

**“DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN EQUIPO DE PRETRATAMIENTO DE
AIRE DE VENTILACION SEGÚN CODIGO 62 DE ASHRAE, PARA EL
LABORATORIO DE RESISTENCIA DE MATERIALES DE LA C.U.T.B.”.**

RICARDO CRUZ SOLANO

ELIAS DAVID BOBADILLA VASQUEZ

**Proyecto de grado, presentado como requisito para optar el titulo de
Ingeniero Mecánico.**

Director.

ING. JAIME TEHERAN DIAZ

Jefe de Mantenimiento C.I. Vikingos S.A.

CORPORACION UNIVERSITARIA TECNOLOGICA DE BOLIVAR.

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA.

CARTAGENA D.T. Y C.

2003

**“DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN EQUIPO DE PRETRATAMIENTO DE
AIRE DE VENTILACION SEGÚN CODIGO 62 DE ASHRAE, PARA EL
LABORATORIO DE RESISTENCIA DE MATERIALES DE LA C.U.T.B.”.**

RICARDO CRUZ SOLANO

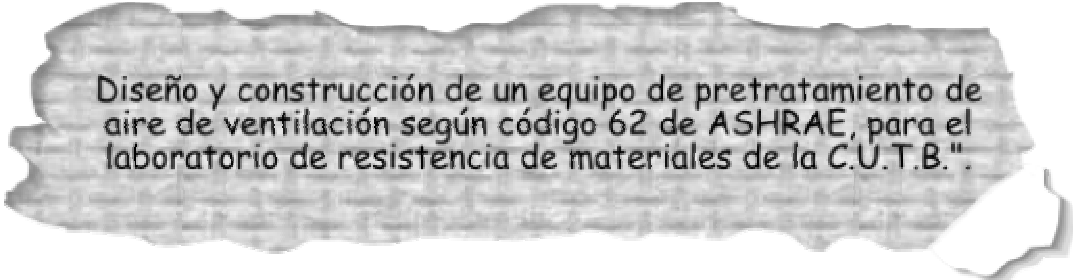
ELIAS DAVID BOBADILLA VASQUEZ

CORPORACION UNIVERSITARIA TECNOLOGICA DE BOLIVAR

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

CARTAGENA DE INDIAS D.T. Y C.

2003



Diseño y construcción de un equipo de pretratamiento de aire de ventilación según código 62 de ASHRAE, para el laboratorio de resistencia de materiales de la C.U.T.B."

**“DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN EQUIPO DE PRETRATAMIENTO DE
AIRE DE VENTILACION SEGÚN CODIGO 62 DE ASHRAE, PARA EL
LABORATORIO DE RESISTENCIA DE MATERIALES DE LA C.U.T.B.”.**

AUTORES: Ricardo Cruz Solano

Elias David Bobadilla Vásquez

OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir un equipo de pretratamiento de aire para ventilación, que permita remover la humedad y calor latente de aire exterior para cumplir los requerimientos de ventilación según **códigos 62 de ASHRAE** para el laboratorio de resistencia de materiales de la C.U.T.B.

METODOLOGIA

En nuestro proyecto de grado la información primaria fue recopilada de los datos obtenidos en empresas donde la refrigeración y aire acondicionado son el principal objetivo, y en libros y documentales actualizados acerca de las nuevas medidas de ventilación y alternativas de pretratamiento de aire exterior.

Nota de aceptación

Presidente del Jurado

Jurado

Jurado

ARTICULO 107

La Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar se reserva el derecho de propiedad intelectual de todos los trabajos de grado aprobados, los cuales no pueden ser explotados comercialmente sin su autorización.

Cartagena de Indias, 11 de abril de 2003

Señores:

COMITÉ DE PROYECTOS DE GRADO

Facultad de Ingeniería Mecánica

Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar

L.C.

Estimados señores:

De la manera más cordial nos dirigimos a ustedes, con el propósito de presentarles y someter a su consideración nuestro proyecto de grado titulado **“DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN EQUIPO DE PRETRATAMIENTO DE AIRE DE VENTILACION SEGÚN CODIGO 62 DE ASHRAE, PARA EL LABORATORIO DE RESISTENCIA DE MATERIALES DE LA C.U.T.B.”**, el cual de ser aprobado, nos permitirá optar el título de Ingeniero Mecánico.

Ricardo Cruz Solano
Cód.: 9803004

Elías D. Bobadilla
Cód.: 9703007

Cartagena de Indias, 11 de abril de 2003.

Señores:

COMITÉ DE PROYECTO DE GRADO

Facultad de Ingeniería Mecánica

Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar

L.C.

Estimados señores,

Por medio de la presente ratifico mi aceptación para ser el director del proyecto de grado, titulado **“DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN EQUIPO DE PRETRATAMIENTO DE AIRE DE VENTILACION SEGÚN CODIGO 62 DE ASHRAE, PARA EL LABORATORIO DE RESISTENCIA DE MATERIALES DE LA C.U.T.B.”** presentado por los estudiantes **RICARDO CRUZ SOLANO** y **ELIAS BOBADILLA VASQUEZ**.

Cordialmente,

JAIME TEHERAN DIAZ

Jefe de Mtto. C.I. Vikingos S.A.

Dedicatoria

A Dios por escucharme e iluminar mi camino. A mis padres Sinai y Rosaura, quienes con inmensos sacrificios hicieron posible la culminación de este proyecto.

Agradecimientos

A Jaime Teherán Díaz, Ingeniero Mecánico y Director de ésta investigación por su valioso apoyo.

A mi escudería conformada por Jesús Darío y Alexander por darnos incentivos en el proyecto.

A Oscar Javier, mi gran hermano.

A Carlos Cuadro y Edgar Escobar por sus favores incondicionales.

A todas las personas que de uno u otro modo colaboraron en la realización de éste proyecto de grado.

Ricardo

Dedicatoria

A mis padres Alfredo y Yadira quines me brindaron todo el apoyo necesario para la realización de este proyecto.

Agradecimientos

- *Jaime Teherán*
- *Carlos Cuadros*
- *Edgar Escobar*

y a todos mis amigos cercanos, que de una u otra forma contribuyeron a la realización de este proyecto.

Elías David

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	11
1. HISTORIA DEL AIRE ACONDICIONADO	13
2. PSICROMETRIA	14
2.1 Aire Atmosférico	15
2.2 Propiedades Termodinámicas del Aire Húmedo	17
2.2.1 Temperatura de Bulbo Seco	18
2.2.2 Temperatura de Punto de Rocío	18
2.2.3 Temperatura Termodinámica de Bulbo Húmedo	19
2.2.4 Presión de Vapor	19
2.2.5 Razón de Humedad	19
2.2.6 Humedad Relativa	19
2.2.7 Grado de Saturación	20
2.2.8 Entalpía	20
2.2.9 Volumen Específico	20
2.3 La Carta Psicrométrica	20
2.3.1 Procesos de Calentamiento, Enfriamiento, Humidificación y Deshumidificación.	22
2.4 Ecuaciones Psicrométricas	27
3. VENTILACION	30
3.1 Concepto	30

3.1.1	La ventilación mínima	31
3.2	Funciones de la Ventilación	35
3.3	Tipos de Ventilación	35
3.3.1	Ventilación por Sobrepresión	35
3.3.2	Ventilación por Depresión	36
3.3.3	Ventilación Ambiental o General	37
3.3.4	Ventilación Localizada	37
3.4	Situación del Extractor	38
3.5	Ventilación General	40
3.6	Ventilación Localizada	42
4.	CALIDAD DE AIRE INTERIOR – VENTILACION MINIMA	46
4.1	Ventilación residencial	50
4.1.1	Combinando ventilación e infiltración residencial	51
4.2	Ventilación no residencial	52
4.3	Criterios generales de diseño	52
4.3.1	Edificaciones públicas y comerciales	52
4.3.2	Hoteles	53
4.3.3	Hospitales y centros de salud	53
4.3.4	Ambientes para plantas y animales	55
5.	SINDROME DEL EDIFICIO ENFERMO – CAUSAS	56
5.1	¿Qué es el síndrome del Edificio Enfermo?	57
5.2	Ventilación Inadecuada	59
5.3	Escasa Filtración	60

5.4 Contaminación de los Sistemas de Ventilación	61
5.5 Síntoma de los Edificios Enfermos	61
6. EVAPORADORES	63
6.1 El efecto refrigerante del evaporador	63
6.2 Coeficiente de transferencia de calor	65
6.3 Empleo de aletas en el flujo de aire	70
7. CONDENSADORES	73
7.1 Zona de funcionamiento	73
7.2 Coeficiente global de transferencia de calor	75
7.3 Superficie de condensación	77
8. VENTILADORES	79
8.1 Conceptos de ventilador	79
8.2 Conceptos del sistema	81
8.3 Punto de operación	84
8.4 Ajustando el funcionamiento del ventilador	86
8.5 Estimación de la presión estática	88
8.6 Leyes de ventilación	89
9. CARGA TERMICA	92
9.1 Definición de carga térmica	92
9.2 Información general	92
9.3 Consideraciones iniciales de diseño	94
9.4 Momento del día con carga pico de enfriamiento	95
9.5 Cálculo de carga térmica Laboratorio de resistencia de materiales	97

10. TRATAMIENTO TOTAL DEL AIRE	100
10.1 Requerimientos del Código 62 de ASHRAE	100
10.2 Solución de Pretratamiento	102
10.3 Alimentación Directa a Espacio	103
10.4 Cálculo de los Requerimientos de Remoción de Energía	104
10.4.1 Selección del serpentín de enfriamiento	107
10.4.2 Selección del compresor hermético	110
10.4.3 Selección del serpentín condensador	110
10.4.4 Selección de tuberías para red de refrigerante	113
10.4.5 Selección del ventilador centrífugo	114
10.5 Recalentamiento	116
11. EVALUACION ECONOMICA	121
11.1 Alternativa A	121
11.2 Alternativa B	122
11.3 Selección de la alternativa conveniente	124
CONCLUSION	125
BIBLIOGRAFIA	127
ANEXOS	128

LISTA DE TABLAS

2.1 Composición química del aire	16
3.1 Renovación de aire en locales habitados	41
3.2 Modelos de bocas de captación	43
4.1 Contaminantes y sus fuentes en el aire interior	47
4.2 Edificaciones públicas y comerciales	52
4.3 Hoteles	53
4.4 Hospitales y centros de salud	54
4.5 Ambientes para plantas y animales	55
6.1 Analogía entre el flujo de calor y de electricidad	66
6.2 Evaporadores, Coeficientes globales de transmisión de calor U	69
7.1 Condensadores, Coeficientes globales de transmisión de calor U	77

LISTA DE FIGURAS

1.1 Lord Kelvin	13
2.1 Procesos de calentamiento, enfriamiento, humidificación y deshumidificación	22
2.2 Proceso de enfriamiento	23
2.3 Enfriamiento y deshumidificación	24
2.4 Ejemplo práctico del proceso	25
2.5 Carta psicrométrica simplificada	26
3.1 Historia de los índices mínimos de ventilación	32
3.2 Ventilación por sobrepresión	36
3.3 Ventilación por depresión	36
3.4 Ventilación ambiental o general	37
3.5 Ventilación localizada	38
3.6 Casos diversos de ventilación	39
3.7 Captación de emisión nociva	42
3.8 Ubicación de campana	44
3.9 Captación de partículas	45
6.1 Enfriamiento de un fluido en el evaporador	63
6.2 Evaporadores acorazados para enfriamiento de líquido	64
6.3 Mecanismo de transferencia de calor en un serpentín	66
6.4 Aspecto general de un evaporador con aletas	71

6.5 Distribución de temperaturas en una aleta	71
7.1 Variación de temperatura en un condensador	74
7.2 Temperatura de condensación constante	74
8.1 Curva del ventilador	80
8.2 Variaciones en la curva del ventilador	80
8.3 Curva de resistencia del sistema	82
8.4 Variación de la curva de resistencia del sistema	82
8.5 Punto de operación	85
8.6 Variación de los puntos de operación	86
8.7 Medición de la presión estática	88
8.8 Guía para la presión estática	91
9.1 Laboratorio de resistencia de materiales	98
9.2 Cálculo de carga térmica por MC2	99
10.1 Esquema de pretratamiento de aire exterior	102
10.2 Alimentación directa a espacio acondicionado	104
10.3 El proceso de deshumectación y calentamiento del aire	107
10.4 Curvas de factor de calor de compresión	111
10.5 Esquema del equipo de pretratamiento de aire	118
10.6 El proceso de deshumectación y calentamiento del aire	118

LISTA DE ANEXOS

Anexo A. Valores de resistencia para materiales de construcción y aislamiento	129
Anexo B. Ganancia de calor por radiación solar a través de vidrios	133
Anexo C. Factores de ganancia de calor por radiación solar a través de vidrios	134
Anexo D. Factores de transmisión de calor para vidrios	135
Anexo E. Diferencias equivalentes de temperatura para paredes soleadas y sombreadas	136
Anexo F. Diferencias equivalentes de temperatura para ganancias de calor a través de techos planos	137
Anexo G. Ganancias de calor por personas	138
Anexo H. Carta psicrométrica – sistema internacional de unidades	139

Anexo I. Carta psicrométrica – sistema inglés de unidades	140
Anexo J. Vista frontal equipo	141
Anexo K. Vista lateral equipo	142
Anexo L. Vista superior equipo	143
Anexo M. Vista tridimensional equipo	144
Anexo N. Carta de selección de tuberías – línea de succión	145
Anexo O. Carta de selección de tubería – línea de líquido	146
Anexo P. Carta de selección de tubería – línea de gas caliente	147
Anexo Q. Catálogo de compresores TECUMSEH	148
Anexo R. Características de ventiladores centrífugos curvados hacia delante	149
Anexo S. Manual de operación software psicrométrico	150

INTRODUCCION

Con la implementación de los códigos 62 de ventilación de ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air – Conditioning Engineers, Inc.) para edificios nuevos y existentes, muchos administradores de edificaciones están enfrentando nuevos problemas de aire interior en la forma de alto grado de humedad y moho. Este proyecto evalúa los efectos colaterales que no se planearon al incrementar los volúmenes de aire exterior, y describe una manera de resolver o evitar estos nuevos problemas de calidad del aire interior sin necesidad de reemplazar las manejadoras de aire.

La ventilación natural a través de ventanas móviles fue el único medio de ventilación disponible en edificios antes del desarrollo de la industria de energía eléctrica a finales del siglo XIX. La compañía B. F. Sturtevant, de Boston, desarrolló un fuelle centrífugo hidráulico en 1880, pero solo servía para la estación cálida. El mayor problema era indudablemente el recalentamiento de los edificios. A él se sumaba el de la distribución adecuada del calor y la ventilación del aire.

Los controles termostáticos se inventaron hacia 1880, pero también carecían de fuentes de energía. Así que los promedios ideales de ventilación y control de la temperatura solo se pusieron alcanzar a principios del siglo XX, cuando la energía

eléctrica se generalizó. Todavía en 1920 se estaba estudiando la localización de ventanas abiertas y de cuartos de aspirado. La difusión del aire acondicionado en los 30 volvió obsoleta la ventilación natural. Ahora tenemos una mejor idea de lo que deberían ser las tasas de ventilación y de las condiciones ideales de temperatura y humedad. El embargo petrolero de 1974 ha atraído la atención hacia el gasto de energía. La planeación y funcionamiento de los sistemas actuales debe buscar un equilibrio adecuado entre la climatización, la calidad del aire y el consumo de energía.

1. HISTORIA DEL AIRE ACONDICIONADO¹



Fig. 1.1 Lord Kelvin

Fue en el año 1842 cuando Lord Kelvin inventó el principio del aire acondicionado. Con el objetivo de conseguir un ambiente agradable y sano, el científico creó un circuito frigorífico hermético que se basa en la absorción del calor a través de un gas refrigerante.

Para ello, se basó en 3 principios:

1. El calor se transmite de la temperatura más alta a la más baja.
2. El cambio de estado del líquido a gas absorbe calor. Ej. Si humedecemos la mano en alcohol, sentimos frío en el momento en que este se evapora, puesto que absorbe el calor de nuestra mano.
3. La presión y la temperatura están directamente relacionadas. Ej. En un recipiente cerrado (olla presión) necesitamos proporcionar menor cantidad de calor para llegar a la misma temperatura.

¹ www.daikin.es

2. PSICROMETRIA²

El estudio detallado de las propiedades de la mezcla de aire seco y vapor de agua es de tal importancia que constituye una ciencia aparte, la psicrometría.

La psicrometría se define como "aquella rama de la física relacionada con la medición o determinación de las condiciones del aire atmosférico, particularmente respecto de la mezcla de aire seco y vapor de agua", o bien "aquella parte de la ciencia que está en cierta forma íntimamente ligada a las propiedades termodinámicas del aire húmedo".

En el secado y almacenamiento, uno de los conceptos más importantes es el contenido de humedad de equilibrio. Así se denomina al intercambio recíproco de humedad entre materiales higroscópicos, tales como los granos, y el aire que los rodea; la condición de intercambio recíproco de humedad indica el equilibrio que hay entre el aire y el material. Se establece dicho equilibrio cuando la presión de vapor que corresponde a la humedad del producto es igual a la presión de vapor de la humedad presente en el aire, en condiciones fijas de temperatura. Por tanto, en los estudios de higroscopia, las propiedades termodinámicas del aire húmedo son de fundamental importancia.

² <http://www.fao.org/inpho/vlibrary/x0057s/X0057S00.htm>

El conocimiento de las condiciones de humedad y temperatura del aire es de gran importancia también en muchos otros aspectos de la actividad humana. La conservación de productos tales como frutas, hortalizas, huevos y carnes, en cámaras frigoríficas, depende en gran medida de la mantención de la adecuada humedad relativa del ambiente. La pérdida de peso depende de la humedad del aire en la cámara de almacenamiento; si la humedad es baja, la pérdida de peso es elevada.

2.1 AIRE ATMOSFÉRICO

Por sus dimensiones y por los procesos físico-químicos que se produjeron, el planeta Tierra posee hoy una capa gaseosa que lo envuelve, la que constituye la atmósfera de la Tierra y es esencial para las formas de vida que se encuentran en ella.

El aire atmosférico se compone de una mezcla de gases, vapor de agua y una mezcla de contaminantes, tales como humo, polvo, y otros elementos gaseosos que no están presentes normalmente, en lugares distantes de las fuentes de contaminación.

Por definición, existe aire seco cuando se ha extraído todo el vapor de agua y los contaminantes del aire atmosférico. Mediante extensas mediciones se ha

demostrado que la composición del aire seco es relativamente constante, si bien el tiempo, la ubicación geográfica y la altura determinan pequeñas variaciones en la cantidad de componentes. La composición porcentual, en volumen o número de moles por 100 moles de aire seco, aparece en el siguiente cuadro:

Tabla 2.1 Composición química del aire (Tomado de www.fao.org/inpho/vlibrary/x0057s/X0057S00.htm)			
Sustancia	Fórmula	Masa molecular (Kg. Kg.-mol⁻¹)	Porcentajes en volumen (moles/ 100 moles)
Nitrógeno	N ₂	28,016	78,084
Oxígeno	O ₂	32,000	20,9496
Argón	Ar	39,948	0,934
Dióxido de carbono	CO ₂	44,010	0,0314
Neón	Ne	20,183	0,001818
Helio	He	4,0026	0,000524
Metano	CH ₄	16,03188	0,0002
Dióxido de azufre	SO ₂	64,064	0,0001
Hidrógeno	H ₂	2,01594	0,00005
Criptón	Kr	83,800	0,0002
Ozono	O ₃	48,000	0,0002
Xenón	Xe	131,300	0,0002

La masa molecular aparente del aire seco es de 28,9645 kg-mol y la del vapor de agua es de 18,1535 kg-mol, ambas en la escala del carbono 12 (ASHRAE, 1977). El aire seco, normalmente tiene vapor de agua asociado, lo que da origen al que se denomina aire húmedo, que es una mezcla binaria de aire seco y vapor de agua. La cantidad de vapor presente en la mezcla puede variar entre cero y un valor correspondiente al estado de saturación. Esto corresponde a la cantidad máxima de vapor de agua que el aire puede soportar a una temperatura determinada.

2.2 PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL AIRE HÚMEDO

Hay diversas propiedades termodinámicas fundamentales ligadas a las propiedades del aire húmedo. Hay dos propiedades independientes, además de la presión atmosférica necesarias para establecer el estado termodinámica del aire húmedo.

Tres propiedades se relacionan con la temperatura:

1. Temperatura de bulbo seco
2. Temperatura termodinámica de bulbo húmedo
3. Temperatura del punto de rocío.

Algunas propiedades termodinámicas caracterizan la cantidad de vapor de agua presente en el aire húmedo:

1. Presión de vapor
2. Razón de humedad
3. Humedad relativa
4. Grado de saturación

Otras propiedades de fundamental importancia, relacionadas con el volumen ocupado por el aire y con la energía del aire, respectivamente, son:

1. El volumen específico
2. La entalpía.

La entalpía y el volumen específico son propiedades de la mezcla de aire seco y vapor de agua, pero para mayor comodidad se expresan sobre la base de una unidad de masa de aire seco.

La temperatura psicrométrica de bulbo húmedo. (T_{bh}) no es una propiedad termodinámica de la mezcla de aire seco y vapor de agua y se tratará separadamente.

A continuación se presenta una breve descripción de cada una de estas propiedades.

2.2.1 Temperatura de bulbo seco (T_{bs}). La temperatura de bulbo seco, es la verdadera temperatura del aire húmedo y con frecuencia se la denomina sólo temperatura del aire; es la temperatura del aire que marca un termómetro común.

2.2.2 Temperatura de punto de rocío (T_{pr}). La temperatura de punto de rocío, es la temperatura a la cual el aire húmedo no saturado se satura, es decir, cuando el vapor de agua comienza a condensarse, por un proceso de enfriamiento, mientras que la presión y la razón de humedad se mantienen constantes.

2.2.3 Temperatura termodinámica de bulbo húmedo (Tbh). La temperatura termodinámica de bulbo húmedo, es la temperatura de equilibrio que se alcanza cuando la mezcla de aire seco y vapor de agua pasa por un proceso de enfriamiento adiabático hasta llegar a la saturación.

2.2.4 Presión de vapor (Pv). La presión de vapor, es la presión parcial que ejercen las moléculas de vapor de agua presentes en el aire húmedo. Cuando el aire está totalmente saturado de vapor de agua, su presión de vapor se denomina presión de vapor saturado (Pvs).

2.2.5 Razón de humedad (razón de mezcla) (W). La razón de humedad del aire, se define como la relación entre la masa de vapor de agua y la masa de aire seco en un volumen dado de mezcla. Algunos autores confunden los términos razón de humedad y humedad absoluta; la humedad absoluta, denominada también densidad del vapor de agua, es la relación entre la masa de vapor de agua y el volumen que ocupa la mezcla de aire seco y vapor de agua.

2.2.6 Humedad relativa (%HR). La humedad relativa del aire, se define como la razón entre la presión de vapor de agua en un momento dado (Pv) y la presión de vapor de agua cuando el aire está saturado de humedad (Pvs), a la misma temperatura. La humedad relativa se puede expresar como decimal o como porcentaje.

2.2.7 Grado de saturación (m). El grado de saturación, es la relación entre la razón de humedad real de la mezcla (W) y la razón de humedad del aire en estado de saturación (W_s), a igual temperatura y presión atmosférica.

2.2.8 Entalpía (h). La entalpía de la mezcla de aire seco y vapor de agua, es la energía del aire húmedo por unidad de masa de aire seco, por encima de una temperatura de referencia; dado que en ingeniería sólo las diferencias de entalpía tienen interés práctico, el valor que se escoja para la temperatura de referencia carece de importancia.

2.2.9 Volumen específico (Ve). El volumen específico del aire húmedo, se define como el volumen que ocupa la mezcla de aire seco y vapor de agua por unidad de masa de aire seco. La masa específica del aire húmedo no es igual al recíproco de su volumen específico. La masa específica del aire húmedo es la relación entre la masa total de la mezcla y el volumen que ella ocupa.

2.3 LA CARTA PSICROMÉTRICA³

Una carta psicrométrica es la representación gráfica de las propiedades termodinámicas del aire húmedo, es decir, de la mezcla de aire más vapor de

³ Nota técnica desarrollada por la Unidad de Servicios Técnicos de FiberGlass Colombia S.A.

agua. Con ella se pueden analizar gráficamente las propiedades esenciales del aire lo cual facilita además la solución de diferentes problemas termodinámicos.

La carta psicrométrica, es probablemente el mejor modo de mostrar lo que sucede al aire y al vapor de agua, cuando cambian estas propiedades.

La carta es publicada por ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air conditioning Engineers), y es la más comúnmente usada en la industria.

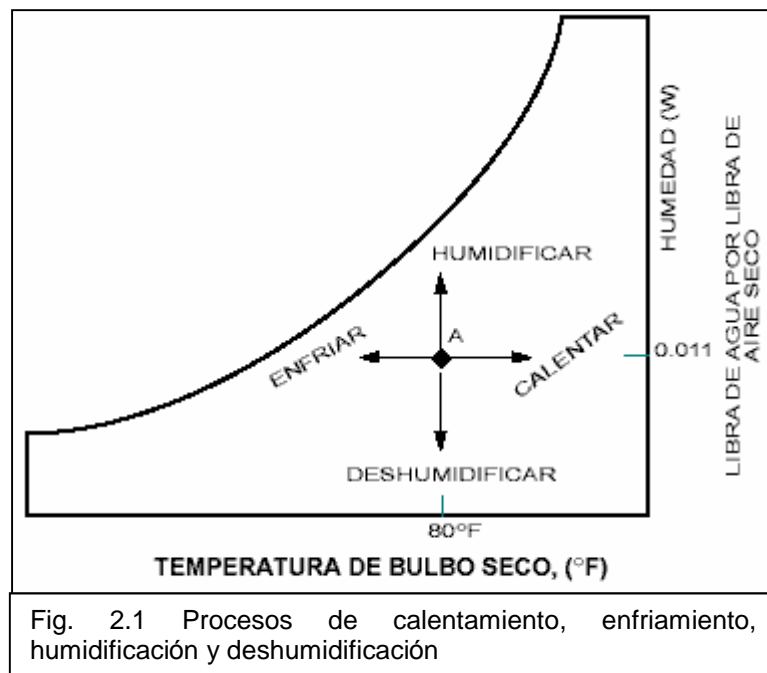
Algunos fabricantes han desarrollado sus propias cartas, las cuales varían únicamente en estilo y construcción, pero las relaciones de las propiedades del aire son las mismas.

Para determinar todas las propiedades del aire húmedo, sólo se necesita conocer dos de las anteriores propiedades y el resto de ellas se pueden encontrar con toda facilidad.

Para hacer esta carta, todo lo que tenemos que hacer es iniciar una gráfica con los datos de temperatura ordinaria, llamada temperatura de bulbo seco, ubicándolos sobre el eje horizontal, luego colocamos en la escala vertical la cantidad de humedad que posee el aire denominada como relación de humedad que se expresa generalmente en libras de agua por cada libra de aire seco.

2.3.1 Procesos de calentamiento, enfriamiento, humidificación y deshumidificación. Sabemos que el aire puede contener diferentes cantidades de humedad, dependiendo de su temperatura; si contiene toda la humedad posible, se dice entonces que el aire está *saturado* porque ha alcanzado el 100% de humedad posible.

Entonces los procesos de acondicionamiento del aire como el calentamiento, el enfriamiento, la humidificación y deshumidificación se pueden mostrar gráficamente en la carta.

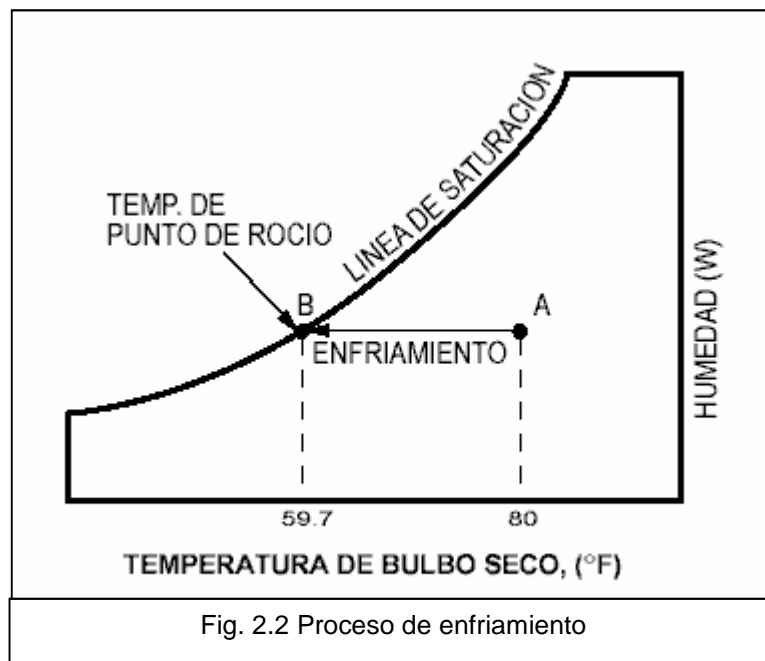


Si asumimos un punto cualquiera (A) en la gráfica anterior, con una temperatura y un factor de humedad conocidos; si fuéramos a calentar el aire sin añadir

humedad, el punto se movería a la derecha sobre la línea horizontal, mostrando aumento en la temperatura de bulbo seco.

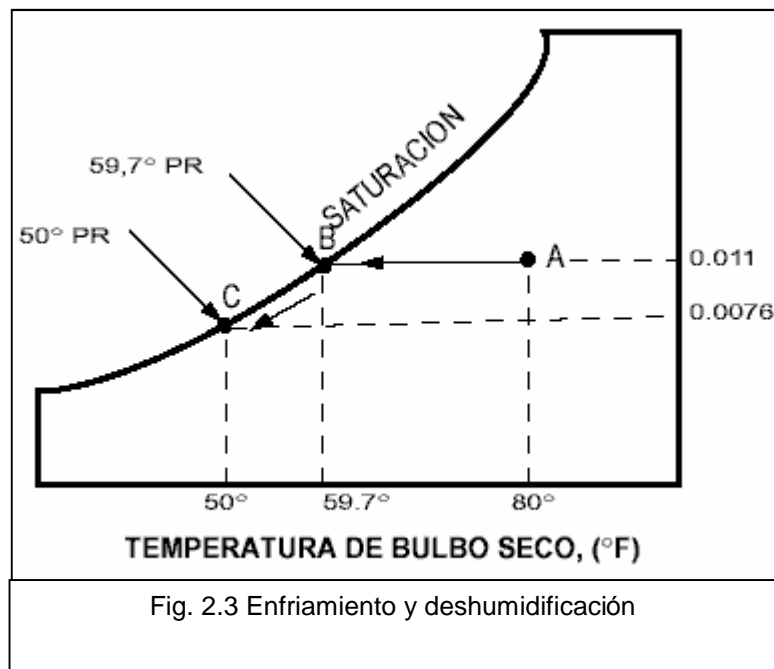
Si fuéramos a añadir humedad (humidificar) sin cambiar la temperatura, el punto se movería verticalmente hacia arriba, pero si se redujera la humedad (deshumidificar), se movería verticalmente hacia abajo.

Si la muestra de aire anterior se enfría lo suficiente, eventualmente llegará un instante en que se alcanza la curva de saturación, punto B en la figura 2.2, situación en la cual no puede contener más vapor de agua para la condición dada y se empezará a condensar algo de ese vapor de agua.

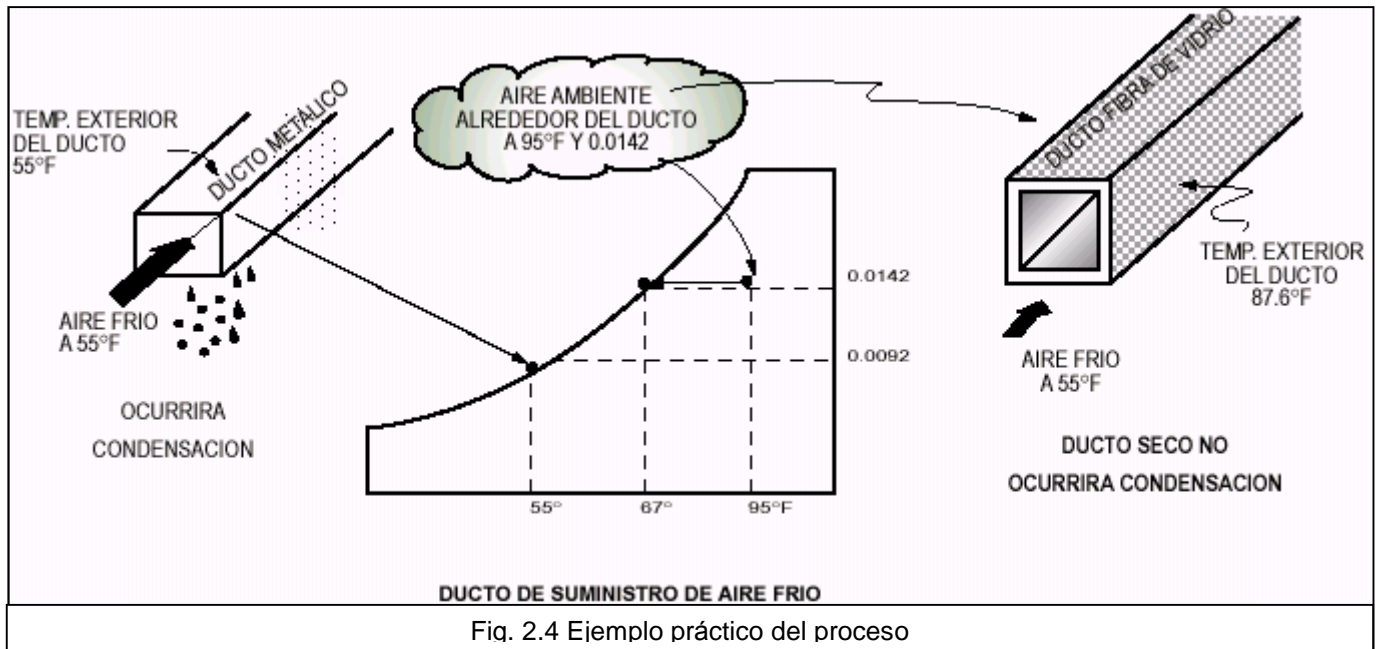


La temperatura a la cual ocurre esta situación se denomina temperatura de punto de rocío, siempre existirá este riesgo para una temperatura ambiente y un contenido de humedad en el aire.

Asumamos que disponemos de una muestra de aire a 80°F (26.8°C) que contiene 0.011 libras de agua (punto A en el gráfico) al enfriarlo llegaremos hasta el punto B en el cual la temperatura es 59.7°F (15.4°C) en donde es inminente la condensación correspondiendo a la temperatura del punto de rocío. Ahora, si la muestra se enfría más, por ejemplo, hasta 50°F (10°C), la humedad se condensará siguiendo la línea de saturación hasta el punto C (figura siguiente) en donde tendrá un punto de rocío de 50°F y una humedad de sólo 0.0076 libras de agua.



Un ejemplo práctico de este proceso, ocurre en un ducto metálico de transporte de aire frío para acondicionamiento del aire de un recinto, (Figura 2.4), el cual pasa a través de un área húmeda no acondicionada. ¿Sudará (condensación) el ducto y será necesario aislarlo?



Supongamos que el aire frío transportado tiene una temperatura de 55°F (12.8°C) la cual será probablemente también la temperatura superficial exterior del ducto metálico, asumamos también que la temperatura del aire ambiente alrededor del ducto está a 95°F (35°C) con 0.0142 libras de humedad.

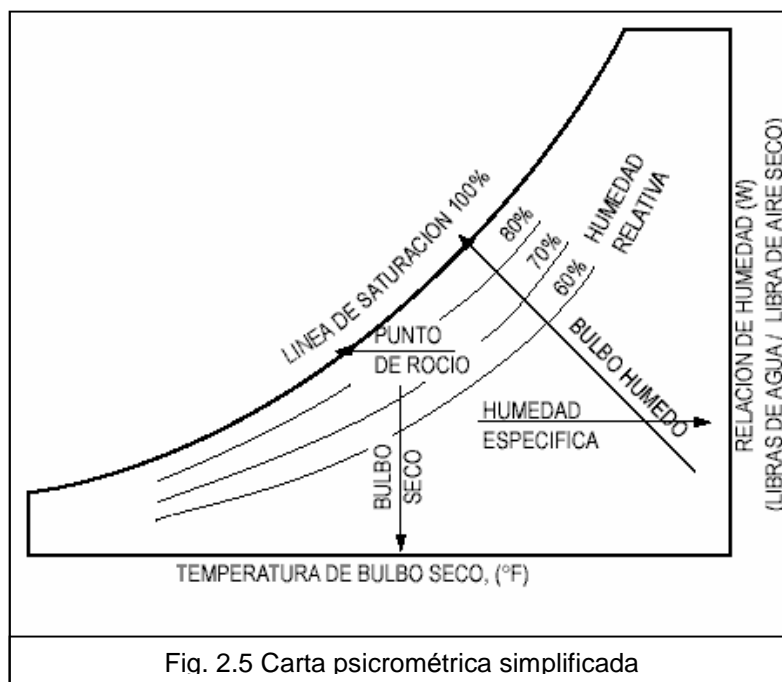
Esta condición del aire exterior implica una temperatura de saturación (punto de rocío) de 67°F (19.4°C), cualquier superficie que posea una temperatura por debajo del punto de rocío provocará inminentemente la condensación y la única

forma de evitarlo es a base de *aislamiento*.

En consecuencia este ducto será necesario aplicarle aislamiento en cantidad suficiente para asegurar, que la temperatura superficial exterior sobre el aislamiento sea estrictamente superior al punto de rocío al menos en un grado, mientras no se cumpla esta condición siempre existirá riesgo de condensación.

El siguiente elemento en nuestra carta es la construcción de las *curvas de humedad relativa* para condiciones parcialmente saturadas.

Sabemos que la humedad relativa es 100% en la línea de saturación, podemos dibujar líneas para 80%, 60%, 40%, etc., ya que sabemos el contenido de humedad específica en relación a las temperaturas.



2.4 ECUACIONES PSICROMÉTRICAS

Hay en la literatura ecuaciones exactas y termodinámicamente congruentes para la razón de humedad, volumen específico, entalpía, grado de saturación y presión de vapor de agua saturado. Dichas ecuaciones se elaboraron sobre la base de los conceptos de termodinámica estadística, tomando en cuenta las fuerzas intermoleculares que hacen que el aire atmosférico se comporte como un gas no ideal. En ASHRAE (1977) se publican tablas de las propiedades del aire húmedo, construidas a partir de dichas ecuaciones.

Por la complejidad de las ecuaciones que se utilizaron en la preparación de dichas tablas, se elaboraron ecuaciones simplificadas que suministran resultados aproximados a los valores reales, sobre la base del supuesto de que el aire húmedo se comporta como un gas ideal. Estas ecuaciones simplificadas son las que se usan para calcular parámetros psicrométricos a presiones atmosféricas diferentes de las que se usaron para construir las tablas y gráficos psicrométricos, y son adecuadas para la mayoría de las aplicaciones en ingeniería. En cambio, para fines que exijan resultados exactos, las ecuaciones de los gases ideales son en cierto modo limitadas.

A continuación se presentan las ecuaciones psicrométricas, cuyos símbolos están definidos en la lista que viene al final de este capítulo; las unidades pertenecen al sistema internacional (SI).

➤ **Presión de Vapor de Agua Real**

$$P_V = P_{VS,BH} - a_1 P(T_{BS} - T_{BH})$$

➤ **Línea de Saturación, P_{vs}**

$$P_{VS} = EXP(60.433 - \frac{6834.271}{T_{BS}} - 5.16923 \ln T_{BS}); 273.16 \leq T_{BS} \leq 366.5^\circ K$$

➤ **Humedad Relativa, %HR**

$$\% HR = \frac{P_V}{P_{VS}} \times 100$$

➤ **Razón de Humedad, W**

$$W = 0.62198 P_V / (P - P_V); 255.38 \leq T_{BS} \leq 533.16^\circ K$$

➤ **Volumen Específico, V_e**

$$V_e = 287.05 T_{BS} / (P - P_V); 255.38 \leq T_{BS} \leq 533.16^\circ K$$

➤ **Entalpía de Vaporización del Hielo en la Saturación, h_{lg}**

$$h_{lg} = 2502535.259 - 2385.75424(T_{BS} - 273.16); 273.16 \leq T_{BS} \leq 338.72^\circ K$$

➤ **Línea de Bulbo Húmedo, T_{BH}**

$$P_{VS,BH} - P_V = B(T_{BH} - T_{BS})$$

$$\text{En la que } B = \frac{1006.9254(P_{VS,BH} - P) \left(1 + 0.15577 \frac{P_v}{P} \right)}{0.62194 h_{lg}}$$

➤ **Temperatura del Punto de Rocío, T_{PR}**

$$T_{PR} = C_1 \left(\frac{P_v}{1000} \right)^{C_2} + C_3 \ln \left(\frac{P_v}{1000} \right) + C_4$$

donde

$$C_1 = 33.38269$$

$$C_2 = 0.2226162$$

$$C_3 = 7.156019$$

$$C_4 = 246.76411$$

➤ **Entalpía, h**

$$h = 1006.9254(T_{BS} - 273.16) + 4186.8W(T_{PR} - 273.16) + h_{lg}W + 1875.6864W(T_{BS} - T_{PR})$$

La mayoría de las veces se obtiene el valor de la temperatura de bulbo seco junto con otro parámetro psicrométrico, esto es, temperatura de bulbo húmedo, humedad relativa o temperatura de punto de rocío. A partir de dichas mediciones se puede obtener una o todas las demás propiedades termodinámicas del aire húmedo. Las ecuaciones presentadas se pueden usar para calcular dichas propiedades del aire húmedo. El orden en que se apliquen depende sobre todo de los parámetros conocidos.

3. VENTILACION⁴

3.1 CONCEPTO, HISTORIA Y DESARROLLO DE LA VENTILACION Y DEL CONTROL DE LA TEMPERATURA

Puede definirse la ventilación como aquella técnica que permite sustituir el aire ambiente interior de un local, considerando inconveniente por su falta de pureza, temperatura inadecuada o humedad excesiva, por otro exterior de mejores características.

Cuando el hombre llevó el fuego a su morada, descubrió que necesitaba una apertura en el techo que dejara salir el humo y entrar el aire para mantener el fuego encendido. El primer estímulo para ventilar un espacio fue, pues, controlar la combustión. Y dado que el fuego le daba al lugar una temperatura agradable, la comodidad térmica estuvo íntimamente ligada a la ventilación.

Las investigaciones empezaron a tratar de definir lo que se entendía por "aire malo". La discusión sobre si el "aire malo" era el resultado de la reducción de oxígeno o del exceso de dióxido de carbono duró muchos años. Pettenkofer (1862) concluyó que los responsables de la corrupción del aire no eran ni el

⁴ Por John E. Janssen – AC/R Latinoamérica Vol.5 N°3 2002

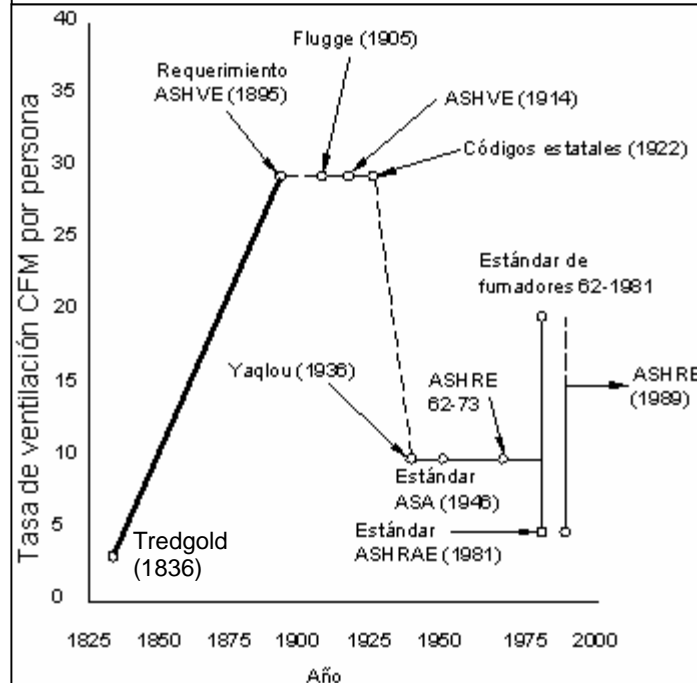
oxígeno ni el dióxido de carbono sino mas bien los contaminantes biológicos. Creía, al igual que Saeltzer (1872) y otros, que el CO₂ era un útil sustituto del aire viciado.

3.1.1 La ventilación mínima. De acuerdo con Klaus (1970), T. Tredgold, un ingeniero de minas nacido en Cornish, publicó el primer cálculo de la mínima cantidad de aire ventilado que se necesitaba. Partiendo del ritmo respiratorio calculó que un sujeto necesitaba 800 pulg³/min de aire puro para eliminar el CO₂ de sus pulmones. Calculó además que la remoción de la humedad corporal requería de 5,184 pulg³/min y las linternas de los mineros exigían 432 pulg³/min, para un total de 6,415 pies³/min, o cerca de 4 pies³/min (2 L/s).

Estos cálculos, basados en la medida de los flujos de humedad, no tomaban en cuenta el CO₂ ni la concentración de humedad exhalada por los ocupantes. El cálculo de Tredgold buscaba satisfacer las necesidades metabólicas, pero no consideraba la ventilación necesaria para lograr la comodidad.

Los esfuerzos posteriores para ofrecer parámetros cuantitativos para la ventilación de los edificios han fluctuado entre los cálculos de Tredgold y los que prescriben más de 30 pies³/min (14 L/s) por ocupante, como se observa en la figura siguiente. Hubo entonces una dicotomía creciente en cuanto a los objetivos de la ventilación: ¿Debía basarse en necesidades psicológicas o en factores de comodidad?

Fig. 3.1 Historia de los índices mínimos de ventilación.



Según Klaus, en 1895 ASHVE adoptó la opinión de que los ingenieros estaban dispuestos a aceptar las ideas de los higienistas y los fisiólogos. Recomendaban 30 pies³/min (14 L/s) por persona como tasa mínima de ventilación. Esto exigía ventilación mecánica y descargaba la responsabilidad del diseño del sistema y de su construcción en los ingenieros.

En 1880, la ley de Massachussets estipulaba 30 pies³/min de aire exterior por persona. En 1895, la ASHVE adoptó como valor mínimo de ventilación 30 pies³/min (14 L/s) por ocupante y en 1914 propuso que se creara una ley que sostuviera esta misma cifra.

Flugge (1905) y sus discípulos, Heyman, Paul y Ercklentz, del Institute for Hygiene, de Breslau, Alemania, confirmaron mediante varios experimentos la recomendación de 30 pies³/min (14 L/s) de aire exterior por ocupante fue adoptada rápidamente por los códigos estatales de construcción. Massachusetts ya había promulgado tal ley en 1880. Hacia 1925, veintidós estados exigieron un mínimo de 30 pies³/min de aire exterior por ocupante, lo cual hacía precisa la ventilación mecánica, que fue posible gracias al desarrollo de la industria de energía eléctrica.

Yaglou, Riley y Coggins (1936) continuaron con un estudio más exhaustivo en Harvard. Se usó un cuarto con un área de superficie de 155 pies² (14 m²) y un techo de 9 pies, 2,5 pulgadas (2.8 m). Como cuarto de control de los evaluadores se utilizó una habitación contigua de iguales dimensiones. Todas las ventanas estaban protegidas y las ranuras estaban selladas. El cuarto del evaluador estaba ventilado a una proporción de 50 pies³/min (24 L/s) por ocupante para preparar el sentido del olfato de los evaluadores. Un evaluador entraba a la habitación de prueba para medir su olor, daba su juicio y volvía al cuarto de preacondicionamiento sin olor, donde se restablecía su sentido del olfato.

Yaglou y sus colaboradores detectaron una estrecha correlación entre la tasa de ventilación necesaria y la red de espacio aéreo por ocupante. Así, por ejemplo, a 150 pies³/min (4 m³) por persona, se necesitaban 20 pies³/min (9 L/s) de aire exterior para mantener la percepción del olor del cuerpo en un nivel aceptable de 2 en la escala de Lembeng. Si la densidad de ocupación disminuía hasta el

equivalente de un espacio aéreo de 300 pies³ (8 m³) por ocupante, la ventilación se reducía a 12 pies³/min para los adultos sedentarios. Los niños colegiales necesitaban 25 pies³/min (12 L/s) a 150 pies³ (4 m³) por niño y 17 pies³/min (8 L/s) a 300 pies³ (8 m³) por niño.

Yaglou empezó a desarrollar una carta de comodidad en 1925. El código determino como tasa mínima de ventilación 10 pies³/min (4.7 L/s) por persona para el estándar de iluminación de 1946 de la American Standards Association (ASA).

La investigación de ASHVE termino en un conjunto de información que condujo a la Norma 55 para climatización y a la 62 para ventilación, ambas de ASHRAE. La primera, Norma 62-1973 ANSI/ASHRAE, Standard for Natural and Mechanical Ventilation, consignaba los porcentajes mínimos y Los porcentajes recomendados para 226 usos y fue la base de la mayoría de los códigos estatales. La norma se actualizo en 1989. La Norma 62-1989, Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality, ha sido ampliamente difundida.

Así, la norma 62-1989 adopto como mínimo los 15 pies³/min (7.5 L/s) de aire exterior por ocupante.

Janssen (1986) halló, a partir del trabajo de Leaderer y Cain (1983) y Thayer (1982) que era suficiente con 15 pies³/min (7,5 L/s) de aire exterior por ocupante

para reducir la concentración de humo de cigarrillo a un nivel aceptable para el 80% de la población a la tasa reducida de humo vigente en la actualidad. Así, la norma 62-1989 no diferenciaba entre humo permitido y humo prohibido. La nueva norma, sin embargo, exigía más ventilación para usos como bares, salas de cócteles y salas de fumadores, donde se espera que la actividad de fumar produzca mayores niveles de humo de cigarrillo.

3.2 FUNCIONES DE LA VENTILACIÓN

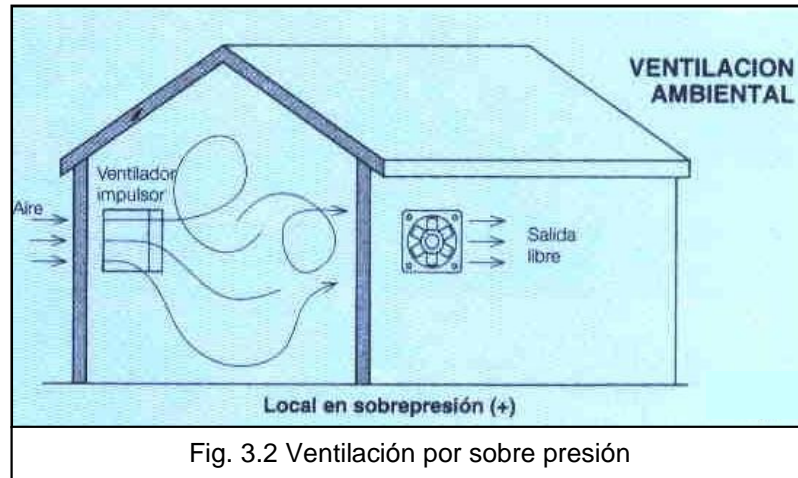
A los seres vivos, personas principalmente, la ventilación les resuelve funciones vitales como la provisión de oxígeno para su respiración y el control del calor que producen, a la vez que les proporciona condiciones de confort afectando a la temperatura del aire, su humedad, la velocidad del mismo y la dilución de olores indeseables.

A las máquinas e instalaciones y procesos industriales la ventilación permite controlar el calor, la toxicidad o la potencial exposividad de su ambiente.

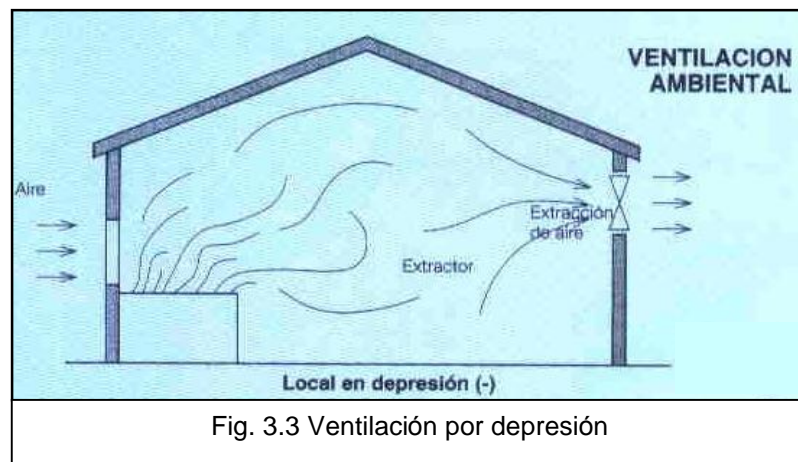
3.3 TIPOS DE VENTILACIÓN

3.3.1 Ventilación por Sobrepresión. Se obtiene insuflando aire a un local, poniéndole en sobrepresión interior respecto a la presión atmosférica. El aire fluye

entonces hacia el exterior por las aberturas dispuestas para ello. A su paso el aire barre los contaminantes interiores y deja el local lleno de aire puro exterior.



3.3.2 Ventilación por Depresión. Se logra colocando el ventilador extrayendo el aire de un local, lo que provoca que este quede en depresión atmosférica.



El aire penetra desde afuera por abertura adecuada, efectuando una ventilación de iguales efectos que la anterior.

3.3.3 Ventilación Ambiental o General. El aire que entra en el local se difunde por el espacio interior antes de alcanzar la salida.

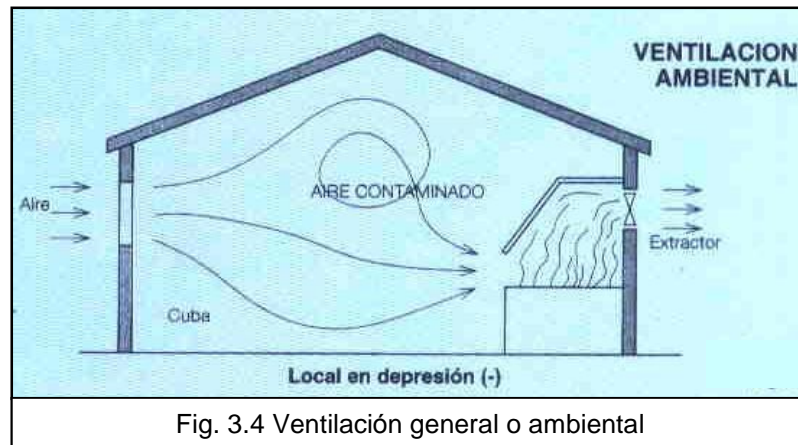


Fig. 3.4 Ventilación general o ambiental

Este tipo de ventilación tiene el inconveniente de que, de existir un foco contaminante de concreto, como es el caso de las cubas industriales con desprendimientos de aire y vapores molestos o tóxico, el aire de una ventilación general esparce el contaminante por todo el local antes de ser captado por la salida.

3.3.4 Ventilación Localizada. En esta forma de ventilación el aire contaminado es captado en el mismo lugar que se produce, evitando su difusión por todo el local.

Se logra a base de una campana que abrace lo más estrechamente posible el foco de contaminación y que conduzca directamente al exterior el aire captado.

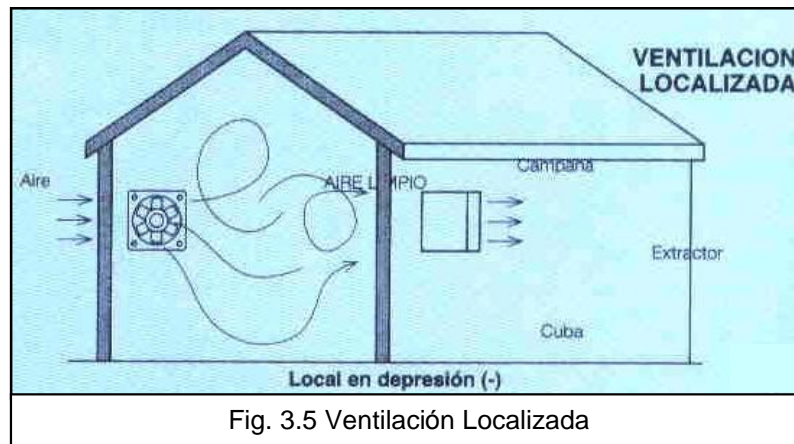


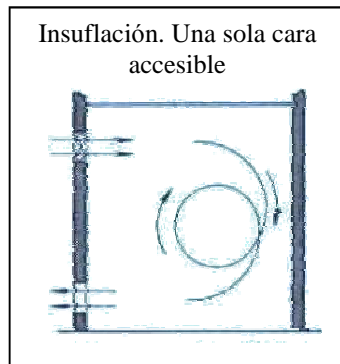
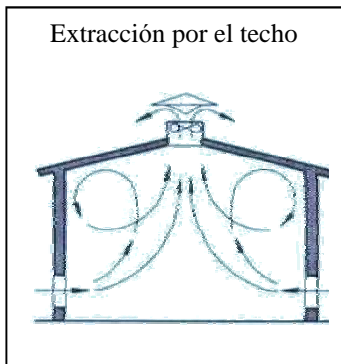
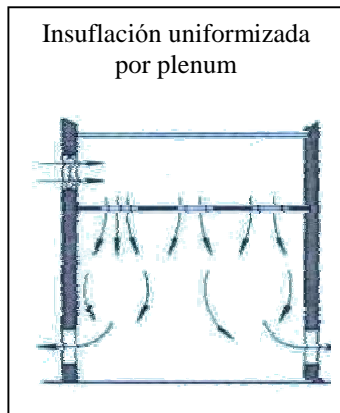
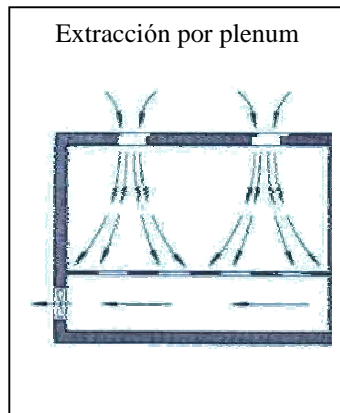
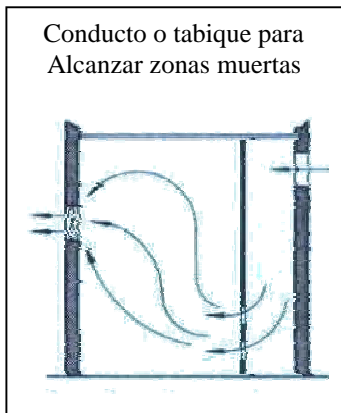
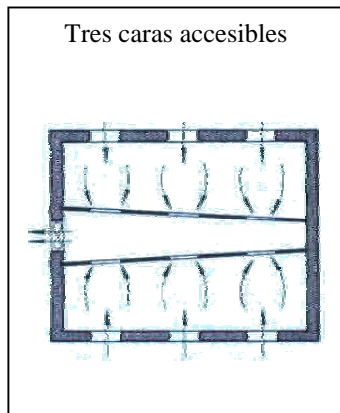
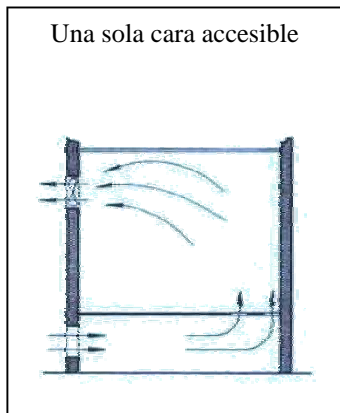
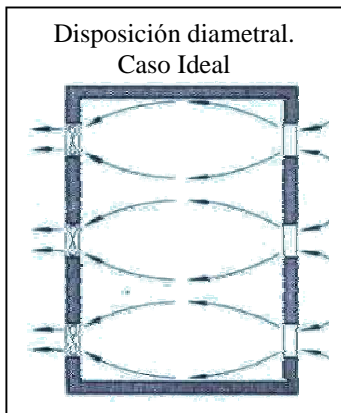
Fig. 3.5 Ventilación Localizada

3.4 SITUACIÓN DEL EXTRACTOR

Los diversos edificios reales, con la gran variedad de construcción que existen, dificultan que se den normas fijas respecto a la ventilación. Se dan, no obstante, unas directrices generales que deberían seguirse:

1. Los ventiladores deberían situarse diametralmente opuestas a la entrada de aire, de modo que el caudal de ventilación atravesase toda la zona contaminada.
2. Colocar los extractores cerca de los focos de contaminación para captar el aire nocivo antes de que se difunda por el local.
3. Alejar el extractor de una ventana abierta o entrada de aire exterior, para evitar que entre de nuevo aire expulsado.

Las figuras a continuación nos muestran los diversos casos, así, como las soluciones para lograr las recomendaciones indicadas.



Todas estas disposiciones suponen que el aire extraído se desecha y se lanza al exterior, practica poco recomendable en caso de aire calefaccionado en época de invierno. Para poder recuperar parte de la energía del mismo hay que proceder a recirculaciones.

3.5 VENTILACIÓN GENERAL

Para ventilar un local por ventilación general o ambiental, lo primero que debe considerarse es el tipo de actividad de los ocupantes del mismo. No es lo mismo una oficina moderna, espaciosa con bajo índice de ocupación, que una cafetería, una sala de fiesta, un taller de confección, un salón de clases o sala de estudio.

La razón para ventilar los hábitos humanos es la de proporcionar un ambiente higiénico y confortable al los ocupantes, ya que se estima que pasan encerrados un 90% de su tiempo. Hay que diluir el calor corporal, controlar la humedad, el calor, el humo de cigarrillos y la polución que desprenden los muebles, si los hay, maquetas, suelos y paredes de los edificios, además de los resultantes de las eventuales actividades industriales.

Una forma de proceder es calcular el caudal de aire necesario con base en el numero de ocupantes y en razón a 7.5 litros por segundo y persona para los casos

normales en los que no sea significativa la polución provocada por elementos ajenos a las personas.

Sin embargo, si se hace difícil prever el número de ocupantes y se cree mejor referirse a la función del local, puede recurrirse al cálculo basado en el número de renovaciones/hora N, esto es, las veces que debe renovarse por hora todo el volumen del aire local. Este número se muestra en la tabla 3.1.

Tabla 3.1 Renovación de Aire en locales habitados Renovación/Hora N (Tomado de AC/R Latinoamérica)	
Catedrales	0.5
Iglesias modernas (techos bajos)	1-2
Escuelas, aulas	2-3
Oficinas de banco	3-4
Comedores (de fábrica o militares)	4-5
Hospitales	5-6
Oficinas generales	5-6
Bar de hotel	6-8
Restaurantes lujosos (espaciosos)	5-6
Laboratorios (con campana localizada)	6-8
Talleres de mecanizado	5-10
Tabernas (con cubas de vino presentes)	10-12
Fábricas en general	5-10
Salas de juntas	5-8
Aparcamientos subterráneos	6-8
Salas de baile clásico	6-8
Discotecas	10-12
Restaurante medio (con un tercio de fumadores)	8-10
Cafés	10-12
Cocina doméstica (mejor instalas campana)	10-15
Teatros	10-12
Baños	13-15
Sala de juegos (con fumadores)	15-18
Cines	10-15
Cafeterías y comidas rápidas	15-18
Cocinas industriales (indispensable usar campana)	15-20
Lavanderías	20-30
Fundiciones (sin extracciones localizadas)	20-30
Tintorerías	20-30
Obradores de panadería	25-35
Naves industriales con hornos y baños (sin campanas)	30-60
Taller de pintura (mejor instalar cabinas o campanas)	40-60

Para su cálculo se determina primero el volumen del local, multiplicando el largo por el ancho y por el alto, en caso de que sea paralelepípedo, o descomponiendo en figuras simples el volumen total.

$$\text{Volumen } V \text{ (m}^3\text{)} = L \times A \times H \text{ (m)}$$

Se escoge luego el número N de renovaciones por hora, según la actividad desarrollada en el local y se multiplican ambos.

$$\text{Caudal } Q \text{ (m}^3\text{/h)} = V \times N$$

3.6 VENTILACIÓN LOCALIZADA

Cuando se puede identificar claramente el foco de contaminación, el sistema más efectivo y económico, es captar localmente la emisión nociva




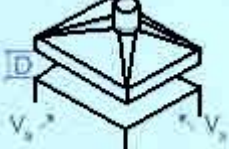
Debe procederse de la siguiente manera:

1. Identificar los puntos de producción del contaminante.
2. Encerrarlo bajo una campana.
3. Establecer una situación capaz de captar, arrastrar y trasladar el aire, posiblemente cargarlo de partículas.

Los elementos básicos de instalación así son:

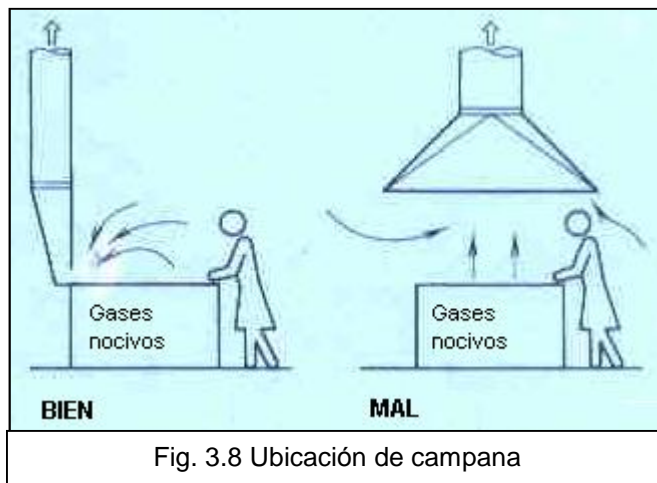
1. El caudal de captación varía aproximadamente con el cuadrado de la distancia. O sea, que si la campana esta a una distancia L del foco, necesitando un caudal Q para captarlo, si se aleja a una distancia 2L, el caudal será 4Q.

TIPO DE BOCA	ABERTURA	DIMENSIONES	CAUDAL NECESARIO
 Va = Velocidad aire captación	RANURA	$\frac{H}{L} = 0.2$	$Q = 13500V_aLd$
	RANURA CON BRIDA	$\frac{H}{L} = 0.2$	$Q = 10000V_aLd$
	A VIVO CANTO	$\frac{H}{L} = 0.2$	$Q = 3600V_a(10d^2+S)$ $S = LxH$
	CANTO CON BRIDA	$\frac{H}{L} = 0.2$	$Q = 2750V_a(10d^2+S)$ $S = LxH$

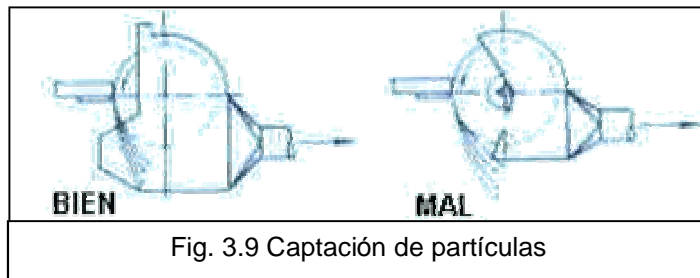
	CABINA	De acuerdo a la función	$Q = 3600V_aS$
	CAMPANA	De acuerdo a la función	$Q = 5000V_aPD$ $P = \text{Perímetro (m)}$

H, L, d (m); V (m/s)

- Siempre que sea posible, las boquillas de extracción deben tener bridas, para reducir el caudal en un 25% aproximadamente. Es el caso del canto con brida.
- Cuando se trate de gases nocivos, la campana debe colocarse manera que evacue fuera del espacio de respiración de los operarios.



- La campana, o caperuza, que envuelva la maquina debe diseñarse para que las partículas a captar incidan de su boca.



4. CALIDAD DE AIRE INTERIOR – REQUERIMIENTOS MINIMOS⁵

Los requerimientos mínimos de aire exterior para una aceptable calidad de aire interior ha sido ampliamente debatida, y diferentes críticos han producido radicalmente diferentes standards de ventilación (Grimsrud and Teichman 1989, Janssen 1989, Klauss et al. 1970, Yaglou et al. 1936, Yaglou and Witheridge 1937). Históricamente, las mayores consideraciones han incluido la cantidad de aire interior requerida para controlar la humedad, dióxido de carbono (CO₂), olores, y humo de cigarrillo generado por ocupantes. Estas consideraciones han llevado a prescripciones de una mínima tasa de suministro de aire exterior por ocupante. Más recientemente, el mantenimiento de una aceptable concentración interior de variedad de contaminantes adicionales que no son generados primariamente por ocupantes, han tenido una mayor preocupación.

Los contaminantes más comunes para ser tratados y sus fuentes son presentados en la siguiente tabla.

⁵ 1999 ASHRAE Handbook CD

Tabla 4.1 Contaminantes y sus fuentes en el aire interior.
(c) 1997 ASHRAE Handbook, Fundamentals, Chapter 25

Fuentes	Tipos de Contaminantes
EXTERIOR Aire ambiente Motores vehículos Tierra INTERIOR Materiales de construcción Piedra de concreto Madera prensada Aislamiento Retardante de fuego Adhesivos Pintura Contenidos Aplicaciones de calefacción y cocina Amoblados Servicio de agua, gas natural Ocupantes humanos Actividad metabólica Actividades humanas Humo de tabaco Aerosol Spray Productos de cocina y limpieza	SO ₂ , NO, NO ₂ , O ₃ , hydrocarbons, CO, particulates, bioaerosols CO, Pb, hydrocarbons, particulates Radon, orgánicos Radón Formaldehido Formaldehido, Fibra de vidrio Asbestos Orgánicos Mercurio, orgánicos CO, NO, NO ₂ , formaldehído, particulas, organicos Orgánicos Radón H ₂ O, CO ₂ , NH ₃ , olores CO, NO ₂ , organicos, particulas, olores Cloruro de vinilo, organicos NH ₃ , olorers, orgánicos

Las concentraciones de contaminantes en el interior depende del poder de las fuentes contaminantes y la tasa total de remoción de contaminantes. Las fuentes contaminantes incluyen el aire exterior, fuentes interiores tales como ocupantes, muebles, y aplicaciones; y el terreno adyacente a la edificación. Los procesos de remoción de contaminantes incluye la dilución con aire exterior, ventilación de gases del local, reacciones químicas, y procesos de limpieza de aire.

La variación de la fuerza de fuentes contaminantes es considerada la más grande causa de variación de construcción en construcción en la concentración de contaminantes que no son generados por los ocupantes. Turk et al. (1989)

encontró que una falta de correlación entre el promedio de concentración de partículas respirables en el interior y la tasa de ventilación exterior en todo el edificio indica que el poder de las fuentes, altas concentraciones del exterior, volumen del edificio, y procesos de remoción son importantes. Porque las fuerzas de las fuentes contaminantes son altamente variables, el mantenimiento de las tasas mínimas de ventilación no asegurará la calidad de aire interior en todas las situaciones. La falta de standards de concentración basadas en la salud para muchos contaminantes en el interior, primeramente debido a la falta de datos de salud, hace que las especificaciones mínimas de ventilación sean más difíciles.

A pesar de todas estas complejidades e incertidumbres, diseñadores y operadores necesitan guiarse de la calidad de aire interior.

ASHRAE Standard 62 provee una guía de ventilación y calidad de aire interior en la forma de dos alternativas de procedimientos. En el **procedimiento de tasa de ventilación**, la calidad de aire interior es asumida como aceptable si (1) la concentración de seis contaminantes en el aire exterior entrante están dentro de los estándares de calidad de aire ambiente *United States national ambient air quality standards*, y (2) la tasa de suministro de aire exterior está dentro del rango o excede los valores (el cual varía dependiendo del tipo de espacio) provisto en una tabla. La tasa mínima de suministro de aire exterior por persona para cualquier tipo de espacio es 8 L/s (15 cfm aproximadamente). Esta tasa mínima mantendrá una concentración interior de CO₂ por debajo del 0.1% (1000 partes

por millón) asumiendo una generación típica de CO₂ por ocupante (Janssen 1989). Esta mínima tasa de suministro de aire exterior fué basada, en parte, en investigaciones hechas por Berg-Much et al. (1986), las cuales indicaron que 8 L/s (15 cfm aproximadamente) fueron requeridos para satisfacer las percepciones de olor de 80% (o más) de los visitantes.

La segunda alternativa en el Stándard 62 es el **Procedimiento de calidad de aire interior**. En este procedimiento, cualquier tasa de suministro de aire exterior es aceptable si (1) la concentración de nueve contaminantes son mantenidas por debajo de valores especificados, y (2) el aire es estimado aceptable a través de evaluaciones subjetivas de olor. Si los usuarios de esta alternativa controlan la fuerza de las fuentes contaminantes o usan limpieza de aire o ventilación exhaustiva, ellos serán capaces de reducir las tasas de suministro de aire exterior por debajo de las especificadas en el **procedimiento de tasa de ventilación**. Modestos ahorros de energía podrán resultar, según lo descrito por Eto y Meyer (1988) y Eto (1990). De cualquier modo, la concentración máxima aceptable de CO₂ de 0.1% en el procedimiento de calidad de aire interior limita efectivamente la tasa mínima de ventilación a 8 L/s por ocupante, aunque el CO₂ sea removido por limpieza de aire, lo cual es generalmente considerado impráctico.

En casos de fuertes niveles de contaminantes, impracticamente altas tasas de ventilación son requeridas para controlar dichos niveles, y otros métodos de control son más efectivos. Remover o reducir las fuentes contaminantes es un

efectivo medio de control. Controlando una fuente localizada por medio de extracción local también puede ser efectiva.

Partículas pueden ser removidas con varios tipos de filtros de aire. Contaminantes gaseosos con masa molecular relativa más alta pueden ser controlados con carbono activado o esferas de alúmina impregnadas con sustancias tal como permanganato de potasio.

Una combinación de control de fuentes y extracción local, como oposición a dilución con aire de ventilación, es el método seleccionado en los ambientes industriales. Los problemas de calidad de aire interior y métodos de control son tratados en conferencias anuales de procedimientos de calidad de aire interior patrocinados por ASHRAE.

4.1 VENTILACION RESIDENCIAL

Los requerimientos de ventilación para casas han sido tradicionalmente conocidas en la idea que la construcción tiene cantidad de instersticios que la infiltración será suficiente. Posibles dificultades con esta aprobación incluye baja ventilación cuando las fuerzas de la naturaleza (diferencias de temperatura y viento) son débiles, innecesario consumo de energía cuando tales fuerzas son de gran escala, corrientes de aire en climas fríos, falta de control de caudales de ventilación para

las variables necesidades, condensación intersticial por exfiltración el climas fríos, y la falta de recuperar la energía usada para acondicionar el aire de ventilación. La solución a estos casos es tener un ajustado "hermético" edificio y un diseño y operación de un sistema de ventilación apropiado.

ASHRAE Standard 62 señala los requerimientos de ventilación para viviendas, con un mínimo de 8 L/s por ocupante.

4.1.1 Combinando ventilación e infiltración residencial. Ambos siempre ocurren simultáneamente en residencias. Usualmente, éstos flujos de aire son determinados individualmente. El método a continuación es usado en ASHRAE Standard 136.

1. Si las tasas de suministro de ventilación y flujo de extracción están balanceadas, entonces simplemente éstas son sumadas a la tasa de infiltración.
2. Si las tasas de suministro de ventilación y flujo de extracción están desbalanceadas ($Q_{unbalan}$) y más grandes que la tasa de flujo por infiltración, entonces la infiltración puede ser ignorada.
3. Si el desbalanceado flujo es mucho más pequeño que el flujo de infiltración, entonces sólo la mitad es contada:

$$Q_{COMB} = Q_{BAL} + \frac{Q_{UNBALAN}}{2} + Q_{INFILTRACION}$$

4. Si el desbalanceado flujo no es muy grade o pequeño que el flujo de infiltración, entonces la combinación de flujos es:

$$Q_{COMB} = Q_{BAL} + \sqrt{Q_{UNBALAN}^2 + Q_{INFILTRACION}^2}$$

4.2 VENTILACION NO RESIDENCIAL

Sistemas de ventilación para construcciones comerciales o institucionales están típicamente diseñados para proveer una pequeña sobrepresión para minimizar la infiltración. Esta sobrepresión es conseguida haciendo que la tasa de flujo de aire exterior mayor que la tasa de extracción. En construcciones comerciales o institucionales, la infiltración es usualmente olvidada excepto en áreas tales como vestíbulos, donde la infiltración puede ser significativa debido a las puertas. Los índices de ventilación para construcciones comerciales e institucionales están determinadas por el standard 62 de ASHRAE, ventilación para una aceptable calidad de aire interior.

4.3 CRITERIOS GENERALES DE DISEÑO

4.3.1 Edificaciones públicas y comerciales.

Categoría general	Categoría específica	Condiciones de diseño interior		Cambios de aire por hora
		Invierno	Verano	
Centros de comida y entretenimiento	Cafeterías	70 – 74°F 20 – 30% HR	78°F 50% HR	12 - 15
	Restaurantes	70 – 74°F 20 – 30% HR	74 – 78°F 55 – 60% HR	8 – 12

	Bares	70 – 74°F 20 – 30% HR	74 – 78°F 50 – 60% HR	15 – 20
	Casinos y Clubes nocturnos	70 – 74°F 20 – 30% HR	74 – 78°F 50 – 60% HR	20 – 30
	Cocinas	70 – 74°F	85 – 88°F	12 – 15
Oficinas		70 – 74°F 20 – 30% HR	74 – 78°F 50 – 60% HR	4 – 10
Museos, librerías y archivos		68 -72 °F 40 – 55% HR		8 – 12
Bolos		70 – 74°F 20 – 30% HR	75 – 78°F 50 – 55% HR	10 – 15
Centros de comunicación	Terminales telefónicas	72 – 78°F 40 – 50% HR	72 – 78°F 40 – 50% HR	8 – 20
	Estudios de audio y TV	74 – 78°F 30 – 40% HR	74 – 78°F 40 – 55% HR	15 – 40
Centros de transporte	Terminales de aeropuerto	70 – 74°F 20 – 30% HR	74 – 78°F 50 – 60% HR	8 – 12
	Muelles	70 – 74°F 20 – 30% HR	74 – 78°F 50 – 60% HR	8 – 12
	Terminales de buses	70 – 74°F 20 – 30% HR	74 – 78°F 50 – 60% HR	8 – 12
	Garages	40 – 55°F	80 – 100°F	4 – 6
Almacen		Depende del material almacenado		1 – 4

Tomado del (c) 1999 ASHRAE Handbook, HVAC Applications, Chapter 3

4.3.2 Hoteles.

Categoría	Condiciones de diseño interior		Ventilación pies cubicos por minuto
	Invierno	Verano	
Cuartos de invitados	74 – 76°F 30 – 35% HR	74 – 78°F 50 – 60% HR	30 – 60 por cuarto
Lobbies	68 – 74°F 30 – 35% HR	74 – 78°F 40 – 60% HR	15 por persona
Salas de conferencias	68 – 74°F 30 – 35% HR	74 – 78°F 40 – 60% HR	20 por persona

Tomado del (c) 1999 ASHRAE Handbook, HVAC Applications, Chapter 5

4.3.3 Hospitales y centros de salud. Los sistemas deben proveer aire virtualmente libre de polvo, sucio, olores y contaminates quimicos y radiactivos. En

algunos casos, aire exterior es peligroso para pacientes que sufren condiciones cardiopulmonares, respiratorias, o pulmonares. En la siguiente tabla se enlistan las recomendaciones de ventilación para confort, asepsia, y control de olores en areas de cuidados que directamente afectan la salud del paciente.

Categoría general	Categoría específica	Cambios minimos de aire por hora	Todo el aire extraido directamente al exterior	Aire recirculado entre cuartos
Cirugía y cuidados intensivos	Sala de operaciones	15	Si	No
	Sala de entrega	15	Opcional	No
	Sala de recuperación	6	Opcional	No
	Suite de enfermería	12	Opcional	No
	Sala de trauma	12	Opcional	No
Enfermería	Cuato de paciente	4	Opcional	Opcional
	Baño	10	Si	No
	Cuidados intensivos	6	Opcional	No
	Sala de post parto – recuperación	4	Opcional	Opcional
Laboratorios	Radiología	15	Opcional	No
	Laboratorio general	6	Si	No
	Bacteriología	6	Si	No
	Bioquímica	6	Opcional	No
	Citología	6	Si	No
	Lavado de cristales	10	Si	Opcional
	Histología	6	Si	No
	Medicina nuclear	6	Si	No
	Patología	6	Si	No
	Serología	6	Opcional	No
	Esterilización	10	Si	No
	Autopsia	12	Si	No
	Farmacia	4	Opcional	Opcional
Administración	Administración y sala de espera	6	Si	Opcional
Diagnostico y tratamiento	Broncoscopía, Colección de	10	Si	Opcional

	esputo, y administración de pentamidina			
	Sala de examinación	6	Opcional	Opcional
	Sala de medicación	4	Opcional	Opcional
	Sala de tratamiento	6	Opcional	Opcional
	Terapia física e hidroterapia	6	Opcional	Opcional
Esterilización y suministro	Sala de equipos de esterilización	10	Si	No
	Sala de descontaminación	6	Si	No
	Taller de limpieza y almacén estéril	4	Opcional	Opcional
	Almacén de equipos	2	Opcional	Opcional

Tomado del (c) 1999 ASHRAE Handbook, HVAC Applications, Chapter 7

4.3.4 Ambientes para plantas y animales

Categoría	Cambios de aire sugeridos
NUEVA CONSTRUCCIÓN	
Vidrio traslapado simple (sin sellar)	1.25
Vidrio traslapado simple (traslape sellado)	1.0
Película plástica cubierta	0.6 a 1.0
Lámina estructurada	1.0
Película plástica sobre vidrio	0.9
VIEJA CONSTRUCCIÓN	
Buen mantenimiento	1.5
Pobre mantenimiento	2 a 4

Tomado de (c) 1999 ASHRAE Handbook, HVAC Applications, Chapter 21

5. SINDROME DEL EDIFICIO ENFERMO - CAUSAS⁶

La sociedad actual, está fuertemente concientizada respecto a los problemas medioambientales relativos al aire externo en general. Sin embargo, es un hecho que la mayoría de las personas actualmente, pasan más del 80% de su tiempo en ambientes interiores. Los hábitos sociales de las últimas generaciones han cambiado radicalmente, y este cambio también se ha reflejado en la preocupación respecto a lo que podríamos denominar medioambiente interior.

Los equipamientos de alta tecnología de las oficinas modernas nos han favorecido; alfombras y recubrimientos de paredes sintéticos, rodeados de a su vez de luces artificiales y ruidos diversos. El aire acondicionado, un elemento indispensable hoy día, ha revolucionado el ambiente interior más que ninguna otra invención en este siglo., dando nuevos aires que respirar a cientos de trabajadores antaño agobiados en las estaciones de más intenso calor. Por primera vez en la historia el microclima en el interior de los edificios se puede controlar con la simple presión de un dedo.

Durante muchos años, se han estado realizando considerables esfuerzos enfocados a la eliminación de la contaminación medioambiental en el ambiente

⁶ Por Ron Campbell MSA InstrumentDivision – AC/R LATINOAMERICA, Vol. 5 N°4 2002

exterior. Las insistentes quejas del público en general, relativas a gases tóxicos industriales, escapes de automóviles, depósitos de residuos tóxicos, etc., han jugado un papel de presión en este campo. En ocasiones incluso, grupos de ciudadanos concientizados han formado agrupaciones ecologistas que han presionado directamente a los políticos a tomar medidas contra la contaminación.

Curiosamente mientras los países industrializados gastan enormes sumas de dinero en la lucha contra la contaminación ambiental exterior, el medioambiente interior se mantiene sistemáticamente en el olvido.

Recientemente, el foco de atención de la opinión pública se ha dirigido a los ambientes interiores, contemplando uno de los riesgos crecientes de nuestros días, ***el síndrome del edificio enfermo.***

5.1 ¿QUÉ ES EL SÍNDROME DEL EDIFICIO ENFERMO?

Se denomina “Síndrome del Edificio Enfermo” al conjunto de reacciones que presentan los ocupantes de un edificio frente a la acumulación de polvo, vapores, gases, bacterias, hongos, y en general todos los contaminantes del ambiente interior que se encuentran atrapados dentro de una estructura habitada. Como añadidos ocasionalmente, se encuentran otros factores de tensión, como son iluminación inadecuada, condiciones térmicas inconfortables o niveles de ruidos

excesivos. Generalmente estos síntomas desaparecen cuando las personas afectadas abandonan el edificio.

Las fuentes de contaminantes interiores son muy variadas. A pesar de que los nuevos materiales sintéticos y plásticos tienen una indudable utilidad tanto en los hogares como en los puestos de trabajo actuales, muchos de ellos emiten gases y vapores que contaminan el aire que respiramos.

Vestidos, muebles, cortinas, alfombras e incluso los propios seres humanos contribuyen con partículas y vapores a la contaminación del aire. En sistemas de aire acondicionado sucios o con mantenimiento deficiente, los hongos y bacterias pueden crecer especialmente en ambientes húmedos y pueden diseminarse a las áreas ocupadas a través del sistema de suministro de aire.

Los contaminantes ambientales no son la raíz del problema del edificio enfermo en sí mismos. La culpabilidad realmente, recae a menudo en un inadecuado funcionamiento o mantenimiento, o en un diseño o modo de construcción del edificio erróneo que hace que los contaminantes queden atrapados en el interior de la estructura. Muy comúnmente se cometen errores en las remodelaciones de las oficinas, cuando las necesidades de ventilación no son correctamente equilibradas con las variaciones de densidad de personal. El síndrome del edificio enfermo aparece generalmente cuando en un edificio se da una inadecuada

ventilación, una pobre filtración del aire o los conductos están contaminados debido a un mal sistema de mantenimiento.

5.2 VENTILACIÓN INADECUADA

Este hecho se da cuando la cantidad de aire exterior que se está introduciendo es insuficiente para el nivel de ocupación del edificio.

El aire exterior diluye el aire interior y reduce la concentración de posibles sustancias irritantes o insalubres en general.

Cuando el aire de una habitación se nota “cargado”, el sentido común nos dice que debemos abrir la ventana. Si embargo, a menudo esto es imposible bien por las extremas condiciones de temperatura exterior, bien porque como sucede en la mayoría de los edificios actuales las ventanas están selladas por motivos de eficiencia económica.

¿Qué ocurre entonces, cuando el aire interior del edificio no se renueva, sino que se recircula? El resultado es que el aire estancado se contamina.

Los estudios realizados hasta la fecha, han puesto de manifiesto que el principal problema de los edificios enfermos es un bajo nivel de ventilación. De hecho, el

NIOSH (U.S. National Institute for Occupational Safety and Health) ha encontrado que alrededor del 50% de los “edificios enfermos” sufre de inadecuada ventilación.

ASHRAE reconoce que es necesario el establecimiento de normas más estrictas de calidad de aire interior.

5.3 ESCASA FILTRACIÓN

El síndrome del edificio enfermo se puede deber también a un escaso o inadecuado filtrado del aire suministrado al edificio.

El aire debe ser continuamente limpiado y purificado por medio de filtros instalados en las unidades de tratamiento, para mantener un ambiente sano y respirable. A menudo se usan filtros baratos e ineficaces que impiden el paso de insectos y de las partículas más grandes, pero que resultan absolutamente ineficaces para retener las partículas más pequeñas que a su vez resultan más perjudiciales para la salud humana al ser más fácilmente respirables.

Los problemas derivados del filtrado, pueden deberse asimismo a una deficiente instalación de los paneles filtrantes. Si los filtros están inadecuadamente instalados, dejando ranuras entre sí, se permitirá el paso de aire sin filtrar. En

ocasiones los filtros no se mantienen adecuadamente y a menudo se descuida su sustitución por meses e incluso años.

5.4 CONTAMINACIÓN DE LOS SISTEMAS DE VENTILACIÓN

Cualquier sistema de tratamiento de aire se ensucia con el tiempo. Los sistemas están compuestos en general de diversos mecanismos, depósitos, y a menudo varios kilómetros de enrevesados sistemas de conductos que pueden muy fácilmente recoger polvo y suciedad de todo tipo. La acumulación de estos materiales provee de un perfecto medio de cultivo para las bacterias, hongos y mohos que crecen fácilmente al amparo del ambiente húmedo y oscuro que ofrece el interior de los sistemas de acondicionamiento de aire. Una vez establecidas, las colonias de microbios crecen y se desarrollan esparciéndose a lo largo del sistema y a las áreas donde se suministra el aire tratado.

Desafortunadamente, el cuidado de los ductos a menudo se ignora debido a que son elementos ocultos a la vista.

5.5 SÍNTOMAS DE LOS EDIFICIOS ENFERMOS

El modo más elemental de conocer si un edificio está enfermo es, simplemente, fijarse en la salud de los que trabajan en él. Los ocupantes a menudo se quejan de

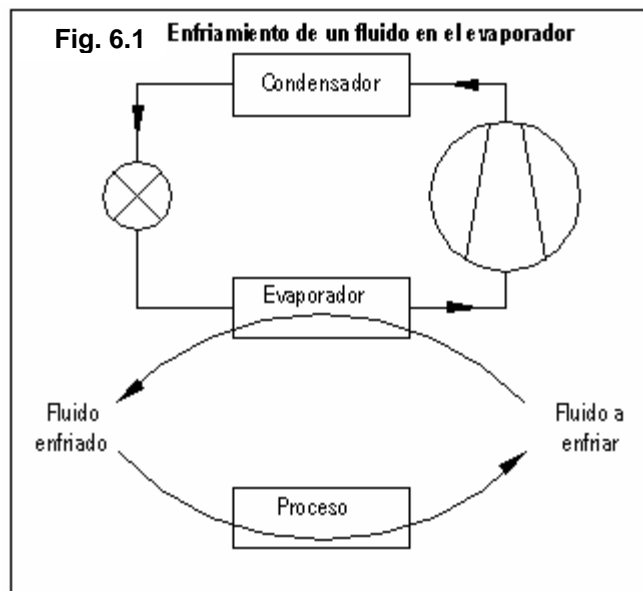
irritación de ojos, dolores de cabeza, fatiga y dolores en el aparato respiratorio superior. Algunas personas padecen catarros continuados o enfermedades con síntomas gripales varias veces al año.

6. EVAPORADORES⁷

Los evaporadores son intercambiadores de calor al igual que los condensadores. Estos aseguran la transmisión de flujo de calor del medio que se enfría hacia el fluido refrigerante; éste flujo de calor tiene por finalidad la evaporación del fluido refrigerante líquido contenido en el interior del evaporador.

6.1 EL EFECTO REFRIGERANTE DEL EVAPORADOR

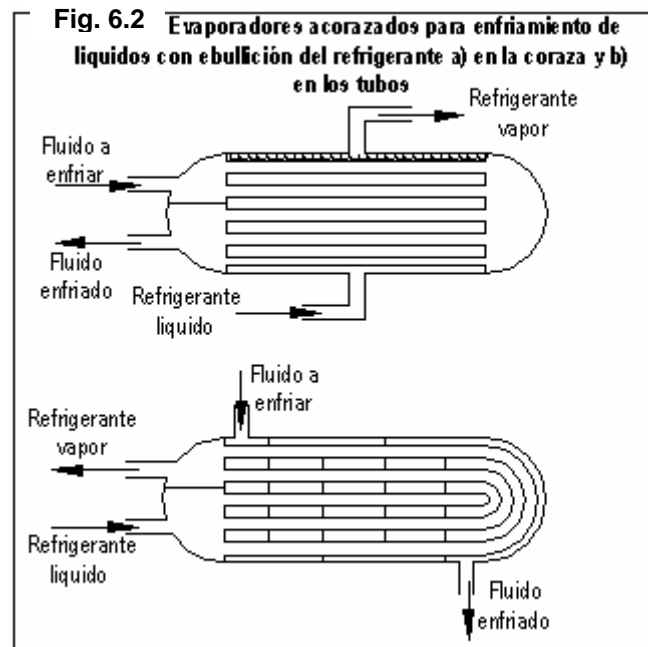
El componente del sistema de refrigeración en el que tiene lugar el enfriamiento de un fluido o de un producto es el evaporador.



⁷ STOEKER, W. F. Refrigeración Industrial.

Tal como se muestra en la figura 6.1, en el evaporador ocurre la interacción entre el sistema de refrigeración y el proceso o el producto a enfriar. Con la excepción del enfriamiento directo de un producto, tal como en un congelador de placa, los evaporadores enfrían aire o líquidos tal como agua, salmuera o anticongelante.

La mayoría de los evaporadores para enfriar líquidos son del tipo acorazado, en que tubos están rodeados por una envoltura metálica cilíndrica, (figura 6.2 a). El líquido a enfriar circula por los tubos, mientras que el refrigerante se evapora en el exterior de los tubos, dentro de la coraza.



En una configuración diferente, (figura 6.2 b) el refrigerante se evapora al fluir dentro de los tubos.

Los fabricantes de los evaporadores conocen aspectos importantes de sus

productos, tal como diseño del intercambiador, formas de hacer circular el refrigerante, disposición de los tubos, diseño de aletas y cómo alcanzar la mayor velocidad de transferencia de calor para un costo inicial fijo. La información presentada en este capítulo no está dirigida a los profesionales de la industria de los evaporadores, sino a los ingenieros.

Para mantener un espacio a temperaturas moderadas o bajas, el aire se hace circular por el exterior de un evaporador de serpentín. En este tipo de intercambiador, el refrigerante se evapora en el interior de tubos que tienen aletas en el exterior, para aumentar la transferencia de calor al aire. En este proceso, la humedad del aire se condensa, ya sea como líquido o como escarcha. Este proceso de deshumidificación es tan importante, que las propiedades del aire húmedo y los procesos que ocurren en el serpentín se consideran detenidamente en este capítulo.

6.2 COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR

En cualquier punto del serpentín de la figura 6.3. la energía térmica debe fluir a través de tres resistencias en serie: la del lado del aire, la que ofrece la pared del tubo, y la del interior del tubo, en el refrigerante. Es posible formular una analogía entre el flujo de calor y el flujo de corriente eléctrica, basada en las similitudes presentadas en la tabla 6.1

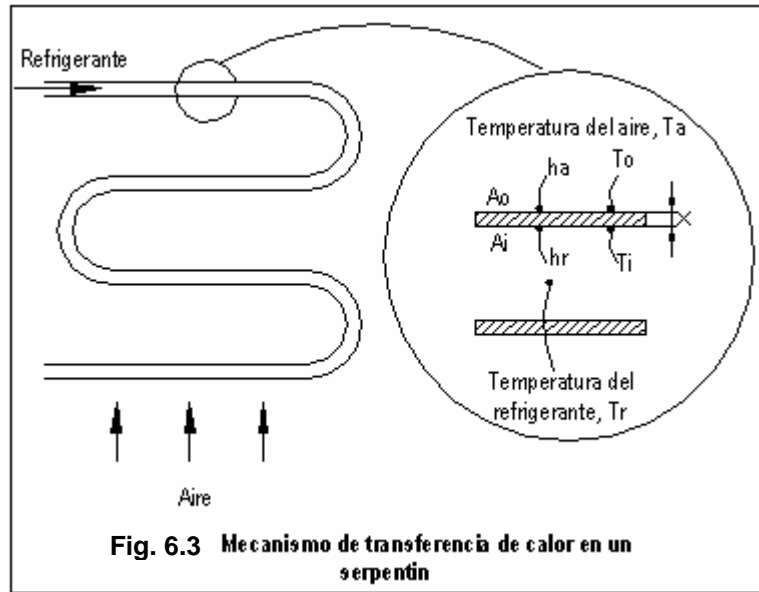


Tabla 6.1 Analogía entre el flujo de calor y de electricidad (Tomado de STOEKER, W. F. Refrigeración Industrial)		
Magnitud	Electricidad	Flujo de calor
Flujo	I, Ampere	Q, W (Btu/hr)
Potencia	V, volts	ΔT , °C(°F)
Resistencia	R, Ohm	x/kA o $1/hA$, °C/W (°F/Btu/hr)

La ley de Ohm para la corriente continua establece que

$$I = \frac{V}{R}$$

Las ecuaciones correspondientes para la transmisión del calor empleando los términos de la figura 6.3 son:

desde el aire hasta la superficie exterior del tubo,

$$q = \frac{t_a - t_o}{\frac{1}{h_a A_o}}$$

desde la superficie exterior a la interior del tubo,

$$q = \frac{t_o - t_i}{\frac{x}{k A_{ave}}}$$

desde la pared interior al refrigerante

$$q = \frac{t_i - t_r}{\frac{1}{h_r A_i}}$$

en las ecuaciones anteriores, los símbolos empleados son:

A_0 = área externa del tubo del evaporador, m (ft).

A_{ave} = área lateral promedio del tubo, m² (ft²).

A_i = área interior del tubo, m² (ft²).

h_a = coeficiente de transferencia de calor por convección del aire, W/m²C
(Btu/hr×ft²F).

h_r = coeficiente de transferencia del calor por convección del refrigerante, W/m²C
(Btu/hr×ft² F).

K = conductividad térmica del material del tubo, W/m°C (Btu/hrft°F)

t_a = temperatura del aire, °C (°F).

t_o = temperatura de la pared exterior del tubo, °C (°F).

T_i = temperatura de la pared interior del tubo, °C (°F).

t_r = temperatura del refrigerante, °C (°F).

x = espesor del tubo, m (ft).

Es útil expresar el flujo de calor q en términos de la diferencia de temperatura entre el aire y el refrigerante ($t_a - t_r$), de forma tal que las temperaturas intermedias t_o y t_i no aparezcan en la ecuación.

Sumando las ecuaciones anteriores podremos obtener:

$$q = \left[\frac{1}{\frac{1}{h_a A_o} + \frac{x}{k A_{ave}} + \frac{1}{h_r A_i}} \right] \cdot (t_a - t_r)$$

Definimos ahora un parámetro, llamado el coeficiente global de transferencia de calor, U , de tal forma que:

$$q = U \cdot A \cdot (t_a - t_r)$$

Cuando se consideran áreas diferentes, A_o y A_i corresponden diferentes valores de U a cada área.

$$q = U_o A_o (t_a - t_r) = U_i A_i (t_a - t_r)$$

Quiere decir que:

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{h_a A_o} + \frac{x}{k A_{ave}} + \frac{1}{h_i A_i}$$

La forma de esta ecuación es similar a la que establece la resistencia total de un circuito eléctrico con resistencias en serie, o sea que las resistencias al flujo de calor pueden sumarse en la forma siguiente:

$$R_{Total} = R_{Aire} + R_{Tubo} + R_{Re\ frig}$$

La tabla 6.2 señala valores más usuales de coeficientes de transferencia de calor para diversos tipos de evaporadores.

Tabla 6.2 Evaporadores, Coeficientes globales de transmisión de calor U (Tomado de RAPIN, P. J. Instalaciones Frigoríficas)			
Grupo	Tipos		U: Btu/ft ² ·hr·°F
	Enfriadores de líquidos	De inmersión	De serpentín
De parrilla intensivos			71,68 – 81,92
Doble tubo a contracorriente		102,40 – 143,37	
De lluvia		163,85 – 245,78	
Multitubulares con calandrias		Horizontales	81,92 – 122,89
		De exp. Seca	163,85 – 204,82
		Verticales	143,37 – 245,78
Placas eutécticas (agua o salmuera)		6,15 – 16,4	
Enfriadores de gases	Circulación de aire Natural	Tubos lisos	3,27 – 4,09
		Tubos aleteados	1,23 – 1,64
		Placas eutécticas	1,02 – 1,43
	Circulación de aire forzado	Tubos lisos	6,14 – 8,19
		Tubos aleteados	2,86 – 4,09

6.3 EMPLEO DE ALETAS EN EL FLUJO DE AIRE

Una comparación de los valores de las resistencias del ejemplo anterior demuestra que la resistencia en el lado del aire ($0,01305 \text{ m}^2\text{°C/W}$) controla el flujo de calor, ya que representa el 94% de la resistencia total. Esto significa que, si se desea reducir la superficie del evaporador, es necesario incrementar el coeficiente de convección en el lado del aire. Mejoras en el lado del refrigerante tienen escaso efecto en este caso, ya que si pudiera duplicarse el coeficiente de ebullición del refrigerante, la resistencia decrecería de $(1,000833$ a $0,000416 \text{ m}^2\text{°C/W}$, resultando en un incremento del valor de U de sólo 3%. Es claro entonces que se debe mejorar el lado del aire, lo cual puede lograrse haciendo crecer el valor de h_a o la relación de áreas A_o/A_i . El coeficiente de convección h_a se incrementa al aumentar la velocidad del aire que circula alrededor de los tubos. Sin embargo, la potencia requerida por el ventilador crece con el cubo de la velocidad del aire, lo que significa que incrementar la velocidad del aire por arriba de ciertos límites puede resultar en altos costos de compra y de operación del ventilador.

El método más común para incrementar el cociente de las áreas A_o/A_i es la instalación de aletas en el exterior del tubo, también llamadas “superficies extendidas”. Esto resulta en intercambiadores con el aspecto ilustrado en la figura 6.4. Las aletas consisten en placas rectangulares perforadas en el centro con un punzo a fin de permitir la inserción del tubo.

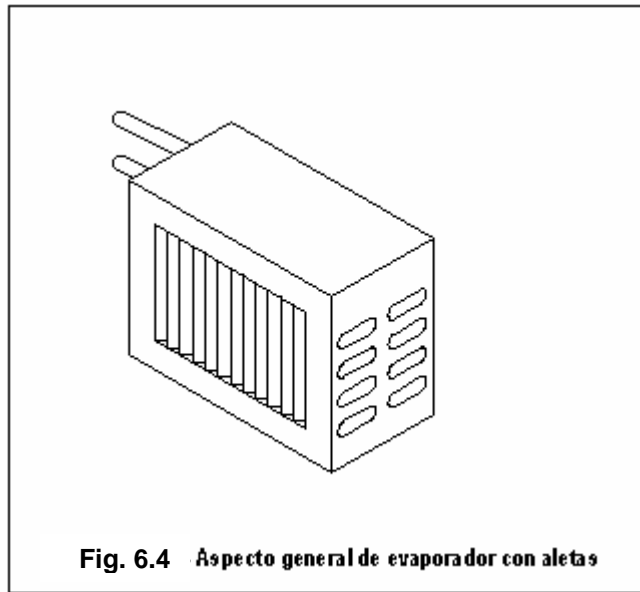


Fig. 6.4 Aspecto general de evaporador con aletas

Una vez que las aletas se encuentran en la posición deseada a la largo del tubo, se expande el tubo por medio de presión hidráulica o mecánicamente, a fin de asegurar buen contacto entre las aletas y el tubo.

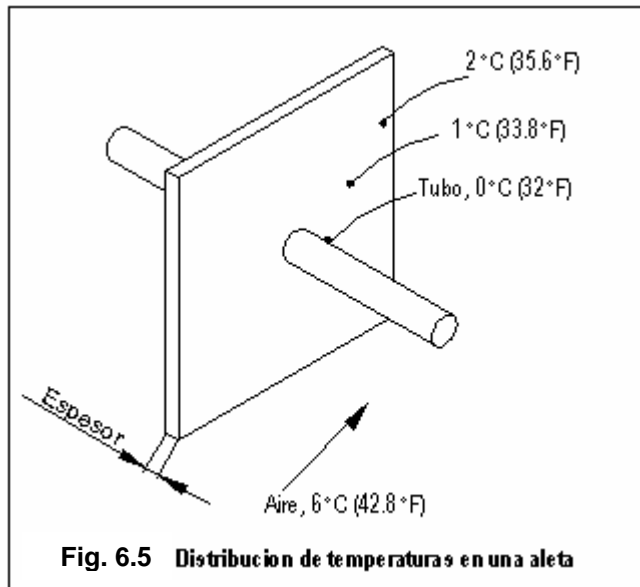


Fig. 6.5 Distribucion de temperaturas en una aleta

Se muestra en la figura 6.5 una aleta, junto con la distribución aproximada de las temperaturas cuando la pared del tubo se encuentra a 0°C (32°F), y el aire circundante a 6°C ($42,8^{\circ}\text{F}$). Si la temperatura de la aleta en todos sus puntos fuera igual a la del tubo, o sea 0°C (32°F), la resistencia en el lado del aire aún estaría dada por la ecuación $A_i / h_a A_o$.

Sin embargo, la figura indica que la temperatura de la aleta crece progresivamente con la distancia a la superficie del tubo. De esto resulta que el área exterior no es completamente efectiva.

La efectividad de la aleta se denomina “eficiencia” de la misma, y se representa con el símbolo η , de forma tal que el valor U para un serpentín con aletas es:

$$\frac{1}{U_i} = \frac{A_i}{h_a A_o h} + \frac{x A_i}{k A_{ave}} + \frac{1}{h_r}$$

Los valores de eficiencias de las aletas de evaporadores comerciales varían de 0.3 a 0.7, y dependen del material, del espesor y de la forma de la aleta. En general, el valor de la eficiencia es fijado por el fabricante a efectos de optimizar el intercambiador, mientras que el profesional que selecciona el evaporador no puede variar o aún conocer su valor.

7. CONDENSADORES⁸

El condensador de una maquina frigorífica es esencialmente un intercambiador de calor, y cuya su función principal consiste en el traspaso de flujo calorífico del fluido frigorígeno al medio ambiente exterior (condensador), o bien, desde el medio ambiente exterior, que ha de enfriarse, hacia el fluido frigorígeno (evaporador).

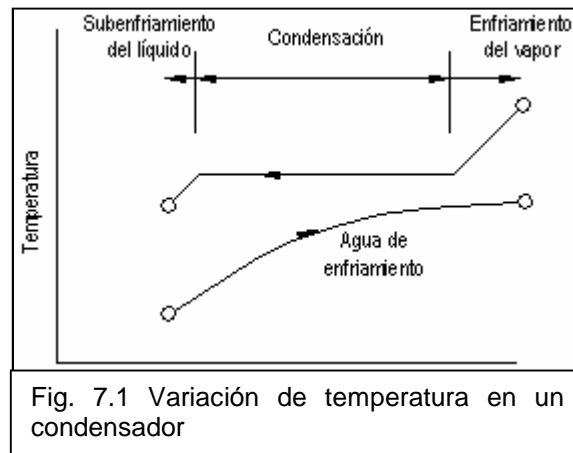
Por consiguiente, es primordial que estos aparatos tengan un buen coeficiente de transmisión térmica U , a fin de que el paso de flujo de calor del fluido frigorígeno al medio exterior se obtenga, bajo una determinada superficie del aparato, con una diferencia de temperatura lo mas reducida posible.

7.1 ZONA DE FUNCIONAMIENTO

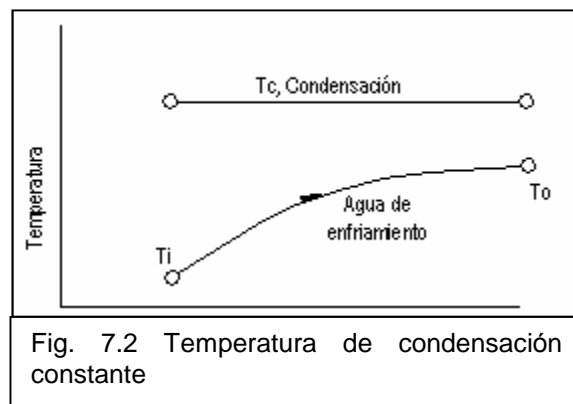
La estrategia para extender los datos operacionales a condiciones distintas a las de diseño consiste en calcular el valor del producto UA (coeficiente de transferencia de calor multiplicado por la superficie del condensador), y en utilizar ese valor para cálculos de capacidad, en aquellos casos en que el valor UA

⁸ RAPIN, P. J. Instalaciones Frigoríficas.

permanezca constante. La temperatura a lo largo del condensador varía en forma complicada, debido al enfriamiento del vapor y al subenfriamiento del líquido, tal como se muestra en la figura 7.1.



Sin embargo, a los efectos de efectuar un cálculo aproximado, la temperatura de condensación puede suponerse constante, como se indica en la figura 7.2.



Aunque la diferencia de temperatura en la zona de enfriamiento del vapor supera a la existente en la zona de condensación, el error es compensado parcialmente

debido a que el coeficiente de transferencia de calor del vapor es menor que el de condensación. En los intercambiadores reales, el flujo a contracorriente o en paralelo se usa raramente. Sin embargo, cuando la temperatura de uno de los fluidos es constante, la configuración del intercambiador tiene poca o ninguna influencia en la forma de la ecuación correspondiente, que es similar a la empleada para los evaporadores:

$$q = UA \left(\frac{t_o - t_i}{\ln \left(\frac{t_c - t_i}{t_c - t_o} \right)} \right)$$

En la que

$q =$ calor transferido por unidad de tiempo kW (Btu/hr)

$UA =$ Producto del coeficiente de transferencia y del área del condensador

$t_c =$ temperatura de condensación °C (°F)

$t_i =$ temperatura del agua de enfriamiento a la entrada del condensador

$t_o =$ temperatura del agua a la salida del condensador

7.2 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Cuando existe intercambio térmico entre dos fluidos que circular a uno y a otro lado de una pared, pedimos decir que, la resistencia global al paso del flujo

térmico es igual a la suma de las resistencias parciales ofrecida por los elementos constitutivos de la pared, por lo tanto tendremos:

$$R = r_1 + r_2 + r_3 + \dots + r_n$$

Entonces, el coeficiente global de transferencia de calor será el inverso de R, o

sea: $U = \frac{1}{R}$

En cada una de las zonas mencionadas podemos tener diferentes condiciones, por lo que podemos reemplazar esta ecuación sobre cada una de las zonas ya antes mencionadas, nos quedaría:

$$\frac{1}{U} = R = \frac{1}{a} + \frac{e_1}{I_1} + \frac{e_2}{I_2} + \frac{e_3}{I_3} + \frac{1}{a_f}$$

Donde U, se expresa en Btu por horas por grados de diferencia,

e_1, e_2, e_3 , son los espesores que constituyen la pared, en pies (ft);

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$: es el coeficiente de conductibilidad térmica de los elementos constituyentes expresado en: Btu / ft²h °;

α_f, α : son los coeficientes globales de transmisión térmica expresados en Btu/ft²h °F.

Conociendo estos valores podemos calcular los coeficientes globales de transferencia de calor de cada una de las zonas. U_1 , U_2 , U_3 .

Los valores aproximados de coeficientes globales de transferencia de calor para distintos tipos de condensadores se citan en la tabla 7.1.

Tabla 7.1 Condensadores, Coeficientes globales de transmisión de calor U (Tomado de RAPIN, P. J. Instalaciones Frigoríficas)			
Grupo	Medio de condensación	Tipo	U: Btu/ft ² hr°F
De calor sensible	Aire	Circulación natural	1,63 – 2,05
		Circulación forzada	4,09 – 5,12
	Agua	Inmersión	40,96 – 51,20
		Doble tubo en Contracorriente	122,89 – 163,85
		Multitubulares (horizontales)	122,89 – 204,82
De calor latente	Atmosféricos	Multitubulares (verticales)	143,37 – 245,78
		De lluvia simple	40,96 – 51,20
		De lluvia a contracorriente	143,37 – 204,82
	Forzados	De tubos lisos	40,96 – 61,44
		De tubos aleteados	20,48 – 30,72

7.3 SUPERFICIE DE CONDENSACION

El coeficiente de transmisión de calor U, característicos de los condensadores indica la cantidad de calor que podemos transmitir por metro cuadrado de

superficie, por hora y por grado de diferencia entre la temperatura del fluido y la temperatura media del medio de condensación, y se calcula así:

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

donde:

A; es el área de la superficie de transmisión de calor en metros cuadrados

U; es el coeficiente global de transferencia de calor del evaporador en (Btu/ft² horas por grados de diferencia).

ΔT ; es la diferencia de temperatura entre la temperatura media del medio a enfriar y la temperatura de evaporación del fluido.

8. VENTILADORES⁹

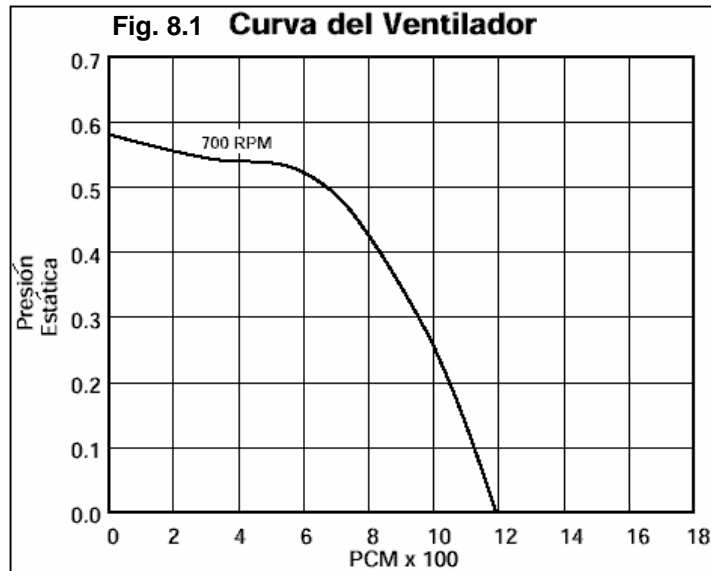
8.1 CONCEPTOS DEL VENTILADOR

Un ventilador actúa como una bomba impulsora de aire. La velocidad a la cual un ventilador puede “bombear” aire depende de la presión que este tenga que superar. Este principio también se refleja en las bombas de agua. Una bomba de agua es capaz de transferir más agua a través de una manguera de 2" de diámetro que de una de 1" de diámetro, ya que la manguera de 1" produce más resistencia a la corriente del agua.

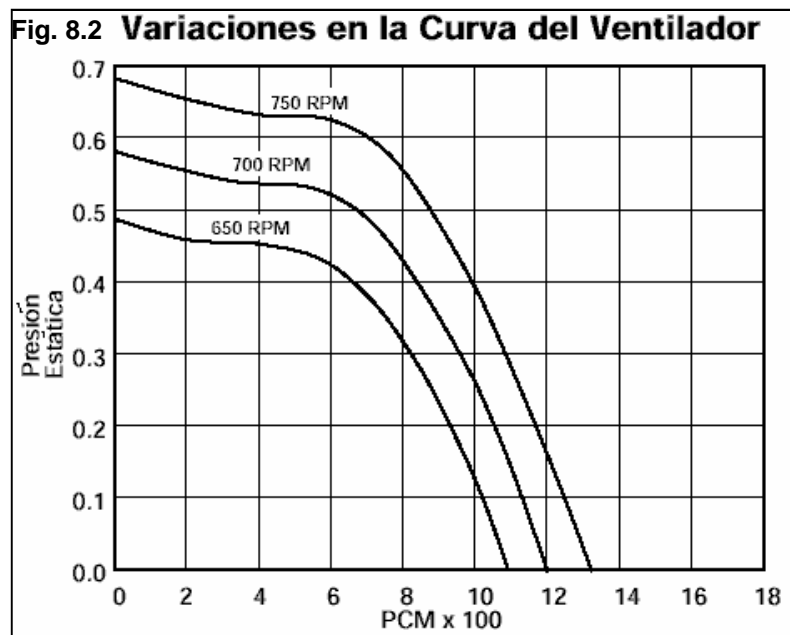
Para un ventilador, cada volumen (pcm-Pies Cúbicos por Minuto) corresponde a una resistencia específica en el flujo del aire (Pe-Presión estática). La serie de puntos de pcm y Pe para un ventilador a un rpm constante es llamada, la curva del ventilador. Un ejemplo de esta es mostrado a 700 rpm. A 0.25" de Pe, este ventilador proporcionará 1,000 pcm. Si la Presión Estática aumenta, los pcm disminuyen. Si la Presión Estática disminuye, los pcm aumentarán. A 700 rpm, el punto de operación se deslizará por la curva del ventilador a manera que la Presión Estática va cambiando, pero nunca se desligará de la curva. Para que un ventilador pueda operar a un punto fuera de la curva, las rpm deberán ser

⁹ www.greenheck.com

cambiadas. La gráfica debajo muestra como las rpm afectan la curva del ventilador.



Note que la forma general de las curvas son las mismas. Cambiando las rpm simplemente hace que la curva se mueva hacia afuera o hacia adentro.



8.2 CONCEPTOS DEL SISTEMA

Para un volumen de aire, un sistema de distribución de aire produce una resistencia al flujo del aire (P_e) esta resistencia es la suma de todas las pérdidas de presión estática a medida que el aire pasa a través del sistema.

Dentro de los elementos que producen resistencia se incluyen el sistema del ducto, compuertas, rejillas, serpentines, etc.

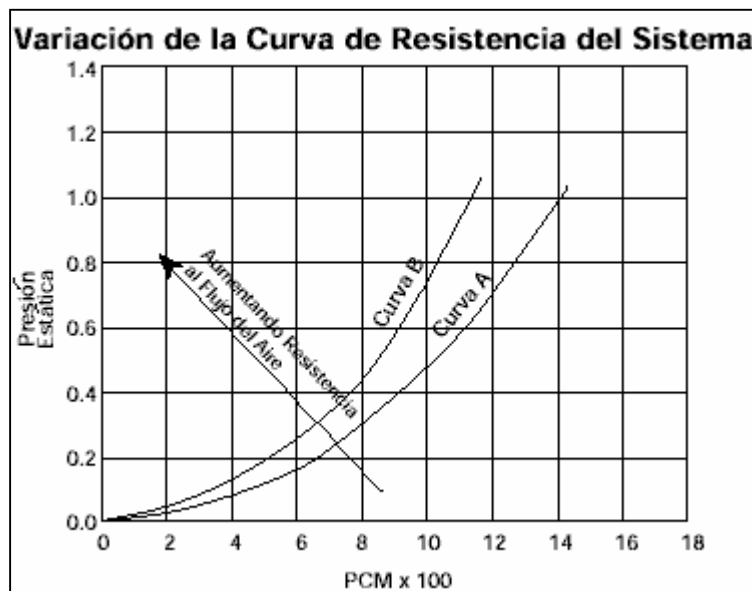
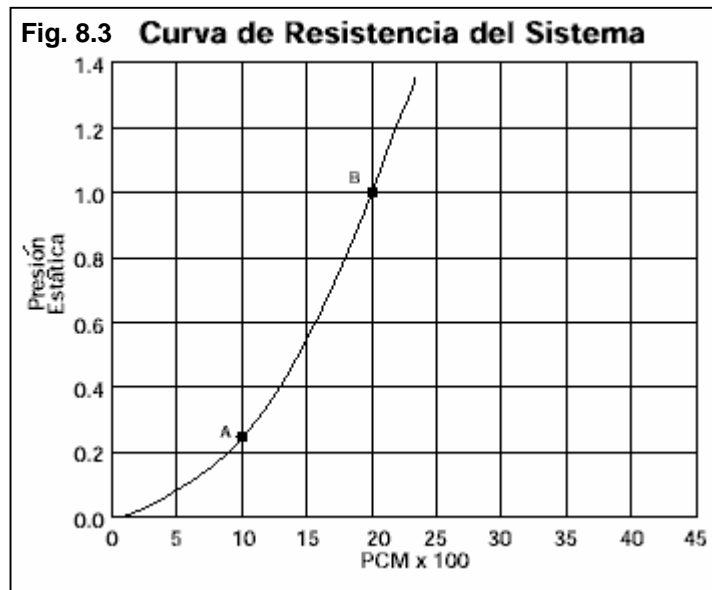
Un ventilador es simplemente un equipo que crea la diferencia en la presión para mover el aire a través del sistema. Mientras más grande es la diferencia de la presión creada por el ventilador, más grande será el volumen de aire movido a través del sistema. Este es el mismo principio relacionado con las bombas de agua.

La única diferencia en este caso es que el ventilador bombea aire y no agua. Varias pruebas han establecido una relación entre p_{cm} y P_e . Esta relación es parabólica y obtiene su forma en la siguiente ecuación:

$$P_e = K \times (p_{cm})^2$$

La letra K es la constante que refleja la empinada de la parábola. De acuerdo a esta ecuación literariamente afirma que la presión estática (P_e) varía tanto como la

elevación cuadrada de los pcm. Por ejemplo, cuando los pcm duplican su valor, la presión estática aumenta 4 veces. Las gráficas siguientes muestran este concepto.



Ejemplo:

Si un sistema es diseñado para mover 1,000 pcm a una resistencia de 0.25" de Pe. ¿Qué presión estática tendrá que superar el ventilador para producir 2,000 pcm de aire?

Solución:

Ya que la presión estática varia, así como la elevación cuadrada de los pcm, podemos resolver la presión estática nueva Pe (Pe₂) con la siguiente ecuación:

$$Pe_2 = Pe_1 \times \left(\frac{PCM_2}{PCM_1} \right)^2 = 0.25" \times \left(\frac{2000}{1000} \right)^2 = 1.0"$$

Si nos referimos a la gráfica de arriba (Fig. 8.3), estos resultados despliegan la curva de resistencia en el sistema, de un punto A hacia un punto B.

Para este sistema en particular, es imposible mover 2,000 pcm a solamente 0.25" de Pe. En todos los sistemas de ventilación cada pcm requiere una Pe única. Esta serie de pcm/Pe forma una curva de resistencia como la que se muestra en la gráfica de arriba (Fig. 8.3). Una vez que la curva de resistencia del sistema es definida, al cambiar las rpm del ventilador también cambiarán simultáneamente los pcm y la presión estática, lo cual resultará en un despliegue de la curva de resistencia.

Nota: Físicamente cambiando el sistema alternaría la resistencia del mismo. Por ejemplo, cerrando una compuerta de 100% de apertura a solo 50% le dará

resistencia y aumentaría la empinada de la curva. El mismo efecto ocurre cuando los filtros se van deteriorando. La gráfica de arriba muestra este concepto.

La curva A representa a un sistema que requiere 0.5" de Pe para mover 1,000 pcm. La curva B requiere 0.75" de Pe para mover la misma cantidad de aire. Esto es como típicamente un sistema reacciona cuando se incrementa la resistencia.

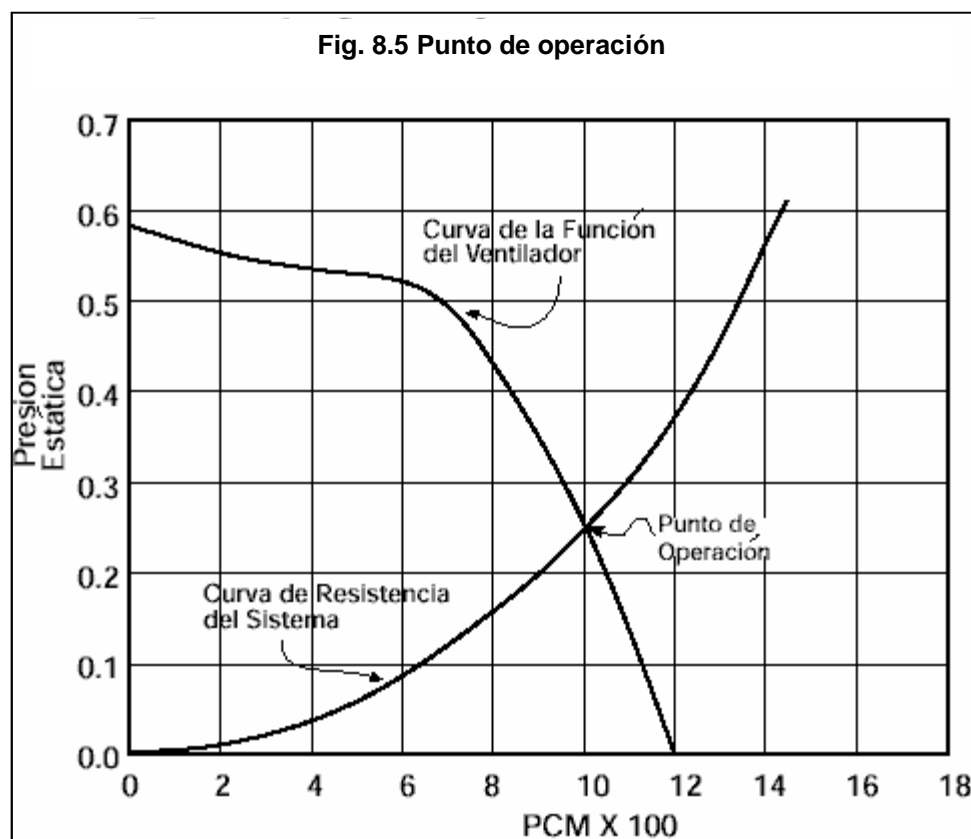
En esta sección, hay tres puntos claves a tomar muy en cuenta:

1. Así como cambia el volumen del aire a través del sistema, también cambia la presión estática.
2. Para un sistema de ventilación estable y bien firme, los puntos de operación deben aferrarse a la curva definiendo las características de los pcm y la presión estática del sistema.
3. Así como los elementos de resistencia cambian, la empinada de la curva de resistencia en el sistema también cambia.

8.3 PUNTO DE OPERACIÓN

Las dos secciones previas introducen las curvas del ventilador y las curvas de resistencia en el sistema. Esta sección le mostrará como estas se relacionan mutuamente para proporcionar un mejor entendimiento del modo en que el sistema del ventilador opera como una unidad completa.

Recuerde que la curva de un ventilador es la serie de puntos en las cuáles puede el ventilador operar a un rpm constante. De la misma forma, una curva de resistencia en un sistema es la serie de puntos en las cuáles el sistema puede operar. El punto de operación (pcm, P_e) para la combinación del sistema de ventilación se encuentra donde se interceptan estas dos curvas.



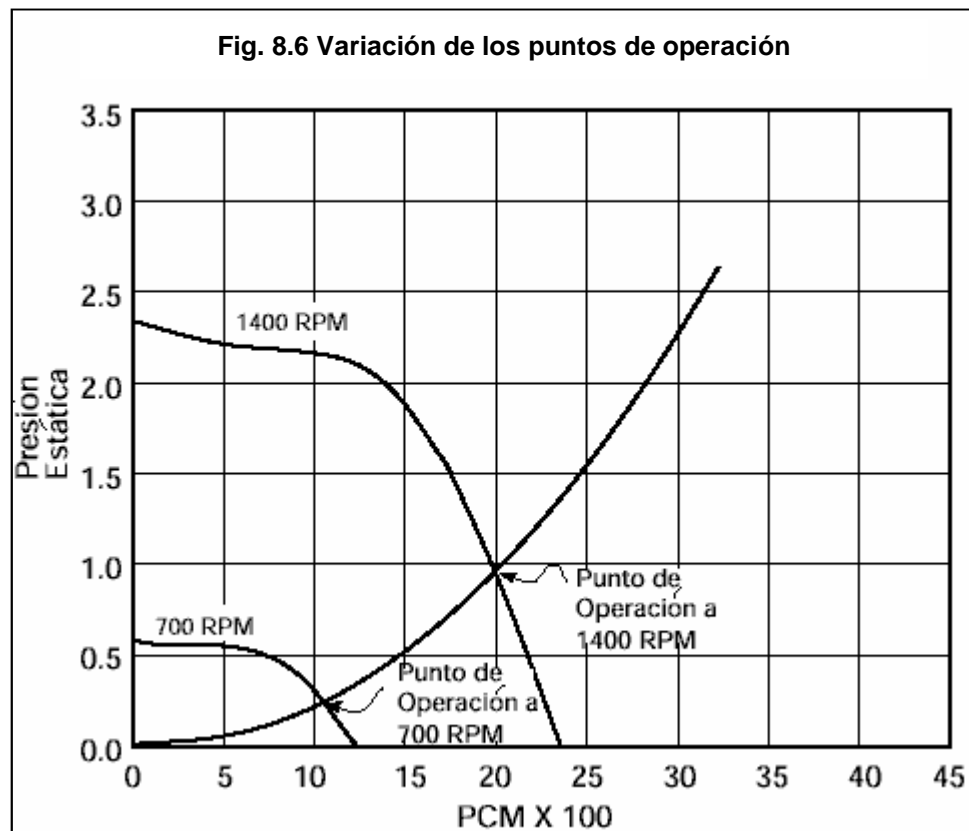
El punto de operación del ventilador y el sistema es el punto donde estas dos curvas se interceptan. Esta intersección determina los pcm y la presión estática distribuida.

8.4 AJUSTANDO EL FUNCIONAMIENTO DEL VENTILADOR

Existe una relación directa entre los pcm y las rpm dentro de un sistema de ventilación. Al duplicar las rpm del ventilador también pasará lo mismo con los pcm distribuidos.

Ejemplo:

La gráfica 8.6, muestra una curva a 700 rpm con un punto de operación de 1,000 pcm a 0.25" de Pe. ¿Cuántas rpm serían requeridas para poder mover 2,000 pcm a través del mismo sistema?



Solución:

Dentro de un sistema de ventilación, los pcm son directamente relacionados a las rpm. Por lo tanto, las nuevas rpm (rpm 2) pueden ser determinadas de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$RPM_2 = RPM_1 \left(\frac{PCM_2}{PCM_1} \right) = 700 \times \left(\frac{2000}{1000} \right) = 1400Rpm$$

Al referirnos a la gráfica, este resultado despliega la curva de resistencia en el sistema de 700 rpm a 1,400 rpm.

Observe que como duplicamos el volumen del aire de 1,000 pcm a 2,000 pcm, la presión estática aumentó de 0.25" a 1.0". Debe de tomarse en cuenta que no estamos cambiando el sistema, solamente aumentando la velocidad del ventilador. Por lo tanto, debemos de permanecer en la curva de resistencia del sistema. Dentro de un sistema, la presión estática varía tanto como la elevación cuadrada de los pcm.

Ya que los pcm y las rpm son directamente proporcionales, podemos relacionarlos con la siguiente ecuación:

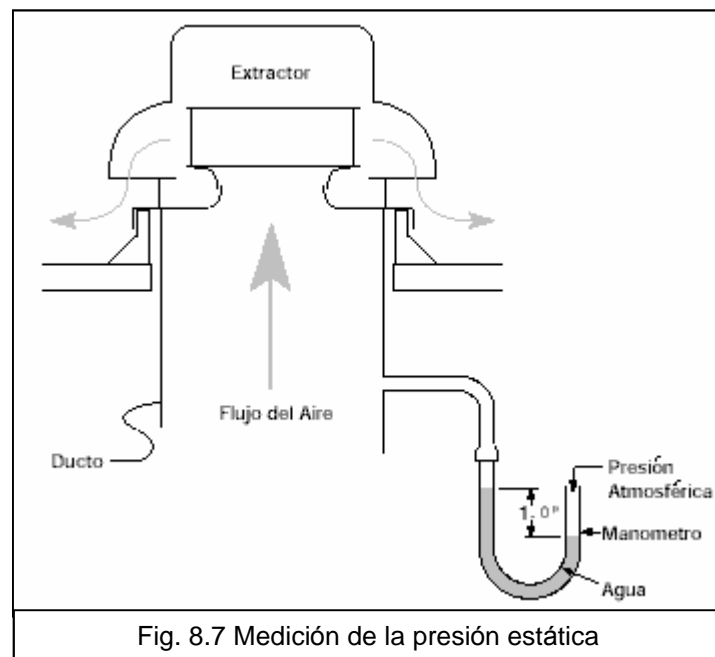
$$Pe_2 = Pe_1 \left(\frac{RPM_2}{RPM_1} \right) = 0.25 \times \left(\frac{1400}{700} \right) = 1.0"$$

Esto verifica que el punto de operación en la curva de las 1,400 rpm (2,000 pcm a 1.0" de Pe). Con este ejemplo, queda claro como los pcm, rpm y la Pe operan unidos en un sistema de ventilación firme y estable.

8.5 ESTIMACION DE LA PRESION ESTATICA

Las presiones generadas por los ventiladores en el sistema del ducto son de magnitudes pequeñas. Aun así, estimando correctamente la presión estática es un punto crítico para poder hacer una selección apropiada.

La presión estática del ventilador es medida en pulgadas de columna de agua. Una libra por cada pulgada cuadrada es equivalente a 27.7" de columna de agua.



Las presiones estáticas en los sistemas de ventilación son generalmente menos de 2" de columna de agua, ó 0.072 psi. La ilustración siguiente muestra como se mide la presión estática en los sistemas con ductos utilizando un manómetro. Una diferencia entre la presión del ducto y la atmósfera provocará que el nivel del agua en el manómetro tienda a colocarse en diferentes niveles.

Esta diferencia es la presión estática medida en pulgadas de columna de agua.

En el caso del extractor a la derecha, el aire es expulsado hacia arriba a través del ducto ya que el extractor introduce una región de baja presión por la cima o tope del ducto. Este es el mismo principio que se lleva a cabo con las bebidas al ser sorbidas con una pajilla.

La cantidad de presión estática que un ventilador debe superar depende de la velocidad del aire dentro del ducto, el número de codos del ducto (y otros elementos resistentes) y la longitud del mismo. Para sistemas propiamente diseñados con suficiente aire de relleno, la guía que aparece debajo puede ser utilizada para estimar la presión estática:

8.6 LEYES DE VENTILACION

En un sistema de ventilación estable y firme, a medida que cambia las rpm del ventilador, la presión estática y el Bhp (punto de la potencia del caballaje del

motor) también cambian. Las ecuaciones siguientes, mejor conocidas como leyes de ventilación muestran la relación entre estos parámetros de operación.

$$pcm_{\text{Nuevo}} = \frac{rpm_{\text{nueva}}}{rpm_{\text{anterior}}} \times pcm_{\text{anterior}}$$

$$Pe_{\text{nueva}} = \left(\frac{rpm_{\text{nueva}}}{rpm_{\text{anterior}}} \right)^2 \times Pe_{\text{anterior}}$$

$$Bhp_{\text{nuevo}} = \left(\frac{rpm_{\text{nueva}}}{rpm_{\text{anterior}}} \right)^3 \times Bhp_{\text{anterior}}$$

Las primeras dos ecuaciones ya han sido estudiadas en la sección de conceptos del sistema y el ventilador. Estudie los ejemplos dados en estas secciones para poder entender más a fondo la aplicación de estas ecuaciones.

La tercera ecuación relaciona el caballaje de fuerza del motor con las rpm del ventilador. El cambio en el caballaje del motor puede ser determinado cuando las rpm son aumentadas alrededor de un 25%. Esto es mostrado a continuación:

$$Bhp_{\text{nuevo}} = (1.25)^3 \times Bhp_{\text{anterior}} = 1.95 \times Bhp_{\text{anterior}}$$

NOTA: Un aumento de un 25% en las rpm resultaría en un 95% de aumento en el caballaje del motor. Tomando esto en consideración, en las primeras selecciones del ventilador, los motores deben ser escogidos con un caballaje de fuerza más grande de lo requerido, en caso de que surja un aumento en las rpm del ventilador en un futuro.

Fig. 8.8 Guía para la presión estática	
Sin ducto:	0.05" to 0.20"
Con ducto:	0.2" to 0.40" por cada 100 pies de ducto (asumiendo que la velocidad del aire dentro del ducto es de 1,000-1,800 Pies/Min.)
Instalación:	0.08" por cada elemento instalado (codo, rejilla, compuerta, etc.)
Campana de Cocina:	0.625" to 1.50"
<p>Importante: Los requisitos para la presión estática son significativamente afectados por la cantidad de aire de relleno proporcionado en un área. Insuficiente aire de relleno o suministro aumentará la presión estática y reducirá la cantidad de aire a extraer. Recuerde, por cada pie cúbico de aire que se extrae, tiene que ser suministrado otro pie cúbico de aire.</p>	

9. CARGA TERMICA¹⁰

9.1 DEFINICION DE CARGA TERMICA

También nombrada como carga de enfriamiento, es la cantidad de energía que se requiere vencer en un área para mantener determinadas condiciones de temperatura y humedad para una aplicación específica (ej. Confort humano). Es la cantidad de calor que se retira de un espacio definido, se expresa en BTU, la unidad utilizada comercialmente relaciona unidad de tiempo, **Btu/hr**.

9.2 INFORMACION GENERAL

El primer paso para el cálculo de una instalación de Aire Acondicionado radica en la determinación de las necesidades de extracción de calor del local para mantenerlo en las condiciones de confort.

A través de años de trabajo, diversas compañías y organizaciones han evaluado múltiples factores requeridos para determinar las cargas de enfriamiento en diversas aplicaciones. Cuando se utilizan estos factores para el cálculo de cargas

¹⁰ www.monografias.com/trabajos4/cargasterm/cargasterm.shtml

en espacios y edificios, lo importante es aplicar un buen criterio para desarrollar algún procedimiento definido.

Para realizar el estimado de la carga de enfriamiento requerida con la mayor exactitud posible en espacios y edificios, las siguientes condiciones son de las más importantes para evaluar:

- Datos atmosféricos del sitio.
- La característica de la edificación, dimensiones físicas.
- La orientación del edificio, la dirección de las paredes del espacio a acondicionar.
- El momento del día en que la carga llega a su pico.
- Espesor y características de los aislamientos.
- La cantidad de sombra en los vidrios.
- Concentración de personal en el local.
- Las fuentes de calor internas.
- La cantidad de ventilación requerida.

Existen diferentes métodos para calcular la carga de enfriamiento en un área determinada, en cualquier caso es necesario evaluar diversas características como las condiciones del lugar (condiciones atmosféricas), tipo de construcción y aplicación del espacio a acondicionar.

9.3 CONSIDERACIONES INICIALES DE DISEÑO

Para calcular la carga de enfriamiento de un espacio, se requiere información de diseño detallada de la edificación e información climática a las condiciones de diseño seleccionados. Generalmente, los siguientes pasos deben ser seguidos:

Características de la Edificación. Obtenga las características de la Edificación.

Materiales de construcción, tamaño de los componentes, colores externos de fuentes y formas son normalmente determinados a partir de los planos de la edificación y especificaciones.

Configuración. Determine la ubicación, orientación y sombra externa de la edificación a partir de los planos y especificaciones. La sombra de edificaciones adyacentes pueden ser determinadas por un plano del sitio o visitando el sitio propuesto. Su permanencia probable debe ser cuidadosamente evaluada de ser incluida en los cálculos.

Condiciones Exteriores de Diseño. Obtenga información climática apropiada y seleccione las condiciones de diseño exterior. La condición climática puede ser obtenida de la estación metereológica local o del centro climático nacional.

Condiciones de Diseño Interior. Seleccione las condiciones de diseño interior tales como temperatura de bulbo seco interior, temperatura interior de bulbo

húmedo y tasa de ventilación. Incluya variaciones permisibles y límites de control.

Rutina de Operación. Obtenga una rutina de iluminación, ocupantes, equipo interno, aplicaciones y procesos que contribuyan a incrementar la carga térmica interna. Determine la probabilidad de que el equipo de refrigeración sea operado continuamente o apagado durante períodos de no ocupación (Ej. Noches y/o fines de semana).

Fecha y Tiempo. Seleccione el tiempo del día y el mes para realizar los cálculos de la carga de enfriamiento. Frecuentemente varias horas del día y varios meses son requeridos.

Consideraciones Adicionales. El diseño apropiado y el tamaño de los sistemas de aire acondicionado central requieren más que el cálculo de la carga de enfriamiento en el espacio a ser condicionado.

El tipo de sistema de acondicionamiento de aire, energía de ventilación, ubicación del ventilador, pérdida de calor de los ductos y ganancia, filtración de los ductos, sistemas de iluminación por extracción de calor y tipo de sistema de retorno de aire, todos afectan la carga del sistema y el tamaño de los componentes.

9.4 MOMENTO DEL DIA CON CARGA PICO DE ENFRIAMIENTO

Este momento no es detectable fácilmente, ya que los componentes principales de la carga de enfriamiento no se dan al mismo tiempo. La carga máxima de temperatura exterior se toma como las 3:00 p.m., la máxima ganancia solar a través de vidrios llega a cualquier hora desde la 7:00 a.m. hasta las 5:00 p.m., dependiendo de la orientación geográfica. Las ganancias de calor internas pueden llegar a su pico en cualquier momento. Se hace necesario entonces efectuar un cálculo de las ganancias de calor en varios puntos a lo largo del día para poder determinar el pico máximo de la carga de enfriamiento.

Debido a la variedad de factores que influyen en el cálculo de la carga pico, es recomendable que en los casos en que haya alguna duda; se calcule la carga para varias horas.

Un aspecto importante del cálculo de cargas de enfriamiento a horas diferentes de las 3:00 p.m. y que algunas veces es obviado, es la corrección que debe hacerse a la temperatura exterior de diseño de bulbo seco para cada momento del día en particular. Obviamente si la máxima temperatura exterior de bulbo seco se presenta todos los días a las 3:00 p.m., en cualquier otro momento debe ser menor. Por consiguiente, la temperatura interior y la exterior de bulbo seco a otras horas distintas de las 3:00 p.m. será menor que en las condiciones de diseño que se presentan a las 3:00 p.m.

Las correcciones no solamente afectan la diferencia de temperatura de exterior a interior, sino también las diferencias totales equivalentes en las temperaturas de paredes y techos.

9.6 CALCULO DE CARGA TERMICA LABORATORIO DE RESISTENCIA DE MATERIALES.

Para el cálculo de la carga térmica del laboratorio de resistencia de materiales, lugar que queremos ventilar, fue necesario tener en cuenta los conceptos anteriores de ganancia de calor. La figura 9.1 es un modelo tridimensional de la zona en cuestión.

Las características de la zona son las siguientes:

- Temperatura exterior seca: 95°F
- Temperatura exterior húmeda: 83°F
- Temperatura de diseño interna: 75°F
- Humedad relativa de diseño: 50-60%
- Paredes de bloque de 12 cm.
- Partición en madera triple 3 cm.
- Techo partición
- Piso no carga

- 640 W en luces fluorescentes
- 500W en computadores
- 7200 W en Máquina Universal de Ensayos
- Concentración de personas pico: 15

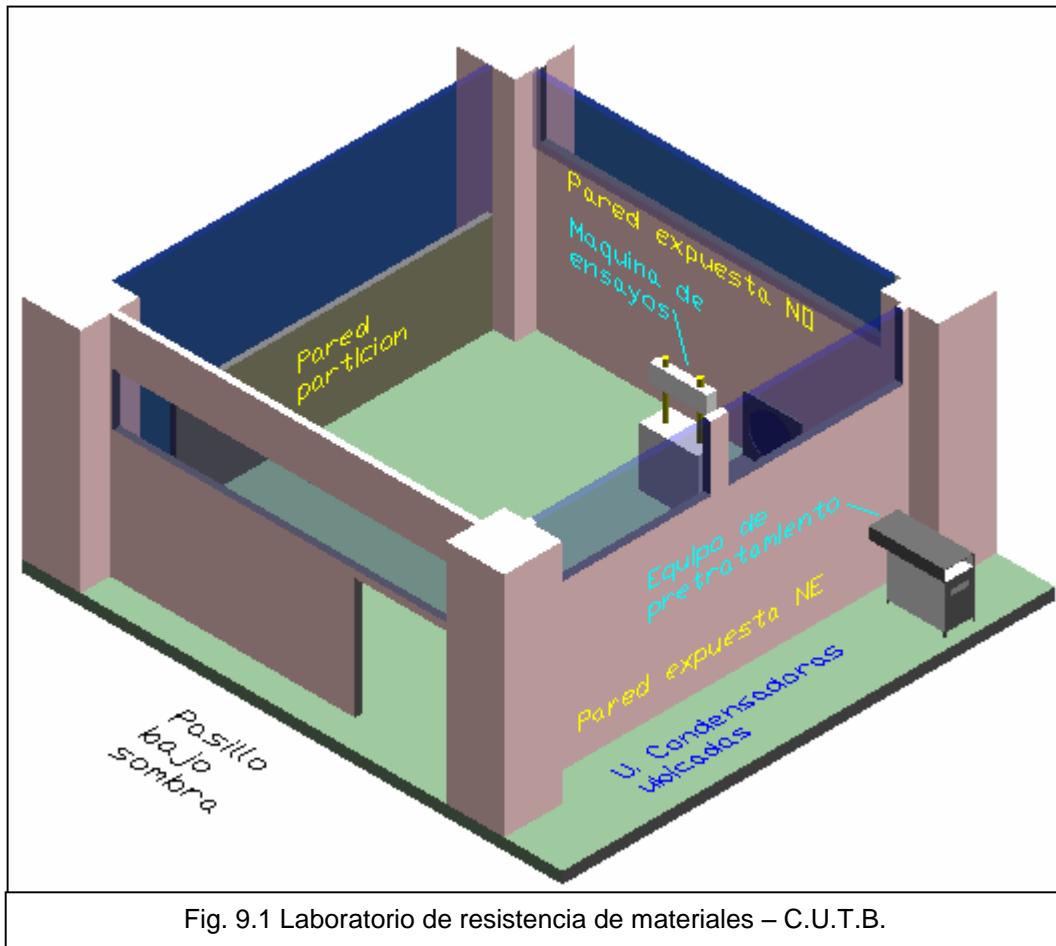


Fig. 9.1 Laboratorio de resistencia de materiales – C.U.T.B.

Los cálculos fueron efectuados mediante el Software “MC2 by McCLINTOCK CORP.”, un software para cálculo de cargas de enfriamiento y calefacción. (ver figura 9.2).

--* TYPICAL ZONE 1		MAR 21	TIME - CLOCK 15	SUN 14.88 *--
	SENSIBLE	LATENT		
GLASS TRANS	3360			
GLASS SOLAR	1317			
EXT. WALLS	4016			
PARTITIONS	1546			
DOORS	1880			
ROOF/CLG	1325			
FLOOR	0			
LIGHTS	2210			
PEOPLE	3922			4875
INFILTR AIR	0			0
VENTIL AIR	2268			5914
OTHER GAINS	25700			0
	<hr/>			<hr/>
ROOM SENS	45276			
TOT SEN/LAT	47544			10789
GR TOTAL HT	58332		TONS REFRIG	4.9
SUPPL AIR	2097			

<ENTER> to continue; or '1' to Lprint, '2' to cancel hourly details

Fig. 9.2 Cálculo de carga térmica por MC2

De acuerdo a los cálculos efectuados por el software, el laboratorio de resistencia de materiales requiere de una remoción de 60.000 Btu/hr aproximadamente (5 TR) para mantener las condiciones de diseño (75°F/50-60% HR) en el momento de mayor calor.

10. TRATAMIENTO TOTAL DEL AIRE EXTERIOR¹¹

10.1 REQUERIMIENTO DEL CÓDIGO 62 DE ASHRAE

La actualización del código de ventilación requiere la introducción de 15 a 20 pies³/min. de aire exterior por persona para la mayoría de las aplicaciones generales. Esto representa un incremento de 4 a 5 veces sobre las exigencias del código original de 5 pies³/min. La propuesta más común para implementar los requerimientos del código ASHRAE 62 en edificaciones existentes es simplemente modificar la manejadora de aire en uso de modo que se incremente la introducción de aire libre.

Para edificios nuevos, lo primero que se podría hacer sería especificar un sistema de aire acondicionado de mayor capacidad para acomodar el aire exterior adicional cuando haya clima cálido.

Sin embargo, una consecuencia inesperada se desprende de estas propuestas. Para una manejadora de aire en uso, el tamaño original posiblemente respondía a la necesidad de manejar la carga de calor perceptible (interior) más sólo 5 pies³/min. de aire exterior por persona. El aumento sustancial en el aire exterior

¹¹ Por Desert Aire – AC/R LATINOAMERICA Vol. 3 N°3 2000

puede ocasionar un incremento de la humedad durante los cálidos y húmedos meses de verano.

Para edificios nuevos, aún con una capacidad adicional de enfriamiento la manejadora de aire podría resultar inadecuada para tratar la humedad y el calor del aire que entra. En general, se programa cierta temperatura de bulbo seco de aire saliente, pero en ese caso queda un exceso de humedad en el aire. (En algunos casos se tiene en cuenta un nivel relativo de humedad en particular, pero en este caso el aire que sale es demasiado frío para ser confortable.). Resulta entonces que oficinas, instalaciones públicas y escuelas, quedan con una cantidad de humedad interior relativa que va aumentando, simplemente porque el diseño de la manejadora de aire no puede remover la carga latente de calor adicional durante el verano.

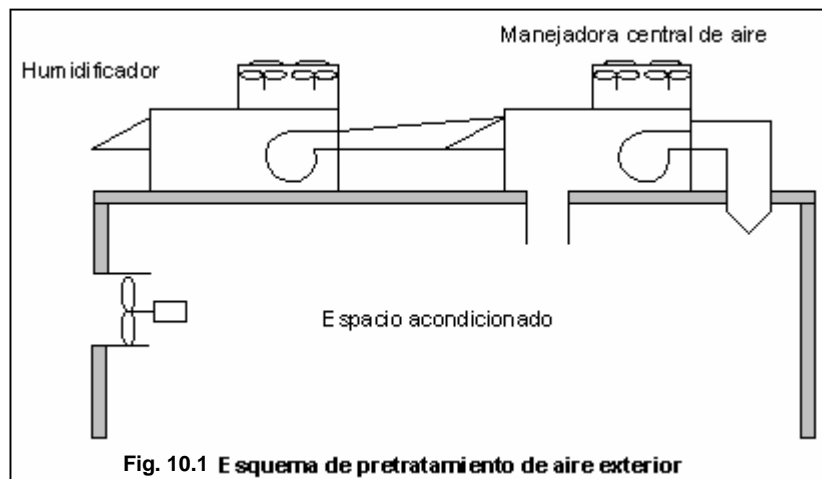
Si no se controla la humedad, pueden presentarse nuevos problemas en el aire interior. Los ocupantes se quejan de tener que trabajar en un “pantano de frío” y disminuyen la productividad. Los virus, bacterias y el moho crecen todos en ambiente húmedos. El aumento del moho en superficies interiores causan reacciones alérgicas. Un alto grado de humedad continua puede dañar láminas de paredes, superficies metálicas y, en ultima instancia, la integridad de la estructura. El aumento del aire exterior resuelve un problema de aire interior sólo para ocasionar otros.

10.2 SOLUCIÓN DE PRETRATAMIENTO

¿Existe una forma de usar exitosamente las manejadoras de aire existentes, modificadas para tomar el aire exterior adicional, para implementar los requerimientos del código ASHRAE 62? ¿Pueden aplicarse manejadoras de aire en edificios nuevos con los requerimientos del código ASHRAE 62 de forma que eviten los problemas de humedad? ¡Desde luego!

Puede usarse un sistema de pretratamiento de deshumidificación para remover la humedad y el calor pico antes de introducir el aire exterior a la manejadora de aire existente.

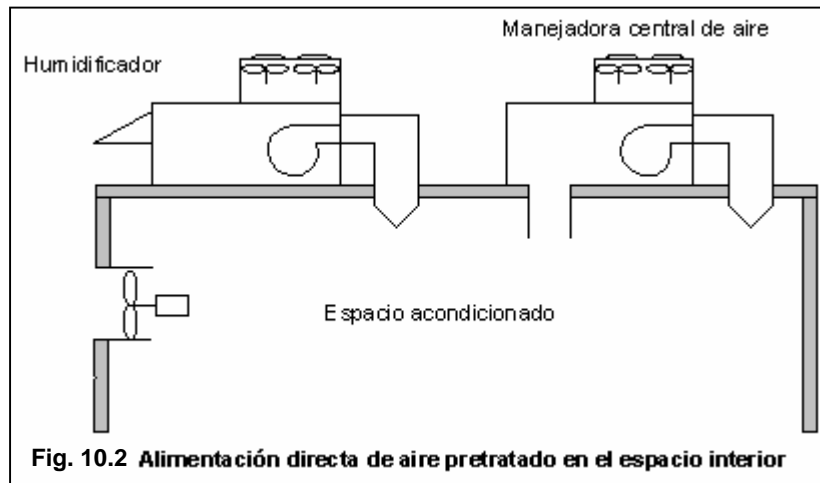
Idealmente, un sistema de pretratamiento debería emular las condiciones típicas (neutrales) del aire de retorno que son de 72°F y 50% - 60% HR. Por consiguiente, la manejadora de aire sólo trabajaría con la carga de calor latente y sensible para la que se diseñó originalmente.



Debe tenerse precaución al diseñar un sistema de pretratamiento de aire. Un sistema estándar de deshumidificación con recalentamiento completo puede remover humedad suficiente, pero causará problemas porque la temperatura normal del aire de salida puede elevarse a 95°F. Un acondicionador estándar de aire, entre tanto, no puede remover la humedad suficiente para resolver el problema. Lo que requiere un deshumidificador con capacidad de recalentamiento parcial que pueda asegurar consistentemente que el aire que sale del deshumidificador tiene una humedad relativa del 50% y no es excesivamente caliente ni frío. De hecho, el deshumidificador ideal no sólo alcanzaría el 50% de humedad relativa, sino que también tendría una capacidad de recalentamiento parcial de modo tal que el aire que pasa a la manejadora tenga condiciones de diseño consistentes a temperatura ambiente.

10.3 ALIMENTACIÓN DIRECTA A ESPACIO

En algunas aplicaciones es deseable alimentar directamente salones específicos con aire exterior, en lugar de usar el método indirecto de hacer pasar el aire exterior por la manejadora de aire. Naturalmente, los puntos que se acaban de escribir también se aplican a esta situación. La solución es similar, excepto que el aire exterior pretratado por el deshumidificador de recalentamiento parcial, entra ahora directamente al edificio en lugar de hacerlo a través de la manejadora de aire.



10.4 CÁLCULO DE LOS REQUERIMIENTOS DE REMOCIÓN DE ENERGÍA

El aire que entra en el sistema de deshumidificación es 100% exterior. El tamaño adecuado del sistema se selecciona calculando la cantidad de energía que debe removerse del aire que entra a la condición máxima del diseño para lograr un punto de rocío o condensado del aire de salida. El método de cálculo más directo se conoce como el Método de Entalpía (o calor latente) Total. Se basa en la diferencia de entalpía (BTU/lb.) entre la condición máxima de diseño y la condición especificada de aire de salida, multiplicada por el flujo de aire.

Razón de Remoción de Energía (Btu/hora) = Diferencia de Entalpía (BTU/lb.) x Flujo de Aire (pies³/min.) x 4.5 (min/hora x lb./pies³/min).

4.5 es un factor de conversión de 60 min./hora dividido por 13.5 pies³/libra (de aire), y los pies³/min. es el volumen específico de aire exterior.

La diferencia de entalpía se calcula tomando el valor de entalpía (BTU/lb) en la temperatura de bulbo húmedo de entrada y el valor de entalpía en el punto de rocío de diseño.

Por ejemplo, si se desea determinar la dimensión del deshumidificador de pretratamiento para el laboratorio de resistencia de materiales de la CUTB, se deben tener en cuenta las siguientes condiciones:

➤ Condiciones exteriores:

$$T_{bs} = 90 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$T_{bh} = 83 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

➤ Condiciones interiores (Rango permisible confort)

$$T_{bs} = 70 - 80 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$\text{HR} = 50 - 60\%$$

➤ Cantidades de aire exterior necesarias:

$$\text{Número de personas} = 15$$

$$\text{Ventilación por persona} = 15 \text{ cfm}$$

Se requiere introducir entonces $15 \times 15 = 225$ pies³/min para cumplir los requerimientos de ASHRAE y suministrar la calidad de aire interior.

Mediante la carta psicrométrica obtenemos los valores de entalpía del aire en la entrada y salida (puntos 1 y 2 de la figura psicrométrica) del serpentín enfriador:

$$h_1 = 47 \text{ BTU/lb y } h_2 = 30 \text{ BTU/lb}$$

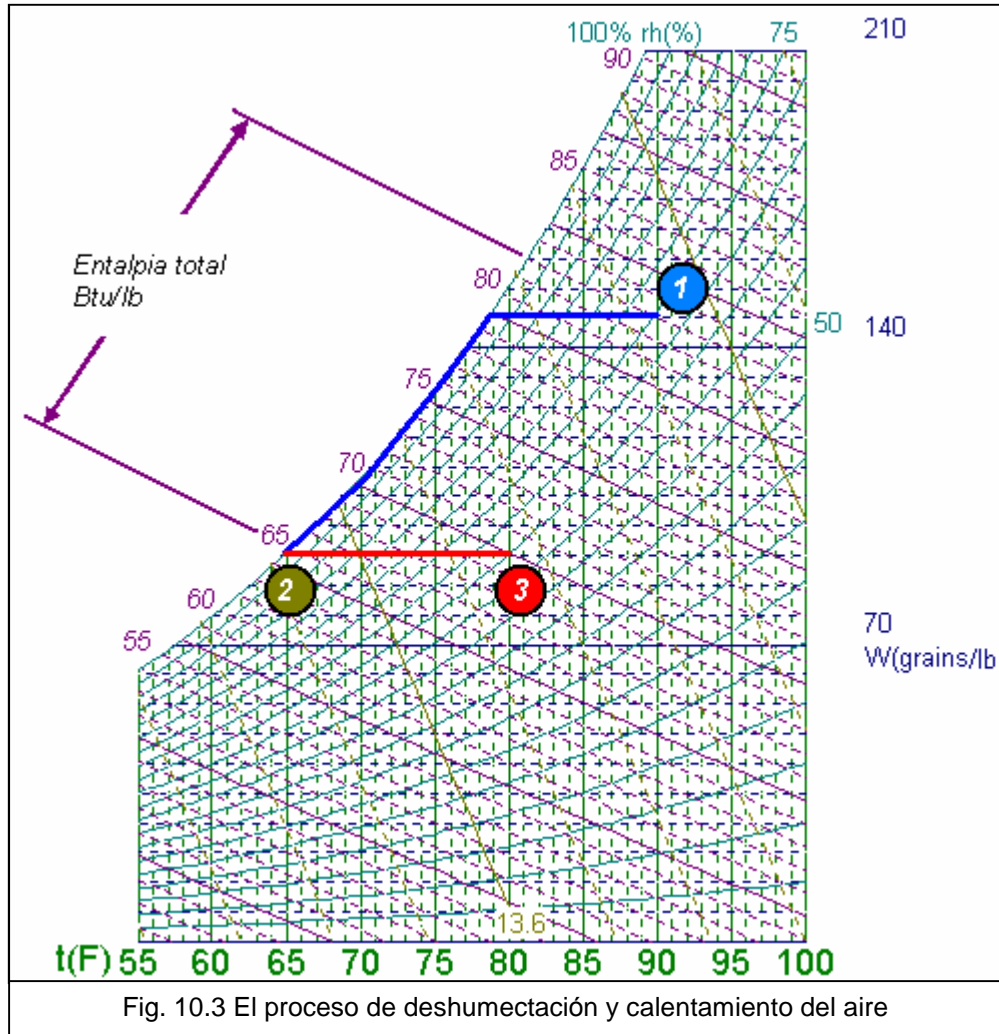
El equipo necesitará la capacidad suficiente para remover energía en la proporción siguiente:

$$(47 - 30) \times 225 \times 4.5 = 17212,5 \text{ BTU/hr} = 1.5 \text{ TR.}$$

Note que el método de entalpía total simplifica la discusión de determinación de las dimensiones centrándose en la remoción total de energía (latente y sensible combinadas) en lugar de enfocarse en la carga de humedad (que frecuentemente se expresa en lb/hora) que el deshumidificador deberá manejar. En lugar de tratar de desarrollar una carga de humedad desde los valores del punto de rocío y de bulbo húmedo, se usan para llegar directamente a la capacidad requerida por el deshumidificador.

La determinación de la diferencia de entalpía entre el bulbo húmedo pico y el punto de rocío del aire a la salida asegurará que el deshumidificador pueda

manejar la amplia variedad de temperaturas de bulbo seco/ combinaciones de humedad relativa que caen entre o están por debajo de la línea de bulbo húmedo.



10.4.1 Selección del serpentín de enfriamiento. Es de vital importancia hacer una buena selección del serpentín evaporador de manera que sea capaz de extraer el calor necesario para que ocurra la condensación o rocío del aire hasta las condiciones especificadas anteriormente.

10.4.1.1 Factor U de conductancia general. Para éste tipo de serpentín se habrá de utilizar una conductancia de:

$$U = 10 \left[\frac{Btu}{hrft^{\circ}F} \right]$$

10.4.1.2 Diferencia de temperatura media logarítmica (DTml). Es la diferencia existente entre la temperatura externa del evaporador y la temperatura del refrigerante dentro del mismo, se calcula como sigue:

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_e - T_r) - (T_s - T_r)}{\ln \left(\frac{T_e - T_r}{T_s - T_r} \right)}$$

T_e = Temperatura del aire del medio ambiente, 90°F

T_a = Temperatura de salida del aire, 65°F

T_r = Temperatura del refrigerante en los tubos, 40°F

Entonces $\Delta T_{ML} = 36^{\circ}F$

10.4.1.3 Área requerida del evaporador. Esta área de evaporación se calculará como sigue a continuación:

$$Q = A \times U \times \Delta T_{LM}$$

$$A = \frac{Q}{U \times \Delta T_{ML}} = \frac{18000}{10 \times 36} = 50 \text{ ft}^2$$

10.4.1.4 Area disponible del evaporador.

Area de aletas:

Espaciado = 12 aletas/pulg.

Area aleta = 15" x 3" = 45 pulg.²

Area hueca = $p \frac{D}{4} \times n = p \frac{0.375^2}{4} \times 42 = 4.64 \text{ pulg.}^2$

Area total aleta = 45 – 4.64 = 40.36 pulg.²

Area neta en aletas = 40.36 x (12 x 17) = 8233.44 pulg.²

Area de tubos:

Se encuentran en el evaporador 42 tubos de 3/8" de 17 pulgadas de longitud en tres hileras.

Longitud total de tubos = 42 x 17 = 714 pulgadas.

Area neta = $\pi \times 0.375^2 \times 714/4 = 78.86 \text{ pulg.}^2$

Area disponible = 8233.44 + 78.86 = 8312.3 pulg.² = 57.72 ft².

Lo que significa que se debe emplear un evaporador de tres hileras con tubería de cobre de 3/8" con 12 aletas/pulgadas, con área frontal de 15" x 17".

10.4.2 Selección del compresor hermético. Para que el sistema de tratamiento de aire trabaje según las exigencias de calidad de aire interior especificadas, es necesario utilizar en el equipo un compresor con capacidad de 18.000 Btu/hr de enfriamiento.

Se seleccionó un compresor AWG5519EXN con capacidad nominal de 18.800 Btu/hr, 1 3/4 H.P., (Ver anexo Q Catálogo de compresores TECUMSEH).

10.4.3 Selección del serpentín condensador. Para poder deducir la capacidad y dimensiones del condensador correspondiente a la potencia frigorífica de un determinado compresor, debe añadirse el calor mecánico y de rozamiento de compresión más el calor absorbido en el evaporador.

La capacidad nominal del condensador se obtiene mediante la siguiente fórmula:

$$Q_N = \frac{Q_{EVAP} \times 15}{DT \cdot Fr \cdot Fc}$$

Donde,

Q_N = Capacidad nominal del condensador

Q_{EVAP} = Capacidad del evaporador

DT = Diferencia de temperatura ($T_{condensación} - T_{ambiente}$)

Fc = Factor de calor de compresión (ver fig. 10.4)

Fr = Factor de refrigerante (ver tabla 10.1)

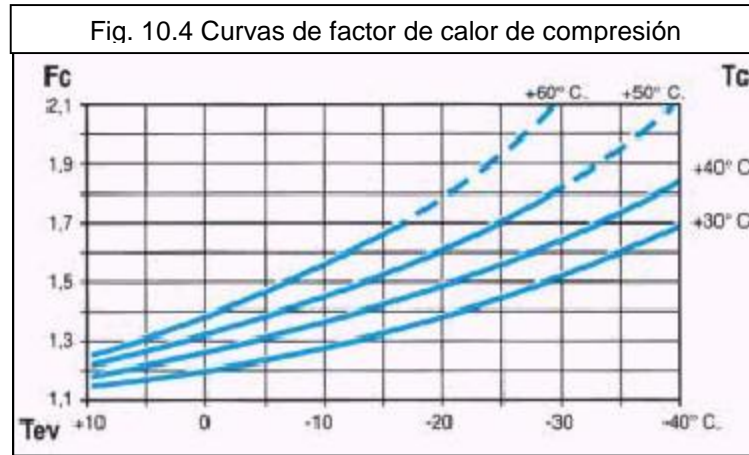


Tabla 10.1 Factor refrigerante

R	Fr
22	1,04
134-a	1,07
404-A	1

Con la figura 10.4, para una temperatura de evaporación de 40°F (7.2°C) y una temperatura de condensación de 105°F (40.5°C) obtenemos un factor de calor de compresión de 1.2 aproximadamente.

Según la tabla 10.1, el factor de refrigerante (Fr) es de 1.04.

Entonces la capacidad del condensador debe ser de:

$$Q_N = \frac{18.000 \cdot 15 \cdot 1.2 \cdot 1.04}{(105 - 90)} = 22.464 \text{ Btu / hr}$$

10.4.3.1 Area requerida de condensación. Para calcular el área requerida de condensación, utilizamos la siguiente ecuación:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{LM}$$

El coeficiente global de transferencia de calor U para este tipo de condensador es de 25 Btu/hr×Ft²°F (ver tabla 7.1).

La diferencia de temperatura media logarítmica se obtiene análogamente a la calculada en el ítem 10.4.1.2. Para este caso, tiene un valor de 12.33°F.

Utilizando el calor nominal de condensación de 22.464 Btu/hr previamente calculado se obtiene que el área requerida en el condensador es de:

$$A = \frac{22.464}{25 \cdot 12.33} = 72.8 \text{ ft}^2$$

10.4.3.2 Area disponible de condensación. El cálculo es como sigue:

Area de aletas:

Espaciado = 12 aletas/pulg.

Area aleta = 14"×3" = 42 pulg.²

Area hueca = $p \frac{D}{4} \times n = p \frac{0.375^2}{4} \times 42 = 4.638 \text{ pulg.}^2$

$$\text{Area total aleta} = 42 - 4.638 = 37.362 \text{ pulg.}^2$$

$$\text{Area neta en aletas} = 37.362 \times (12 \times 23.5) = 10536.1 \text{ pulg.}^2$$

Area de tubos:

Se encuentran en el condensador 42 tubos de 3/8" de 23.5 pulgadas de longitud en tres hileras.

$$\text{Longitud total de tubos} = 42 \times 23.5 = 987 \text{ pulgadas.}$$

$$\text{Area neta} = \pi \times 0.375^2 \times 987/4 = 109.01 \text{ pulg.}^2$$

$$\text{Area disponible} = 10536.1 + 109.01 = 10645.11 \text{ pulg.}^2 = 73.92 \text{ ft}^2.$$

Lo que significa que se debe emplear un condensador de tres hileras con tubería de cobre de 3/8" con 12 aletas/pulgadas, con área frontal de 23.5" x 14".

10.4.4 Selección de tuberías para red de refrigerante. Para hacer un buen dimensionamiento de las tuberías para líneas de líquido, succión y gas caliente, debe disponerse de tablas o cartas donde se reflejen los tamaños de tuberías, longitudes equivalentes y la carga en toneladas de refrigeración. (Ver anexos N, O y P)

Para la línea de líquido, con una longitud equivalente por debajo de los 20 ft y a una capacidad de 1.5 TR se tiene un diámetro de tubería de 3/8".

Para las líneas de gas caliente y succión, siguiendo el mismo método, se tienen diámetros de 3/8" y 1/2" respectivamente.

10.4.5 Selección del ventilador centrífugo. Para la selección del ventilador es necesario tener en cuenta las siguientes condiciones de diseño:

Caudal de aire $Q = 225 \text{ CFM} = 0.206 \text{ m}^3/\text{s}$

Delta de presión $\Delta P = 0.15 \text{ in H}_2\text{O} = 38.1 \text{ mm H}_2\text{O}$; (Presión estática mas presión dinámica)

Revoluciones por minuto $N = 1750 \text{ Rpm}$.

Angulo $\beta_2 = 160^\circ$, ángulo entre la tangente al alabe en la salida y la tangente al circulo de la salida del rotor.

Peso específico del aire $W = 1.23 \text{ kg/cm}^3$; peso específico del aire a condiciones estándar.

Para el diseño de ventiladores centrífugos se cumple la siguiente ecuación básica:

$$H = m \frac{m^2}{g} \quad 12$$

H = Altura manométrica real

¹² TARDA MASANA, JOSÉ – Ventiladores y turbo compresores.

μ = Coeficiente de altura real

μ_2 = Velocidad periférica del alabe a la salida del rotor

g = Aceleración de la gravedad, 9.81 m/s^2

Para ventiladores curvados hacia delante, $\frac{H}{m_2^2}$ varía entre 0.1 y 0.125 (Ver anexo

R)

Entonces,

$$\frac{H}{m_2^2} = 0.125 \Rightarrow m_2 = \sqrt{\frac{H}{0.125}}$$

$$\Delta P = 38.1 \text{ kg/m}^2; H = \frac{\Delta P}{W} = 30.9 \text{ m}$$

Entonces reemplazando

$$m_2 = \sqrt{\frac{30.9}{0.125}} = 15.6 \text{ m/s}$$

Pero μ_2 también es igual a
$$m_2 = \frac{p \cdot D \cdot N}{60}$$

Entonces reemplazando y despejando D, tenemos que $D = 15.24 \text{ cm} = 6$ pulgadas.

Se recomienda para ventiladores centrífugos con $\beta_2 > 90^\circ$, el número de alabes debe estar comprendido entre 30 – 90. (Ver anexo R).

Para nuestro diseño se escogió un rotor con 32 alabes.

10.4.5.1 Cálculo de la potencia fluida

$$P_f = \frac{Q \cdot W \cdot H}{75}$$

P_f = Potencia fluida

Q = Caudal de aire en m^3/s

W = Peso específico del aire, $1.23 \text{ kg}/m^3$

H = Altura manométrica real, m.

$$P_f = \frac{0.206 \cdot 1.23 \cdot 30.9}{75} = 0.104HP$$

10.4.5.2 Cálculo de la potencia interna

$$P_i = \frac{P_f}{n_i}$$

n_i = rendimiento interno. Comprende las pérdidas de carga. Se estima 70%.

$$P_i = \frac{0.104}{0.7} = 0.149HP \approx 1/6HP$$

10.5 RECALENTAMIENTO

Uno de los mayores beneficios de usar un deshumidificador de tipo mecánico para el Pretratamiento es la posibilidad de obtener energía de recalentamiento en forma gratis.

Un deshumidificador de recalentamiento parcial usará la energía recuperada durante la remoción de humedad para producir, por recalentamiento de gas caliente, temperaturas de aire de salida en un rango (70°F a 80°F) que puede ser aceptable para la manejadora de aire.

De este modo, el diseñador puede especificar la temperatura de bulbo seco (o rango de temperaturas) y la humedad relativa del aire exterior pretratado que entrará en la manejadora de aire. La energía requerida para calentar el aire deshumidificado se recupera del proceso de remoción de humedad en lugar de añadirlo usando un calentador por resistencia eléctrica. En contraste, cuando se usa un acondicionador de aire estándar para remover grandes cantidades de humedad de aire, el aire de salida es inaceptablemente frío a menos que se use una cantidad sustancial de recalentamiento eléctrico. El resultado de usar aire acondicionado para remover la humedad incrementa de manera significativa los costos de operación.

Siguiendo con el ejemplo, se deberá calentar el aire de 65°F a 80°F (puntos 2 a 3 de las figuras 10.4 y 10.5). De manera que el gas caliente que pase por el calentador deberá suministrarle al aire deshumidificado una energía equivalente a 3685.5 Btu/hr.

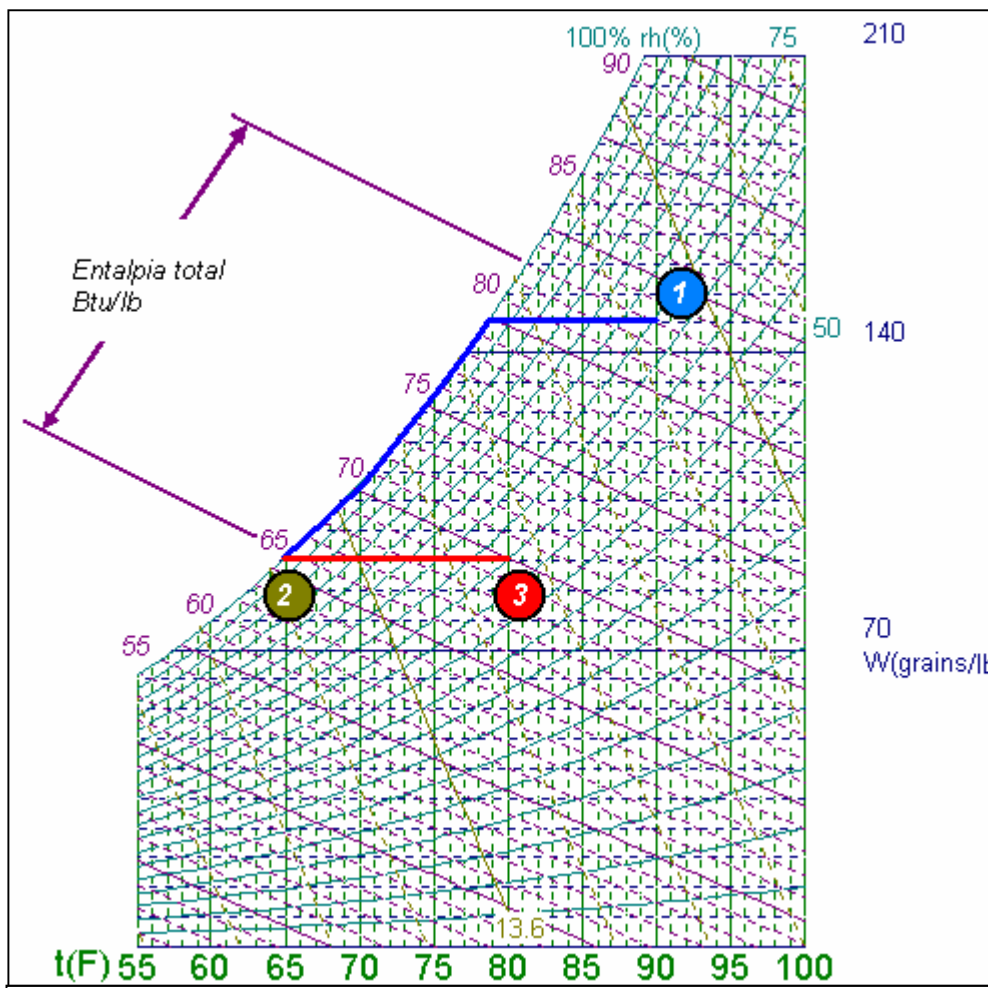
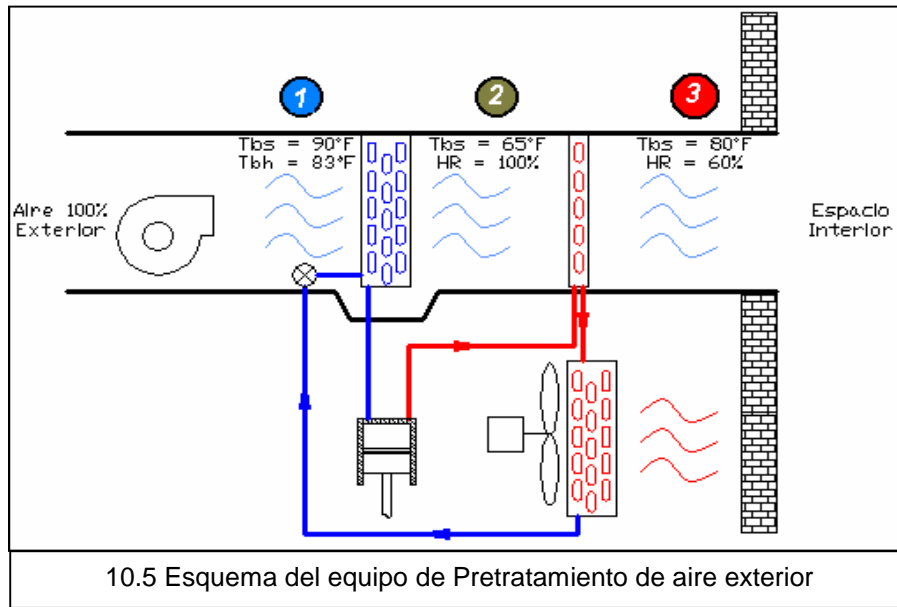


Fig. 10.6 El proceso de deshumectación y calentamiento del aire

Para establecer la configuración correcta del calentador por gas caliente, es necesario tener en cuenta la temperatura media logarítmica y el valor del coeficiente global de transferencia de calor (ver tabla 7.1).

Las temperaturas que influyen en el resultado de la temperatura media logarítmica son la del aire a la entrada al calentador ($T_e = 65^\circ\text{F}$), la temperatura deseada del aire a la salida del calentador ($T = 80^\circ\text{F}$) y la temperatura del gas caliente de condensación ($T_{\text{cond}} = 120^\circ\text{F}$).

$$\text{Entonces } \Delta T_{LM} = 47^\circ\text{F}$$

Empleando la tabla 7.1 del capítulo de condensadores, utilizaremos el coeficiente global de transferencia de calor "U" para un condensador desnudo con $48 \text{ Btu/ft}^2\text{hr}^\circ\text{F}$.

Entonces el área de transferencia de calor necesaria para adicionar 3685.5 Btu/hr de calor al aire es:

$$A = \frac{3685.5 \text{ Btu/hr}}{48 \text{ Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} \times 47^\circ\text{F}} = 1.63 \text{ ft}^2 \approx 234 \text{ in}^2$$

Si tenemos tubos de cobre de $3/8''$ de diámetro y $18''$ de largo, entonces el número de tubos necesarios es:

$$N = 234 / A_{Tubo} = 10TUBOS$$

Configurando el serpentín de gas caliente con el anterior resultado, el aire enfriado y deshumidificado será calentado a las condiciones especificadas anteriormente.

El laboratorio, entonces, podrá disponer de un ambiente ventilado y agradable para los ocupantes de dicha zona.

11. EVALUACION ECONOMICA

A continuación presentaremos dos alternativas para analizar y seleccionar la mejor opción de inversión. Tales alternativas son, primero, construir el equipo mediante recursos propios (Alternativa A); y segundo, comprar el equipo al fabricante dándole a conocer las especificaciones técnicas deseadas tales como la calidad de aire de inyección deseada y el caudal de aire requerido (Alternativa B)

11.1 ALTERNATIVA A

La alternativa A sugiere hacer la inversión de capital mediante las siguientes partes que constituyen el equipo de tratamiento de aire exterior para ventilación:

ITEM	VALOR
Compresor Tecumse 18.800 Btu/hr	650.000
Evaporador 15"x17" 3 hileras	100.000
Condensador 23.5"x14" 3 hileras	110.000
Tuberías y accesorios de cobre	35.700
Motor eléctrico 1/6 HP	140.280
Blower 6"x8"	40.000

Fibra de vidrio	57.000
Láminas galvanizadas y ángulos	75.000
Componentes eléctricos	58.000
Difusores y rejillas	55.000
Subtotal	1'320.98
+ 16% I.V.A.	211.356
TOTAL INVERSION	\$1'532.336

10.2 ALTERNATIVA B

La alternativa B fue sugerida por la empresa INTERCARIBE LTDA, empresa que ha tenido experiencia en el suministro e instalación de este tipo de equipo de acondicionamiento de aire. Tal alternativa se muestra en la siguiente página.



INTERCARIBE LTDA.

SUMINISTROS, MONTAJE, MANTENIMIENTOS
TRANSFORMADORES, AIRE ACONDICIONADO
HIDROMECAÁNICA, ING. ELÉCTRICA Y CIVIL
NIT. 806002528-1

Cartagena de Indias, 30 de abril de 2003
COTIZACION IC- 0589

Señor:
RICARDO CRUZ SOLANO
Tel: 6775510
Cartagena

REF.: EQUIPO DESHUMIDIFICADOR DE AIRE PARA VENTILACION DE 1.5 TON.

Por la presente le estamos cotizando un equipo deshumidificador de aire para ventilación con capacidad de 1.5 toneladas.

- Serpentes evaporador y condensador, compresor 1 ½ HP, ventiladores, red de refrigerante y accesorios requeridos, aislamiento térmico, bases y láminas de recubrimiento, accesorios eléctricos, etc.

<i>SUB TOTAL</i>	1'630.000
16% I.V.A.	260.800
GRAN TOTAL	\$1'890.800

FORMA DE PAGO: 50% Anticipo
50% Saldo a la entrega

TIEMPO DE ENTREGA: Una semana a partir de la entrega del anticipo

GARANTIA: Noventa días

VICTOR RAMIREZ
Servicios Técnicos

10.3 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA CONVENIENTE

COSTOS	
Alternativa A	Alternativa B
\$1'532.336	\$1'890.800

Evaluando las dos propuestas previamente descritas vemos que es conveniente hacer la inversión teniendo en cuenta la alternativa A, ya que la alternativa B es un 23.39% superior en valor monetario.

CONCLUSION

Para permitir que una manejadora de aire, modificada para cumplir el código de ventilación 62 de ASHRAE, funcione como se diseñó originalmente, debe pretratarse el aire exterior agregado para ajustarlo a las condiciones normales de aire de retorno. De forma similar, en nuevos diseños para cumplir con el código ASHRAE 62, el pretratamiento del aire exterior antes de introducirlo a la manejadora de aire o al espacio es requisito necesario para cualquier solución práctica, ya que sólo añadir capacidad de acondicionamiento de aire no es un método deseable para remover la humedad de ese aire. Una solución efectiva en edificios nuevos y existentes es el pretratamiento por medio de un deshumidificador con recalentamiento parcial, para remover la carga pico de calor latente y mantener condiciones en el aire de entrada razonables para la manejadora de aire.

Puede lograrse un adecuado dimensionamiento del sistema de deshumidificación calculando la cantidad de calor total (latente y sensible) que deberá removerse a cada hora basándose en el aire exterior adicional, según los valores de ASHRAE para el diseño de temperatura de bulbo húmedo.

Sin pretratamiento, el incremento de aire exterior introducido en una manejadora de aire resuelve un problema de aire interior pero crea otros. Al pretratar el aire exterior con un sistema de deshumidificación con recalentamiento parcial, pueden lograrse todos los beneficios de un ambiente saludable y productivo para los ocupantes de la edificación sin introducir humedad excesiva o temperaturas inadecuadas.

BIBLIOGRAFIA

AC/LATINOAMERICA. La Revista para las Industrias de Aire Acondicionado, Refrigeración, Calefacción y Ventilación. Miami, EE.UU. Latín Press Inc. 2002

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TECNICAS Y CERTIFICACIÓN. Tesis y otros trabajos de grado Bogotá: ICONTEC., 2002.132 p. NTC. 1486

RAPIN, P. J. Instalaciones Frigoríficas. Barcelona, España. Marcombo Boixareu Editores, 1996

STOEKER, W. F. Refrigeración Industrial. EE.UU. Bussines News Publishing Company. 1992

Aire Acondicionado (On line). DARKIN España. Disponible en Internet: <http://www.daikin.es>

ASHRAE Handbook [CD-ROM]: ©1995-1998 American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. All rights reserved. Copyright 1995-1998 Millstar Electronic Publishing Group, Inc. All rights reserved.

ANEXOS

ANEXO A. VALORES DE RESISTENCIA PARA MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN Y AISLAMIENTO¹³

Posición del espacio de aire	Dirección del flujo de calor	Espesor del espacio de aire, in.	Resistencia térmica (R)		
			Foil de aluminio brillante	Papel de aluminio pintado	No reflectivo
N° 1 Superficie de aire quieta					
Horizontal	Arriba		1.32	1.10	0.61
Pendiente de 45°	Arriba		1.37	1.14	0.62
Vertical	Horizontal		1.70	1.35	0.68
Pendiente de 45°	Abajo		2.22	1.67	0.76
Horizontal	Abajo		4.55	2.70	0.92
N° 2 Espacios de aire					
Horizontal	Arriba (invierno)	¾ a 4	2.06	1.62	0.85
Horizontal	Arriba (verano)	¾ a 4	2.75	1.87	0.80
Pendiente de 45°	Arriba (invierno)	¾ a 4	2.22	1.71	0.88
Vertical	Horiz. (invierno)	¾ a 4	2.62	1.94	0.94
Vertical	Horiz. (verano)	¾ a 4	3.44	2.16	0.91
Pendiente de 45°	Abajo (verano)	¾ a 4	4.36	2.50	0.90
Horizontal	Abajo (invierno)	¾	3.55	2.39	1.02
Horizontal	Abajo (verano)	¾	3.25	2.08	0.84
Horizontal	Abajo (invierno)	1 ½	5.74	3.21	1.14
Horizontal	Abajo (verano)	1 ½	5.24	2.76	0.93
Horizontal	Abajo (invierno)	4	8.94	4.02	1.23
Horizontal	Abajo (verano)	4	8.08	3.38	0.99
N° 3 Superficies de aire móviles (cualquier posición o dirección)					
15 mph (invierno)					0.17
7 ½ mph (verano)					0.25
Descripción	Densidad Lb/pie ³	Resistencia térmica			
		Por pulgada de espesor	Para el espesor listado		
N° 4 Lámina de construcción, paneles, recubrimientos, etc.					
Lámina de asbesto – cemento	120	0.25			
Lámina de asbesto – cemento 1/8 pulg.	120		0.03		
Lámina de yeso o repello 3/8 pulg.	50		0.32		
Lámina de yeso o repello ½ pulg.	50		0.45		
Madera prensada	34	1.25			
Madera prensada ¼ pulg.	34		0.31		
Madera prensada 3/8 pulg.	34		0.47		
Madera prensada ½ pulg.	34		0.63		
Madera prensada 5/8 pulg.	34		0.78		
Madera prensada o páneles de madera ¾ pulg.			0.94		
Lámina de fibra de madera, laminada u homogénea	26	2.38			
	31	2.00			
	33	1.82			
Fibra de madera del tipo de lámina dura	65	0.72			
Fibra de madera del tipo de lámina dura ¼ pulg.	65		0.18		
Madera, recubrimiento de pino o abeto 25/32 pulg.			0.98		
Madera, pino o abeto 1 5/8 pulg.			2.03		

¹³ Basado en la información del *Manual de Fundamentos de ASHRAE 1972*

ANEXO A (Cont.)

Descripción	Densidad Lb/pie ³	Resistencia térmica	
		Por pulgada de espesor	Para el espesor listado
N° 5 Papel de construcción			
Felpa permeable al vapor			0.06
Sello de vapor, dos capas o con felpa 1.5 lb.			0.12
Sello de vapor, película de plástico			Negl.
N° 6 Materiales para piso			
Alfombra y fibra			2.08
Alfombra y caucho			1.23
Tablón de corcho 1/8 pulg.			0.28
Tablón o linóleo – valor promedio – 1/8 pulg.			0.05
Granito pulido 1 pulg.			0.08
Subpiso de madera 25/32 pulg.			0.98
Madera, acabado de madera dura ¾ pulg.			0.68
N° 7 Materiales de aislamiento, manta y bloque			
Fibra de algodón	0.8 – 2.0	3.85	
Lana mineral, en forma de fibra, procesado de roca, piedra o vidrio	(2" – 2 ¾") 1.5 – 4.0 (3" – 3 ½") (3 ½" – 3 5/8") (5 ¼" – 6 ½") (6" – 7")		7 11 13 19 22
Fibra de madera	3.2 – 3.6	4.0	
N° 8 Materiales aislantes, lámina			
Fibra de vidrio	9.5 – 11.0	4.00	
Lámina acústica de madera o fibra de caña ½"			1.19
Lámina acústica de madera o fibra de caña ¾"			1.78
Madera o fibra de caña, acabado interior	15.0	2.86	
Madera o fibra de caña, acabado interior ½"	15.0		1.43
Losa para techo aproximadamente 1½"			4.17
Losa para techo aproximadamente 2 pulg.			5.56
Losa para techo aproximadamente 3 pulg.			8.33
Recubrimiento, ompregnado o laminado	20.0	2.63	
Recubrimiento, ompregnado o laminado ½ pulg.	20.0		1.32
Recubrimiento, ompregnado o laminado 25/32 pulg.	20.0		2.06
N° 9 Materiales aislantes, lámina y losas			
Vidrio celular	9.0	2.50	
Uretano expandido		5.88	
Caucho expandido	4.5	4.55	
Cabello, con asfalto	8.5	3.00	
Poliestireno expandido, moldeado	1.0	3.57	
Poliestireno expandido, extruido	2.2	5.00	
Viruta de madera, en láminas preformadas	22.0	1.82	
Lana mineral con resina	15.0	3.45	
Lana mineral con asfalto	15.0	3.22	
N° 10 Materiales aislantes, llenado flojo			
Papel macerado o productos de pulpa	2.5 – 3.5	3.57	
Lana mineral, vidrio, piedra o roca	2.0 – 5.0	3.33	
Aserrín o viruta	8.0 – 15.0	2.22	
Aerogel de silica	7.6	5.88	
Vermiculita expandida	7.0 – 8.2	2.08	
Fibra de madera, madera de cedro o abeto	2.0 – 3.5	3.33	
Fibra de madera, madera de cedro o abeto	3.0	3.22	
Fibra de madera, madera de cedro	4.0	3.57	
Fibra de madera, madera de cedro	4.5	3.84	

ANEXO A (Cont.)

Descripción	Densidad Lb/pie ³	Resistencia térmica	
		Por pulgada de espesor	Para el espesor listado
N° 11 Aislamiento de techo, preformado para uso sobre base			
Aproximadamente ½ pulg.			1.39
Aproximadamente 1 pulg.			2.78
Aproximadamente 1 ½ pulg.			4.17
Aproximadamente 2 pulg.			5.56
Aproximadamente 2 ½ pulg.			6.67
Aproximadamente 3 pulg.			8.33
N° 12 Materiales de mampostería, concretos			
Mortero	116	0.20	
Concreto con fibra de yeso, 87.5% yeso, 12.5% pedazos de madera	51	0.60	
Incluyendo agregados ligeros	120	0.19	
	100	0.28	
Arcilla expandida, arcilla pizarrosa, escorias expandidas, cenizas, piedra pómez, perlita, vermiculita, también concreto celular.	80	0.40	
	60	0.59	
	40	0.86	
	30	1.11	
	20	1.43	
Arena y grava o agregado de piedra, secado en horno	140	0.11	
Arena y grava o agregado de piedra, sin secar	140	0.08	
Estuco	116	0.20	
N° 13 Materiales de recubrimiento			
Repello de cemento, con agregado de arena	116	0.20	
Repello de cemento, con agregado de arena ½ pulg.			0.10
Repello de cemento, con agregado de arena ¾ pulg.			0.15
Repello de yeso, con agregado liviano ½ pulg.	45		0.32
Repello de yeso, con agregado liviano 5/8 pulg.	45		0.39
Repello de yeso, con agregado liviano 3/4 pulg.	45		0.47
Repello de yeso, con agregado de perlita		0.67	
Repello de yeso, con agregado de arena	105	0.18	
Repello de yeso, con agregado de arena ½ pulg.	105		0.09
Repello de yeso, con agregado de arena 5/8 pulg.	105		0.11
Repeyo de yeso, con agregado de vermiculita	45	0.59	
N° 14 Unidades de mampostería			
Ladrillo común	120	0.20	
Ladrillo, a la vista	130	0.11	
Bloque hueco, una celda 3 pulg.			0.80
Bloque hueco, una celda 4 pulg.			1.11
Bloque hueco, dos celdas 6 pulg.			1.52
Bloque hueco, dos celdas 8 pulg.			1.85
Bloque hueco, dos celdas 10 pulg.			2.22
Bloque hueco, tres celdas 12 pulg.			2.50
Piedra, losa o arena		0.08	
Teja de yeso para partición, 3x12x30 pulg. Sólido			1.26
N° 15 Techo			
Tejas de asbesto – cemento	120		0.21
Techo con rollos de asfalto	70		0.15
Tejas de asfalto	70		0.44
Techo pre-construido 3/8 pulg.	70		0.33
Losa ½ pulg.			0.05
Lámina de metal		Negl.	
Láminas de madera			0.94
N° 16 Madera			
Arce, roble y maderas duras similares	45	0.91	
Abeto, pino y maderas suaves similares	32	1.25	
Abeto, pino y maderas suaves similares 25/32 pulg.	32		0.98
Abeto, pino y maderas suaves similares 1 5/8 pulg.	32		2.03
Abeto, pino y maderas suaves similares 2 5/8 pulg.	32		3.28
Abeto, pino y maderas suaves similares 3 5/8 pulg.	32		4.55

ANEXO A (Cont.)

Descripción	Densidad Lb/pie ³	Resistencia térmica	
		Por pulgada de espesor	Para el espesor listado
N° 17 Bloques de concreto			
Agregado de arena y grava, núcleo de tres óvalos 4 pulg.			0.71
Agregado de arena y grava, núcleo de tres óvalos 8 pulg.			1.11
Agregado de arena y grava, núcleo de tres óvalos 12 pulg.			1.28
Agregado de ceniza, con núcleo de tres óvalos 3 pulg.			0.86
Agregado de ceniza, con núcleo de tres óvalos 4 pulg.			1.11
Agregado de ceniza, con núcleo de tres óvalos 8 pulg.			1.72
Agregado de ceniza, con núcleo de tres óvalos 12 pulg.			1.89
Agregado de arena y grava, dos núcleos 8 pulg. 36 lb.			1.04
Agregado de arena y grava, núcleos llenos 8 pulg. 36 lb.			1.93
Agregado liviano, arcilla expandida, barro, pizarra o escoria Piedra pómez 3 pulg. 24 lb.			1.27
Agregado liviano, arcilla expandida, barro, pizarra o escoria Piedra pómez 4 pulg. 24 lb.			1.50
Agregado liviano, arcilla expandida, barro, pizarra o escoria Piedra pómez 8 pulg. 24 lb.			2.00
Agregado liviano, arcilla expandida, barro, pizarra o escoria Piedra pómez 12 pulg. 24 lb.			2.27
Agregado liviano, arcilla expandida, barro, pizarra o escoria Piedra pómez 2 núcleos 8 pulg. 24 lb.			2.18
Agregado liviano, arcilla expandida, barro, pizarra o escoria Piedra pómez núcleos llenos 8 pulg. 24 lb.			5.03
Agregado liviano, arcilla expandida, barro, pizarra o escoria Piedra pómez 3 núcleos 6 pulg. 19 lb.			1.65
Agregado liviano, arcilla expandida, barro, pizarra o escoria Piedra pómez núcleos llenos 6 pulg. 19 lb.			2.99
Agregado liviano, arcilla expandida, barro, pizarra o escoria Piedra pómez 3 núcleos 12 pulg. 38 lb.			2.48
Agregado liviano, arcilla expandida, barro, pizarra o escoria Piedra pómez núcleos llenos 12 pulg. 38 lb.			5.82
N° 18 Materiales de recubrimiento (sobre superficie plana)			
Tejas de madrea, 16 pulg. 7 ½ pulg. de exposición			0.87
Tejas de madrea, doble, 16 pulg. 12 pulg. de exposición			1.19
Tejas de madrea, mas aislamiento 5/16 pulg.			1.40
Recubrimiento asbesto – cemento ¼ pulg traslapado o tejas			0.21
Recubrimiento en rollos de asfalto			0.15
Recubrimiento aislante de asfalto (lámina de ½ pulg.)			1.46
Recubrimiento de madera, 1x8 pulg.			0.79
Recubrimiento de madera, 1/2x8 pulg., traslapado			0.81
Recubrimiento de madera, 3/4x10 pulg., traslapado			1.05
Recubrimiento de madera, en láminas, 3/8 pulg., traslapado			0.59
Vidrio estructural			0.10

**ANEXO B. GANANCIA DE CALOR POR RADIACION SOLAR A TRAVES DE
VIDRIOS¹⁴
Btu/hr por pie²**

Latitud	24°		32°		40°		48°		56°	
(Mirando hacia) N (Para sombra)	9 am	3 pm	9 am	3 pm	9 am	3 pm	9 am	3 pm	9 am	3 pm
	28	33	27	32	25	30	23	28	22	26
NE	135	32	118	31	101	30	145	28	69	26
E	202	32	202	31	199	30	195	28	188	26
SE	153	33	168	45	181	34	191	35	197	38
S	32	48	41	71	59	98	76	123	91	143
SO	26	147	25	168	24	187	23	200	22	210
O	26	171	25	168	24	165	23	161	21	154
NO	26	153	25	82	24	65	23	50	21	39
Horizontal	153	215	150	207	142	194	131	176	116	154

¹⁴ Basado en la información del *Manual de Fundamentos de ASHRAE 1972*

**ANEXO C. FACTORES DE GANANCIA DE CALOR POR RADIACION SOLAR A
TRAVES DE VIDRIOS¹⁵**

Tipo de vidrio	Sin sombra	Con sombra (persiana veneciana, cortinas forradas o de enrollar)
Vidrio plano (1/8")	1.00	0.64
Vidrio plano (1/4")	0.95	0.64
Vidrio que absorbe calor o con algún color (3/16")	0.72	0.57
Vidrio reflectivo (1/4")	0.30 – 0.60	0.25 – 0.50
Vidrio claro con película reflectiva aplicada por el lado interior	0.25 – 0.45	0.21 – 0.35
Vidrios dobles		
Vidrios claros (1/8")	0.90	0.57
Vidrios claros (1/4")	0.83	0.57
Película que absorbe calor en el exterior; vidrio claro en el interior	0.56	0.39

¹⁵ Basado en la información del *Manual de Fundamentos de ASHRAE 1972*

ANEXO D. FACTORES DE TRANSMISION DE CALOR PARA VIDRIOS*¹⁶

Tipo de vidrio	Valor U*		
	Verano		Invierno
	Sin sombra	Con sombra**	
Vidrio sencillo	1.06	0.81	1.13
Vidrio doble (1/4" con Espacio de aire)	0.61	0.52	0.65
Ventana corriente + ventana Para tormentas	0.54	0.47	0.65

* Btu/(hr)(pie²)(°F dif. de temp)

** Estos valores son válidos para ventanas con persianas venecianas bien cerradas, cortinas con forro o cortinas de enrollar.

¹⁶ Basado en la información del *Manual de Fundamentos de ASHRAE 1972*

**ANEXO E. DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURA PARA
PAREDES SOLEADAS Y SOMBREADAS¹⁷**

Construcción de la pared*	Hora estándar	NE		E		SE		S		SO		O		NO		N	
		os	cl.	os	cl.	os	cl.	os	cl.	os	cl.	os	cl.	os	cl.	os	cl.
Construcción liviana	9 am	28	17	35	20	29	17	16	10	18	12	18	12	15	10	14	9
	3 pm	24	17	29	20	31	21	32	21	37	24	34	22	26	18	20	15
Construcción medio liviana	9 am	12	8	14	9	11	7	6	4	8	5	9	6	7	5	7	5
	3 pm	29	18	35	23	39	22	26	16	21	16	18	12	15	11	16	11
Construcción medio pesada	9 am	14	11	17	13	16	12	14	11	18	12	20	16	17	11	12	10
	3 pm	21	14	28	19	25	15	16	11	14	11	17	11	14	10	12	9
Construcción pesada	9 am	20	14	26	16	23	15	20	14	24	16	26	17	21	15	15	11
	3 pm	20	13	24	16	22	15	18	13	22	14	23	15	19	13	14	10

*Nota:

1. Tabla basada en una temperatura exterior de diseño de 95°F y en una temperatura interior de diseño de 75°F.
2. Cuando la diferencia de temperatura entre interior y exterior sea de más (o menos) de 20°F, sume el exceso (o reste la diferencia) a los valores de la tabla.
3. Para calcular una pérdida o ganancia de calor a través de particiones que separan un espacio acondicionado de otro sin acondicionar, use una diferencia de 5 grados menos que la diferencia de temperatura de diseño a menos que se espere que exista otra temperatura predominante.
4. Todas las paredes incluyen un terminado interior de repello de 3/4" de repello o de placas de asbesto-cemento.

¹⁷ Basado en la información del *Manual de Fundamentos de ASHRAE 1972*

**ANEXO F. DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURA PARA
GANANCIAS DE CALOR A TRAVES DE TECHOS PLANOS¹⁸**

Construcción del techo	Hora estándar			
	9 am		3 pm	
	osc	claro	osc	claro
CONSTRUCCION LIVIANA				
Cubierta de acero con aislamiento de 1 a 2"	34	14	90	50
Estructura de madera de 1" con aislamiento de 1 a 2"	19	6	88	48
Estructura de madera de 2.5" con aislamiento de 1 a 2"	7	-1	68	35
CONSTRUCCION MEDIANA				
Estructura de madera de 4" con aislamiento de 1 a 2"	8	1	44	19
Concreto liviano de 4" (sin aislamiento) o concreto pesado de 2" con 1 a 2" de aislamiento	8	1	70	36
Concreto liviano de 6 a 8" (sin aislamiento)	32	62	6	16
CONSTRUCCION PESADA				
Concreto pesado de 4" con aislamiento de 1 a 2"	11	3	39	19
Concreto pesado de 6" con aislamiento de 1 a 2"	18	9	33	15
TECHOS BAJO LA SOMBRA				
Livianos	3		18	
Medianos	2		15	
Pesados	3		11	

*Nota:

1. Tabla basada en una temperatura exterior de diseño de 95°F y en una temperatura interior de diseño de 75°F.
2. Cuando la diferencia de temperatura entre interior y exterior sea de más (o menos) de 20°F, sume el exceso (o reste la diferencia) a los valores de la tabla.

¹⁸ Basado en la información del *Manual de Fundamentos de ASHRAE 1972*

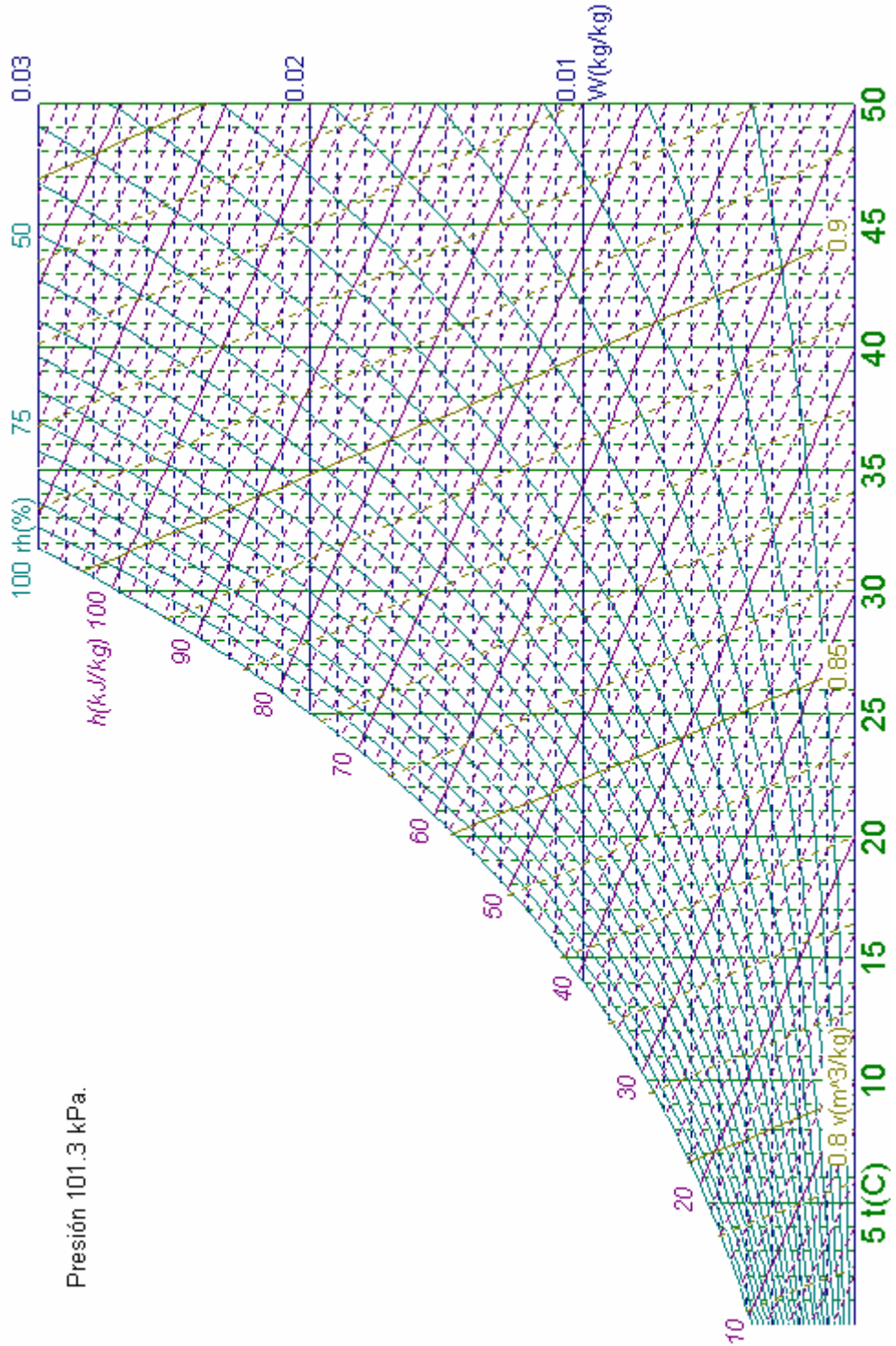
ANEXO G. GANANCIAS DE CALOR POR PERSONAS¹⁹

Grado de actividad	Aplicación típica	Calor total Btu/hr	Calor sensible	Calor latente
Sentadas, descansando	Teatro/matinée Salón de clases, escuela elemental	330	225	105
	Teatro/tarde	350	245	105
Sentadas, trabajo liviano	Oficina, hotel, apartamento, salón de clases, escuela secundaria	400	245	155
Trabajo de oficina moderadamente activo	Oficina, hotel, apartamento, salón de clases, universidad	450	250	200
De pie, trabajo liviano, caminando lentamente	Droguería, banco	500	250	250
Trabajo sedentario	Restaurante	550	275	275
Trabajo de banco liviano	Factoría	750	275	475
Baile moderado	Pista de baile	850	305	545
Caminando a 3 mph; trabajo moderadamente pesado	Factoría	1000	375	625
Bolos Trabajo pesado	Pista de bolos Factoría	1450	580	870

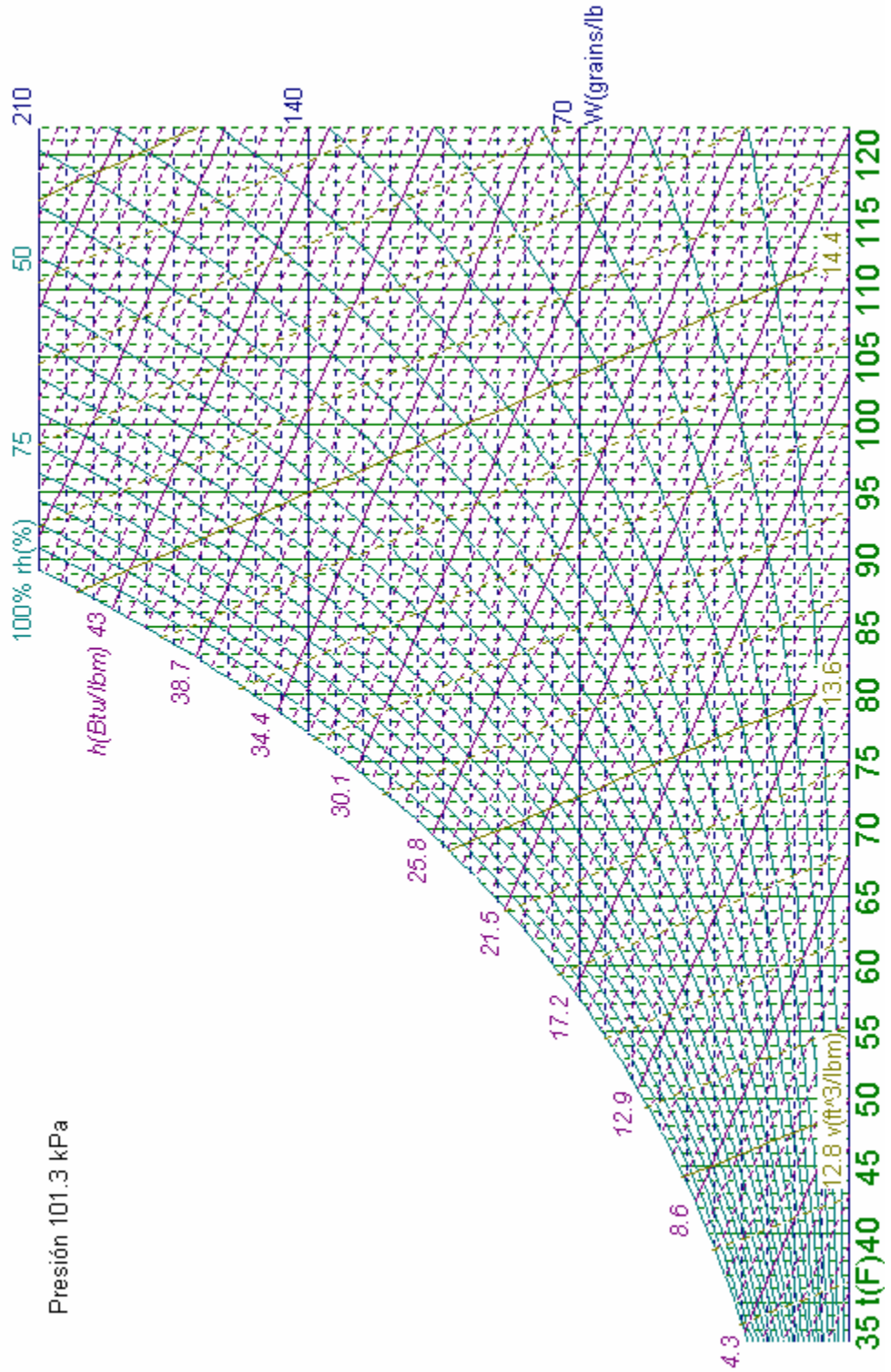
Tabla sacada del *Manual de Fundamentos ASHRAE - 1972*

¹⁹ Basado en la información del *Manual de Fundamentos de ASHRAE 1972*

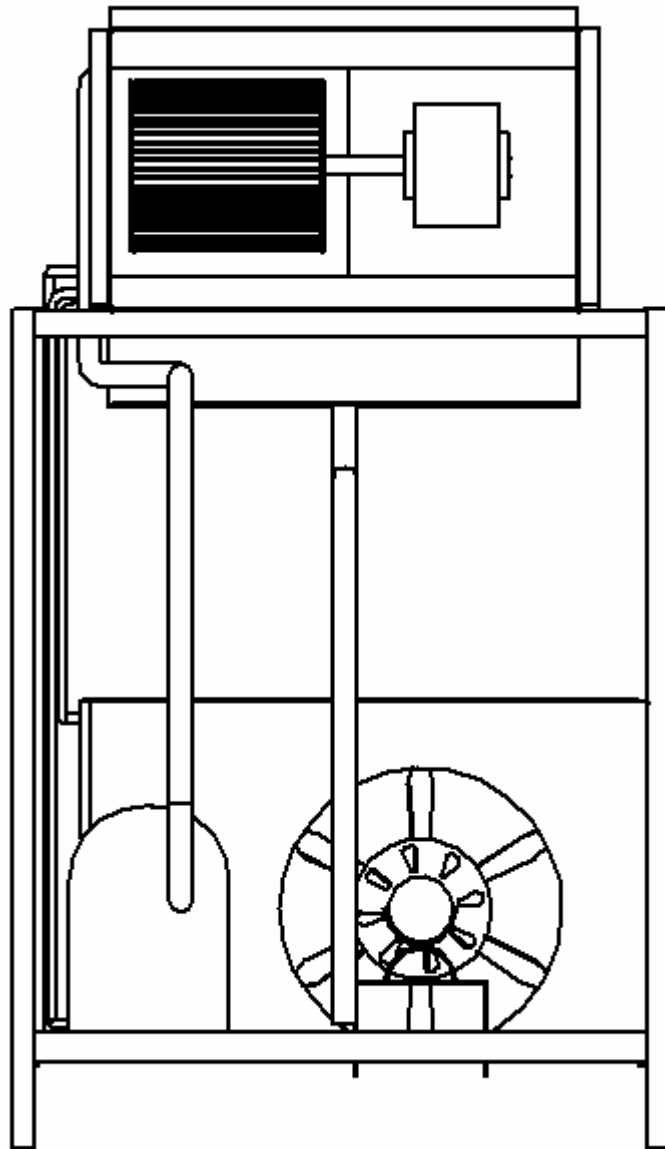
ANEXO H. CARTA PSICROMÉTRICA – SISTEMA INTERNACIONAL DE UNIDADES



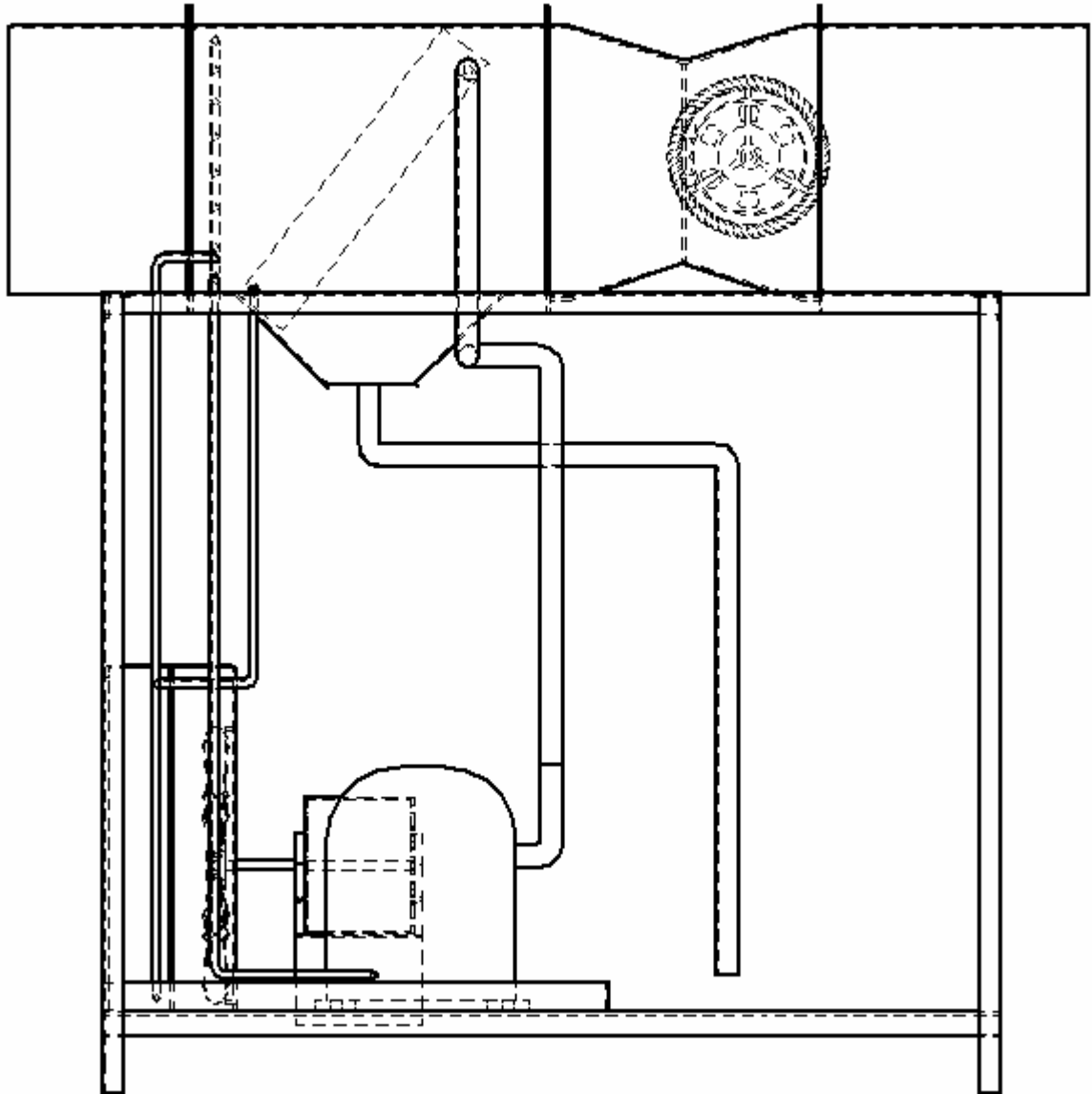
ANEXO I. CARTA PSICROMÉTRICA – SISTEMA INGLÉS DE UNIDADES



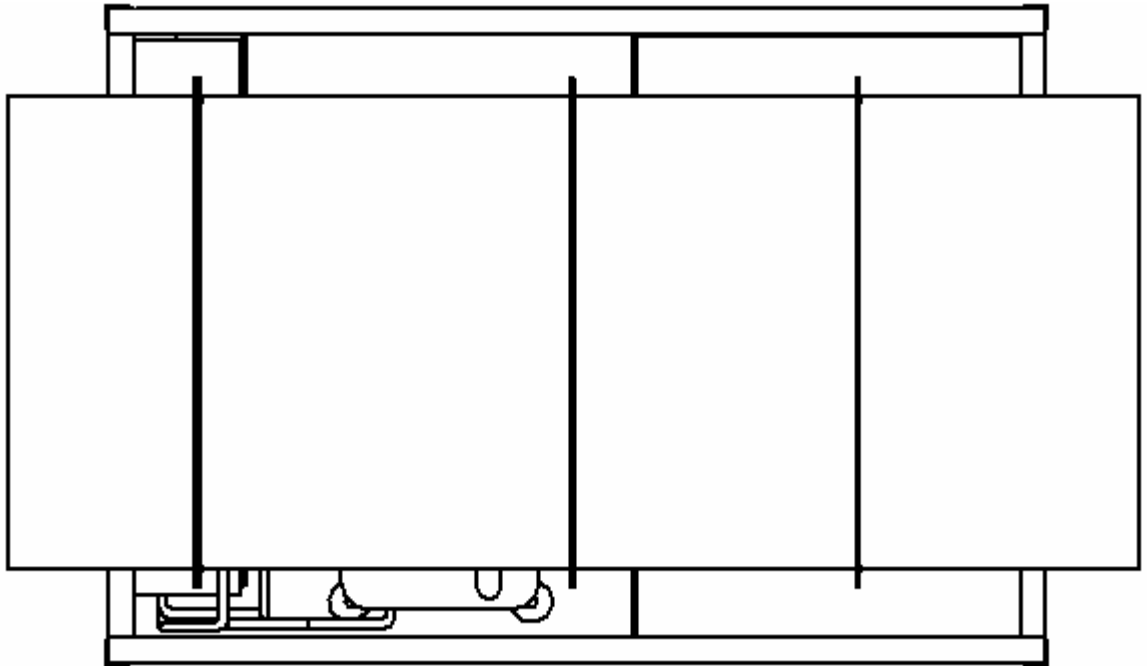
ANEXO J. VISTA FRONTAL EQUIPO



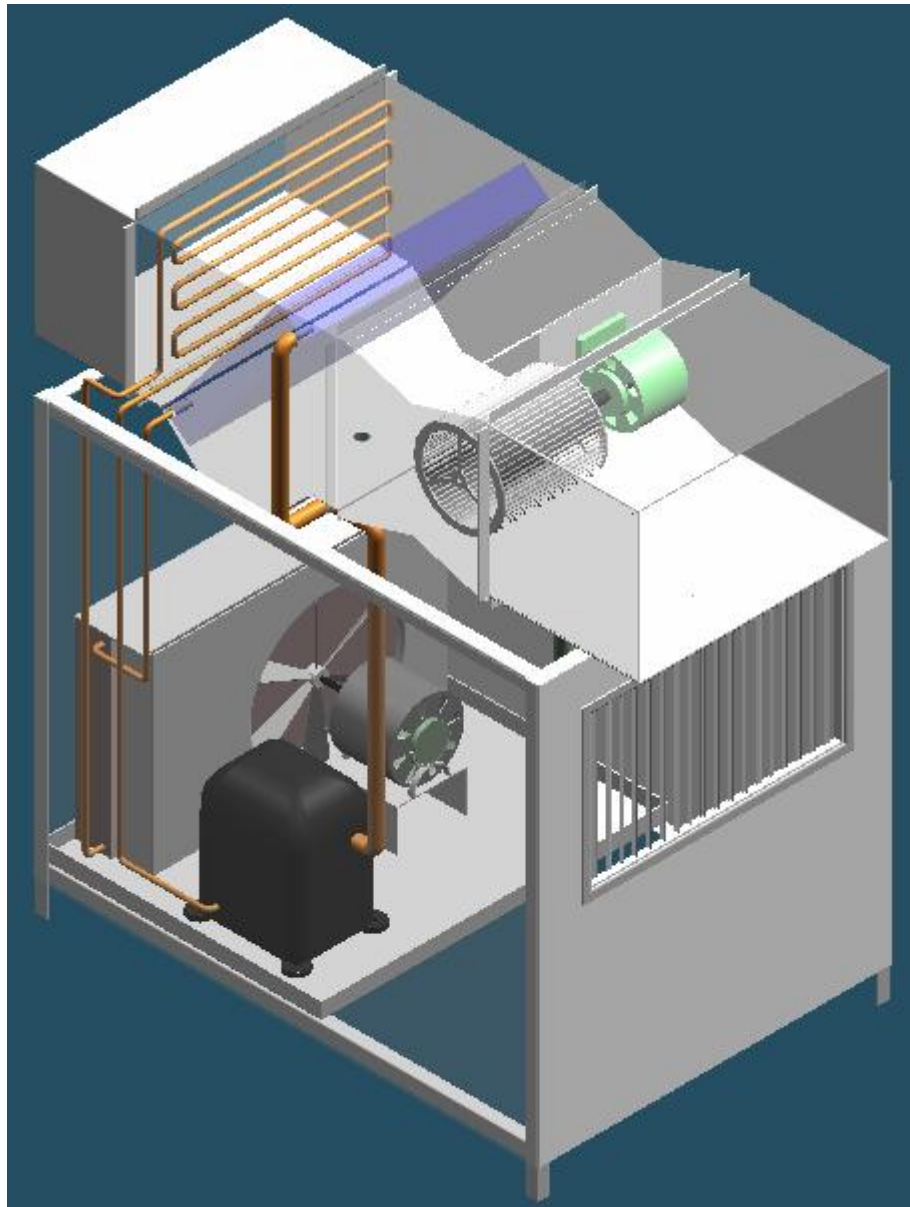
ANEXO K. VISTA LATERAL EQUIPO



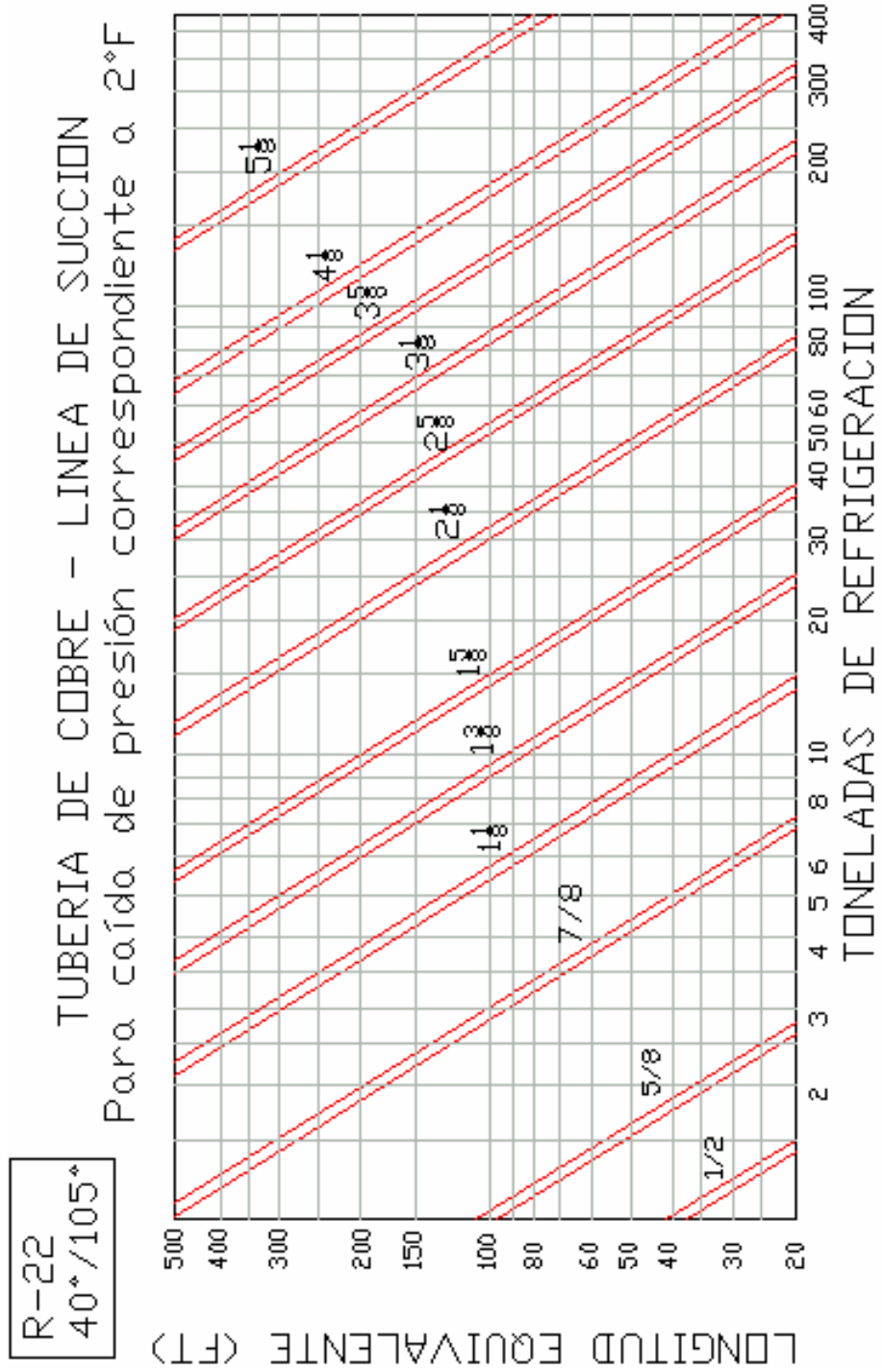
ANEXO L. VISTA SUPERIOR EQUIPO



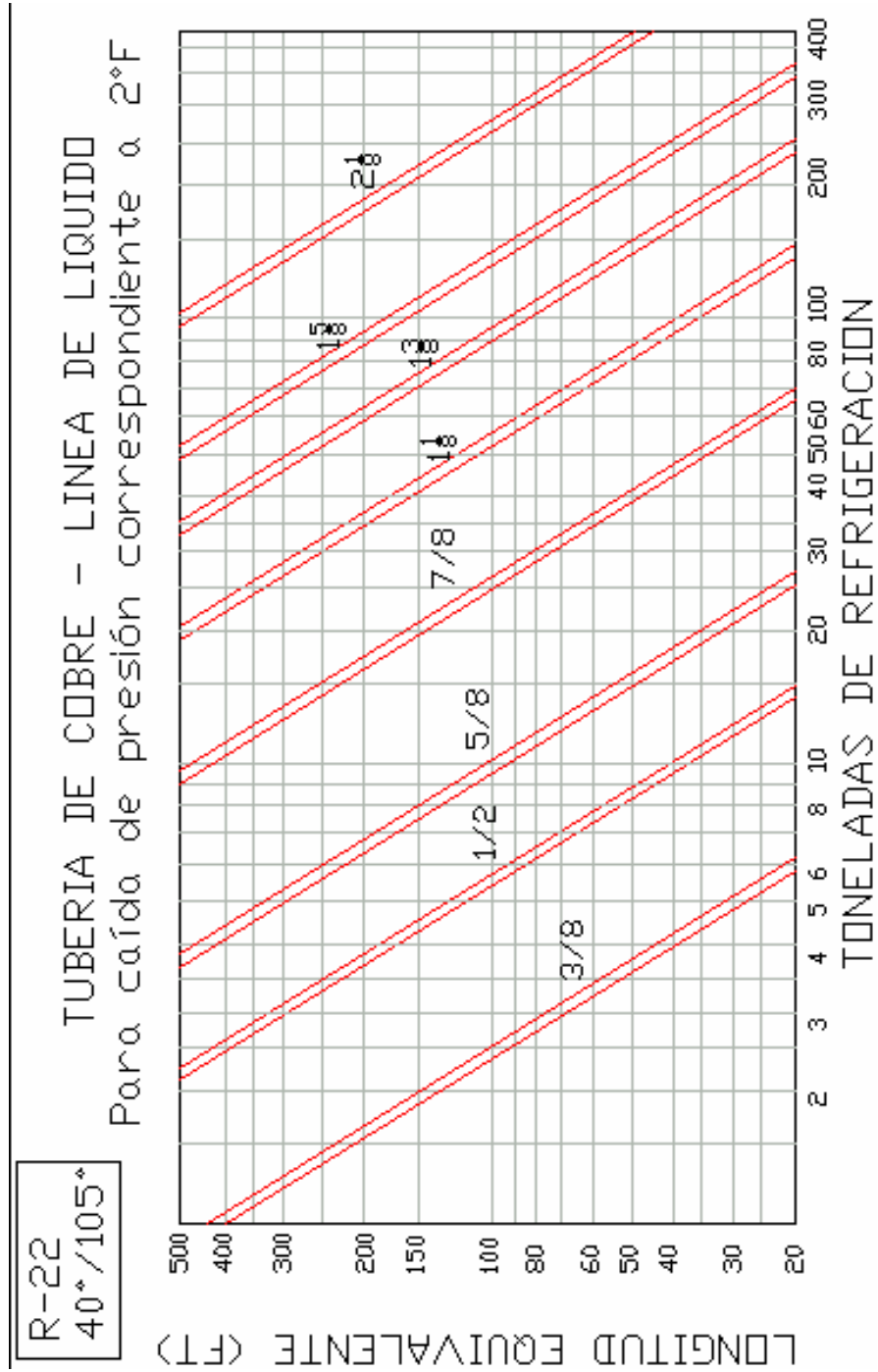
ANEXO M. VISTA TRIDIMENSIONAL EQUIPO



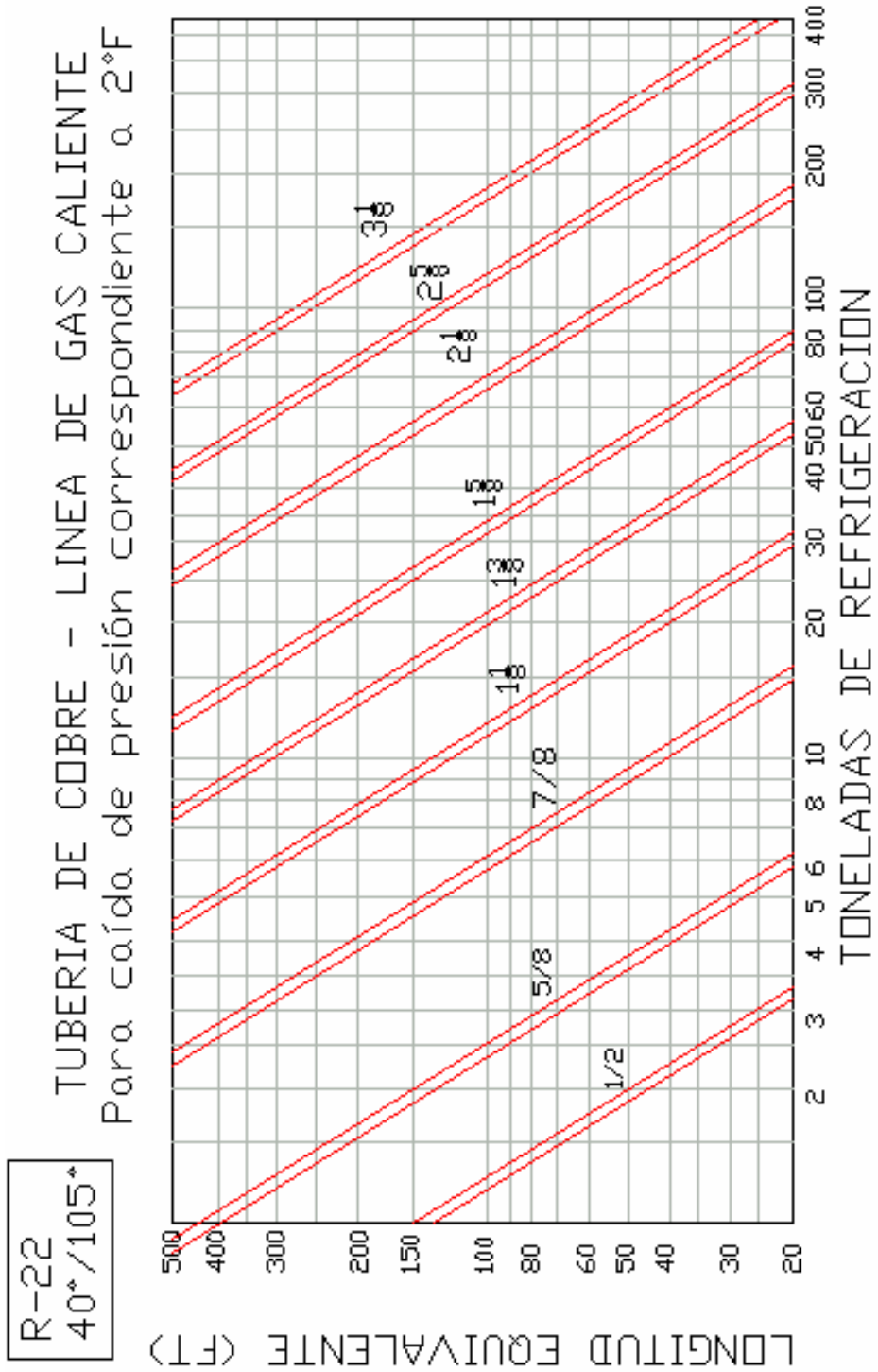
ANEXO N. CARTA DE SELECCIÓN DE TUBERIAS – LINEA DE SUCCION



ANEXO O. CARTA DE SELECCIÓN DE TUBERIA – LINEA DE LIQUIDO



ANEXO P. CARTA DE SELECCIÓN DE TUBERIA - LINEA DE GAS CALIENTE



ANEXO Q. CATALOGO DE COMPRESORES TECUMSEH²⁰

Modelo No.	Alternate B/M	Volt-Ph	Ref	HP	Tasa BTU/Hr	Disch	Suct
COMPRESORES DE AIRE ACONDICIONADO – 45°F EVAP. 105°F COND.							
AJB5515EXD	AJ600FT-205-J7	230/208-60-1	R22	1 1/4	15000	5/16"	1/2"
AJB5515EXV	AJ600JB-205-J7	265-60-1	R22	1 1/4	15000	5/16"	1/2"
RKA5515EXD	RK222ET-022-J7	230/208-60-1	R22	1 1/4	15500	5/16"	5/8"
RKA5515EXV	RK222JB-022-J7	265-60-1	R22	1 1/4	15500	5/16"	5/8"
AJA5517EXD	AJ210FT-206-J7	230/208-60-1	R22	1 1/2	16600	5/16"	1/2"
AJA5518EXV	AJ200JB-206-J7	265-60-1	R22	1 1/2	18500	5/16"	1/2"
RKA5518EXD	RK233ET-022-J7	230/208-60-1	R22	1 1/2	17700	5/16"	5/8"
AJC5519EXD	AJ222FT-206-J7	230/208-60-1	R22	1 3/4	19300	5/16"	1/2"
AWG5519EXN	AW702ET-093-J7	230/208-60-1	R22	1 3/4	18800	3/8"	1/2"
AWG5520EXT	AW703RT-121-J7	230/200-60-3	R22	1 3/4	20000	3/8"	1 1/4"
AWF5524EXG	AW505TT-090-J7	460-60-3	R22	2	24400	3/8"	3/4"
AWF5524EXT	AW505RT-098-J7	230/200-60-3	R22	2	24400	3/8"	3/4"
AWG5524EXN	AW705ET-093-J7	230/208-60-1	R22	2	24200	3/8"	3/4"
AWG5524EXT	AW705RT-120-J7	230/200-60-3	R22	2	23600	3/8"	5/8"
AWG5528EXN	AW706ET-093-J7	230/208-60-1	R22	2 1/4	28000	3/8"	3/4"
AWF5530EXG	AW508TT-090-J7	460-60-3	R22	2 1/2	29700	3/8"	3/4"
AWF5530EXT	AW508RT-098-J7	230/200-60-3	R22	2 1/2	29700	3/8"	3/4"
AWG5530EXN	AW707ET-093-J7	230/208-60-1	R22	2 1/2	30200	3/8"	3/4"
AWG5530EXT	AW707RT-120-J7	230/200-60-3	R22	2 1/2	28900	3/8"	5/8"
AVA5532EXN	AV113ET-026-J7	230/208-60-1	R22	2 1/2	32000	1/2"	7/8"
AVA5535EXN	AV122ET-029-J7	230/208-60-1	R22	2 3/4	35200	1/2"	7/8"
AVA5535EXT	AV123RT-027-J7	230/200-60-3	R22	2 3/4	35200	1/2"	7/8"
AVA5538EXG	AV134TT-036-J7	460-60-3	R22	3	38400	1/2"	7/8"
AVA5538EXN	AV133ET-030-J7	230/208-60-1	R22	3	38400	1/2"	7/8"
AVA5538EXT	AV134RT-035-J7	230/200-60-3	R22	3	38400	1/2"	7/8"
SAA5540EXN	SA126ET-010-J7	230/208-60-1	R22	3 1/2	40000	1/2"	3/4"
AVA5542EXG	AV145TT-036-J7	460-60-3	R22	3 1/2	42500	1/2"	7/8"
AVA5542EXN	AV144ET-034-J7	230/208-60-1	R22	3 1/2	42500	1/2"	7/8"
AVA5542EXT	AV145RT-035-J7	230/200-60-3	R22	3 1/2	42500	1/2"	7/8"
SAA5545EXN	SA127ET-011-J7	230/208-60-1	R22	4	45000	1/2"	7/8"
AVA5546EXG	AV169TT-036-J7	460-60-3	R22	3 3/4	46500	1/2"	7/8"
AVA5546EXN	AV168ET-024-J7	230/208-60-1	R22	3 3/4	46500	1/2"	7/8"
AVA5546EXT	AV169RT-035-J7	230/200-60-3	R22	3 3/4	46500	1/2"	7/8"
AGA5553EXN	AG122ET-003-J7	230/208-60-1	R22	4 1/2	54000	1/2"	7/8"
AGA5553EXT	AG122RT-003-J7	230/200-60-3	R22	4 1/2	54000	1/2"	7/8"
AGC5553EXG	AG122UT-003-J7	460-60-3	R22	4 1/2	54000	1/2"	7/8"

²⁰ <http://www.tpc-nacg.com/homepage.htm>

**ANEXO R. CARACTERISTICAS DE VENTILADORES CENTRIFUGOS
CURVADOS HACIA DELANTE²¹**

Figura	Tipo A	Tipo B	Tipo C
$\frac{H}{m_2^2}$	0.1 – 0.125	0.071 – 0.08	0.04 – 0.05
β_2	110° - 160°	90°	40° - 70°
N° de alabes (entre pequeños y grandes diámetros para D ₂)	30 – 90	8 – 16	12 – 16

²¹ TARDA MASANA, JOSÉ – Ventiladores y turbo compresores.

ANEXO S. MANUAL DE OPERACION SOFTWARE PSICROMTETRICO



PSICROTECH es un software que ha sido creado con el propósito de evaluar las propiedades psicrométricas del aire a partir de cualquier condición dada, de forma rápida y con el menor número de demandas de datos.

Este programa se instala a través del CD en el disco duro y se ejecuta siempre a través del mismo.

Este programa ocupa inicialmente un espacio mínimo de 2.5 Megas y exige unos requerimientos de memoria libre de 540 K, por lo que se debe prever el suficiente espacio, tanto para el programa como para los diferentes proyectos que en él se quieran conservar.

Estamos seguros de que será una herramienta muy útil en cálculos psicrométricos, estando abiertos a cuantas sugerencias consideren oportunas para poder mejorar el mismo.

Gracias por su confianza.

MENU PRINCIPAL



CASO N°1: TBS y TBH

Pulsando esta opción entrará en el programa de cálculo de psicrometría. En este programa, introduciendo los datos que se le solicita (temperaturas de bulbo seco y húmedo), podrá calcular detalladamente las demás propiedades del aire, pudiendo ver en todo momento los resultados y la visualización gráfica en la carta psicrométrica.

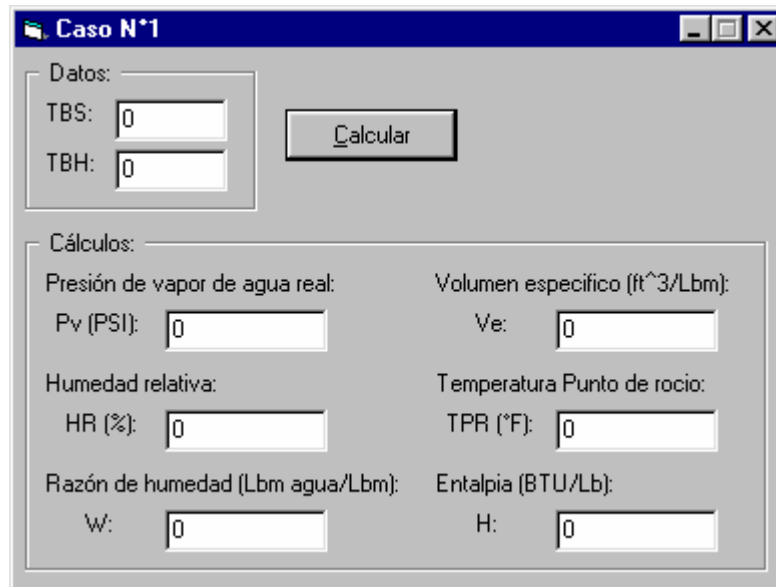
CASO N°2: TBS y HR%

Pulsando esta opción entrará en el programa de cálculo de psicrometría. En este programa, introduciendo los datos que se le solicita (temperatura de bulbo seco y humedad relativa), podrá calcular detalladamente las demás propiedades del aire, pudiendo, al igual que el caso n°1, ver en todo momento los resultados y la visualización gráfica en la carta psicrométrica.

CASO N°1: TBS Y TBH

El programa dispone de las siguientes opciones:

1. ENTRADA DE DATOS
2. CALCULOS
3. GRAFICACION
4. SALIDA DEL PROGRAMA (CERRAR)



The screenshot shows a software window titled "Caso N°1" with a standard Windows-style title bar. The window is divided into two main sections: "Datos:" and "Cálculos:".

Datos:

- TBS:
- TBH:

A "Calcular" button is located to the right of the input fields.

Cálculos:

Presión de vapor de agua real:	Volumen específico (ft ³ /Lbm):
Pv (PSI): <input type="text" value="0"/>	Ve: <input type="text" value="0"/>
Humedad relativa:	Temperatura Punto de rocío:
HR (%): <input type="text" value="0"/>	TPR (°F): <input type="text" value="0"/>
Razón de humedad (Lbm agua/Lbm):	Entalpia (BTU/Lb):
W: <input type="text" value="0"/>	H: <input type="text" value="0"/>

ENTRADA DE DATOS:

En este campo, el programa admite los datos de temperatura de bulbo seco ($^{\circ}\text{F}$) y bulbo húmedo ($^{\circ}\text{F}$). Presione el botón calcular para obtener los datos de cálculo.

CALCULOS:

En el existen seis datos de salida:

Pv: La presión de vapor, que es la presión parcial que ejercen las moléculas de vapor de agua presentes en el aire húmedo. (Psi)

HR: La humedad relativa del aire (%)

W: La razón de humedad del aire, que es la relación entre la masa de vapor de agua y la masa de aire seco en un volumen dado de mezcla. (lbm/lbm)

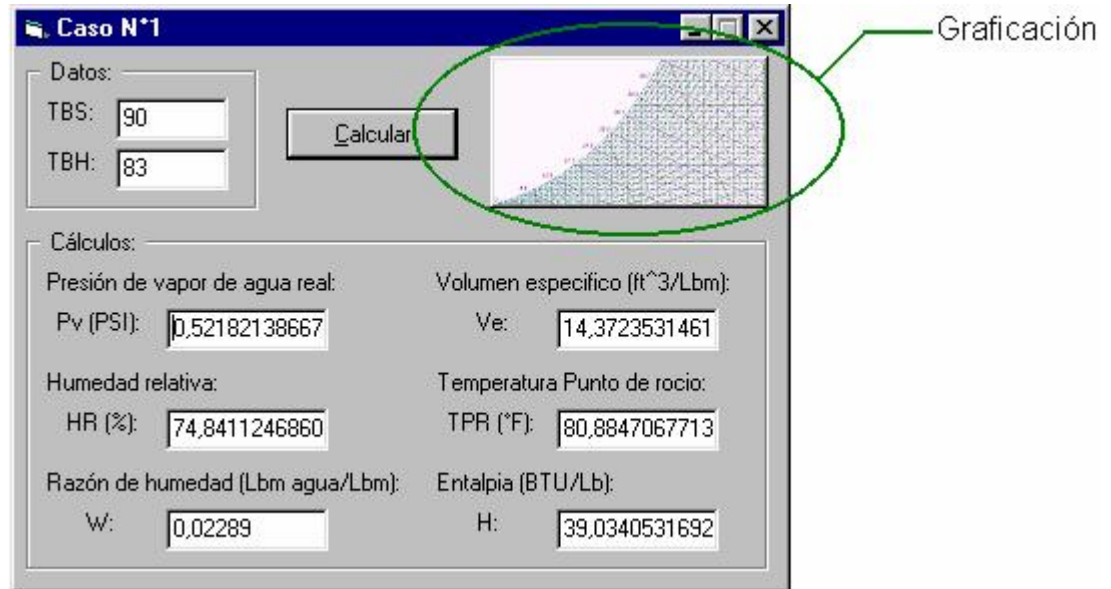
Ve: El volumen específico del aire húmedo, que es el volumen que ocupa la mezcla de aire seco y vapor de agua por unidad de masa de aire seco. (ft^3/lbm)

TPR: La temperatura de punto de rocío, que es la temperatura a la cual el aire húmedo no saturado se satura, es decir, cuando el vapor de agua comienza a condensarse, por un proceso de enfriamiento, mientras que la presión y la razón de humedad se mantienen constantes. ($^{\circ}\text{F}$)

H: La entalpía de la mezcla de aire seco y vapor de agua, que es la energía del aire húmedo por unidad de masa de aire seco. (Btu/lbm)

GRAFICACION:

Al calcular las demás condiciones psicrométricas, pulse el botón que aparece al lado derecho del programa para obtener gráficamente el punto de condiciones en la carta.

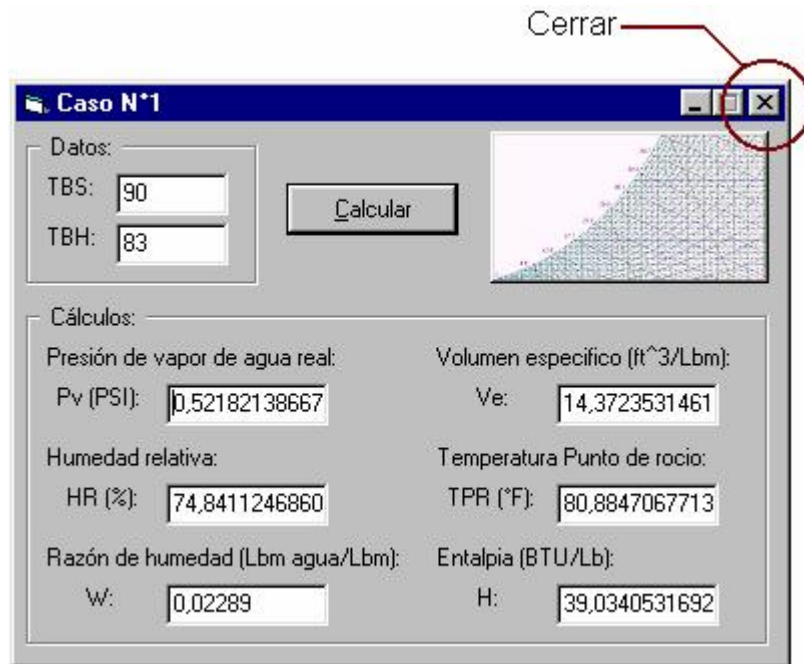


The screenshot shows a software window titled "Caso N°1". It contains input fields for "TBS:" (90) and "TBH:" (83), a "Calcular" button, and a psychrometric chart. The chart area is circled in green and labeled "Graficación". Below the chart, there are several calculated values:

Cálculos:	
Presión de vapor de agua real:	Volumen específico (ft ³ /Lbm):
Pv (PSI): 0,52182138667	Ve: 14,3723531461
Humedad relativa:	Temperatura Punto de rocío:
HR (%): 74,8411246860	TPR (°F): 80,8847067713
Razón de humedad (Lbm agua/Lbm):	Entalpia (BTU/Lb):
w: 0,02289	H: 39,0340531692

SALIDA DEL PROGRAMA (CERRAR):

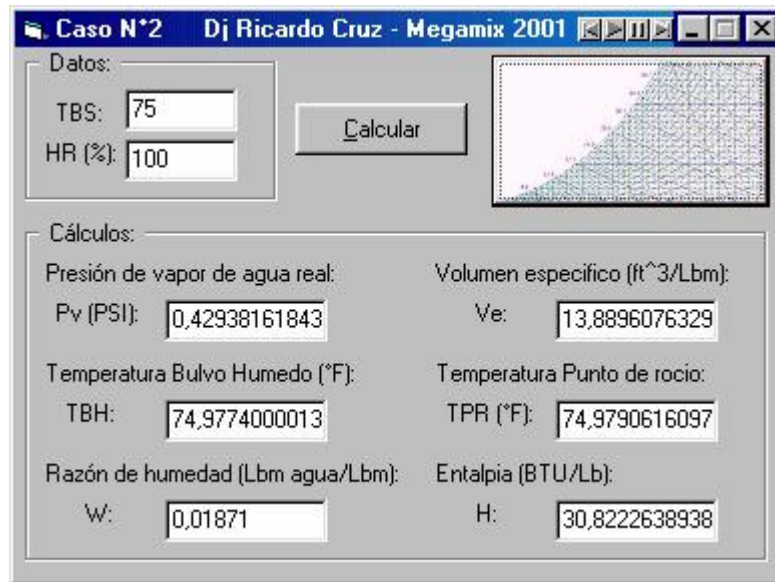
Con esta opción se va a la pantalla inicial del programa, también puede pulsar Alt+F4.



CASO N°2: TBS Y HR %

ENTRADA DE DATOS:

En este campo, el programa admite los datos de temperatura de bulbo seco y humedad relativa. Presione el botón calcular para obtener las demás propiedades psicrométricas.



SALIDA DEL PROGRAMA (CERRAR):

Con esta opción se va a la pantalla inicial del programa, también puede pulsar Alt+F4.