

Acondicionamiento de Aire

Por RODOLFO DELGADO ECHEVERRI

(Capítulos I, II y VIII de la tesis de grado presentada por su autor para optar el título de Ingeniero Químico).

CAPITULO I

Introducción • historia

Podemos definir el “Acondicionamiento de aire”, como el arte de tomar el aire en las condiciones en que se encuentra y cambiarlo a las condiciones que se deseen.

En cualquiera de las situaciones geográficas el hombre siempre se ha encontrado inconforme con las variaciones de temperatura o de tiempo como generalmente se denomina a esa serie de cambios mecánicos que sufren la atmósfera y el aire ambiente en ella, cambios que el sentido humano no siempre puede precisar en toda su magnitud o en sus diferentes faces constitutivas, puesto que son debidos a varios factores como son:

Variación en la temperatura seca del aire; variación en la humedad, en la cantidad de humedad que contiene el aire debido a las evaporaciones de agua provenientes de diversas fuentes; impurezas del aire debidas al polvo levantado o arrastrado por el viento y humos provenientes de procesos industriales, chimeneas y consumo de tabaco en espacios cerrados; olores que se presentan debido a muchas circunstancias, sean agradables o desagraciables. Debido a estos cambios en el contenido mismo del aire se dice que una atmosfera es confortable o no confortable según como el cuerpo humano se sienta en ese determinado ambiente.

De tal manera, se buscaron medios de poder hacer que el ambiente en un determinado lugar fuera siempre el mismo, aunque las variables del aire exterior, o mejor, del tiempo que se presente fuera de eso determinado espacio cerrado, se mantuvieran en constante cambio. Asi se vinieron a establecer situaciones que se llaman de “confort”, en las cuales tomando un promedio de circunstancias y condiciones para que el elemento humano se encuentre siempre con-

fortable, se determinaron temperaturas, humedades y aireación bastantes para dar aire puro y suficientemente oxigenado de tal manera que las personas beneficiadas no "sientan" directamente ese beneficio, pero que se encuentren en un "ambiente" sin variaciones y a gusto.

Una vez definidas estas circunstancias de "confort" en las cuales el individuo puede permanecer y sentirse bien, se debe hacer una distribución del aire que se va a utilizar de manera que éste al entrar al espacio acondicionado no se "sienta" en ningún punto, lo que se hace usando conductos de lámina metálica y aparatos para regular velocidades y distribuir volúmenes.

El nacimiento del "Aire Acondicionado" se debe principalmente a la industria textil, debido a los diferentes problemas que en ella se presentaban: se notaba que durante algunos días las fibras de algodón, lana o sintéticas, eran fáciles de manejar, mientras que otros días eran difíciles de controlar; esta diferencia de comportamiento, se vino a descubrir, se basaba en que si las fibras estaban demasiado secas se volvían quebradizas y menos flexibles; esto se vino a solucionar humedeciéndolas con agua, sistema que era difícil de controlar dando errores y resultados no satisfactorios; de allí vino la idea de que el aire del ambiente y no la fibra era lo que debía ser acondicionado, puesto que la fibra se acondicionaba automáticamente al contenido de humedad del aire; así, el término "acondicionamiento de fibra" dio lugar al de "acondicionamiento de aire". Sin embargo esto solamente fue la iniciación: el aire acondicionado que conocemos hoy, es algo más que la humidificación del aire; ésta en una empresa textil puede ser llevada a cabo por varios métodos, pero hay solamente un método que además de humedecer el aire, lo lava, lo enfría, y lo circula por todas las partes y secciones de la empresa, sistema que es conocido como Sistema de Estación Central; de igual manera se han resuelto todos los problemas similares usando éste u otros sistemas que de acuerdo siempre cumplen con los requisitos requeridos.

Los diferentes problemas de aire acondicionado requieren por lo mismo diferentes sistemas que son estudiados según las condiciones requeridas, ya sean de "confort" o "industriales", dada la situación geográfica del lugar problema (estaciones de tiempo o lugares tropicales en los cuales la variación del tiempo durante el año es muy poca, teniendo naturalmente sus épocas de mayor calor o frío, con lo cual va de acuerdo el método de acondicionamiento que debe ser seleccionado).

CAPITULO II

Composición del aire:

La atmósfera de la tierra es mezcla de varios gases, la proporción de los cuales varía ligeramente en diferentes localidades. El vapor de agua es un constituyente importante, su cantidad es bastante variable bajo las diferentes condiciones del tiempo.

La composición del aire por volumen, sin tener en cuenta el vapor de agua, es dada como sigue:

Aire seco	100.00%
Nitrógeno	78.03
Oxígeno	20.99
Argon	0.9323
Dióxido de Carbono	0.03
Hidrógeno	0.01
Neón	0.0018
Krypton	0.0001
Helio	0.0005
Ozono	0.00006
Xenon	0.000009

El aire no es una combinación química sino una mezcla mecánica de estos gases. Una propiedad del aire que es de importancia en el aire acondicionado es su contenido iónico. Todos los gases contienen átomos, moléculas o grupos de moléculas que llevan cargas eléctricas positivas o negativas y son llamados **iones**. En el aire hay dos clases de iones, los pequeños consistentes de moléculas simples y aquellos formados de unión de pequeños iones alrededor de núcleos, que forman los iones grandes, siendo éstos últimos los que prevalecen en el aire de las ciudades. Estos tamaños de iones son producidos en la naturaleza por la radiación solar, por los rayos cósmicos y por los elementos radioactivos en el suelo vegetal.

Vapor de agua:

El vapor de agua es un constituyente importante de la atmósfera; es el más variable en cantidad de todos los elementos atmosféricos, debido a que su cantidad depende grandemente de las condiciones del tiempo; el vapor de agua, estrictamente hablando, no es otra cosa que "vapor a muy bajas presiones" y sus propiedades son las mismas del vapor; este hecho siempre debe ser tenido en cuenta.

Otro hecho que debe ser cabalmente entendido, es su relación con la ley de Dalton de las "presiones parciales". Aunque esta ley no es científicamente correcta debido a las fuerzas intermoleculares que tienen lugar entre el aire seco y el vapor de agua, para todos los propósitos prácticos en los cálculos del **aire acondicionado**, tiene suficiente precisión.

De acuerdo con la ley Dalton, "en cualquier mezcla mecánica de gases, cada gas tiene una presión parcial propia, que es enteramente independiente de las presiones parciales de los otros gases". Por ejemplo, consideremos que un pie cúbico (Ft³) de hidrógeno tiene una presión absoluta de 5 libras por pulgada cuadrada; si un pie cúbico de nitrógeno a una presión inicial de 10 libras es inyectado en el mismo espacio, la presión total será de 15 libras y el volumen de un pie cúbico. En el aire, por lo tanto, el oxígeno, el nitrógeno, el vapor de agua y otros gases, tienen cada uno su propia presión parcial,

y la suma de todas es igual a la presión total o presión barométrica.

Para cada temperatura hay una presión parcial correspondiente del vapor de agua, a la cual el vapor está en estado **saturado**; esta condición es exactamente similar a la del vapor saturado. Cuando el vapor de agua está en condición saturada, el aire también está saturado, puesto que éste contiene entonces el máximo peso de vapor que puede contener a aquella temperatura. Si la temperatura del aire es mayor que la correspondiente a la presión parcial del vapor de agua, el vapor está **supercalentado**. Si la temperatura disminuye bajo el punto de saturación, algo del vapor se condensa y la presión del vapor es disminuída a la presión correspondiente a la nueva temperatura; la temperatura de saturación es llamada "punto de rocío" (dew point).

La presión parcial del vapor saturado crece como crece la temperatura. Consecuentemente, el aire a más altas temperaturas es capaz de contener un mayor peso de agua por pie cúbico. Debe tenerse en cuenta que "el vapor de agua existe independientemente del aire, exopto para el efecto de temperatura del último"; y el vapor se puede considerar como que ocupe el volumen debido a su propia presión parcial. Por lo tanto, la **mezcla íntima** de aire y vapor es la causa de que ellos tengan la misma temperatura.

Variaciones del volumen con los cambios de temperatura-presión y presión-temperatura.

Todas las sustancias se expanden si su temperatura es aumentada; la expansión del aire o cualquier otro gas, es mayor que la de los líquidos y sólidos. El aire se expande y contrae a una velocidad definida con los cambios en su temperatura; esta velocidad es usualmente expresada como una fracción del volumen ocupado por una libra de aire a cero grados Fahrenheit; por cada grado de aumento en temperatura el volumen del aire crece 1/460 partes de su volumen, a cero grados. El aire se licúa antes de que alcance 460 grados bajo cero, que es la mayor temperatura a la cual cualquier sustancia puede ser enfriada y se denomina "temperatura de cero absoluto" y las temperaturas medidas desde ese punto "temperaturas absolutas"; para hallar la temperatura absoluta de una sustancia se le añaden 460 grados a su temperatura en grados Fahrenheit. Por lo tanto, como la expansión de un gas es directamente proporcional a su temperatura absoluta, representamos ésto en la fórmula

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1} \text{ (a presión constante)}$$

donde:

V1 = volumen inicial del aire

V2 = volumen final del aire

T1 = temperatura absoluta inicial

T2 = temperatura absoluta final

Con esta fórmula hallamos el "cambio" en el volumen de un peso dado de aire; para hallar el volumen "actual", la tenemos que relacionar con el llamado "aire standar", del cual, una libra a 70 grados y presión atmosférica de 14.7 libras por pulgada cuadrada (p.s.i.) ocupa 13.34 pies cúbicos (c.f.). Introduciendo estas cifras en la fórmula anterior tenemos

$$V = 13.34 \frac{T}{460 + 70}$$

y reduciendo las constantes a un factor, se obtiene el volumen de una libra de aire a la presión atmosférica de 14.7 p.s.i. y que será:

$$V = \frac{T}{39.7}$$

El cambio de volumen debido al cambio de presión es real para todos los gases incluyendo el vapor supercalentado; se supone aquí que la compresión de un gas se hace lo suficientemente despacio para que no haya aumento de temperatura debido a la misma compresión (temperatura constante); siendo indirectamente proporcional el volumen a la presión, se puede expresar tal comportamiento en la fórmula

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{P_2}{P_1} \text{ donde } P_2 \text{ y } P_1 \text{ son las presiones absolutas (p. s. i.)}$$

final e inicial; para reducir presión menométrica en p.s.i. a presión absoluta, le sumamos 14.7 p.s.i. Ahora, para encontrar el volumen actual del aire a cualquier presión, se relaciona la anterior expresión con el volumen que ocupa una libra de aire a presión de 14.7 p.s.i. y 70 grados que es de 13.34 pies cúbicos; sustituyendo en la ecuación anterior

$$V_2 = V_1 \frac{P_1}{P_2} \text{ resulta } V = 13.34 \frac{14.7}{P}$$

y de aquí, reduciendo las constantes, se obtiene el volumen de una libra de aire que es

$$V = \frac{196}{P}$$

Aunque el cambio en volumen, que tiene lugar con ambos cambios en presión y temperatura puede ser calculado separadamente por los métodos anteriores, con ellos no se puede computar el volumen actual ocupado por una libra a cualquier presión y temperatura; el cual se obtiene de la fórmula resultante de su relación:

$$V = 0.37 \frac{T}{P}$$

donde V es el volumen ocupado por una libra de aire a cualquier temperatura y presión.

Humedad

La presencia del agua en la atmósfera es lo que se denomina humedad.

Humedad absoluta es el contenido actual de vapor expresado en libras o mejor en "granos" (grains) por pie cúbico o por libra de aire. La razón de la presión de vapor a la presión de vapor del aire saturado a la misma temperatura, expresada por ciento, es llamada humedad relativa (relative humidity); ésta se calcula dividiendo el peso actual de humedad en un volumen dado de la mezcla vapor-aire, por el máximo peso que el mismo volumen puede contener —a la misma temperatura— sin causar condensación, o sea en un aire saturado. Por ejemplo: dada una muestra de aire a 70 grados que tiene una humedad absoluta de 4 granos por pie cúbico, puesto que el aire saturado contiene 8 granos a 70 grados, la humedad relativa será 50%.

La capacidad del aire para absorber humedad es debida enteramente a su temperatura. Cuando el aire caliente es puesto en contacto con agua, tiene lugar una evaporación, y el sistema tiende a alcanzar el estado de equilibrio en el cual la presión de vapor corresponde a la temperatura.

Saturación adiabática: Cuando el aire bajo saturación es puesto en contacto íntimo con agua, hay una tendencia para que algo del agua se vaporice, añadiéndose al contenido de humedad del aire. Si ningún calor es añadido de fuente exterior, el calor de vaporización para la humedad añadida será suministrado enteramente a expensas del calor del aire y del vapor caliente de la cantidad original de vapor de agua supercalentada. La evaporación de la humedad y la disminución de la temperatura del aire continuará hasta que el aire llega a estar saturado con vapor de agua.

Un proceso de esta naturaleza, que tiene lugar sin transferencia de calor a o de una fuente externa, es llamado **adiabático**, y la temperatura final que es alcanzada se denomina "temperatura de saturación adiabática", la cual es casi idéntica a la temperatura de termómetro húmedo (wet-bulb temperature). Esta identidad "aparente" es debida a varias circunstancias: la mezcla de vapor que tiene lugar cerca a la superficie húmeda del wet-bulb thermometer no es adiabática porque alcanza a ser afectada por la temperatura dry-bulb (termómetro seco). El resultado es un error de radiación y una "mayor" lectura que la verdadera saturación adiabática. También, debido a la diferencia en la velocidad de difusión entre el aire y el vapor de agua, un wet-bulb thermometer, tenderá a dar una lectura menor que la verdadera de saturación adiabática.

Para todos los usos prácticos la temperatura (W-B-T) da un medio de determinar el contenido de humedad del aire, tanto como la disminución bajo la temperatura original del aire dependerá de la cantidad de humedad que fue añadida para llevar el aire a su saturación. Si el aire está siempre saturado, ninguna humedad puede serlo añadida y por lo tanto la temperatura del termómetro húmedo (wet-bulb t.) y la del termómetro seco (dry-bulb t.) coincidirán.

El calor usado en la vaporización de la humedad añadida es exactamente igual al calor dado por el aire y por el vapor de agua originalmente contenido, agregando que el agua añadida estaba a la temperatura de saturación adiabática, lo cual puede ser expresado matemáticamente así:

$$(W1 - W) hfg = Cps W (t-t1) + Cpa (t-t1) \quad (1)$$

de donde

$$W = \frac{hfg W1 - Cpa (t-t1)}{hfg + Cps (t-t1)} \quad (2)$$

en donde

t = temperatura seca (d-b-t) del aire

t1 = temperatura de saturación adiabática o wet-bult temp.

W1 = peso del vapor de agua mezclado con una libra de aire seco a saturación a t1 grados.

W = peso del vapor de agua mezclado con una libra de aire seco a temperatura t

W1-W = peso del agua añadida por libra de aire seco

hfg = calor latente de vaporización a temperatura t1 $\frac{\text{B.T.U.}}{\text{libra}}$

Cps = calor específico del vapor de agua a presión constante

Cpa = calor específico del aire seco a presión constante.

La diferencia entre temperatura húmeda (wet-bulb-T) y el punto de rocío (dew point) debe ser claramente entendida. La temperatura del termómetro húmedo es producida por la adición de humedad al aire, lo cual causa que la temperatura de éste disminuya por razón de que éste cede el calor con el cual se vaporiza el agua. El punto de rocío (dew point) por otra parte, es alcanzado retirando calor del aire sin cambiar su contenido de humedad: "El peso de humedad por libra de aire seco, en una mezcla de aire y vapor de agua depende solamente de la temperatura de punto de rocío; mientras no haya condensación de humedad, la temperatura de punto de rocío permanece constante".

Medida de la temperatura de termómetro húmedo (W.B.T.)

En el trabajo de aire acondicionado la W.B.T. es un factor básico y su medida correcta no solamente es extremadamente importante sino también difícil. El wet-thermometer estacionario es de poco valor; un movimiento rápido del aire sobre el termómetro es esencial. Según Carrier, el error en la medida, para diferentes velocidades del aire, es como sigue:

Velocidad del aire (pies por minuto)	Error en depresión de W.B.T. por ciento
0	15.0
500	4.5
1000	2.7
2000	1.5
4000	0.8

El psicrómetro es el instrumento más común para medir la W.B.T. y dá resultados bastante precisos; ambos termómetros están encerrados por un protector para prevenir la radiación y el aire es aspirado sobre los bultos por medio de una bomba de caucho operada a mano.

De la consideración de la ecuación (1) y el proceso que ésta ilustra, de añadir agua adiabáticamente, es evidente que el calor total de diferentes mezclas de aire y vapor de agua que tienen la misma W.B.T. será también exactamente el mismo. Así, si el aire es pasado a través de un atomizador de agua, su contenido de humedad crecerá y su temperatura seca (D.B.T.) disminuirá, pero su calor total y W.B.T. permanecen constantes si el agua atomizada está a una W.B.T. de tal manera que ningún calor es añadido o quitado durante el proceso. Por lo tanto, si el agua atomizada teniendo una temperatura inicial es continuamente recirculada, el sistema llegará a un estado de equilibrio en el cual la temperatura del spray-water alcanzará la misma W.B.T. del aire. Este proceso es esencialmente el que tiene lugar en el W.B. thermometer.

Debe ser tenido en cuenta, que el calor total y la mayor parte de las otras cantidades en el trabajo psicrométrico están basadas sobre la unidad de una libra (1 lb.) de aire seco. Esta es una cantidad conveniente porque el peso del "aire seco" permanece constante en los procesos que tratan de humidificación y dehumidificación, mientras que el volumen y el peso total de la mezcla pueden variar.

La expresión "una libra de aire seco saturado con humedad", significa simplemente 1 libra de aire seco más la máxima cantidad de vapor de agua que puede estar asociado con aquella cantidad de aire, a aquella temperatura.

Presión de vapor: En una mezcla de aire y vapor de agua la presión total o barométrica es la suma de las presiones parciales de los gases que constituyen el aire y la presión parcial del vapor de agua. Por lo tanto, para un peso dado de vapor de agua por libra de

aire seco, las respectivas presiones parciales son fijadas por las propiedades inherentes de los gases. Estas son definidas por las leyes de Boyle y Charles y son expresadas por la ecuación:

$$PV = WRT$$

donde:

$$P = \text{presión absoluta de los gases} \frac{(\text{lbs.})}{\text{Pt}^2}$$

$$V = \text{su volumen (Ft}^3\text{)}$$

$$W = \text{su peso (lbs.)}$$

$$T = \text{su temperatura absoluta (T = t + 459.7)}$$

$$R = \text{una constante particular para cada gas.}$$

El valor de R para el aire es 53.35 y para el agua 85.78, en una mezcla de aire y vapor de agua que ocupen el mismo volumen y están a la misma temperatura.

$$\frac{P}{P} = \frac{W1 \times 85.78}{W1 \times 35.78}$$

donde P y P1 son las presiones y W y W1 los pesos del aire y vapor de agua respectivamente.

El "volumen" de aire saturado "por libra de aire seco" es una cantidad de mucho uso en los cálculos de acondicionamiento de aire, pero no debe ser confundida con "volumen específico", el cual se refiere al volumen por libra de mezcla. El "volumen" puede ser determinado dividiendo el peso de aire saturado por libra de aire seco, por la densidad o "peso" del aire saturado por unidad de volumen.

Todos los datos utilizados en estos problemas y sus valores, están chequeados en las correspondientes tablas utilizadas para el efecto.

Calor específico del aire y vapor de agua:

El calor específico del aire ligeramente con la temperatura. Los valores dados en las Tablas Críticas Internacionales para aire seco son:

$$\text{A } 32 \text{ grados } C_{pa} = 0.2399$$

$$\text{A } 212 \text{ grados } C_{pa} = 0.2403$$

Para trabajo de acondicionamiento de aire 0.24 es cantidad utilizable. El "calor sensible" del aire puro seco es

$$H_s = C_{pa} (t_2 - t_1) = 0.24 (t_2 - t_1)$$

donde

$$H_s = \text{calor sensible sobre } t_1, \text{ B.T.U./lb.}$$

Acondicionamiento de Aire

t_2 = temperatura D.B., grados F

t_1 = temperatura base sobre la cual el calor sensible va a ser determinado.

El calor específico del vapor de agua (Cps) varía de acuerdo con la siguiente relación:

$$\text{Cps} = 0.4425 + 0.00018t$$

Así como se debe añadir calor para reducir agua a vapor, igualmente éste requiere calor para evaporar agua a temperaturas bajo el punto de ebullición atmosférica; el calor requerido para llevar a cabo este cambio es llamado calor latente y su cantidad variará con la temperatura.

Calor total, o entalpia:

El calor total del aire que contiene vapor de agua es la suma del contenido de calor en el aire y el del vapor. Si fuera necesario conocer el calor total "absoluto", entonces sería necesario incluir todo el calor sobre el cero absoluto; pero para el trabajo de aire acondicionado es más práctico escoger otro dato sobre el cual el calor total es calculado.

El calor total consiste:

- a) del calor en el aire sobre cero, y
- b) del calor de vaporización del vapor de agua más su supercalentamiento.

Para calcular el valor total teóricamente, podemos hacer uso de la siguiente fórmula:

$$\text{Cpa} \times t_1 - W_1 \text{ hfg} = \text{Cpa} \times t - W [(\text{hfg} - \text{Cps} (t-t_1))]$$

donde el calor total a t_1 es obviamente representado por el lado izquierdo de la ecuación; y puesto que el calor total t se presume ser igual al calor total t_1 , entonces

$$H = \text{Cpa} \times t - W \text{ hfg} - \text{Cps} (t-t_1)$$

que puede ser simplificada así:

$$H = 0.24 t - W \text{ hfg} - 0.45 W (t-t_1)$$

Puesto que el calor del líquido en el vapor de agua no es incluido en la definición precedente de calor total, la ecuación llega a ser ligeramente incorrecta cuando es usada en algunos problemas relacionados con condensación o evaporación de humedad. Una medida más correcta de contenido de calor, denominada "Entalpia", usa 0

grados como base para el aire seco, y 32 grados para el líquido en el vapor de agua; sobre esta base la ecuación anterior es modificada así:

$$E = C_{pa} \times t - W [h_f - h_{fg} - C_{ps} (t-t_1)]$$

donde

E = Entalpia (B.T.U. por libra de aire seco).

h_f = calor del líquido sobre 32 grados F. (B.T.U. por libra)

Todos los símbolos y sus valores numéricos pueden ser obtenidos en las tablas correspondientes.

Ejemplo: Determinar la entalpia de una libra de aire saturado a una presión barométrica de 29.92 in. de mercurio y 70 grados F.

El valor $W = 0.01574$ libras por libra de aire seco ha sido previamente determinado, por lo tanto, usando la ecuación, tenemos:

$$\begin{aligned} E &= 0.24 (70) - 0.01574 \times [36.04 - 1054.3 - 0.45 (70 - 70)] \\ &= 16.6 - 0.01574 (1092.3) = 16.8 - 17.19 \\ &= 33.99 \text{ B.T.U. por libra de aire seco} \end{aligned}$$

El uso de los valores de la entalpia en los cálculos de aire acondicionado tiene objeciones debido a que ésta no permanece uniforme para la temperatura constante de saturación adiabática (W.B.T.) sino que varía con la D.B.T.; por lo tanto es más sencillo usar los cálculos del calor total en que no se incluye el calor del líquido. Este método permite hacer los cálculos para el aire y vapor de agua por medio de las cartas psicrométricas standard, y la corrección necesaria puede ser hecha por la adición o extracción de agua, dependiendo de la temperatura y el peso del agua bajo consideración.

Calor latente — calor sensible — calor total

Calor latente: Cuando se condensa humedad de una mezcla de aire-vapor la cantidad de calor latente que debe ser removido se halla multiplicando el peso de la humedad condensada por el promedio del calor latente del vapor a bajas presiones, cuyo promedio es de 1050 B.T.U. por libra. Este calor del vapor varía con la temperatura de condensación y su valor depende por lo tanto de la temperatura de punto de rocío y por consiguiente el calor latente del vapor de agua mezclado con aire también depende solamente de la temperatura de rocío; la mezcla no cede calor latente a menos que se condense humedad; si no se condensa humedad el punto de rocío permanecerá constante.

Los valores del calor latente, sensible, peso del vapor saturado por libra de aire seco y calor total de la mezcla en B.T.U., por libra de aire seco, para sus correspondientes temperaturas D.B. y de rocío, se dan en las tablas de "Propiedades de la mezcla de aire y vapor de agua saturado".

Calor sensible: La cantidad de calor necesario para aumentar

la temperatura de una libra de aire seco, está dada por la fórmula:

$$H = 0.24 WR$$

donde W es el número de libras de aire seco y R es la diferencia entre la temperatura final y la inicial.

Calor total: Cuando el aire es enfriado a un punto bajo su temperatura de punto de rocío inicial, ambos, el calor latente y el sensible, deben ser removidos del sistema; la suma de estos dos calores es conocida como "calor total". El calor total que debe ser dado o removido en un espacio dado para obtener determinadas condiciones de temperatura y humedad es la cantidad buscada en los cálculos para acondicionar aire, porque los aparatos de refrigeración o calefacción deben tener suficiente capacidad para remover o ceder ambos, el calor sensible del aire y el latente del vapor.

El contenido del calor total depende de la temperatura seca (D.B.T.) y de la temperatura del punto de rocío (D.P.T.); para una combinación de una temperatura D.B. y un D.P. no hay más que una y solamente una, temperatura de termómetro húmedo (W.-B.T.); por lo tanto habrá una relación entre el contenido de calor total del aire y su wet bulb temperature, el cual, para una temperatura húmeda fija, tendrá valores siempre cercanamente constantes, los cuales son usados para propósitos prácticos. De acuerdo con esto y con un muy pequeño error numérico, se puede decir que "el contenido de calor total de aire húmedo depende únicamente de su temperatura de humedad (W.B.T.)".

Se debe tener en cuenta que el aire saturado, para el cual la temperatura seca (D.B.T.), la húmeda (W.B.T.) y la temperatura de punto de rocío (D.P.T.), son todas iguales, tiene el mismo contenido de calor que el aire no saturado de cualquier porcentaje de humedad. Por lo tanto, sumando los calores sensible y latente del aire saturado para cada temperatura, se obtiene el calor total correspondiente a cada temperatura húmeda; los valores de calor total así obtenidos pueden ser usados para aire de cualquier porcentaje de humedad mientras la temperatura húmeda sea la misma. Para averiguar el calor total removido durante un proceso de enfriamiento, o el calor total añadido durante uno de calentamiento, solamente necesitan ser conocidas las temperaturas húmedas inicial y final.

El aumento de calor sensible al aire siempre causa cambio en su temperatura seca (D.B.T.); de igual manera, la adición de calor latente hace variar su temperatura de punto de rocío; cualquiera de estas variaciones siempre cambia la temperatura húmeda; si se añade calor sensible únicamente, la temperatura húmeda y seca aumentarán mientras que la de punto de rocío permanece constante; si se añade calor latente, las temperaturas húmeda y de punto de rocío crecerán mientras que la seca (D.B.T.) permanecerá constante; por otra parte, si ambos calores son añadidos, las tres temperaturas cambiarán. Si el aumento de calor sensible causa un cambio en las temperaturas seca y húmeda y el punto de rocío permanece constante, será posible hallar el calor sensible añadido al aire debido al cambio en su

temperatura húmeda. En este caso, el calor sensible añadido al aire será igual al cambio en el contenido del calor total del aire.

Carta psicrométrica:

Aunque las cartas psicrométricas han sido utilizadas desde hace varios años, ellas raramente habían sido usadas para propósitos distintos del elemental de mostrar las relaciones que se encuentran entre las temperaturas seca (D.B.T.), húmeda (W.B.T.), de punto de rocío (D.P.T.) y la humedad relativa. Más importante que este uso, es el hecho de que estas nuevas cartas proveen un medio más sencillo y más claro de analizar algunos problemas complejos de aire acondicionado. Casi todos estos problemas pueden ser resueltos analíticamente sin necesidad de usar carta. Sin embargo, un análisis gráfico sobre la carta, no solo elimina considerable cantidad de trabajo aritmético, sino que también provee un cuadro vivo e ilustrativo del proceso de acondicionamiento de aire. Tal cuadro frecuentemente sugiere el tratamiento a que debe ser sujeto el aire para alcanzar el resultado final deseado. Las cartas psicrométricas han dado una gran facilidad para la solución de la mayoría de los problemas y para facilitar la comprensión y aclarar el entendimiento de los fundamentos que en ellos se encuentran y que también pueden ser obtenidos por casi cualquier otro método.

Una carta hecha con la entalpía y humedad específica como coordenadas facilita el análisis de los problemas de aire acondicionado por medio de las ecuaciones de balance de calor similares a

$$\begin{aligned} Ch - Q - Who &= Ohz \\ Q &= C (hz - h) - Who \end{aligned}$$

donde Q es el calor total que entra y deja el aparato en una operación de calentamiento y humidificación. Pero para entrar en la solución de tales problemas, debemos primero entender las partes más elementales, como son su construcción y bases y los elementos de relación que en ella se encuentran.

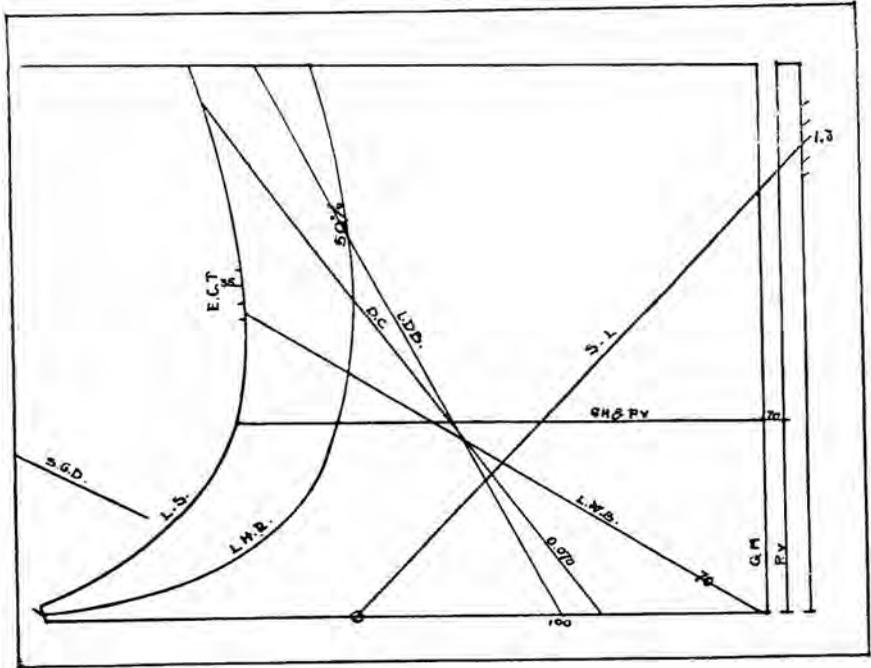
Primeramente la carta psicrométrica muestra la relación entre los siguientes cuatro factores:

- 1) Temperatura de termómetro seco (D.B.T.)
- 2) Temperatura de termómetro húmedo (W.B.T.)
- 3) Temperatura de punto de rocío (D.P.T.)
- 4) Porcentaje de humedad

El esqueleto de la carta, figura (1-II), ilustra la construcción de la carta psicrométrica; las líneas de temperatura seca son verticales y las de punto de rocío horizontales; las de temperatura húmeda caen hacia abajo a la derecha y las curvas que se ven representan el porcentaje de humedad. La curva que cierra la carta es la de 100% de humedad y es frecuentemente llamada "curva de saturación", de tal manera que el aire que tenga un punto sobre esta curva está saturado de humedad.

Acondicionamiento de Aire

CONSTRUCCION Y LINEAS DE UNA CARTA PSICROMETRICA



1 - II

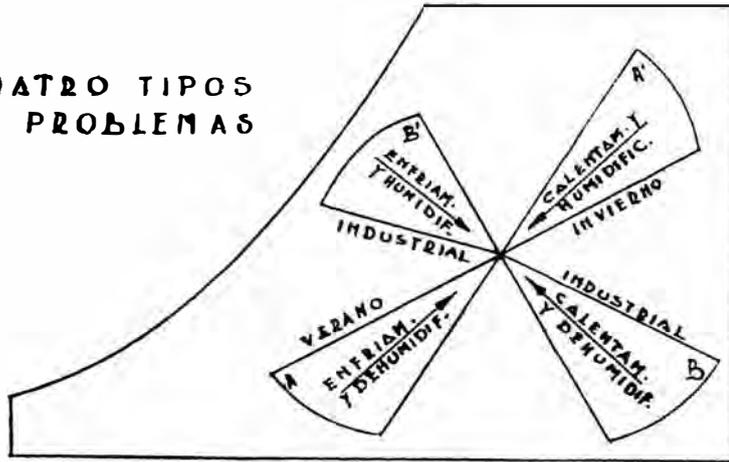
La cantidad de humedad con aire se determina generalmente por medio de los termómetros húmedo y seco. Luego que estas temperaturas han sido determinadas el punto de rocío del aire correspondiente puede ser encontrado sobre la carta psicrométrica y luego de conocido el punto de rocío, la humedad correspondiente a ese punto la encontramos en las tablas de "Propiedades de la mezcla de aire y vapor saturado", en libras por libra de aire seco.

La figura (2-II) muestra los cuatro tipos básicos de problemas de aire acondicionado; las áreas A y A1 corresponden, respectivamente, a los dos problemas más comunes en aire acondicionado en relación con el **confort**, enfriamiento y dehumidificación en verano o para los climas permanentemente calientes o tropicales, y calentamiento acompañado con humidificación para época de invierno o climas fríos. Las áreas B y B1 son respectivamente para calentamiento con dehumidificación y enfriamiento con humidificación, problemas que no ocurren comunmente en acondicionamiento para confort, pero son de gran importancia en los sistemas industriales. La forma y disposición de las áreas depende, por supuesto, de las condiciones del problema particular.

La carta psicrométrica es una localización de las propiedades termodinámicas básicas de las mezclas de aire y vapor de agua a una presión total fija. Preliminarmente para usar la carta, es necesaria la determinación del estado de la atmósfera en cuestión; ésto requiere un

conocimiento de dos propiedades, independientes, por lo menos. Ya hemos tratado de estas variables dependientes que entran en la construcción y determinación de cualquier estado en una carta psicrométrica. La entalpia no está sujeta a una medida directa, pero se ha demostrado que es aproximadamente constante a lo largo de una línea que represente un valor fijo de la temperatura de saturación adiabática; la temperatura final, se ha demostrado también que pertenece aproximadamente constante a lo largo de una línea de temperatura húmeda fija; así, al medir la temperatura húmeda (W.B.T.), se obtiene aproximadamente, con un pequeño error que ya demostramos, la entalpia de la mezcla, así: Si la temperatura seca y de punto de rocío son conocidas, se busca el punto de intersección de las dos líneas correspondientes a esas temperaturas sobre la carta psicrométrica; la entalpia del aire es luego leída sobre la línea particular de entalpia que pasa a través del punto de intersección; y de la misma manera se busca conociendo la temperatura seca y húmeda (D.B.T.) y W.B.T.). Pero prácticamente, o sea con una precisión suficiente, el estado de cualquier mezcla de aire y vapor de agua puede ser fijado sobre la carta en los problemas de aire acondicionado, por medio de las características psicométricas enunciadas anteriormente.

CUATRO TIPOS DE PROBLEMAS



746

2 - II

Intercambio de calor entre el aire y el agua:

Cuando el aire es puesto en contacto con agua a temperatura diferente de la temperatura húmeda del aire, un intercambio de calor y de humedad tendrá lugar. Si la temperatura del agua es mayor que la temperatura húmeda del aire, la del agua disminuirá y la temperatura húmeda del aire aumentará debido a que el agua cede ca-

lor al aire; de igual manera, si la del agua es menor que la temperatura húmeda del aire, la temperatura del agua aumentará y la del aire disminuirá.

En cualquier intercambio de calor entre agua y aire, la temperatura del agua nunca puede caer o aumentar a la temperatura húmeda inicial del aire. Cuando aire y agua caliente son puestos en contacto, la temperatura húmeda del aire aumenta y la del agua cae. La temperatura final del agua es siempre mayor que la final húmeda del aire. Al enfriar aire con agua fría, el proceso inverso es exacto: la temperatura húmeda del aire disminuye y la del agua aumenta. La temperatura final del agua es siempre menor que la final húmeda del aire: por lo tanto, la final del agua debe ser también menor que la temperatura húmeda inicial del aire.

Acción del aire en contacto con agua:

Para humidificar el aire con agua atomizada o rociada, la temperatura del agua debe ser siempre mayor que la temperatura de rocío final requerida para el aire; la cantidad de agua usada debe ser tal que, como el agua se enfría bajo su temperatura inicial, su temperatura final permanezca sobre la temperatura final de punto de rocío requerida del aire; cuando se dehumidifica el aire, lo inverso es exacto. Hasta aquí solo hemos tratado de la relación entre el punto de rocío del aire y la temperatura del agua; sin embargo, el intercambio de calor entre aire y agua depende no solamente de la temperatura del agua en relación a la temperatura inicial de rocío del aire, sino también de la relación de la temperatura del agua a las temperaturas inicial seca y húmeda del aire.

La acción de aire y agua, cuando son puestos en contacto, se resumen en cinco casos generales como sigue:

- 1) Cuando la temperatura del agua es mayor que la temperatura inicial seca del aire.
- 2) La temperatura del agua está en un punto entre las temperaturas iniciales húmeda y seca del aire.
- 3) La temperatura del agua está en un punto entre la temperatura inicial húmeda y la de rocío del aire.
- 4) La temperatura del agua es menor que la temperatura de punto de rocío inicial del aire.
- 5) La temperatura del agua es constante e igual a la temperatura inicial húmeda del aire. Solamente en este caso no hay variación en la temperatura del agua.

Todos estos casos son representados fácilmente en la carta psicrométrica, y son los más comunes en la humidificación del aire; los problemas particulares sobre este mismo proceso son determinados de igual forma.

Trazado de procesos de aire acondicionado sobre la carta psicrométrica.

Procesos combinados:

La carta psicrométrica puede ser usada para trazar los cambios que ocurren en una mezcla de aire y vapor de agua, cuando éste es calentado o enfriado, humidificado o dehumidificado. La habilidad para trazar este proceso es de gran ayuda en el análisis de problemas difíciles.

Calentamiento:

Cuando el aire es calentado su temperatura de punto de rocío permanece constante si no hay agua presente. Cualquier proceso de calentamiento, durante el cual solamente se añade calor sensible, puede ser representado sobre la carta psicrométrica por una línea horizontal que coincida con la línea que representa la temperatura inicial de punto de rocío del aire.

Enfriamiento:

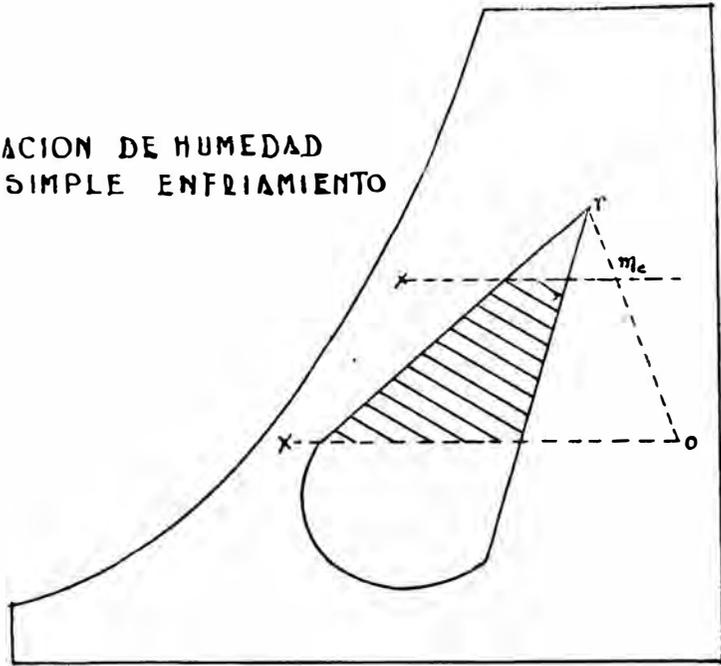
Si el aire es enfriado sin que haya lugar a condensación, o sea que solo se le renueva calor sensible, el estado del aire puede ser representado por una línea horizontal que coincida con la temperatura de rocío inicial; naturalmente el sentido de esta línea de enfriamiento es inverso al de la de calentamiento.

Una limitación obvia de los procesos de simple calentamiento y enfriamiento es que no hay cambio en la humedad específica del aire acondicionado y por lo tanto son efectivamente usados solamente cuando otro método de control de humedad es utilizable. Para algunos casos, las condiciones pueden ser tales que la mezcla pueda dar un control completo de la humedad y la combinación de controles con el equipo provea un adecuado margen para el suministro de humedad en un área de acondicionamiento dada.

Refirámonos a la figura (5-II) y consideremos la situación en el caso en que la humedad específica del aire exterior excede la necesitada para algunos de los puntos de acondicionamiento dados. Usando equipos con controles especiales, todos los puntos dados en el área sobre la línea horizontal ($y-o$) pueden ser obtenidos, pero ninguno de estos sistemas puede proveer aire a un estado bajo esta línea. Una segunda limitación similar se presenta algunas veces. Cuando la velocidad total de aire suministrado al sistema es baja y la carga necesitada es alta, los requerimientos de ventilación pueden necesitar un volumen mínimo de aire exterior, el cual es una fracción importante del total de volumen suministrado. Bajo tales condiciones un punto crítico (mc) es alcanzado. Este estado representa la máxima fracción permisible de aire recirculado y por lo tanto **fija** la máxima humedad disponible para un determinado suministro de aire. Bajo estas condiciones, ningún sistema, usando solamente equipos de enfriamiento, podría realizar un estado en aquella parte del área de suministro que

está sobre la línea horizontal (XW_c); el área límite que podría ser exitosamente cubierta solamente con enfriamiento y mezcla de aires es la sombreada en la figura.

LIMITACION DE HUMEDAD
CON SIMPLE ENFRIAMIENTO



5-II

No obstante, hay buenos medios posibles para combinar el equipo de calentamiento y enfriamiento con controles para proveer aire de temperatura y humedad determinadas. Tales sistemas tienen efectividad variable pero una gran ventaja termodinámica, por la operación que permite llegar a la máxima temperatura de superficie de acuerdo con la temperatura (D.B.T.) del aire. Sin tener en cuenta la operación seleccionada, se presentan limitaciones inherentes a la inhabilidad del equipo acondicionador para añadir o extraer humedad del aire que pasa a su través, haciendo cualquier sistema de este tipo inoperativo cuando el aire exterior no es obtenido a una humedad absoluta bajo el mínimo necesitando en cualquier estado, o cuando los requisitos de la ventilación reducen el porcentaje de la recirculación permisible, a un punto tal que la máxima humedad específica de tal mezcla es menor que la requerida.

Enfriamiento y dehumidificación:

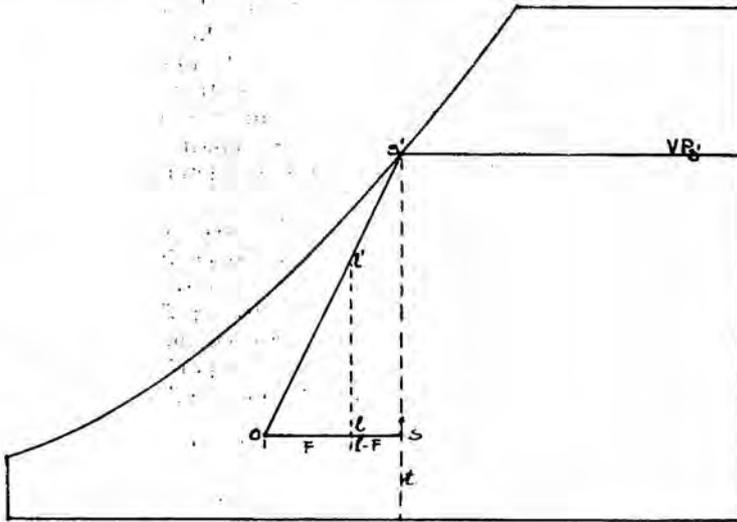
El aire puede ser enfriado y dehumidificado simultáneamente haciéndole pasar por superficies frías o al través de regaderas de agua fría, agua que está siendo enfriada fuera de la cámara por medio de un enfriador instalado en la tubería de conducción y de esta

La eficiencia de los lavadores actuales depende del diseño, cantidad y presión del agua pulverizada y de otros factores. Las eficiencias comerciales más comunes son:

- Para lavadores de un juego de atomizadores 65%
- Para lavadores de dos juegos de atomizadores 80%
- Para lavadores de tres juegos de atomizadores 90%

Calentamiento y humidificación:

Desde el punto de vista termodinámico, las líneas de proceso investigadas para enfriamiento y dehumidificación serán igualmente aplicables para calentamiento y humidificación previendo que el suministro de agua fuera utilizable para guardar la superficie de calentamiento en condición húmeda. El agua debe ser calentada durante el proceso para suministrar el calor latente necesario a la evaporación; esta agua es continuamente calentada cuando está siendo recirculada, recobrando así el calor cedido al aire. En este proceso la curva gira con el aumento de D.B.T. y de humedad, variando también con éstas la de punto de rocío.



F.Q.C

10-II

Si el aire en un estado (o) (figura 10-II) fuera pasado sobre una superficie seca a temperatura (ts), el proceso sería de simple calentamiento y el estado final estaría sobre la línea (o-s). Si esta superficie caliente estuviera húmeda, la película de agua estaría a la misma temperatura de la superficie y el vapor en la película de aire tendría una presión de saturación correspondiente a (ts); habría aho-

ra allí una gradiente de presión de vapor y de temperatura debido a que el aire que pasa ha sido humidificado y calentado simultáneamente; por lo tanto el estado del aire estaría sobre la línea recta (o-s). El calentamiento y humidificación simultáneas por medio de superficies húmedas, no ha sido usado comercialmente, pero el principio es aplicable y puede ser desarrollado; la mayor dificultad está en el diseño de una superficie a la cual el agua pueda ser suministrada sin previo paso, al través de la corriente de aire.

Los procesos termodinámicos y psicrométricos esenciales, seguidos por los equipos usados en este trabajo, están fundados sobre tres formas fundamentales:

Caso I. Cuando la corriente de aire es puesta en contacto con una cantidad de agua, mantenida a su D.B.T. de entrada, la humidificación tiene lugar sin cambio en la temperatura seca (D.B.T.). Bajo estas condiciones la humidificación tiene lugar debido a la transferencia de masa de vapor desde la película de aire saturado a la corriente de aire que pasa.

Caso II. Humidificación realizada por inyección directa de agua en el espacio acondicionado; este procedimiento tiene la desventaja de que inevitablemente llega a aproximarse a una humidificación adiabática con reducción consecuente de la temperatura del aire acondicionado.

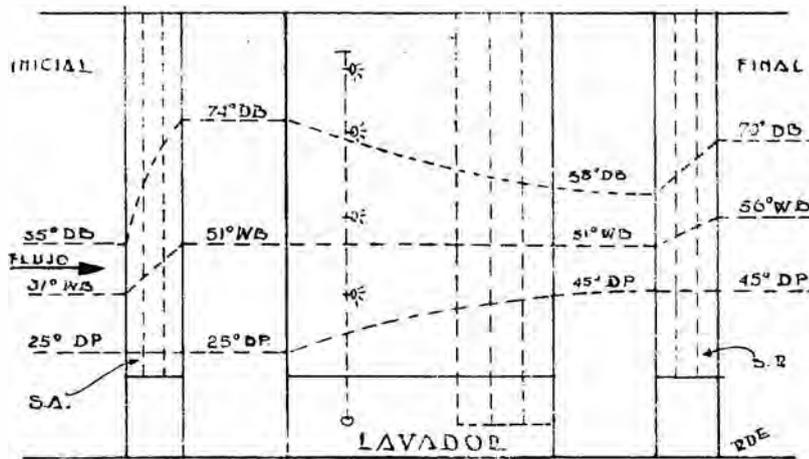
Caso III. Inyección de vapor más que de agua en el espacio acondicionado. Para algunos problemas de humidificación industrial la inyección de vapor es el método más sencillo y económico en costo primario y de operación. Para instalaciones de confort, sin embargo, la inyección directa de vapor es menos deseable debido a la posibilidad de introducir malos olores en el espacio acondicionado.

El calentamiento con serpentines y la humidificación con lavador es ilustrado en la figura (11-II), que es el más comúnmente usado en edificios comerciales; los serpentines de calentamiento son instalados a la entrada y salida del lavador; los cambios de las condiciones del aire son apreciados en la figura (11-II) y en la carta psicrométrica (12-II). El aire entra al serpentín en la condición (A); es luego calentado a temperatura de punto de rocío constante hasta (B); el aire en esta condición entra al humidificador y es humidificado y enfriado a lo largo de una línea de temperatura húmeda constante, (W.B.T.) hasta (C). Al salir del lavador a la condición (C) es luego recalentado a la temperatura final deseada (E).

Con el uso del sistema ilustrado en la (11-II), se puede obtener aire de cualquier temperatura D.B. y W.B. que se desee. El punto de rocío final depende de la temperatura a la cual el aire deja los serpentines de atemperamiento, o sea de la posición del punto B. De la figura (12-II) se ve que el punto de rocío del aire que deja el lavador es aumentada. Como el punto (B) se mueve a la derecha

al punto (F), la temperatura del agua que circula en el lavador aumentará debido a que su temperatura debe ser igual a la temperatura húmeda (W.B.T.) del aire que sale de los serpentines. Como resultado, la condición final del aire que deja el lavador es representada por el punto (G) en vez de (C).

CALENTAMIENTO CON SERPENTINES Y HUMIDIFICACIÓN CON LAVADOR



11 - II

El aire es entonces recalentado a temperatura de rocío constante hasta la misma temperatura final. Como el aire tiene ahora un mayor punto de rocío, su condición final es representada por el punto (H). En climas que tienen temperaturas bajo 32 grados, es mejor instalar otro juego de serpentines calentadores antes del serpentín de atemperamiento mostrado en la figura 11-II; este serpentín adicional evita el congelamiento.

Dehumidificación química:

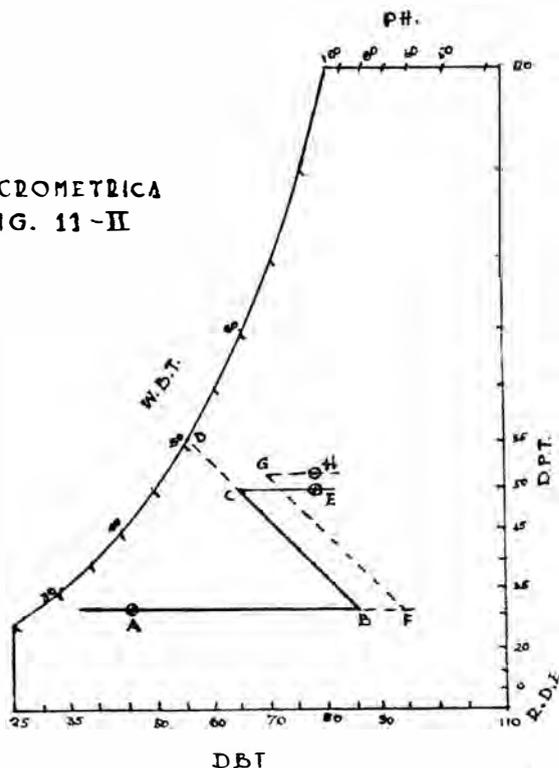
Fuera de los métodos explicados para dehumidificar el aire para propósitos de acondicionamiento, esta operación la podemos llevar a cabo también por medios químicos, usando como deshidratadores o dehumidificadores sustancias químicas higroscópicas especiales. Estos deshidratadores pueden ser de dos clases:

- 1) Los que absorben humedad sin experimentar cambios físicos o químicos (Carbón — gel de sílice, etc.).
- 2) Materiales que absorben humedad y cambian física y químicamente (Cl_2Ca — NaOH — Cl_2Si — BrSi — soluciones — etc.)

Acondicionamiento de Aire

Los dos deshidratadores más usados son la gel de sílice y el cloruro de litio; la gel puede absorber hasta un 40% de su propio peso, en agua; el aire al pasar al través del dispositivo de gel es dehumidificado, o sea el vapor de agua es absorbido y se condensa en los poros de la gel de sílice. El cloruro de litio es líquido y este estado físico permite su uso porque puede ser circulado por una bomba. La temperatura seca (D.B.T.) del aire aumenta durante su paso a través del deshidratador; ésto es debido al calor latente cedido por la condensación del vapor de agua, el cual es convertido en calor sensible que es comunicado al aire; teóricamente la temperatura final húmeda (W.B.T.) del aire que deja el dehumidificador sería igual a la inicial. Las sustancias químicas deben ser mantenidas en buenas condiciones de operación, o sea que no se saturan de humedad, pues así serían ineficientes; el deshidratador debe ser "secado" o sea "reactivado" por medio de calentamiento directo o si nó con corriente de aire caliente.

CARTA PSICROMETRICA
DE LA FIG. 11-II



12-II

FIG.

Dehumidificación química y enfriamiento con agua:

Los dehumidificadores químicos son aplicables particularmente al mantenimiento de muy bajas humedades. La temperatura seca por obtener, depende enteramente de la temperatura del agua utilizable para enfriar el aire caliente que sale del dehumidificador. Los dehumidificadores químicos pueden proveer aire de casi cualquier temperatura de rocío (D.B.T.), pero tal equipo no puede, de ninguna manera, disminuir la D.B.T. de un espacio acondicionado.

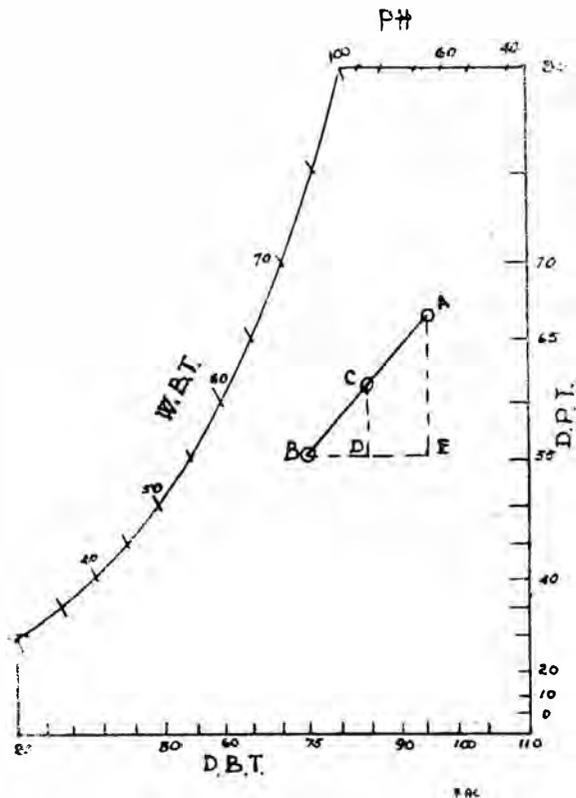
En un proceso con aire de recirculación y aire exterior, si el aire gana calor y humedad en un cuarto, de tal manera que su línea de comportamiento es representada por (1) y (2) en la carta psicrométrica y el punto (2) representa la condición que debe ser mantenida en el cuarto acondicionado, la condición de la mezcla de retorno y aire exterior es representada por el punto (4) sobre la línea (2-3). El aire será enfriado y dehumidificado a lo largo de la línea desde el punto (4) al (5) por medio del dehumidificador; luego por el uso de un serpentín de enfriamiento, puede ser enfriado al punto (1), el cual representa la condición requerida del aire suministrado al cuarto. Por otra parte, si solamente se usa aire exterior, la condición será representada por el punto (3) y el resto del ciclo será igual al explicado. Si no hay agua fría suficiente para enfriar el aire a la temperatura deseada, una "spray chamber" (cámara atomizadora de agua) puede ser usada después del serpentín de enfriamiento y el aire es por supuesto dehumidificado a un punto mayor que en el precedente proceso.

Mezclas de aire:

La carta psicrométrica puede ser usada para hallar la condición resultante de un suministro de aire hecho de una mezcla de aire de dos fuentes diferentes. El problema de hallar la condición de una mezcla de aire a la entrada del serpentín de enfriamiento es muy frecuente en el trabajo de aire acondicionado. En tal caso, el aire exterior es mezclado con el aire de retorno o recirculación del cuarto y la mezcla entera es luego enfriada a la misma temperatura final.

Pongamos el punto (A) en la figura (18-II) representando la condición del aire exterior y el punto (B) el estado del aire de retorno desde el cuarto acondicionado. Unamos estos puntos con una línea recta; supongamos que un punto tal como (C) sobre la línea (A-B) representa la condición final de la mezcla de aires. La localización de este punto (C) depende del porcentaje de aire de cada fuente presente en la mezcla; suponemos también que la mitad del aire de cada fuente, presente en la mezcla; supongamos también que la mitad del aire exterior del cuarto y la otra mitad es de recirculación, o sea, viene del cuarto, entonces el punto (C) caerá exactamente en la mitad de la línea (A-B). Si solamente una tercera parte del aire viene de afuera, el punto (C) estará en un lugar a un tercio de la distancia (B) a (A); en este caso el punto (C) estará más cercano al punto (B), debido a que la cantidad de aire de retorno es mayor que la del aire que viene de afuera. El punto final de la mezcla estará siempre

más cercano al punto que representa el aire que forma el mayor porcentaje de la mezcla. Un medio de localizar también el punto (C) es hallando primero la temperatura seca (D.B.T.) de la mezcla por simple cálculo; el punto (C) se encontrará en la intersección de la línea vertical que representa la temperatura final de termómetro seco de la mezcla, con la línea (A-B).



18 - II

Ejemplo: Aire exterior a una D.B.T. de 94 grados y una W.D.T. de 75 grados debe ser mezclado con aire recirculado a una D.B.T. de 75 grados y una humedad de 50%; hallar el porcentaje de aire exterior que debe ser usado si la temperatura W.B. resultante de la mezcla es de 69 grados.

Solución: En la figura (18-II) pongamos el punto (A) representando la condición del aire que viene de afuera, y el punto (B) la del aire del cuarto. Dibujemos una línea recta entre estos dos puntos. Se localiza el punto (C) en la intersección de la línea (A-B) con la W.B.T. línea de 69 grados. La D.B.T., como se puede leer en (C) es 84 grados.

$$\begin{aligned}
 \text{Porcentaje de aire exterior} & \quad \text{D.B.} \\
 \text{para ser usado en la mezcla} & = 100 \times \frac{\quad}{\text{W.B.}} \\
 & = 100 \times \frac{84-75}{94-75} \\
 & = 47.4\%
 \end{aligned}$$

Es importante recordar en estos problemas que el porcentaje de aire exterior es determinado por la razón de la longitud de la línea (BC) a la total longitud (BA). La medida directa con una escala de la longitud de estas líneas sobre la carta daría exactamente la misma respuesta: se debe tener cuidado de usar la distancia (AC) cuando se busca el porcentaje de **aire exterior**.

Otros problemas que se hallan frecuentemente;

a) Hallar la condición resultante de una mezcla de aire frío y aire de recirculación.

b) Encontrar el estado final de una mezcla de aire exterior y de aire recirculado que es "derivada"; en este caso ambos aires son mezclados antes del serpentín de enfriamiento; una porción de la mezcla fluye a través de los serpentines y el resto a través de una derivación.

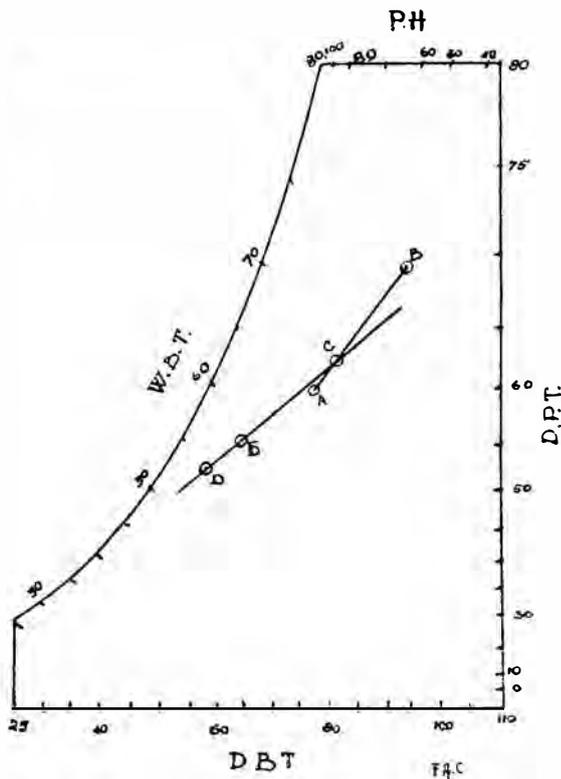
Ejemplo: Un suministro de aire exterior de 3000 c.f.m. a una D.B. de 95 grados y W.B. de 67 grados, es mezclado con 6000 c.f.m. de aire recirculado desde un cuarto a D.B. de 80 grados y W.B. de 67 grados. 75% de esta mezcla fluye a través de un serpentín y el resto es derivado cerca del serpentín. El aire enfriado que deja el serpentín tiene una D.B. de 60 grados y una W.B. de 58 grados. Hallar la condición final de la mezcla del aire enfriado y del "derivado".

Solución:

Volumen del aire recirculado	= 6000 c.f.m.
Volumen del aire exterior	= 3000 c.f.m.
Total del volumen de la mezcla	9000 c.f.m.
Proporción del aire exterior en la mezcla	= $\frac{3000}{9000} = 33.3\%$
Proporción del aire de retorno en la mezcla	= $\frac{6000}{9000} = 66.7\%$

Acondicionamiento de Aire

Aire de recirculación $0.667 \times 80 = 55.4$ grados
 Aire exterior $0.333 \times 95 = 31.6$ grados
 Temperatura D.B. final de la mezcla = 85 grados



19 - II

Haciendo ésto en la carta psicrométrica, figura (19-II), el punto (A) representa la condición del aire del cuarto y (B) la del aire exterior; conectemos los puntos con una línea. Pongamos el punto (C) que representa la condición final de la mezcla en el punto donde la línea vertical de 85 grados D.B. cruza la línea (A-B). Setenta y cinco por ciento de la mezcla de aire en la condición representada por el punto (C) fluye a través del serpentín, y el resto, 25%, es derivado. La condición del aire que deja el serpentín, es, de acuerdo al problema, 60 grados D.B. y 58 grados W.B.; pongamos el punto (D) representando la condición del aire enfriado.

Aire derivado, $0.25 \times 85 = 21.3$
 Aire enfriado, $0.75 \times 60 = 45.-$

Temp. D.B. de la mezcla = $\frac{21.3 + 45}{1} = 66.3$ grados

Dibujemos una línea recta de (C) a (D). Pongamos el punto (E) para representar la condición final de la mezcla de aire enfriado y derivado en el punto donde la línea vertical de 66.3 grados DBT corta la línea (C-D). Por lo tanto la condición final de la mezcla de aire enfriado y derivado, como se puede ver en el punto (E), es 66.3 grados D.B. y 61.2 W.B.

Ejemplos:

I) Una cantidad de aire exterior de 2500 C.F.M. es mezclada con 7.200 de aire recirculado. La D.B.T. del aire exterior es 94° y su W.B.T. es 77°. La D.B.T. del aire recirculado es 79° y su W.B.T. es 66 grados. Hallar la condición de la mezcla.

Solución:

$$\text{Porcent. de aire recirculado} = \frac{7.200}{7200 \text{ -| -} 2500} = 74.5\%$$

$$\text{Porcent. de aire exterior (outdoor)} = \frac{2.500}{9.700} = 25.5\%$$

$$\text{Aire de retorno, } 0.745 \times 79 = 58.8 \text{ grados}$$

$$\text{Out-door Air, } 0.225 \times 94 = 23.8 \text{ grados}$$

$$\text{Final D.B.T. de la mezcla} = 82.6 \text{ grados}$$

$$\text{Aire de retorno W.B. } 66 \text{ } \leq H = 32.5 \text{ B.T.U. p' lib. d' aire seco}$$

$$\text{Aire exterior W.B. } 77 \text{ } \leq H = 39.6 \text{ B.T.U. p' lib. d' aire seco}$$

$$\begin{aligned} \Delta H \text{ resultante} &= \frac{32.5 \times \frac{7.200}{13.7} \text{ -| -} 39.6 \times \frac{2.500}{14.3}}{\frac{7.200}{13.7} \text{ -| -} \frac{2.500}{14.3}} = 34.4 \text{ B.T.U.} \end{aligned}$$

$$\text{W.B.T.} = 71.1 \text{ grados}$$

II) Aire exterior a una D.B.T. de 96 grados y W.B.T. de 76, es mezclado con aire recirculado (return air) a una D.B.T. de 78 grados y W.B.T. de 66. La temperatura D.B. resultante de la mezcla es de 86 grados. El volumen total es de 6.800 c.f.m. De esta mezcla, 75% es enfriado a una D.B.T. de 58 grados y una W.B.T. de 56; el resto es "derivado" (by-passed) cerca del serpentín. Hallar:

- a) W.B.T. de la mezcla del aire exterior y de recirculación.
- b) El volumen del aire exter. en la mezcla de aire recirc. y exterior.
- c) Las W.B.T. y D.B.T. de la mezcla de aire enfriado y by-passed.

Solución:

Aire exterior D.B. 96 grados W.B. 76 grados (Mezc. D.B.T. 86

Aire de retorno D.B. 78 grados W.B. 66 grados (Mezc. D.B.T. 86

Volumen del aire exterior más volumen de aire recirc. = 6.800 c.f.

6.800 x 0.75 D.B. = 58 grados W.B. = 56 grados

6.800 x 0.25 aire derivado cerca del serpentín.

a)

Aire exterior W.B. 76 $\overline{W}H = 38.7$ B.T.U./Nº
 Aire recirc. W.B. 66 $\overline{W}H = 32.5$ B.T.U./Nº

$$\overline{M}H \text{ resultante} = \frac{38.7 \times \frac{3.020}{14.35} + 32.5 \times \frac{3.780}{13.75}}{\frac{3.020}{14.35} + \frac{3.780}{13.75}} = 35.3 \text{ B.T.U.}$$

Según la carta psicr. para esta $\overline{M}H$ la W.B.T. es de 72.1 grados

b)

96 x 78(1-x)86 x = 45% Volumen del aire exterior

Volumen = 0.45 x 6.800 = 3.020 c.f.m.

c)

Aire derivado W.B.T. 72.1 $\overline{M}H = 35.3$ B.T.U./Nº
 Aire enfriado W.B.T. 56 grados $\overline{M}H = 23.6$ B.T.U./Nº

$$\overline{W}H \text{ Res.} = \frac{35.3 \times \frac{0.25 \times 6.800}{14.1} + 23.6 \times \frac{0.75 \times 6.800}{13.2}}{\frac{0.25 \times 6.800}{14.1} + \frac{0.75 \times 6.800}{13.2}} = 26.5$$

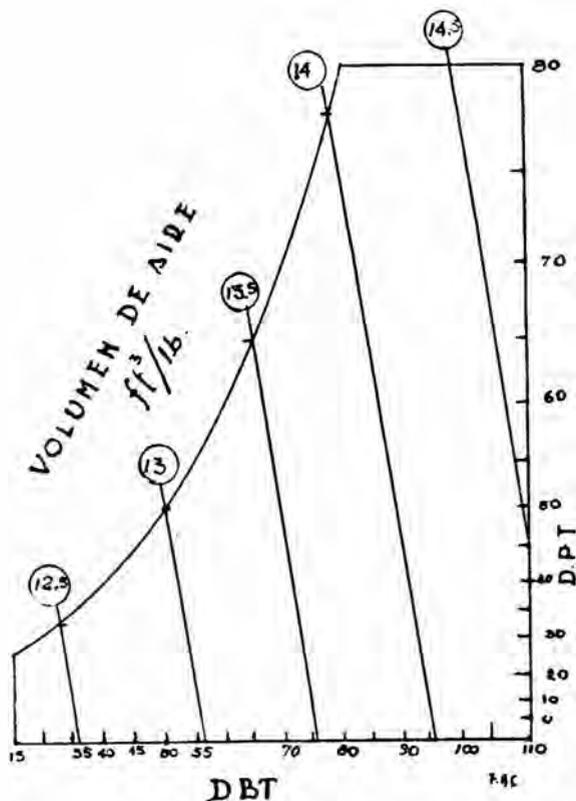
Para un $\overline{M}H$ de 26.5 la W.B.T. es de 60.6 grados

Volumen del aire húmedo:

Cuando se diseña un sistema de aire acondicionado, el aire "standard" es usado para determinar los volúmenes del aire y seleccionar el equipo. Por aire "standard" se entiende aire seco con una temperatura de 70 grados y presión absoluta de 23.92 pulgadas (in.).

El volumen de un peso dado de aire cambia no solamente con

las variaciones en temperatura y presión, sino también con la cantidad de humedad mezclada con el aire. El volumen de una libra de aire mezclado con una cantidad definida de humedad puede ser hallado en la "carta de volumen" (20-II) para las condiciones normales que se encuentren en la mayoría de los trabajos de aire acondicionado. Esta carta es similar en apariencia a la psicrométrica excepto que en aquella no hay curvas de porcentaje de humedad o líneas de W.B.T. Las líneas diagonales sobre esta carta son líneas de **volumen constante**.



20-II

Aunque la "Carta de Volumen" dá el volumen de una libra de aire para varias temperaturas y cantidades de humedad, ésta no dá los volúmenes para varias presiones barométricas; puede ser usada solamente para aire a 29.92 in. de mercurio (14.7 libras por pulgada cuadrada). Para hallar el volumen ocupado por una libra de aire bajo cualquier otra presión, podemos usar las siguientes fórmulas:

Si la presión barométrica es dada en libras por pulgada cuadrada

$$V = V_s \frac{14.7 - P_v}{P - P_v}$$

Si la presión barométrica es dada en pulgadas de mercurio

$$V = V_s \frac{29.92 - P_v}{P - P_v}$$

donde:

P_v = presión absoluta del vapor de agua mezclado con el aire.

P = presión barométrica.

V = volumen de una libra de aire a una presión barométrica determinada.

V_s = volumen de una libra de aire a la presión "standar" barométrica de 29.92 in. de mercurio.

La presión del vapor mezclado con el aire depende de la temperatura de punto de rocío. La presión de vapor para varias D.B.T. puede ser hallada en las tablas "Propiedades del vapor saturado". Sin embargo, es evidente que el efecto de la presión de vapor es muy pequeño; por lo tanto para cálculos rápidos, esa presión puede ser despreciada, y entonces las fórmulas anteriores se reducirían:

$$V = V_s \frac{14.7}{P}$$

$$V = V_s \frac{29.92}{P}$$

Tipos de cartas psicrométricas:

(Notas: Chemical and Metallurgical Engineering — Conditioning of gases and Air — pág. 286-332).

Hay cinco propiedades que se consideran al hacer una carta psicrométrica y son:

- a) Temperaturas,
- b) Contenido de humedad,
- c) Contenido de calor,
- d) Volumen,
- e) Presión.

Puesto que la mayoría de estas cartas son dibujadas para determinada presión atmosférica, la presión variable desaparece. Para las mezclas de aire-agua, las combinaciones de estas variables son determinadas. Estas han sido explicadas en la construcción de la carta, y son:

Temperatura — Contenido de humedad o presión de vapor en algunos casos — Contenido de calor — Condiciones de equilibrio — Curvas de enfriamiento o evaporación adiabática — Volumen.

El contenido de humedad es expresado usualmente en libras o "granos" de agua por pie cúbico de aire seco o por libra de aire seco. Hay cuatro clases de medidas de calor mostradas en las cartas psicrométricas:

- 1) Calor sensible,
- 2) latente
- 3) total
- 4) húmedo.

Puesto que el calor sensible es una función de la temperatura solamente, éste es medido a lo largo de la escala de temperatura a humedad constante. El calor latente aparece en la mayoría de las cartas principalmente como parte del calor total. El calor de humedad, como fué explicado antes, no es más que el calor específico de la mezcla de aire-agua y crece con la humedad. La línea de saturación o línea de punto de rocío como es usualmente llamada, muestra las condiciones de equilibrio en la carta de humedad.

La saturación parcial es expresada de dos maneras: Porcentaje de humedad relativa — porcentaje de humedad absoluta; en temperaturas cercanas a 80 grados F. un método puede ser sustituido por el otro sin mayor error; pero para temperaturas más altas, el error es bastante grande. Practicamente todas las cartas tienen líneas de W.B.T. o línea de enfriamiento adiabático, o ambas al mismo tiempo; estas dos líneas, teóricamente no coinciden, como fué explicado anteriormente, pero se las puede considerar como una misma, sin introducir más que un error muy pequeño, que no se tiene en cuenta en los cálculos prácticos.

Algunas de las cartas más comunes, son las siguientes (explícitas las más usadas):

- 1) THE GROSVENOR CHART.
- 2) THE GARBER CHART.
- 3) THE BADGER AND McCABE CHART.
- 4) THE GOODMAN CHART.

Colocan en las ordenadas la D.P.T. contra la D.B.T. Estas cartas tienen numerosas aproximaciones para reducir los cálculos a un mínimo; las líneas W.B.T. son paralelas; en ellas se pueden medir el calor total y el sensible. Tienen la ventaja de que una línea recta entre dos puntos no solamente representa la condición intermedia sino también que su inclinación indica la razón del cambio de calor sensible y calor total; el volumen también es dado en estas cartas.

- 5) CARRIER AND GENERAL ELECTRIC CO. CHARTS.

Estas cartas expresan la saturación parcial en términos de

porcentaje de humedad relativa en vez de porcentaje de humedad absoluta. La carta de Carrier es utilizable para pequeñas y grandes variaciones de temperatura. Tiene la ventaja de que todas las escalas son convencionales, dando mayor facilidad para la lectura y la interpretación; contiene la saturación parcial en términos de humedad relativa, y la escala de calor total y líneas de volumen han sido aplicadas directamente a la carta, eliminando así la curva de referencia usualmente empleada.

- 6) THE BARR-BAUMEISTER CHART.
- 7) THE WESTINGHOUSE CHART.

Estas colocan el calor total con la otra coordenada del calor sensible; teóricamente las líneas de D.B.T. se curvarían ligeramente debido a los cambios en calores específicos, pero esto ha sido obviado con un ligero error. Una línea que se trace entre dos puntos en estas cartas da la razón del cambio de calor total sensible, por sus inclinaciones.

- 8) THE BUJEEIY AND HILL CHARTS.
- 9) THE MESSERLERNG CHART.

Condiciones optimas del aire desde el punto de vista del confort y de la industria:

En el acondicionamiento del aire para confort o para la industria, se contempla el control simultáneo, o por separado, de las propiedades más obvias del aire incluyendo

- 1) Temperatura,
- 2) Humedad,
- 3) Composición y pureza,
- 4) Dirección y movimiento.

Las condiciones a que el aire debe ser sometido para el "confort" dependen de las necesidades y exigencias que implican el bienestar y la sensación saludable de un ambiente en determinado espacio cerrado. Esta sensación de bienestar puede ser mantenida por medio de un equipo de aire acondicionado de acuerdo con las temperaturas, humedades, pureza y movimiento del aire suministrado; controlando estas condiciones debidamente, se le dá el máximo de confort a las personas que se encuentren en determinado espacio.

El confort de un individuo es afectado por algunas variables: salud, edad, actividad, vestidos, sexo, alimentación y aclimatación, todas las cuales tienen su parte importante para determinar las "mejores condiciones del confort" para una persona en particular; pero como todas estas condiciones no son las mismas para todas las personas, lo mejor que se puede hacer es aproximarias bajo una sola en la cual la mayoría de los ocupantes de un espacio o salón se encuentren confortables.

El confort de una persona depende de la velocidad con que su cuerpo está perdiendo calor; este calor es obtenido de la combustión interna que se llama proceso de "metabolismo", en el cual, los alimentos al combinarse con el oxígeno ceden calor; este calor es cedido a tal velocidad, que la temperatura interna del cuerpo es mantenida alrededor de 98.6 grados F.

El calor del cuerpo es disipado a la atmósfera como calor sensible y calor latente, por dos vías:

- 1) Por el agua o humedad en el aire exhalado de los pulmones.
- 2) Por la humedad que pasa al través de los poros de la piel y se evapora en la atmósfera.

Cuando la temperatura seca (D.B.T.) del aire aumenta, menos calor sensible pierde el cuerpo, pero la pérdida del calor latente aumenta debido a que la pérdida de humedad desde el cuerpo crece.

Así, a 70 grados, 300 B.T.U. de calor sensible y 100 de calor latente son perdidos cada hora; esta proporción varía con las temperaturas y actividades del individuo.

Debido a estas dos maneras de obtener calor del cuerpo hay varias condiciones del aire que dan el mismo sentido de confort; estas condiciones son mostradas en la carta de la A.S.H.V.E., que ha sido desarrollada por experimentación. Esta carta está basada sobre los resultados de pruebas verificadas sobre personas sujetas a aire de varias humedades y temperaturas; sus coordenadas son D.B.T. y W.B.T. Las líneas inclinadas hacia arriba de izquierda a derecha son de humedad relativa constante correspondientes a las varias combinaciones de D.B. y W.B.T.; las que se cruzan con las anteriores, son de "temperatura efectiva" constante que son un índice de las varias combinaciones de W.B. y D.B.T. bajo las cuales la mayoría de la gente siente frío o calor. El uso de la carta limita su aplicación a las gentes que están en cuartos acondicionados para períodos continuos de cerca de tres horas o más y en ocupaciones sedentarias o de reposo que requieren poco ejercicio, porque las gentes que hacen ejercicio necesitan menores temperaturas y humedades para su confort. La tabla (22-II) muestra las condiciones empíricas, a D.P.T. de 57 grados, deseables para un cuarto acondicionado para cortos períodos de uso, con varias temperaturas exteriores. Ha sido experimentado que la humedad puede variar a través de un amplio margen sin afectar el confort de las personas, siempre que su temperatura se mantenga dentro de los debidos límites; desde el punto de vista de la salud, humedades entre 40 y 60 por ciento parecen ser las más favorables.

Impurezas: En favor del confort debemos también controlar la pureza del aire que va a ser dado en un salón acondicionado. Los factores contrarios a la pureza son: polvos, olores, gases y materias sólidas en suspensión. Las partículas de polvo se encuentran siempre en el aire, perjudicando la respiración, aumentan la condensación de humedad y disminuyen la intensidad de la luz; por lo tanto es importante eliminarlas de los espacios acondicionados. El problema de los

Acondicionamiento de Aire

olores y gases (humos) se resuelven casi siempre simultáneamente, por medio de filtros especiales, con ayuda de suministro de aire exterior y también con la ayuda del ozono (OS) que destruye las bacterias, humos y olores; debe tener una buena concentración para que su uso sea valioso; la concentración más alta permisible es de 0.1 partes por un millón de aire. El ozono es obtenido por medio de un generador eléctrico que es fabricado especialmente para su uso en trabajo de aire acondicionado.

Condiciones deseables para verano

TEMP. EXTER.		CONDICION DEL AIRE INTERIOR		
D.B.T.	D.B.T.	W.B.T.	Humedad Relativa	Temperatura Efectiva
95	80	65.0	43%	73
90	78	64.5	48%	72
85	76.5	64.0	50%	71
80	75.0	63.5	52%	70
75	73.5	63.0	55%	69
70	72.0	62.5	59%	68

22-II

Movimiento:

Un ligero movimiento del aire debe ser mantenido siempre en un salón acondicionado; debe ser imperceptible y sin corrientes. El aire "estancado" o en reposo no es confortable ni saludable, no importa cual sea su pureza o sus condiciones de temperatura y humedad. El movimiento del aire, en un espacio encerrado libre de corrientes, no consiste, tampoco, en el paso recto del aire de un extremo al otro del salón, porque éste sería un movimiento turbulento o de remolinos de aire; la velocidad mínima para calefacción debe ser 5 pies por minuto y la máxima de 50 para enfriamiento; para mantener estas condiciones, se usan controles especiales de velocidad. La cantidad total del aire que debe ser circulado en un sistema es la suma de la cantidad tomada del exterior (outside air) más la cantidad de aire recirculado. Los más modernos sistemas mantienen un suministro mínimo de aire de afuera, y varían la proporción del exterior y el recirculado, manteniendo las correctas condiciones de temperatura dentro del edificio; esto se aplica a un sistema de calentamiento y ventilación. Cuando se trata de un proceso de enfriamiento y dehumidificación, es deseable recircular una gran porción de aire, hasta donde sea práctico, debido al costo relativamente alto del proceso. De acuerdo con todos estos factores, el equipo debe ser diseñado y calculado como veremos más adelante.

Industrial:

El acontecimiento del aire para propósitos industriales, tiene cuatro principales problemas, que son:

Control de las propiedades físicas de los materiales
Control de reacciones químicas
Control de procesos biológicos
Confort y eficiencia de los empleados y trabajadores.

Estas cuatro clasificaciones hallan su aplicación en procesos tales como fabricación de hilos y telas, rayón, secado de cerámicas, sales higroscópicas, reacciones de fermentación y muchas otras.

El aire que entra en cualquier proceso de acondicionamiento, debe necesariamente salir en condiciones distintas a las que entra.

El proceso para acondicionamiento del aire en las industrias es mucho más particularizado que el del confort, pero los requisitos necesarios son los mismos, variando únicamente las condiciones enunciadas.

Los factores que tienden a **perturbar** las condiciones del aire en estos dos procesos se pueden resumir así:

(1) A la temperatura:

a) Transferencia de calor por conducción y radiación, a través de puertas, muros y ventanas.

b) Por producción de calor sensible dentro del espacio acondicionado, debido a energía eléctrica, motores, fuegos o reacciones químicas, gente o animales.

c) Pérdida de calor en combustión en hornos que descargan a la atmósfera.

(2) A la humedad:

a) Transferencia de humedad en el aire, **desde** o **al** ambiente, por **in** o **ex**-filtración.

b) Humedad cedida por procesos de vaporación o desecación.

c) Pérdida de humedad por condensación sobre superficies frías tales como muros, techos y ventanas.

(3) A la composición y pureza:

a) Entrada de polvos y bacterias al salón acondicionado.

b) Producción de humos —gases— y olores en procesos de fabricación y en reuniones de gente, en salones acondicionados.

(4) Al movimiento y dirección:

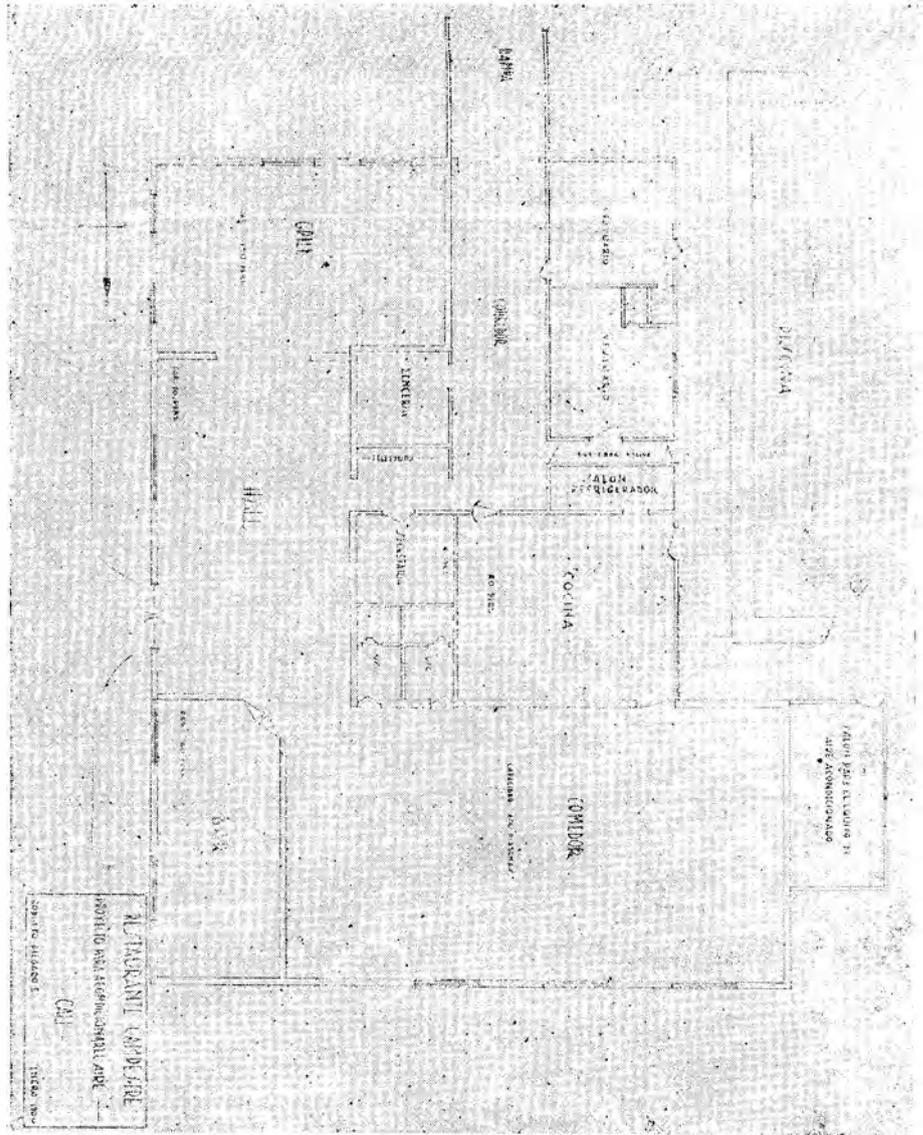
Corrientes de aire externas o internas, producidas por diversos factores.

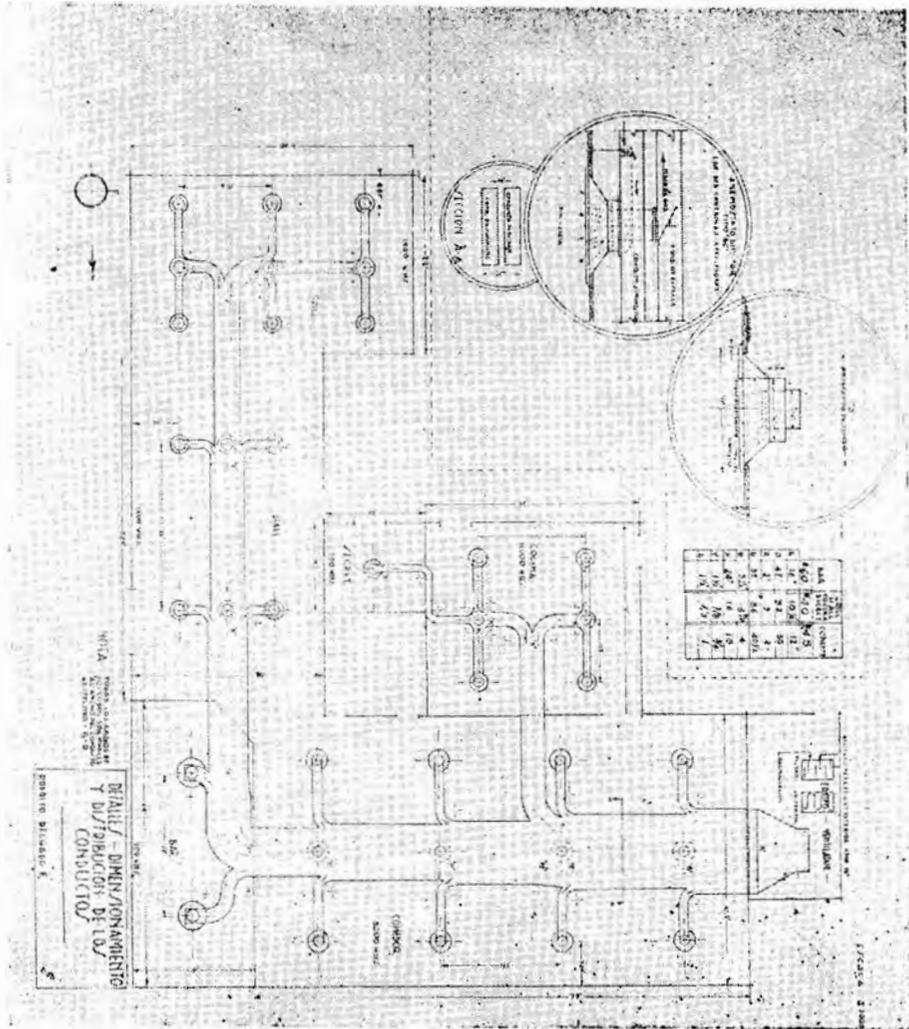
En el acondicionamiento del aire en estas diversas perturbaciones, generalmente se usan dos clases de procesos, que son:

a) **Procesos sucesivos:** en los cuales se va cambiando solamente una propiedad del aire en cada operación del equipo utilizado.

b) **Procesos simultáneos:** en los cuales se cambian dos o más propiedades con una sola operación.

Acondicionamiento de Aire





CAPITULO VIII

Cálculo del sistema de aire acondicionado:

Detalles de construcción, dimensionamiento, materiales de la construcción, coeficientes de transmisión de calor; cálculos de calor ganado por conducción, de otros cuerpos y el proveniente del aire exterior; cálculos del gasto volumétrico del aire y del tonelaje teórico del equipo de refrigeración; cálculo de los conductos, construcción y diseño de los mismos; cálculo del ventilador, serpentín de enfriamiento y del compresor.

Construcción:

Construcciones de los muros exteriores para Grill, Bar, Hall, Comedor, piedra y cemento de espesor 8": enlucido con plástico y madera $U = 0.37 \text{ BTU/M-Ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$

Exteriores para el resto de la construcción: de ladrillo sólido de 6" sin enlucido interior $U = 0.5 \text{ BTU/M-Ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$

Cielo raso o techo (espacio ático cerrado) de madera con 1" de cartón y corcho $U = 0.15 \text{ BTU/M-Ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$

Particiones:

Para el Grill, Bar, Hall, Comedor, ladrillo común de 4" enlucido por un solo lado $U = 0.46 \text{ BTU/M-Ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$

Para el resto de la construcción ladrillo común de 6" $U = 0.5 \text{ BTU/M-Ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$

Colores interior Claros

Colores exteriores Claros

Altura del piso 14'

GRILL:

44.5' x 29'; dos ventanas 6' x 9' y cuatro 8' x 9'
Capacidad 150 personas.

HALL:

52.5' x 30'; una ventana 10' x 9' y una puerta ext. 10' x 10'
Capacidad 70 personas.

BAR:

44' x 19'; dos ventanas de 10' x 8' y una pta. int. 8.5' x 9'
Capacidad 60 personas.

COMEDOR:

77' x 42.5'; tres ventanas 10' x 9' y una puerta 6' x 8'
Capacidad 200 personas.

COCINA:

29' x 34'; una vent. 15' x 8' una pta. ext. de 5' x 8'; una pta. al comedor 6' x 8'; una al corredor 5' x 8' y 4' x 8'
Capacidad 20 personas.

SECRETARIA:

13.5' x 15'; una puerta 5' x 8'
Capacidad 4 personas.

Condiciones psicométricas para Cali:

Condiciones exteriores:

$$DBT = 90^{\circ} \quad WB = 74^{\circ} \quad RH = 48\% \quad DP = 67^{\circ} \quad G/N^{\circ} = 100$$

Condiciones interiores recomendables:

$$DB = 75^{\circ} \quad WB = 64^{\circ} \quad DP = 57.5^{\circ} \quad RH = 55\% \quad G/N^{\circ} = 71$$

$$FACTOR \ DE \ CALOR \ SENSIBLE = 0.92$$

$$LUCES \ (iluminación) = 1 \ wtt. \ por \ pie \ cuadrado \ aprox.$$

Según las condiciones de **diseño** (recomendables), las diferencias de temperatura son:

$$Diferencia \ de \ temperatura \ con \ el \ exterior = 15^{\circ}$$

$$Diferencia \ de \ temperatura \ con \ el \ interior = 10^{\circ}$$

$$Piso \ directamente \ sobre \ el \ terreno = 0^{\circ}$$

$$Cielo \ raso \ con \ espacio \ ático \ cerrado = 15^{\circ}$$

En seguida indico las tablas para el cálculo de la hora de carga máxima debida al calor solar:

Diferencias de calor a través de vidrios (ventanas)
(aproximadamente para una latitud como la de Cali)

		Junio	Jul.-May.	Ag.-Abr.	Sep.-M.	Oct.-Feb.
ESTE	8 a.m.	155	158	163	164	155
	10 a.m.	98	98	104	106	100
	4 p.m.	11	11	11	11	10
OESTE	8 a.m.	8	11	11	11	10
	10 a.m.	14	14	14	14	14
	4 p.m.	155	158	163	164	155
NORTE	8 a.m.	50	39	16	11	10
	10 a.m.	44	33	15	45	14
	4 p.m.	50	39	16	11	10
SUR	8 a.m.	11	11	13	13	40
	10 a.m.	14	14	14	24	65
	4 p.m.	11	11	11	13	40

Todas las cifras son dadas en BTU por hora y por pie cuadrado

Acondicionamiento de Aire

Diferencias de temperaturas para muros

HORA	8	10	12	2	4	6
N.	-2	-2	-2	0	6	10
S.	0	0	2	12	24	26
E.	4	12	24	26	20	12
O.	4	4	4	6	10	18

La carga máxima en el cálculo de transmisión solar la tomo a las cuatro de la tarde y el mes de máxima carga el de junio, esto porque el restaurante tendrá su mayor movimiento de las doce m. a las 10 p.m.

Calor ganado por conducción

GRILL:	Ft ²	K	D	Calor sensible (BTU por hora)
Area total muros ext.	1025	1.1		
Area vidrios exteriores	252	1.1	15	4160
Area neta muro ext.	773	.37	15	4290
Particiones netas	600	.37	10	2220
Cielo raso	1285	.15	15	2900
Total calor ganado por grill				13.570

HALL:	Ft ²	K	D	Calor sensible (BTU por hora)
Area total muros ext	740			
Area vidrios exteriores	190	1.1	15	3.140
Area neta muro ext.	550	.37	15	3.050
Particiones netas	477	.37	10	1.760
Cielo raso	1570	.15	15	3.220
Total calor ganado por hall				11.170

BAR:	Ft ²	K	D	Calor sensible (BTU por hora)
Area total muros ext.	885			
Area vidrios exteriores	160	1.1	15	2.650
Area neta muro ext.	725	.37	15	4.470
Particiones (espacios acondicionados) D = O				
Cielo raso	836	.15	15	1.890
Total calor ganado por bar				9.010

COMEDOR:	Ft ²	K	D	Calor sensible (BTU por hora)
Area total muros ext.	1.510			
Area vidrios exteriores	270	1.1	15	4.450
Area neta muros ext.	1.240	.37	15	6.900
Particiones netas	602	.37	10	2.230
Cielo raso	3.265	.15	15	7.350
Total calor ganado por comedor				20.930

Rodolfo Delgado Echeverri

COCINA:

Area total muros ext.	406			
Area vidrios exteriores	160	1.1	15	2.650
Area neta muros ext.	246	.5	15	1.850
Area particiones	400			
Vidrios en particiones	40	1.1	10	440
Area neta particiones	360	.5	10	1.800
Total calor ganado por cocina				8.960

SECRETARIA:

Particiones	450			
Vidrios particiones	40	1.1	10	440
Area neta particiones	410	.5	10	2.050
Cielo raso	203	.15	15	460
Total calor ganado por secretaría				2.950

TOTAL DEL CALOR GANADO POR CONDUCCION: 66.590 BTU/H

Calor proveniente de las personas:

GRILL: (150 personas)	C. sensible	C. latente
Calor sensible (150 x 225)	33.750	
Calor latente (150 x 450)		67.500
HALL: (70 personas)		
Calor sensible (70 x 225)	16.750	
Calor latente (70 x 175)		12.250
BAR: (60 personas)		
Calor sensible (60 x 225)	13.500	
Calor latente (60 x 200)		12.000
COMEDOR: (200 personas)		
Calor sensible (200 x 225)	45.000	
Calor latente (200 x 200)		40.000
COCINA: (20 personas)		
Calor sensible (20 x 225)	4.500	
Calor latente (20 x 300)		6.000
SECRETARIA: (4 personas)		
Calor sensible (4 x 225)	900	
Calor latente (4 x 175)		700
Totales		148.450

Acondicionamiento de Aire

Calor ganado proveniente de equipo eléctrico:

Luces del GRILL:	1.400 wttts. x 3.4 BTU/wt. =	4.720
Luces del HALL:	1.600 wttts. x 3.4 BTU/wt. =	5.450
Luces del BAR:	900 wttts. x 3.4 BTU/wt. =	3.060
Luces del COMEDOR:	3.500 wttts. x 3.4 BTU/wt. =	11.900
Equipo de COCINA:	11.000 wttts. x 3.4 BTU/wt. =	37.400
Calor latente del equipo de cocina.....		10.000
Luces de SECRETARÍA:	250 wttts. x 3.4 BTU/wt. =	850
		63.440
		10.000

Exceso de calor solar ganado:
(Calculado de acuerdo con los datos dados en las tablas)

GRILL:	AREA (Ft2)	K	D	Calor sensible (BTU/H)
Muros SUR	481	.37	24	4.300
Vidrios	144	11	BTU/hora	1.590
Muros ESTE	298	.37	20	2.200
Vidrios	108	11	BTU/hora	1.190
HALL:				
Muros ESTE	574	.37	20	4.040
Vidrios	190	11	BTU/hora	2.080
BAR:				
Muros ESTE	459	.37	20	3.390
Vidrios	160	11	BTU/hora	1.700
Muros NORTE	266	.37	6	590
COMEDOR:				
Muros NORTE	808	.37	6	2.000
Vidrios	270	50	BTU/hora	13.500
Muros OESTE	203	.37	10	750
Muros SUR	246	.37	24	2.180
COCINA:				
Muros OESTE	246	.5	10	1.230
Vidrios	160	155	BTU/hora	24.800

Máximo calor solar ganado por los techos:

	Area total de techo. (Ft2)	BTU/hora x Ft2
GRILL:	45.5 x 29	50
HALL:	52.5 x 30	50
BAR:	44 x 19	50
COMEDOR:	77 x 42.5	50
COCINA:	29 x 34	50
SECRETARIA:	13.5 x 15	50
	8.194 Ft2	x 50 = 409.700

TOTAL DEL CALOR SOLAR GANADO 473.600

Total de calor sensible:	Total del calor latente:
66.590	148.450
113.400	10.000
63.440	<hr/>
473.300	158.450 BTU/ hora
<hr/>	
716.730 BTU/ hora	

Cálculo del volumen del aire:

Calor sensible	716.730 BTU por hora
Calor latente	158.450 BTU por hora
	<hr/>
Calor total	875.180 BTU por hora

Generalmente en los cálculos comerciales se da un margen de seguridad, aumentado el calor sensible en un 10% y el latente en un 5%.

Porcentaje de calor sensible (sensible heat factor).

$$\frac{716.730}{875.180} = 0.819$$

En la carta psicrométrica buscamos este valor y trazamos una línea hasta alcanzar la curva de 55% de humedad relativa y 75° WBT que son las condiciones del confort que buscamos obtener; desde este punto trazamos en ángulo recto una línea hasta la de 100% de saturación; este punto de intersección nos da el llamado APARATUS DEW POINT (ADP) que en este problema es de 55° aproximadamente y el cual nos da las condiciones de salida del aire en el aparato que son 55° DBT y 75° WBT.

Con estos datos podemos resolver el gasto volumétrico de los maneras, usando un método práctico y otro teórico.

En el método práctico usamos la siguiente fórmula:

$$(1-B.F.) (T_c - ADP) = \Delta T$$

en la cual B.F. (by-pass factor) o factor de seguridad para el aire que generalmente no es acondicionado debidamente y cuyo valor se considera ser un 5% del volumen total;

T_c es la temperatura necesaria de confort.

ΔT = diferencia de las temperaturas del aire a su salida del aparato y al retorno del salón. Una vez hallada ΔT buscamos el gasto volumétrico así:

$$5.8 \text{ BTU/N}^\circ \times 4.5 \text{ N}^\circ/\text{CFM} = 26.1 \text{ BTU}/\text{CFM}$$
$$7.360 \text{ CFM} \times 26.1 \text{ BTU}/\text{CFM} = 192.096 \text{ BTU}/\text{hora}$$

Total de la carga teórica sobre el aparato de refrigeración:

Calor total ganado	875.180	BTU/H
Carga por ventil.	192.096	BTU/H
	<hr/>	
Total	1'067.276	BTU/H

Tonelaje equivalente de la carga de refrigeración:

$$\text{TONS.} = \frac{1'067.300}{12.000} = 88.8 \text{ tons.}$$

Total de aire que debe ser circulado:

Aire de suministro:	38.900	CFM
Aire exterior para ventil.	7.360	CFM
	<hr/>	
Total	46.260	CFM

Ventilación:

Para el GRILL:

$$38.900 \times \frac{127.380}{716.730} = 6.900 \text{ CFM}$$
$$\text{Ventilación} = 3.000 \text{ CFM}$$
$$\text{Total} = 9.900 \text{ CFM}$$

Para el HALL:

$$38.900 \times \frac{117.240}{716.730} = 6.400 \text{ CFM}$$
$$\text{Ventilación} = 700 \text{ CFM}$$
$$\text{Total} = 7.100 \text{ CFM}$$

Para el BAR:

$$38.900 \times \frac{73.310}{716.730} = 4.000 \text{ CFM}$$
$$\text{Ventilación} = 1.200 \text{ CFM}$$
$$\text{Total} = 5.200 \text{ CFM}$$

Para el COMEDOR:

$$38.900 \times \frac{257.760}{716.730} = 14.000 \text{ CFM}$$
$$\text{Ventilación} = 2.000 \text{ CFM}$$
$$\text{Total} = 16.000 \text{ CFM}$$

Acondicionamiento de Aire

Para la COCINA:

$$\begin{aligned} & 126.190 \\ 38.900 \times \frac{\quad}{716.730} &= 6.800 \text{ CFM} \\ \text{Ventilación} &= 400 \text{ CFM} \\ \hline \text{Total} &= 7.200 \text{ CFM} \end{aligned}$$

Para la SECRETARIA:

$$\begin{aligned} & 14.850 \\ 38.900 \times \frac{\quad}{716.730} &= 800 \text{ CFM} \\ \text{Ventilación} &= 60 \text{ CFM} \\ \hline \text{Total} &= 860 \text{ CFM} \end{aligned}$$

TOTAL DE AIRE: 46.260 C.F.M.

Distribución del aire para cada salón:

COMEDOR: Necesita 16.000 CFM en total; este aire lo distribuyo por medio de dos anemostatos de difusión en cuatro secciones de tres anemostatos cada una; la distribución en este caso como en todos, se hace dividiendo el área total del salón en rectángulos iguales; en el centro de cada uno va situado un anemostato para así obtener una perfecta distribución de aire en toda el área del salón; cada anemostato debe tener capacidad para 1330 CFM; cada uno de los conductores secundarios del comedor tiene según la carta de fricción, para una fricción igual de 0.035 in. de agua (método de igual fricción), dimensiones equivalentes en conducto rectangular de 20" x 16"

BAR: Dos anemostatos de difusión (tipo FC) de 2.600 CFM, cada brazo con dimensiones equivalentes en conducto rectangular de 20" x 28".

HALL: Seis anemostatos difusores en dos secciones de a tres cada una para un gasto unitario de 1.180 CFM con conductos secundarios de 20" x 15".

GRILL: Nueve anemostatos difusores colocados en tres secciones de a tres cada uno para un gasto unitario de 1.100 CFM con conductos secundarios de 20" x 14".

COCINA: Seis anemostatos FC en dos secciones de a tres cada una para un gasto unitario de 1.200 CFM con conductos de 20" x 15".

SECRETARIA: Un anemostato difusor de 860 CFM con un conducto secundario de 20" x 12".

La velocidad propia para la salida del aire en los conductos

de los anemostatos (neck velocity) para los requisitos de acondicionamiento de estos salones con un cielo raso de 14 pies de altura es de 1400 FPM que debe ser usada hasta donde sea posible; en este caso particular me veo en la necesidad de variarlas un poco, quedando así:

Neck velocity en los anemost. tam. N ^o 45 del COMEDOR	1.400 FPM
Neck velocity en los anemost. tam. N ^o 60 del BAR	1.500 FPM
Neck velocity en los anemost. tam. N ^o 40 del HALL	1.500 FPM
Neck velocity en los anemost. tam. N ^o 40 del GRILL	1.350 FPM
Neck velocity en los anemost. tam. N ^o 40 de COCINA	1.200 FPM
Neck velocity en los anemost. tam. N ^o 40 de SECRET.	1.100 PPM

Las dimensiones de cada uno de los anemostatos anteriores están dadas en los planos de conductos que adjunto con sus cortes y forma de posición de los conductores y tubos de inyección y absorción de aire; también la colocación precisa de los anemostatos para la distribución más adecuada a las áreas totales de cada uno de los salones.

Diámetros y capacidad de los conjuntos:

(según el método de igual fricción: 0.035 in. de agua)

SECCION	C.F.M.	DIAM.	DIMEN./EQUIV. VEL.	FPM
A-B	46.260	76"	30" x 160"	1.500
B-C	42.260	72"	30" x 143"	1.500
C-M	38.260	70"	30" x 135"	1.450
M-D	30.200	65"	30" x 117"	1.380
D-E	26.200	62"	30" x 105"	1.350
E-F	22.200	57"	30" x 90"	1.280
F-G	19.600	55"	30" x 84"	1.220
G-H	17.000	52"	30" x 75"	1.160
H-I	13.450	48"	30" x 65"	1.130
I-J	1.900	42"	30" x 50"	1.030
J-K	6.600	38"	30" x 40"	930
K-L, J-T	3.300	28.5"	30" x 23"	780
M-N	8.060	40"	30" x 46"	990
N-P	3.600	28.8"	30" x 23"	790
N-R	4.460	31"	30" x 26"	830
R-Z	860	17"	20" x 12"	550

Cálculo de la presión total:

Presión total = presión de velocidad -|- presión estática.

Para hacer el cálculo de la presión estática o fricción total del aire en los conductos, es necesario conocer primero la longitud total del conducto principal incluyendo en esta longitud la equivalente de los codos y demás accesorios que se encuentran dentro del conducto o al paso del aire; como aquí estamos usando el método de igual fricción

Acondicionamiento de Aire

(0.035 in. de agua por cada 100 pies de longitud), multiplicamos la longitud total por esta presión:

Longitud total (ver planos adjuntos):

80' desde el codo del ventilador al codo del Bar

83' desde el codo del Bar al codo del Grill

20' del codo del Grill a la (T) final

9' desde esta (T) hasta el último anemostato del Grill

Codo del ventilador: 79" de ancho x 54" de espesor

Diámetro equivalente de este codo 71"

$$\text{Razón de radio interno} \dots\dots\dots = \frac{79}{54} = 1.45$$

$$\text{Razón de aspecto} \dots\dots\dots = \frac{79}{54} = 1.45$$

$$\text{Factor de longitud} \dots\dots\dots = 6$$

$$\text{Longitud equivalente} \dots\dots\dots = 6 \times \frac{71}{12} = 35.5'$$

Codo del Bar: D = 55"

$$\text{Factor de longitud} \dots\dots\dots = 15$$

$$\text{Longitud equivalente} \dots\dots\dots = 15 \times \frac{55}{12} = 68.5'$$

Codo del Grill:

$$\text{Razón de radio interno} \dots\dots\dots = \frac{40''}{40''} = 1$$

$$\text{Razón de aspecto} \dots\dots\dots = \frac{3'}{4'} = 0.75$$

$$\text{Factor de longitud} \dots\dots\dots = 8$$

$$\text{Longitud equivalente} \dots\dots\dots = \frac{38''}{12} = 25'$$

Codo final: (L)

$$\text{Longitud equivalente} \dots\dots\dots = 10'$$

$$\text{Longitud equivalente total} \dots\dots\dots = 35.5' + 68.5' + 25' + 10' = 139'$$

$$\text{Longitud total} \dots\dots\dots = 192' + 139' = 331'$$

Fricción:

331' x 0.035 in. de agua/100' = 0.116" de agua

Presión de velocidad:

Escogiendo un ventilador con una velocidad de salida de 1.700 FPM tipo FC-DWDI número 54, tenemos:

$$P_v = \left(\frac{1.700}{4.005}\right)^2 \times 1.5 = 0.27'' \text{ de agua}$$

Presión en los filtros2"

Presión en los serpent. (húmedos) . 0.3"

Presión total: 0.116" 0.27" 0.2" 0.3" = 7/8" aprox.

Ventilador:

Las especificaciones para el ventilador son las siguientes:

Cap. en pies cúb. por min. (CFM) 52.020
Veloc. de salida (outlet velocity) . 1.700 FPM
Tip speed (en las aletas) 2.630
Revoluciones por minuto R.P.M. 186
Potencia del motor 12.8 H.P.
Presión estática 7/8"

Dimensiones:

Diámetro de la rueda 54"
Diámetro del eje 2 11/16"
Altura total (UP-BLAST FAN) .. 86 7/8"
Altura al eje 48 3/4"
Diámetro exterior 55"
Ancho total 85"
Salida del aire 54 1/2" x 79"

Selección del serpentín de expansión directa (D.E.):

Datos: Aire que debe pasar a través del serpentín, 52.000 CFM

Haciendo el cálculo sobre la carta psicrométrica, para un 15% de aire exterior y un 85% de aire de recirculación, la temperatura al entrar a los serpentines de refrigeración y dehumidificación debe ser de:

D.B.T. 77.5°

W.B.T. 65.8°

La temperatura de salida del aire (A.D.P.) es: DB 55° WB 55°

Utilizando las tablas de TRANE para serpentines D.E. a una velocidad del aire de 600 FPM y 35°, la temperatura del refrigerante con las temperaturas iniciales dadas y las finales de 57.2°DB y 54.4 WB (que son en las tablas las más cercanas a las de ADF) selecciono un serpentín de 1.73 toneladas de refrigeración por pie cuadrado; el área total requerida (face área) será:

$$\frac{52.000 \text{ CFM}}{600 \text{ FPM}} = 87 \text{ Ft}^2$$

La capacidad de refrigeración del serpentín será:

$$86\text{Ft}^2 \times 1.73 \text{ tons./Ft}^2 = 150 \text{ tons.}$$

El número de filas de tubos en el serpentín debe ser de 6 haciendo el cálculo para dehumidificación (superficies húmedas). Como este serpentín es bastante grande, podemos usar dos serpentines con las mismas especificaciones pero de 75 toneladas cada uno y 43 Ft² de área, colocados en conductos bifurcados antes del ventilador.

Selección del compresor recíproco:

Para el caso anterior usamos dos compresores recíprocos (C.-W.Nº 75 cada uno de 75.5 tons. de refrigeración, 35° temperatura de succión (succión gauge pressure), 830 RPM, potencia de 75 H.P. y R.P.M. standard de 745.

4 cilindros en forma de V con 6 3/8" y 5" de golpe; 125 libras de carga de refrigerante (Freon 12) y una capacidad de almacenaje máxima de refrigerante de 675 libras.