

129
211



**UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTONOMA DE MEXICO**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN**



**"AIRE ACONDICIONADO EN LA
INDUSTRIA FARMACEUTICA"**

**TRABAJO DE SEMINARIO
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A :
ELEAZAR VALDES BECERRIL**

ASESOR: ING. JUAN DE LA CRUZ HERNANDEZ ZAMUDIO

CUAUTITLAN IZCALLI, EDO. DE MEX.

1996

FALLA DE ORIGEN

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE
MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

U. N. A. M.
FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES-CUAUTITLAN



DEPARTAMENTO DE
EXAMENES PROFESIONALES

DR. JAIME KELLER TORRES
DIRECTOR DE LA FES-CUAUTITLAN
PRESENTE.

AT'N: ING. RAFAEL RODRIGUEZ CEBALLOS
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la FES-C.

Con base en el art. 51 del Reglamento de Exámenes Profesionales de la FES-Cuautilán, nos permitimos comunicar a usted que revisamos el Trabajo de Seminario:

Máquinas Térmicas. Aire Acondicionado en la Industria Farmacéutica.

que presenta el pasante: Valdés Becerril Eleazar

con número de cuenta: 8726147-7 para obtener el Título de:
Ingeniero Mecánico Electricista

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VISTO BUENO.

ATENTAMENTE.

"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuautilán Izcalli, Edo. de México, a 29 de Febrero de 19 96

MODULO:	PROFESOR:	FIRMA:
<u>1 y 2</u>	<u>Ing. Juan De la Cruz Hernández Zamudio.</u>	<u>[Firma]</u>
<u>3</u>	<u>Ing. Filiberto Leyva Piña.</u>	<u>[Firma]</u>
<u>4</u>	<u>Ing. Bernardo Gabriel Muñoz Martínez.</u>	<u>[Firma]</u>

DEP/VBOSEM

¡ G R A C I A S !

A Dios :

Por mantenerme vivo y con fé.

A mis padres :

José Valdéz R. y Alicia Becerril M.
Por su ejemplo de responsabilidad
al trabajo y a las obligaciones; y
por su apoyo económico y moral en
el transcurso de mis estudios; por
sus sacrificios callados y constan-
tes; por hacer de mi un hombre de
provecho a la sociedad y a mi fami-
lia.

A Isela :

Por su apoyo.

A Ilse :

Por ser un motivo.

Y a las dos como un ejemplo a seguir.

A todas las personas e insti-
tuciones que de alguna manera
participaron en mi formación
profesional.

¿Y porqué no?, como un
testimonio a aquellas personas
que alguna vez pensaron que
ésto era sólo un sueño.

ELEAZAR VALDES BECERRIL.

A mis abuelos:

Felipe Becerril.⁺

Susana Monroy.⁺

Moisés Valdéz.⁺

Juana Ramírez.

A todos mis amigos y compañeros.

A los ingenieros que impartieron el Seminario:

Ing. Juan De la Cruz Hernández Zamudio.

Ing. Filiberto Leyva Piña.

Ing. Bernardo G. Muñoz Martínez.

Ing. José A. Sanchez Gutiérrez.

Al jurado:

Ing. Juan De la Cruz Hernández Zamudio.

Ing. José Luis Buenrostro Rodríguez.

Ing. J. Juan Contreras Espinoza.

Ing. Bernardo G. Muñoz Martínez.

Ing. Antonio Trejo Lugo.

ELEAZAR VALDES BECERRIL.

INDICE

Introducción	1
Objetivos	7
1.- GENERALIDADES	8
Primera ley de la Termodinámica	9
Segunda ley de la Termodinámica	9
Ley de Boyle-Mariotte	10
Ley de Gay-Lussac	10
Ley de Charles	10
Ley de Joule	11
Ley de Avogadro	11
Gases perfectos o ideales	11
Mol	12
Ley de Gibbs-Dalton	13
Presión	14
Temperatura	14
Calor	15
Propagación del calor	16
2.- PROPIEDADES TERMODINAMICAS DE LA MEZCLA DEL AIRE	17
Calor específico	20
Peso específico	20
Volumen específico	20
Humedad absoluta o densidad	20
Humedad específica o relación de humedad	20
Humedad relativa	21
Variación de la humedad relativa	21
Relación entre presiones parciales y humedad específica	21

Relación de saturación	22
Temperatura de rocío	22
Temperatura de bulbo seco	23
Temperatura de bulbo húmedo	23
Entalpia del aire	23
Volumen de una mezcla de aire y vapor de agua	24
Leyes psicrométricas	25
Carta psicrométrica	25
3.- PROCESOS DE AIRE ACONDICIONADO	29
Mezcla de dos flujos de aire	30
Calentamiento	31
Enfriamiento	32
Humidificación	33
Deshumidificación	36
Proceso de enfriamiento y deshumidificación	38
Proceso de enfriamiento y humidificación	40
Proceso de calentamiento y deshumidificación	41
Proceso de calentamiento y humidificación	42
Factor de calor sensible	43
Factor de calor sensible en la carta psicrométrica	44
4.- CALCULO DE LA CARGA TERMICA Y DUCTOS	45
Cantidad de aire necesaria	46
Transmisión de calor a través de muros, techos y pisos	47
Transmisión de calor por conducción a través de los diferentes materiales de una barrera	48
Transmisión de calor por convección entre la superficie	49
Coeficiente combinado de transmisión de calor U	51
Calor solar ganado a través de muros y techos	51

Infiltración de aire	52
Cargas misceláneas	59
Cálculo de ductos	60
Presión estática	61
Presión dinámica o de velocidad	63
Presión total	63
Pérdidas de carga	63
Métodos para el cálculo de ductos	64
5.- ANTEPROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO EN LA INDUSTRIA	
FARMACEUTICA	67
Datos proyecto	68
Memoria de cálculo de la carga térmica	70
Para invierno	70
Para verano	73
6.- CONCLUSIONES	76
APENDICE	78
BIBLIOGRAFIA	86

INTRODUCCION

El progreso tecnológico y la necesidad del ser humano de encontrarse en un ambiente confortable, tanto de trabajo como de recreo, ha hecho del aire acondicionado un método indispensable para llenar los espacios vitales proporcionándole calor en invierno y frescura en verano, dominando así el clima adverso que cada estación nos trae de la mano del calendario.

Hubiera sido mucha la osadía de éste trabajo si pretendiera exponer en sus páginas todo el variado repertorio de situaciones, y la también inmensa cantidad de materiales, con que se tiene que enfrentar el instalador de aire acondicionado para dar satisfacción a sus clientes, además de las ocasiones en que ha de conciliar los inconvenientes arquitectónicos con la técnica que, muchas veces, frenan el impulso creador del diseñador que ha de conformarse con resolver simplemente un problema.

La materia prima con que vamos a trabajar es el aire atmosférico que rodea a la Tierra y que permanece relativamente constante al menos hasta unos 20 Km. de altura. Este aire, con sus características propias, se pretende acondicionar entendiéndose por tal el dar o adquirir cierta condición o calidad para que responda, una vez preparado mediante equipos adecuados, a unas exigencias de bienestar que establecemos de antemano.

El aire es una mezcla de gases incolora, insípida e inodora. La masa total de aire en la atmósfera se calcula en unos $15.17 \cdot 10^{17}$ Kg. Algo menos que la millonésima parte de la masa del planeta.

Siendo el aire una mezcla y no una combinación química, sus componentes se pueden separar. Normalmente esta separación se realiza enfriándolo hasta -196°C . A esta temperatura, varios de sus componentes se disocian por destilación fraccionada.

De los componentes que forman el aire, el oxígeno es primordial en el proceso metabólico, por el que nuestro cuerpo transforma los hidratos de carbono, las proteínas y la grasa contenidos en los alimentos, en calor y energía. Una persona puede consumir, por término medio, aproximadamente 750 litros de oxígeno (1 Kg de oxígeno) cada 24 horas, siendo el peso del oxígeno consumido aproximadamente igual al peso de los alimentos ingeridos durante el mismo período.

El nitrógeno que respiramos no tiene funciones metabólicas, pero sirve como diluyente inerte, y mantiene en expansión ciertas cavidades de nuestro cuerpo, tales como los alvéolos pulmonares, el oído medio y las cavidades de los senos.

Además y por lo que atañe a la técnica del acondicionamiento del aire, contiene vapor de agua, polvo, bacterias y otros elementos activos, que trataremos de señalar y que requieren nuestra atención y nuestra presencia en los diseños de las instalaciones.

El aire de una ciudad, en condiciones normales, contiene hasta 140 millones de partículas de polvo por metro cúbico, y vapor de agua entre un 0 y un 4 %; sus partículas son demasiado pequeñas (de 0.001 a 1 micras) debiendo poner los medios para que sean retenidas mediante elementos filtrantes.

Pudiendo ser filtros de: tablero (fibra relativamente abierta, filtros de fibra menos abierta y pocos pliegues, de fibra relativamente fina y bastantes pliegues cuidadosamente estructurados y espaciados, tipo HEPA (High Efficiency Particulate Air) y electrónicos.

La contaminación del aire atmosférico es grande, habiéndose demostrado que el 80 % de dichas partículas tiene un tamaño inferior a 2 micras; a esto hay que añadir que se han registrado niveles de

hidrocarburos en el aire tan elevados como 0.004 microgramos por litro

Las partículas se caracterizan por su tamaño y por su concentración, siendo visibles a simple vista las partículas mayores de 10 micras imperceptibles al ojo humano las de grosor por debajo de dicha cifra.

El hecho de que el 80% de las partículas contaminantes sean, como hemos dejado apuntado, de menos de 2 micras, significa que 122,5 millones de partículas submicrónicas se introducirán en el circuito de climatización por metro cúbico de aire exterior aspirado. Por consiguiente, se comprenderá la necesidad de colocar filtros en el sistema, y lo importante que es la limpieza del aire para la salud y para mantener confortable una estancia, si consideramos que el ser humano respira alrededor de 15 kg de aire cada día.

Por otra parte, el aire de la atmósfera contiene una variedad abundante de bacterias, levaduras, hongos, bacteriógrafos y virus. Estos microorganismos pueden llegar a ser de 0.01 micra, y en los establecimientos industriales, aún en aquellos que cuentan con ventilación, el aire puede abarcar entre 1000 y 5000 gérmenes por metro cúbico. Ver tabla. I..

La contaminación bacteriana puede producirse tanto en locales como en procesos de la INDUSTRIA FARMACEUTICA y, con objeto de evitarla, el aire ambiente tiene que ser estéril. Esto es primordial no sólo por motivos de seguridad, sino también por causas económicas. La calidad de los productos elaborados puede prolongarse notablemente mediante el mantenimiento de condiciones estériles.

Al mismo tiempo, aparte de la necesidad de filtrarlo, se impone la renovación del aire. La renovación del aire cubre el requerimiento de introducción de aire del exterior, asegurando un caudal del orden de 10 a 50 m³/h, según los casos.

Este caudal de ventilación elimina los olores desagradables, humos y vapores, contribuyendo a mejorar el ambiente. He aquí la gran importancia del AIRE ACONDICIONADO en ésta industria en específico.

Actualmente está plenamente establecido que el ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE es una necesidad para el confort ambiental y para la eficiencia del trabajo, para que los hospitales, hoteles, oficinas, comercios, teatros y viviendas ofrezcan un ambiente apropiado y para asegurar el éxito en los procesos de fabricación y en la calidad de los productos manufacturados. Las distintas operaciones que componen el ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE consisten en calentar y humidificar, enfriar y deshumidificar, limpiar y hacer circular el aire. Por lo tanto, el conocimiento de estas operaciones y de la manera de efectuarlas es la base para proyectar instalaciones de ACONDICIONAMIENTO DE AIRE en los edificios.

En la INDUSTRIA FARMACEUTICA cobra vital importancia el control tan estricto del aire acondicionado, por lo que en el "capítulo I" se hace referencia a los conceptos básicos (generalidades), es evidente que el estudiante, el profesionista y en general, quien tenga la necesidad de utilizar ésta información debe tener conocimiento de los principios fundamentales de los cuales se desprende el desarrollo del aire acondicionado y del proyecto en particular.

En el "capítulo II" conoceremos las propiedades termodinámicas de la mezcla del aire. Dichas propiedades nos indican cuales son las características psicrométricas del aire en un momento dado. Así mismo, conoceremos una herramienta de mucha importancia en el aire acondicionado llamada "carta psicrométrica", la cual relaciona todas y cada una de las características mencionadas.

El conocimiento referente al aire y sus propiedades es importante para acondicionar el aire, en un espacio determinado; dadas las condiciones de diseño en su interior, esto implica el saber cuando agregar o sustraer calor a través del aire aumentando o disminuyendo la temperatura y la humedad según se requiera teniendo como herramientas los procesos psicrométricos, como se hace mención en el "capítulo III".

Con el propósito de obtener el máximo de comodidad ambiental sea cual fuere el local y la zona geográfica, se debe tener un minucioso cuidado de todas y cada una de las posibles fuentes que intervengan en la ganancia de calor tanto externas como internas; el cálculo de la ganancia de calor en la práctica se realiza a través de tablas, las cuales arrojan números que se aplican a fórmulas sencillas y de fácil manejo y que generalmente los fabricantes de equipo aunados a las asociaciones de ingeniería proporcionan dicha información, que recopilan haciendo mediciones directas, esto lo podremos estudiar en el "capítulo IV". Así mismo, también se hablará sobre el diseño de ductos.

Finalmente el "capítulo V", representa uno de los objetivos de éste trabajo el cuál es poner en práctica los conocimientos anteriormente adquiridos, mediante la solución de un pequeño problema de cálculo de cargas térmicas.

OBJETIVOS

- 1.- Tener un entendimiento claro de los diversos aspectos relacionados en un sistema de aire acondicionado.
- 2.- Estudiar, analizar y manejar los principios del aire acondicionado.
- 3.- Dar solución a problemas específicos dentro de éste campo de la ingeniería.

CAPITULO UNO
GENERALIDADES

GENERALIDADES

PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA

La primera ley de la Termodinámica es el enunciado de la conservación de la energía. Cuando la energía se transfiere de una región a otra o cambia dentro de un sistema, su cantidad total es constante.

Las diferentes formas de energía son mutuamente convertibles, y la cantidad de una forma de energía que se requiere para producir otra cantidad de energía es fija e invariable.

. " LA ENERGIA NO PUEDE CREARSE, NI DESTRUIRSE, SOLO TRANSFORMARSE " .

SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA

La segunda ley de la Termodinámica tiene muchas derivaciones en los procesos de la ingeniería. Entre otras cosas, determina la dirección del cambio hacia el equilibrio para un sistema en particular, en un conjunto de condiciones.

" ES IMPOSIBLE QUE UNA MAQUINA, ACTUANDO POR SI SOLA Y SIN AYUDA DE UN AGENTE EXTERIOR, TRANSPORTE CALOR DE UN CUERPO A OTRO QUE TENGA MAYOR TEMPERATURA QUE EL PRIMERO ". (FORMA DE CLAUSIUS).

La importancia principal de éstas dos leyes en la sociedad de hoy es ésta: la primera ley trata de la cantidad de energía en términos de una regla de conservación. La segunda ley trata de la calidad de la energía. Esencialmente no es una regla de conservación. Puede causar sorpresa hablar de la calidad de la energía, puesto que calidad implica que algunas formas de energía son más útiles a la sociedad. Sin embargo tal idea está directamente relacionada con las necesidades de la sociedad de optimizar la conversión, transmisión y consumo de energía.

El aire seco se conduce en la práctica como un gas perfecto entre

los límites de presión y temperatura corrientes en los problemas de acondicionamiento de aire.

Se entiende por gas perfecto o ideal aquel cuyo comportamiento sigue un conjunto de leyes, y en las cuales quedan enlazadas las tres magnitudes, presión (P), volumen (V) y temperatura (T), pudiendo cambiar cada una de estas tres magnitudes. Por parte de los físicos se ha estudiado la evolución de dos de ellas cuando la otra se mantiene en un valor constante:

LEY DE BOYLE-MARIOTTE (La evolución a temperatura constante)

Es el estudio de la compresibilidad a temperatura constante. Las líneas que unen los estados-puntos que se hallan a la misma temperatura se llaman isothermas o isotérmicas.

" A una temperatura constante, el volumen de un peso dado de gas perfecto varía inversamente a la presión absoluta. "

$$P_1 v_1 = P_2 v_2 = P_n v_n = \text{Cte. o } P_1 / P_2 = v_2 / v_1$$

LEY DE GAY-LUSSAC (La evolución a presión constante)

Es el estudio de la dilatación a presión constante. Se conocen por isobaras.

" A presión constante, el volumen ocupado por una masa dada de gas es directamente proporcional a su temperatura absoluta. "

$$v / T = \text{Cte. o } v_2 / v_1 = T_2 / T_1 \text{ con } P = \text{Cte.}$$

LEY DE CHARLES (La evolución a volumen constante)

Es el estudio de la variación de presión a volumen constante. Las curvas que unen los estados-puntos, se denominan isócoras.

" A volumen constante, la presión absoluta varía en forma directamente proporcional a la temperatura absoluta. "

$$P / T = \text{Cte. o } P_1 / T_1 = P_2 / T_2 = P_n / T_n$$

Existe un cuarto tipo muy importante de evolución, el cual se obtiene

admitiendo que el sistema se desenvuelve en un recinto impermeable al calor, de modo que $Q = \text{Cte.}$ (a calor constante o cuando la entropía es constante). Estas evoluciones son adiabáticas cuya ecuación finita recibe el nombre de Poisson o de Laplace.

LEY DE JOULE

Cuando un gas perfecto se expande sin hacer trabajo, su temperatura permanece inalterable, ya que su energía interna permanece también inalterable.

" La energía interna de un gas perfecto es función solamente de la temperatura. "

LEY DE AVOGADRO

" Iguales volúmenes de cualquier gas, a la misma presión y temperatura, tienen el mismo número de moléculas. "

GASES PERFECTOS O IDEALES

Se llama gas perfecto o ideal a un fluido que cumple aproximadamente las leyes de Boyle-Mariotte, Gay-Lussac, Charles, Joule y Avogadro. Estas son unas leyes límite. En realidad, no hay ningún gas perfecto; sin embargo, el aire y algunos otros gases se comportan, más o menos, como si fuesen gases perfectos o ideales. Todo gas se acerca a este estado ideal conforme su temperatura crece y su presión disminuye, esto es, a medida que se recalienta o se aleja de aquel estado en el cual puede condensarse convirtiéndose en líquido.

De las leyes anteriores relativas a los gases ideales se deduce, para condiciones diversas de presión, volumen y temperatura, la llamada ecuación general de los gases perfectos, relacionándose estas variables de la siguiente manera:

$$P v / T = \text{Cte.} = R$$

multiplicando ambos miembros de la ecuación por m (masa), se tiene:

$P v m = m R T$; como $v m = V$, por lo tanto,

$$P V = m R T$$

donde R es la constante de los gases ideales y tiene un valor para cada gas.

TABLA II (VALORES DE R PARA ALGUNOS GASES)

GAS	SIST. INGLES R (pie-lb / lb°R)	SIST. INTERNACIONAL R (kg-m / kg°K)
AIRE	53.3	29.24
AMONIACO	90.73	49.648
BIOXIDO DE CARBONO	35.1	19.255
MONOXIDO DE CARBONO	55.1	30.227
HIDROGENO	766.54	420.172
NITROGENO	55.1	30.227
OXIGENO	48.3	26.497
BIOXIDO DE AZUFRE	24.1	13.524
VAPOR DE AGUA	85.77	47.053

De la ley de Avogadro, se concluye que el peso m_1 de cualquier gas es al peso m_2 de otro gas, como sus pesos moleculares M_1 es a M_2 , cuando cada uno ocupa el mismo volumen, a la misma presión y temperatura.

$$m_1 / m_2 = M_1 / M_2$$

ahora, $m_1 = P_1 V_1 / R_1 T_1$ y $m_2 = P_2 V_2 / R_2 T_2 \dots$; substituyendo

$$M_1 / M_2 = P_1 V_1 / R_1 T_1 / P_2 V_2 / R_2 T_2 \text{ por lo tanto,}$$

$$M_1 / M_2 = R_2 / R_1 \text{ o sea, } R_u = M_1 R_1 = M_2 R_2$$

El producto del peso molecular por la constante R de un gas es igual para todos los gases, y se le denomina constante universal de los gases

R_u .

MOL

Mol es una unidad de cantidad de materia que tiene una masa numéricamente igual al peso molecular, expresado en libras o gramos. Ya que el peso molecular es proporcional a la masa de una molécula, se sigue que un mol contiene el mismo número de moléculas para cualquier gas.

Suponiendo que V' es el volumen de 1 mol, tenemos:

$$PV' = MRT, \text{ si } MR = R_u, \text{ por lo tanto, } PV' = R_u T$$

$$\text{si } N = \text{número de moles, por lo tanto, } PV'N = NR_u T$$

$$\text{ahora, } V'N = V; \text{ por lo tanto, } PV = NR_u T$$

$$\text{finalmente: } R_u = PV / NT$$

Esta es la ecuación molar de los gases perfectos. Puesto que todos los moles tiene el mismo número de moléculas, se sigue por la ley de Avogadro, que también tienen el mismo volumen, o sea, el volumen ocupado por un mol de cualquier gas es el mismo a una presión y temperatura.

LEY DE GIBBS-DALTON

En una mezcla de gases o vapores, cada gas o vapor ejerce la misma presión en el mismo espacio total, como si la ejerciera por sí sólo, a la misma temperatura de la mezcla.

El vapor de agua en la atmósfera no se rige exactamente por las leyes que gobiernan los gases, pero son lo suficientemente aproximadas para usarlas en la práctica. De ésta ley se sigue que cualquier mezcla de gases ejerce una presión total igual a la suma de las presiones parciales ejercidas independientemente por cada gas.

El aire atmosférico existe a una presión total igual a la presión atmosférica (P_b), la cual es:

$$P_b = P_N + P_O + P_v = P_a + P_v \dots$$

donde:

- P_N - Presión parcial del nitrógeno
- P_O - Presión parcial del oxígeno
- P_v - Presión parcial del vapor de agua
- P_a - Presión parcial del aire seco

La presión, la temperatura y el calor, son conceptos a considerar por su influencia en el cálculo de las instalaciones de acondicionamiento de aire y por su relación con los equipos que las integran.

PRESION

La presión es por definición, el cociente de dividir una fuerza por la superficie que recibe su acción:

$$P = F / S$$

Todos los gases y vapores ejercen una presión igual y en todas las direcciones, y cuando un gas aumenta su presión, es porque se ha disminuído el volumen ocupado por éste gas dentro de un recipiente con dimensiones fijas, se dice que se ha comprimido, a su vez la temperatura se eleva.

Se distinguen 3 tipos de presión: atmosférica, manométrica (relativa) y absoluta.

$$P_{abs} = P_{man} + P_{atm}$$

La presión atmosférica disminuye con la altitud. Al ir subiendo sobre el nivel del mar, la presión disminuye hasta anularse en la Estratósfera, donde no hay aire.

Unidades: bar, kg/cm², KPa, etc...

TEMPERATURA

La primera variable a tomar en consideración en la comodidad es la temperatura del aire. El concepto de temperatura tiene su origen en las sensaciones de frío y de calor que experimentamos cuando tocamos los cuerpos.

Otras consideraciones podrían ser:

- Temperatura es la magnitud que indica la sensación de calor de un cuerpo.
- La temperatura de un cuerpo varía con la sustracción o

adición de calor.

- El calor es la causa a la que se atribuyen las variaciones de temperatura. La temperatura se manifiesta por el nivel térmico que tienen los cuerpos; por eso, los cuerpos que tienen mayor temperatura ceden calor a los que tienen menos, hasta que los dos alcancen una temperatura idéntica.

CALOR

Por Física sabemos que calor es el valor medio de la energía intercambiada entre un sistema y el medio que le rodea, debido a los intercambios individuales de energía ocasionados por los choques entre las moléculas del sistema y el medio.

Calor específico de una sustancia es el calor necesario para elevar 1°C la temperatura de 1 kg de dicha sustancia.

Calor sensible es el calor introducido o extraído en la mezcla aire - vapor, para cambiar su temperatura pero sin variar el estado.

En la mayor parte de los casos al suministrar calor a un cuerpo aumenta la temperatura. Sin embargo, a veces, el cuerpo absorbe gran cantidad de calor, sin elevar la temperatura. Esto sucede al cambiar de fase. El calor, en estos casos, no provoca un aumento de temperatura, sino un cambio de fase.

Calor latente es el calor que se suministra en un cambio de fase. Se puede hablar de calor latente de fusión, calor latente de vaporización y calor latente de sublimación.

Calor total o entalpia se llama a la cantidad que indica el contenido total de calor de la mezcla aire - vapor.

Si se trata de unidades de calor cedidas o sustraídas a un cuerpo, se miden en frigorías o calorías negativas. Una de las formas de extraer calor, que se emplea en la técnica del aire acondicionado, es la

descompresión de un fluido gaseoso.

PROPAGACION DEL CALOR

El paso de calor de unos cuerpos a otros, o lo que es igual, que un cuerpo pierda su propio calor hasta establecerse el equilibrio térmico puede verificarse por:

Conducción .- En la conducción, el calor circula desde un cuerpo de alta temperatura a otro de menor temperatura, a través de las superficies en contacto de los cuerpos.

Convección .- Un fluido que se halle alrededor de un foco calorífico se calentará en las capas más próximas al foco, las cuales disminuyen de densidad y ascienden transportando a otras capas el calor tomado del foco; a su vez, porciones frías del fluido reemplazarán a las que han calentado, estableciéndose corrientes de fluido caliente y frío que se denominan (corrientes de convección).

Radiación .- En la radiación, el calor se desplaza en línea recta a lo largo del espacio, desde un cuerpo de temperatura elevada a otro de temperatura inferior.

CAPITULO DOS
PROPIEDADES TERMODINAMICAS DE LA
MEZCLA DEL AIRE

F

a

PROPIEDADES TERMODINAMICAS DE LA MEZCLA DEL AIRE

Aunque las relaciones para las propiedades de mezclas de gases ideales son de utilidad general, hay una complicación adicional que debe reconocerse al tratar con mezclas gaseosas. Siempre existe la posibilidad de que uno o más de los gases se encuentre en un estado cercano al de saturación. Hemos visto que cada gas ejerce una presión que es igual a su presión parcial, pero ésta nunca puede ser mayor que la presión de saturación para ese componente a la temperatura de la mezcla. Cualquier intento de aumentar la presión parcial más allá de la presión de saturación resulta en la condensación parcial del vapor. Sin embargo, si la presión parcial de cualquier gas excede su presión de saturación para esa temperatura, el gas comenzará a condensarse al aumentar aún más la presión.

Usualmente se llama vapor al gas que se condensa en estas circunstancias. En consecuencia, las mezclas de gases ideales a las que nos referimos son mezclas gas - vapor.

Un ejemplo bien conocido de una mezcla gaseosa que contiene vapor es el aire de la atmósfera.

Acondicionar el aire es controlar su temperatura, humedad, distribución y pureza. Su objeto es procurar la comodidad de los ocupantes de residencias, teatros, etc..., o bien, en la industria, mantener productos alimenticios, químicos, etc..., a muy bajas temperaturas para evitar que se contaminen.

El aire contiene, normalmente, muchas impurezas, como gases, sólidos, polvos, etc..., en proporciones que dependen de varios factores.

Se supone que en lugares montañosos y en el mar el aire es más puro, aunque los vientos también llevan consigo algunas impurezas.

El aire contiene, por lo general:

Componente	Porcentaje en volumen	Porcentaje en masa
NITROGENO	78.09	75.51
OXIGENO	20.95	23.15
ARGON	0.93	1.28
BIOXIDO DE CARBONO	0.03	0.046
NEON	0.0018	0.00125
HELIO	0.00052	0.000072
METANO	0.00015	0.000094
CRIPTON	0.0001	0.00029
MONOXIDO DE CARBONO	0.00001	0.00002
OXIDO NITROSO	0.00005	0.00008
HIDROGENO	0.00005	0.000035
OZONO	0.00004	0.00007
XENON	0.000008	0.000036
BIOXIDO DE NITROGENO	0.000001	0.000002
YODO	$2 \cdot 10^{-11}$	$1 \cdot 10^{-10}$
RADON	$6 \cdot 10^{-18}$	$5 \cdot 10^{-17}$

Impurezas

Humos de sulfuros
 Humos de ácidos
 CO_2
 Polvo
 Cenizas
 Minerales
 Vegetales
 Animales
 Microorganismos

TABLA III (COMPOSICION DEL AIRE SECO)

CALOR ESPECIFICO (Cp)

El calor específico del aire no es constante, sino que depende de la temperatura. Para fines prácticos se usa:

$$C_p = 0.2415 \text{ ó } 0.24 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F}$$

Para fines que requieren precisión:

$$C_p = 0.24112 + 0.000009 t$$

$$\text{y } C_v = 0.1714 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F}$$

PESO ESPECIFICO (W)

Peso específico es el peso por unidad de volumen:

Para $t = 70^\circ\text{F}$ y 29.92 pulgadas de Hg

0.07496 lb/pie³ (aire seco)

0.07309 lb/pie³ (aire seco contenido en un pie³ de aire saturado)

0.074239 lb/pie³ (mezcla vapor de agua - aire saturado)

VOLUMEN ESPECIFICO (v)

El volumen específico es el recíproco del peso específico, o sea:

$$v = 1/W$$

Para $t = 70^\circ\text{F}$ y 29.92 pulgadas de Hg

13.34 pie³/lb (aire seco)

13.68 pie³/lb (aire seco contenido en una lb de aire saturado)

13.47 pie³/lb (mezcla vapor de agua - aire saturado)

HUMEDAD ABSOLUTA O DENSIDAD (dv)

El peso de vapor de agua expresado en libras o granos por cada pie cúbico de espacio se llama "humedad absoluta" o "densidad del vapor de agua" y se representa como d_v cuando el aire no está saturado y como d_d cuando sí lo está.

HUMEDAD ESPECIFICA O RELACION DE HUMEDAD (Ww)

El peso de vapor de agua expresado en libras o granos por libra de aire seco (1 libra = 7000 granos) se llama humedad específica; se

representa como W_v cuando la mezcla no está saturada, y como W_d cuando sí lo está.

HUMEDAD RELATIVA (ϕ)

La humedad relativa se define como la relación de la presión parcial del vapor en el aire con la presión de saturación del vapor correspondiente a la temperatura existente. O bien, es la relación de la densidad del vapor de agua en el aire con la densidad de saturación a la temperatura correspondiente.

$$\phi = (P_v / P_d) * 100 = (d_v / d_d) * 100$$

en donde:

- P_v - Presión parcial del vapor de agua
- d_v - Densidad existente del vapor de agua
- P_d - Presión de saturación del vapor de agua
- d_d - Densidad del vapor saturado

VARIACION DE LA HUMEDAD RELATIVA

- a) La humedad relativa se puede aumentar de las siguientes formas:
 - 1) Reduciendo la temperatura, sin variar la humedad absoluta.
 - 2) Aumentando la humedad absoluta sin variar la temperatura.
- b) La humedad relativa se puede disminuir de las siguientes maneras:
 - 1) Aumentando la temperatura, sin variar la humedad absoluta.
 - 2) Disminuyendo la humedad absoluta, sin variar la temperatura final.

RELACION ENTRE PRESIONES PARCIALES Y HUMEDAD ESPECIFICA

La humedad específica en función de las presiones parciales, se puede calcular como sigue:

$$W_v = 0.622 (P_v / (P_b - P_v))$$

RELACION DE SATURACION

La relación de saturación, se define como la " relación del peso de vapor mezclado con una libra de aire seco en un momento dado, con el peso de vapor que satura esa libra de aire a la temperatura de la mezcla ".

$$M = W_v / W_d$$

TEMPERATURA DE ROCIO (tw)

La temperatura de rocío indica la cantidad de humedad contenida en el aire. Es la temperatura a la cual el aire se satura cuando se enfría suponiendo que no hay aumento ni disminución de humedad. La temperatura no se puede cambiar, si no se aumenta o disminuye la humedad del aire, aunque se aumente o disminuya el calor.

Si el aire se enfría a una temperatura menor que la del rocío, empieza la condensación y se establece una nueva temperatura de rocío.

La temperatura de rocío de cualquier mezcla de aire y vapor de agua se puede determinar de la siguiente manera:

1. Enfriando poco a poco un recipiente que contenga aire, la temperatura a la que la condensación empieza a aparecer en las paredes del recipiente es la temperatura de rocío.
2. La temperatura de rocío se puede encontrar psicrométricamente partiendo de la temperatura de bulbo húmedo y de bulbo seco.

Características de la temperatura de rocío:

- Medida de la humedad.
- Temperatura a la cual se satura el aire.
- Temperatura que no cambia sin cambiar la humedad.
- Si se enfría por debajo de ésta, empieza la condensación.
- Sólo se reduce disminuyendo vapor de agua.
- Sólo se aumenta añadiendo vapor de agua.

TEMPERATURA DE BULBO SECO

La temperatura de bulbo seco es la que se mide con un termómetro ordinario, y es la medida del calor sensible del aire expresado en grados Fahrenheit o Centígrados.

TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO

La temperatura de bulbo húmedo indica la cantidad de calor total contenido en el aire y está expresado en grados Fahrenheit o Centígrados.

Se determina cubriendo el bulbo de un termómetro con franela o con un trapo húmedo y haciendo pasar aire rápidamente; es ésta forma la humedad comienza a evaporarse. La temperatura del agua y del aire circundante bajan proporcionalmente a la evaporación ocurrida.

Si está seco el aire que rodea al termómetro, la evaporación es rápida y el descenso de temperatura es grande (relativamente).

Por el contrario, si el aire está muy húmedo, la evaporación es lenta y, por lo tanto, la diferencia de temperaturas entre el bulbo seco y el húmedo, es pequeña. Si el aire está saturado, no habrá evaporación ni bajará la temperatura. La diferencia entre la temperatura de bulbo seco y la de bulbo húmedo se llama depresión del bulbo húmedo.

ENTALPIA DEL AIRE

La entalpia total del aire húmedo es igual a la suma de la entalpia del aire seco, más la entalpia del vapor de agua contenido en la mezcla:

$$h_t = h_s + h_L$$

donde:

h_t - Entalpia total del aire (BTU/lb_a)

h_s - Entalpia del aire seco (BTU/lb_a)

h_L - Entalpia del vapor de agua (BTU/lb_a)

donde:

$$h_s = C_p (t_2 - t_1) \text{ y}$$

$$h_L = W_v h_v = W_d \phi h_v$$

por lo tanto,

$$h_t = C_p t + W_d \phi h_v$$

Ahora bien, si introducimos el valor del flujo másico (M) en las ecuaciones anteriores, se tendrá:

$$q_s = M C_p t = M h_s$$

$$\text{y } q_L = M W_d \phi h_v = M h_L$$

Por lo tanto la entalpia total de M libras de aire por hora tiene el valor de:

$$Q_t = M(C_p t + W_d \phi h_v)$$

y se puede leer directamente en la carta psicrométrica. El valor de h_v puede tomarse como 1060 BTU/lb_v para cálculos de problemas prácticos, también puede encontrarse usando las siguientes expresiones:

Para temperaturas de 70°F a 150°F

$$h_v = 1060.5 + 0.45t \dots$$

Para temperaturas por debajo de 70°F

$$h_v = 1061.7 + 0.439t \dots$$

O también

$$h_v = 1091.6 - 0.55t \dots$$

VOLUMEN DE UNA MEZCLA DE AIRE Y VAPOR DE AGUA

Volumen total = volumen de aire seco + (volumen de aire saturado - volumen de aire seco) ϕ ...

LEYES PSICROMETRICAS

1. Cuando el aire seco se satura adiabáticamente, la temperatura se reduce y la humedad relativa se incrementa, y la reducción de calor sensible es igual al incremento simultáneo de calor latente
2. Cuando el contenido de humedad del aire se incrementa adiabáticamente, la temperatura se reduce simultáneamente hasta que la presión de vapor corresponde a la temperatura de saturación. Esta se llama " temperatura de saturación adiabática "
3. Cuando cierta cantidad de agua aislada se evapora, se supone que la temperatura final será la adiabática de saturación y no está afectada por convección, por lo que la temperatura de bulbo húmedo será la adiabática de saturación
4. La temperatura de bulbo húmedo del aire depende sólo de la entalpia total sensible y latente y es independiente de sus proporciones relativas. En otras palabras, la temperatura de bulbo húmedo es constante ya que la entalpia total también lo es

CARTA PSICROMETRICA

La carta psicrométrica es la representación gráfica de las tablas y, con ella se pueden analizar gráficamente las propiedades psicrométricas y se facilita la solución de diferentes problemas.

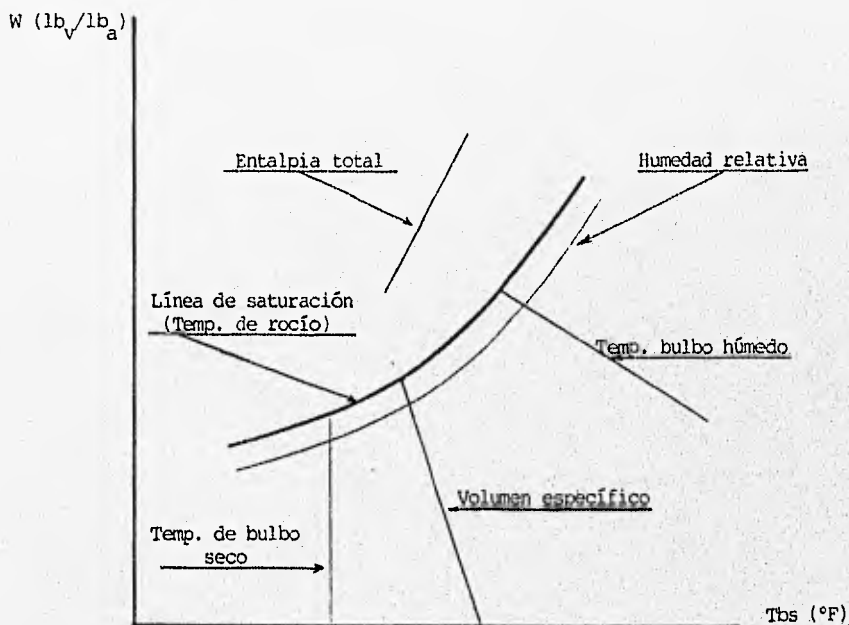
La carta psicrométrica, muestra básicamente, la relación entre las siguientes propiedades del aire:

- 1) Temperatura del bulbo húmedo
- 2) Temperatura de rocío
- 3) Temperatura de bulbo seco
- 4) Humedad relativa
- 5) Humedad específica
- 6) Entalpia total del aire

7) Volumen específico

Cuando se conocen dos de estas propiedades, las demás se encuentran con toda facilidad.

La carta parte de la línea de saturación, o sea, a cada temperatura de bulbo seco corresponde cierta cantidad de humedad para que haya saturación; por lo tanto, si en las abscisas se representan las temperaturas y en las ordenadas las humedades específicas, la línea de saturación tiene la forma mostrada en la siguiente figura:



La mayoría de las cartas psicrométricas se han hecho para la presión barométrica, al nivel del mar, sin embargo, hay cartas especiales para ciertos lugares específicos que se encuentran a diferentes altitudes.

Cuando se requiere hacer cálculos psicrométricos de un lugar cuya altitud considerable y no se cuenta con una carta especial, se usa la carta estándar al nivel del mar, haciendo las correspondientes correcciones de humedad, entalpia y volumen.

La carta psicrométrica estándar contiene las tablas necesarias para poder hacer dichas correcciones; por lo general, éstas tablas de correcciones están localizadas en el margen izquierdo de la misma.

CAPITULO TRES
PROCESOS DE AIRE ACONDICIONADO

PROCESOS DE AIRE ACONDICIONADO

MEZCLA DE DOS FLUJOS DE AIRE

Se tienen dos masas de aire M_1 y M_2 que al mezclarse, se comportan de acuerdo con las siguientes expresiones:

$$M_1 + M_2 = M_3$$

$$M_1 W_1 + M_2 W_2 = M_3 W_3$$

$$\text{y } M_1 h_1 + M_2 h_2 = M_3 h_3$$

donde:

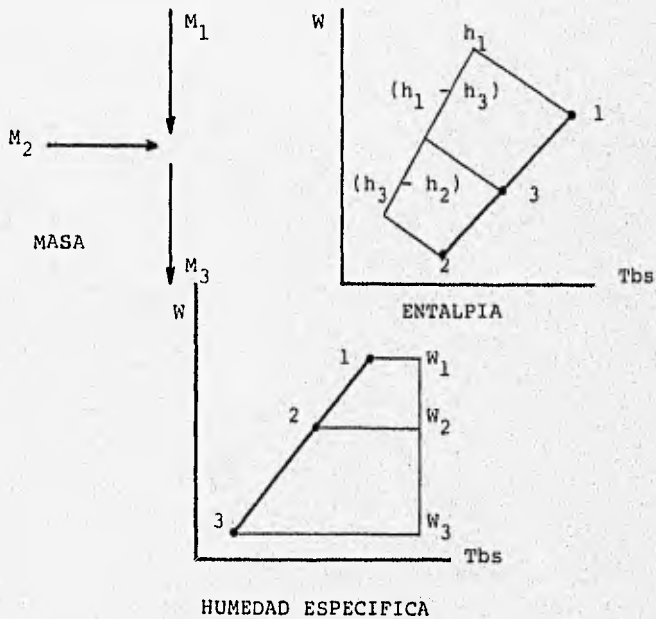
M - Masa del aire

h - Entalpia total

W - Humedad específica

Este proceso se lleva a cabo sin aumentar o disminuir calor o humedad.

Mezcla de dos flujos de aire.



Para el aire acondicionado, algunos problemas se resuelven usando en las fórmulas anteriores, el volumen del aire en vez de la masa, o sea, no se tienen en cuenta las diferencias en densidades.

CALENTAMIENTO

(Flujo de aire sobre una superficie seca y más caliente que el aire)

En éste proceso, el aire aumenta su temperatura de bulbo seco, que se aproxima a la de la superficie con la que entra en contacto; la humedad específica permanece constante.

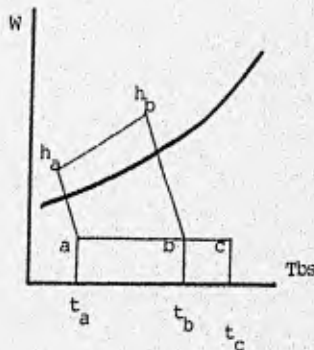
La aproximación de la temperatura del aire a la de la superficie caliente se expresa como el factor de "by-pass" (F.B.). La temperatura de la superficie caliente se supone constante.

El factor de "by-pass" equivalente se define como la relación entre la diferencia de la temperatura efectiva de la superficie y la salida del aire con la diferencia de la temperatura efectiva de la superficie y la entrada del aire. Se supone que representa la fracción del aire que no entra en contacto directo con la superficie caliente.

En la siguiente figura t_a y t_b representan las temperaturas de entrada y salida del aire, respectivamente, y t_c es la temperatura de la superficie caliente. Entonces:

$$FB = \frac{t_c - t_b}{t_c - t_a}$$

(Figura 1)



En un calentador de aire convencional el valor del factor de by pass depende del diseño del serpentín y de la velocidad del aire. Este proceso es el más usado en la práctica, pues se sigue al calentar aire a través de un serpentín de agua caliente o vapor.

El calor absorbido es:

$$q_1 = h_b - h_a = (t_b - t_a)(0.24 + 0.45W)$$

Para obtener el calor total absorbido, hay que multiplicarlo por el flujo másico del aire.

$$Q_s = q_1 * M$$

Considerando aire estándar al nivel del mar y $T_{bs} = 70^\circ\text{F}$ con una densidad de 0.075 lb/pie^3 , el calor sensible añadido será:

$$Q_s = 0.24 * 0.075 * 60 * V(t_b - t_a) = 1.08V(t_b - t_a)$$

donde:

Q_s - Está en (BTU/hr)

V - Está en (pie^3/min)

t_b - Está en ($^\circ\text{F}$)

t_a - Está en ($^\circ\text{F}$)

El valor constante 1.08 es el valor obtenido de multiplicar $(0.24 * 0.075 * 60)$ y está en $(\text{BTU} \cdot \text{min} / ^\circ\text{F} \cdot \text{pie}^3 \cdot \text{hr})$.

ENFRIAMIENTO

(Flujo de aire sobre una superficie seca y más fría que el aire).

El aire baja su temperatura en éste proceso. Se supone que la temperatura de bulbo seco de la superficie tiene un valor no menor que la temperatura de rocío. Por lo tanto, la humedad específica se mantiene constante, y no se llegará a la condensación.

El factor de by pass equivalente es (ver figura 2):

$$FB = t_b - t_c / t_a - t_c$$

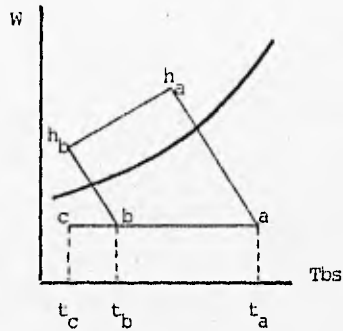
El calor removido es:

$$Q_s = 1.08V(t_a - t_b) = M(h_a - h_b)$$

donde:

M - Flujo másico (lb/hr)

(Figura 2)

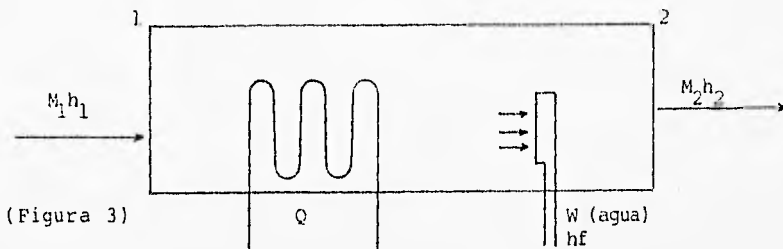


HUMIDIFICACION

La humidificación es el proceso mediante el cual se aumentan la humedad específica y la cantidad de calor del aire. En algunos procesos la humedad específica se aumenta agregando agua, que se absorbe en forma de vapor.

El agua vaporizada en el aire absorbe calor del propio aire, lo cual hace descender la temperatura. Por lo tanto, para conservar o aumentar la temperatura, es necesario agregar calor de otra fuente.

La figura 3, muestra cómo se logra un proceso sencillo de humidificación, usado en aire acondicionado.



Usando la ecuación de la primera ley de la Termodinámica se tiene la siguiente expresión:

$$M_1 h_1 + Q + W h_f = M_2 h_2$$

Con lo cual se obtiene la distribución de la energía durante el proceso. En dicha ecuación:

M_1 - Masa de aire a la entrada.

h_1 - Entalpia total del aire a la entrada.

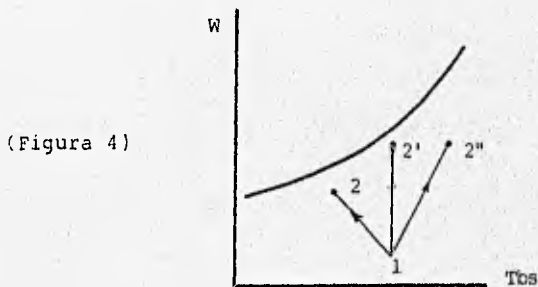
Q - Calor agregado en el calentador.

$W h_f$ - Energía que trae el agua agregada en el proceso.

M_2 - Masa de aire a la salida.

h_2 - Entalpia total a la salida.

En la carta psicrométrica, el proceso se muestra como sigue:



Como se ve en la figura 4, se pueden obtener 3 formas de proceso, según la temperatura final del aire que se desee, o sea:

Proceso 1 - 2 (la tbs final disminuye)

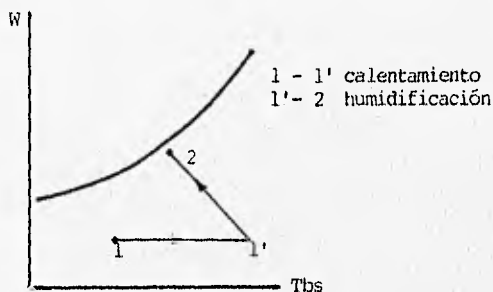
Proceso 1 - 2' (la tbs final permanece constante)

Proceso 1 - 2" (la tbs final aumenta)

Para efectuar éste proceso, existen dos métodos según las condiciones iniciales que se tengan, a saber:

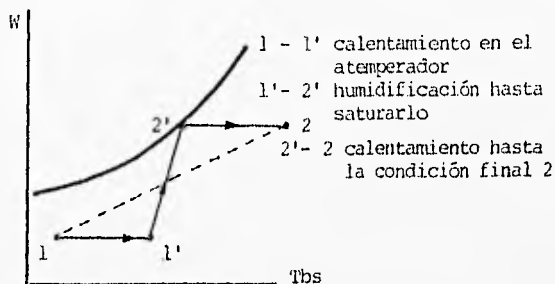
1. Primero se calienta y luego se humidifica, como se ve en la figura 5:

(Figura 5)

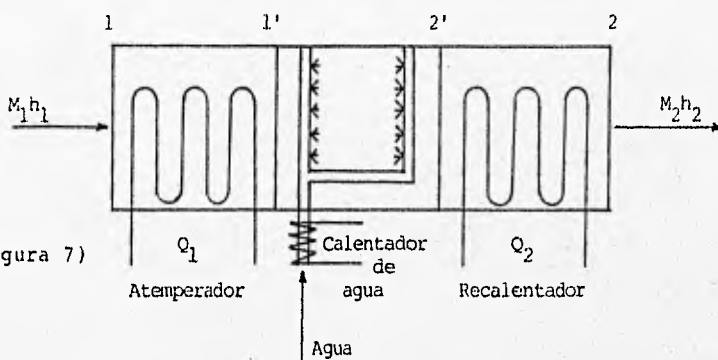


2. Primero se calienta en un atemperador, después se humidifica con agua caliente hasta saturar; luego se vuelve a calentar hasta obtener la condición final 2. El punto de saturación 2' debe ser tal que sea el punto de rocío de la condición 2. Ver figuras 6 y 7:

(Figura 6)



(Figura 7)



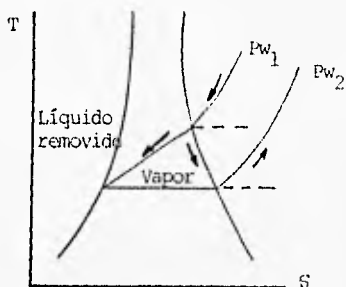
DESHUMIDIFICACION

La deshumidificación es necesaria muy a menudo en procesos de aire acondicionado o en procesos industriales.

La humedad puede removerse por absorción en líquidos o en sólidos (procesos llamados de absorción química) o enfriando por debajo del punto de rocío. La deshumidificación representada en el diagrama TS puede verse en la figura 8, que muestra solamente el proceso del vapor de agua.

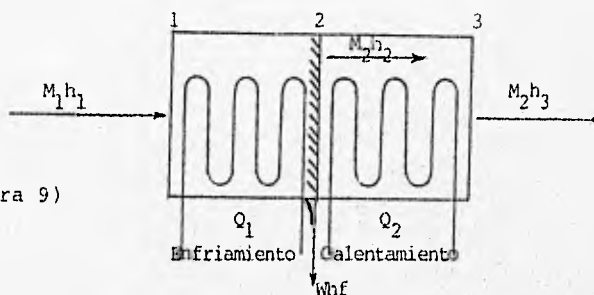
El proceso se lleva a cabo en 2 etapas: primero, enfriando hasta el punto de rocío; después, hasta condensar y eliminar el agua necesaria, para alcanzar el punto de rocío del estado final.

(Figura 8)



Una vez separada la humedad, se puede recalentar hasta la condición final, sin añadir ni absorber agua. Ver figuras 9 y 10:

(Figura 9)



(Figura 10)



Primer paso (de 1 a 2):

$$M_1 h_1 - Q_1 = M_2 h_2 + Whf$$

$$M_1 - W = M_2$$

donde:

M_1 - lb/hr de aire en la condición 1.

Q_1 - calor absorbido.

h_1 - entalpia del aire en la condición 1.

M_2 - lb/hr de aire en la condición 2.

h_2 - entalpia del aire en la condición 2.

W - lb/hr de humedad retirada.

Whf - energía de la humedad retirada (BTU/hr).

Segundo paso (de 2 a 3):

$$M_2 h_2 + Q_2 = M_2 h_3$$

Q_2 - calor para recalentar.

h_3 - entalpia del aire recalentado a la salida.

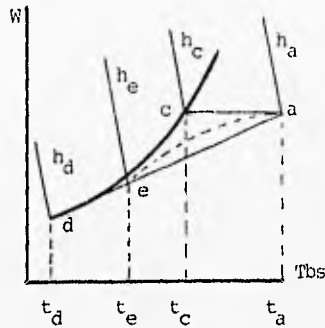
En las ecuaciones, se puede observar que Q_1 es negativo y Q_2 es positivo. En un momento dado, $Q_1 = Q_2$, por lo que el calor total cedido o absorbido es cero (0); sin embargo, se necesitan esas fuentes de calor para llevar a cabo el proceso.

PROCESO DE ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION

Si el aire pasa a través de una superficie, o a través de un rociador de agua cuya temperatura sea menor que el punto de rocío del aire, se condensará parte de la humedad del aire y la mezcla se enfriará simultáneamente.

Parte del aire que está en contacto con la superficie reduce su temperatura media de la superficie, según el trazo "acd" con condensación y consecuente deshumidificación de c a d. Ver figura 11.

(Figura 11)



El aire que no está en contacto con la superficie, finalmente se enfriará al mezclarse con el aire que sí tuvo contacto, y su estado final caerá sobre la línea recta entre a y d. El trayecto real no es la línea recta ad, sino una curva parecida a la punteada. Esto se debe a la continua mezcla del aire que estuvo en contacto directo con el aire que nunca lo estuvo (o sea, el que hace "by pass").

En los procesos prácticos, no se obtiene el punto de saturación "d", sino que se llega a "e" con su respectivo "efecto equivalente de by pass".

En procesos que incluyen condensación, la temperatura t_d se llama "punto de rocío del aparato" (PRA).

El calor latente removido durante el proceso es:

$$Q_L = 0.68 \cdot V \cdot \Delta W$$

donde:

Q_L - Está en BTU/hr

V - Está en pie^3/min

ΔW - Humedad retirada en $\text{granos}/\text{lb}_a$

El valor constante 0.68 es el valor obtenido de dividir 1060 y 7000, y multiplicarlo por .075 y 60, y está en $(\text{BTU} \cdot \text{lb}_a \cdot \text{min} / \text{granos} \cdot \text{pie}^3 \cdot \text{hr})$.

El calor sensible retirado es:

$$Q_s = 1.08V(t_a - t_d)$$

El calor total es:

$$Q_t = Q_s + Q_L = M(h_a - h_d) = 0.075 \cdot 60 \cdot V(h_a - h_d)$$

$$\text{finalmente, } Q_t = 4.5V(h_a - h_d)$$

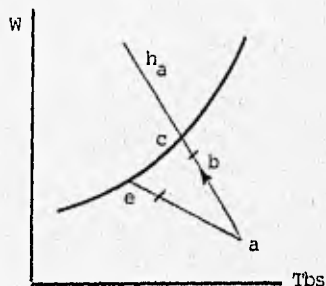
La relación del calor sensible retirado al calor total retirado se le llama "factor de calor sensible":

$$FCS = Q_s / Q_t$$

PROCESO DE ENFRIAMIENTO Y HUMIDIFICACION

Siempre que el aire no saturado pasa a través de un aspersor de agua, la humedad específica aumenta y la temperatura de bulbo seco baja. Esto constituye el proceso de saturación adiabática, o sea, es un proceso a bulbo húmedo constante. Ver figura 12.

(Figura 12)



El bulbo húmedo del aire está representado por el punto c. El aire saldrá a esta temperatura siempre que exista un buen "contacto" aire - agua.

El concepto de factor de "by pass" también se aplica en este caso, pero para este proceso de humidificación existe otro concepto llamado eficiencia de humidificación que se define como sigue:

$$E = \frac{t_a - t_b}{t_a - t_c}$$

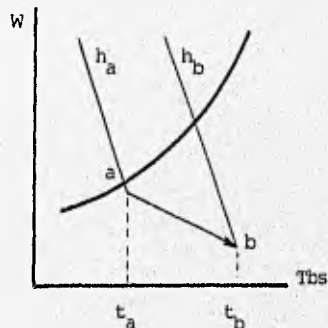
Que es igual a uno menos el efecto de by pass. como ya se ha estudiado, éste proceso es a entalpia constante.

También puede suceder que el agua esté a una temperatura menor que la de bulbo húmedo pero mayor que el punto de rocío, en cuyo caso, el proceso lo muestra la línea ad, y se enfría y se humidifica simultáneamente. El aspersor de agua tendrá que ser de recirculación continua para que se establezca el equilibrio.

PROCESO DE CALENTAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION

El calentamiento y la deshumidificación simultáneos se pueden realizar haciendo pasar el aire por un absorbente sólido o a través de un líquido absorbente. En ambos casos, el absorbente tendrá una presión de vapor de agua menor que la del aire. Ver figura 13.

(Figura 13)



La humedad se condensa fuera del aire; en consecuencia, el calor latente se libera y aumenta el calor sensible del aire.

Si éstas son las únicas energías que intervienen, el proceso es inverso al adiabático de saturación; pero existe un calor absorbido o generado por el material activo que se llama calor de absorción.

Para absorbentes sólidos se usa la sílice, la alúmina, etc..., y para los absorbentes líquidos, sales inorgánicas o compuestos orgánicos.

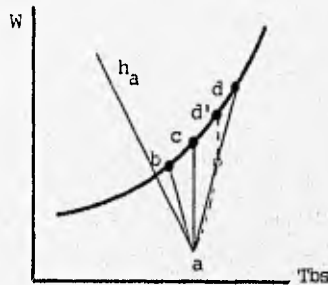
En ambos casos el calor desprendido interviene en el proceso, incrementando el calor sensible.

PROCESO DE CALENTAMIENTO Y HUMIDIFICACION

Cuando el aire pasa a través de un humidificador, el aire se humidifica y puede calentarse, enfriarse o permanecer a la misma temperatura. Durante éste proceso, el aire incrementa su humedad específica y entalpia, y la temperatura de bulbo seco aumenta o disminuye según la temperatura inicial del aire y del agua.

Si se suministra suficiente agua en relación con el aire, éste se acercará a la saturación. Ver figura 14.

(Figura 14)



Según la figura:

- a - b : caso en el que la temperatura del agua es menor que la del aire.
- a - c : caso en el que el agua está a la misma temperatura que el aire.
- a - d : caso en el que el agua está a mayor temperatura que el aire.

FACTOR DE CALOR SENSIBLE

Como se mencionó anteriormente, existe un término llamado "Factor de calor sensible" que relaciona la ganancia de calor sensible y la de calor latente:

$$FCS = Q_s / (Q_s + Q_L) = Q_s / Q_t$$

Si suponemos que la ganancia de calor latente es cero, el factor de calor sensible valdrá uno, y de otra manera, si se diera el caso de que la única ganancia fuera de humedad y el calor sensible fuera nulo, el factor de calor sensible sería igual a cero; en otras palabras, cuando existen las dos cargas que es el caso normal en verano, el factor de calor sensible varía entre 0 y 1.

En la práctica, cuando se trata de acondicionar el aire en lugares pequeños tales como residencias, pequeños comercios, etc..., se asume que la ganancia de calor latente es la tercera parte del calor sensible, o sea que el factor de calor sensible es igual a 0.75.

$$FCS = 1 / (1 + 0.333) = 0.75$$

Este valor de 0.75 es razonable para usarlo en los casos que se mencionaron, sin embargo, hay ocasiones en que el factor de calor sensible varía desde 0.60 a 0.95, dependiendo de las condiciones de humedad. En realidad, el factor de calor sensible varía hora a hora, dependiendo, entre otras cosas, de la cantidad de personas que pueda haber en un momento dado, humedad del ambiente, etc...

Cuando se trata de instalaciones industriales o bien instalaciones de mayor importancia, como serían comercios, hoteles, hospitales, etc..., la ganancia de calor latente debe calcularse separadamente y así obtener el factor de calor sensible.

La ganancia de calor sensible tiene un valor de:

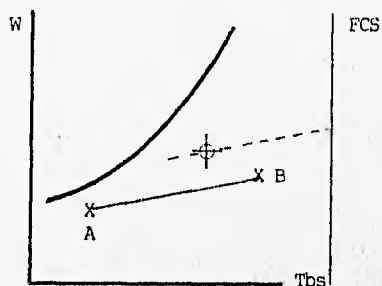
$$FCS = 0.24 (\Delta t / \Delta h_t)$$

FACTOR DE CALOR SENSIBLE EN LA CARTA PSICROMETRICA

Para encontrar el valor del calor sensible en un proceso en el que el aire de suministro de características "A" se calienta y humidifica hasta una condición "B" (ver figura 15), con ayuda de la carta psicrométrica, se hace de la siguiente manera:

Trace una línea paralela a AB, que pase por el punto de referencia de factor de calor sensible "0" de la carta (80°F , $\phi = 50\%$), y prolonguela hasta la escala de FCS, en donde se lee el valor directamente.

(Figura 15)



De la misma manera, cuando se requiere conocer la característica del aire de suministro "A" conociendo el factor de calor sensible, se traza la línea que une el punto de referencia con la escala de FCS, se lleva una paralela de esta línea al punto que represente la condición del aire interior "B", y las características del aire de suministro estarán sobre esta paralela, conociendo ya sea la temperatura de bulbo seco, la humedad u otra propiedad, se encuentra exactamente el punto "A".

4

CAPITULO CUATRO
CALCULO DE LA CARGA TERMICA Y DUCTOS

CALCULO DE LA CARGA TERMICA Y DUCTOS

CANTIDAD DE AIRE NECESARIA

EN INVIERNO (CALEFACCION). Cuando un espacio se requiere calentar a una temperatura t_i , el aire que se suministra debe tener una temperatura mayor, con objeto de que al enfriarse hasta t_i , proporcione el calor suficiente para compensar las fugas de calor que se originan por conducción a través de pisos, techos y muros, por infiltraciones, etc...

La cantidad de calor que el aire proporciona al enfriarse desde la temperatura de entrada (t_d) a la temperatura del espacio (t_i) puede calcularse con la siguiente expresión:

$$Q_s = M \cdot C_p (t_d - t_i)$$

o en función del volumen:

$$Q_s = 1.08 \cdot V (t_d - t_i)$$

Obviamente mientras mayor sea la temperatura de entrada del aire (T_d), menor cantidad de aire se requerirá, existen tablas que proporcionan temperaturas del aire de entrada, recomendables para diferentes casos. Normalmente éstas temperaturas varían de 90°F a 150°F y su elección depende de varios factores como son: dimensiones del espacio, altura de techos, actividades de los ocupantes, etc...

EN VERANO (REFRIGERACION O ENFRIAMIENTO). De manera similar que en el caso anterior, cuando se requiere enfriar un espacio, el aire de suministro debe tener una temperatura menor que la del espacio por acondicionar, de tal modo que la ganancia de calor del aire sea igual a la ganancia de calor del espacio ocupado, la cual se deberá, por ejemplo, al calor conducido a través de techos, pisos o paredes, calor debido a personas, calor debido a infiltraciones, etc...

La ganancia de calor del aire puede calcularse con la siguiente expresión:

$$Q_s = M \cdot C_p (t_i - t_d)$$

o en función del volumen:

$$Q_s = 1.08 \cdot V (t_i - t_d)$$

De la misma manera que en el caso de calefacción, mientras mayor sea la diferencia entre t_i y t_d , menor cantidad de aire se requerirá.

Donde para ambos casos:

Q_s - cambio de calor sensible del aire (BTU/hr)

M - masa de aire suministrado (lb/hr)

C_p - calor específico del aire (BTU/lb-°F)

V - volumen en el espacio (pie³/min)

t_d - temperatura de entrada del aire (°F)

t_i - temperatura requerida en el espacio (°F)

TRANSMISIÓN DE CALOR A TRAVÉS DE MUROS, TECHOS Y PISOS

La carga de calor más importante para calcular la calefacción se debe por lo general, a la transmisión de calor a través de muros, techos y pisos.

Estas pérdidas se pueden determinar a partir de la expresión siguiente:

$$Q = U \cdot A (t_i - t_e)$$

donde:

Q - pérdida de calor (BTU/hr)

A - área neta (pie²)

U - coeficiente de transmisión de calor (BTU/hr-pie²-°F)

t_i - temperatura de diseño interior (°F)

t_e - temperatura de diseño exterior (°F)

El flujo de calor que se transmite por los materiales que forman una barrera (pared,techo y pisos),se lleva a cabo por conducción y la transmisión en las películas de aire es por convección entre la superficie y el aire.

TRANSMISION DE CALOR POR CONDUCCION A TRAVES DE LOS DIFERENTES MATERIALES DE UNA BARRERA

Basándose en la teoría de calor por conducción formulada por el matemático francés J.B. Fourier,se puede escribir:

$$q = -KA dt/dx$$

donde:

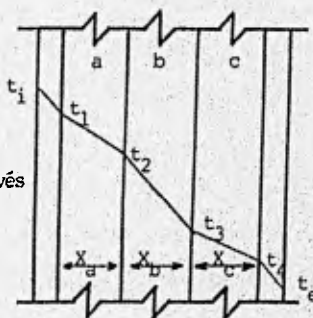
q - calor transmitido por unidad de tiempo (BTU/hr)

A - área de la sección donde el calor fluye (pie²)

K - factor proporcional llamado conductividad térmica expresado en (BTU-pie/hr-pie²-°F)

dt/dx - gradiente de temperatura en dirección del flujo de calor, expresado en (°F/pie)

El valor de K,varía ampliamente con la temperatura,pero para materiales de uso común y temperaturas atmosféricas,estos valores se han determinado experimentalmente y se encuentran tabulados en los manuales de aire acondicionado.Ver figura 16.



(Figura 16)
Transmisión de calor a través
de una barrera

Para una pared de sección plana, integrando la ecuación de Fourier, se tiene:

$$q = -KA \int_{t_1}^{t_2} dt/dx = K A/x (t_1 - t_2) = K A/x \Delta t$$

la resistencia térmica R vale:

$$R = x/KA$$

entonces:

$$q = t_1 - t_2 / x/KA = t_1 - t_2 / R$$

TRANSMISION DE CALOR POR CONVECCION ENTRE LA SUPERFICIE

La cantidad de calor transmitido por convección entre una superficie y un fluido puede obtenerse usando la expresión de Newton:

$$q = fA(t_s - t_\alpha)$$

donde:

q - calor transmitido por unidad de tiempo (BTU/hr)

f - coeficiente de convección térmica o de película
(BTU/hr-pie²-°F)

A - superficie de transmisión de calor (pie²)

t_s - temperatura de la superficie (°F)

t_α - temperatura del fluido (°F)

En éste caso la resistencia térmica será:

$$R = 1/fA$$

llamada también resistencia de la película.

El valor del coeficiente f se incrementa al aumentar la rugosidad de las paredes y crece también con la velocidad del viento cuando se trata de aire acondicionado.

Por costumbre y en virtud de que las variaciones, tanto de rugosidad como de velocidad del viento, se supone que no pasan de cierto límite, y para calculos de ingeniería en aire acondicionado se pueden suponer los siguientes valores:

Para interiores $f_i = 1.65 \text{ BTU/hr-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$

Para exteriores $f_e = 6.0 \text{ BTU/hr-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$

En los problemas prácticos de aire acondicionado, las barreras pueden ser muros compuestos de varios materiales como serian por ejemplo, mezcla, tabique y yeso, en éstos casos debe considerarse la transmisión de calor combinada por conducción en la mezcla, tabique y yeso, y convección en las películas de aire exterior e interior.

Observando la figura 16, en donde se ha considerado una barrera de 3 materiales diferentes, se concluye que la cantidad de calor que fluye por cada material es la misma, o sea:

$$q = q_i = q_a = q_b = q_c = q_e$$

Considerando en combinación la transmisión de calor por conducción y convección se tiene:

$$\begin{aligned} q &= f_i A (t_i - t_1) = K_a A / X_a (t_1 - t_2) = K_b A / X_b (t_2 - t_3) \\ &= K_c A / X_c (t_3 - t_4) = f_e A (t_4 - t_e) \end{aligned}$$

Substituyendo el valor de $R = x/KA$ en la ecuación anterior:

$$\begin{aligned} q &= t_i - t_1 / R_i = t_1 - t_2 / R_a = t_2 - t_3 / R_b = t_3 - t_4 / R_c \\ &= t_4 - t_e / R_e \end{aligned}$$

o sea:

$$t_i - t_1 = q R_i$$

$$t_1 - t_2 = q R_a$$

$$t_2 - t_3 = q R_b$$

$$t_3 - t_4 = q R_c$$

$$t_4 - t_e = q R_e$$

sumando,

$$t_i - t_e = q (R_i + R_a + R_b + R_c + R_e)$$

$$q = t_i - t_e / \Sigma R$$

A menudo es impráctico encontrar para cada caso de muros, paredes o pisos de varios materiales, sus valores de K , f y x por lo que se recurre a un valor tabulado y total U que se llama "Coeficiente combinado de transmisión de calor".

$$\sum R = 1/U$$

$$q = AU(t_i - t_e)$$

COEFICIENTE COMBINADO DE TRANSMISION DE CALOR U

El coeficiente combinado de transmisión de calor U , dado en BTU/hr-pie²-°F se puede definir como el flujo de calor por hora a través 1 pie² de barrera, cuando la diferencia de temperatura entre el aire interior y el exterior es de 1°F.

También puede decirse que el recíproco del coeficiente de transmisión de calor es la resistencia al flujo de calor que oponen por una lado los diferentes materiales de que está compuesta la barrera y por otro lado, las películas de aire interior y exterior que tienden a adherirse a las superficies de la barrera.

CALOR SOLAR GANADO A TRAVES DE MUROS Y TECHOS

Calcular el calor solar ganado a través de muros y techos es más complejo, ya que cuando el sol calienta la superficie se inicia un flujo de calor hacia el interior del espacio, hasta llegar a un **máximo**; después, el flujo disminuye poco a poco durante la noche y vuelve a aumentar cuando el sol calienta de nuevo la pared.

Este cálculo se simplifica usando el concepto de "temperatura aire - sol", desarrollado por "Mackey y Wright". La temperatura aire-sol es una temperatura del aire tal, que en la ausencia de efectos de radiación da al espacio interior la misma cantidad de calor que la combinación de radiación incidente del sol, energía radiante del espacio y convección del aire exterior.

Para resolver éste problema de encontrar el calor ganado por el sol, se han preparado tablas que indican la temperatura equivalente que se debe usar en paredes o en techos. Ver tablas IV y V.

Las tablas están basadas en 15°F (95-80), diferenciales de temperatura de diseño; en caso de que la diferencia sea otra de 15°F debe corregirse agregando o disminuyendo a la temperatura equivalente la diferencia entre 15 y la diferencial del lugar.

Esta carga de calor sólo se considera en el caso de refrigeración o enfriamiento (verano). "En éste trabajo de seminario no se considera la ganancia a través de cristales, puesto que el lugar a acondicionar, carece de ventanas".

INFILTRACION DE AIRE

La infiltración de aire es otra carga de calor muy importante. Es el aire (frío o caliente), que penetra en el interior, a través de las ranuras de puertas, ventanas y aberturas. Para ambos casos (calefacción o refrigeración), se sigue el mismo procedimiento. Haciendo únicamente la siguiente observación para el caso de refrigeración. "Cuando los espacios por acondicionar no están en edificios de gran altura, se suele despreciar la ganancia de calor debida a las ranuras".

Esta pérdida o ganancia depende del tipo de sello existente entre puertas y ventanas y de la velocidad del viento.

Para calcular de un modo aproximado la cantidad de aire que se infiltra, existen varios métodos, de los cuales se mencionan los siguientes:

1. METODO DE LAS RANURAS

Este método consiste en medir la longitud de todas las ranuras de puertas y ventanas, y por medio de tablas experimentales, que dan la cantidad de pies³/min o pies³/hr por pie lineal de ranura, se

TABLA IV. Temperatura diferencial total equivalente, para calcular la ganancia de calor a través de paredes.

Latitud norte	TIEMPO SOLAR												Latitud sur						
	A.M.						P.M.												
	8	10	12	2	4	6	8	10	12	2	4	6							
	Color exterior de la pared (0 = oscura, C = clara)																		
Pared hacia E:	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	Pared hacia E:						
Participa																			
NE	22	16	21	12	14	10	12	10	14	10	14	11	10	10	6	4	2	2	SE
E	30	18	36	18	32	16	12	12	14	10	14	14	10	10	6	6	2	2	E
SE	15	0	20	16	28	18	24	16	16	14	14	14	10	10	6	4	2	2	NE
S	-1	-4	0	0	27	12	36	20	26	20	16	11	10	10	6	6	2	2	S
SO	-4	-4	0	-2	4	4	26	22	40	78	42	28	24	20	6	4	2	2	SO
O	-1	-4	0	0	4	6	20	12	40	28	48	34	22	22	6	8	2	2	O
NO	-4	-4	0	-2	4	12	10	24	20	40	26	34	24	6	4	2	2	2	NO
N (sombra)	-4	-4	-2	-2	4	10	10	14	14	12	10	8	8	4	4	10	10	0	S (sombra)
Tabla de 4 por 4 de 1 hora																			
NE	-2	-4	24	12	20	10	10	6	12	10	14	14	12	12	10	10	6	4	SE
E	2	0	30	14	31	17	14	14	12	12	14	10	12	12	10	8	6	6	E
SE	2	-2	20	10	28	16	26	16	18	14	14	14	12	12	10	8	6	6	NE
S	-4	-4	-2	-2	12	6	24	16	26	18	20	16	12	12	8	8	4	4	S
SO	0	-2	0	-2	2	2	12	6	22	32	36	26	34	24	10	8	6	6	SO
O	-4	-2	0	0	4	2	10	8	26	18	40	28	42	28	16	14	6	6	O
NO	-4	-4	-2	-2	2	2	8	6	12	12	20	22	34	24	12	10	6	6	NO
N (sombra)	-4	-4	-2	-2	0	0	6	6	10	10	12	12	12	12	8	8	4	4	S (sombra)
Tabla de 4 por 4 de 1/2 hora																			
NE	0	0	0	0	20	10	10	6	12	16	14	12	12	10	8	8	4	4	SE
E	4	2	12	4	24	12	20	14	20	12	12	10	14	12	14	10	10	8	E
SE	2	0	2	0	16	8	20	12	20	14	14	12	14	12	10	8	6	6	NE
S	0	0	0	0	2	0	12	6	24	14	26	16	20	14	12	10	8	6	S
SO	0	0	0	0	2	0	6	4	12	10	26	18	20	26	18	8	6	6	SO
O	4	2	4	-2	4	2	6	4	10	6	18	14	32	22	32	22	18	14	O
NO	0	0	0	0	2	0	4	2	8	6	12	10	22	18	30	22	10	8	NO
N (sombra)	-2	-2	-2	-2	0	0	6	6	10	10	10	10	10	10	6	6	6	6	S (sombra)
Tabla de 4 por 4 de 1/2 hora																			
NE	2	2	2	2	10	2	10	8	14	8	10	6	10	8	10	10	10	8	SE
E	8	6	8	6	14	8	18	10	14	10	14	8	14	10	14	14	12	10	E
SE	8	4	6	4	6	4	14	10	14	12	16	12	12	10	12	10	12	10	NE
S	0	0	2	4	2	4	2	10	6	16	10	16	12	12	10	10	8	8	S
SO	8	4	6	4	6	4	8	4	10	6	12	8	20	12	24	16	24	14	SO
O	8	4	6	4	6	6	8	10	6	14	8	20	16	24	18	24	16	14	O
NO	2	2	2	2	2	2	4	2	6	4	8	6	10	8	16	14	18	14	NO
N (sombra)	0	0	0	0	0	0	0	0	2	6	6	8	8	8	8	6	6	6	S (sombra)
Tabla de 12 por 12																			
NE	8	6	8	6	8	4	8	4	10	4	12	6	12	6	10	6	10	6	SE
E	12	8	12	8	12	8	10	6	12	8	14	10	14	10	14	8	14	8	E
SE	10	6	10	6	10	6	10	6	10	6	12	8	14	10	14	10	12	8	NE
S	8	6	8	6	6	4	6	4	6	4	8	4	10	6	12	8	12	8	S
SO	10	6	10	6	10	6	10	6	10	6	10	6	10	8	12	8	14	10	SO
O	12	8	12	8	12	8	10	6	10	6	10	6	10	6	12	8	14	10	O
NO	8	6	8	6	8	4	8	4	8	4	8	4	8	4	8	6	10	6	NO
N (sombra)	4	4	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	4	4	6	6	S (sombra)

TABLA IV. (Continuación)

Latitud norte	TIEMPO SOLAR																Latitud sur		
	A.M.								P.M.										
	8	10	12	2	4	6	8	10	12	8	10	12	2	4	6	8		10	12
Pared hacia el:	Color exterior de la pared (O=oscuro, C=clara)																Pared hacia el:		
	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	
Concreto o piedra de 8 plg ó buen bloque de concreto de 6 u 8 plg																			
NE	4	2	4	0	16	8	14	8	10	6	12	8	12	10	10	8	8	6	SE
E	8	4	14	8	24	12	21	12	18	10	11	10	14	10	12	10	10	8	E
SE	8	2	6	4	16	10	18	12	18	12	14	12	12	10	12	10	10	8	NE
S	2	1	2	1	4	1	12	8	16	12	18	12	14	12	10	8	6	6	N
SO	8	2	4	2	6	2	8	4	14	10	22	18	21	18	22	16	10	8	NO
O	8	4	6	4	6	4	6	8	12	8	20	14	28	18	26	18	14	10	O
NO	4	2	4	0	4	2	4	4	6	8	12	10	20	14	22	16	8	8	SO
N (sombra)	0	0	0	0	0	0	2	8	4	6	6	8	8	6	8	4	4	4	S (sombra)
Concreto o piedra de 12 plg																			
NE	4	4	6	2	6	2	14	8	14	8	10	8	10	6	12	10	8	SE	
E	10	6	8	6	10	6	18	10	18	12	10	10	12	10	14	10	14	10	E
SE	8	4	8	4	6	4	14	8	16	10	16	10	14	10	12	10	12	10	NE
S	4	4	6	2	4	2	4	2	10	6	14	10	16	12	14	10	10	8	N
SO	8	4	8	4	6	4	8	4	8	8	10	8	18	14	20	14	18	12	NO
O	10	6	8	6	8	6	10	8	10	6	12	8	16	10	24	14	22	16	O
NO	4	4	6	2	6	2	6	4	6	4	8	6	10	8	14	12	20	14	SO
N (sombra)	0	0	0	0	0	0	2	2	4	4	4	6	8	8	6	6	6	6	S (sombra)

NOTA:

$$Q = U \cdot A \cdot t_e$$

donde:

Q - Ganancia total de calor debida a la radiación solar y a la diferencia de temperaturas (BTU/hr)

U - Coeficiente de transmisión de calor de la pared (BTU/hr - pie²-°F)

A - Area de la pared orientada (pie²)

t_e - Temperatura diferencial tomada de la tabla (°F)

TABLA V. Temperatura diferencial total equivalente para calcular la ganancia de calor a través de techos.

Descripción de los materiales del techo	Tiempo solar									
	A. M.					P. M.				
	8	10	12	2	4	6	8	10	12	
Techos expuestos al sol. Construcción ligera										
Madera de 1 plg	12	38	54	62	50	26	10	4	0	
Madera de 1 plg y aislamiento de 2 plg										
Techos expuestos al sol. Construcción media										
Concreto de 2 plg										
Concreto de 2 plg y aislamiento de 2 plg	6	30	48	58	50	32	14	6	2	
Madera de 2 plg										
Concreto de 4 plg	0	20	38	50	52	40	22	12	6	
Concreto de 4 plg y aislamiento de 2 plg										
Techos expuestos al sol. Construcción pesada										
Concreto de 6 plg	4	6	24	38	46	44	32	18	12	
Concreto de 6 plg y aislamiento de 2 plg	6	6	20	34	42	44	34	20	14	
Techos en la sombra										
Construcción ligera	-4	0	6	12	14	12	8	2	0	
Construcción media	-4	-2	2	8	12	12	10	6	2	
Construcción pesada	-2	-2	0	4	8	10	10	8	4	

NOTAS:

1. Calculada con el método de Mackey y Wright.
2. Para techos que no sean planos, considérese el área proyectada.
3. Cuando el color del techo es claro como el blanco o el aluminio, añada a la temperatura equivalente diferencial en techos a la sombra el 55% de la diferencia entre el techo a la sombra y el techo expuesto al sol. Cuando el color es gris claro, azul claro, gris claro o rojo brillante añada el 80%.

calcula la infiltración total. Ver tabla VI.

2. METODO DEL AREA

Con éste método se obtienen las áreas de las puertas y ventanas, y mediante las tablas experimentales que dan la cantidad de pies³/min por pie² de ventana o de puerta, se determina la infiltración total. Ver tablas VII y VIII.

3. METODO DEL VOLUMEN

Con éste método se calcula el volumen del espacio. Se selecciona un factor de infiltración, que multiplicado por el volumen anterior y por la Δt existente proporciona directamente los BTU/hr pérdidas por infiltración. Ver tabla IX.

La infiltración a través de los muros se puede dejar de considerar en la mayoría de los casos, aunque en construcciones pobres puede ser muy considerable.

Las pérdidas por infiltración se calculan de la siguiente manera:

$$Q_s = 0.24 * M (t_i - t_e)$$

donde:

Q_s - calor sensible (BTU/hr)

0.24 - calor específico del aire (BTU/lb-°F)

M - flujo másico de aire (lb/hr)

t_i - temperatura interior (°F)

t_e - temperatura exterior (°F)

o bien, en función del volumen:

$$Q_s = 1.08 * V (t_i - t_e)$$

donde:

V - volumen del espacio a acondicionar (pies³/min)

Calor latente

$$Q_L = M (w_i h_i - w_e h_e)$$

TABLA VI. Volumen de aire infiltrado por pie de ranura para diferentes tipos de ventanas y puertas.

TIPO DE VENTANA O PUERTA	OBSERVACIONES	PIE ² ANO POR PIE DE RANURA Ventanas del marco (margen)				
		8	10	15	20	30
Ventanas de doble hoja o puestas (caberos)	Ventana normal, sin protección especial incluyendo fugas a través del marco de madera	.12	.25	.45	.75	1.12
	Idem, con protección especial	.07	.15	.30	.50	.75
	Camara de 1/8" (con fugas a través del marco), sin protección especial incluyendo fugas a través del marco	.45	1.10	1.80	2.5	3.2
	Idem, con protección especial	.10	.25	.50	.75	1.10
Ventanas de metal de doble hoja	En cerraje, sin protección especial	.30	.70	1.20	1.70	2.3
	En cerraje, con protección especial	.18	.35	.60	.90	1.20
Ventanas metálicas de guillotina	Camara de 1/8" (con fugas a través del marco)	.57	1.20	2.0	2.8	3.6
	Camara de 1/16" (con fugas a través del marco)	.30	.60	1.00	1.40	1.8
	Camara de 3/16" (con fugas a través del marco)	.35	.70	1.20	1.70	2.3
	Camara de 1/4" (con ranuras sin fugas)	.10	.20	.35	.50	.70
	Camara de 1/4" (con ranuras sin fugas)	.25	.50	.80	1.10	1.5
Camara de 1/8" (con fugas a través del marco)	.12	.25	.40	.60	.80	
Estructura horizontal	Ventana con pte. vertical (con fugas)	.50	1.40	2.4	3.5	4.8
Puertas de vidrio	Camara de 1/8" (con pte. incluída)	2.2	4.4	7.6	12.0	17.0
	Camara de 1/16" (con pte. incluída)	1.1	2.2	3.8	5.6	7.6
	Camara de 1/4" (con pte. incluída)	1.6	3.2	5.4	7.9	10.8
Puerta normal de marco o puestas	Idem, con protección especial	1.00	2.2	3.8	5.4	7.4
	Idem, con protección especial	1.00	2.2	3.8	5.4	7.4
Puerta de marco 1 1/2" de ranura		2.3	4.6	7.9	11.8	16.0

TABLA VII. Volumen de aire infiltrado por pie² de superficie de ventana.

TIPO DE VENTANA	OBSERVACIONES	PIE ² ANO POR PIE ² DE SUP. DE VENTANA (1.1)									
		Ventanas del tipo 1A (margen)									
		VENTANAS PEGADAS Laprimadamento 70 X 60 (m)					VENTANAS GRABED Laprimadamento 94 X 60 (m)				
Ventanas de doble hoja o puestas (caberos)	Ventana normal, sin protección esp. incluyendo fugas a través del marco de madera	0.25									
	Idem, con protección especial	0.15									
	Ventana de metal, tamaño sin pte. especial, incluyendo fugas a través del marco de madera	2.0									
	Idem, con protección especial	0.15									
Ventanas de metal de doble hoja	En cerraje, sin protección especial	1.50									
	En cerraje, con protección especial	0.50									
Ventanas metálicas de guillotina	Camara de 1/8" (con fugas a través del marco)	0.42	1.64	1.90		1.19	1.40	2.1		3.2	
	Camara de 3/16" (con fugas a través del marco)	0.75									
	Camara de 1/4" (con fugas a través del marco) (horizontal)	0.24									
	Camara de 1/8" (con fugas a través del marco)	0.41									
	Camara de 1/8" (con fugas a través del marco)	0.43									
Estructura horizontal	Ventana con pte. vertical (con fugas a través del marco)	0.50									

*Recomendable para uso general.

1. Datos basados en la ASHAE, factores de guía para el método de las ranuras. Estos factores están convertidos al método de áreas mediante análisis de un gran número de tipos de ventanas. El área de la ventana es el área total de la ventana dentro del marco.

2. El número de paredes expuestas se debe considerar simultáneamente al método de las ranuras.

3. Para convertir a 10 millas/hr los valores de la tabla se multiplican por 0.60.

4. Porcentaje ventilado = área de la parte móvil de la ventana / área total de la ventana * 100.

TABLA VIII. Volumen de aire por pie² de superficie de puertas
(para invierno)

Tipo de puerta	Infiltración	
	pie ³ /min por pie ²	pie ³ /min por pie ²
Puerta de cristal; construcción normal	<i>Poco Uso</i>	<i>Uso Normal</i>
1/16" de ranura	9.0	20.0
Puerta normal de madera (3' x 7')	2.0	13.0
Puerta de garaje	4.0	9.0
Puertas de fábricas pequeñas	1.5	3.0

NOTAS:

1. Para puertas en lados opuestos y en uso simultáneo, incremente un 25% de infiltración.
2. Para puertas en lados adyacentes y en uso simultáneo no incremente la infiltración.
3. Para edificios de varios pisos con el cubo de la escalera o elevador abierto incremente la infiltración de la siguiente manera:
 - Altura de 50 pies añadida el 20% de infiltración
 - Altura de 100 pies añadida el 35% de infiltración
 - Altura de 200 pies añadida el 65% de infiltración
4. Con puertas giratorias use el 35% de los valores de la tabla.

TABLA IX. Factores de infiltración para ventanas y puertas

A) Ventanas y puertas exteriores sin sello especial	
a) Cuartos con ventanas o puertas exteriores de un solo lado	0.017
b) Cuartos con ventanas o puertas exteriores en dos lados	0.027
c) Cuartos con ventanas o puertas exteriores en tres lados	0.036
d) Vestibulos de entrada	0.036
e) Cuartos con varias ventanas en tres lados	0.054
B) Ventanas y puertas exteriores con sello especial	
a) Cuartos con ventanas o puertas exteriores en un solo lado	0.011
b) Cuartos con ventanas o puertas exteriores en dos lados	0.017
c) Cuartos con ventanas o puertas exteriores en tres lados	0.027
d) Vestibulos de entrada	0.027
e) Cuartos con varias ventanas en tres lados	0.036

donde:

$$h_i - 1060 + 0.45t \text{ (BTU/lb)}$$

$$W_i - \text{humedad específica del aire interior (lb}_v\text{/lb}_a\text{)}$$

$$h_e - 1060 + 0.45t \text{ (BTU/lb)}$$

$$W_e - \text{humedad específica del aire exterior (lb}_v\text{/lb}_a\text{)}$$

o bien, en función del volumen:

$$Q_L = 0.68 * V (W_i' - W_e')$$

donde:

$$Q_L - \text{calor latente (BTU/hr)}$$

$$V - \text{volumen del espacio a acondicionar (pies}^3\text{/min)}$$

$$W_i' \text{ y } W_e' \text{ están en (granos/lb)}$$

CARGAS MISCELANEAS

Existen partidas llamadas misceláneas que en ciertas ocasiones deben tomarse en cuenta, de las cuales se nombrarán las siguientes:

- 1) Si en una región existen cambios demasiado bruscos de temperatura, o si el edificio se calienta intermitentemente, la carga de calor debe incrementarse.
- 2) Las chimeneas abiertas son difíciles de calcular; como costumbre arbitraria, la pérdida se evalúa en 2500 BTU/hr.
- 3) La humedad a veces se toma en cuenta.
- 4) En algunos edificios, como escuelas, iglesias, etc..., la absorción de calor del propio edificio, que es intermitente, es grande y la carga de calor debe ser de 1 1/2 a 2 veces, la carga calculada.
- 5) Las personas producen calor pero por lo general el edificio se debe calentar de antemano, por lo que no se toma en cuenta como ganancia. Lo mismo se dice de motores y alumbrado.

Para el caso de refrigeración (verano), siempre se debe de considerar

Ésta parte de la ganancia total, que en ocasiones, puede ser muy importante; a veces, se acostumbra incrementar ésta ganancia un 10% por alguna contingencia imprevista que pudiera ocurrir.

CALCULO DE DUCTOS

En las instalaciones de aire acondicionado de gran tamaño la distribución del aire, por el interior del local o locales, se efectúa transportando el aire desde el equipo acondicionador hasta las salidas a los espacios a acondicionar, mediante conductos de sección rectangular o circular, dependiendo su elección de la arquitectura del recinto, de las condiciones presupuestarias o de lo que más convenga.

En la actualidad se contemplan dos modelos de instalaciones denominados: de alta velocidad y de baja velocidad. Para los ductos de alta velocidad las caídas de presión pueden ser desde 3.25 Pa/m sin que la velocidad exceda de 18 m/s, y hasta 6 Pa/m sin que la velocidad exceda los 23 m/s.

Para ductos de baja velocidad se recomienda que las caídas de presión pueden ser desde 0.65 Pa/m sin que la velocidad exceda los 11 m/s, y hasta 1.2 Pa/m sin que la velocidad exceda los 13 m/s.

Así establecemos:

CAUDAL (Q). Se define como el volumen de fluido que atraviesa una sección transversal por unidad de tiempo (pies³/min).

AREA O SECCION (A). Es el área de la superficie transversal interior del conducto, normal a la dirección de la circulación del aire (pie²).

VELOCIDAD DE CIRCULACION (V). Es la relación entre el caudal y la sección transversal (pies/seg).

$$Q = A * V$$

El procedimiento que se sigue para encontrar las dimensiones de los conductos es el de fijar de antemano el caudal de aire a circular para

cada tramo, lo cual nos proporcionará la suma total del caudal de aire a transportar. Después se supone la velocidad más conveniente para la circulación de aire. Ahora, si despejamos A de la ecuación anterior, ésta nos da el área de la sección.

Una vez conocida el área de la superficie transversal, podremos hallar los lados para conductos de sección rectangular con la siguiente fórmula:

$$A = a \cdot b$$

donde:

A - sección transversal en (pie²)

a - lado largo del rectángulo en (pie)

b - lado corto del rectángulo en (pie)

La relación entre los lados viene expresada por:

$$r = a/b$$

debiendo ser siempre "a" mayor que o igual a "b".

El valor óptimo de la relación entre lados es de 1:1, es decir, la figura cuadrada, no siendo recomendable rebasar la relación 5:1.

Para conductos de sección circular el área de la superficie transversal es igual a:

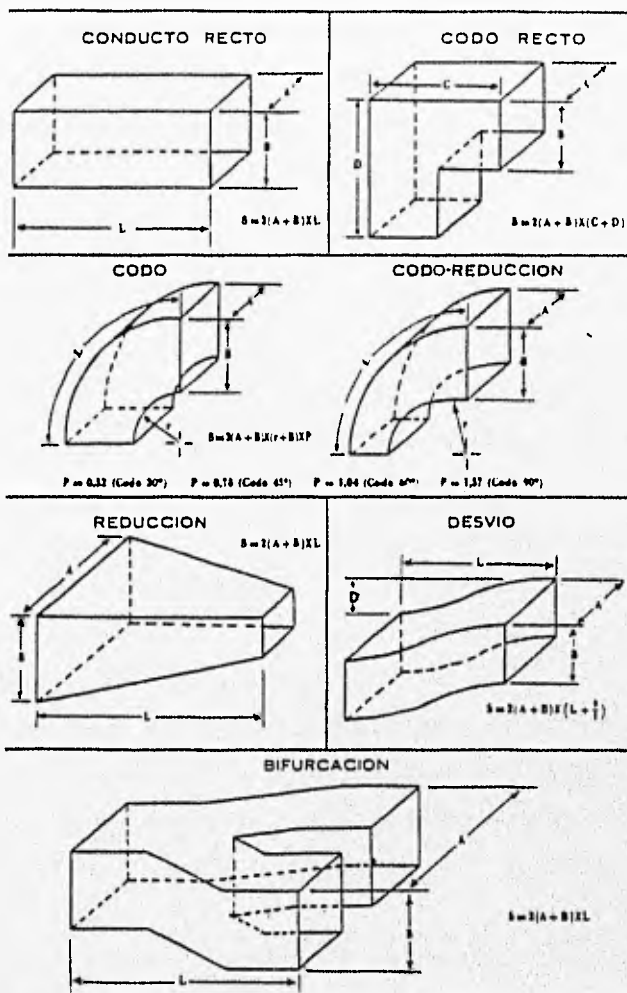
$$A = \pi d^2 / 4$$

de donde fácilmente se deduce el diámetro. Ver figura 17.

PRESION ESTATICA

Cuando fluye el aire por un conducto, es la presión estática (Pe), lo que provoca una fuerza o presión sobre las paredes. Puede existir en un fluido en movimiento o en reposo, ya que todo fluido ejerce una presión sobre las paredes del recipiente que lo contiene.

La presión estática puede ser positiva o negativa.



(Figura 17). Sistema de medición de ductos.

PRESION DINAMICA O DE VELOCIDAD

Es la presión correspondiente a la velocidad del flujo, y es por lo tanto, una medida de la energía cinética. La presión dinámica (P_d), se define como la energía requerida para acelerar la masa del aire de un estado de reposo a la velocidad final.

La presión dinámica es siempre positiva y se manifiesta únicamente en el sentido de la velocidad.

PRESION TOTAL

La presión total es la suma de las presiones estática y dinámica:

$$P_t = P_e + P_d$$

permitiéndonos medir la energía total de la masa del aire.

PERDIDAS DE CARGA

Cuando el aire transita a lo largo de un conducto pasa tocando sus paredes, lo que supone una pérdida de energía que se manifiesta en una disminución de la presión total. Esta pérdida de presión es lo que llamamos pérdida de carga o caída de presión.

Esto quiere decir que por un conducto recto de cierta longitud, por causa del rozamiento superficial a lo largo del conducto, la presión total no es constante, sino que va decreciendo conforme llega al punto final, empleándose una parte de la presión total en vencer rozamientos que se transforman en calor.

Dos son las clases de resistencias que presentan los conductos: una, debida al rozamiento que provoca el grado de rugosidad de los mismos; y otra, por remolinos y cambios de dirección o velocidad del flujo de aire.

Pérdida por rugosidad (ecuación de Darcy):

$$P_1 - P_2 = \lambda L v^2 \rho / 2D$$

donde:

- P1 - P2 - caída de presión
- λ - coeficiente de rozamiento
- L - longitud de la tubería
- ρ - densidad del fluido
- D - diámetro de la tubería

Generalmente se aplica el cálculo de longitud equivalente; para todos aquellos accesorios, que no son tramos rectos. Consiste en sustituir o considerar al accesorio correspondiente como tramo recto de una determinada longitud equivalente que ofrezca igual pérdida de carga.

Sumando la longitud de los tramos rectos y las longitudes equivalentes de los diversos accesorios, tendremos la longitud total. Ver figura 18.

METODOS PARA EL CALCULO DE LOS DUCTOS DE AIRE

La base fundamental de éste cálculo se basa en la determinación del diámetro de los conductos, bien sean de sección circular o rectangular, habiéndose generalizado 2 métodos que por su relativa sencillez y exactitud, son aceptados por la mayoría, denominándose de igual pérdida de carga y de velocidad constante.

IGUAL PERDIDA DE CARGA.

Con éste método se proyectan los conductos de forma que el rozamiento o pérdida de carga por unidad de longitud, es decir, por metro de conducción, sea constante.

Este sistema sirve para cualquier red de conductos aunque lo hace inadecuado para las unidades compactas en donde el fabricante fija la presión en el equipo y, por consiguiente, no hay otra elección posible.

VELOCIDAD CONSTANTE.

En éste método se parte de una velocidad arbitraria escogida por el

ELEMENTO		# conductos ϕ en h en milímetros															
		75	100	150	200	250	300	350	400	450	500	600	700	800			
Codos		$r = d$	1.3	1.7	2.6	3.4	4.3	5.1	6	6.8	7.6	8.5	10	12	12.8		
		$r = 1.5d$	0.9	1.2	1.8	2.4	3	3.6	4.2	4.8	5.4	6	7.2	8.4	8.6		
		$r = 2d$	0.7	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5	6	7	9		
		$\frac{L}{h} = 0.25$	$r = 0.5h$	1.8	2.8	3.7	6	8.3	11.5	18.8	10	11	12.5	15	17.6	20	
			$r = h$	0.6	0.7	1	1.4	1.7	2.1	2.6	3.2	3.8	4.6	5.6	6.2	6.8	8.6
			$r = 1.5h$	0.3	0.4	0.6	0.8	1	1.2	1.4	1.6	1.8	2	2.4	2.8	2.2	
		$\frac{L}{h} = 0.5$	$r = 0.5h$	3	4	8	8	10	12	14	16	18	20	24	28	32	
			$r = h$	0.8	0.9	1.4	1.8	2.2	2.7	3.2	3.8	4.1	4.6	5.4	6.3	7.2	
			$r = 1.5h$	0.3	0.4	0.6	0.8	1	1.2	1.4	1.6	1.8	2	2.4	2.8	3.2	
		$\frac{L}{h} = 1$	$r = 0.5h$	3.7	6	7.5	10	12.5	15	17.5	20	22.5	25	30	35	40	
			$r = h$	0.8	1	1.8	2.2	3.3	3.3	3.9	4.4	5	5.5	6.8	7.3	8.8	
			$r = 1.5h$	0.4	0.5	0.7	0.9	1	1.1	1.4	1.6	1.8	2	2.3	2.7	3.2	
$\frac{L}{h} = 4$		$r = 0.5h$	5	6.8	10	13	18	20	23	26	29	32	38	48	53		
		$r = h$	1.3	1.7	3.6	3.6	4.3	6.1	9	6.8	7.7	8.5	10	12	12.8		
		$r = 1.5h$	0.5	0.6	0.9	1.2	1.5	1.8	2.1	2.4	2.7	3	3.6	4.2	4.5		

ELEMENTO		# episodio en milímetros														
		75	100	150	200	250	300	350	400	450	500	600	700	800		
CAMPANAS		$\alpha = 45^\circ$	0.85	1.3	2	2.9	3.8	4.8	5.8	6.8	7.8	9	11	12.4	13.8	
		$\alpha = 90^\circ$	1.8	2.4	4	6.8	7.6	8.9	11.5	12.8	15.6	17.9	22.2	26.6	31.3	
ENTRADAS		$\alpha = 45^\circ$	3	4.3	7.2	10.5	13.8	17.2	20.8	24.4	28.2	32	40	48	56.9	
		$\alpha = 90^\circ$	1.8	2.4	4	6.8	7.6	8.9	11.5	12.8	15.6	17.9	22.2	26.6	31.2	
		$\alpha = 120^\circ$	0.87	0.9	1.6	2.2	3	3.6	4.6	5.4	6.2	7.1	8.5	10.8	12.8	
CAMBIOS DE SECCION		$\alpha = 60^\circ$	0.7	0.3	0.5	0.7	0.8	1	1.4	1.8	1.9	2.1	2.6	3.2	3.7	
		$\alpha = 45^\circ$	0.12	0.3	0.3	0.4	0.6	0.7	0.8	1	1.2	1.4	1.6	2.1	2.5	
		$\alpha = 30^\circ$	0.06	0.09	0.15	0.2	0.3	0.4	0.45	0.5	0.6	0.7	0.8	1	1.2	
		$d/d_1 = 1.1$	0.2	0.4	0.6	1	1.5	1.8	2.3	2.7	3.1	3.6	4.1	5.4	6.1	
		$d/d_1 = 1.4$	1	1.5	2.6	3.6	4.6	5.5	7.1	8.2	8.7	11	13.7	16.5	19.4	
		$d/d_1 = 2$	1.8	2	2.9	5	8.3	10.3	13.8	17.6	19.5	24.4	29	37.9	47	
		$\alpha = 60^\circ$	$d/d_1 = 1.2$	0.3	0.4	0.8	1	1.5	1.8	2.3	2.7	3.1	3.6	4.1	5.4	
			$d/d_1 = 1.5$	1	1.5	2.6	3.6	4.6	5.5	7.1	8.2	8.7	11	13.7	16.5	19.4
			$d/d_1 = 2$	1.8	2	2.9	5	8.3	10.3	13.8	17.6	19.5	24.4	29	37.9	47
		$\alpha = 30^\circ$	$d/d_1 = 1.2$	0.3	0.4	0.8	1	1.5	1.8	2.3	2.7	3.1	3.6	4.1	5.4	
			$d/d_1 = 1.5$	0.8	1.1	2.1	3	4.1	5.1	6.6	7.7	8.2	10.3	12.8	15.8	19.4
			$d/d_1 = 2$	1.4	2	3.8	5	8.3	10.3	13.8	17.6	19.5	24.4	29	37.9	47
$\alpha = 120^\circ$	$d/d_1 = 1.3$	0.18	0.23	0.4	0.6	0.8	0.9	1.1	1.3	1.5	1.7	2.2	2.7	3.1		
	$d/d_1 = 1.6$	0.4	0.6	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.8	5.7	7	8.2		
	$d/d_1 = 2$	0.76	1.1	1.8	3.9	3.6	4.4	6.2	6.3	7.2	8.3	10	12.3	14.6		

(Figura 18). Longitud en metros de tramo recto de conducción equivalente a las pérdidas de carga de diversos accesorios.

diseñador. Conocidos el caudal de aire y su velocidad de circulación, determinamos cuál debe ser el diámetro de la conducción (ducto), y las pérdidas de carga que se producen en él.

En ambos casos, cuando la pérdida de carga sobrepase los valores admisibles, es preciso aumentar los diámetros de los conductos para que, conservando el mismo caudal, se reduzca la pérdida de carga. Para la mayoría de los casos prácticos es aplicable el método de igual pérdida de carga.

DUCTULADOR.

Actualmente existe una regla de cálculo para determinar el diámetro de los ductos llamado "ductulador". Que dada su gran sencillez de manejo y exactitud, es una herramienta indispensable para el diseñador de aire contemporáneo. Ya que le permite ahorrar bastante tiempo y además puede manipular rápidamente todas las variables que intervienen en el diseño de los ductos, adecuándolas a sus necesidades o prioridades.

CAPITULO CINCO
ANTEPROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO
EN LA INDUSTRIA FARMACEUTICA

ANTEPROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO EN LA INDUSTRIA FARMACEUTICA

(ALMACEN DE PRODUCTO TERMINADO)

DATOS PROYECTO

SITUACION GEOGRAFICA:

México, D.F.

Latitud norte: 19°25'

Longitud oeste: 99°10'

Altitud sobre el nivel del mar: 2240 m

Presión barométrica: 585 mmHg

DATOS VERANO:

Temperatura máxima exterior: 33.8 °C

Temperatura de cálculo: $T_{bs} = 30^{\circ}\text{C}$, $T_{bh} = 17^{\circ}\text{C}$

DATOS INVIERNO:

Temperatura mínima exterior: -4.8°C

Temperatura de cálculo: 0°C

MATERIALES USADOS EN LA CONSTRUCCION:

Lámina de asbesto-cemento: $K = 0.43 \text{ BTU-pie/hr-pie}^2\text{-}^{\circ}\text{F}$
 $x = 2/8" = 0.02083 \text{ pie}$

Plafond de yeso: $U = 0.4 \text{ BTU/hr-pie}^2\text{-}^{\circ}\text{F}$

Paredes de ladrillo hueco (12"): $K = 0.25 \text{ BTU-pie/hr-pie}^2\text{-}^{\circ}\text{F}$
 $^{\circ}\text{F}$, $x = 1 \text{ pie}$

Piso de concreto: $U = 0.04 \text{ BTU/hr-pie}^2\text{-}^{\circ}\text{F}$

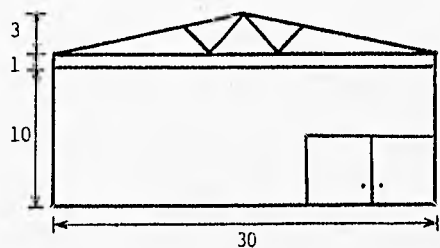
DATOS DEL LOCAL A ACONDICIONAR (INTERIOR):

$T_{bs} = 24 - 27^{\circ}\text{C}$

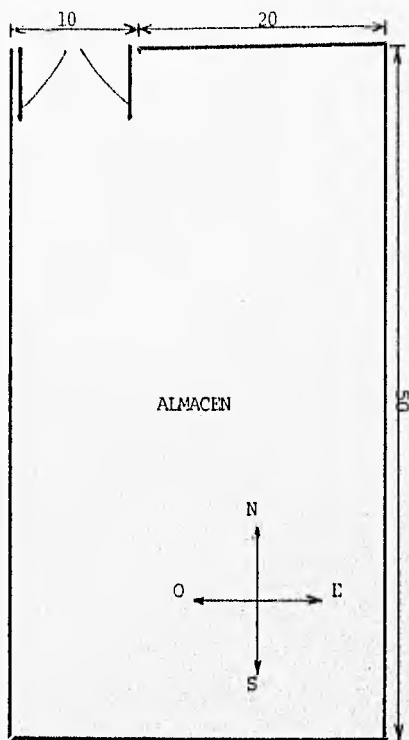
$\phi = 15 - 35 \%$

Para fines de cálculo se toman los datos promedio entre los valores anteriores:

$T_{bs} = 24 + 27 / 2 = 25.5^{\circ}\text{C}$ y $\phi = 15 + 35 / 2 = 25 \%$



FACHADA PRINCIPAL



PLANTA

ESCALA: 1:400

ACOT.: metros

CROQUIS ALMACEN DE PRODUCTO TERMINADO

NOTAS:

NO HAY COLINDANCIA DE LAS PAREDES, CON NINGUN OTRO EDIFICIO.

EL ALMACEN CARECE DE VENTANAS.

EL TECHO SE CONSIDERA COMO CONSTRUCCION LIGERA.

MEMORIA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA

PARA INVIERNO:

De la carta psicrométrica obtenemos los valores de el aire en el exterior:

$$T_{bs} = 0^{\circ}\text{C} = 32^{\circ}\text{F}$$

$$T_{bh} = 25^{\circ}\text{F}$$

$$T_w = 11^{\circ}\text{F}$$

$$h_t = 8.9 \text{ BTU}/\text{lb}_a$$

$$v_{\text{esp}} = 12.41 \text{ pies}^3/\text{lb}_a$$

$$W = 0.00137 \text{ lb}_v/\text{lb}_a$$

$$\phi = 37 \%$$

De la carta psicrométrica obtenemos los valores de el aire en el interior del local a acondicionar (para los dos casos: calentamiento y refrigeración):

$$T_{bs} = 25.5^{\circ}\text{C} = 77.9^{\circ}\text{F} = 78^{\circ}\text{F}$$

$$T_{bh} = 57^{\circ}\text{F}$$

$$T_w = 40^{\circ}\text{F}$$

$$h_t = 25 \text{ BTU}/\text{lb}_a$$

$$v_{\text{esp}} = 13.53 \text{ pies}^3/\text{lb}_a$$

$$W = 0.00525 \text{ lb}_v/\text{lb}_a$$

$$\phi = 25 \%$$

Consideraciones para calefacción (invierno):

No se toman en cuenta las pérdidas por cargas misceláneas. (Ver el tema de cargas misceláneas, capítulo IV).

No se toma en cuenta el calor solar por paredes y techos. (Ver el tema de calor solar ganado por muros y techos, capítulo IV).

Cálculo del coeficiente combinado de transmisión de calor para los materiales de construcción:

Calculando la R:

$$R = 1/f_e + 1/f_i + x_{\text{tabique}}/K_{\text{tabique}}$$

$$= 1/60 + 1/1.65 + 1/.25 = 4.77 \text{ hr-pie}^2\text{-}^\circ\text{F} / \text{BTU}$$

Calculando el coeficiente U:

$$U = 1/R = 1/4.77 = 0.2096 \text{ BTU/hr-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

Cálculo de Q1 (calor perdido por los muros)

$$Q_1 = U \cdot A \cdot \Delta t$$

donde:

$$A = (50\text{m} \cdot 2)(10\text{m}) + (30\text{m} + 20\text{m})(10\text{m}) = 1000 \text{ m}^2 + 500 \text{ m}^2 = 1500 \text{ m}^2$$

$$= 1500 \text{ m}^2 (10.764 \text{ pie}^2/1 \text{ m}^2) = 16146 \text{ pie}^2$$

por lo tanto:

$$Q_1 = (0.2096 \text{ BTU/hr-pie}^2\text{-}^\circ\text{F})(16146 \text{ pie}^2)(78-32^\circ\text{F})$$

$$Q_1 = 155673.27 \text{ BTU/hr}$$

Cálculo de Q2 (calor perdido en el techo)

$$Q_2 = U \cdot A \cdot \Delta t$$

donde:

$$A = (50\text{m} \cdot 30\text{m}) = 1500 \text{ m}^2 = 1500 \text{ m}^2 (10.764 \text{ pie}^2/1 \text{ m}^2)$$

$$= 16146 \text{ pie}^2$$

por lo tanto:

$$Q_2 = (0.4)(16146)(78-32)$$

$$Q_2 = 297086.4 \text{ BTU/hr}$$

Cálculo de Q3 (calor perdido en el piso)

$$Q_3 = U \cdot A \cdot \Delta t$$

donde:

$$A = (50\text{m} \cdot 30\text{m}) = 1500 \text{ m}^2 = 1500 \text{ m}^2 (10.764 \text{ pie}^2/1 \text{ m}^2)$$

$$= 16146 \text{ pie}^2$$

por lo tanto:

$$Q3 = (0.04)(16146)(78-32)$$

$$Q3 = 29708.64 \text{ BTU/hr}$$

Cálculo de Q4 (calor perdido por infiltraciones)

$$Q4 = (\text{factor})(\text{volumen del almacen})(\Delta t)$$

donde:

factor - 0.017 (ver tabla IX)

$$\begin{aligned} V(\text{almacen}) &= (50\text{m} \times 30\text{m} \times 10\text{m}) = 15000 \text{ m}^3 \quad (15.3166 \text{ pie}^3 / 1 \text{ m}^3) \\ &= 229749 \text{ pies}^3 \end{aligned}$$

por lo tanto:

$$Q4 = (0.017)(229749)(78-32)$$

$$Q4 = 179663.7 \text{ BTU/hr}$$

El calor total perdido será:

$$Q_t = Q1 + Q2 + Q3 + Q4$$

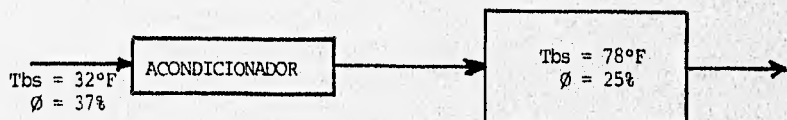
$$Q_t = 155673.27 + 297086.4 + 29708.64 + 179663.7$$

$$Q_t = 662132.01 \text{ BTU/hr}$$

Este valor es el calor que hay que suministrar al almacen.

El proceso que se llevará a cabo, será: PROCESO DE CALENTAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION. Ver figura 19.

(Figura 19)



PARA VERANO:

De la carta psicrométrica obtenemos los valores de el aire en el exterior:

$$T_{bs} = 30^{\circ}\text{C} = 86^{\circ}\text{F}$$

$$T_{bh} = 17^{\circ}\text{C} = 62.6^{\circ}\text{F} = 63^{\circ}\text{F}$$

$$T_w = 47^{\circ}\text{F}$$

$$h_t = 28.3 \text{ BTU/lba}$$

$$v_{\text{esp}} = 13.75 \text{ pies}^3/\text{lba}$$

$$W = 0.0069 \text{ lbv/lba}$$

$$\phi = 27 \%$$

Consideraciones para refrigeración (verano):

No se considera la ganancia de calor debido a las ranuras. (Ver el tema de infiltración de aire, capítulo IV).

Cálculo de Q_5 (calor solar ganado a través de muros y techos). Ver tablas IV y V.

$$Q_5 = U \cdot A \cdot t_e$$

muro:

Norte

$$Q_{5N} = (0.2096 \text{ BTU/hr-pie}^2\text{-}^{\circ}\text{F})(8^{\circ}\text{F})(2691 \text{ pie}^2)$$

$$Q_{5N} = 4512.26 \text{ BTU/hr}$$

Este

$$Q_{5E} = (0.2096)(18)(5382)$$

$$Q_{5E} = 20305.2 \text{ BTU/hr}$$

Sur

$$Q_{5S} = (0.2096)(24)(3229.2)$$

$$Q_{5S} = 16244.16 \text{ BTU/hr}$$

Oeste

$$Q_{5O} = (0.2096)(20)(5382)$$

$$Q_{50} = 22561.3 \text{ BTU/hr}$$

techo (construcción ligera):

$$Q_{5T} = U \cdot A \cdot t_e$$

$$Q_{5T} = (0.4 \text{ BTU/hr-pie}^2\text{-}^\circ\text{F})(14^\circ\text{F})(16146 \text{ pie}^2)$$

$$Q_{5T} = 90417.6 \text{ BTU/hr}$$

por lo tanto, el calor total (Q_5), será:

$$Q_{5t} = Q_{5N} + Q_{5E} + Q_{5S} + Q_{50} + Q_{5T}$$

$$Q_{5t} = 4512.26 + 20305.2 + 16244.16 + 22561.3 + 90417.6$$

$$Q_{5t} = 154040.52 \text{ BTU/hr}$$

el calor total será:

$$Q_t = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{5t}$$

$$Q_t = 155673.27 + 297086.4 + 29708.64 + 154040.52$$

$$Q_t = 636508.83 \text{ BTU/hr}$$

aumentando un 10% debido a las cargas misceláneas:

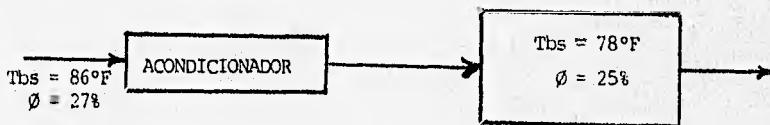
$$Q_t = (636508.83)(0.1) + (636508.83)$$

$$Q_t = 700159.71 \text{ BTU/hr}$$

Este valor es el calor que hay que retirar del almacén.

El proceso que se llevará a cabo, será: PROCESO DE ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION. Ver figura 20.

(Figura 20)



Ya teniendo los calculos de las cargas térmicas, se selecciona el equipo adecuado, en un catalogo de equipos de aire acondicionado. Para éste caso se trata de una(s) manejadora(s) de aire.

NOTA:

El valor de Q_1, Q_2 y Q_3 es para los dos casos. Haciendo la aclaración de que en el caso de calefacción el valor es positivo (se añade calor), y en el caso de refrigeración el valor es negativo (se sustrae calor).

CAPITULO SEIS
CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

La selección de un determinado sistema para aplicarlo a ciertos locales o edificios es una decisión muy crítica con la que tiene que enfrentarse el ingeniero. De ésta decisión depende la satisfacción del cliente y del ocupante, así como la conveniencia o adaptación del sistema al edificio al que sirve. Deben analizarse, seleccionarse y coordinarse muchos factores. Las consideraciones más importantes son el aspecto económico y los deseos del que realiza la inversión.

Además debe establecerse una distinción entre el acondicionamiento de una fábrica, desde el punto de vista del confort humano, y el acondicionamiento que necesitan determinados productos industriales.

En el primer caso lo que se busca es el bienestar del trabajador, y en el segundo lo más importante es el ambiente que rodea al producto.

(Siendo éste caso, el considerado en éste trabajo). Existen casos en los que el acondicionamiento beneficia a ambos y, en todo caso, el factor decisivo es el económico, pretendiéndose un bienestar del obrero que redunde en el mejoramiento de la producción para reducir el número de piezas rechazadas.

A P E N D I C E

ESTA SALIDA DE LOS LIBROS DE LA BIBLIOTECA

APENDICE
CONDICIONES INTERIORES PARA APLICACIONES INDUSTRIALES

INDUSTRIA	APLICACION	Temp seca (°C)	Humedad relat. %	INDUSTRIA	APLICACION	Temp seca (°C)	Humedad relat. %
ABRASIVOS	Fabricación	24-27	45-50	CERVECERIA	Cerveza blanca	0-2	75
FOSFOROS	Fabricación	22-23	50		Cerveza negra	4-7	75
	Secado	21-24	40		Caja de fermentación:		
	Almacenaje	15-17	50		Cerveza blanca	4-7	75
APARATOS ELECTRICOS	Aislamientos bobinas, material electrónico	22	15		Cerveza negra	13	75
	Montaje lamparas	20	40		Trasego	0-2	75
	Instrumentos electrónicos	21	50-55	CERAMICA	Reflejos	43-65	50-60
	Fabricación y laboratorio	24	50-55		Modelado	27	60-70
	Montaje termistatos	21	40-45		Almacen de arcillas	15-27	35-65
	Montaje hipostatos	24	50-55		Decoracion	24-27	45-50
	Montajes de precisión	22	40-45	CEREALES EN COPOS	Empaquetado	24-27	45-50
	Ensayos aparatos de medida	23-24	40-63	GOMA DE MASCAR	Fabricación	25	32
	Montaje tubos e interruptores	23	50		Laminado	20	63
	Fabric condensad	23	50		Conado	22	32
	Almacén papel	23	50		Impaquetado	23	58
	Aislamiento cables	24	65-70	CONTRAPLACADOS	Presas calor-Resina	32	60
	Pararrayos	20	35-40		Presas fria	32	15-25
	Montaje y ensayo de dispositivos	24	30-60	COSMETICOS	Fabricación	18-21	-
	Recid. de Selenio y Oxido de Cobre	32	30-40	CUERO	Secado		
PANADERIA	Amasado	24-27	40-50		Curido vegetal	21	75
	Fermentación	24-28	70-75		Curido al campo	49	75
	Espera. antes coctura	33-36	80-85		Almacenaje	10-16	40-66
	Entrenamiento del pan	21-27	80-85	DESTILACION	Conservación de:		
	Cámara fria	4-7	-		Grano	13	35-40
	Preparación	24-28	65-70		Fermento liquido	0-1	
	Pastelería	35-40	50		Fabricación	15-24	45-60
	Pastas sacas y biccchos	15-18	50		Envejecimiento	18-22	50-60
	Empaquetado	15-18	40-65	PELETERIA	Secado	43	-
	Conservación de:				Cuero técnico	40-47	-
	Ingredientes sacos	21	55-65		Conservación	4-10	55-65
	Ingredientes frescos	4 a 7	80-85	IMPRESA	Litografía en color		
	Horno	21-24	50-65		Sala de prensas	24-27	46-48
	Materiales grasos	7-21	55-60		Almacenaje	23-27	49-51
	Azúcar	27	35		Impresión de papeles y tejidos		Confort
	Agua	0-2	-		Almacenaje y pliegado		Confort
	Papel hidrólogo	21-27	40-50	OPTICA	Fusión	27	80
CARAMELOS	Fabricación	24-27	30-40	MATERIAL DE REFRIGERACION	Fabricación de válvulas	24	40
	Merca y enlramiento	24-27	40-45		Montaje compresores	21-24	30-45
	Tunel	13	PR-13		Montaje de refrigeradores		Confort
	Empaquetado	18-24	40-45		Ensayos	18-20	47
	Conservación	18-24	45-50	MATERIAL FOTOGRAFICO	Secado	4-24-32	40-80
	Secado-Gelatinas, goma maser	49-66	15		Corte y empaquetado	18-24	40-70
	Cámara tipo Melvansco	24-27	45-50		Almacenaje de:		
BOMBONES DE CHOCOLATE	Guarnición interior	27-30	40-50		Papel de base	21-24	40-65
	Temple manual	15-18	50-55		Película normal	16-27	45-50
	Recubrimientos (Sala)	24-27	55-60		Película al nitrato	4-10	40-50
	Recubrimientos			MATERIAL PLASTICO	Fabricación		
	Entrada	27	50		Moldado	27	25-30
	Máquina de recubrir	32	13		Fabr. celofán	24-27	45-65
	Decoración	21	40-50				
	Tunel	4-7	PR-4				
	Empaquetado	18	35				
	Conservación	18-21	40-50				
CERVECERIA	Conservación de:						
	Lúpulo	4-10	55-60				
	Grano	27	40				
	Levadura líquida	0-1	75				

CONDICIONES INTERIORES PARA APLICACIONES INDUSTRIALES
(Estos valores son facilitados a título informativo, las condiciones escogidas las determina generalmente el cliente)

INDUSTRIA	APLICACION	Temp seca (°C)	Humedad relat. %	INDUSTRIA	APLICACION	Temp seca (°C)	Humedad relat. %
MUNICIONES	Elementos de percusión			TEXTILES	Cerdado	27-30	65-70
	Secado de piezas	88			Hilado	27-30	50-60
	Secado de pinturas	43			Almacenaje	24-27	60
	Secado polvos negra	52			Tejido		
	Cable detonadores y espoletas	21	40		Telados ligeros	27-30	55-70
Proyectiles trazadores	27	40	Telados especiales	27-30	60-65		
PRODUCTOS DE FARMACIA	Conservación de polvos			Enrulado	24	50-60	
	Antes de la fabricación	21-27	30-35	Lanas peinadas			
	Después de la fabricación	24-27	15-35	Cerdado peinado	27-30	60-70	
	Tinturación	27	35	Almacenaje	21-30	75-80	
	Comprimidos	21-27	40	Enrulado	27-30	50-70	
	Recubrimientos	37	35	Hilado	27-30	50-55	
	Comprimidos polvos, alfarvec	32	15	Bobinado y devanado	24-30	55-60	
	Preparados hipodérmicos	24-27	30	Tejido	27	50-60	
	Coidales	21	30-50	Acabado	24-27	40	
	Jéras para la tos	27	40	Seda			
	Productos granulados	25-32	5-10	Prep y almacenaje	27	60-65	
	Fabricación de ampollas	27	35	Hilado y tejido	27	65-70	
Cápsulas de gelatina	25	40-50	Torcido	27	60		
Almacenaje de cápsulas	24	35-40	Seda artificial				
Microanálisis		Confort	Hilado	27-32	50-60		
Productos biológicos	27	35	Torcido	27	50-60		
Extracto de hígado	21-27	70-30	Tejido				
Sueros		Confort	Rayón	27	50-60		
Animales		Confort	Acetato	27	55-60		
PIEZAS REVESTIDAS DE CAUCHO	Fabricación	32		Rayón hilado	27	80	
	Endurecimiento	27	25-30	Bando	24-27	50-60	
	Instrumentos cirugía	24-32	25-30	Cerdado, Torcido, Enrulado	27-32	50-60	
	Almacenaje antes Fabricación Laboratorios	16-24	40-50	Género de punto			
TABACO	Cigarrillos y cigarras			Viscosa o celulosa precipitada	27-30	60	
	Fabricación	21-24	55-65	Fibras sintéticas			
	Humectación	32	85-88	Preparación y tejido de:			
	Separación de troncos	24-30	75	Viscosa	27	60	
	Conservación y preparación	26	70	o Celulosa	27	70	
Empaquetado	24	75	Nylon	27	50-60		
Embalaje y expedición	24	60					
TEXTILES	Algodón			Análisis espectrográfico		Confort	
	Laboreo y bando	21-24	55-70	Montaje engranajes	24-27	35-40	
	Cerdado	28-31	50-55	Almacenaje de:			
	Enrulado y bobinado	27	55-60	Empaquetaduras	34	50	
	Hilado de anillos			Cementos y colas	18	40	
	Encaje clásico	27-30	60-70	Fabricación			
	Trama larga	27-30		Calibración, montaje de piezas de oración		Confort	
	Trabajo normal	27-30	55-60	Rectificación	24-27	35-45	
	Bobinado y urdido	26-27	60-65	CRISTAL			
	Tejido	26-27	70-85	Corte		Confort	
	Almacenaje	24	45-70	Sale laminación polivinilo	13	15	
	Peinado	24	55-65				
	Telss (lino)						
	Cerdado, hilado	24-27	60				
	Tejidos	27	80				
Tejidos de lana							
Betno	27-30	60					

PROPIEDADES DE LA MEZCLA DE AIRE Y VAPOR DE AGUA A BAJAS TEMPERATURAS

Temp. °F	Presión del vapor saturado $\times 10^4$		Peso del vapor saturado				Volumen en pies ³ Barom. 29.92 pig de Hg		Entalpia por libra		
	Pulgadas de Hg	Lb/pig ³	Por pie ³		Por libra de aire seco		de una libra de aire seco	de una libra de aire seco + vapor para saturación	Aire seco Datum 0°F	Vapor Datum 32°F	Aire seco con vapor para saturación
			Libras $\times 10^{-4}$	Granos	Libras $\times 10^{-4}$	Granos					
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
-25	946.4	464.87	1.8016	0.12611	19.68	1.3776	10.95	10.95	-6.011	1048.0	-5.805
-24	1,003.	492.67	1.9049	0.13334	20.86	1.4602	10.97	10.97	-5.770	1048.4	-5.551
-23	1,064.	522.64	2.0162	0.14113	22.13	1.5491	11.00	11.00	-5.529	1048.9	-5.297
-22	1,126.	553.09	2.1287	0.14901	23.42	1.6394	11.02	11.02	-5.288	1049.3	-5.042
-21	1,192.	585.51	2.2484	0.15739	24.79	1.7353	11.05	11.05	-5.047	1049.8	-4.787
-20	1,262.0	619.89	2.3750	0.16625	26.25	1.8375	11.07	11.07	-4.807	1050.2	-4.531
-19	1,337.	656.73	2.5105	0.17574	27.81	1.9467	11.10	11.10	-4.566	1050.7	-4.274
-18	1,416.	695.54	2.6527	0.18569	29.45	2.0615	11.13	11.13	-4.325	1051.1	-4.015
-17	1,496.	734.84	2.7963	0.19574	31.12	2.1784	11.15	11.15	-4.085	1051.6	-3.758
-16	1,584.	778.06	2.9542	0.20679	32.95	2.3065	11.18	11.18	-3.844	1052.0	-3.497
-15	1,675.0	822.76	3.1168	0.21818	34.84	2.4388	11.20	11.21	-3.604	1052.5	-3.237
-14	1,772.	870.41	3.2899	0.23029	36.86	2.5802	11.23	11.24	-3.363	1052.9	-2.975
-13	1,874.	920.51	3.4714	0.24300	38.98	2.7286	11.25	11.26	-3.123	1053.4	-2.712
-12	1,980.	972.58	3.6596	0.25617	41.19	2.8833	11.28	11.29	-2.883	1053.8	-2.449
-11	2,093.	1,028.1	3.8599	0.27019	43.54	3.0478	11.30	11.31	-2.642	1054.3	-2.183
-10	2,210.0	1,085.6	4.0666	0.28466	45.98	3.2186	11.33	11.34	-2.402	1054.7	-1.917
-9	2,335.	1,147.0	4.2871	0.30009	48.58	3.4006	11.35	11.36	-2.162	1055.2	-1.649
-8	2,463.	1,209.8	4.5120	0.31584	51.25	3.5875	11.38	11.39	-1.921	1055.6	-1.380
-7	2,592.	1,279.0	4.7534	0.33204	52.06	3.6442	11.40	11.41	-1.681	1056.1	-1.131
-6	2,745.	1,348.3	5.0066	0.35046	57.12	3.9934	11.43	11.44	-1.441	1056.5	-0.8375
-5	2,898.0	1,423.5	5.2738	0.36917	60.30	4.2210	11.45	11.46	-1.201	1057.0	-0.5636
-4	3,055.	1,500.6	5.5473	0.38831	63.57	4.4499	11.48	11.49	-0.9604	1057.4	-0.2882
-3	3,222.	1,582.6	5.8370	0.40865	67.05	4.6935	11.50	11.51	-0.7203	1057.9	-0.01098
-2	3,397.	1,668.5	6.1414	0.42990	70.69	4.9483	11.53	11.54	-0.4802	1058.3	+0.2679
-1	3,580.	1,758.5	6.4583	0.45208	74.50	5.2150	11.55	11.57	-0.2401	1058.8	+0.5487
0	3,773.0	1,853.3	6.7914	0.47500	78.52	5.5000	11.58	11.59	0	1059.2	+0.8317

Temp. °F	Presión del vapor saturado		Peso del vapor saturado				Volumen en pies ³ Barom. 29.92 plg de Hg			Entalpia por libra		
	Pulgadas de Hg	lb/plg ²	Por pie ³		Por libra de aire seco		de una libra de aire seco	de una libra de aire seco + vapor para saturación	Aire seco Datum °F	Vapor Datum 32°F	Aire seco con vapor para saturación	
			Libras	Granos	Libras	Granos						
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	
0	0.03773	0.01853	0.000067914	0.475	0.0007852	5.50	11.58	11.59	0.0000	1059.2	0.8317	
1	0.03975	0.01963	0.000071395	0.500	0.0008275	5.79	11.60	11.62	0.2401	1059.7	1.117	
2	0.04186	0.02056	0.000075021	0.525	0.0008714	6.10	11.63	11.64	0.4801	1060.1	1.404	
3	0.04409	0.02166	0.000078851	0.552	0.0009178	6.43	11.65	11.67	0.7201	1060.6	1.694	
4	0.04645	0.02282	0.000082890	0.580	0.0009671	6.77	11.68	11.70	0.9601	1061.0	1.986	
5	0.04886	0.02400	0.000087005	0.609	0.001017	7.12	11.70	11.72	1.200	1061.5	2.280	
6	0.05144	0.02527	0.000091399	0.640	0.001071	7.50	11.73	11.75	1.440	1061.9	2.577	
7	0.05412	0.02658	0.000095955	0.672	0.001127	7.89	11.75	11.77	1.680	1062.4	2.877	
8	0.05692	0.02796	0.00010070	0.705	0.001186	8.30	11.78	11.80	1.920	1062.8	3.180	
9	0.05988	0.02941	0.00010572	0.740	0.001247	8.73	11.80	11.83	2.160	1063.3	3.486	
10	0.06295	0.03092	0.00011090	0.776	0.001311	9.18	11.83	11.85	2.400	1063.7	3.795	
11	0.06618	0.03251	0.00011634	0.814	0.001379	9.65	11.86	11.88	2.640	1064.2	4.108	
12	0.06958	0.03418	0.00012206	0.854	0.001450	10.15	11.88	11.91	2.880	1064.6	4.424	
13	0.07309	0.03590	0.00012794	0.890	0.001523	10.66	11.91	11.93	3.120	1065.1	4.742	
14	0.07677	0.03771	0.00013410	0.939	0.001600	11.20	11.93	11.96	3.359	1065.5	5.064	
15	0.08067	0.03963	0.00014062	0.984	0.001682	11.77	11.96	11.99	3.599	1066.0	5.392	
16	0.08469	0.04160	0.00014732	1.031	0.001766	12.36	11.98	12.01	3.839	1066.4	5.722	
17	0.08895	0.04369	0.00015440	1.081	0.001855	12.99	12.00	12.04	4.079	1066.9	6.058	
18	0.09337	0.04586	0.00016174	1.132	0.001947	13.63	12.03	12.07	4.319	1067.3	6.397	
19	0.09797	0.04812	0.00016935	1.185	0.002043	14.30	12.06	12.09	4.559	1067.8	6.741	
20	0.1028	0.05050	0.00017747	1.242	0.002144	15.01	12.08	12.12	4.798	1068.2	7.088	
21	0.1078	0.05295	0.00018564	1.299	0.002250	15.75	12.11	12.15	5.038	1068.7	7.443	
22	0.1132	0.05560	0.00019439	1.361	0.002361	16.53	12.13	12.18	5.278	1069.1	7.802	
23	0.1186	0.05826	0.00020335	1.423	0.002476	17.33	12.16	12.20	5.518	1069.6	8.166	
24	0.1241	0.06111	0.00021276	1.489	0.002596	18.17	12.18	12.23	5.758	1070.0	8.536	
25	0.1301	0.06405	0.00022255	1.558	0.002722	19.05	12.21	12.26	5.998	1070.5	8.912	
26	0.1366	0.06710	0.00023278	1.629	0.002853	19.97	12.23	12.29	6.237	1070.9	9.292	
27	0.1432	0.07034	0.00024342	1.704	0.002991	20.94	12.26	12.32	6.477	1071.4	9.682	
28	0.1500	0.07368	0.00025445	1.781	0.003133	21.93	12.28	12.34	6.717	1071.8	10.075	
29	0.1571	0.07717	0.00026597	1.862	0.003283	22.99	12.31	12.37	6.957	1072.3	10.477	
30	0.1645	0.08080	0.00027797	1.946	0.003439	24.07	12.33	12.40	7.197	1072.7	10.886	
31	0.1722	0.08458	0.00029043	2.033	0.003601	25.21	12.36	12.43	7.437	1073.2	11.302	
32	0.1803	0.08856	0.00030343	2.124	0.003771	26.40	12.38	12.46	7.677	1073.6	11.726	
33	0.1879	0.09230	0.00031471	2.203	0.003931	27.52	12.41	12.49	7.917	1074.1	12.139	
34	0.1957	0.09610	0.00032690	2.288	0.004094	28.66	12.43	12.51	8.157	1074.5	12.556	
35	0.20360	0.1000	0.0003394	2.376	0.004262	29.83	12.46	12.54	8.397	1075.0	12.979	
36	0.21195	0.1041	0.0003527	2.469	0.004438	31.07	12.48	12.57	8.636	1075.4	13.409	
37	0.22050	0.1083	0.0003662	2.563	0.004618	32.33	12.51	12.60	8.876	1075.9	13.845	
38	0.22925	0.1126	0.0003799	2.660	0.004803	33.62	12.53	12.63	9.116	1076.3	14.285	
39	0.23842	0.1171	0.0003943	2.760	0.004996	34.97	12.56	12.66	9.356	1076.8	14.736	
40	0.24778	0.1217	0.0004090	2.863	0.005194	36.36	12.59	12.69	9.596	1077.2	15.191	
41	0.25735	0.1265	0.0004243	2.970	0.005401	37.80	12.61	12.72	9.836	1077.7	15.657	
42	0.26773	0.1315	0.0004401	3.081	0.005616	39.31	12.62	12.75	10.08	1078.1	16.13	
43	0.27832	0.1367	0.0004566	3.196	0.005840	40.88	12.66	12.78	10.32	1078.6	16.62	
44	0.28911	0.1420	0.0004735	3.315	0.006069	42.48	12.69	12.81	10.56	1079.0	17.11	

Temp. °F	Presión del vapor saturado		Peso del vapor saturado				Volumen en pies ³ Barom. 29.92 plg de Hg			Entalpia por libra	
	Pulgadas de Hg	Lb/plg ³	Por pie ³		Por libra de aire seco		de una libra de aire seco	de una libra de aire seco + vapor para saturación	Aire seco Datum 0°F	Vapor Datum 32°F	Aire seco con vapor para saturación
			Libras	Granos	Libras	Granos					
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
47	0.32393	0.1591	0.0005274	3.692	0.006808	47.66	12.76	12.90	11.28	1080.4	18.64
48	0.33635	0.1652	0.0005465	3.826	0.007072	49.50	12.79	12.93	11.52	1080.8	19.16
49	0.34917	0.1715	0.0005663	3.964	0.007345	51.42	12.81	12.96	11.76	1081.3	19.70
50	0.36241	0.1760	0.0005866	4.106	0.007626	53.38	12.84	12.99	12.00	1081.7	20.25
51	0.37625	0.1848	0.0006078	4.255	0.007921	55.45	12.86	13.02	12.23	1082.2	20.80
52	0.39051	0.1918	0.0006296	4.407	0.008226	57.58	12.89	13.06	12.47	1082.6	21.38
53	0.40496	0.1889	0.0006516	4.561	0.008534	59.74	12.91	13.09	12.71	1083.1	21.95
54	0.42003	0.2063	0.0006746	4.722	0.008856	61.99	12.94	13.12	12.95	1083.5	22.55
55	0.43570	0.2140	0.0006984	4.889	0.009192	64.34	12.96	13.15	13.19	1084.0	23.15
56	0.45179	0.2219	0.0007228	5.060	0.009536	66.75	12.99	13.19	13.43	1084.4	23.77
57	0.46828	0.2300	0.0007477	5.234	0.009890	69.23	13.01	13.22	13.67	1084.9	24.40
58	0.48538	0.2384	0.0007735	5.415	0.01026	71.82	13.04	13.25	13.91	1085.3	25.05
59	0.50310	0.2471	0.0008003	5.602	0.01064	74.48	13.06	13.29	14.15	1085.8	25.70
60	0.52142	0.2561	0.0008278	5.795	0.01103	77.21	13.09	13.32	14.39	1086.2	26.37
61	0.54035	0.2654	0.0008562	5.993	0.01144	80.08	13.11	13.35	14.63	1086.7	27.06
62	0.55970	0.2749	0.0008852	6.196	0.01186	83.02	13.14	13.39	14.87	1087.1	27.76
63	0.57985	0.2848	0.0009153	6.407	0.01229	86.03	13.16	13.42	15.11	1087.6	28.48
64	0.60042	0.2949	0.0009460	6.622	0.01274	89.18	13.19	13.46	15.35	1088.0	29.21
65	0.62179	0.3054	0.0009778	6.845	0.01320	92.40	13.21	13.49	15.59	1088.5	29.96
66	0.64378	0.3162	0.0010105	7.074	0.01368	95.76	13.24	13.53	15.83	1088.9	30.73
67	0.66638	0.3273	0.0010440	7.308	0.01417	99.19	13.26	13.57	16.07	1089.4	31.51
68	0.68980	0.3388	0.0010816	7.571	0.01468	102.8	13.29	13.60	16.31	1089.8	32.31
69	0.71382	0.3506	0.0011140	7.798	0.01520	106.4	13.31	13.64	16.55	1090.3	33.12
70	0.73866	0.3628	0.0011507	8.055	0.01574	110.2	13.34	13.68	16.79	1090.7	33.96
71	0.76431	0.3754	0.0011884	8.319	0.01631	114.2	13.37	13.71	17.03	1091.2	34.83
72	0.79058	0.3883	0.0012269	8.588	0.01688	118.2	13.40	13.75	17.27	1091.6	35.70
73	0.81766	0.4016	0.0012667	8.867	0.01748	122.4	13.42	13.79	17.51	1092.1	36.60
74	0.84555	0.4153	0.0013075	9.153	0.01809	126.6	13.44	13.83	17.75	1092.5	37.51
75	0.87448	0.4295	0.0013497	9.448	0.01873	131.1	13.47	13.87	17.99	1093.0	38.46
76	0.90398	0.4440	0.0013927	9.749	0.01938	135.7	13.49	13.91	18.23	1093.4	39.42
77	0.93452	0.4590	0.0014371	10.06	0.02005	140.4	13.52	13.95	18.47	1093.9	40.40
78	0.96588	0.4744	0.0014825	10.38	0.02075	145.3	13.54	13.99	18.71	1094.3	41.42
79	0.99825	0.4903	0.0015295	10.71	0.02147	150.3	13.57	14.03	18.95	1094.8	42.46
80	1.0316	0.5067	0.0015777	11.04	0.02221	155.5	13.59	14.08	19.19	1095.2	43.51
81	1.0661	0.5236	0.0016273	11.39	0.02298	160.9	13.62	14.12	19.43	1095.7	44.61
82	1.1013	0.5409	0.0016781	11.75	0.02377	166.4	13.64	14.16	19.67	1096.1	45.72
83	1.1377	0.5588	0.0017304	12.11	0.02459	172.1	13.67	14.21	19.91	1096.6	46.88
84	1.1752	0.5772	0.0017841	12.40	0.02543	178.0	13.69	14.26	20.15	1097.0	48.05
85	1.2135	0.5960	0.0018389	12.87	0.02629	184.0	13.72	14.30	20.39	1097.5	49.24
86	1.2527	0.6153	0.0018950	13.27	0.02718	190.3	13.74	14.34	20.63	1097.9	50.47
87	1.2933	0.6352	0.0019531	13.67	0.02810	196.7	13.77	14.39	20.87	1098.4	51.74
88	1.3346	0.6555	0.0020116	14.08	0.02904	203.3	13.79	14.44	21.11	1098.8	53.02
89	1.3774	0.6765	0.0020725	14.51	0.03002	210.1	13.82	14.48	21.35	1099.3	54.35
90	1.4231	0.6980	0.0021344	14.94	0.03102	217.1	13.84	14.53	21.59	1099.7	55.70
91	1.4661	0.7201	0.0021982	15.39	0.03205	224.4	13.87	14.58	21.83	1100.2	57.09
92	1.5125	0.7429	0.0022634	15.84	0.03312	231.8	13.89	14.63	22.07	1100.6	58.52
93	1.5600	0.7662	0.0023304	16.31	0.03421	239.5	13.92	14.69	22.32	1101.1	59.99

Temp. °F	Presion del vapor saturado		Peso del vapor saturado				Volumen en pies ³ Barom. 29.92 plg de Hg			Entalpia por libra		
	Pulgadas de Hg	Lb/plg ³	Por pie ³		Por libra de aire seco		de una libra de aire seco	de una libra de aire seco + vapor para saturación (9)	Aire seco Datum °F	Vapor Datum 32°F	Aire seco con vapor para saturación	
			Libras	Granos	Libras	Granos						
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	
94	1.6088	0.7902	0.0023992	16.79	0.03535	247.5	13.94	14.73	22.56	1101.5	61.50	
95	1.6591	0.8149	0.0024697	17.28	0.03652	255.6	13.97	14.79	22.80	1102.0	63.05	
96	1.7108	0.8403	0.0025425	17.80	0.03772	264.0	13.99	14.84	23.04	1102.4	64.62	
97	1.7638	0.8663	0.0026164	18.31	0.03896	272.7	14.02	14.90	23.28	1102.9	66.25	
98	1.8181	0.8930	0.0026925	18.85	0.04024	281.7	14.02	14.95	23.52	1103.3	67.92	
99	1.8741	0.9205	0.0027700	19.39	0.04156	290.9	14.07	15.01	23.76	1103.8	69.63	
100	1.9316	0.9487	0.0028506	19.95	0.04293	300.5	14.10	15.07	24.00	1104.2	71.40	
101	1.9904	0.9776	0.0029316	20.52	0.04433	310.3	14.12	15.12	24.24	1104.7	73.21	
102	2.0507	1.0072	0.0030156	21.11	0.04577	320.4	14.15	15.18	24.48	1105.1	75.06	
103	2.1128	1.0377	0.0031017	21.71	0.04726	330.8	14.17	15.25	24.72	1105.6	76.97	
104	2.1763	1.0689	0.0031887	22.32	0.04879	341.5	14.20	15.31	24.96	1106.0	78.92	
105	2.2414	1.1009	0.0032786	22.95	0.05037	352.6	14.22	15.37	25.20	1106.5	80.93	
106	2.3084	1.1338	0.0033715	23.60	0.05200	364.0	14.25	15.44	25.44	1106.9	83.00	
107	2.3770	1.1675	0.0034650	24.26	0.05368	375.8	14.27	15.50	25.68	1107.4	85.13	
108	2.4473	1.2020	0.0035612	24.93	0.05541	387.9	14.30	15.57	25.92	1107.8	87.30	
109	2.5196	1.2375	0.0036603	25.62	0.05719	400.3	14.32	15.64	26.16	1108.3	89.54	
110	2.5939	1.274	0.0037622	26.34	0.05904	413.3	14.35	15.71	26.40	1108.7	91.86	
111	2.6692	1.311	0.0038669	27.07	0.06092	426.4	14.37	15.78	26.64	1109.2	94.21	
112	2.7486	1.350	0.0039729	27.81	0.06292	440.4	14.39	15.85	26.88	1109.6	96.70	
113	2.8280	1.389	0.0040816	28.57	0.06493	454.5	14.42	15.93	27.12	1110.1	99.20	
114	2.9044	1.429	0.0041911	29.34	0.06700	469.0	14.45	16.00	27.36	1110.5	101.76	
115	2.9929	1.470	0.0043047	30.13	0.06913	483.9	14.47	16.08	27.60	1111.0	104.40	
116	3.0784	1.512	0.0044208	30.95	0.07134	499.4	14.50	16.16	27.84	1111.4	107.13	
117	3.1660	1.555	0.0045372	31.76	0.07361	515.3	14.52	16.24	28.08	1111.9	109.92	
118	3.2576	1.600	0.0046620	32.63	0.07600	532.0	14.55	16.32	28.32	1112.3	112.85	
119	3.3492	1.645	0.0047846	33.49	0.07840	548.8	14.57	16.41	28.56	1112.8	115.80	
120	3.4449	1.692	0.0049115	34.38	0.08093	566.5	14.60	16.50	28.80	1113.2	118.89	
121	3.5406	1.739	0.0050400	35.28	0.08348	584.4	14.62	16.58	29.04	1113.7	122.01	
122	3.6404	1.788	0.005173	36.21	0.08616	603.1	14.65	16.68	29.28	1114.1	125.27	
123	3.7422	1.838	0.005311	37.18	0.08892	622.4	14.67	16.77	29.52	1114.6	128.63	
124	3.8460	1.889	0.005450	38.15	0.09175	642.3	14.70	16.87	29.76	1115.0	132.06	
125	3.9519	1.941	0.005590	39.13	0.09466	662.6	14.72	16.96	30.00	1115.5	135.59	
126	4.0618	1.995	0.005734	40.14	0.09770	683.9	14.75	17.06	30.24	1115.9	139.26	
127	4.1718	2.049	0.005882	41.17	0.1008	705.6	14.77	17.17	30.48	1116.4	143.01	
128	4.2858	2.105	0.006031	42.22	0.1040	728.0	14.80	17.27	30.72	1116.8	146.87	
129	4.4039	2.163	0.006186	43.32	0.1074	751.8	14.83	17.38	30.96	1117.3	150.96	
130	4.5220	2.221	0.006344	44.41	0.1107	774.9	14.85	17.49	31.20	1117.7	154.92	
131	4.6441	2.281	0.006504	45.53	0.1143	800.1	14.88	17.61	31.45	1118.2	159.26	
132	4.7703	2.343	0.006671	46.70	0.1180	826.0	14.90	17.73	31.69	1118.6	163.68	
133	4.8986	2.406	0.006839	47.87	0.1218	852.6	14.93	17.85	31.93	1119.1	168.24	
134	5.0289	2.470	0.007010	49.07	0.1257	879.9	14.95	17.97	32.17	1119.5	172.89	
135	5.1633	2.536	0.007185	50.30	0.1297	907.9	14.98	18.10	32.41	1120.0	177.67	
136	5.2997	2.603	0.007364	51.55	0.1339	937.3	15.00	18.23	32.65	1120.4	182.67	
137	5.4402	2.672	0.007547	52.83	0.1382	967.4	15.03	18.36	32.89	1120.9	187.80	
138	5.5827	2.742	0.007732	54.12	0.1427	998.9	15.05	18.50	33.13	1121.3	193.14	
139	5.7293	2.814	0.007923	55.46	0.1473	1,031.1	15.08	18.65	33.37	1121.8	198.61	

Temp. °F	Presión del vapor saturado		Peso del vapor saturado				Volumen en pies ³ Baram. 29.92 pig de Hg			Entalpia por libra		
	Pulgadas de Hg	Lb/pig ³	Por pie ³		Por libra de aire seco		de una libra de aire seco	de una libra de aire seco + vapor para saturación (9)	Aire seco Datum °F	Vapor Datum 32°F	Aire seco con vapor para saturación	
			Libras	Granos	Libras	Granos						
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	
140	5.8779	2.887	0.008116	56.81	0.1521	1,064.7	15.10	18.79	33.61	1122.2	204.30	
141	6.0306	2.962	0.008313	58.19	0.1570	1,099.0	15.13	18.94	33.85	1122.7	210.11	
142	6.1874	3.039	0.008516	59.61	0.1622	1,135.4	15.15	19.10	34.09	1123.1	216.26	
143	6.3482	3.118	0.008724	61.07	0.1675	1,172.5	15.18	19.26	34.33	1123.6	222.53	
144	6.5111	3.198	0.008933	62.53	0.1730	1,211.0	15.20	19.43	34.57	1124.0	229.02	
145	6.6781	3.280	0.009148	64.04	0.1787	1,250.9	15.23	19.60	34.81	1124.5	235.76	
146	6.8471	3.363	0.009366	65.56	0.1846	1,292.2	15.25	19.78	35.05	1124.9	242.71	
147	7.0222	3.449	0.009590	67.13	0.1908	1,335.6	15.28	19.96	35.29	1125.4	250.02	
148	7.1993	3.536	0.009817	68.72	0.1971	1,379.7	15.30	20.15	35.53	1125.8	257.43	
149	7.3805	3.625	0.010040	70.28	0.2037	1,425.9	15.33	20.35	35.77	1126.3	265.20	
150	7.5658	3.716	0.010284	71.99	0.2105	1,473.5	15.35	20.55	36.02	1126.7	273.19	
151	7.7551	3.809	0.010526	73.68	0.2176	1,523.2	15.38	20.76	36.26	1127.2	281.54	
152	7.9485	3.904	0.010772	75.40	0.2250	1,575.0	15.40	20.97	36.50	1127.6	290.21	
153	8.1460	4.001	0.011022	77.15	0.2327	1,628.9	15.43	21.20	36.74	1128.1	299.25	
154	8.3476	4.100	0.011279	78.95	0.2407	1,684.9	15.45	21.43	36.98	1128.5	308.61	
155	8.5532	4.201	0.011539	80.77	0.2490	1,743.0	15.48	21.67	37.22	1129.0	318.34	
156	8.7650	4.305	0.011807	82.65	0.2577	1,803.9	15.50	21.93	37.46	1129.4	328.51	
157	8.9788	4.410	0.012077	84.54	0.2667	1,866.9	15.53	22.19	37.70	1129.9	339.04	
158	9.1986	4.518	0.012354	86.48	0.2761	1,932.7	15.56	22.46	37.94	1130.3	350.02	
159	9.4206	4.627	0.012634	88.44	0.2858	2,000.6	15.58	22.74	38.18	1130.8	361.36	
160	9.6486	4.739	0.012919	90.43	0.2961	2,072.7	15.61	23.03	38.43	1132.2	373.38	
161	9.8807	4.853	0.013211	92.48	0.3067	2,146.9	15.63	23.33	38.67	1131.7	385.76	
162	10.119	4.970	0.013509	94.56	0.3179	2,225.3	15.66	23.65	38.91	1132.1	398.80	
163	10.361	5.089	0.013812	96.68	0.3295	2,306.5	15.68	23.98	39.15	1132.5	412.34	
164	10.608	5.210	0.014120	98.84	0.3416	2,391.2	15.71	24.33	39.39	1133.0	426.42	

BIBLIOGRAFIA

- FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACION.
HERNANDEZ GORIBAR EDUARDO
LIMUSA
- MANUAL DE AIRE ACONDICIONADO.
MARCOMBO
- TERMODINAMICA.
WARK KENNETH
MC GRAW HILL
- AIRE ACONDICIONADO.
CARNICER ROYO ENRIQUE
PARANINFO
- SELECCION E INSTALACION DE EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO PARA LA
ZONA HOTELERA DE IXTAPA ZIHUATANEJO.
SARMIENTO PALAFOX HUGO
AGUILAR CHAVEZ NORBERTO
ROSERO PUERTO LUIS CARLOS
TESIS PROFESIONAL