_s}{H_s + H_L}$$

$$LB. STM/HR = \frac{BTU/HR}{H_{IG}}$$

H_s = Sensible Heat (Btu/Hr.)

H_L = Latent Heat (Btu/Hr.)

H_T = Total Heat (Btu/Hr.)

ΔT = Temperature Difference (°F.)

ΔW_{GR} = Humidity Ratio Difference (Gr.H₂O/Lb.DA)

ΔW_{LB} = Humidity Ratio Difference (Lb H₂O/Lb.DA)

Δh = Enthalpy Difference (Btu/Lb.DA)

CFM = Air Flow Rate (Cubic Feet per Minute)

U = U-Value (Btu/Hr. Sq. Ft. °F.)

A = Area (Sq. Ft.)

SHR = Sensible Heat Ratio

H_{IG} = Latent Heat of Vaporization at Design Pressure (1989 ASHRAE Fundamentals)

5.02 R-Values/U-Values

$$R = \frac{1}{C} = \frac{1}{K} \times Thickness$$

$$U = \frac{1}{\Sigma R}$$

R = R-Value (Hr. Sq. Ft. °F./Btu.)

U = U-Value (Btu./Hr. Sq. Ft. °F.)

C = Conductance (Btu./Hr. Sq. Ft. °F.)

K = Conductivity (Btu. In./Hr. Sq. Ft. °F.)

ΣR = Sum of the Individual R-Values

5.03 Water System Equations

$$H = 500 \times GPM \times \Delta T$$

$$GPM_{EVAP} = \frac{TONS \times 24}{\Delta T}$$

$$GPM_{COND} = \frac{TONS \times 30}{\Delta T}$$

H = Total Heat (Btu/Hr.)

GPM = Water Flow Rate (Gallons per Minute)

ΔT = Temperature Difference ($^{\circ}$ F.)

TONS = Air Conditioning Load (Tons)

GPM_{EVAP} = Evaporator Water Flow Rate (Gallons per Minute)

GPM_{COND} = Condenser Water Flow Rate (Gallons per Minute)

5.04 Air Change Rate Equations

$$\frac{AC}{HR} = \frac{CFM \times 60}{VOLUME}$$

$$CFM = \frac{\frac{AC}{HR} \times VOLUME}{60}$$

AC/HR = Air Change Rate per Hour

CFM = Air Flow Rate (Cubic Feet per Minute)

VOLUME = Space Volume (Cubic Feet)

5.05 Mixed Air Temperature

$$T_{MA} = \left(T_{ROOM} \times \frac{CFM_{RA}}{CFM_{SA}} \right) + \left(T_{OA} \times \frac{CFM_{OA}}{CFM_{SA}} \right)$$

$$T_{MA} = \left(T_{RA} \times \frac{CFM_{RA}}{CFM_{SA}} \right) + \left(T_{OA} \times \frac{CFM_{OA}}{CFM_{SA}} \right)$$

CFM_{SA} = Supply Air (CFM)

CFM_{RA} = Return Air (CFM)

CFM_{OA} = Outside Air (CFM)

T_{MA} = Mixed Air Temperature ($^{\circ}$ F)

T_{ROOM} = Room Design Temperature ($^{\circ}$ F)

T_{RA} = Return Air Temperature ($^{\circ}$ F)

T_{OA} = Outside Air Temperature ($^{\circ}$ F)

5.06 Ductwork Equations

$$TP = SP + VP$$

$$VP = \left[\frac{V}{4005} \right]^2 = \frac{(V)^2}{(4005)^2}$$

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{Q \times 144}{W \times H}$$

$$D_{rQ} = \frac{1.3 \times (A \times B)^{0.625}}{(A + B)^{0.25}}$$

TP = Total Pressure

SP = Static Pressure, Friction Losses

VP = Velocity Pressure, Dynamic Losses

V = Velocity, Ft./Min.

Q = Flow through Duct (CFM)

A = Area of Duct (Sq Ft)

W = Width of Duct (Inches)

H = Height of Duct (Inches)

D_{rQ} = Equivalent Round Duct Size for Rectangular Duct (Inches)

A = One Dimension of Rectangular Duct (Inches)

B = Adjacent Side of Rectangular Duct (Inches)

5.07 Fan Laws

$$\frac{CFM_2}{CFM_1} = \frac{RPM_2}{RPM_1}$$

$$\frac{SP_2}{SP_1} = \left[\frac{CFM_2}{CFM_1} \right]^2 = \left[\frac{RPM_2}{RPM_1} \right]^2$$

$$\frac{BHP_2}{BHP_1} = \left[\frac{CFM_2}{CFM_1} \right]^3 = \left[\frac{RPM_2}{RPM_1} \right]^3 = \left[\frac{SP_2}{SP_1} \right]^{1.5}$$

$$BHP = \frac{CFM \times SP \times SP.GR.}{6356 \times FAN_{FH}}$$

$$MHP = \frac{BHP}{M/D_{FH}}$$

CFM = Cubic Feet/Minute

RPM = Revolutions/Minute

SP = In. W.G.

BHP = Break Horsepower

Fan Size = Constant

Air Density = Constant

SP.GR. (Air) = 1.0

FAN_{FH} = 65–85%

M/D_{FH} = 80–95%

M/D = Motor/Drive

5.08 Pump Laws

$$\frac{GPM_2}{GPM_1} = \frac{RPM_2}{RPM_1}$$

$$\frac{HD_2}{HD_1} = \left[\frac{GPM_2}{GPM_1} \right]^2 = \left[\frac{RPM_2}{RPM_1} \right]^2$$

$$\frac{BHP_2}{BHP_1} = \left[\frac{GPM_2}{GPM_1} \right]^3 = \left[\frac{RPM_2}{RPM_1} \right]^3 = \left[\frac{HD_2}{HD_1} \right]^{1.5}$$

$$BHP = \frac{GPM \times HD \times SP.GR.}{3960 \times PUMP_{EFF}}$$

$$MHP = \frac{BHP}{M/D_{EFF}}$$

$$VH = \frac{V^2}{2g}$$

$$HD = \frac{P \times 2.31}{SPGR}$$

GPM	=	Gallons/Minute
RPM	=	Revolutions/Minute
HD	=	Ft. H ₂ O
BHP	=	Break Horsepower
Pump Size	=	Constant
Water Density	=	Constant
SP.GR.	=	Specific Gravity of Liquid with Respect to Water
SP.GR. (Water)	=	1.0
PUMP _{EFF}	=	60–80%
M/D _{EFF}	=	85–95%
M/D	=	Motor/Drive
P	=	Pressure in Psi
VH	=	Velocity Head in Ft
V	=	Velocity in Ft./Sec.
g	=	Acceleration due to Gravity (32.16 Ft./Sec ²)

5.09 Pump Net Positive Suction Head (NPSH) Calculations

$$NPSH_{AVAIL} > NPSH_{REQD}$$

$$NPSH_{AVAIL} = H_A \pm H_S - H_f - H_{VP}$$

NPSH_{AVAIL} = Net Positive Suction Available at Pump (Feet)

NPSH_{REQD} = Net Positive Suction Required at Pump (Feet)

H_A = Pressure at Liquid Surface (Feet—34 Feet for Water at Atmospheric Pressure)

H_S = Height of Liquid Surface Above (+) or Below (–) Pump (Feet)

H_f = Friction Loss between Pump and Source (Feet)

H_{VP} = Absolute Pressure of Water Vapor at Liquid Temperature (Feet—1989 ASHRAE Fundamentals)

5.10 Air Conditioning Condensate

$$GPM_{AC\ COND} = \frac{CFM \times \Delta W_{LH}}{SpV \times 8.33}$$

$$GPM_{AC\ COND} = \frac{CFM \times \Delta W_{GR}}{SpV \times 8.33 \times 7000}$$

GPM_{ACCOND}	=	Air Conditioning Condensate Flow (Gallons/Minute)
CFM	=	Air Flow Rate (Cu.Ft./Minute)
SpV	=	Specific Volume of Air (Cu.Ft./Lb.DA)
ΔW_{LB}	=	Specific Humidity (Lb.H ₂ O/Lb.DA)
ΔW_{GR}	=	Specific Humidity (Gr.H ₂ O/Lb.DA)

5.11 Humidification

$$GRAINS_{REQ'D} = \left(\frac{W_{GR}}{SpV} \right)_{ROOMAIR} - \left(\frac{W_{GR}}{SpV} \right)_{SUPPLYAIR}$$

$$POUNDS_{REQ'D} = \left(\frac{W_{LB}}{SpV} \right)_{ROOMAIR} - \left(\frac{W_{LB}}{SpV} \right)_{SUPPLYAIR}$$

$$LB. STMIHR = \frac{CFM \times GRAINS_{REQ'D} \times 60}{7000} = CFM \times POUNDS_{REQ'D} \times 60$$

$GRAINS_{REQ'D}$	=	Grains of Moisture Required (Gr.H ₂ O/Cu.Ft.)
$POUNDS_{REQ'D}$	=	Pounds of Moisture Required (Lb.H ₂ O/Cu.Ft.)
CFM	=	Air Flow Rate (Cu.Ft./Minute)
SpV	=	Specific Volume of Air (Cu.Ft./Lb.DA)
W_{GR}	=	Specific Humidity (Gr.H ₂ O/Lb.DA)
W_{LB}	=	Specific Humidity (Lb.H ₂ O/Lb.DA)

5.12 Humidifier Sensible Heat Gain

$$H_s = (0.244 \times Q \times \Delta T) + (L \times 380)$$

H_s	=	Sensible Heat Gain (Btu/Hr.)
Q	=	Steam Flow (Lb.Steam/Hr.)
ΔT	=	Steam Temperature – Supply Air Temperature (F)
L	=	Length of Humidifier Manifold (Ft.)

5.13 Expansion Tanks

$$CLOSED \quad V_t = V_s \times \frac{\left[\left(\frac{v_2}{v_1} \right) - 1 \right] - 3\alpha\Delta T}{\left[\frac{P_A}{P_1} - \frac{P_A}{P_2} \right]}$$

$$OPEN \quad V_t = 2 \times \left\{ \left(V_s \times \left[\left(\frac{v_2}{v_1} \right) - 1 \right] \right) - 3\alpha\Delta T \right\}$$

$$DIAPHRAGM \quad V_t = V_s \times \frac{\left[\left(\frac{v_2}{v_1} \right) - 1 \right] - 3\alpha\Delta T}{1 - \left(\frac{P_1}{P_2} \right)}$$

- V_1 = Volume of Expansion Tank (Gallons)
 V_5 = Volume of Water in Piping System (Gallons)
 ΔT = $T_2 - T_1$ (°F)
 T_1 = Lower System Temperature (°F)
 Heating Water T_1 = 45–50°F Temperature at Fill Condition
 Chilled Water T_1 = Supply Water Temperature
 Dual Temperature T_1 = Chilled Water Supply Temperature
 T_2 = Higher System Temperature (°F)
 Heating Water T_2 = Supply Water Temperature
 Chilled Water T_2 = 95°F Ambient Temperature (Design Weather Data)
 Dual Temperature T_2 = Heating Water Supply Temperature
 P_A = Atmospheric Pressure (14.7 Psia)
 P_1 = System Fill Pressure/Minimum System Pressure (Psia)
 P_2 = System Operating Pressure/Maximum Operating Pressure (Psia)
 V_1 = SpV of H₂O at T_1 (Cu. Ft./Lb.H₂O) 1989 ASHRAE Fundamentals, Chapter 2, Table 25 or Part 27, Properties of Air and Water
 V_2 = SpV of H₂O at T_2 (Cu. Ft./Lb.H₂O) 1989 ASHRAE Fundamentals, Chapter 2, Table 26 or Part 27, Properties of Air and Water
 α = Linear Coefficient of Expansion
 α_{STEEL} = 6.5×10^{-6}
 α_{COPPER} = 9.5×10^{-6}
 System Volume Estimate:
 12 Gal./Ton
 35 Gal./BHP
 System Fill Pressure/Minimum System Pressure Estimate:
 Height of System +5 to 10 Psi OR 5–10 Psi, whichever is greater.
 System Operating Pressure/Maximum Operating Pressure Estimate:
 150 Lb. Systems 45–125 Psi
 250 Lb. Systems 125–225 Psi

5.14 Air Balance Equations

- SA = Supply Air
 RA = Return Air
 OA = Outside Air
 EA = Exhaust Air
 RFA = Relief Air

$$SA = RA + OA = RA + EA + RFA$$

If minimum OA (ventilation air) is greater than EA, then

$$OA = EA + RFA$$

If EA is greater than minimum OA (ventilation air), then

$$OA = EA \quad RFA = 0$$

For Economizer Cycle

$$OA = SA = EA + RFA \quad RA = 0$$

5.15 Efficiencies

$$COP = \frac{BTU\ OUTPUT}{BTU\ INPUT} = \frac{EER}{3.413}$$

$$EER = \frac{BTU\ OUTPUT}{WATTS\ INPUT}$$

Turndown Ratio = Maximum Firing Rate: Minimum Firing Rate
(i.e., 5:1, 10:1, 25:1)

$$OVERALL\ THERMAL\ EFF. = \frac{GROSS\ BTU\ OUTPUT}{GROSS\ BTU\ INPUT} \times 100\%$$

$$COMBUSTION\ EFF. = \frac{BTU\ INPUT - BTU\ STACK\ LOSS}{BTU\ INPUT} \times 100\%$$

Overall Thermal Efficiency Range 75%–90%

Combustion Efficiency Range 85%–95%

5.16 Cooling Towers and Heat Exchangers

$$APPROACH_{CT'S} = LWT - AWB$$

$$APPROACH_{HLS} = EWT_{HS} - LWT_{CS}$$

$$RANGE = EWT - LWT$$

EWT = Entering Water Temperature (°F)

LWT = Leaving Water Temperature (°F)

AWB = Ambient Wet Bulb Temperature (Design WB, °F)

HS = Hot Side

CS = Cold Side

5.17 Moisture Condensation on Glass

$$T_{GLASS} = T_{ROOM} - \left[\frac{R_{IA}}{R_{GLASS}} \times (T_{ROOM} - T_{OA}) \right]$$

$$T_{GLASS} = T_{ROOM} - \left[\frac{U_{GLASS}}{U_{IA}} \times (T_{ROOM} - T_{OA}) \right]$$

If $T_{GLASS} < DP_{ROOM}$ Condensation Occurs

T = Temperature (°F)

R = R-Value (Hr. Sq.Ft. °F./Btu.)

U = U-Value (Btu./Hr. Sq.Ft. °F.)

IA = Inside Airfilm

OA = Design Outside Air Temperature

DP = Dew Point

5.18 Electricity

$$KVA = KW + KVAR$$

KVA = Total Power (Kilovolt Amps)

KW	=	Real Power, Electrical Energy (Kilowatts)
KVAR	=	Reactive Power or "Imaginary" Power (Kilovolt Amps Reactive)
V	=	Voltage (Volts)
A	=	Current (Amps)
PF	=	Power Factor (0.75–0.95)
BHP	=	Break Horsepower
MHP	=	Motor Horsepower
EFF	=	Efficiency
M/D	=	Motor Drive

A. Single Phase Power:

$$KW_{1\phi} = \frac{V \times A \times PF}{1000}$$

$$KVA_{1\phi} = \frac{V \times A}{1000}$$

$$BHP_{1\phi} = \frac{V \times A \times PF \times DEVICE_{EFF}}{746}$$

$$MHP_{1\phi} = \frac{BHP_{1\phi}}{M/D_{EFF}}$$

B. 3-Phase Power:

$$KW_{3\phi} = \frac{\sqrt{3} \times V \times A \times PF}{1000}$$

$$KVA_{3\phi} = \frac{\sqrt{3} \times V \times A}{1000}$$

$$BHP_{3\phi} = \frac{\sqrt{3} \times V \times A \times PF \times DEVICE_{EFF}}{746}$$

$$MHP_{3\phi} = \frac{BHP_{3\phi}}{M/D_{EFF}}$$

5.19 Calculating Heating Loads for Loading Docks, Heavily Used Vestibules and Similar Spaces.

- A. Find volume of space to be heated (Cu.Ft.).
- B. Determine acceptable warm-up time for space (Min.).
- C. Divide volume by time (CFM).
- D. Determine inside and outside design temperatures—assume inside space temperature has dropped to the outside design temperature because doors have been open for an extended period of time.
- E. Use sensible heat equation to determine heating requirement using CFM and inside and outside design temperatures determined above.

5.20 Ventilation of Mechanical Rooms with Refrigeration Equipment

A. For a more detailed description of ventilation requirements for mechanical rooms with refrigeration equipment see ASHRAE Standard 15 and Part 9, Ventilation Rules of Thumb.

B. Completely Enclosed Equipment Rooms:

$$CFM = 100 \times G^{0.5}$$

CFM = Exhaust Air Flow Rate Required (Cu.Ft./Minute)

G = Mass of Refrigerant of Largest System (Pounds)

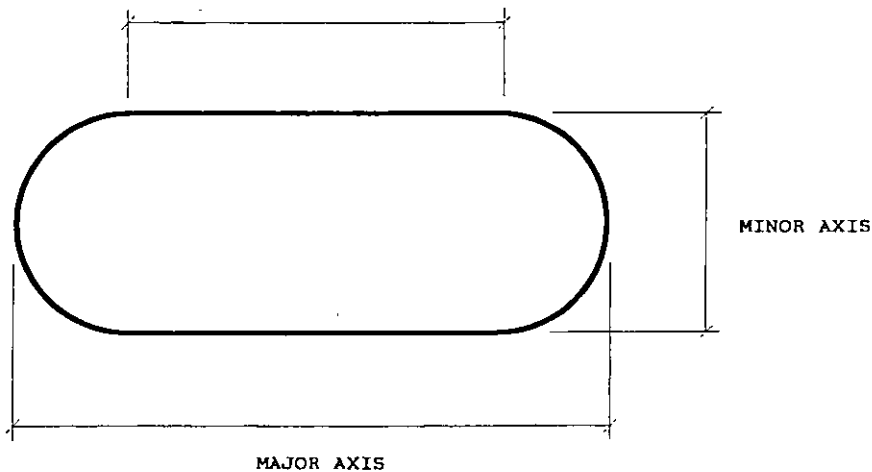
C. Partially Enclosed Equipment Rooms:

$$FA = G^{0.5}$$

FA = Ventilation Free Opening Area (Sq.Ft.)

G = Mass of Refrigerant of Largest System (Pounds)

5.21 Equations for Flat Oval Ductwork



$$FS = MAJOR - MINOR$$

$$A = \frac{(FS \times MINOR) + \frac{(\pi \times MINOR^2)}{4}}{144}$$

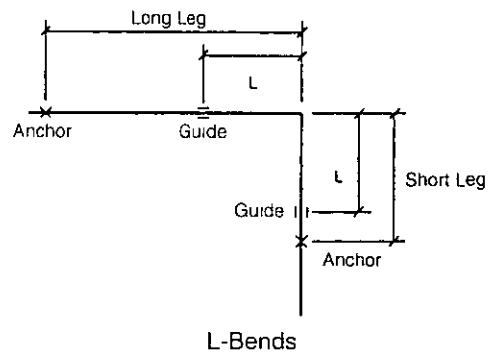
$$P = \frac{(\pi \times MINOR) + (2 \times FS)}{12}$$

$$D_{t,o} = \frac{1.55 \times (A)^{0.625}}{(P)^{0.25}}$$

FS	=	Flat Span Dimension (Inches)
MAJOR	=	Major Axis Dimension [Inches (Larger Dimension)]
MINOR	=	Minor Axis Dimension [Inches (Smaller Dimension)]
A	=	Cross-Sectional Area (Square Feet)
P	=	Perimeter or Surface Area (Square Feet per Lineal Feet)
D_{rQ}	=	Equivalent Round Duct Diameter

5.22 Pipe Expansion Equations

A. L-Bends:



$$L = 6.225 \times \sqrt{\Delta D}$$

$$F = 500 \text{ LB./PIPE DIA.} \times \text{PIPE DIA.}$$

L = Length of Leg Required to Accommodate Thermal Expansion or Contraction (Feet)

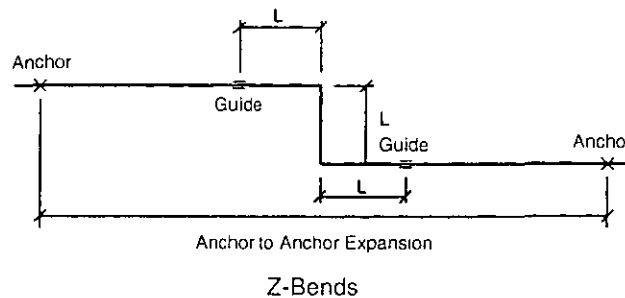
Δ = Thermal Expansion or Contraction of Long Leg (Inches)

D = Pipe Outside Diameter (Inches)

F = Force Exerted by Pipe Expansion or Contraction on Anchors and Supports (Lbs.)

See Tables in Part 32, Appendix D

B. Z-Bends:



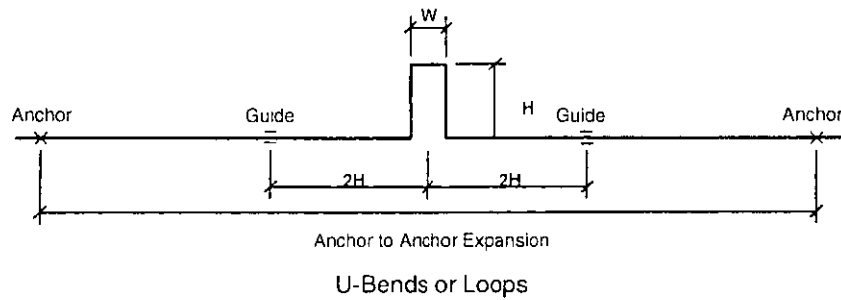
$$L = 4 \times \sqrt{\Delta D}$$

$$F = 200 - 500 \text{ LB./PIPE DIA.} \times \text{PIPE DIA.}$$

- L = Length of Offset Leg Required to Accommodate Thermal Expansion or Contraction (Feet)
 Δ = Anchor to Anchor Expansion or Contraction (Inches)
 D = Pipe Outside Diameter (Inches)
 F = Force Exerted by Pipe Expansion or Contraction on Anchors and Supports (Lbs.)

See Tables in Part 32, Appendix D.

C. U-Bends or Expansion Loops:



$$L = 6.225 \times \sqrt{\Delta D}$$

$$F = 200 \text{ LB / PIPE DIA.} \times \text{PIPE DIA}$$

$$L = 2H + W$$

$$H = 2W$$

$$L = 5W$$

- L = Length of Loop Required to Accommodate Thermal Expansion or Contraction (Feet)
 Δ = Anchor to Anchor Expansion or Contraction (Inches)
 D = Pipe Outside Diameter (Inches)
 F = Force Exerted by Pipe Expansion or Contraction on Anchors and Supports (Lbs.)

See Tables in Part 32, Appendix D.

5.23 Steam and Condensate Equations

A. General:

$$\text{LBS. STM. / HR.} = \frac{\text{BTU / HR.}}{960}$$

$$\text{LB. STM. COND. / HR.} = \frac{\text{EDR}}{4}$$

$$\text{EDR} = \frac{\text{BTU / HR.}}{240}$$

$$\text{LB. STM. COND. / HR.} = \frac{\text{GPM} \times 500 \times \text{SP. GR.} \times C_p \times \Delta T}{L}$$

$$\text{LB. STM. COND. / HR.} = \frac{\text{CFM} \times 60 \times D \times C_p \times \Delta T}{L}$$

B. Approximating Condensate Loads:

$$LB. STM. COND./HR. = \frac{GPM(WATER) \times \Delta T}{2}$$

$$LB. STM. COND./HR. = \frac{GPM(FUEL OIL) \times \Delta T}{4}$$

$$LB. STM. COND./HR. = \frac{CFM(AIR) \times \Delta T}{900}$$

STM. = Steam

GPM = Quantity of Liquid (Gallons per Minute)

CFM = Quantity of Gas or Air (Cubic Feet per Minute)

SP.GR. = Specific Gravity

D = Density (Lbs /Cubic Feet)

C_p = Specific Heat of Gas or Liquid (Btu/Lb)

Air C_p = 0.24 Btu/Lb

Water C_p = 1.00 Btu/Lb

L = Latent Heat of Steam (Btu/Lb. at Steam Design Pressure)

ΔT = Final Temperature minus Initial Temperature

EDR = Equivalent Direct Radiation

5.24 Steam and Steam Condensate Pipe Sizing Equations**A. Steam Pipe Sizing Equations:**

$$\Delta P = \frac{(0.01306) \times W^2 \times \left(1 + \frac{3.6}{ID}\right)}{3600 \times D \times ID^5}$$

$$W = 60 \times \sqrt{\frac{\Delta P \times D \times ID^5}{0.01306 \times \left(1 + \frac{3.6}{ID}\right)}}$$

$$W = 0.41667 \times V \times A_{INCHES} \times D = 60 \times V \times A_{FEET} \times D$$

$$V = \frac{2.4 \times W}{A_{INCHES} \times D} = \frac{W}{60 \times A_{FEET} \times D}$$

ΔP = Pressure Drop per 100 Feet of Pipe (Psig/100 feet)

W = Steam Flow Rate (Lbs./Hour)

ID = Actual Inside Diameter of Pipe (Inches)

D = Average Density of Steam at System Pressure (Lbs./Cu. Ft.)

V = Velocity of Steam in Pipe (Feet/Minute)

A_{INCHES} = Actual Cross Sectional Area of Pipe (Square Inches)

A_{FEET} = Actual Cross Sectional Area of Pipe (Square Feet)

B. Steam Condensate Pipe Sizing Equations:

$$FS = \frac{H_{S_{SS}} - H_{S_{CR}}}{H_{ICR}} \times 100$$

$$W_{CR} = \frac{FS}{100} \times W$$

FS	Flash Steam (Percentage %)
H_{SSS}	Sensible Heat at Steam Supply Pressure (Btu/Lb.)
H_{NCR}	Sensible Heat at Condensate Return Pressure (Btu/Lb.)
H_{LCR}	Latent Heat at Condensate Return Pressure (Btu/Lb.)
W	Steam Flow Rate (Lbs./Hr)
W_{CR}	Condensate Flow based on percentage of Flash Steam created during condensing process (Lbs./Hr.). Use this flow rate in steam equations above to determine condensate return pipe size.

5.25 Psychrometric Equations

$$W = 0.622 \times \frac{P_w}{P - P_w}$$

$$RH = \frac{W_{AC, IUM}}{W_{SAT}} \times 100\%$$

$$RH = \frac{P_w}{P_{SAT}} \times 100\%$$

$$H_s = m \times c_p \times \Delta T$$

$$H_l = L_v \times m \times \Delta W$$

$$H_t = m \times \Delta h$$

$$W = \frac{(2501 - 2.381 T_{WB})(W_{SAT, WB}) - (T_{DB} - T_{WB})}{(2501 + 1.805 T_{DB} - 4.186 T_{WB})}$$

$$W = \frac{(1093 - 0.556 T_{WB})(W_{SAT, WB}) - (0.240)(T_{DB} - T_{WB})}{(1093 + 0.444 T_{DB} - T_{WB})}$$

W	=	Specific Humidity (Lb.H ₂ O/Lb.DA or Gr.H ₂ O/Lb.DA)
$W_{AC, IUM}$	=	Actual Specific Humidity (Lb.H ₂ O/Lb.DA or Gr H ₂ O/Lb DA)
W_{SAT}	=	Saturation Specific Humidity at the Dry Bulb Temperature
$W_{SAT, WB}$	=	Saturation Specific Humidity at the Wet Bulb Temperature
P_w	=	Partial Pressure of Water Vapor (Lb./Sq.Ft.)
P	=	Total Absolute Pressure of Air/Water Vapor Mixture (Lb /Sq.Ft.)
P_{SAT}	=	Saturation Partial Pressure of Water Vapor at the Dry Bulb Temperature (Lb./Sq.Ft.)
RH	=	Relative Humidity (%)
H_s	=	Sensible Heat (Btu/Hr.)
H_l	=	Latent Heat (Btu/Hr.)
H_t	=	Total Heat (Btu/Hr.)
m	=	Mass Flow Rate (Lb DA/Hr. or Lb.H ₂ O/Hr.)
c_p	=	Specific Heat (Air: 0.24 Btu/Lb.DA, Water: 1.0 Btu/Lb.H ₂ O)
T_{DB}	=	Dry Bulb Temperature (°F.)
T_{WB}	=	Wet Bulb Temperature (°F.)
ΔT	=	Temperature Difference (°F.)
ΔW	=	Specific Humidity Difference (Lb.H ₂ O/Lb.DA or Gr.H ₂ O/Lb.DA)
Δh	=	Enthalpy Difference (Btu/Lb.DA)
L_v	=	Latent Heat of Vaporization (Btu/Lb.H ₂ O)

5.26 Swimming Pools

A. Sizing Outdoor Pool Heater:

1. Determine pool capacity in gallons. Obtain from Architect if available.
Length × Width × Depth × 7.5 Gal/Cu.Ft. (If depth is not known assume an average depth 5.5 Feet)
2. Determine heat pick-up time in hours from Owner.
3. Determine pool water temperature in degrees F. from the Owner. If Owner does not specify assume 80°F
4. Determine the average air temperature on the coldest month in which the pool will be used
5. Determine the average wind velocity in miles per hour. For pools less than 900 square feet and where the pool is sheltered by nearby buildings, fences, shrubs, etc., from the prevailing wind an average wind velocity of less than 3.5 mph may be assumed. The surface heat loss factor of 5.5 Btu/Hr/Sq.Ft.°F. in the equation below assumes a wind velocity of 3.5 mph. If a wind velocity of less than 3.5 mph is used, multiply equation by 0.75; for 5.0 mph multiply equation by 1.25; and for 10 mph multiply equation by 2.0.
6. Pool Heater Equations:

$$H_{\text{POOL HEATER}} = H_{\text{HEAT-UP}} + H_{\text{SURFACE LOSS}}$$

$$H_{\text{HEAT-UP}} = \frac{\text{GALS.} \times 8.34 \text{ LBS./GAL.} \times \Delta T_{\text{WATER}} \times 1.0 \text{ BTU/LB.}^\circ\text{F.}}{\text{HEAT PICK-UP TIME}}$$

$$H_{\text{SURFACE LOSS}} = 5.5 \text{ BTU/HR. SQ. FT.}^\circ\text{F.} \times \Delta T_{\text{WATER/AIR}} \times \text{POOL AREA}$$

$$\Delta T_{\text{WATER}} = T_{\text{FINAL}} - T_{\text{INITIAL}}$$

$$T_{\text{FINAL}} = \text{POOL WATER TEMPERATURE}$$

$$T_{\text{INITIAL}} = 50^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_{\text{WATER/AIR}} = T_{\text{FINAL}} - T_{\text{AVERAGE AIR}}$$

$$H = \text{Heating Capacity (Btu/Hr.)}$$

$$\Delta T = \text{Temperature Difference (}^\circ\text{F.)}$$

5.27 Domestic Water Heater Sizing

$$H_{\text{OUTPUT}} = \text{GPH} \times 8.34 \text{ LBS./GAL.} \times \Delta T \times 1.0$$

$$H_{\text{INPUT}} = \frac{\text{GPH} \times 8.34 \text{ LBS./GAL.} \times \Delta T}{\% \text{ EFFICIENCY}}$$

$$\text{GPH} = \frac{H_{\text{INPUT}} \times \% \text{ EFFICIENCY}}{\Delta T \times 8.34 \text{ LBS./GAL.}} = \frac{\text{KW} \times 3413 \text{ BTU/KW}}{\Delta T \times 8.34 \text{ LBS./GAL.}}$$

$$\Delta T = \frac{H_{\text{INPUT}} \times \% \text{ EFFICIENCY}}{\text{GPH} \times 8.34 \text{ LBS./GAL.}} = \frac{\text{KW} \times 3413 \text{ BTU/KW}}{\text{GPH} \times 8.34 \text{ LBS./GAL.}}$$

$$\text{KW} = \frac{\text{GPH} \times 8.34 \text{ LBS./GAL.} \times \Delta T \times 1.0}{3413 \text{ BTU/KW}}$$

$$\% \text{ COLD WATER} = \frac{T_{\text{HOT}} - T_{\text{MIX}}}{T_{\text{HOT}} - T_{\text{COLD}}}$$

$$\% \text{ HOT WATER} = \frac{T_{\text{MIX}} - T_{\text{COLD}}}{T_{\text{HOT}} - T_{\text{COLD}}}$$

H_{OUTPUT}	=	Heating Capacity, Output
H_{INPUT}	=	Heating Capacity, Input
GPH	=	Recovery Rate (Gallons per Hour)
ΔT	=	Temperature Rise ($^{\circ}F$.)
KW	=	Kilowatts
T_{COLD}	=	Temperature, Cold Water ($^{\circ}F$.)
T_{HOT}	=	Temperature, Hot Water ($^{\circ}F$.)
T_{MIX}	=	Temperature, Mixed Water ($^{\circ}F$.)

5.28 Domestic Hot Water Recirculation Pump/Supply Sizing

- A. Determine the approximate total length of all hot water supply and return piping.
- B. Multiply this total length by 30 Btu/Ft. for insulated pipe and 60 Btu/Ft. for uninsulated pipe to obtain the approximate heat loss.
- C. Divide the total heat loss by 10,000 to obtain the total pump capacity in GPM.
- D. Select a circulating pump to provide the total required GPM and obtain the head created at this flow.
- E. Multiply the head by 100 and divide by the total length of the longest run of the hot water return piping to determine the allowable friction loss per 100 feet of pipe.
- F. Determine the required GPM in each circulating loop and size the hot water return pipe based on this GPM and the allowable friction loss as determined above.

5.29 Relief Valve Vent Line Maximum Length

$$L = \frac{9 \times P_1^2 \times D^5}{C^2} = \frac{9 \times P_2^2 \times D^5}{16 \times C^2}$$

$$P_1 = 0.25 \times [(PRESSURE SETTING \times 1.1) + 14.7]$$

$$P_2 = [(PRESSURE SETTING \times 1.1) + 14.7]$$

L = Maximum Length of Relief Vent Line (Feet)

D = Inside Diameter of Pipe (Inches)

C = Minimum Discharge of Air (Lbs./Min.)

5.30 Relief Valve Sizing

A. Liquid System Relief Valves and Spring Style Relief Valves:

$$A = \frac{GPM \times \sqrt{G}}{28.14 \times K_B \times K_V \times \sqrt{\Delta P}}$$

B. Liquid System Relief Valves and Pilot Operated Relief Valves:

$$A = \frac{GPM \times \sqrt{G}}{36.81 \times K_V \times \sqrt{\Delta P}}$$

C. Steam System Relief Valves:

$$A = \frac{W}{51.5 \times K \times P \times K_{SI} \times K_N \times K_B}$$

D. Gas and Vapor System Relief Valves (Lb./Hr.):

$$A = \frac{W \times \sqrt{TZ}}{C \times K \times P \times K_B \times \sqrt{M}}$$

E. Gas and Vapor System Relief Valves (SCFM):

$$A = \frac{SCFM \times \sqrt{TGZ}}{1.175 \times C \times K \times P \times K_B}$$

F. Relief Valve Equation Definitions:

1. A = Minimum Required Effective Relief Valve Discharge Area (Square Inches)
2. GPM = Required Relieving Capacity at Flow Conditions (Gallons per Minute)
3. W = Required Relieving Capacity at Flow Conditions (Lbs./Hr.)
4. SCFM = Required Relieving Capacity at Flow Conditions (Standard Cubic Feet per Minute)
5. G = Specific Gravity of Liquid, Gas, or Vapor at Flow Conditions
Water = 1.0 for most HVAC Applications
Air = 1.0
6. C = Coefficient Determined from Expression of Ratio of Specific Heats
C = 315 if Value is Unknown
7. K = Effective Coefficient of Discharge
K = 0.975
8. K_B = Capacity Correction Factor Due to Back Pressure
K_B = 1.0 for Atmospheric Discharge Systems
9. K_V = Flow Correction Factor Due to Viscosity
K_V = 0.9 to 1.0 for most HVAC Applications with Water
10. K_N = Capacity Correction Factor for Dry Saturated Steam at Set Pressures above 1500 Psia and up to 3200 Psia
K_N = 1.0 for most HVAC Applications
11. K_{SI} = Capacity Correction Factor Due to the Degree of Superheat
K_{SI} = 1.0 for Saturated Steam
12. Z = Compressibility Factor
Z = 1.0 If Value is Unknown
13. P = Relieving Pressure (Psia)
P = Set Pressure (Psig) + Over Pressure (10% Psig) + Atmospheric Pressure (14.7 Psia)
14. ΔP = Differential Pressure (Psig)
ΔP = Set Pressure (Psig) + Over Pressure (10% Psig) – Back Pressure (Psig)
15. T = Absolute Temperature (°R = °F + 460)
16. M = Molecular Weight of the Gas or Vapor

G. Relief Valve Sizing Notes:

1. When multiple relief valves are used, one valve shall be set at or below the maximum allowable working pressure, and the remaining valves may be set up to 5 percent over the maximum allowable working pressure.

2. When sizing multiple relief valves, the total area required is calculated on an over-pressure of 16 percent or 4 Psi, whichever is greater.
3. For superheated steam, the correction factor values listed below may be used:
 - a. Superheat up to 400 °F: 0.97 (Range 0.979–0.998)
 - b. Superheat up to 450 °F: 0.95 (Range 0.957–0.977)
 - c. Superheat up to 500 °F: 0.93 (Range 0.930–0.968)

GAS OR VAPOR	MOLECULAR WEIGHT	RATIO OF SPECIFIC HEATS	COEFFICIENT C	SPECIFIC GRAVITY
Acetylene	26.04	1.25	342	0.899
Air	28.97	1.40	356	1.000
Ammonia (R-717)	17.03	1.30	347	0.588
Argon	39.94	1.66	377	1.379
Benzene	78.11	1.12	329	2.696
N-Butane	58.12	1.18	335	2.006
Iso-Butane	58.12	1.19	336	2.006
Carbon Dioxide	44.01	1.29	346	1.519
Carbon Disulphide	76.13	1.21	338	2.628
Carbon Monoxide	28.01	1.40	356	0.967
Chlorine	70.90	1.35	352	2.447
Cyclohexane	84.16	1.08	325	2.905
Ethane	30.07	1.19	336	1.038
Ethyl Alcohol	46.07	1.13	330	1.590
Ethyl Chloride	64.52	1.19	336	2.227
Ethylene	28.03	1.24	341	0.968
Helium	4.02	1.66	377	0.139
N-Heptane	100.20	1.05	321	3.459
Hexane	86.17	1.06	322	2.974
Hydrochloric Acid	36.47	1.41	357	1.259
Hydrogen	2.02	1.41	357	0.070
Hydrogen Chloride	36.47	1.41	357	1.259
Hydrogen Sulphide	34.08	1.32	349	1.176
Methane	16.04	1.31	348	0.554
Methyl Alcohol	32.04	1.20	337	1.106
Methyl Butane	72.15	1.08	325	2.491
Methyl Chloride	50.49	1.20	337	1.743
Natural Gas	19.00	1.27	344	0.656
Nitric Oxide	30.00	1.40	356	1.036
Nitrogen	28.02	1.40	356	0.967
Nitrous Oxide	44.02	1.31	348	1.520
N-Octane	114.22	1.05	321	3.943
Oxygen	32.00	1.40	356	1.105
N-Pentane	72.15	1.08	325	2.491
Iso-Pentane	72.15	1.08	325	2.491
Propane	44.09	1.13	330	1.522
R-11	137.37	1.14	331	4.742
R-12	120.92	1.14	331	4.174
R-22	86.48	1.18	335	2.985
R-114	170.93	1.09	326	5.900
R-123	152.93	1.10	327	5.279
R-134a	102.03	1.20	337	3.522
Sulfur Dioxide	64.04	1.27	344	2.211
Toluene	92.13	1.09	326	3.180

- d. Superheat up to 550 °F: 0.90 (Range 0.905–0.974)
 e. Superheat up to 600 °F: 0.88 (Range 0.882–0.993)
 f. Superheat up to 650 °F: 0.86 (Range 0.861–0.988)
 g. Superheat up to 700 °F: 0.84 (Range 0.841–0.963)
 h. Superheat up to 750 °F: 0.82 (Range 0.823–0.903)
 i. Superheat up to 800 °F: 0.80 (Range 0.805–0.863)
 j. Superheat up to 850 °F: 0.78 (Range 0.786–0.836)
 k. Superheat up to 900 °F: 0.75 (Range 0.753–0.813)
 l. Superheat up to 950 °F: 0.72 (Range 0.726–0.792)
 m. Superheat up to 1000 °F: 0.70 (Range 0.704–0.774)
4. Gas and Vapor Properties are shown in the table on the preceding page

5.31 Steel Pipe Equations

$$A = 0.785 \times ID^2$$

$$W_p = 10.6802 \times T \times (OD - T)$$

$$W_w = 0.3405 \times ID^2$$

$$OSA = 0.2618 \times OD$$

$$ISA = 0.2618 \times ID$$

$$A_M = 0.785 \times (OD^2 - ID^2)$$

- A = Cross-Sectional Area (Square Inches)
 W_p = Weight of Pipe per Foot (Pounds)
 W_w = Weight of Water per Foot (Pounds)
 T = Pipe Wall Thickness (Inches)
 ID = Inside Diameter (Inches)
 OD = Outside Diameter (Inches)
 OSA = Outside Surface Area per Foot (Square Feet)
 ISA = Inside Surface Area per Foot (Square Feet)
 A_M = Area of the Metal (Square Inches)

5.32 English/Metric Cooling and Heating Equations Comparison

$$H_s = 1.08 \frac{\text{Btu Min}}{\text{Hr Ft}^3 \text{ } ^\circ\text{F}} \times \text{CFM} \times \Delta T$$

$$H_{sM} = 72.42 \frac{\text{KJ Min}}{\text{Hr M}^3 \text{ } ^\circ\text{C}} \times \text{CMM} \times \Delta T_M$$

$$H_l = 0.68 \frac{\text{Btu Min Lb DA}}{\text{Hr Ft}^3 \text{ Gr H}_2\text{O}} \times \text{CFM} \times \Delta W$$

$$H_{lM} = 177,734.8 \frac{\text{KJ Min Kg DA}}{\text{Hr M}^3 \text{ Kg H}_2\text{O}} \times \text{CMM} \times \Delta W_M$$

$$H_l = 4.5 \frac{\text{Lb Min}}{\text{Hr Ft}^3} \times \text{CFM} \times \Delta h$$

$$H_{lM} = 72.09 \frac{\text{Kg Min}}{\text{Hr M}^3} \times \text{CMM} \times \Delta h_M$$

$$H_T = H_S + H_L$$

$$H_{1M} = H_{SM} + H_{LM}$$

$$H = 500 \frac{\text{Btu Min}}{\text{Hr Gal } ^\circ\text{F}} \times \text{GPM} \times \Delta T$$

$$H_M = 250.8 \frac{\text{KJ Min}}{\text{Hr Liters } ^\circ\text{C}} \times \text{LPM} \times \Delta T_M$$

$$\frac{\text{AC}}{\text{HR}} = \frac{\text{CFM} \times 60 \frac{\text{Min}}{\text{Hr}}}{\text{VOLUME}}$$

$$\frac{\text{AC}}{\text{HR}_M} = \frac{\text{CMM} \times 60 \frac{\text{Min}}{\text{Hr}}}{\text{VOLUME}_M}$$

$$^\circ\text{C} = \frac{^\circ\text{F} - 32}{1.8}$$

$$^\circ\text{F} = 1.8 \text{ } ^\circ\text{C} + 32$$

H_S	=	Sensible Heat (Btu/Hr.)
H_{SM}	=	Sensible Heat (KJ/Hr.)
H_l	=	Latent Heat (Btu/Hr.)
H_{lM}	=	Latent Heat (KJ/Hr.)
H_t	=	Total Heat (Btu/Hr.)
H_{tM}	=	Total Heat (KJ/Hr.)
H	=	Total Heat (Btu/Hr.)
H_M	=	Total Heat (KJ/Hr.)
ΔT	=	Temperature Difference ($^\circ\text{F}$)
ΔT_M	=	Temperature Difference ($^\circ\text{C}$)
ΔW	=	Humidity Ratio Difference (Gr $\text{H}_2\text{O}/\text{Lb.DA}$)
ΔW_M	=	Humidity Ratio Difference (Kg. $\text{H}_2\text{O}/\text{Kg.DA}$)
Δh	=	Enthalpy Difference (Btu/Lb.DA)
Δh	=	Enthalpy Difference (KJ/Lb.DA)
CFM	=	Air Flow Rate (Cubic Feet per Minute)
CMM	=	Air Flow Rate (Cubic Meters per Minute)
GPM	=	Water Flow Rate (Gallons per Minute)
LPM	=	Water Flow Rate (Liters per Minute)
AC/HR	=	Air Change Rate per Hour, English
AC/HR _M	=	Air Change Rate per Hour, Metric
AC/HR	=	AC/HR _M
VOLUME	=	Space Volume (Cubic Feet)
VOLUME _M	=	Space Volume (Cubic Meters)
KJ/Hr	=	Btu/Hr $\times 1.055$
CMM	=	CFM $\times 0.02832$
LPM	=	GPM $\times 3.785$
KJ/Lb	=	Btu/Lb $\times 2.326$
Meters	=	Feet $\times 0.3048$
Sq. Meters	=	Sq. Feet $\times 0.0929$
Cu. Meters	=	Cu. Feet $\times 0.02832$
Kg	=	Pounds $\times 0.4536$

1.0 GPM	=	500 Lb. Steam/Hr.
1.0 Lb.Stm. /Hr	=	0.002 GPM
1.0 Lb.H ₂ O/Hr	=	1.0 Lb.Steam/Hr
Kg/Cu. Meter	=	Pounds/Cu. Feet × 16.017 (Density)
Cu. Meters/Kg	=	Cu. Feet/Pound × 0.0624 (Specific Volume)
Kg H ₂ O/Kg DA	=	Gr H ₂ O/Lb DA/7,000 = Lb. H ₂ O/Lb DA

5.33 Cooling Tower Equations

$$C = \frac{(E + D + B)}{(D + B)}$$

$$B = \frac{E - [(C - 1) \times D]}{(C - 1)}$$

$$E = GPM_{COND} \times R \times 0.0008$$

$$D = GPM_{COND} \times 0.0002$$

$$R = EWT - LWT$$

B	=	Blowdown (GPM)
C	=	Cycles of Concentration
D	=	Drift (GPM)
E	=	Evaporation (GPM)
EWT	=	Entering Water Temperature (°F.)
LWT	=	Leaving Water Temperature (°F.)
R	=	Range (°F.)

5.34 Motor Drive Formulas

$$D_{FP} \times RPM_{FP} = D_{MP} \times RPM_{MP}$$

$$BL = [(D_{FP} + D_{MP}) \times 1.5708] + (2 \times L)$$

D _{FP}	=	Fan Pulley Diameter
D _{MP}	=	Motor Pulley Diameter
RPM _{FP}	=	Fan Pulley RPM
RPM _{MP}	=	Motor Pulley RPM
BL	=	Belt Length
L	=	Center-to-Center Distance of Fan and Motor Pulleys



FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA



División de Educación Continua, Facultad de Ingeniería, UNAM.

CURSOS ABIERTOS

DIPLOMADO EN REFRIGERACIÓN

MÓDULO VI

AIRE ACONDICIONADO Y
CALEFACCIÓN
CA 278

TEMA

ANEXO 3



INGENIERIA MECANICA

EXPOSITOR: ING. ARTURO ALBA AGUILAR
DEL 03 AL 08 DE SEPTIEMBRE DE 2007
PALACIO DE MINERÍA

NORMA Oficial Mexicana NOM-008-ENER-2001, Eficiencia energética en edificaciones, envolvente de edificios no residenciales.

Al margen un sello con el Escudo Nacional, que dice Estados Unidos Mexicanos - Secretaría de Energía - Comisión Nacional para el Ahorro de Energía - Comité Consultivo Nacional de Normalización para la Preservación y Uso Racional de los Recursos Energéticos (CCNNPURRE)

NORMA OFICIAL MEXICANA NOM-008-ENER-2001, EFICIENCIA ENERGETICA EN EDIFICACIONES, ENVOLVENTE DE EDIFICIOS NO RESIDENCIALES

ODON DE BUEN RODRIGUEZ, Presidente del Comité Consultivo Nacional de Normalización para la Preservación y Uso Racional de los Recursos Energéticos y Director General de la Comisión Nacional para el Ahorro de Energía, con fundamento en los artículos 17 y 33 fracciones VIII y IX de la Ley Orgánica de la Administración Pública Federal; 1o., 38 fracciones II y III, 40 fracciones I, X y XII, 43 y 47 fracción IV de la Ley Federal sobre Metrología y Normalización y 34 de su Reglamento; 1o., 2o., 3o. fracción I y 8o. fracciones I y VIII del Decreto por el que se crea la Comisión Nacional para el Ahorro de Energía, como órgano desconcentrado de la Secretaría de Energía y 1o. del Acuerdo por el que se delega en favor del Director General de la Comisión Nacional para el Ahorro de Energía, las facultades para presidir el Comité Consultivo Nacional de Normalización para la Preservación y Uso Racional de los Recursos Energéticos, así como expedir las normas oficiales mexicanas en el ámbito de su competencia, publicados en el **Diario Oficial de la Federación** el 20 de septiembre y 29 de octubre de 1999, respectivamente, y

CONSIDERANDO

Que las reformas a la Ley Orgánica de la Administración Pública Federal publicadas en el **Diario Oficial de la Federación** el 28 de diciembre de 1994, delimitaron las facultades de la Secretaría de Energía, mismas entre las que se encuentra la de expedir normas oficiales mexicanas que promueven la eficiencia del sector energético;

Que el Programa Nacional de Normalización de 2001 publicado en el **Diario Oficial de la Federación** el 12 de marzo de ese mismo año, contempla la expedición de la presente Norma Oficial Mexicana NOM-008-ENER-2001, Eficiencia energética en edificaciones, envolvente de edificios no residenciales, cuya finalidad es la preservación y uso racional de los recursos energéticos;

Que habiéndose cumplido el procedimiento establecido en la Ley Federal sobre Metrología y Normalización para la elaboración de proyectos de normas oficiales mexicanas, el Presidente del Comité Consultivo Nacional de Normalización para la Preservación y Uso Racional de los Recursos Energéticos, ordenó la publicación del Proyecto de Norma Oficial Mexicana PROY-NOM-008-ENER-1999, Eficiencia energética en edificaciones, envolvente de edificios no residenciales, lo que se realizó en el **Diario Oficial de la Federación** el 22 de septiembre de 2000, con el objeto de que los interesados presentaran sus comentarios al citado Comité Consultivo que lo propuso,

Que durante el plazo de 60 días naturales contados a partir de la fecha de publicación de dicho proyecto de norma oficial mexicana, la Manifestación de Impacto Regulatorio a que se refiere el artículo 45 de la Ley Federal sobre Metrología y Normalización, estuvo a disposición del público en general para su consulta, y que dentro del mismo plazo, los interesados presentaron sus comentarios al proyecto de norma, los cuales fueron analizados por el citado Comité Consultivo, realizándose las modificaciones procedentes,

Que en la sesión celebrada por el Comité Consultivo Nacional de Normalización para la Preservación y Uso Racional de los Recursos Energéticos con fecha 9 de marzo de 2001, los miembros del Comité aprobaron por consenso la norma referida,

Que con fecha 29 de marzo de 2001 se publicaron en el **Diario Oficial de la Federación** las respuestas a los comentarios recibidos respecto del Proyecto de Norma PROY-NOM-008-ENER-1999, Eficiencia energética en edificaciones, envolvente de edificios no residenciales, y

Que la Ley Federal sobre Metrología y Normalización establece que las normas oficiales mexicanas se constituyen como el instrumento idóneo para la prosecución de estos objetivos, por lo que he tenido a bien expedir la siguiente Norma Oficial Mexicana NOM-008-ENER-2001, Eficiencia energética en edificaciones, envolvente de edificios no residenciales

Sufragio Efectivo No Reelección

México, D.F., a 6 de abril de 2001 - El Presidente del Comité Consultivo Nacional de Normalización para la Preservación y Uso Racional de los Recursos Energéticos (CCNNPURRE) y Director General de la Comisión Nacional para el Ahorro de Energía, **Odón de Buen Rodríguez.**- Rúbrica

**NORMA OFICIAL MEXICANA NOM-008-ENER-2001, EFICIENCIA ENERGETICA
EN EDIFICACIONES, ENVOLVENTE DE EDIFICIOS NO RESIDENCIALES**

PREFACIO

La presente Norma fue elaborada bajo la coordinación del Comité Consultivo Nacional de Normalización para la Preservación y Uso Racional de los Recursos Energéticos (CCNNPURRE) con el apoyo del Instituto de Investigaciones Eléctricas y con la colaboración de los siguientes organismos y empresas:

Aislantes Minerales

ASHRAE, Capítulo México

Asociación Mexicana de Directores Responsables de Obra y Corresponsables, A.C

Asociación Mexicana de Empresas del Ramo de Instalaciones para la Construcción, A.C

Cámara Mexicana de la Industria de la Construcción

Colegio de Arquitectos de México

Comisión Federal de Electricidad

Colegio de Ingenieros Mecánicos Electricistas

Colegio Nacional de Ingenieros Arquitectos

Dirección General de Normas de la Secofi

Fideicomiso de Ahorro de Energía

Instituto de Ingeniería de la UNAM

Instituto de Investigaciones Eléctricas

Instituto Mexicano del Petróleo

Luz y Fuerza del Centro

Organismo Nacional de Normalización y Certificación de la Construcción y la Edificación, S C

Programa de Ahorro de Energía del Sector Eléctrico

Programa Universitario de Energía

Secretaría de Desarrollo Social

Secretaría de Comercio y Fomento Industrial, actualmente Secretaría de Economía, Dirección General de Normas

Vitro Vidrio Plano de México, S A. de C.V.

CONTENIDO

0. Introducción
1. Objetivo
2. Campo de aplicación
3. Referencias
4. Definiciones
 - 4.1 Ampliación de edificación
 - 4.2 Area construida
 - 4.3 Barreras para vapor
 - 4.4 Coeficiente de sombreado (CS)
 - 4.5 Edificio, edificación
 - 4.6 Edificio proyectado
 - 4.7 Edificio de referencia
 - 4.8 Envolverte de un edificio
 - 4.9 Muro ligero
 - 4.10 Muro masivo
 - 4.11 Opaco

- 4.12 Pared
- 4.13 Sistemas de enfriamiento
- 4.14 Superficie inferior
- 4.15 Techo
- 4.16 Temperatura equivalente promedio (t_e)
- 4.17 Transparente y/o translúcido
- 5. Clasificación
- 6. Especificaciones
 - 6.1. Ganancia de Calor
- 7. Método de prueba (Cálculo del Presupuesto Energético)
 - 7.1 Cálculo de la ganancia de calor a través de la envolvente del edificio proyectado
 - 7.2 Cálculo de la ganancia de calor a través de la envolvente del edificio de referencia
 - 7.3 Determinación del coeficiente global de transferencia de calor (K) de las porciones de la envolvente
 - 7.4 Barreras para vapor
 - 7.5 Orientación
- 8. Muestreo
- 9. Informe de resultados
- 10. Información al público
- 11. Etiquetado
 - 11.1 Permanencia
 - 11.2 Ubicación
 - 11.3 Información
 - 11.4 Material
 - 11.5 Dimensiones
 - 11.6 Distribución de la información y colores
- 12. Vigilancia
- 13. Sanciones
- 14. Bibliografía
- 15. Concordancia con normas internacionales
- 16. Transitorios

APENDICES NORMATIVOS

- A. Tablas
- B. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor
- C. Formato para el informe del cálculo del presupuesto energético

APENDICE INFORMATIVO

- D. Valores de conductividad y aislamiento térmico de diversos materiales

0. Introducción

La normalización para la eficiencia energética en edificios representa un esfuerzo encaminado a mejorar el diseño térmico de edificios, y lograr la comodidad de sus ocupantes con el mínimo consumo de energía

En México, el mayor consumo de energía en las edificaciones es por concepto de acondicionamiento de aire, durante las épocas de mayor calor, principalmente en las zonas norte y costera del país. La ganancia por radiación solar es la fuente más importante a controlar, lo cual se logra con un diseño adecuado de la envolvente

En este sentido, esta Norma optimiza el diseño desde el punto de vista del comportamiento térmico de la envolvente, obteniéndose como beneficios, entre otros, el ahorro de energía por la disminución de la capacidad de los equipos de enfriamiento y un mejor confort de los ocupantes.

Las unidades que se utilizan en esta Norma corresponden al Sistema General de Unidades de Medida, único legal y de uso obligatorio en los Estados Unidos Mexicanos, con las excepciones y consideraciones permitidas en su Norma NOM-008-SCFI vigente.

1. Objetivo

Esta Norma limita la ganancia de calor de las edificaciones a través de su envolvente, con objeto de racionalizar el uso de la energía en los sistemas de enfriamiento

2. Campo de aplicación

Esta Norma aplica a todos los edificios nuevos y las ampliaciones de edificios existentes.

Quedan excluidos edificios cuyo uso primordial sea industrial o habitacional.

Si el uso de un edificio dentro del campo de aplicación de esta Norma constituye el 90 por ciento o más del área construida, esta Norma aplica a la totalidad del edificio

3. Referencias

Para la correcta aplicación de esta Norma se deben consultar las siguientes normas vigentes

NOM-008-SCFI -1993 Sistema General de Unidades de Medida

NOM-018-ENER-1997 Aislantes térmicos para edificaciones Características, límites y métodos de prueba

4. Definiciones

Para los efectos de esta Norma se definen los siguientes términos:

4.1 Ampliación de edificación

Cualquier cambio en la edificación que incremente el área construida.

4.2 Área construida

Es la suma en metros cuadrados de las superficies de todos los pisos de un edificio, medidos a nivel de piso por el exterior de las paredes. No incluye área de estacionamiento.

4.3 Barreras para vapor

Es un material, producto o componente de un muro o techo que proporciona resistencia a la transmisión de vapor de agua en forma continua sobre la totalidad de la superficie del muro o techo

4.4 Coeficiente de sombreado (CS)

La razón entre el calor de radiación solar que se gana a través de un vidrio específico, al calor por radiación solar que se gana a través de un vidrio claro de 3 mm de espesor, bajo idénticas condiciones.

4.5 Edificio, edificación

Cualquier estructura que limita un espacio por medio de techos, paredes, piso y superficies inferiores, que requiere de un permiso o licencia de la autoridad municipal o delegacional para su construcción.

4.6 Edificio proyectado

El edificio que se pretende construir.

4.7 Edificio de referencia

Es el edificio que conservando la misma orientación, las mismas condiciones de colindancia y las mismas dimensiones en planta y elevación del edificio proyectado, es utilizado para determinar un presupuesto energético máximo.

4.8 Envolvente de un edificio

Está formada por techo, paredes, vanos, piso y superficies inferiores, que conforman el espacio interior de un edificio

4.9 Muro ligero

Es aquel construido empleando un bastidor o estructura soportante abierta, la cual se recubre en ambos lados, con tableros de material con espesores hasta de 2,5 cm, dejando al interior un espacio hueco o relleno con aislante térmico

4.10 Muro masivo

Es aquel construido con concreto, bloque hueco de concreto, tabicón, tabique rojo recocido, bloque perforado de barro extruido, bloque o tableros de concreto celular curado con autoclave, bloque de tepetate o adobe, o materiales semejantes con espesor igual o mayor a 10 cm

4.11 Opaco

Lo que no permite pasar la luz visible.

4.12 Pared

Es la componente de la envolvente de un edificio cuya normal tiene un ángulo con respecto a la vertical mayor a 45° y hasta 135°.

4.13 Sistemas de enfriamiento

Aparato o equipo eléctrico utilizado para enfriar mecánicamente un espacio al interior de un edificio

4.14 Superficie inferior

Es la componente de la envolvente de un edificio que tiene una superficie exterior cuya normal tiene un ángulo con respecto a la vertical mayor a 135° y hasta 180°. Comúnmente se le conoce como el piso o entepiso del 1er nivel habitable

4.15 Techo

Es la componente de la envolvente de un edificio que tiene una superficie exterior cuya normal tiene un ángulo con respecto a la vertical mayor o igual a 0° y hasta 45°

4.16 Temperatura equivalente promedio (t_e)

Es una temperatura indicativa, de la temperatura exterior promedio, durante el periodo de uso de sistemas de enfriamiento

4.17 Transparente y/o translúcido

Lo que permite el paso de la luz visible

5. Clasificación

Para fines de esta Norma, las partes que conforman la envolvente de un edificio se clasifican y denominan de la siguiente manera

Nombre de la componente	Angulo de la normal a la superficie exterior con respecto a la vertical	Partes
Techo	Desde 0° y hasta 45°	Opaco transparente
Pared	Mayor a 45° y hasta 135°	Opaca (muro) transparente
Superficie inferior	Mayor a 135° y hasta 180°	Opaca transparente
Piso	Generalmente 180°, también se deben considerar los pisos inclinados	Opaco

6. Especificaciones**6.1 Ganancia de calor**

La ganancia de calor (ϕ_p) a través de la envolvente del edificio proyectado debe ser menor o igual a la ganancia de calor a través de la envolvente del edificio de referencia (ϕ_r), es decir:

$$\phi_p \leq \phi_r$$

6.1.1 Características del edificio de referencia

Se entiende por edificio de referencia aquel que conservando la misma orientación, las mismas condiciones de colindancia y las mismas dimensiones en planta y elevación del edificio proyectado, considera las siguientes especificaciones para las componentes de la envolvente

Techo			
Parte	Porcentaje del área total %	Coefficiente global de transferencia de calor K (W/m ² K)	Coefficiente de Sombreado CS
Opaca	95	Tabla 1, Apéndice A	----
Transparente	5	5,952	0,85

Pared			
Parte	Porcentaje del área total %	Coefficiente global de transferencia de calor K (W/m ² K)	Coefficiente de Sombreado CS
Fachada opaca	60	Tabla 1, Apéndice A	----
Fachada transparente	40	5,319	1
Colindancia opaca	100	Tabla 1, Apéndice A	----

Para el cálculo de ganancia de calor a través de la envolvente del edificio de referencia no se toma en cuenta la ganancia de calor a través del piso, debido a que se supone que se encuentra sobre el suelo. Sin embargo, en el caso de que el edificio proyectado tenga uno o más pisos de estacionamiento por encima del suelo, se debe sumar la ganancia de calor a través del piso o entrepiso del 1er. nivel habitable del mismo.

7. Método de prueba (Cálculo del Presupuesto Energético)

A continuación se describe el método de cálculo de la ganancia de calor a través de la envolvente del edificio proyectado y del edificio de referencia.

7.1 Cálculo de la ganancia de calor a través de la envolvente del edificio proyectado

La ganancia de calor a través de la envolvente del edificio proyectado, es la suma de la ganancia de calor por conducción, más la ganancia de calor por radiación solar, es decir:

$$\phi_p = \phi_{pc} + \phi_{ps}$$

en donde:

ϕ_p es la ganancia de calor a través de la envolvente del edificio proyectado, en W,

ϕ_{pc} es la ganancia de calor por conducción a través de las partes opacas y transparentes de la envolvente del edificio proyectado, determinada según el inciso 7.1.1, en W,

ϕ_{ps} es la ganancia de calor por radiación solar a través de las partes transparentes de la envolvente del edificio proyectado, determinada según el inciso 7.1.2, en W.

7.1.1 Ganancia de calor por conducción

Es la suma de la ganancia por conducción a través de cada una de las componentes, de acuerdo con su orientación, y utilizando la siguiente ecuación:

$$\phi_{pc} = \sum_{i=1}^6 \phi_{pci}$$

en donde:

i son las diferentes orientaciones: 1 es techo, 2 es norte, 3 es este, 4 es sur, 5 es oeste y 6 es superficie inferior.

Cualquier porción de la envolvente con colindancia con la tierra se considera que tiene una ganancia de calor de cero. Sin embargo, si el edificio proyectado tiene ganancia de calor a través del piso, éste debe considerarse como una superficie inferior, y su ganancia de calor debe sumarse a la del resto de la envolvente. Un ejemplo típico es un edificio cuyo estacionamiento ocupa los primeros pisos.

La ganancia de calor por conducción a través de la componente con orientación i , se calcula utilizando la siguiente ecuación

$$\phi_{pci} = \sum_{j=1}^n [K_j \times A_{ij} \times (t_{ei} - t)]$$

en donde

ϕ_{pci} es la ganancia de calor por conducción a través de la componente con orientación i , en W,

j son las diferentes porciones que forman la parte de la componente de la envolvente. Cada porción tendrá un coeficiente global de transferencia de calor. Por ejemplo, una porción típica de una parte opaca de una pared, es un muro formado por un repellado exterior, tabique y un repellado interior, o un repellado exterior, una placa de poliestireno expandido y un tapiz plástico en el interior;

K_j es el coeficiente global de transferencia de calor de cada porción, determinado según el Apéndice B, en $W/m^2 K$,

A_{ij} es el área de la porción j con orientación i , en m^2 ,

t_{ei} es el valor de la temperatura equivalente promedio, para la orientación i , determinada según la Tabla 1 del Apéndice A, en $^{\circ}C$;

t es el valor de la temperatura interior del edificio, que se considera igual a $25^{\circ}C$

Nota: este valor de temperatura interior de $25^{\circ}C$, es sólo una referencia para el cálculo de la ganancia de calor (presupuesto energético)

7.1.2 Ganancia de calor por radiación

Es la suma de la ganancia por radiación solar a través de cada una de las partes transparentes, la cual se calcula utilizando la siguiente ecuación:

$$\phi_{ps} = \sum_{i=1}^5 \phi_{psi}$$

en donde:

i son las diferentes orientaciones 1 es techo, 2 es norte, 3 es este, 4 es sur, 5 es oeste,

La ganancia de calor por radiación solar a través de la componente con orientación i , se calcula utilizando la siguiente ecuación:

$$\phi_{psi} = \sum_{j=1}^m [A_{ij} \times CS_j \times FG_i \times SE_{ij}]$$

en donde.

ϕ_{psi} es la ganancia de calor por radiación solar a través de las porciones transparentes de la envolvente del edificio proyectado, en W;

j son las diferentes porciones transparentes que forman la parte de la componente de la envolvente. Cada porción tendrá un coeficiente de sombreado, un factor de ganancia de calor solar y un factor de corrección por sombreado exterior. Una porción típica de una parte transparente es una pared de vidrio, o con bloques de vidrio,

A_{ij} es el área de la porción transparente j con orientación i , en m^2 ,

CS_j es el coeficiente de sombreado del vidrio de cada porción transparente, según la especificación del fabricante, con valor adimensional entre cero y uno,

FG_i es la ganancia de calor solar por orientación, determinada según la Tabla 1 del Apéndice A, en W/m^2 ,

SE_{ij} es el factor de corrección por sombreado exterior para cada porción transparente, determinado de acuerdo a las tablas 2, 3, 4 y 5 según corresponda, localizadas en el Apéndice A, con valor adimensional entre cero y uno;

7.2 Cálculo de la ganancia de calor a través de la envolvente del edificio de referencia

Para que el edificio de referencia corresponda al edificio proyectado, el área total de cada una de las componentes para cada orientación debe ser igual para ambos. Las paredes del edificio de referencia se consideran con 60% de parte opaca (muro) y 40% de parte no opaca (transparente) y el techo con 95% de parte opaca y 5% de parte no opaca.

La ganancia de calor a través de la envolvente del edificio de referencia, es la suma de la ganancia de calor por conducción, más la ganancia de calor por radiación solar, es decir:

$$\phi_r = \phi_{rc} + \phi_{rs}$$

en donde:

ϕ_r es la ganancia de calor a través de la envolvente del edificio de referencia, en W,

ϕ_{rc} es la ganancia de calor a través de la envolvente del edificio de referencia por conducción, en W,

ϕ_{rs} es la ganancia de calor a través de la envolvente del edificio de referencia por radiación solar, en W

7.2.1 Ganancia de calor por conducción

Es la suma de la ganancia por conducción a través de cada una de las componentes, de acuerdo con su orientación, y utilizando la siguiente ecuación.

$$\phi_{rc} = \sum_{i=1}^5 \phi_{rci}$$

en donde

i son las diferentes orientaciones: 1 es techo, 2 es norte, 3 es este, 4 es sur y 5 es oeste

La ganancia de calor por conducción a través de la componente con orientación i , se calcula utilizando la siguiente ecuación

$$\phi_{rci} = \sum_{j=1}^n [K_j \times A_{ij} \times (t_{ei} - t)]$$

en donde:

ϕ_{rci} es la ganancia de calor por conducción a través de la envolvente del edificio de referencia, en W,

j son las diferentes partes de la componente de la envoltura del edificio de referencia,

K_j es el coeficiente global de transferencia de calor de la envolvente del edificio de referencia j Para las partes opacas se determina según la Tabla 1 del Apéndice A, y para las partes transparentes de los techos es 5,952 W/m² K y para las partes transparentes de las paredes es 5,319 en W/m² K,

A_{ij} es el área de cada parte de la envolvente j , con orientación i , en m²;

t_{ei} es el valor de la temperatura equivalente promedio, para la orientación i , determinado según la Tabla .1 del Apéndice A, en °C;

t es el valor de la temperatura interior del edificio, que se considera igual a 25°C

Nota: este valor de temperatura interior de 25°C, es sólo una referencia para el cálculo de la ganancia de calor (presupuesto energético)

7.2.2 Ganancia de calor por radiación

Es la suma de la ganancia por radiación solar a través de cada una de las partes transparentes, la cual se calcula utilizando la siguiente ecuación:

$$\phi_{rs} = \sum_{i=1}^5 \phi_{rsi}$$

en donde.

i son las diferentes orientaciones. 1 es techo, 2 es norte, 3 es este, 4 es sur y 5 es oeste

La ganancia de calor por radiación solar a través de la parte con orientación i , se calcula utilizando la siguiente ecuación.

$$\phi_{rsi} = \sum_{i=1}^5 [A_{ri} \times CS_{ri} \times FG_i]$$

en donde:

ϕ_{rsi} es la ganancia de calor por radiación solar a través de la parte transparente de la envolvente del edificio de referencia, con orientación i , en W,

A_{ri} es el área de la parte transparente de la envolvente del edificio de referencia, con orientación i , en m²;

CS_{ri} es el coeficiente de sombreado del vidrio empleado en el edificio de referencia, con orientación i , con valor adimensional de 0,85 para el techo y 1,0 para las paredes.

Para las partes opacas de las paredes del edificio de referencia se deben utilizar las temperaturas correspondientes a muro masivo, según se determina en la Tabla 1 del Apéndice A

7.3 Determinación del coeficiente global de transferencia de calor (K) de las porciones de la envolvente

Los valores del coeficiente global de transferencia de calor de las porciones de la envolvente proyectada, se determinarán de acuerdo al método de cálculo establecido en el Apéndice B

7.4 Barreras para vapor

La Tabla 1 del Apéndice A indica las ciudades donde es necesario utilizar barreras para vapor, para que la envolvente del edificio no pierda sus características aislantes

7.5 Orientación

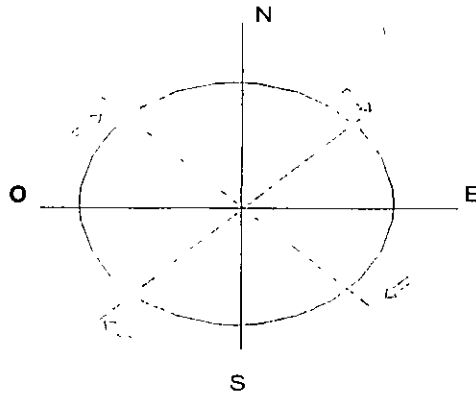
Debido a que la ganancia de calor a través de las paredes varía con la orientación, se establecen en esta Norma las siguientes convenciones

Norte: cuyo plano normal está orientado desde 45° al oeste y menos de 45° al este del norte verdadero

Este: cuyo plano normal está orientado desde 45° al norte y menos de 45° al sur del este verdadero.

Sur: cuyo plano normal está orientado desde 45° al este y menos de 45° al oeste del sur verdadero

Oeste: cuyo plano normal está orientado desde 45° al sur y menos de 45° al norte del oeste verdadero.



8. Muestreo

Todos los edificios nuevos o ampliaciones a edificios existentes, incluidos en el campo de aplicación de esta Norma, están sujetos al cumplimiento de la misma.

9. Informe de resultados

En el Apéndice C se muestra el formato para informar los resultados de la ganancia de calor obtenidos por el método de prueba especificado. La Unidad de Verificación es la responsable de verificar el cumplimiento de esta Norma

10. Información al público

Los propietarios de los edificios nuevos o ampliaciones a edificios existentes incluidos en el campo de aplicación de esta Norma que se construyan en la República Mexicana deben proporcionar a los usuarios la información sobre la ganancia de calor solar, que se compara con el edificio de referencia que cumple con las condiciones mínimas establecidas en esta Norma a través de la etiqueta correspondiente (véase 11 Etiquetado)

11. Etiquetado

Los edificios nuevos o ampliaciones a edificios existentes incluidos en el campo de aplicación de esta Norma que se construyan en la República Mexicana deben incorporar una etiqueta que proporcione a los usuarios una relación de la ganancia de calor solar del edificio proyectado con relación al edificio de referencia.

11.1 Permanencia

La etiqueta no debe removerse del edificio

11.2 Ubicación

La etiqueta debe ir colocada en el acceso o vestíbulo principal del edificio por medio de una placa (véase 11.4 Material).

11.3 Información

La etiqueta debe contener la información que se lista a continuación

El tipo de letra puede ser Arial o Helvética

11.3.1 La leyenda "EFICIENCIA ENERGETICA", en tipo negrita

11.3.2 La leyenda "Ganancia de Calor", en tipo normal.

11.3.3 La leyenda "Determinada como se establece en la NOM-008-ENER-1999", en tipo normal

11.3.4 La leyenda "Ubicación de la Edificación" en tipo negrita.

11.3.5 La leyenda "Nombre", seguida del nombre del edificio, en tipo normal.

11.3.6 La leyenda "Dirección", seguida de la dirección del edificio, en tipo normal.

11.3.7 La leyenda "Colonia", seguida de la colonia en la que se encuentra el edificio, en tipo normal

11.3.8 La leyenda "Ciudad", seguida de la ciudad en la que se encuentra el edificio, en tipo normal

11.3.9 La leyenda "Delegación y/o Municipio", seguida de la delegación y/o estado en el que se encuentra el edificio, en tipo normal

11.3.10 La leyenda "Entidad Federativa", seguida de la entidad federativa en la que se encuentra el edificio, en tipo normal.

11.3.11 La leyenda "Código Postal", seguida del código postal en el que se encuentra el edificio, en tipo normal

11.3.12 La leyenda "Ganancia de Calor del Edificio de Referencia (Watts)", seguida del valor de la ganancia de calor

11.3.13 La leyenda "Ganancia de Calor del Edificio Proyectado (Watts)", seguida del valor de la ganancia de calor.

11.3.14 La leyenda "Ahorro de Energía", en tipo negrita

11.3.15 Una flecha con el porcentaje de ahorro de energía que tiene el edificio comparado con el edificio de referencia, obtenido con el siguiente cálculo, en tipo negrita.

$$\text{Ahorro de Energía} = \left(\frac{\text{ganancia de calor del edificio de referencia}}{\text{ganancia de calor del edificio proyectado}} \right) \times 100$$

Esta flecha debe colocarse en el punto en que el ahorro de energía se presente gráficamente, de tal manera que coincida la punta y los tonos de la barra que están descritos en el inciso anterior

11.3.16 La leyenda "Ahorro de Energía de este Edificio", en tipo normal, sobre la flecha.

11.3.17 Una barra horizontal de 34 cm \pm 1,0 cm, de tonos crecientes de blanco hasta negro, con una escala en la parte interior de 0 a 100 en porcentaje, con divisiones de 10 en 10, en tipo normal.

Debajo de la barra en 0% debe colocarse la leyenda "menor ahorro", en tipo negrita y abajo de la barra en 100% debe colocarse la leyenda "mayor ahorro", en tipo negrita.

11.3.18 La leyenda "Ahorro de Energía de este Edificio", en tipo normal, sobre la flecha

11.3.19 La leyenda "IMPORTANTE", en tipo negrita

11.3.20 La leyenda "Cuando la ganancia calor del edificio proyectado sea igual a la del edificio de referencia el ahorro será del 0% y por lo tanto cumple con la Norma. La etiqueta no debe retirarse del edificio" en tipo normal

11.3.21 La leyenda "Fecha", seguida de la fecha en la que la Unidad de Verificación otorgó el dictamen de cumplimiento de acuerdo con la Norma, en tipo normal

11.3.22 La leyenda "Nombre y Clave de la Unidad de Verificación", seguida del nombre de la Unidad de Verificación que otorgó el dictamen de cumplimiento de acuerdo con la Norma, en tipo normal

11.4 Material

Puede ser plástico, acrílico o lámina galvanizada en color amarillo con caracteres en negro

11.5 Dimensiones

Las dimensiones de la etiqueta deben ser las siguientes:

Alto	60 cm \pm 1,0 cm
Ancho	40 cm \pm 1,0 cm

11.6 Distribución de la información y colores

11.6.1 La información debe distribuirse como se muestra en la figura 1, en donde se presenta un ejemplo de la etiqueta

11.6.2 La distribución de los colores se realiza de la siguiente manera

- El contorno de la etiqueta y las letras deben ser en color negro
- El resto de la etiqueta debe ser de color amarillo

12. Vigilancia

La Secretaría de Energía es la autoridad competente para vigilar el cumplimiento de la presente Norma Oficial Mexicana, a través de las Unidades de Verificación acreditadas y aprobadas

El cumplimiento de la presente Norma Oficial Mexicana no releva ninguna responsabilidad en cuanto a la observancia de lo dispuesto en otras normas oficiales mexicanas y reglamentos existentes aplicables a la construcción

13. Sanciones

El incumplimiento de esta Norma Oficial Mexicana se sancionará conforme a lo dispuesto por la Ley Federal sobre Metrología y Normalización, el Reglamento de Construcción vigente y demás disposiciones legales aplicables

14. Bibliografía

1997 ASHRAE Handbook - Fundamentals, ASHRAE, Atlanta, GA, E.U.A

90 1 Energy Code for Commercial and High-Rise Residential Buildings ASHRAE, Atlanta, GA, E.U.A. 1993

A Method for Optimizing Solar Control and Daylighting Performance in Commercial Office Buildings, S. Selkowitz, LBL -32931; September 1992; p. 14 CIEE, University of California, California, E.U.A

Energy Efficiency Standards for Residential and Nonresidential Buildings California Energy Commission Publications, California 1992

ISO/TC 163 Thermal Insulation CEN/TC 89 Thermal Performance of Buildings and Building Components International Standards Organization, 1991

ISO/TC 163 Thermal Insulation CEN/TC 205 Building Environmental Design International Standards Organization, 1993

Nonresidential Manual. for Compliance with the 1995 Energy Efficiency Standards (For Nonresidential Buildings, High-Rise Residential Buildings, and Hotels/Motels). Sacramento. California Energy Commission, Efficiency Standards Office, Energy Efficiency Division, 1995

Odón de Buen Rodríguez Air conditioning in Mexico: Economic and environmental impacts Energy and resources group. University of California at Berkeley. Enero 1993

Standard Methods of Measuring and Expressing Building Energy Performance. ASHRAE, Atlanta, GA, E.U.A 1985

Szokolay, S.V. - Thermal Design of Buildings - RAI, Canberra 1996

The Influence of Glazing Selection on Commercial Building Energy Performance in Hot and Humid Climates, Sullivan R., Arasteh D., Sweitzer G., Johnson R., and Selkowitz S., Proceedings of the ASHRAE Conference on Air Conditioning in Hot Climates, Singapore, September 3-5, 1987.

The benefits of including energy efficiency early in the design stage -Anglia Polytechnic University BRECSU Enquiries Bureau at the Building Research Establishment, Garston Waterford, WD2 7JR, Reino Unido.

Vansant James H., "Conduction Heat Transfer Solutions", Lawrence Livermore National Laboratory, 1983

15. Concordancia con normas internacionales

Esta Norma no concuerda con ninguna norma internacional al momento de su elaboración

16. Transitorio

Unico.- La presente Norma Oficial Mexicana entrará en vigor 120 días naturales después de su publicación en el **Diario Oficial de la Federación**.

Sufragio Efectivo. No Reelección

México, D.F., a 6 de abril de 2001.- El Presidente del Comité Consultivo Nacional de Normalización para la Preservación y Uso Racional de los Recursos Energéticos (CCNNPURRE) y Director General de la Comisión Nacional para el Ahorro de Energía, **Odón de Buen Rodríguez** - Rúbrica



Figura 1. Ejemplo de distribución de la información de la etiqueta de la envolvente de los edificios no residenciales

APENDICE A
NORMATIVO
TABLAS

Nota: Todos los valores establecidos en estas tablas sólo aplican a esta Norma.

ESTADO	Ciudad	CONDUCCION												RADIACION					Barrera para vapor					
		OPACA						TRANSPARENTE						TRANSPARENTE										
		Coeficiente de transferencia de calor, K (W / m ² K)		Temperatura equivalente promedio te (°C)												Factor de ganancia solar promedio FG (W / m ²)								
				Superficie inferior	Techo	Muro masivo				Muro ligero				Tragaluz y domo	Ventanas									
Techo	Muro	N	E			S	O	N	E	S	O	N	E		S	O	Tragaluz y domo	N	E	S	O			
AGUASCALIENTES	Aguascalientes	0,391	2,200	26	37	24	27	25	25	30	33	32	32	22	23	24	24	24	274	91	137	118	146	
BAJA CALIF. SUR	La Paz	0,358	0,722	30	44	30	34	32	32	36	40	38	39	25	27	28	28	28	322	70	159	131	164	
	Cabo S. Lucas	0,360	0,798	30	43	30	33	31	31	35	39	37	38	25	27	28	28	28	322	70	159	131	164	
BAJA CALIFORNIA	Ensenada	0,391	2,200	24	35	22	24	23	23	28	31	30	30	20	22	22	22	22	322	70	159	131	164	
	Mexicali	0,354	0,521	32	47	33	36	34	35	38	42	40	41	27	28	30	30	30	322	70	159	131	164	
	Tijuana	0,391	2,200	26	37	24	26	25	25	29	32	31	32	21	23	23	24	24	322	70	159	131	164	
CAMPECHE	Campeche	0,357	0,640	31	45	31	35	32	33	36	40	38	40	26	27	29	29	29	284	95	152	119	133	Si
	Cd del Carmen	0,356	0,601	31	45	32	35	33	33	37	41	39	40	26	28	29	29	29	284	95	152	119	133	
COAHUILA	Monclova	0,357	0,666	31	45	31	34	32	33	36	40	38	39	26	27	28	29	29	322	70	159	131	164	
	Piedras Negras	0,356	0,598	31	46	32	35	33	33	37	41	39	40	26	28	29	29	29	322	70	159	131	164	Si
	Saltillo	0,391	2,200	27	38	25	28	26	26	30	34	33	33	22	24	24	24	25	322	70	159	131	164	
	Torreon	0,360	0,792	30	43	30	33	31	31	35	39	37	38	25	27	28	28	28	322	70	159	131	164	
COLIMA	Colima	0,362	1,020	29	42	28	32	30	30	34	38	36	37	24	26	27	27	27	274	91	137	118	146	Si
	Manzanillo	0,358	0,691	31	44	31	34	32	32	36	40	38	39	26	27	28	28	29	274	91	137	118	146	Si
CHIAPAS	Amaga	0,357	0,629	31	45	31	35	33	33	36	41	39	40	26	27	29	29	29	272	102	140	114	134	Si
	Comitan	0,391	2,200	24	35	22	24	23	23	28	31	30	30	20	22	22	22	23	272	102	140	114	134	
	San Cristobal	0,391	2,200	22	31	19	20	20	20	25	27	27	26	18	20	20	20	20	272	102	140	114	134	
	Tapachula	0,361	0,867	30	43	29	33	31	31	35	38	37	38	25	26	27	27	28	272	102	140	114	134	Si
	Tuxtla Gutiérrez	0,362	1,033	29	42	28	32	30	30	34	38	36	37	24	26	27	27	27	272	102	140	114	134	Si
CHIHUAHUA	N Casas	0,391	1,724	28	40	27	30	28	28	32	36	34	35	23	25	25	26	26	322	70	159	131	164	
	Chihuahua	0,365	1,362	28	41	27	30	29	29	33	36	35	36	24	25	26	26	26	322	70	159	131	164	
	Cd Juárez	0,363	1,153	29	41	28	31	29	29	33	37	35	36	24	25	26	27	27	322	70	159	131	164	
	Hidalgo del Parral	0,391	2,200	27	39	26	28	27	27	31	34	33	34	23	24	25	25	25	322	70	159	131	164	
D. F.	México (a)	0,391	2,200	23	32	20	22	21	21	26	28	28	27	19	20	21	21	21	272	102	140	114	134	
DURANGO	Durango	0,391	2,200	26	37	24	27	25	25	30	33	32	32	22	23	24	24	24	322	70	159	131	164	
	Lerdo	0,360	0,848	30	43	29	33	31	31	35	39	37	38	25	26	27	28	28	322	70	159	131	164	
GUANAJUATO	Guanajuato	0,391	2,200	25	35	23	25	24	24	28	31	30	30	21	22	23	23	23	274	91	137	118	146	
	Leon (b)	0,391	2,200	26	38	25	27	26	26	30	33	32	33	22	23	24	24	24	274	91	137	118	146	
GUERRERO	Acapulco	0,356	0,621	31	45	31	35	33	33	36	41	39	40	26	28	29	29	29	274	91	137	118	146	Si
	Chilpancingo	0,391	2,200	26	38	26	27	26	26	30	34	32	33	22	23	24	24	24	274	91	137	118	146	
	Zihuatanejo	0,362	0,944	29	42	29	32	30	30	34	38	36	37	25	26	27	27	27	274	91	137	118	146	
HIDALGO	Pachuca	0,391	2,200	22	30	18	20	20	19	24	26	26	26	18	19	19	19	20	272	102	140	114	134	
	Tulancingo	0,391	2,200	22	31	19	21	20	20	25	27	27	27	18	20	20	20	20	272	102	140	114	134	

ESTADO	Ciudad	CONDUCCIÓN												RADIACIÓN					Barrera para vapor					
		Coeficiente de transferencia de calor, K (W / m² K)		OPACA						TRANSPARENTE						TRANSPARENTE								
				Temperatura equivalente promedio te (°C)												Factor de ganancia solar promedio								
				Techo	Muro	Superficie interior	Techo	Muro masivo				Muro ligero				Tragaluz y domo	Ventanas				Tragaluz y domo	FG (W / m²)		
N	E	S	O					N	E	S	O	N	E	S	O		N	E	S	O				
JALISCO	Guadalajara (c)	0,391	2,200	26	37	24	27	26	26	30	33	32	32	22	23	24	24	24	274	91	137	118	146	
	Huejucar	0,391	2,200	26	38	25	27	26	26	30	33	32	33	22	23	24	24	24	274	91	137	118	146	
	Lagos de Morelos	0,391	2,200	25	36	23	26	25	25	29	32	31	31	21	23	23	23	24	274	91	137	118	146	
	Ocotlán	0,391	2,200	26	38	25	27	26	26	30	34	33	33	22	23	24	24	25	274	91	137	118	146	
	Puerto Vallarta	0,357	0,639	31	45	31	35	32	33	36	40	38	40	26	27	29	29	29	274	91	137	118	146	
MEXICO	Chapingo	0,391	2,200	23	32	20	22	21	21	26	28	28	27	19	20	21	21	21	274	91	137	118	146	
	Toluca	0,391	2,200	21	28	17	18	18	17	23	25	25	24	17	18	18	18	19	274	91	137	118	146	
MICHOACAN	Morelia	0,391	2,200	25	35	22	25	24	23	28	31	30	30	20	22	22	22	23	274	91	137	118	146	
	Lazaro Cardenas	0,358	0,700	30	44	30	34	32	32	36	40	38	39	26	27	28	28	28	274	91	137	118	146	
MORELOS	Uruapan	0,391	2,200	25	35	22	25	24	24	28	31	30	30	21	22	22	23	23	274	91	137	118	146	
	Cuernavaca	0,391	2,200	26	38	25	27	26	26	30	33	32	33	22	23	24	24	24	274	91	137	118	146	
	Cuautla	0,391	1,358	28	41	27	30	29	29	33	36	35	36	24	25	26	26	26	274	91	137	118	146	
NAYARIT	Tepic	0,391	2,200	27	39	26	29	27	27	31	35	33	34	23	24	25	25	25	274	91	137	118	146	
NUEVO LEON	Monterrey (d)	0,359	0,758	30	44	30	33	31	32	35	39	37	38	25	27	28	28	28	274	91	137	118	146	
OAXACA	Oaxaca	0,391	2,200	26	37	24	27	26	25	30	33	32	32	22	23	24	24	24	272	102	140	114	134	
	Salina Cruz	0,355	0,585	31	46	32	35	33	34	37	41	39	40	26	28	29	29	29	272	102	140	114	134	Si
PUEBLA	Puebla	0,391	2,200	24	33	21	23	22	22	27	29	29	28	20	21	21	21	22	272	102	140	114	134	
	Atlixco	0,391	2,200	25	35	22	25	24	24	28	31	30	30	21	22	22	23	23	272	102	140	114	134	
QUERETARO	Tehuacan	0,391	2,200	25	35	22	25	24	24	28	31	30	30	21	22	22	23	23	272	102	140	114	134	
	Queretaro	0,391	2,200	26	37	24	26	25	25	29	33	32	32	21	23	23	24	24	274	91	137	118	146	
	San Juan del Rio	0,391	2,200	24	34	22	24	23	23	27	30	29	29	20	21	22	22	22	274	91	137	118	146	
QUINTANA ROO	Cozumel	0,359	0,763	30	44	30	33	31	32	35	39	37	38	25	27	28	28	28	284	95	152	119	133	Si
	Chetumal	0,358	0,679	31	45	31	34	32	32	36	40	38	39	26	27	28	29	29	284	95	152	119	133	Si
	Cancun	0,355	0,587	31	46	32	35	33	34	37	41	39	40	26	28	29	29	29	284	95	152	119	133	
	Playa del Carmen	0,356	0,623	31	45	31	35	33	33	36	41	39	40	26	28	29	29	29	284	95	152	119	133	
SAN LUIS POTOSI	Rio Verde	0,391	1,503	28	40	27	30	28	29	32	36	35	35	23	25	26	26	26	274	91	137	118	146	
	San Luis Potosi	0,391	2,200	24	34	21	24	23	23	27	30	29	29	20	21	22	22	22	274	91	137	118	146	
	Cd Valles	0,356	0,611	31	45	31	35	33	33	37	41	39	40	26	28	29	29	29	274	91	137	118	146	
SINALOA	Matehuala	0,391	2,200	27	39	25	28	27	27	31	34	33	34	22	24	25	25	25	274	91	137	118	146	
	Culiacan	0,355	0,579	31	46	32	35	33	34	37	41	39	41	26	28	29	29	29	322	70	159	131	164	Si
	Mazatlan	0,358	0,720	30	44	30	34	32	32	36	40	38	39	26	27	28	28	28	322	70	159	131	164	Si
	Guasave	0,355	0,563	32	46	32	36	33	34	37	41	39	41	27	28	29	29	30	322	70	159	131	164	
	Los Mochis	0,357	0,651	31	45	31	34	32	33	36	40	38	40	26	27	28	29	29	322	70	159	131	164	

ESTADO	Ciudad	CONDUCCIÓN													RADIACIÓN					Barrera para vapor				
		OPACA						TRANSPARENTE							TRANSPARENTE									
		Coeficiente de transferencia de calor, K (W / m² K)		Temperatura equivalente promedio te (°C)											Factor de ganancia solar promedio									
				Superficie inferior		Techo		Muro masivo				Muro ligero			Tragaluz y domo	Ventanas			FG (W / m²)					
		Techo	Muro					N E S O		N E S O			N E S O			Tragaluz y domo	N E S O							
SONORA	Guaymas	0,354	0,521	32	47	33	36	34	35	38	42	40	41	27	28	30	30	30	322	70	159	131	164	Si
	Hermosillo	0,352	0,467	33	48	34	38	35	36	39	43	41	43	28	29	30	31	31	322	70	159	131	164	
	Cd. Obregón	0,357	0,634	31	45	31	35	33	33	36	40	38	40	26	27	29	29	29	322	70	159	131	164	
	Navojoa	0,348	0,392	34	50	35	40	37	38	40	45	43	45	29	30	32	32	32	322	70	159	131	164	
	Nogales	0,391	1,557	28	40	27	30	28	28	32	36	35	35	23	25	26	26	26	322	70	159	131	164	
TABASCO	Villahermosa	0,354	0,540	32	46	32	36	34	34	38	42	40	41	27	28	29	30	30	272	102	140	114	134	
	Comalcalco	0,356	0,617	31	45	31	35	33	33	37	41	39	40	26	28	29	29	29	272	102	140	114	134	
TAMAULIPAS	Cd. Victoria	0,357	0,631	31	45	31	35	33	33	36	40	38	40	26	27	29	29	29	272	102	140	114	134	
	Tampico	0,358	0,715	30	44	30	34	32	32	36	40	38	39	26	27	28	28	28	272	102	140	114	134	
	Matamoros	0,364	1,223	29	41	28	31	29	29	33	37	35	36	24	25	26	26	27	272	102	140	114	134	
	Reynosa	0,355	0,583	31	46	32	35	33	34	37	41	39	40	26	28	29	29	29	272	102	140	114	134	
TLAXCALA	Nuevo Laredo	0,354	0,546	32	46	32	36	34	34	37	42	40	41	27	28	29	30	30	272	102	140	114	134	
	Tlaxcala	0,391	2,200	23	33	20	23	22	21	26	29	28	28	19	21	21	21	21	272	102	140	114	134	
VERACRUZ	Coatzacoalcos	0,358	0,677	31	45	31	34	32	32	36	40	38	39	26	27	28	29	29	272	102	140	114	134	
	Cordoba	0,391	2,200	27	38	25	28	27	26	31	34	33	33	22	24	24	25	25	272	102	140	114	134	
	Jalapa	0,391	2,200	25	35	23	25	24	24	28	31	31	31	21	22	23	23	23	272	102	140	114	134	
	Orizaba	0,391	2,200	26	37	24	26	25	25	29	32	31	32	21	23	23	23	24	272	102	140	114	134	
	Tuxpan	0,360	0,792	30	43	30	33	31	31	35	39	37	38	25	27	28	28	28	272	102	140	114	134	
	Poza Rica	0,357	0,642	31	45	31	35	32	33	36	40	38	40	26	27	29	29	29	272	102	140	114	134	
	Veracruz	0,358	0,687	31	44	31	34	32	32	36	40	38	39	26	27	28	28	29	272	102	140	114	134	
	Mérida	0,358	0,704	30	44	30	34	32	32	36	40	38	39	26	27	28	28	28	284	95	152	119	133	
YUCATÁN	Progreso	0,359	0,741	30	44	30	34	31	32	35	39	38	39	25	27	28	28	28	284	95	152	119	133	
	Valladolid	0,360	0,815	30	43	30	33	31	31	35	39	37	38	25	26	27	28	28	284	95	152	119	133	
ZACATECAS	Fresnillo	0,391	2,200	24	34	21	23	22	22	27	30	29	29	20	21	21	22	22	274	91	137	118	146	
	Zacatecas	0,391	2,200	22	31	18	20	20	19	24	27	27	26	18	19	20	20	20	274	91	137	118	146	

- (a) Utilizar los mismos valores para los municipios conurbados del Estado de México que forman la zona metropolitana
(b) Utilizar los mismos valores para las ciudades de Celaya, Irapuato, Salamanca y Silao
(c) Utilizar los mismos valores para los municipios de Tlaquepaque, Tonalá y Zapopan.
(d) Utilizar los mismos valores para los municipios de Apodaca, Garza García, Guadalupe, San Nicolás de los Garza y Santa Catarina

Tablas para determinar el Factor de Corrección de Sombreado Exterior (SE), por el uso de volados, ventanas remetidas y partesoles para diferentes orientaciones y latitudes.

Volado sobre la ventana, con extensión lateral más allá de los límites de ésta.- Si se construye un volado sobre la ventana y se extiende lateralmente mas allá de los límites de ésta (A), una distancia igual o mayor a la proyección del volado (L), se podrá afectar el valor del coeficiente de sombreado del vidrio, multiplicándolo por el factor de corrección establecido en la TABLA 2

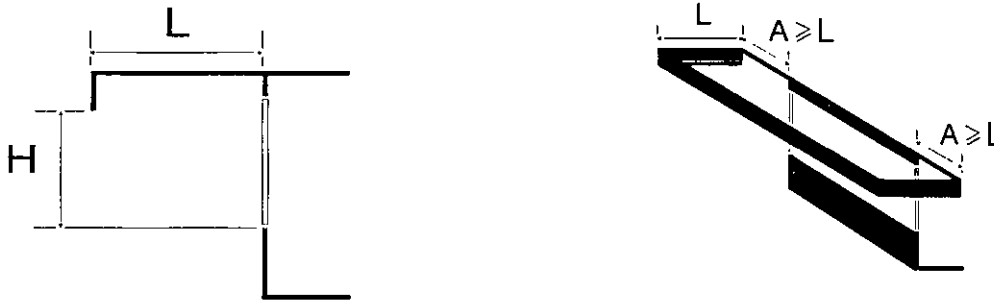


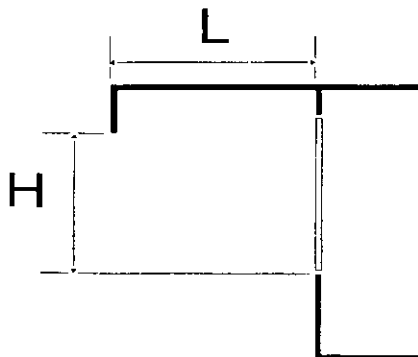
Tabla 2. Factor de corrección de sombreado exterior (se) por el uso de volados sobre la ventana, con extensión lateral más allá de los límites de ésta

L/H	Este y Oeste		Sur	
	I(*)	II(**)	I(*)	II(**)
0,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,10	0,95	0,98	0,92	0,96
0,20	0,90	0,96	0,85	0,93
0,30	0,85	0,93	0,79	0,90
0,40	0,80	0,92	0,73	0,87
0,50	0,77	0,90	0,68	0,84
0,60	0,73	0,89	0,63	0,82
0,70	0,70	0,87	0,59	0,79
0,80	0,67	0,86	0,55	0,78
1,00	0,63	0,84	0,49	0,75
1,20	0,60	0,83	0,45	0,74

(*) ZONA I (latitud desde 33° y hasta 28°)
 (**) ZONA II (latitud menor de 28° y hasta 14°)

Nota: El factor de corrección de sombreado exterior para ventanas orientadas al norte es 1.

Volado sobre la ventana, con extensión lateral hasta los límites de ésta.- Si se construye un volado sobre la ventana y se extiende lateralmente hasta los límites de ésta, o mas allá de los límites de ésta, una distancia menor a la proyección del volado (L), se podrá afectar el valor del coeficiente de sombreado del vidrio, multiplicándolo por el factor de corrección por sombreado exterior de la TABLA 3



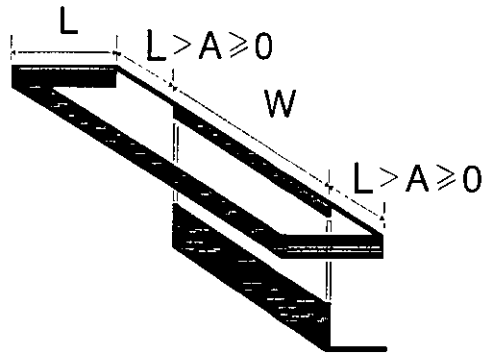


TABLA 3. Factor de corrección de sombreado exterior (SE) por el uso de volados sobre la ventana, con extensión lateral hasta los límites de ésta

Ventanas al Norte con latitud de 14° y hasta 19°						
W/H →	0,5	1	2	4	6	8 y mayor
L/H						
0,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,1	0,94	0,91	0,91	0,90	0,89	0,89
0,2	0,90	0,85	0,82	0,81	0,80	0,80
0,3	0,88	0,81	0,77	0,74	0,73	0,72
0,4	0,84	0,77	0,72	0,69	0,67	0,66
0,5	0,82	0,73	0,67	0,64	0,62	0,61
0,6	0,80	0,70	0,63	0,60	0,57	0,56
0,7	0,79	0,67	0,61	0,56	0,53	0,52
0,8	0,78	0,66	0,58	0,53	0,50	0,49
1,0	0,75	0,64	0,54	0,48	0,44	0,43
1,2	0,73	0,62	0,51	0,44	0,40	0,39

Ventanas al Norte con latitud de 19° y hasta 23°						
W/H →	0,5	1	2	4	6	8 y mayor
L/H						
0,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,1	0,94	0,93	0,92	0,91	0,91	0,91
0,2	0,90	0,89	0,87	0,84	0,84	0,84
0,3	0,87	0,85	0,83	0,78	0,78	0,79
0,4	0,85	0,83	0,79	0,74	0,74	0,74
0,5	0,83	0,80	0,80	0,74	0,74	0,70
0,6	0,82	0,78	0,77	0,74	0,74	0,72
0,7	0,81	0,76	0,76	0,74	0,72	0,70
0,8	0,84	0,75	0,75	0,74	0,69	0,68
1,0	0,79	0,73	0,72	0,70	0,66	0,64
1,2	0,78	0,72	0,70	0,68	0,63	0,61

Ventanas al Norte con latitud de 23° y hasta 28°						
W/H→	0,5	1	2	4	6	8 y mayor
L/H						
0,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,1	0,94	0,92	0,93	0,93	0,93	0,93
0,2	0,90	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87
0,3	0,86	0,83	0,83	0,82	0,82	0,82
0,4	0,84	0,79	0,79	0,78	0,77	0,77
0,5	0,82	0,77	0,76	0,75	0,74	0,74
0,6	0,80	0,75	0,73	0,71	0,70	0,70
0,7	0,79	0,73	0,71	0,68	0,67	0,67
0,8	0,78	0,71	0,69	0,66	0,65	0,64
1,0	0,76	0,69	0,66	0,62	0,61	0,60
1,2	0,74	0,67	0,63	0,59	0,57	0,56

Ventanas al Norte con latitud de 28° y hasta 32°						
W/H→	0,5	1	2	4	6	8 y mayor
L/H						
0,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,1	0,95	0,95	0,94	0,93	0,93	0,93
0,2	0,92	0,91	0,89	0,88	0,88	0,88
0,3	0,90	0,88	0,86	0,84	0,84	0,84
0,4	0,89	0,86	0,83	0,81	0,81	0,80
0,5	0,87	0,84	0,81	0,78	0,78	0,77
0,6	0,86	0,82	0,80	0,76	0,75	0,74
0,7	0,86	0,81	0,78	0,74	0,73	0,72
0,8	0,85	0,80	0,77	0,72	0,71	0,70
1,0	0,84	0,79	0,74	0,69	0,68	0,67
1,2	0,84	0,78	0,72	0,68	0,66	0,65

Ventanas al Este y Oeste con latitud de 14° y hasta 19°						
W/H→	0,5	1	2	4	6	8 y mayor
L/H						
0,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,1	0,94	0,92	0,91	0,90	0,89	0,89
0,2	0,89	0,84	0,83	0,81	0,80	0,79
0,3	0,86	0,78	0,76	0,73	0,71	0,71
0,4	0,83	0,73	0,70	0,65	0,64	0,63
0,5	0,79	0,69	0,65	0,59	0,58	0,57
0,6	0,77	0,65	0,61	0,54	0,52	0,51
0,7	0,76	0,63	0,58	0,50	0,48	0,47
0,8	0,74	0,61	0,54	0,46	0,44	0,43
1,0	0,72	0,57	0,48	0,40	0,37	0,36
1,2	0,71	0,54	0,44	0,36	0,32	0,30

Ventanas al Este y Oeste con latitud de 19° y hasta 23°						
W/H→	0,5	1	2	4	6	8 y mayor
L/H						
0,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,1	0,93	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92
0,2	0,87	0,86	0,85	0,85	0,85	0,85
0,3	0,82	0,80	0,79	0,79	0,79	0,79
0,4	0,78	0,76	0,74	0,73	0,73	0,73
0,5	0,75	0,72	0,69	0,68	0,68	0,68
0,6	0,73	0,68	0,65	0,64	0,64	0,63
0,7	0,70	0,65	0,62	0,60	0,59	0,59
0,8	0,68	0,62	0,59	0,57	0,56	0,56
1,0	0,65	0,58	0,54	0,51	0,50	0,50
1,2	0,63	0,55	0,50	0,47	0,45	0,45

Ventanas al Este y Oeste con latitud de 23° y hasta 28°						
W/H→	0,5	1	2	4	6	8 y mayor
L/H						
0,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,10	0,92	0,92	0,92	0,91	0,91	0,91
0,20	0,86	0,85	0,84	0,83	0,83	0,83
0,30	0,82	0,79	0,77	0,76	0,76	0,76
0,40	0,78	0,74	0,72	0,70	0,70	0,70
0,50	0,74	0,70	0,67	0,65	0,64	0,64
0,60	0,71	0,66	0,62	0,60	0,59	0,59
0,70	0,69	0,63	0,59	0,56	0,55	0,55
0,80	0,67	0,60	0,55	0,52	0,51	0,51
1,00	0,64	0,56	0,50	0,46	0,45	0,45
1,20	0,61	0,53	0,46	0,42	0,40	0,40

Ventanas al Este y Oeste con latitud de 28° y hasta 32°						
W/H→	0,5	1	2	4	6	8 y mayor
L/H						
0,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,1	0,93	0,92	0,91	0,91	0,91	0,91
0,2	0,87	0,86	0,83	0,83	0,83	0,82
0,3	0,83	0,79	0,78	0,76	0,75	0,74
0,4	0,79	0,74	0,72	0,69	0,68	0,67
0,5	0,76	0,70	0,67	0,63	0,62	0,61
0,6	0,73	0,66	0,62	0,59	0,57	0,56
0,7	0,71	0,63	0,58	0,55	0,52	0,52
0,8	0,69	0,60	0,55	0,51	0,49	0,48
1,0	0,66	0,56	0,49	0,45	0,43	0,41
1,2	0,64	0,52	0,45	0,40	0,38	0,36

Ventanas al Sur con latitud de 14° y hasta 19°						
W/H→	0,5	1	2	4	6	8 y mayor
L/H						
0,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,1	0,94	0,91	0,90	0,87	0,86	0,86
0,2	0,90	0,84	0,81	0,76	0,75	0,74
0,3	0,87	0,78	0,74	0,68	0,65	0,64
0,4	0,84	0,74	0,68	0,61	0,57	0,55
0,5	0,81	0,71	0,63	0,55	0,51	0,49
0,6	0,79	0,69	0,60	0,50	0,46	0,43
0,7	0,78	0,67	0,56	0,46	0,42	0,39
0,8	0,77	0,66	0,54	0,43	0,39	0,36
1,0	0,76	0,64	0,50	0,39	0,34	0,31
1,2	0,76	0,62	0,47	0,36	0,30	0,28

Ventanas al Sur con latitud de 19° y hasta 23°						
W/H→	0,5	1	2	4	6	8 y mayor
L/H						
0,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,1	0,92	0,91	0,91	0,89	0,86	0,87
0,2	0,87	0,84	0,84	0,82	0,81	0,75
0,3	0,82	0,79	0,79	0,79	0,79	0,71
0,4	0,79	0,74	0,72	0,72	0,73	0,69
0,5	0,75	0,71	0,67	0,67	0,67	0,64
0,6	0,73	0,67	0,63	0,63	0,62	0,59
0,7	0,71	0,64	0,60	0,59	0,58	0,55
0,8	0,70	0,62	0,57	0,56	0,54	0,51
1,0	0,68	0,60	0,53	0,51	0,49	0,46
1,2	0,67	0,58	0,50	0,48	0,45	0,42

Ventanas al Sur con latitud de 23° y hasta 28°						
W/H→	0,5	1	2	4	6	8 y mayor
L/H						
0,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,1	0,91	0,89	0,89	0,89	0,88	0,88
0,2	0,86	0,82	0,80	0,79	0,79	0,79
0,3	0,82	0,77	0,73	0,72	0,71	0,71
0,4	0,80	0,72	0,68	0,65	0,65	0,64
0,5	0,76	0,69	0,63	0,60	0,59	0,58
0,6	0,74	0,65	0,59	0,55	0,53	0,53
0,7	0,73	0,63	0,55	0,51	0,49	0,48
0,8	0,71	0,61	0,52	0,47	0,45	0,44
1,0	0,69	0,58	0,48	0,42	0,40	0,38
1,2	0,68	0,56	0,46	0,39	0,36	0,35

Ventanas al Sur con latitud de 28° y hasta 32°						
W/H→	0,5	1	2	4	6	8 y mayor
L/H						
0,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,1	0,90	0,89	0,87	0,86	0,85	0,84
0,2	0,85	0,79	0,77	0,74	0,73	0,72
0,3	0,81	0,74	0,69	0,65	0,63	0,62
0,4	0,78	0,69	0,63	0,58	0,55	0,54
0,5	0,76	0,67	0,59	0,53	0,50	0,48
0,6	0,75	0,64	0,56	0,49	0,46	0,44
0,7	0,74	0,63	0,53	0,46	0,43	0,41
0,8	0,74	0,62	0,52	0,44	0,41	0,39
1,0	0,73	0,61	0,50	0,42	0,39	0,37
1,2	0,73	0,60	0,49	0,40	0,37	0,35

Ventana remetida.- Si se construye una ventana remetida, se podrá afectar el valor del coeficiente de sombreado del vidrio, multiplicándolo por el factor de corrección por sombreado exterior de la TABLA 4

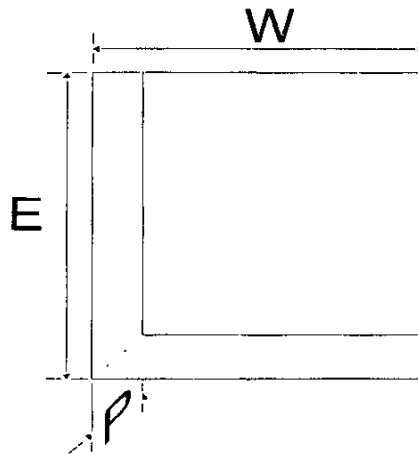


TABLA 4. Factor de corrección de sombreado exterior (SE) por el uso de ventanas remetidas

Ventanas al Norte con latitud de 14° y hasta 19°						
W/E→	0,5	1	2	4	6	8 y mayor
P/E						
0,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,1	0,71	0,82	0,87	0,88	0,88	0,89
0,2	0,57	0,64	0,74	0,75	0,79	0,80
0,3	0,45	0,54	0,62	0,68	0,68	0,72
0,4	0,38	0,48	0,53	0,62	0,63	0,65
0,5	0,28	0,42	0,47	0,57	0,57	0,57
0,6	0,27	0,33	0,42	0,50	0,52	0,52
0,7	0,22	0,29	0,37	0,46	0,49	0,49
0,8	0,21	0,25	0,35	0,40	0,45	0,45
1,0	0,17	0,17	0,29	0,34	0,38	0,40
1,2	0,13	0,15	0,23	0,30	0,32	0,36

Ventanas al Norte con latitud de 19° y hasta 23°						
W/E→	0,5	1	2	4	6	8 y mayor
P/E						
0,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,1	0,69	0,83	0,86	0,89	0,90	0,91
0,2	0,57	0,68	0,72	0,78	0,83	0,84
0,3	0,45	0,61	0,87	0,72	0,74	0,78
0,4	0,38	0,56	0,79	0,67	0,70	0,73
0,5	0,29	0,52	0,75	0,75	0,65	0,67
0,6	0,28	0,45	0,69	0,69	0,70	0,64
0,7	0,24	0,42	0,65	0,67	0,67	0,67
0,8	0,23	0,39	0,63	0,62	0,65	0,64
1,0	0,20	0,32	0,58	0,57	0,60	0,61
1,2	0,17	0,30	0,52	0,54	0,55	0,58

Ventanas al Norte con latitud de 23° y hasta 28°						
W/E→	0,5	1	2	4	6	8 y mayor
P/E						
0,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,1	0,70	0,83	0,90	0,92	0,92	0,93
0,2	0,54	0,66	0,80	0,83	0,87	0,87
0,3	0,40	0,57	0,71	0,77	0,78	0,81
0,4	0,32	0,51	0,63	0,73	0,74	0,77
0,5	0,22	0,46	0,60	0,69	0,69	0,70
0,6	0,20	0,39	0,54	0,63	0,66	0,67
0,7	0,16	0,35	0,50	0,60	0,63	0,64
0,8	0,14	0,32	0,48	0,55	0,60	0,61
1,0	0,10	0,24	0,43	0,49	0,55	0,57
1,2	0,06	0,23	0,37	0,46	0,49	0,53

Ventanas al Norte con latitud de 28° y hasta 32°						
W/E→	0,5	1	2	4	6	8 y mayor
P/E						
0,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,1	0,71	0,85	0,91	0,92	0,92	0,93
0,2	0,58	0,71	0,81	0,83	0,87	0,87
0,3	0,47	0,63	0,73	0,78	0,80	0,83
0,4	0,41	0,58	0,66	0,75	0,77	0,78
0,5	0,34	0,53	0,62	0,71	0,73	0,74
0,6	0,33	0,47	0,59	0,67	0,71	0,70
0,7	0,30	0,44	0,55	0,65	0,68	0,68
0,8	0,30	0,42	0,54	0,61	0,66	0,66
1,0	0,27	0,36	0,51	0,56	0,61	0,63
1,2	0,25	0,35	0,46	0,54	0,57	0,60

Ventanas al Este y Oeste con latitud de 14° y hasta 19°						
W/E→	0,5	1	2	4	6	8 y mayor
P/E						
0,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,1	0,80	0,85	0,89	0,89	0,88	0,89
0,2	0,68	0,68	0,77	0,76	0,79	0,79
0,3	0,57	0,60	0,67	0,68	0,68	0,70
0,4	0,49	0,53	0,58	0,60	0,61	0,63
0,5	0,41	0,47	0,51	0,54	0,55	0,54
0,6	0,39	0,39	0,44	0,48	0,49	0,49
0,7	0,35	0,35	0,39	0,43	0,45	0,44
0,8	0,33	0,32	0,36	0,38	0,40	0,40
1,0	0,29	0,23	0,30	0,31	0,33	0,34
1,2	0,25	0,21	0,24	0,27	0,27	0,29

Ventanas al Este y Oeste con latitud de 19° y hasta 23°						
W/E→	0,5	1	2	4	6	8 y mayor
P/E						
0,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,1	0,78	0,87	0,91	0,91	0,92	0,92
0,2	0,64	0,73	0,80	0,82	0,85	0,85
0,3	0,51	0,63	0,72	0,76	0,76	0,79
0,4	0,42	0,56	0,63	0,70	0,71	0,72
0,5	0,32	0,50	0,58	0,65	0,66	0,66
0,6	0,29	0,43	0,53	0,59	0,61	0,62
0,7	0,23	0,38	0,48	0,55	0,57	0,58
0,8	0,21	0,34	0,45	0,50	0,53	0,54
1,0	0,15	0,26	0,38	0,43	0,47	0,48
1,2	0,11	0,23	0,32	0,39	0,41	0,44

Ventanas al Este y Oeste con latitud de 23° y hasta 28°						
W/E→	0,5	1	2	4	6	8 y mayor
P/E						
0,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,1	0,77	0,86	0,90	0,91	0,91	0,92
0,2	0,62	0,71	0,79	0,80	0,83	0,83
0,3	0,49	0,62	0,69	0,73	0,73	0,76
0,4	0,39	0,54	0,60	0,66	0,67	0,69
0,5	0,30	0,48	0,55	0,61	0,62	0,62
0,6	0,27	0,40	0,49	0,54	0,56	0,57
0,7	0,21	0,35	0,44	0,50	0,52	0,53
0,8	0,19	0,31	0,40	0,45	0,49	0,49
1,0	0,14	0,23	0,35	0,38	0,42	0,43
1,2	0,10	0,19	0,28	0,34	0,35	0,38

Ventanas al Este y Oeste con latitud de 28° y hasta 32°						
W/E→	0,5	1	2	4	6	8 y mayor
P/E						
0,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,1	0,83	0,88	0,90	0,91	0,91	0,91
0,2	0,73	0,76	0,80	0,81	0,82	0,82
0,3	0,63	0,67	0,72	0,73	0,73	0,75
0,4	0,56	0,60	0,64	0,66	0,66	0,67
0,5	0,48	0,55	0,58	0,60	0,60	0,60
0,6	0,45	0,48	0,52	0,55	0,55	0,55
0,7	0,40	0,44	0,47	0,50	0,51	0,50
0,8	0,38	0,40	0,44	0,45	0,47	0,47
1,0	0,33	0,33	0,38	0,39	0,41	0,41
1,2	0,29	0,29	0,32	0,34	0,35	0,36

Ventanas al Sur con latitud de 14° y hasta 19°						
W/E→	0,5	1	2	4	6	8 y mayor
P/E						
0,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,1	0,77	0,83	0,87	0,85	0,85	0,87
0,2	0,66	0,67	0,74	0,71	0,74	0,73
0,3	0,57	0,59	0,62	0,62	0,61	0,63
0,4	0,52	0,53	0,52	0,55	0,53	0,54
0,5	0,46	0,47	0,47	0,49	0,47	0,46
0,6	0,44	0,40	0,41	0,42	0,42	0,41
0,7	0,41	0,37	0,37	0,39	0,38	0,37
0,8	0,41	0,35	0,35	0,34	0,35	0,34
1,0	0,38	0,28	0,31	0,29	0,30	0,29
1,2	0,36	0,27	0,26	0,26	0,25	0,26

Ventanas al Sur con latitud de 19° y hasta 23°						
W/E→	0,5	1	2	4	6	8 y mayor
P/E						
0,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,1	0,72	0,83	0,89	1,04	0,85	0,87
0,2	0,55	0,67	0,76	0,91	0,80	0,74
0,3	0,40	0,56	0,67	0,82	0,75	0,71
0,4	0,31	0,48	0,58	0,75	0,69	0,68
0,5	0,21	0,41	0,52	0,68	0,63	0,61
0,6	0,19	0,34	0,46	0,61	0,58	0,56
0,7	0,14	0,29	0,41	0,56	0,54	0,52
0,8	0,13	0,26	0,37	0,50	0,50	0,49
1,0	0,10	0,20	0,32	0,43	0,44	0,43
1,2	0,08	0,18	0,27	0,40	0,39	0,40

Ventanas al Sur con latitud de 23° y hasta 28°						
W/E →	0,5	1	2	4	6	8 y mayor
P/E						
0,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,1	0,74	0,81	0,86	0,88	0,87	0,88
0,2	0,56	0,66	0,74	0,75	0,78	0,79
0,3	0,43	0,55	0,63	0,67	0,68	0,71
0,4	0,36	0,49	0,54	0,61	0,62	0,63
0,5	0,28	0,42	0,49	0,55	0,55	0,56
0,6	0,26	0,34	0,43	0,48	0,50	0,50
0,7	0,22	0,31	0,38	0,44	0,46	0,46
0,8	0,21	0,27	0,35	0,38	0,42	0,42
1,0	0,19	0,21	0,30	0,33	0,35	0,37
1,2	0,17	0,19	0,25	0,29	0,31	0,33

Ventanas al Sur con latitud de 28° y hasta 32°						
W/E →	0,5	1	2	4	6	8 y mayor
P/E						
0,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,1	0,73	0,80	0,84	0,84	0,84	0,84
0,2	0,60	0,64	0,70	0,70	0,72	0,71
0,3	0,50	0,55	0,60	0,61	0,60	0,62
0,4	0,46	0,48	0,51	0,54	0,53	0,54
0,5	0,40	0,45	0,47	0,49	0,48	0,47
0,6	0,39	0,40	0,42	0,44	0,44	0,43
0,7	0,36	0,37	0,39	0,41	0,41	0,40
0,8	0,36	0,35	0,38	0,38	0,40	0,38
1,0	0,34	0,31	0,36	0,35	0,37	0,36
1,2	0,32	0,30	0,32	0,34	0,34	0,35

Partesoles.- Si se construye una ventana con partesoles, se podrá afectar el valor del coeficiente de sombreado del vidrio, multiplicándolo por el factor de corrección por sombreado exterior de la TABLA 5.

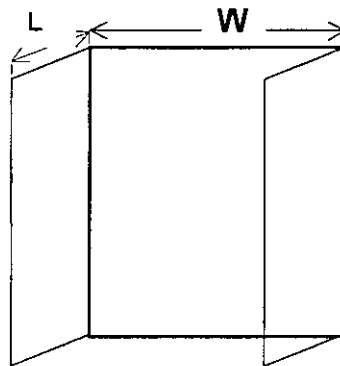


TABLA 5. Factor de corrección de sombreado exterior (SE) por el uso de ventanas con partesoles

Latitud 14° hasta 19°			
L/W	Norte	Este y oeste	Sur
0	1,00	1,00	1,00
0,5	0,52	0,64	0,56
1	0,26	0,44	0,34
1,5	0,13	0,35	0,24
2	0,05	0,30	0,17
Latitud 19° hasta 23°			
L/W	Norte	Este y oeste	Sur
0	1,00	1,00	1,00
0,5	0,54	0,67	0,56
1	0,28	0,45	0,32
1,5	0,16	0,32	0,20
2	0,09	0,24	0,14
Latitud 23° hasta 28°			
L/W	Norte	Este y oeste	Sur
0	1,00	1,00	1,00
0,5	0,54	0,67	0,57
1	0,28	0,47	0,31
1,5	0,15	0,35	0,18
2	0,06	0,27	0,11
Latitud 28° hasta 32°			
L/W	Norte	Este y oeste	Sur
0	1,00	1,00	1,00
0,5	0,53	0,77	0,62
1	0,28	0,62	0,40
1,5	0,16	0,53	0,29
2	0,10	0,47	0,23

Ejemplos de interpolación de datos en las Tablas anteriores.

Primer caso.

Supóngase la siguiente Tabla:

W/H →	x_n	x_{n+1}
L/H		
y_n	a	b
y_{n+1}	c	d

Si el valor buscado corresponde a

$$y_n < y < y_{n+1} \qquad y \qquad x_n < x < x_{n+1}$$

Donde :

$x_n, x_{n+1}, y_n, y_{n+1}$ son los índices de las Tabla y 'x' y 'y' son los valores que correspondan al resultado buscado en la Tabla, se utilizan las siguientes fórmulas:

$$F_x = \frac{(x - x_n)}{(x_{n+1} - x_n)} \qquad F_y = \frac{(y - y_n)}{(y_{n+1} - y_n)}$$

$$\text{Valor buscado} = F_x F_y (d - c - b + a) + F_x (b - a) + F_y (c - a) + a$$

Ejemplo 1.- Supóngase una ventana orientada al oeste en un edificio con latitud de 19° 40'. La ventana tiene una altura de 80 cm (H), un ancho de 135 cm (W) y un volado de 135 cm de ancho (A=0) y una proyección de 65 cm (L).

$$L/H = 65/80 = 0,8125 = y$$

$$W/H = 135/80 = 1,6875 = x$$

Se utiliza la siguiente Tabla

Ventanas al Este y Oeste con latitud de 28° y hasta 32°						
W/H →	0,5	1	2	4	6	8 y mayor
L/H						
0,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,1	0,93	0,92	0,91	0,91	0,91	0,91
0,2	0,87	0,86	0,83	0,83	0,83	0,82
0,3	0,83	0,79	0,78	0,76	0,75	0,74
0,4	0,79	0,74	0,72	0,69	0,68	0,67
0,5	0,76	0,70	0,67	0,63	0,62	0,61
0,6	0,73	0,66	0,62	0,59	0,57	0,56
0,7	0,71	0,63	0,58	0,55	0,52	0,52
0,8	0,69	0,60	0,55	0,51	0,49	0,48
1,0	0,66	0,56	0,49	0,45	0,43	0,41
1,2	0,64	0,52	0,45	0,40	0,38	0,36

$$F_x = \frac{(1,6875 - 1)}{(2 - 1)} = 0,6875$$

$$F_y = \frac{(0,8125 - 0,8)}{(1,0 - 0,8)} = 0,0625$$

$$\begin{aligned} \text{Factor de corrección por sombreado exterior} &= 0,6875 \times 0,0625 \times (0,49 - 0,56 + 0,60) + 0,6875 \times (0,55 - 0,60) \\ &+ 0,0625 \times (0,56 - 0,6) + 0,60 \\ &= 0,5623 \end{aligned}$$

Segundo caso Supóngase la siguiente Tabla:

L/W	Norte	Este y oeste	Sur
y_n	a		
y_{n+1}	b		

Si el valor buscado corresponde a:

$$y_n < y < y_{n+1}$$

donde :

y_n e y_{n+1} son los índices de la Tabla, y a y b los valores anterior y posterior, que corresponden al valor buscado en la Tabla, se utiliza la siguiente fórmula:

$$\text{Valor buscado} = \frac{b-a}{y_{n+1}-y_n} (y-y_n) + a$$

Ejemplo 2.- Supóngase una ventana orientada al Norte, en un edificio con latitud 15° . La ventana tiene un ancho de 150 cm (W) y el partesol un ancho de 80 cm (L).

$$LW = 0,80/1,50 = 0,5333 = y$$

Se utiliza la siguiente Tabla:

Latitud 14° hasta 19°			
L/W	Norte	Este y oeste	Sur
0	1,00	1,00	1,00
0,5	0,52	0,64	0,56
1	0,26	0,44	0,34
1,5	0,13	0,35	0,24
2	0,05	0,30	0,17

$$\begin{aligned} \text{Factor de corrección por sombreado exterior} &= ((0,26 - 0,52) / (1,0 - 0,5)) \times (0,5333 - 0,5) + 0,52 \\ &= 0,537 \end{aligned}$$

APENDICE B

NORMATIVO

CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El coeficiente global de transferencia de calor se calcula utilizando la siguiente ecuación.

$$K = \frac{1}{M}$$

donde.

- K es el coeficiente global de transferencia de calor de una porción de la envolvente del edificio, de superficie a superficie, en $W/m^2 K$.
- M es el aislamiento térmico total de una porción de la envolvente del edificio, de superficie a superficie, en $m^2 K/W$.
- B 1 Aislamiento térmico total de las porciones de la envolvente de un edificio formado por capas homogéneas

El aislamiento térmico total de una porción de la envolvente del edificio formado con capas térmicamente homogéneas, y perpendiculares al flujo del calor, deben de calcularse con la siguiente ecuación:

$$M = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \frac{\ell_1}{\lambda_1} + \frac{\ell_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\ell_n}{\lambda_n} \quad (\text{B.2})$$

donde

- M** es el aislamiento térmico total de una porción de la envolvente del edificio, de superficie a superficie, en $\text{m}^2 \text{ K/W}$,
- h_i** es la conductancia superficial interior, en $\text{W/m}^2 \text{ K}$. Su valor es 8,1 para superficies verticales, 9,4 para superficies horizontales con flujo de calor hacia arriba (del piso hacia el aire interior o del aire interior hacia el techo), y 6,6 para superficies horizontales con flujo de calor hacia abajo (del techo al aire interior o del aire interior al piso).
- h_e** es la conductancia superficial exterior, y es igual a $13 \text{ W/m}^2 \text{ K}$,
- n** es el número de capas que forman la porción de la envolvente del edificio;
- ℓ** es el espesor de cada uno de los materiales que componen la porción de la envolvente del edificio, en m,
- λ** es el coeficiente de conductividad térmica de cada uno de los materiales que componen la porción de la envolvente del edificio, en W/m K

B.2 Aislamiento térmico total de porciones formadas por capas homogéneas y capas no homogéneas.

El aislamiento térmico total de las porciones de la envolvente de un edificio, formado con capas térmicamente homogéneas y térmicamente no homogéneas paralelas a la superficie, como se muestra esquemáticamente en la figura B 1, se calcula utilizando la siguiente ecuación

$$M = \frac{1}{\frac{1}{M_{\text{parcial}}} + \frac{F_1}{g / \lambda_1} + \frac{F_2}{g / \lambda_2} + \dots + \frac{F_n}{g / \lambda_m}} \quad (\text{B.3})$$

$$M_{\text{parcial}} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \frac{\ell_1}{\lambda_1} + \frac{\ell_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\ell_n}{\lambda_n} \quad (\text{B.4})$$

donde

- M_{parcial}** es el aislamiento térmico parcial de una porción de la envolvente del edificio, de superficie a superficie ($\text{m}^2 \text{ K/W}$). Es la suma de todos los aislamientos térmicos de todas las capas y aislamientos superficiales que componen la parte de la envolvente del edificio, excepto lo de la capa no homogénea.
- m** es el número de materiales que forman la capa no homogénea
- F** es la fracción del área total de la porción de la envolvente del edificio, ocupada por cada material en la capa no homogénea.
- g** es el grueso de la capa no homogénea.

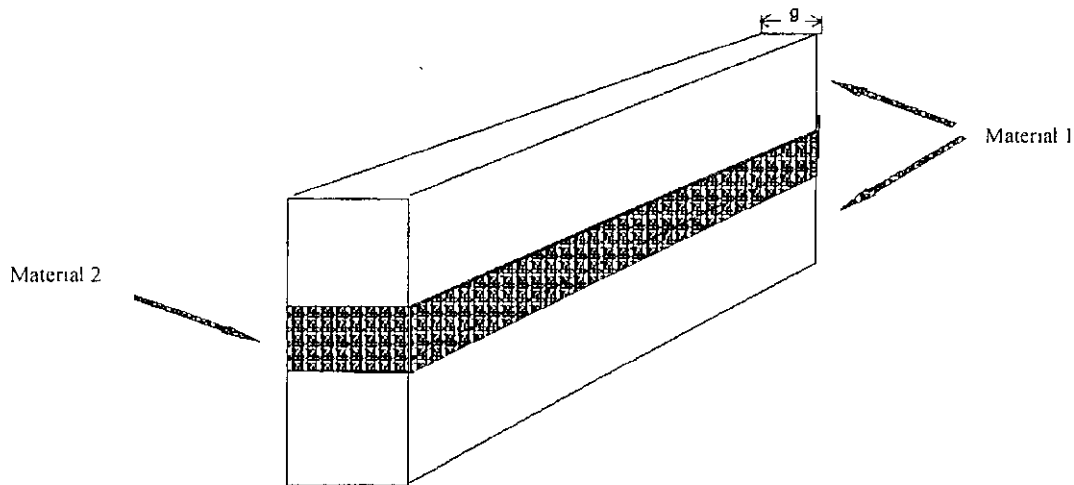


Figura B.1

Ejemplo

Supóngase un muro estructurado de la forma siguiente: madera con triplay y mortero en la superficie exterior, tablero de yeso en la superficie interior y entre ambos una estructura de madera con polines verticales y aislante térmico

Entonces, la estructura de madera (polines), y el aislamiento térmico son lo que se llama capas no homogéneas. En este caso particular se asume que el aislante térmico es el material 1 y que los polines son el material 2 (véase la figura B1). Para fines de cálculo se utilizarán las áreas totales

Datos requeridos para el cálculo

$h_e = 13 \text{ W/mK}$

Mortero de cal al exterior de 5mm

$\lambda = 0,872 \text{ W/mK}$ $\ell = 0,005\text{m}$

Triplay de 9,6mm

$\lambda = 0,116 \text{ W/mK}$ $\ell = 0,0096\text{m}$

Aislante térmico

$\lambda = 0,035 \text{ W/mK}$ $\ell = 0,1\text{m}$

Polín de madera de 0,05 por 0,1m

$\lambda = 0,130 \text{ W/mK}$ $\ell = 0,1\text{m}$

Tablero de yeso de 9,6mm

$\lambda = 0,168 \text{ W/mK}$ $\ell = 0,0096\text{m}$

$h_i = 8,1 \text{ W/mK}$

El muro es de 2,4 m de altura y de 10 m de ancho. Por lo tanto, incluyendo los polines de los extremos se cuenta con 17 polines (se supone que la distancia entre polines es de 60 cm)

Área de muro = $2,4 \times 10 = 24 \text{ m}^2$

Área de polines = $17 \times 0,05 \times 2,4 = 2,04 \text{ m}^2$

Fracción del área total de polines = $2,04/24 = 0,085$

Fracción del área total de aislante térmico = $(24-2,04)/24 = 0,915$

$$M_{\text{parcial}} = \frac{1}{8,1} + \frac{1}{13} + \frac{0,005}{0,872} + \frac{0,0096}{0,116} + \frac{0,0096}{0,168}$$

$$= 0,3460152 \text{ m}^2 \text{ K / W}$$

$$M = \frac{1}{\frac{1}{0,3460152} + \frac{0,085}{0,1/0,130} + \frac{0,915}{0,1/0,035}}$$

$$= 0,3011326 \quad \text{m}^2 \text{ K} / \text{W}$$

$$K = \frac{1}{0,3011326} = 3,321 \quad \text{W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

APENDICE C

NORMATIVO

FORMATO PARA INFORMAR EL CÁLCULO DEL PRESUPUESTO ENERGÉTICO

El reporte del cálculo del presupuesto energético consta de cinco partes o pasos, en los cuales se debe proceder al llenado del formato

- 1) Datos generales - Se debe poner la información que permita identificar al propietario y la localización del edificio que se va a construir (proyectado), así como los datos de la Unidad de Verificación del proyecto.
- 2) Valores para el cálculo de la ganancia de calor a través de la envolvente - La información que se debe anotar en esta parte corresponde a los datos de la ciudad donde se construirá el edificio, y que serán utilizados para el cálculo del presupuesto energético. Esta información se obtiene del Apéndice A, Tablas 1, 2, 3, 4 y 5
- 3) Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor de las porciones de la envolvente - Para cada porción de la envolvente del edificio proyectado, se calcula su coeficiente de transferencia de calor (K), en función de los materiales que lo constituyen. Esta forma se deberá hacer tantas veces como porciones diferentes se utilicen en la construcción. La información de los materiales se obtiene del apéndice D, en el caso de los materiales aislantes sus valores deben estar certificados de acuerdo con la NOM-018-ENER, vigente.
- 4) Cálculo comparativo de la ganancia de calor.- Esta parte está dividida en dos: edificio de referencia (4.2) y edificio proyectado (4.3).

En la parte del edificio de referencia (4.2), se utilizan las fracciones de las componentes según están definidas en la norma (techo 95 %, tragaluz y domo 5%, muros 60%, y ventanas 40%).

En la parte 4.3, el constructor debe hacer todos los cálculos de su edificio proyectado, utilizando las áreas reales y los resultados obtenidos en el inciso 3 (cálculo del coeficiente global de transferencia de calor), considerando la información que le proporcione el fabricante de los vidrios

- 5) Resumen de cálculo.- Esta última parte concentra los cálculos realizados en el inciso 4 (cálculo comparativo de la ganancia de calor), y los compara, para saber si se cumple o no con la norma

**FORMATO PARA INFORMAR DEL CÁLCULO DEL
PRESUPUESTO ENERGÉTICO**

1.- Datos Generales

1.1.- Propietario

Nombre	<input type="text"/>
Dirección	<input type="text"/>
Colonia	<input type="text"/>
Ciudad	<input type="text"/>
Estado	<input type="text"/>
Código Postal	<input type="text"/>
Teléfono	<input type="text"/>

1.2.- Ubicación de la Obra

Nombre	<input type="text"/>
Dirección	<input type="text"/>
Colonia	<input type="text"/>
Ciudad	<input type="text"/>
Estado	<input type="text"/>
Código Postal	<input type="text"/>
Teléfono	<input type="text"/>

1.3.- Unidad de Verificación

Nombre	<input type="text"/>		
Dirección	<input type="text"/>		
Colonia	<input type="text"/>		
Ciudad	<input type="text"/>		
Estado	<input type="text"/>		
Código Postal	<input type="text"/>	N° De Registro	<input type="text"/>
Teléfono	<input type="text"/>	Fax:	<input type="text"/>
E-mail	<input type="text"/>		

2.- Valores para el Cálculo de la Ganancia de Calor a través de la Envolvente (*)

2.1.- Ciudad

Latitud °

2.2 - Temperatura equivalente promedio "te" (°C)

a) - Techo b) - Superficie inferior

c) - Muros d) - Partes transparentes

	Masivo	Ligero	Tragaluz y domo	
Norte	<input type="text"/>	<input type="text"/>	Norte	<input type="text"/>
Este	<input type="text"/>	<input type="text"/>	Este	<input type="text"/>
Sur	<input type="text"/>	<input type="text"/>	Sur	<input type="text"/>
Oeste	<input type="text"/>	<input type="text"/>	Oeste	<input type="text"/>

2.3 - Coeficiente de transferencia de calor "K" del edificio de referencia (W/m²K)

Techo Muro

Tragaluz y domo Ventana

2.4 - Factor de ganancia de calor solar "FG" (W/m²)

Tragaluz y domo

Norte

Este

Sur

Oeste

2.5.- Barrera para vapor

Si No

2.6.- Factor de corrección de sombreado exterior (SE)

Número (**)	1	2	3	4	5	6	7
L/H o P/E (***)	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
W/H o W/E (***)	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Norte	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Este/Oeste	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Sur	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>

* Los valores se obtienen de la Tabla 1 para los incisos 2.2, a 2.5, y del Apéndice A, Tablas 2, 3, 4 y 5 según corresponda para el inciso 2.6

** Si las ventanas tienen algún tipo de sombreado se deberá usar una columna para cada tipo

*** Indicar el tipo de sombreado: 1 volado simple, 2 volado extendido y 3 ventana remetida

3.- Cálculo del Coeficiente Global de Transferencia de Calor de las Porciones de la Envolvente (*)
 (Háganse tantas hojas como porciones diferentes de la envolvente se tengan)

3 1 - Descripción de la porción Número (**)

Componente de la envolvente Techo Pared

Material (***)	Espesor (m) l	Conductividad Térmica (w/mK) h o λ (****)	M aislamiento térmico (m ² K/W) [1/ (h o λ)]
Convección exterior (*****)	1,0	<input type="text"/>	<input type="text"/>
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Convección interior	1,0	<input type="text"/>	<input type="text"/>

Para obtener el aislamiento térmico total, sumar la M de todos materiales más la convección exterior e interior **M** m² K/W

[Fórmula **M** = Σ M]

Coeficiente global de transferencia de calor de la porción (k) **K** W/m² K

[Fórmula **K** = 1/ M]

- * Estos valores se obtienen del Apéndice D
- ** Dar un número consecutivo (1,2 .. N) el cual será indicado en el inciso 4 3
- *** Anotar los materiales que forman la porción. Por ejemplo, si se desea calcular un muro de tabique con repellado en la superficie exterior y yeso en la superficie interior, se deben anotar los tres materiales
- **** Para los materiales se utilizan los valores λ del apéndice "D", o los proporcionados por los fabricantes
- ***** Para la convección exterior e interior se utilizan los valores de λ, calculados de acuerdo al apéndice "B"

4.- Cálculo Comparativo de la Ganancia de Calor

4.1 - Datos Generales

Temperatura interior (t) °C

4.2.- Edificio de referencia

$$\phi_{rci} = \sum_{j=1}^n [K_j \times A_{ij} \times (te - t)]$$

4.2.1.- Ganancia por conducción (partes opacas y transparentes)

Tipo y orientación de la porción de la envolvente	Coefficiente Global de Transferecia de Calor (W/m ² K) [K]	Area del edificio proyectado (m ²) [A]	Fracción de la componente [F]	Temperatura equivalente (K) [te]	Ganancia por Conducción ϕ_{rci} (*) [KxAxFx(te-t)]
Techo	<input type="text"/>	<input type="text"/>	0,95	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Tragaluz y domo	<input type="text"/>	<input type="text"/>	0,05	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Muro norte	<input type="text"/>	<input type="text"/>	0,6	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Ventana norte	<input type="text"/>	<input type="text"/>	0,4	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Muro este	<input type="text"/>	<input type="text"/>	0,6	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Ventana este	<input type="text"/>	<input type="text"/>	0,4	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Muro sur	<input type="text"/>	<input type="text"/>	0,6	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Ventana sur	<input type="text"/>	<input type="text"/>	0,4	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Muro oeste	<input type="text"/>	<input type="text"/>	0,6	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Ventana oeste	<input type="text"/>	<input type="text"/>	0,4	<input type="text"/>	<input type="text"/>
SUBTOTAL				<input type="text"/>	<input type="text"/>

* Nota: Si los valores son negativos significa una bonificación, por lo que deben sumarse algebraicamente

4.2.2 - Ganancia por radiación (partes transparentes)

$$\phi_{rsi} = \sum_{j=1}^m [A_j \times CS_j \times FG_j \times SE_j]$$

Tipo y orientación de la porción de la envolvente	Coefficiente de Sombreado (CS)	Área del edificio proyectado (m ²) [A]	Fracción de la componente [F]	Ganancia de Calor (W/m ²) [FG]	Ganancia por Radiación ϕ_{rs} (*) [CS x A x F x FG]
Tragaluz y domo	0,85	<input type="text"/>	0,05	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Ventana norte	1,0	<input type="text"/>	0,4	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Ventana este	1,0	<input type="text"/>	0,4	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Ventana sur	1,0	<input type="text"/>	0,4	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Ventana oeste	1,0	<input type="text"/>	0,4	<input type="text"/>	<input type="text"/>
SUBTOTAL				<input type="text"/>	<input type="text"/>

4.- Cálculo Comparativo de la Ganancia de Calor (continuación)

4.3.2.- Ganancia por radiación (partes transparentes)

$$\phi_{ps} = \sum_{j=1}^m [A_{ij} \times CS_j \times FG_j \times SE_{ij}]$$

Tipo y orientación de la porción de la envolvente (*)	Material (**)	Coeficiente de Sombreado (CS) (***)	Área (m ²) [A]	Ganancia de Calor (W/m ²) [FG]	Factor de sombreado exterior [SE] (****)		Ganancia por Radiación ϕ_{ps} [CS x A x FG x SE]
					Número	Valor	
			pmt 9				
Total (Sumar todas las ϕ_{ps})							

* Abreviar considerando tipo: 1 tragaluz, 2 domo y 3 ventana y como orientación. 1 techo, 2 norte, 3 este, 4 sur y 5 oeste. Por ejemplo 3.5 corresponde a una ventana en la orientación oeste

** Especifique la característica del material, por ejemplo: claro, entintado, etc.

*** Dato proporcionado por el fabricante

**** Si la ventana tiene sombreado el número y el "SE" se obtienen del inciso 2.6, y si la ventana no tiene sombreado se deja en blanco el espacio para el número y el "SE" es 1,0

5 - Resumen de Cálculo

5.1.- Presupuesto energético

	Ganancia por Conducción (W)	Ganancia por Radiación (W)	Ganancia Total $\phi_r = \phi_{rc} + \phi_{rs}$ $\phi_p = \phi_{pc} + \phi_{ps}$ (W)
Referencia	(ϕ_{rc}) <input type="text"/>	(ϕ_{rs}) <input type="text"/>	(ϕ_r) <input type="text"/>
Proyectado	(ϕ_{pc}) <input type="text"/>	(ϕ_{ps}) <input type="text"/> pmt 10	(ϕ_p) <input type="text"/>

5.2.- Cumplimiento

Si $(\phi_r > \phi_p)$ No $(\phi_r < \phi_p)$

APENDICE D

INFORMATIVO

Valores de Conductividad y Aislamiento Térmico de Diversos Materiales

M aterial	Densidad kg/m ³	Conductividad λ W /m K	Aislamiento térmico M m ² K /W
-----------	-------------------------------	--------------------------------------	---

MATERIAL RESISTENTE

Tabique m p recocido com ún

* alexterior	2,000	0.872	---
* con recubrimiento impermeable por fuera	---	0.768	---
* al interior	---	0.698	---

Tabique de barro extruido

* Sólido vitreado, p/ acabado exterior	2,050	1.282	---
* Bloque hueco vertical, (60 a 67% sólido)	2,050	0.998	---
* Bloque hueco vertical, relleno con vermiculita	2,050	0.575	---

Tabique ligero con recub. impermeable por fuera

* densidad	1,600	0.698	---
* densidad	1,400	0.582	---
* densidad	1,200	0.523	---
* densidad	1,000	0.407	---

Tabique ligero alexterior

1,600	0.814	---
-------	-------	-----

Bloque de concreto celular curado c/ autoclave

* densidad	450	0.120	---
* densidad	600	0.210	---

Bloque de concreto celular curado c/ autoclave

* densidad	500	0.190	---
* densidad	600	0.210	---

Bloque de concreto

* 20 cm de espesor, 2 o 3 huecos	1,700	---	0.180
* el mismo con perlita	1,700	---	0.360
* el mismo con vermiculita	1,700	---	0.300

Concreto

* amado	2,300	1.740	---
* simple alexterior	2,200	1.280	---
* ligero alexterior	1,250	0.698	---
* ligero al interior	1,250	0.582	---

Mortero

* cemento arena	2,000	0.630	---
* con vermiculita	500	0.180	---
* con arcilla expandida	750	0.250	---

Asbesto cemento, placa

1,800	0.582	---
-------	-------	-----

Asbesto cemento, placa

1,360	0.250	---
-------	-------	-----

Bloque

* de tepetate o arenisca calcárea alexterior	---	1.047	---
* de tepetate o arenisca calcárea al interior	---	0.930	---
* de adobe alexterior	---	0.930	---
* de adobe al interior	---	0.582	---

Valores de Conductividad y Aislamiento Térmico de Diversos Materiales (Continuación)

Material	Densidad kg/m ³	Conductividad λ W / m K	Aislamiento térmico M m ² K / W
Piedra			
* caliza	2,180	1 400	---
* granito, basalto	2,600	2 500	---
* mármol	2,500	2 000	---
* pizarra	2,700	2 000	---
* arenisca	2,000	1 300	---
Madera			
* Viruta aglutinada, (Pamacón)	700	0 163	---
* blanda	610	0.130	---
* dura	700	0 150	---
Vidrio			
* sencillo	2,200	0 930	---
* sencillo	2,700	1 160	---
Metales			
* Aluminio	2,700	204 0	---
* Cobre	8,900	372 2	---
* Acero y hierro	7,800	52 3	---
MATERIAL DE RECUBRIMIENTO			
Tablero de asbesto cemento	1,932	0.557	---
* Espesor 0,32 cm	1,932	---	0 005
* Espesor 0,84 cm	1,932	---	0 110
Tablero de triplay	---	0 115	---
* Espesor 0,64 cm	---	---	0 055
* Espesor 0,96 cm	---	---	0 083
* Espesor 1,27 cm	---	---	0 110
* Espesor 1,60 cm	---	---	0 137
* Espesor 1,90 cm	---	---	0 165
Tablero de yeso			
* Espesor 0,96 cm	---	---	0 057
* Espesor 1,27 cm	---	---	0 083
* Espesor 1,69 cm	---	---	0 110
Aplanados			
* Yeso	800	0 372	---
* Mortero de cal al exterior	---	0.872	---
* Mortero de cal al interior	---	0 698	---
Rellenos			
* Tierra, arena o grava expuesta a la lluvia	---	2 326	---
* Terrados secos en azoteas	---	0 582	---
* Tezontle	---	0.186	---
* Arena seca, limpia	1,700	0 407	---
Placas			
* Fibraceí	1,000	0 128	---
Azulejos y mosaicos	---	1 047	---
Ladrillo exterior	---	0 872	---
Ladrillo exterior con recubr. imperme por fuera	---	0 768	---

Valores de Conductividad y Aislamiento Térmico de Diversos Materiales (Continuación)

Material	Densidad kg/m ³	Conductividad λ W / m K	Aislamiento M m ² K / W
----------	-------------------------------	---------------------------------------	--

Madera (humedad 12%)

* Pino	663	0.162	---
* Cedro	505	0.130	---
* Roble	753	0.180	---
* Fresno	674	0.164	---

MATERIAL DE AISLAMIENTO TÉRMICO

Los valores utilizados para los materiales aislantes deben estar certificados de acuerdo con NOM-018-ENER, aislantes térmicos para edificaciones, vigente.

MEMBRANAS IMPERMEABILIZANTES

Membranas asfálticas	1,127	0.170	---
Asfalto bituminoso	1,050	0.174	---
Fieltro de papel permeable	---	---	0.011



FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA



División de Educación Continua, Facultad de Ingeniería, UNAM.

CURSOS ABIERTOS

DIPLOMADO EN REFRIGERACIÓN



TEMA

TERCERA PARTE



INGENIERIA MECANICA

EXPOSITOR: ING. ARTURO ALBA AGUILAR
DEL 03 AL 08 DE SEPTIEMBRE DE 2007
PALACIO DE MINERÍA

Sistemas de distribución

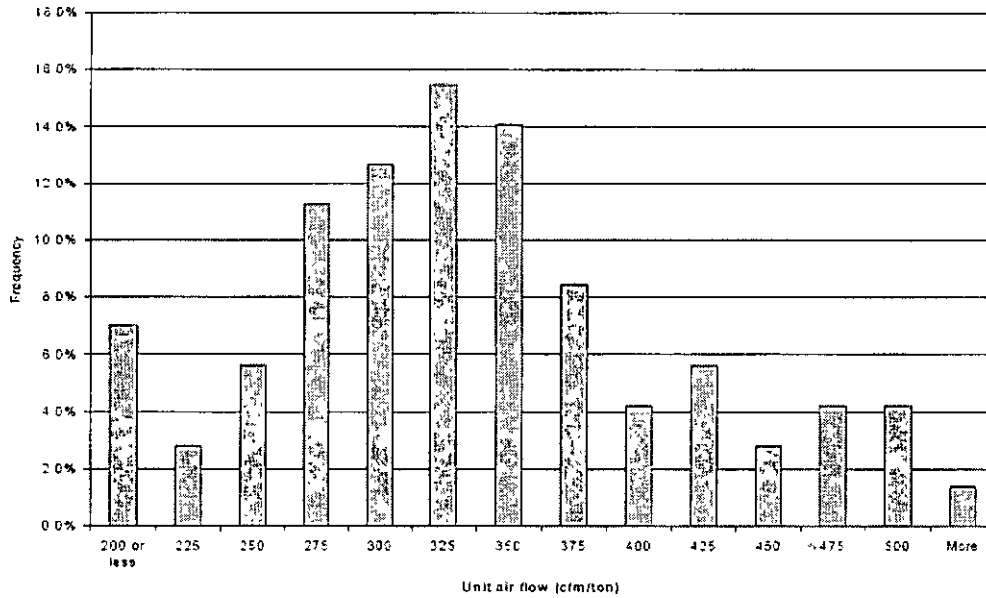
Reduzca la caída de presión en el sistema de ductos para permitir que el sistema opere a su rango de flujo. Basar el sistema de ducto en 0.05 W.C. de caída de presión por cada 100 ft de ducto recto, y utilizar montajes con características de caídas de presión bajas. Límite el uso de ducto flexible, selle y pruebe fugas en los sistemas de distribución para mejorar la eficiencia y el confort térmico en el espacio. Seleccione el tamaño para reducir la caída de presión y la velocidad para también disminuir el ruido en el sistema de ductos.

Después de la unidad de HVAC, el sistema de distribución (ductos y difusores) es la parte próxima más importante y costosa del sistema de HVAC. Los Costos de instalación para el sistema de ductos pueden acercarse al costo de la propia unidad de HVAC, hay a menudo una presión intensa para reducir los costos del sistema de ductos. Sin embargo, la calidad del sistema de ductos puede tener un efecto profundo en la eficiencia y liberado confort por el sistema de HVAC. La Energía del ventilador en edificios comerciales pequeños en climas templados puede acercarse el consumo de energía para enfriamiento. Pérdidas del ducto a través de fugas y ductos puede afectar la eficacia del sistema y la cantidad de entrega de enfriamiento al espacio. Un sistema de distribución pobremente balanceado y con fugas es una de las causas principales de un pobre confort en sistemas pequeños.

Reduzca la caída de presión

Un pobre diseño del ducto puede incrementar un inadecuado flujo de aire una excesiva potencia del ventilador de la unidad de HVAC. Los rangos de flujo de aire evaluados durante el estudio de los edificios (PIER) en promedio fueron de 325 cfm/ton, el flujo supuesto utilizado en sistemas de alta eficiencia es de 400 cfm/ton. Como se muestra en la figura 19, reduciendo el flujo de aire puede contribuir al congelamiento del serpentín, problemas de confort, y a una reducción en la eficiencia de enfriamiento del orden del 7% (Proctor, 2002). Manteniendo o excediendo el rango de flujo nominal 400 cfm/ton mejora la eficiencia del sistema, e incrementa la capacidad de enfriamiento. Aunque disminuye la capacidad de enfriamiento latente, esto no es generalmente un problema en los climas secos de California. Manteniendo los rangos de flujo de diseño sin una excesiva potencia del ventilador requiere de una estrecha atención el diseño del sistema de ductos y las prácticas de construcción.

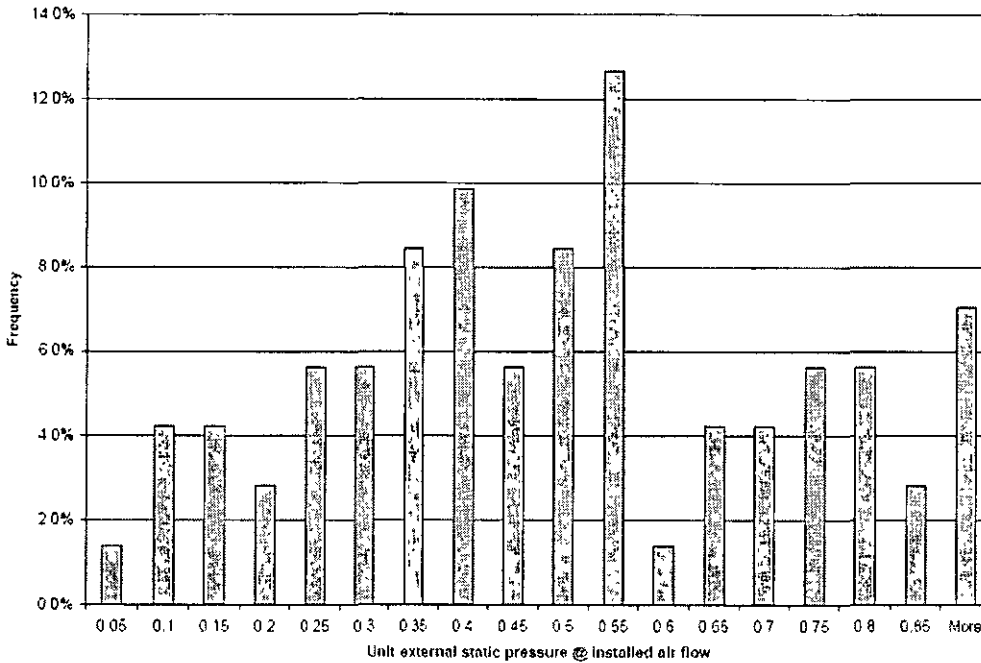
Figura 19 didtribucion de la prueba de flujo de aire en sistemas de HVAC comerciales. La distribucion de la medicion de flujo de aire es como se muestra abajo. Sobretudo, de las 79 unidades evaluadas por flujo de aire, 28 (39%) tuvieron un flujo de aire menor a 300 cfm/ton. El rango promedio de flujo de aire fue de 325 cfm/ton.



la potencia promedio del ventilador fue de 0.18 Kw/ton, la cual es 20% mas alta que la potencia nominal para ventiladores asumiendo el Titulo 24 de estándares de energía (365 W/cfm o cerca de 0.15 Kw/ ton). Si el flujo del ventilador se incrementa a 400 cfm/ton, la potencia del ventilador se incrementa a 0.34 Kw/ton. Este incremento efectivo hace caer la eficiencia de un 10.3 EER a 9.1.

La combinación DE UN alta potencia del ventilador y un bajo flujo hace que justamente exista una excesiva caída de presión en el sistema de ductos. La distribución de de la caída de presión en la unidad externa es como se muestra en la figura 20. el promedio de caída de presión en el sistema de ductos fue de 0.48 in W.C. los rangos de eficiencia del ARI asumen una caída de presión de .1 a .25 in W.C. dependiendo del tamaño del sistema. El promedio de la caída de presión en el sistema de ductos correcto a 400 cfm7ton se igualaría a 0.625 in. W.C. lo cual es cerca de 2.5 a 6 veces mas grande que el estándar ARI.

Figura 20. Distribución de presión estática de prueba externa en sistemas de comerciales pequeños.



Métodos de diseño de ductos.

Los sistemas de ductos en edificios pequeños son generalmente dimensionados utilizando el método de igual fricción o método de igual fricción modificado. El método de igual fricción, como su nombre lo dice, es basado manteniendo la misma caída de presión por unidad de longitud de ducto (o índice de fricción) de todo el sistema. (ACCA 1990) el tamaño del ducto es basado sobre el rango de flujo a través de una sección particular del ducto, y el valor de diseño para un rango de la fricción. Cada sección es seleccionada utilizando los criterios de rango de fricción, y la caída de presión total por cada longitud y es simplemente la suma de la caída de presión en cada sección individual. Las caídas de presión en las secciones del ducto incluyen perdidas por fricción en ductos rectos, a través de un adecuada perdida de presión en codos, conexiones, registros y/o difusores. En las secciones de entrada y salida de la unidad en la unidad de aire acondicionado, perdidas asociadas con las transiciones de flujo de entrada y salida de la unidad también son incluidas. La velocidad del ventilador de la unidad es seleccionada para proporcionar los cfm de diseño y producir bastante diferencia de presión para evitar pérdidas de presión en el ramal inyeccion y retorno donde se tienen grandes caídas de presión. observe que estos diseños del sistema de ductos utilizan el método de igual fricción sin autobalanceo. El balanceo de dampers deben de estar instalados en ramales de caída de presión baja para balancear el sistema.

En el sistema de ductos con ramales que tienen una variada caída de presión, la modificación del método de igual fricción es utilizado para diseñar sistemas que esta en cercanos en balanceo. El diseño de rangos de fricción para trayectorias de ductos cortos es incrementado en un intento para diseñar cada trayectoria del ramal con la misma caída

de presión total. Este método proporciona un diseño de balanceo mejor. Pero el balanceo de dampers tendrían que estar desde la instalación esto no es posible para proporcionar un correcto auto-balanceo del sistema utilizando este método. Además las velocidades en los ductos en trayectos cortos deben de ser revisados por problemas de ruido.

El tamaño del ducto es generalmente utilizando una regla deslizable o ductulador. Las cantidades de aire de la sección del ducto y el rango de fricción del flujo corresponden sobre la regla deslizable, Y un diámetro de ducto redondo o varias combinaciones del largo y el ancho del ducto rectangular se observan. Las velocidades del aire en la sección del ducto son también presentadas para revisar por potenciales problemas de ruido. Las dimensiones del ducto están basadas en las dimensiones interiores; si es utilizado un ducto lineal, el espesor del ducto lineal debe ser restado. Los datos de caída de presión están basados sobre ducto liso. Ajustar los factores que deban ser aplicados a un ducto lineal. Placa de ducto, y ducto flexible.

Valores de diseño

Las variables de diseño principales son la velocidad de diseño (seleccionar para el control del ruido) o las perdidas de fricción de diseño (en W.C. por 100 ft). los índices de fricción de diseño típicos son 0.1 in W.C. por cada 100 ft en edificio comerciales. Reduciendo el índice de fricción de diseño a 0.05 in W.C. por cada 100 ft se incrementa el tamaño del ducto y el costo por un 15%, pero reduce la porción atribuible a la caída de presión total del ducto por 50% y sobretodo la caída de presión en el sistema de distribución del orden de 40% cuando las perdidas en los difusores son incluidas. Sobredimensionamiento del ducto puede proporcionar ahorros en la energía para el ventilador del orden del 15 % al 20%.

Instalación y distribución del ducto.

Las siguientes guías le ayudaran al proporcionar un sistema con una mínima caída de presión y reducir los costos iniciales. (CEE 2001):

La distribución del sistema de ductos para minimizar la longitud del ducto, giros y montajes. Desde las necesidades de que el aire "va recto," la pérdida de energía está en cada curva. También, haciendo que vaya directo el ducto y reduciendo el número de giros es más barato el montaje y reduce el costo del sistema.

Use ducto espiral redondo dondequiera que sea posible desde que el ducto redondo es menos caro y tiene mejores características de pérdida de presión. El ducto redondo también es más fácil sellar ya que no tiene ninguna junta longitudinal.

Utilice radio o secciones de codos para todos los giros mayores a 45 grados. El completo radio del codo cuesta menos que los codos cuadrados con vanos desviadores teniendo características de pérdida de presión similares. Use codos cuadrados con vanos desviadores solo donde los codos del radio no se instalen..

Colocando desviadores deben ser espesor sencillo en lugar del airfoil. Pruebas dirigidas por ASHRAE y SMACNA indican que las instalaciones con vanos desviadores gruesos han reducido pérdidas de presión. Asegurando los vanos direccionadores en paralelo con la línea central del ducto a la entrada y a la salida, como se muestra en la Figura 23.

Utilice los ramales lisos montando wye en lugar de los montados en ángulo recto en el ramal siguiendo las pautas para un modelo más liso del airflow y la reducción de pérdidas en la entrada

Evite retornos inmediatamente antes de un registro de inyección o retorno de aire para atenuar el flujo que entra en estos dispositivos. Esto reduce las pérdida de presión y mejora el desempeño de los difusores.

Evite los detalles de conexión del ducto a la unidad esto degrada el desempeño del ventilador (llamado "el efecto del sistema de ventilación") proporcionando por lo menos dos pies de ducto antes del primer giro. Estos detalles son críticos para minimizar ruido y la pérdida de capacidad del ventilador. Desde que el ducto rectangular es generalmente utilizado como conexión a la unidad, instale guías desviadoras en ductos de inyección en el primer giro después de la entrada al edificio.

Uso del ducto flexible.

El ducto flexible, el cual es utilizado extensamente en construcciones comerciales, tiene mas del 60% caída de presión alta que el ducto de metal galvanizado del mismo diámetro. Las trayectorias del ducto flexible deben limitarse a seis pies o menos. Cuando en las trayectorias largas sea utilizado, asegúrese que el ducto sea bien soportado a intervalos de cinco-pies para minimizar la combadura. El ducto flexible debe extenderse totalmente para minimizar la caída de presión. Cuando el ducto flexible no se extiende totalmente, una corrección con un factor de caída de presión debe aplicarse a los datos de pérdida de presión del fabricante. El factor de corrección por pérdida de presión como una función de la extensión del ducto flexible se muestra en Figura 22 (ASHRAE, 2001). Observe que una reducción del 30% en la extensión del ducto flexible causa un aumento cuádruple en la caída de presión. El radio de curvatura debe ser mayor que el diámetro del ducto para evitar retorcerse.

Figura 21 Guías de instalación de ducto flexible.

Siguiendo estas guías de instalación asegura el adecuado flujo de aire y es mantenido a través del sistema de distribución que contiene el ducto flexible (ADC 1996)





Figura 22. Perdidas de presión de un pobre estiramiento del ducto flexible.

Las caídas de presión se incrementan dramáticamente si el ducto no es totalmente extendido (ASHRAE 2001)

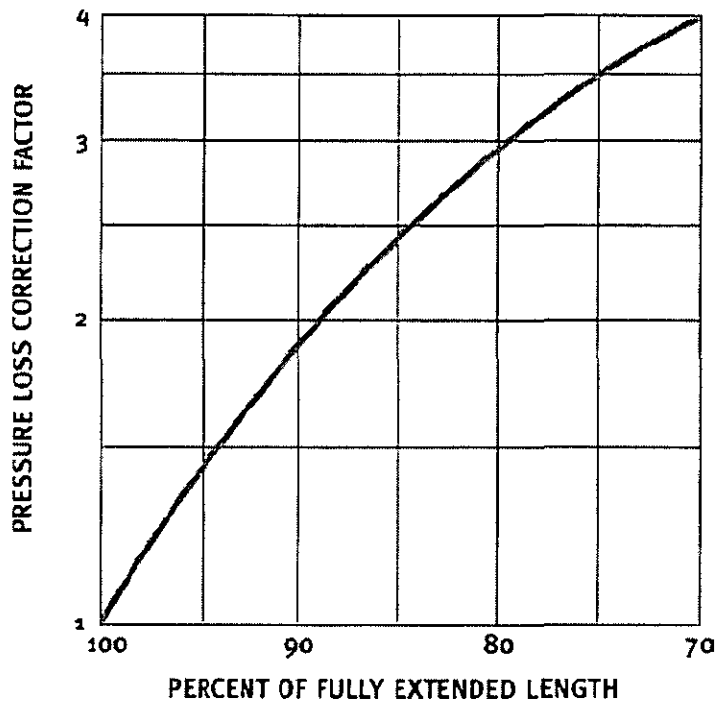
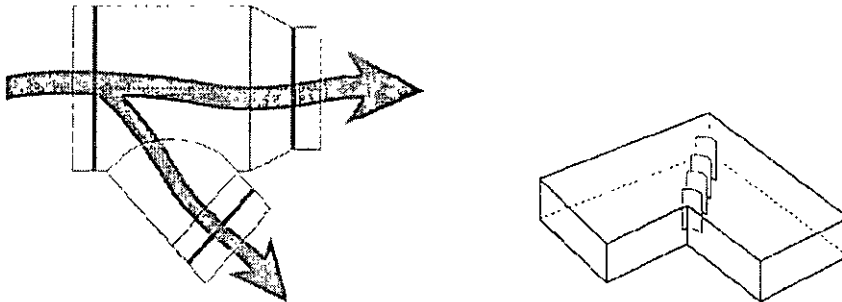


Figura 23 Detalle de diseño de ductos metálicos.

Atención pagada para los detalles de diseño de ducto metálico, especialmente sobre codos y transiciones, pueden reducir las caídas de presión en el sistema de ductos.



Sellado de fugas en ductos.

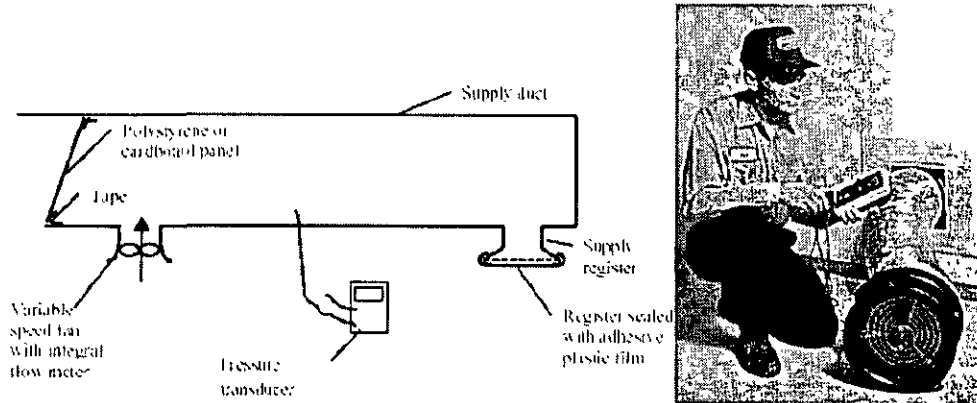
El ducto agujerado es un problema común plagado en sistemas comerciales pequeños. Un estudio reciente de 350 sistemas de HVAC comerciales pequeños en California Del sur encontró que 85% de los sistemas evaluados tienen fugas excesivas en el ducto (Madera y Proctor, 2002). El promedio combinó fugas en inyección y retorno en éstos sistemas excedieron 35% del volumen del aire total causando gastos de energía y un pobre confort termico. Los beneficios de energía en ductos tensados se estima que pueden ser aproximadamente de un 20% del consumo anual para enfriamiento de edificios donde el sistemas de ductos se localiza en un espacio sin acondicionar. Los ahorros por demanda pico son grandes a las temperaturas ambiente más altas durante las horas pico de verano.

El Confort en edificios con ductos estirados se espera que mejore, entonces los sistemas HVAC, podrán servir mejor las cargas en el espacio. En edificios comerciales, donde los sistemas de HVAC proporcionan aire de ventilación continuo, las fugas, y el pobre aislado de los sistemas de ducto pueden actualmente contribuir a calentar el espacio durante la temporada de enfriamiento proporcionando aire que es más caliente que la temperatura ambiente durante las horas pico del verano. En este caso, los ductos extendidos pueden mejorar el confort durante la ventilación del edificio

La prueba de fuga en ductos y el sellado debe hacerse prioritario a la instalación de un Plafond para mantener un acceso bueno al sistema de ductos. La evaluación de fuga en ductos que se utilizo fue el método de presurización de ductos, como descrito en Título 24 Normas de Energía y los SMACNA Manual de pruebas de fugas en ductos de aire. (SMACNA, 1985). La prueba de presurización de ducto es realizad por presurización y un sistema de ductos sellados a una presión normal, típicamente 25 Pa, con un ventilador calibrado y un dispositivo de medida de flujo normalmente llamado "el ducto blaster." se considera que El sistema de ducto es sellado cuando el rango de medicion de fugas está en menos del 6% del rango de flujo del sistema.

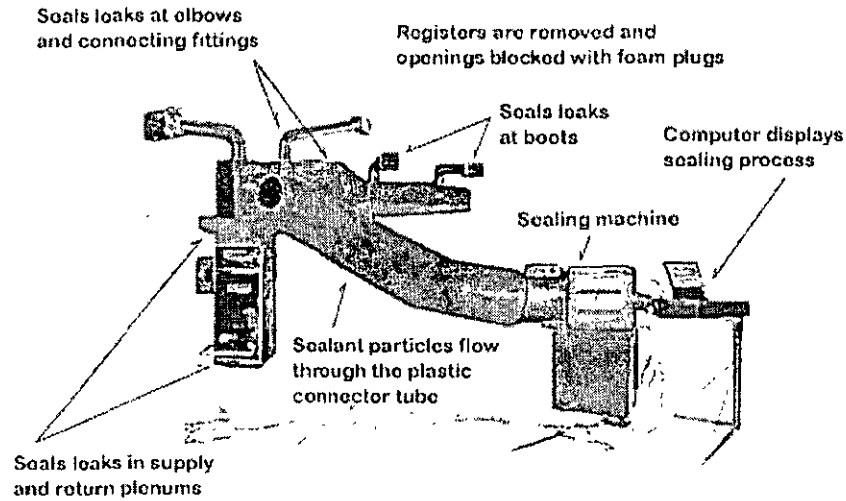
Un diagrama esquemático de la prueba de presurización del ducto es como se muestra en la figura 24. en la mayoría de las aplicaciones, el registro de inyección es sellado con un plástico seguro por cinta doble cara. Y una cubierta es conectada a el registro de retorno. El sistema es presurizado y probado las fugas de flujo en la cubierta del ducto, como se muestra en la figura 24. esta tecnica proporciona una medicion de la combinacion de fugas en el ducto de inyeccion y retorno y también incluye las fugas en de la unidad de HVAC su gabinete y el damper de aire exterior. Si el damper de aire exterior no se esta cerrando cuando se apaga la unidad, la entrada de aire exterior puede ser sellada también.

Figura 24 Esquema de la prueba de presurizacion en ductos

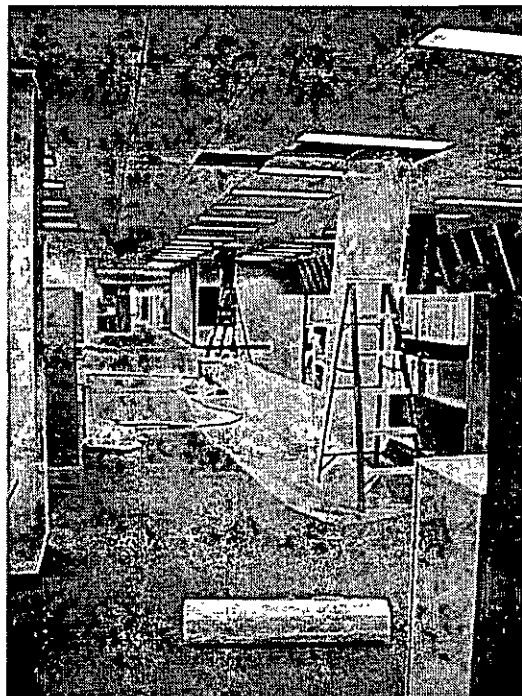


Aerosol es una nueva técnica que combina las pruebas de fuga en ductos y sellado Dentro de la operación. Un ventilador de presurización de ducto calibrado es colocado al Sistema de ducto, y el flujo de fuga es medido en un sistema de ducto presión prefijada. Un aerosol de compuesto elastomérico que sella se inyecta en el ducto del sistema hasta el nivel de fuga este se reduce a un nivel aceptable. Un diagrama esquemático del sistema de aire sellado se muestra en la Figura 25 Cuando se requirió, el probador de fugas y sellado de ducto puede hacerse desde la unidad de techo para minimizar la disrupción.

Figura 25. sistema aerosol para prueba de sellado de ductos.
 Aerosela es un proceso inventado en Lawrence Berkeley Laboratory para probar el sellado en ductos en edificios nuevos y existentes. Una mirada de este proceso es como se muestra en la siguiente figura.



el equipo de Aerosel instalado en un edificio comercial es como se muestra en la foto.



incremente los niveles de aislamiento del ducto a R-8

La mayoría de los sistemas de ductos están aislados con 1 in. de aislamiento del fiberglass (R-4.2). la envolvente del ducto y el forro es de 2-in. De espesor está normalmente disponible, y mejora el nivel de aislamiento a R-8. El aumento en el aislamiento es un costo efectivo en sistemas de trayectorias de ducto exterior fuera del espacio acondicionado, como áticos o el plenum espacio con poner-en aislamiento, o al aire exterior (PG&E, 2003). Aisle los dos ductos el de inyección y de retorno trabaje a R-8. Al usar ducto rayado, asegúrese de aumentar el tamaño del ducto considerando el espesor de aislamiento adicional. También considere los incrementos de fricción de línea para aplanar el ducto cuando el tamaño del ducto interesa. Por éstas razones, el aislamiento del ducto en lugar del ducto revestido se recomienda

Reducción del ruido en el sistema de ductos

Los sistemas de ductos pobremente diseñados producen y/o llevan ruido. Excesivo Ruido que puede degradar el IEQ y la productividad en ciertos espacios, especialmente en las aulas de clase.

La Investigación dirigida por Heschong Mahone Grupo bajo el proyecto PIER enlista el ruido como un problema principal en sistemas de HVAC escolares (Heschong Mahone, 2003b).

El ruido en sistemas de ducto es causado por la turbulencia dentro del sistema y el Ruido transmitido por la unidad de HVAC. Las Estrategias que reducen la caída de presión en el sistema de ductos también ayudan a reducir el ruido. Las pautas siguientes le ayudarán proporcionando un diseño de ductos que es ambos eficiencia energética y aceptable acústicamente (ACCA, 1990):

Reduciendo los rangos de la fricción de diseño también reduciendo la velocidad del ducto, la cual reduce el ruido de la turbulencia. Los ajustes de diseño para reducir también las caídas de presión tienen menos problemas de turbulencia de ruido inducido.

- La caída de presión baja en el ducto reduciendo la velocidad del ventilador, el ducto redondo espiral que también reduce el ruido. El cual tiene características mejores de caída de presión es también más rígido que el ducto rectangular, reduciendo "el efecto tambor" de vibración del ducto.

- evitar el uso de ductos aislados para el control de ruido, el ducto forrado incrementa la caída de presión. Un problema común es resolver el problema del ruido relacionado con la alta velocidad del ducto con ductos aislados o silenciadores que aumentan la caída de presión.

- evitar la distribución de línea-de-vista directo de sistemas del conducto entre la unidad de HVAC y el cuarto. Aunque minimizando los montajes se reduce la pérdida de presión, el sistema de ductos debe tener dos cambios por lo menos entre la unidad de HVAC y el cuarto para reducir la transmisión de ruido.

- seleccione difusores que presenten valores de ruido que son apropiados para el espacio servido. Proporcione suficiente trayectoria de ducto recta antes del difusor para minimizar la turbulencia del ruido inducido.

- ubique ramales con dampers que equilibren los difusores para minimizar ruido en caso de que se requiera de un ajuste sustancial.

- Evite las conexiones del línea-de-vista entre difusores que sirven los diferentes espacios para evitar la transmisión de ruido (llamado de "charla cruzada") de un espacio al otro.

Evite localizar la unidad de HVAC en un espacio inmediatamente adyacente al espacio ocupado. Proporcione aislamiento de vibración y suficiente aislamiento acústico para las paredes del cuarto mecánico en situaciones donde esto es inevitable.

Ventilación

Opere los ventiladores de la unidad de HVAC continuamente durante las horas de ocupación para proporcionar una adecuada ventilación. El uso de control de demanda de ventilación en espacios con diseño de alta densidad de ocupación y ocupación intermitente como los espacios de auditoria, espacios encontrados, y así sucesivamente.

Proporcionando ventilación adecuada es un componente importante para la calidad del aire interior. Las estrategias para proporcionar ventilación adecuada se encuentran a menudo en las desigualdades de eficiencia energética; sin embargo, la prioridad de diseñadores y operadores de edificios es reunir primero los requisitos del código de ventilación, entonces preséntense éstos requisitos de manera más eficiente y energéticamente posible.

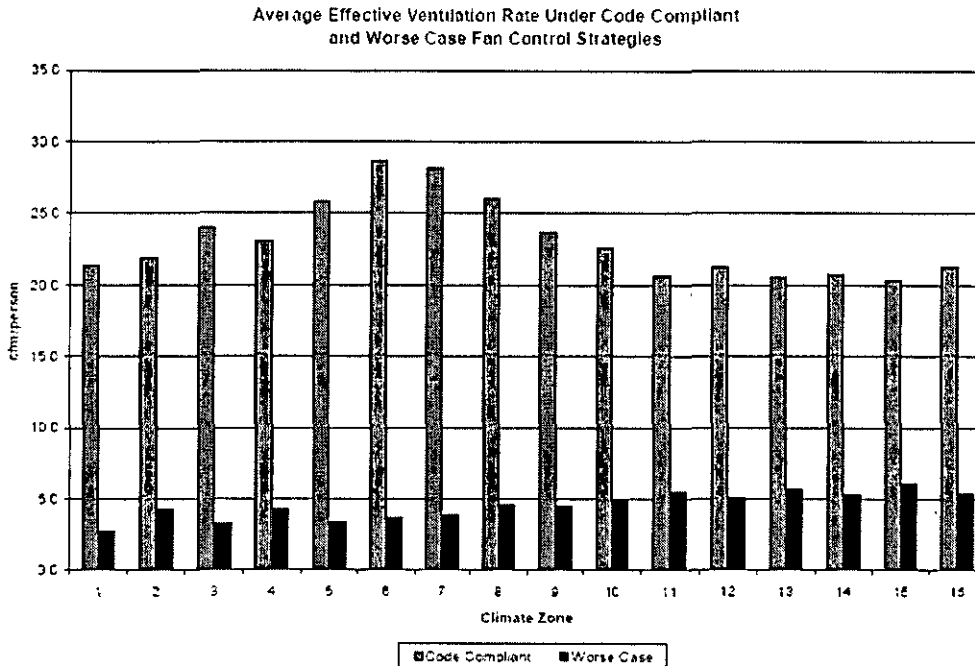
Los sistemas que se encontraron ciclando en encendido y apagado con una solicitud de calefacción y/o enfriamiento fue en el 38% de las unidades probadas en el estudio PIER detrás de este Guía de diseño. Las Normas de Energía del Título 24 requieren que todos los edificios no ventilados naturalmente se ventilen con ventanas operables o otras aperturas estén mecánicamente ventilados. Esto es generalmente cumplido operando el ventilador de la unidad de HVAC continuamente e introduciendo aire fresco. La ventilación mecánica es exigida que ocurra por lo menos 55 minutos fuera de todas las horas que el edificio es ocupado. La ventilación de aire exterior del edificio se proporciona típicamente durante el funcionamiento del ventilador, con la mínima cantidad de determinado aire del exterior por la posición mínima del damper de aire exterior. El suministro de aire fresco continuo durante las horas ocupadas se confía al funcionamiento continuo de la unidad de ventilación del HVAC. Las Normas llevan más allá del requerimiento del funcionamiento del sistema de ventilación por lo menos una hora antes de la ocupación

del edificio normal para purgar la presencia potencial de contaminantes del mobiliario, alfombras, pintura, y otros materiales.

Cuando los ventiladores de las unidades de HVAC son ciclados a encendido y apagado con una solicitud a calefacción o enfriamiento, la ventilación considerada cae dramáticamente. El efecto de ciclado de ventiladores sobre la ventilación efectiva se muestran en la Figura 26 (PG&E, 2000). Observe que la proporción de ventilación efectiva para las unidades con ventiladores ciclados están en el orden de 5 cfm por persona, o aproximadamente un tercio de la proporción mínima asignada por las Normas del Título 24. El funcionamiento continuo del ventilador también reduce el viciado y las variaciones de temperatura localizada que está entre las quejas más comunes en edificios servidos unidades pequeñas de techo.

Figure 26. Proporción de Ventilación eficaz para las unidades de HVAC con Continuo y Entusiastas del Ciclismo

En ambos casos, el damper de aire mínimo exterior se ajusta para proporcionar 15 cfm/persona de aire exterior. El código de casos de quejas utilizo ventilación continua y un economizador en el lado aire. El funcionamiento del Economizador aumenta la proporción de ventilación eficaz sobre la proporción de 15 cfm/persona nominales. Una unidad no equipada con un economizador operado con un ciclo de ventilación eficaz continuo proporcionó menos de 5 cfm/persona en la mayoría las zonas del clima. Fuente: PG&E, 2000.

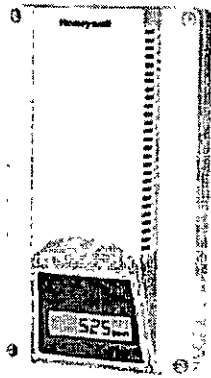


Los sistemas de ventilación control de demanda modulan cantidades de aire del exterior basado en calidad del aire interior moderada. La concentración de CO2 interior normalmente es usado como un indicador de calidad del aire interior. Muchos controles

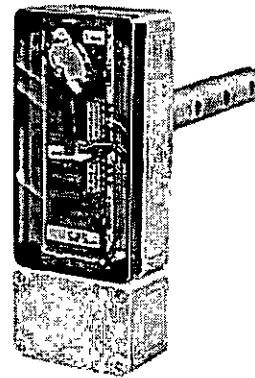
economizadores son construidos incluyendo la capacidad para llevar a cabo ventilación de demanda controlada con la adición de un sensor sencillo de CO_2 . Esta estrategia puede reducir requerimientos de aire exterior durante los periodo de ocupación parcial y proporciona ahorros de energía y reduce la humedad.

Figure 27. CO_2 Sensors

CO_2 sensors attached to a standard economizer controller add demand-controlled ventilation to many rooftop units



Wall mounted CO_2 sensor used in demand-controlled ventilation systems



Duct mounted CO_2 sensor used in demand-controlled ventilation systems

Normalmente se utiliza ventilación de control de demanda en sistemas que alimentan espacios con ocupaciones muy inconsistentes, como auditorias, salas de reunión, y demás. Estos sistemas también pueden ahorrar energía en otros tipos del espacio con altas densidades de ocupación para prevenir la ventilación de espacios (Eley, 2002).

Estrategias de ventilación alternativas

La unidad de HVAC suministra una velocidad generalmente es cuatro veces más grande que la ventilación proporcionada, requiriendo de una potencia excesiva durante, el funcionamiento de solo ventilación. Estrategias de diseño alternativas por proporcionar aire de ventilación, como motor ventilador de dos velocidad o sistemas de velocidad variable enclavados, con el damper de aire exterior (OA) y/o el sensor de CO_2 estos pueden usarse para reducir la potencia del ventilador durante el modo solo ventilación. Otra estrategia es utilizar un ventilador de ventilación dedicado que traiga un suministro constante de aire fresco preferido que confiar en el ventilador de la unidad de HVAC. En este caso, el ventilador de ventilación trabajaría continuamente durante las horas de ocupación, y el ventilador de la unidad de HVAC ciclaría cuando se solicite calefacción y/o enfriamiento.

También puede usarse ventilación natural que utilice ventanas operables para proporcionar ventilación natural en lugar de ventilación mecánica. Esta estrategia puede ser eficaz en zonas de perímetro alimentado en climas templados. Los interruptores de proximidad instalados sobre las ventanas pueden ser utilizados para bloquear los sistemas de HVAC

cuando las ventanas estén abiertas y prevenir la pérdida de energía (Energy Design Resourch, 2002).

Termostatos y controles

Especifique termostatos de dos etapas con la habilidad de programar los puntos de ajuste en el termostato, el horario del ventilador, y el modo de operación independientemente del ventilador. Ubique los termostatos donde la temperatura sea leída por el sensor del termostato que represente la zona servida por la unidad de HVAC.

Los controles usados en sistemas de HVAC pequeños vienen en una variedad de fuentes y quizás no proporcionen el rango completo de opciones de control requerido para optimizar el desempeño del sistema. Un termostato del cuarto sencillo se usa para controlar la mayoría de los sistemas, aunque los sistemas de administración de energía (EMS) están haciendo incursiones en el mercado del edificio comercial pequeño.

Utilice termostatos de dos etapas de grado comercial.

La función primaria del termostato es controlar la salida de calefacción y enfriamiento de la unidad, pero la mayoría de los termostatos también controlan el funcionamiento del ventilador de suministro. Los ventiladores son requeridos para que trabajen continuamente durante las horas de operación, un ciclo de encendido y apagado durante los periodos de horas de desocupación cuando se solicita calefacción y/o enfriamiento. La mayoría de los sistemas que estudiamos tiene la capacidad para llevar a cabo estas estrategias, aun no era fijado correctamente. Termostatos Comerciales (no residencial) deben utilizarse para proporcionar ventilación continua operación / ventilación durante la ocupación. El termostato debe programarse para funcionamiento intermitente del ventilador durante las horas desocupadas, y proporcionar una hora de "purga" del edificio antes de la ocupación.

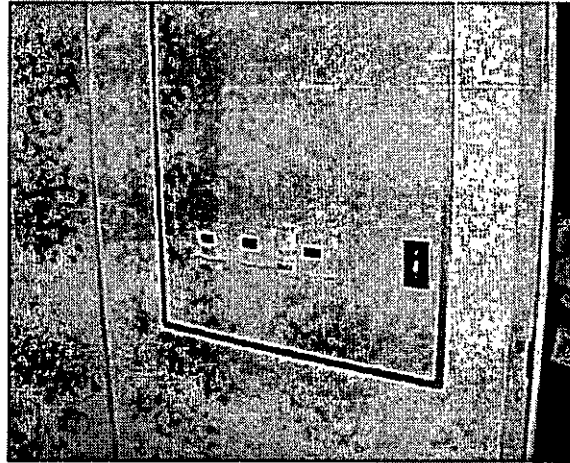
Los diseñadores deben de especificar controles con ajustes por default que son apropiados para aplicaciones comerciales. Los sistemas de Gas electrico con economizadores deben utilizar termostatos con dos etapas de enfriamiento para permitir el funcionamiento integrado del economizador y el sistema de enfriamiento mecanico. Cuando el diferencial temperatura o el control de economizador de entalpia se usa, la primera etapa se utiliza para iniciar el funcionamiento del economizador, y la segunda etapa de enfriamiento es para arrancar el compresor para mantener el control de la temperatura del espacio (EWEB, 2003). Observe que quizas las bombas de calor pueden requerir un termostato de tres etapas de enfriamiento, desde que la primera etapa es algunas veces utilizada para operar la válvula reversible de la bomba de calor.

Algunos termostatos programables son capaces de cerrar el economizador totalmente para reducir la infiltración del aire del exterior durante los periodo desocupados. Esta secuencia de operación se requiere bajo el Título 24, y puede implementarse seleccionando un termostato con estas características aun cuando el control del economizador no proporcione esta capacidad.

La ubicación del termostato puede afectar dramáticamente a las cargas del sistema y el confort de los ocupantes. Desde que el sistema responde a la temperatura del aire del termostato, la ubicación apropiada es importante para el confort y la eficiencia energética. La ubicación de varios termostatos en la misma área general con conflictos de calefacción y enfriamiento en los puntos de ajuste pueden invitar a tener problemas con calefacción y enfriamiento simultáneo, donde existen unidades adyacentes "luchan" cada unidad por mantener los puntos de ajuste seleccionados.

Figure 28. Situación del termostato

Termostatos que controlan tres unidades diferentes que sirven tres laboratorios de computo diferentes a una universidad de la comunidad que se localizan en el corredor, donde ellos son eficazmente incapaces a darse cuenta de la temperatura de los cuartos que estos están controlando.



Interfaces y opciones de control

Pueden configurarse unidades de HVAC modernas con una variedad de opciones del controlador, incluyendo mandos electromecánicos normales, controles con microprocesador, y controladores con capacidad de interface con el EMS. Los controladores normales permiten el uso de termostatos de una variedad de vendedores. En algunas unidades con controles con microprocesador, la lógica de mando del termostato se contiene dentro del controlador de la unidad y el termostato de la zona es meramente un sensor de temperatura.

Las interfaces permiten controlar las unidades por uno de varios sistemas administradores de energía, incluyendo dos fabricantes proveedores de sistemas y un tercer sistema aparte. Estas interfaces le permiten al EMS tomar la mayoría de las funciones del control de la unidad, incluso las solicitudes para calefacción o enfriamiento, la programación y el funcionamiento del ventilador, y el control del economizador. La adición de canales digitales de I/O son incluidos para mantener capacidad de alarma en caso de falla del ventilador, filtros sucios, compresor bloqueado por alta o baja presión, estado del economizador. Información de la Temperatura de inyección y retorno también puede transmitirse a la consola del EMS.

Estos sistemas son muy populares en cadenas de tiendas y ambientes de servicio de comida, permitiendo el control central sobre la operaron del sistema de HVAC y la capacidad de diagnóstico unidad. Ellos trabajan mejor en edificios en los que están ocupados un Horario regular; las aplicaciones en escuelas han sido problemáticas (Heschong Mahone, 2003b).

Comisioning

Comisionar el sistema para asegurar que el intento del diseñador se aplique en el Edificio como se construye. Verifique la instalación apropiada de la unidad utilice checklists pre-funcional y verifique el funcionamiento de la unidad utilizando pruebas de desempeño del control de secuencias, potencia del ventilador, flujo de aire, funcionamiento del economizador, y la carga de refrigerante.

Comisionar es un proceso de aseguramiento de calidad que aumenta la probabilidad que un nuevo edificio presente las intenciones del equipo de diseño, finalmente, las expectativas del cliente (Energy Design Resources, 1998b). En proyectos grandes, el proceso de comisionado puede abarcar el plan entero del proceso de construcción:

- Durante la fase de diseño, el comisionamiento inicia con la selección de un Agente comisionado que ayude a asegurar que la documentación del proyecto refleja las intenciones del diseñador y del dueño.
- Después, el diseñador incorpora los requerimientos de comisionamiento dentro de las especificaciones de diseño.
- Durante la construcción, el agente comisionado es responsable de inspeccionar el edificio para reunir los defectos de la construcción a los que son difíciles de corregir después de la terminación del edificio.
- Cuando el proyecto está cerca de concluir, el agente comisionado y los contratistas dirigen pruebas de desempeño de los sistemas que se están comisionando.
- Al final del proceso de comisionado, el diseñador y los vendedores entrenan a los operadores del edificio cómo operar apropiadamente y mantener el edificio.

Generalmente el comisionamiento de sistemas de HVAC pequeños los enfoques en la documentación de la intención del diseñador, incluyendo las pruebas de comisionamiento en los planes y especificaciones del edificio, probando el sistema, corrigiendo deficiencias, y proporcionando entrenamiento del funcionamiento y mantenimiento a los ocupantes del edificio. Incorporando los requisitos del comisionamiento dentro de las expectativas es muy importante, desde que el contratista basará la oferta en los planes y expectativas, y ajustando las expectativas que el comisionamiento hace se ahorrará mucho en problemas durante el proceso de construcción. El plan del comisionado también debe incluir una copia del contrato de mantenimiento para ayudar al dueño del edificio o operador en obtener los servicios de mantenimiento continuos.

Realice inspecciones pre-funcionales

Antes de dirigir cualquier prueba de comisionamiento, las unidades deben inspeccionarse según un checklist llamado checklist de pruebas pre- y estas deben incluir:

- Presentación de documentos (hojas de especificación, instrucciones de operación y mantenimiento)

Comprobación correcta de la marca y el modelo.

La revisión de la instalación: como conexiones con curvas, puertas operables del gabinete y empaques en su lugar, transporte y retiro de material; un adecuado acceso para mantenimiento.

- El aislamiento instalado en el ducto y buena condición.
- Los Filtros instalados apropiadamente.
- alineamiento de las poleas de ventilador y la correcta tensión de la banda.
- revisar la instalación del Economizador verificar la correcta configuración (downflow o horizontal) y la instalación apropiada de las persianas como se requieren para evitar una desviación del damper.
- probar los bloqueadores del economizador, con adecuado funcionamiento.
- cambio del punto de ajuste del Economizador (para controladores de punto simple) ajuste correctamente
- cableado en campo de los controles instalados correctamente según los planos, instrucciones de instalación y diagramas, especificaciones de diseño del proyecto, incluyendo el correcto cableado eléctrico del sensor remoto de aire exterior (si aplica).

Desconector de protección eléctrica apropiadamente instalado

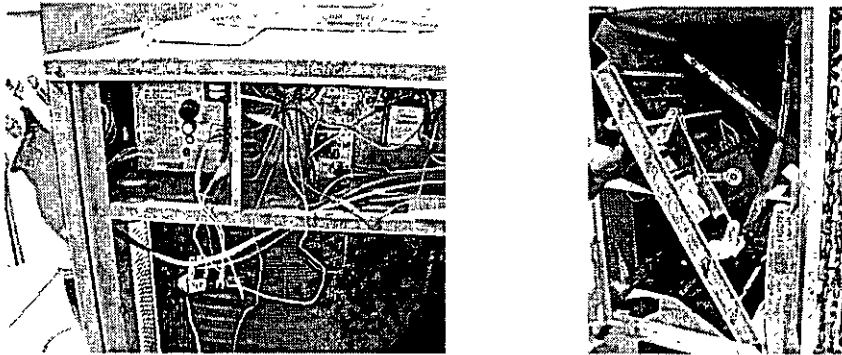
Realice pruebas de desempeño funcional.

El corazón del proceso comisionando es una serie de pruebas llamada funcional pruebas de la actuación. Para las unidades paquete pequeñas, realice las siguiente pruebas funcionales

- Ciclee la unidad a través de varios modos de operacion y observe la respuesta relativa de la unidad para la operación de la secuencia de control, como se muestra en la Figure 29. ¿Cierra el damper de aire exterior cuándo la unidad ha apagado? ¿Viene el segundo compresor adelante como especificó?
- pruebe el economizador. ¿Trabajan los actuadores del economizador? ¿los economizadores se mueven libremente en su rango completo? ¿están calibrados los sensores? Simule condiciones bajo las cuales los economizadores deben operar usando uno de los métodos descritos en la sección de abajo sobre las Pruebas de desempeño Funcional De los Economizadores. Haga que la unidad responda correctamente cuando se sujeta a las condiciones dónde los economizer deben operar?
- Revise la exactitud del sensor. Esta la temperatura del cuarto, temperatura del aire exterior, temperatura de retorno, y/o los sensores de temperatura de inyeccion estan instalados en un lugar razonable y proporcionan adecuadas lecturas.
- Verifique la rotación correcta motor del ventilador de inyeccion y del motor condensador.
- Revise la programación del termostato. Estan los setpoints operando correctamente de acuerdo al horario de los documentos de diseño? El ventilador trabaja continuamente durante las horas de ocupación? ¿corrige el horario según los documentos del plan? Hace la carrera del entusiasta ¿continuamente durante las horas ocupadas?

Figure 29. Pruebas de desempeño funcionales

La fotografía de la izquierda muestra las conexiones utilizadas para simular varios modos de operación. La fotografía de la derecha muestra el spray frío para simular las condiciones de enfriamiento del economizador.



Pruebas de procedimiento funcional del economizador.

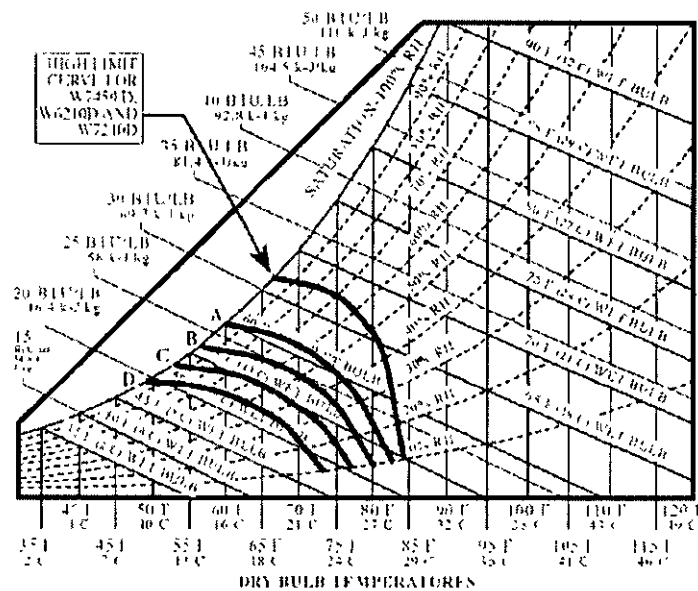
Si la unidad tiene un economizador de punto sencillo y la prueba funcional es dirigida a las condiciones apropiadas de temperatura exterior para enfriamiento del economizador, los siguientes procedimientos pueden ser utilizados para probar el economizador (PECI, 2002^a)

Localizar la temperatura exterior actual (y la temperatura de bulbo para la entalpía del economizador) sobre las curvas proporcionadas por el fabricante, determine el punto de ajuste (A, B, C o D) sobre el controlador del economizador para que pueda iniciar la operación el economizador y cual puede iniciar la operación del compresor. Una curva típica de cambio se muestra en la figura 30.

Ajuste el cambiador del potenciómetro de ajuste además el punto de ajuste esta abajo y las condiciones actuales arriba, esto puede forzar a ambos economizador y compresor a operar.

Figure 30. Economizer Changeover Parcela típica

La figura de abajo muestra los puntos del cambio típico para el controlador del economizador de punto de entalpía. Localice las temperaturas de bulbo seco y de bulbo húmedo del aire exterior en el diagrama y encuentre la curva que le corresponde al ajuste del controlador(A-D). Los economizadores pueden estar abiertos cuando las condiciones del ambiente son a la izquierda de la curva de control.



Ajuste el controlador del economizador el punto de ajuste de cambio para que el economizador opere, y se conecte la primera etapa de la unidad solicitando enfriamiento. Una vez que el economizador este abierto, solicítense la segunda etapa para que inicie el compresor. Confirme que el economizador cierre como la temperatura del aire de suministro a se acerca al punto de ajuste de temperatura de límite bajo del aire del suministro.

- Si la unidad tiene un diferencial de temperatura del o economizador de entalpía, el Procedimiento siguiente puede usarse para probar el economizador.
- Conecte la unidad en una primera etapa para enfriamiento.
- Mida la temperatura de bulbo seco del aire exterior y de retorno (o temperatura de bulbo seco si las unidades tienen un economizador entalpico).
- Confirme la correcta operación del economizador comparando las condiciones del aire exterior y de retorno; si la temperatura del aire exterior es menor que la temperatura de retorno (dentro de la tolerancia de temperatura de los sensores y el controlador "el deadband," los economizadores deben de estar abiertos. Si la temperatura del aire exterior es mayor que la temperatura interior, el economizer, debe cerrarse.

En algunos casos, las condiciones de temperatura del aire exterior no pueden ser conveniente para los procedimientos de la prueba descrita anteriormente. Es posible simular el funcionamiento del economizer calentando el sensor de temperatura del aire exterior utilizando un secador de pelo o enfriando el sensor de temperatura del aire exterior utilizando un spray "frio" utilizados para reparar componentes electrónicos (Vea Figura 29). Este procedimiento es bastante rápido para llevar a cabo y proporcionar una revisión cualitativa de la respuesta del sistema.

Una revisión más cuantitativa que usar un medidor llamado un "calibrador de lazo". Un calibrador de lazo es un dispositivo que puede medir ambas salidas del sensor y generar una señal arbitraria para observar la respuesta del sistema de control. El sensor está desconectado del sistema y al reconectar el calibrador de lazo. La salida del lazo del calibrador se conecta al controlador. La salida del sensor puede compararse a las condiciones prevalecidas para verificar la exactitud del sensor. La simulación de la señal puede ser usada para establecer una condición arbitraria en el controlador y observar la respuesta.

Pruebas funcionales adicionales

También pueden ser incluidas pruebas funcionales adicionales. Estas pruebas pueden descubrir menos problemas obvios pero muy importantes en instalaciones de HVAC:

- Revise el flujo de inyección y retorno de ventilación. Mida el flujo de aire de la unidad con una rejilla de flujo como la mostrada en la Figura 32, y verifique que el flujo del suministro de la unidad se encuentre en las especificaciones de diseño.
- Revise las fugas en los ductos. Use un dispositivo de presurización de ducto para medir las fugas en el sistema de inyección y retorno, y verifique que las fugas en el ducto se encuentren dentro de las especificaciones de diseño.
- Verifique la correcta carga de refrigerante. Mida las presiones del refrigerante en el lado de baja y/o de alta las temperaturas para verificar el correcto sobrecalentamiento (para los dispositivos fijos) o correcto subenfriamiento o aprovechamiento de temperatura (para unidades con válvula termostática de expansión), de acuerdo a instrucciones proporcionadas por el fabricante. También verifique el superheat sobre las Unidades de TXV para verificar funcionamiento apropiado del TXV.
- Verifique el ducto en tramos cortos. Use registrador portátil, alimentado por batería para observar el funcionamiento de la unidad sobre una variedad de condiciones de operación.
Mida la corriente de la unidad, temperatura del aire de inyección, temperatura del aire de retorno, temperatura exterior, y temperatura de la mezcla de aire sobre un periodo de varias semanas si posible. Asegúrese de proteger los medidores del aire exterior de la radiación solar directa utilizando un protector de radiación.

Pueden ser los datos monitoreados graficados a un corto plazo para verificar el funcionamiento correcto del sistema. Un ejemplo de un diagnóstico de economizador que resulta de un monitoreo a corto plazo se muestra en la Figura 31 de abajo:

Figure 31. Economizer Diagnóstico Parcelas

El software de diagnóstico traza los datos supervisados a corto plazo en varios formatos para ayudar a diagnosticar problemas del sistema. Aquí, la diferencia entre la temperatura del aire de entrada del serpentín de enfriamiento (es decir mezclado) y la temperatura del aire de retorno ($T_{mix}-T_{return}$) en el eje vertical (Y) se traza contra la diferencia entre la temperatura del aire exterior (ambiente) y la temperatura del aire de retorno en

el eje horizontal (X). La pendiente de la línea es igual a la fracción del aire exterior. Unidades con aire exterior fijo (ningún economizer) tengan una relación de línea recta entre estos datos. Unidades sin funcionar los economizadores muestran un cambio característico en la pendiente a la izquierda de la línea vertical (Y) del eje, como se muestra aquí. La pendiente en esta región es igual a uno y indicando un economizer funcionando con bulbo seco que permite 100% del aire exterior.

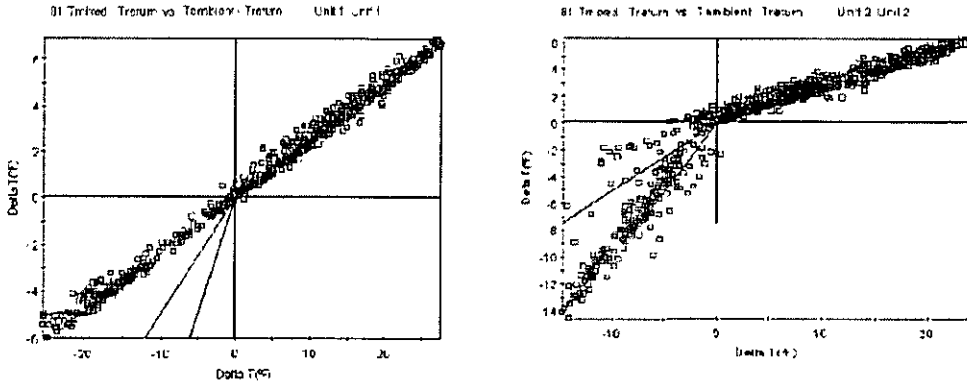


Figure 32. Reja de Flujo

Una reja de flujo se usa para medir la proporción del flujo de aire y como se instala. Una serie de rejillas de flujo son instaladas en lugar de los filtros; la proporción de flujo de aire a través de cada reja se registra sobre un manómetro digital.

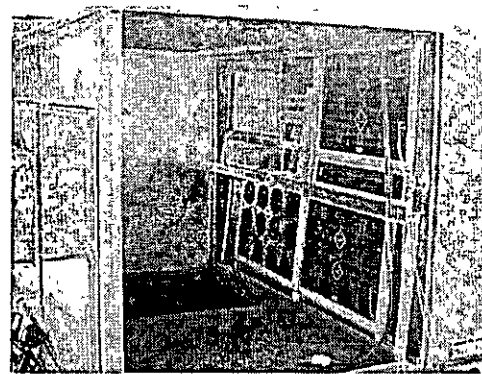
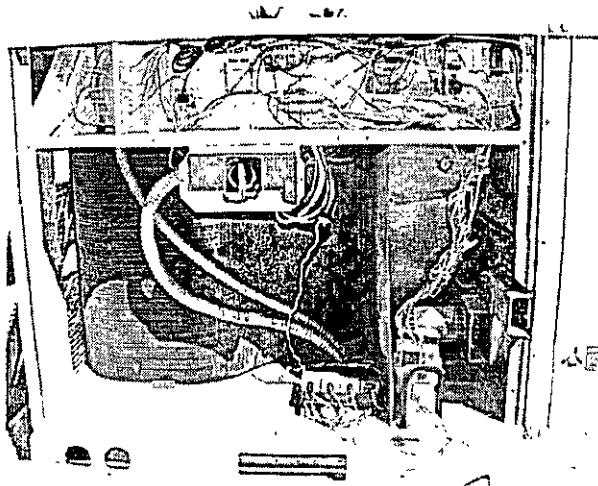


Figure 33. Monitoreo a corto plazo con un registrador del Datos Portátil
 Monitoreo a corto plazo de una unidad de techo. Observe el portátil, la batería del registrador de datos al fondo del centro de la fotografía.



Operación y mantenimiento

Proporcione detalles de diseño de la buena operación de la instalación y prácticas de mantenimiento. Proporcione expectativas al dueño del edificio sobre que puede incluir el contrato del servicio de mantenimiento.

Las unidades paquete son generalmente diseñadas para una vida de servicio corta así como la instalación del equipo. Ellos también se exponen a elementos ambientales que pueden estresar el funcionamiento del equipo. Ambos pueden contribuir más a necesidades de mantenimiento frecuente. Los problemas tienden a ocurrir durante los periodos de stress del sistema causada por clima sumamente caliente o frío. Esto desalienta la oportuno Inspección y reparación. Si los problemas ocurren durante tiempo húmedo o helado, el mantenimiento y la reparación realmente pueden ser arriesgadas.

Teniendo presente estos problemas le ayudarán a mejorar el plan de mantenimiento de las unidades. Un poco de mantenimiento preventivo durante el clima bueno debe ayudar a optimizar la operación, uso de energía, y el confort minimizando "las sorpresas" durante las inclemencias del tiempo.

Proporcione acceso razonable a la azotea

El mantenimiento de unidades paquete de techo se ignora a menudo debido al hecho que ellos están en el techo, donde ellos están fuera de la visión y fuera de la mente. Acceso típicos a al techo está por una escalera vertical y compuerta de techo. Los artículos guardados pueden bloquear el acceso a la escalera que no se piensa en inspecciones frecuentes. Asegurar el acceso al techo previniendo el acceso libre de obstrucciones, y asegurar que el personal de mantenimiento tenga acceso seguro a la llave del candado de la

compuerta del techo. Proporcione estacionamiento para vehículos cerca del acceso del techo para el servicio según sea posible.

Mantenimiento rutinario

El mantenimiento regular es un componente importante de eficiencia energética, confort, y la prevención prematura de falla del equipo. Revisiones de Rutina simple s pueden evitar que costosas llamadas del contratista de mantenimiento para diagnosticar o arreglar un sencillo Problema de mantenimiento. Unos actividades de mantenimiento rutinarias incluyen:

- Revise el estado de la banda del ventilador y la tensión correcta.
- Revise los filtros.
- Revise el acoplamiento del economizador para su ajuste y libre movimiento. Asegurese que el economizador cierre completamente el paso de retorno del aire totalmente cuando admite 100% aire del exterior.
- pruebe el funcionamiento del economizer como se describió en el capítulo de comisionado.

Arranque la unidad y permita que trabaje por 15 minutos. Cheque la temperatura del aire de inyeccion después de que la unidad ha estabilizado su operación. Revise la carga de refrigerante utilizando los procedimientos descritos en el capítulo del comisionado. Asegurese reemplazar el pivote de la válvula Schrader si la carga de refrigerante es probada. Lubrique partes en movimiento (incluyendo el damper y el acoplamiento)

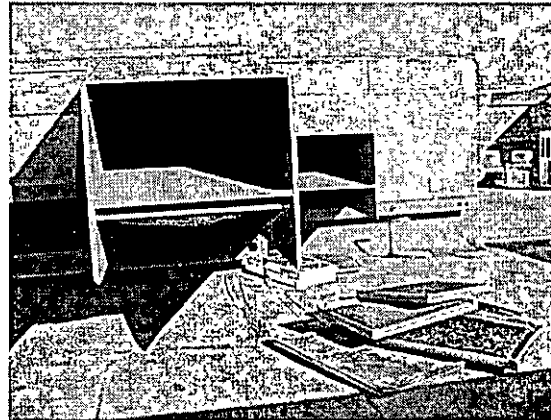
Revise ajuste y coloque los accesos a los paneles
Inspeccione cableado y conexiones electricas.

Los contratos de mantenimiento anual son comunes. Si usted ha considerado uno, asegurese que el personal cuente con buena experiencia. El personal de mantenimiento en edificios con unidades de paquete son sub calificados, con limitado entrenamiento y experiencia. Las tareas de mantenimiento rutinario pueden ser adaptadas para faciles de usar como "hojas de engaño". Ubique listas en los puestos para fomentar el mantenimiento proactivo. Historicos de mantenimiento e instrucciones de servicio del fabricante para todas las unidades pueden ayudar a estar en una carpeta de fácil lectura. Los contratos de mantenimiento requieren de un seguimiento en sitio.

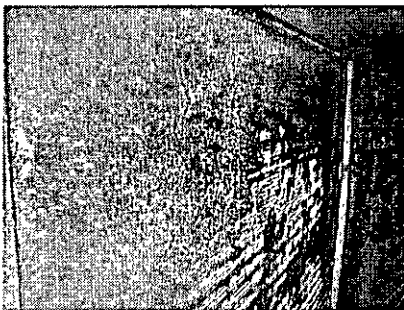
Los contratos de mantenimiento para unidades paquete de techo son frecuentemente seleccionados sobre las bases de minimo precio, sin una adecuada consideración por el actual trabajo desempeñado. (PECI 2002) Los servicios de mantenimiento avanzado proporcionan puntos adicionales de mantenimiento, pero mas costoso que el paquete basico de bajo precio. Asegurese de entienda y especifique el trabajo a ser desempeñado antes de obtener ofertas sobre los contratos de servicio.

Figure 34. Salón de mantenimiento de la Vergüenza

Las fotografías siguientes fueron tomadas en un restaurante de reciente construcción después de una pronta visita por el contratista de servicio de HVAC. En el techo se encontró basura, filtros viejos, sucios y la "pantalla contra pájaros" doblada y deshecha.



Este motor del ventilador se cayó de su base dentro del serpentín evaporador. Aunque el refrigerante no estaba perdido, no había ningún flujo de aire. Las quejas de confort siguieron durante semanas y fue culpado a un problema del termostato. Una simple revisión del sistema podría haber descubierto este problema más tempranamente.



RECOMENDACIONES IMPORTANTES

En esta Guía hemos discutido varios temas que relacionan al diseño, instalación, funcionamiento, comisionamiento y mantenimiento de Sistemas de HVAC. Un número de problemas documentados en el campo tienen sus raíces en una o más de estas áreas. Cómo puede la industria evitar éstos problemas en el futuro? Vemos varios pasos que pueden tomarse para que mejore la innovación sobretodo en sistemas de HVAC paquetes:

- Practique las estrategias de evitar carga como reducir la potencia de la iluminación, vidrio y tragaluces de alto desempeño, techos frescos, y mejorar las técnicas de aislamiento del techo en el plan del edificio global.

Dimensione las unidades utilizando métodos ASHRAE aceptando que consideran apropiadamente las estrategias de evitar carga llevadas a cabo en el plan, y utilice Supuestos sobre la conexión de la potencia de la carga y las cantidades de aire de ventilación cuando el equipo es dimensionado.

- Seleccione el tamaño de la unidad y el flujo de aire basado en calculo de cargas sensibles sin sobredimensionar. Considere el incremento de flujo de la unidad para mejorar la capacidad sensible en climas secos.

- Especifique unidades que presenten normas CEE Tier 2 (actualmente existe la clasificación Tier 3, vea el anexo).de eficacia, incorpore motores ventiladores de eficiencia Premium, válvulas de expansión termostatica, economizador instalado en fábrica y prueba de trabajo, con rango diferencial en lugar de control de simple punto de cambio.

- Diseñe sistemas de distribución con bajas velocidades para reducir la caída de presión y el ruido. Selle y aislé los sistemas de ductos localizados fuera del envolvente térmico del edificio.

- Opere los sistemas de ventilación continuamente para proporcionar ventilación adecuada de aire. Incorpore ventilación por control de demanda para reducir las cargas de calefacción y enfriamiento.

- Especifique termostatos de enfriamiento de dos etapas de grado comercial con la capacidad de programar la operación del ventilador independientemente de los puntos de ajuste de enfriamiento y calefacción.

- Comisione los sistemas prioritarios para la ocupacion través de una combinación de el checklists y pruebas funcionales del equipo de control, funcionamiento del economizador, los rangos de flujo de aire y la potencia del ventilador.

- Desarrolle expectativas claras sobre los servicios proporcionados por personal de mantenimiento a los HVAC