

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

**BALANCE DE ENERGIA EN OPERACIONES
DE AIRE, AGUA Y SECADO**

T E S I S

que para obtener el título de:

INGENIERO QUIMICO

p r e s e n t a :

JOSE HERNANDEZ LOPEZ

México, D. F.

1 9 7 7



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

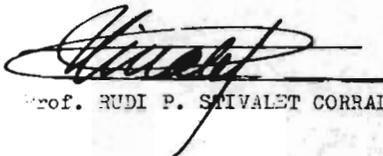
Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

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

Tesis 1977
M-~~1977~~ 217
ECHA
LQ



Presidente: Prof. JOSE B. GALINDO FUENTES.
Vocal: Prof. ALEJANDRO ANAYA DURAND.
Secretario: Prof. RUDI P. STIVALET CORRAL.
1er. Suplente: Prof. ANTONIO PRIAS MENDOZA.
2º Suplente: Prof. GUILLERMO ALCAYDE LACORTE.



Asesor: Prof. RUDI P. STIVALET CORRAL.

Sustentante: JOSE HERNANDEZ LOPEZ.

A MI MADRE BEATRIZ LOPEZ M. VDA DE
HERNANDEZ QUE CON SUS CONSEJOS Y
SACRIFICIOS HICIERON POSIBLE LA
CULMINACION DE MI PROFESION.

A LA MEMORIA DE MI PADRE

MARIN HERNANDEZ C.

A MIS HERMANOS CON APRECIO

MIGUEL, BEATRIZ Y JAVIER.

A LA SRITA. ROSARIO REYES M.

POR SU AYUDA, COMPRENSION Y CARIÑO.

A MIS AMIGOS.

I N T R O D U C C I O N .

Particularmente elegí el tema de "Balance de Energía en Operaciones de Aire, Agua y Secado", porque el cálculo de dicho balance es de suma importancia para el dimensionamiento del equipo; el cual tiene una amplia aplicación en muchas de las siguientes ramas industriales: cervecera, petroquímica, alimentaria, vehículos automotores, laboratorios, hoteles, plásticos, etc. Y, también, porque el ahondar en el estudio del curso cobraron especial interés en mí las técnicas de la resolución de problemas en tomas de enfriamiento, humidificación, deshumidificación, acondicionamiento de aire y secado.

El objetivo primordial es exponer los conceptos fundamentales de esta operación, combinando la teoría con sus aplicaciones a fin de que el estudiante se pueda familiarizar con los métodos y procedimientos que utiliza el Ingeniero en el ejercicio de su profesión.

Este trabajo en algunos casos fué transcrito literalmente y en otros se hizo la recopilación de datos, obtenidos en fábricas de mayor prestigio en esta especialidad. Se dan tablas y curvas necesarias para facilitar la resolución de problemas prácticos.

Se incluye una breve explicación del equipo que se utiliza, para que el estudiante tenga una idea clara de su funcionamiento.

En cada capítulo se incluyen los conocimientos de física y termodinámica para comprender cabalmente los problemas planteados.

En el capítulo de torres de humidificación y deshumidificación no se hizo un estudio tan profundo como en los demás, debido a que tiene poca aplicación en la Industria.

En el desarrollo del trabajo se han insertado numerosos problemas ilustrativos que, sin duda serán de gran ayuda para asimilar mejor dicha operación.

Hago patente mi sincero agradecimiento al Sr. Ing. Rudi P. Stivalet C., catedrático de la Facultad de Química, gracias a cuya iniciativa y dirección desinteresada me ayudó a lograr tan deseado anhelo. Espero que este trabajo sirva de guía con el fin de facilitar el estudio de esta operación.

I N D I C E .

CAPITULO 1.- TEORIA GENERAL DE LA OPERACION DE AIRE, AGUA Y SECADO,
EXPLICACION DEL PRINCIPIO DE CONSERVACION DE LA ENERGIA.

| | |
|--|----|
| 1.1 Descripción del fenómeno del Bulbo Húmedo | 1 |
| 1.2 Definiciones de las Variables de la Carta Psicrométrica..... | 4 |
| 1.3 Manejo de las Variables de la Carta Psicrométrica..... | 12 |
| 1.4 Principio de Conservación de la Energía..... | 16 |
| 1.5 Diferentes tipos de Contacto en la Operación de Aire- Agua con sus respectivos balances de Energía..... | 18 |

CAPITULO 2.- TEORIA Y BALANCE DE ENERGIA EN LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO Y SUS GENERALIDADES.

| | |
|--|----|
| 2.1 Teoría del Enfriamiento de Agua por medio de Aire..... | 26 |
| 2.2 Mecanismo de Transferencia de Masa y Calor en la Torre de enfriamiento..... | 28 |
| 2.3 Equipos Utilizados en el Enfriamiento de Agua, Ventajas y Desventajas de los mismos..... | 30 |
| 2.4 Partes Principales de una Torre de Enfriamiento | 46 |
| 2.5 Cálculo y Balance de Energía en la Torre de Enfriamiento..... | 61 |
| 2.6 Problemas | 65 |

CAPITULO 3.- TEORIA Y CALCULO DEL BALANCE DE ENERGIA PARA TORRES DE DESHUMIDIFICACION Y HUMIDIFICACION .

| | |
|--|----|
| 3.1 Teoría de la Torre de Humidificación | 93 |
| 3.2 Teoría de la Torre de Deshumidificación | 95 |
| 3.3 Mecanismo de Transferencia de Masa y Calor en las Torres de Humidificación y Deshumidificación | 98 |

| | |
|--|-----|
| 3.4 Balance de Energía en una cámara y humidificador adiabático | 101 |
| 3.5 Problemas..... | 106 |

CAPITULO 4.- TEORIA Y CALCULO DEL BALANCE DE ENERGIA PARA ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

| | |
|--|-----|
| 4.1 Teoría del Acondicionamiento de Aire..... | 114 |
| 4.2 Estimación de la Carga Térmica para el Invierno (calefacción)... | 116 |
| 4.3 Estimación de la Carga Térmica para el Verano (Refrigeración)... | 128 |
| 4.4 Problemas..... | 148 |

CAPITULO 5.- TEORIA, GENERALIDADES Y CALCULO DEL BALANCE DE ENERGIA PARA EL SECADO.

| | |
|---|-----|
| 5.1 Teoría del Secado..... | 186 |
| 5.2 Clasificación de los secadores según su funcionamiento..... | 191 |
| 5.3 Estudio de los diferentes tipos de Secadores, Secadores de Charrolas..... | 192 |
| 5.4 Secadores Rotatorios..... | 197 |
| 5.5 Secadores de Pulverización..... | 205 |
| 5.6 Cálculo del Balance de Energía para Secadores..... | 209 |
| 5.7 Problemas..... | 218 |

| | |
|---|-----|
| CAPITULO 6.- CONCLUSIONES Y BIBLIOGRAFIA..... | 263 |
|---|-----|

①
1.1 Descripción del Fenómeno del Bulbo Húmedo.

Para continuar
El estudio de esta operación requiere del conocimiento del fenómeno de bulbo húmedo porque el funcionamiento de los equipos están basados en este fenómeno.

Estudiaremos el fenómeno de bulbo húmedo al principio y después daremos a conocer los conceptos básicos y características de la mezcla vapor-aire.

Cuando se evapora un líquido dentro de un gran volumen de gas no saturado, el líquido se enfriará espontáneamente con el fin de suplir parte de la energía necesaria para la vaporización. Supóngase que se coloca un pabilo o una tela porosa de algodón en un bulbo de mercurio de cualquier termómetro en el aire (este aparato se denomina psicrómetro de onda) ó colocar un ventilador que impulsa el aire rápidamente sobre el bulbo. A medida que se evapora el agua del pabilo húmedo éste se enfría, proceso que continua hasta que la velocidad de transferencia de calor del aire al pabilo se iguala a la pérdida de calor causada por la evaporación del agua en el pabilo. Se dice que la temperatura de equilibrio con el pabilo húmedo es la temperatura del bulbo húmedo.

La temperatura disminuye debido a que las moléculas de agua se evaporan y al hacer esto absorben calor disminuyendo así dicha temperatura. La temperatura se detiene porque llega un momento en que el calor latente del agua evaporada y el calor sensible establecen un régimen permanente.

Las etapas del fenómeno del bulbo húmedo son las siguientes:

- 1.- Igualdad de temperatura entre aire y agua.
- 2.- Flujo de moléculas por gradientes de concentración (aire no saturado).
- 3.- Establecimiento de un desequilibrio termodinámico (las moléculas que se evaporan arrastran calor latente, enfriando el líquido.)

- 4.- Al tener un gradiente de temperaturas, se presenta un flujo de calor sensible.
- 5.- Se presenta una estabilización en el momento en que el calor latente perdido por el líquido es igual al recibido por el mismo líquido. \downarrow

Transferencia de Masa del líquido al gas:

$$N_a = (\bar{Y}_1 - \bar{Y}) k_y / \phi \quad (A)$$

$$N_a = \text{lb mol}_A / \text{hr}$$

$$k_y = \text{lb mol}_A / \text{hr ft}^2 \Delta Y$$

$$A = \text{ft}^2$$

$$\phi = \text{Media logarítmica.}$$

Transferencia de Calor de Evaporación:

$$\lambda_e = N_a \left[C_{pA} (t_y - t_h) - \lambda_A \right] PM_A$$

$$\lambda_e = \text{BTU / hr}$$

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

$$t_y = \text{Temperatura del aire.}$$

$$\lambda_A = \text{BTU / lb}$$

$$t_h = \text{Temperatura de bulbo húmedo}$$

$$PM = \text{lb / lb mol.}$$

Transferencia de Calor Sensible al líquido:

$$q_s = (t_y - t_h) h_y (A)$$

$$q_s = \text{BTU/hr}$$

$$h_y = \text{BTU/hr } ^\circ\text{F ft}^2$$

$$A = \text{ft}^2$$

MÉTODOS PARA DETERMINAR LA HUMEDAD:- Existen varios métodos para determinar la humedad, entre los más importantes tenemos los siguientes:

I.- **Métodos Químicos:**- Se basan en fenómenos de absorción, usando Gel de Sílice, H_2SO_4 conc, etc. El aire se hace pasar por el sistema hasta que no sufra variación, la diferencia en pesos da la cantidad de humedad.

II.- **Método de la temperatura de bulbo húmedo:**- A partir de ésta y de la temperatura de bulbo seco se puede encontrar la humedad.

III.- **Método de la temperatura de rocío:**- Se hace pasar una corriente de aire húmedo sobre una superficie pulida con un termómetro acoplado, la temperatura a la cual condensa el vapor corresponde a la máxima temperatura de rocío, la humedad puede obtenerse de una carta de humedad.

IV.- **Medida del cambio de longitud de un cabello ó una fibra:** Este método es muy inexacto.

1.2 Definiciones de las Variables de la Carta Psicrométrica.

Los diagramas ó carta psicrométricas se han desarrollado para fines de la Ingeniería con el fin de resolver rápidamente — problemas de vaporización, condensación y acondicionamiento de aire, donde los procesos tienen lugar a presión atmosférica.

Los diagramas para sistemas líquido - gas están referidos — generalmente a una atmósfera de presión y para la utilización de — otras presiones es preciso aplicar las correlaciones convenientes ó construir un diagrama a la presión deseada.

Para la construcción de una carta psicrométrica se requiere del conocimiento de algunas definiciones especiales que son muy — útiles en las operaciones de aire - agua. La base habitual para los cálculos de Ingeniería Química es una unidad de masa de gas libre de vapor (gas seco), siendo el vapor la forma gaseosa de l com— ponente que también está presente en el líquido (el gas es el — componente que solo se encuentra en la fase gaseosa).

Las variables que se manejan en la carta de humedad son las siguientes: Temperatura de bulbo seco, Temperatura de bulbo húmedo, humedad relativa, humedad absoluta, humedad de saturación, humedad por ciento, volumen húmedo, calor húmedo, entalpía total, temperatura de rocío.

Las definiciones de estas variables son las siguientes:

TEMPERATURA DE BULBO SECO:- Temperatura del aire ambiente medida con un termómetro.

TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO:- (t_h).- Temperatura a régimen permanente del no equilibrio que alcanza una pequeña cantidad de agua sumergida bajo condiciones adiabáticas en una corriente continua de aire.

HUMEDAD ABSOLUTA (Y) .- Es la cantidad de agua contenida en la unidad de masa de aire seco, esta expresada en lb agua/lb_{A.S.}. La podemos obtener por medio de la relación mol:

$$Y = \frac{Y_A}{Y_B} \times \frac{PM_A}{PM_B} = \frac{\text{lb mol}_A}{\text{lb mol}_B} \times \frac{\text{lb/lb mol}_A}{\text{lb/lb mol}_B}$$

En función de las presiones parciales nos queda:

$$Y = \frac{Y_A}{Y_B} \times \frac{PM_A}{PM_B} = \frac{\bar{P}_A}{P_t - P_A} \times \frac{PM_A}{PM_B}$$

\bar{P}_A = Presión parcial del componente A

P_t = Presión total.

PM = Peso Molecular.

HUMEDAD DE SATURACION (Y_S).- Aire saturado es aquel aire en el cual el vapor del material condensable se encuentra en equilibrio con material condensable en el estado líquido a la temperatura del aire. En este caso la presión parcial del vapor del material condensable - en el incondensable es igual a la presión de vapor del material condensable a la temperatura del incondensable.

$$Y_S = \frac{P_A^o}{P_t - P_A^o} =$$

$$Y_S \text{ en masa} = \frac{P_A^o}{P_t - P_A^o} \times \frac{PM_A}{PM_B}$$

HUMEDAD RELATIVA (Y_r).- Es la relación de la humedad real de un sistema con la humedad de saturación posible a la temperatura del sistema:

$$Y_r = \frac{\bar{P}_A}{P_A^o} \quad (100)$$

Cuando $Y_r = 100 \%$ $\bar{P}_A = P_A^o$ y el aire está saturado

Cuando $Y_r = 0 \%$ $\bar{P}_A = 0$ Aire seco

HUMEDAD POR CIENTO (Y%).- Es igual a la humedad absoluta de un sistema en relación a la máxima humedad absoluta posible de un sistema.

$$Y\% = \frac{Y}{Y_s} (100) = \frac{\frac{\bar{P}_A}{P_t - \bar{P}_A}}{\frac{P_A^\circ}{P_t - P_A^\circ}} (100)$$

$$Y\% = Y_r \frac{P_t - P_A^\circ}{P_t - \bar{P}_A}$$

VOLUMEN HUMEDO (V_h).- Es el volúmen de la unidad de masa del gas o del aire seco más el volúmen del vapor que contenga el gas a la presión y temperatura a que se encuentra el sistema. Está expresado en $\text{ft}^3/\text{lb}_{\text{A.S.}}$.

$$V_h = 359 \left(\frac{1}{29} + \frac{1}{18} Y \right) \frac{T (^\circ\text{R})}{492} \times \frac{1 \text{ Atm.}}{P(\text{atm})}$$

$$V_h = 0.730 \left(\frac{T}{P} \right) (0.345 + 0.0556 Y)$$

TEMPERATURA DE ROCIO (T_r).- Es la temperatura a la cual el aire se satura cuando se enfría, suponiendo que no hay aumento ni disminución de humedad, y esta expresada en $^\circ\text{F}$.

CALOR HUMEDO (C_s).- Es la cantidad de calor necesaria para elevar un

grado la temperatura a la unidad de masa del gas, más todo el vapor que -
contenga.

$$C_s = (C_p)_B + (C_p)_A Y$$

$$C_s = \text{BTU/lb}^\circ\text{F}$$

$$C_p = \text{calor específico en BTU/lb } ^\circ\text{F}$$

ENTALPIA TOTAL (H_y).— Es la cantidad de calor necesario que hay que ---
agregar a la unidad de masa de gas, más todo el vapor que contenga para
llevarlo desde la temperatura de referencia hasta la temperatura a la --
cual se encuentra el sistema.

$$H_y = (\bar{C}_p)_B (T_y - T_o) + (\bar{C}_p)_A (T_y - T_o) + \lambda_o Y$$

$$H_y = C_s (T_y - T_o) + Y \lambda_o$$

$$H_y = \text{BTU/lb A.S.}$$

$$T_o = \text{Temperatura de referencia } (^\circ\text{F})$$

$$T_y = \text{Temperatura del sistema } (^\circ\text{F}).$$

$$\lambda_o = \text{Calor latente de vaporización (BTU/lb)}$$

TEMPERATURA DE SATURACION ADIABATICA (T_s).— Es la temperatura a la cual se
enfria la unidad de masa de gas en contacto con el líquido cuando ese gas
se satura con vapor del líquido, sin agregar ni quitar calor.

Cuando la entalpia del aire es igual a la de saturación, quiere decir
que $T_o = T_s$: Balance: $H_{\text{Aire Ent}} + H_{\text{Agua Ent}} = H_{\text{Aire Salida}}$.

$$\text{Por lo tanto } \begin{aligned} H_{\text{Agua Ent}} &= m C_p (t_o - t_s) = m C_p (t_s - t_s) = 0 \\ H_{\text{Aire Ent}} &= H_{\text{Aire Salida}}. \end{aligned}$$

$$H_{\text{Aire Ent}} = C_s (T_y - T_o) + \lambda_o Y = C_s (T_s - T_o) + \lambda_o Y_s$$

$$T_y = \text{temperatura de entrada del aire}$$

$$T_o = \text{temperatura de referencia}$$

$$T_s = \text{temperatura de saturación adiabática}$$

Haciendo $T_c = T_s$

$$C_s (T_y - T_s) + \lambda_s Y_B = C_s (T_s - T_y) + \lambda_s Y_s$$

$$\therefore \lambda_s Y_B - \lambda_s Y_s = -C_s (T_y - T_s)$$

$$\frac{Y_B - Y_s}{T_y - T_s} = - \frac{C_s}{\lambda_s} \quad \text{Ec. de la línea de saturación.}$$

$$T_s = T_h$$

$$\frac{Y - Y_h}{T_y - T_h} = - \frac{C_s}{\lambda_h}$$

T_y = Temperatura del aire (°F)

T_h = Temperatura del bulbo húmedo (°F)

NOTA: En la carta psicrométrica para el aire y solamente para el aire, - las líneas de enfriamiento adiabáticas son iguales a las psicrométricas.

PROPIEDADES PSICROMÉTRICAS A DIFERENTES ALTITUDES.- La mayoría de las cartas psicrométricas se han hecho para la presión barométrica, al nivel del mar, $P = 29.92$ in Hg, sin embargo, hay cartas especiales para ciertos lugares específicos que se encuentran a diferentes altitudes, como la carta para 7 500 ft de altitud de la ciudad de México.

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

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

Corrección de la Humedad Absoluta:— Para obtener la corrección de la humedad absoluta se usa la tabla de correcciones que se muestra en el margen izquierdo superior de la carta psicrométrica. En las abscisas se encuentra la altitud en ft o bien con la diferencia de presiones, en pulgadas de Mercurio, entre la presión barométrica del lugar y la del nivel del mar, y en las ordenadas con la temperatura de bulbo húmedo, la lectura correspondiente es la corrección de humedad (Y'). Este valor leído en la tabla debe reducirse en un 1% por cada 24 °F de diferencia entre la temperatura de bulbo seco y la del bulbo húmedo o sea que la corrección final será:

$$Y = Y' \left(1 - 0.01 \frac{t_y - t_h}{24} \right)$$

donde: Y = Corrección total de la humedad absoluta en granos/lb_{A.S.}

Y' = Corrección tabulada en la tabla de la humedad en granos/lb_{A.S.}

t_y = Temperatura de bulbo seco (°F)

t_h = Temperatura de bulbo húmedo(°F).

Corrección de la Entalpías:-La entalpia no es del todo constante a temperatura de saturación adiabáticas constantes (o a temperatura de bulbo húmedo), sino que aumenta ligeramente cuando se aproxima a la saturación.

En las cartas se muestran las entalpías del aire saturado a distintas temperaturas; en varias se muestran también las "curvas de desviación" para condiciones no saturadas (consulte la carta psicrométrica).

La desviación solo se usa cuando se requieren valores muy precisos, pero en problemas prácticos de Ingeniería suele omitirse sin que los resultados varíen significativamente.

Corrección del Volumen Húmedo:- El volumen húmedo de la mezcla aire vapor, basandose en la ecuación de los gases y en la ecuación de la humedad en función de las presiones parciales puede encontrarse la siguiente expresión:

$$V_h = \frac{0.754 (t_y + 460)}{P_b} \left(1 + \frac{Y'}{4360} \right)$$

Donde: V_h = Volumen de una libra de mezcla en ft^3 .

t_y = Temperatura de bulbo seco ($^{\circ}F$).

P_b = Presión barométrica, (in Hg)

Y' = Humedad absoluta en granos/lb_{A.S.}

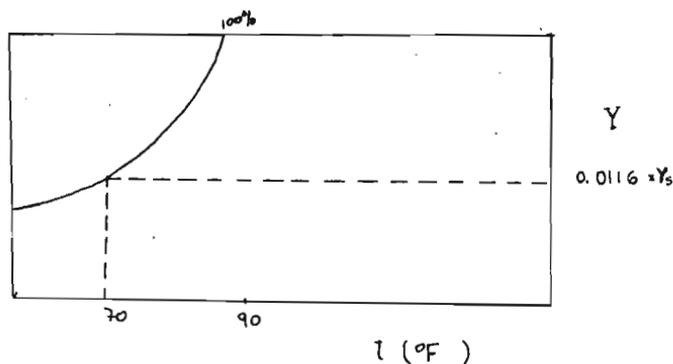
1.3 Manejo de las Variables de la Carta Psicrométrica.

El manejo de las cartas de humedad requieren por lo menos de 2 variables como dato, para encontrar el resto de las variables que se encuentran en la carta de humedad, necesitamos ilustrarlo, por lo que haremos el siguiente ejemplo:

Encontrar: Y_s , Y , $Y\%$, v_h , C_s , H_y , T_r , a la temperatura $T_y = 90^\circ\text{F}$

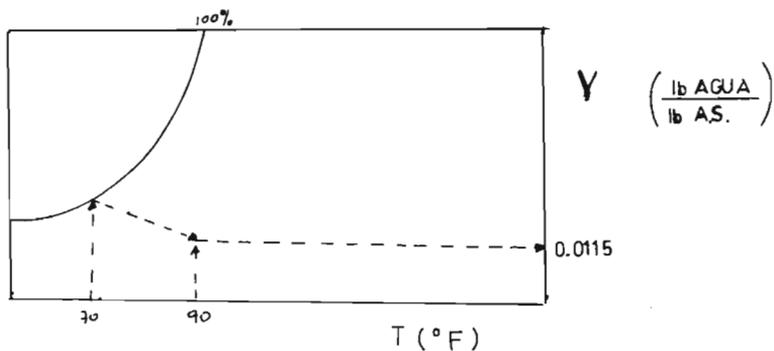
$T_h = 70^\circ\text{F}$ a una presión de 1 atmósfera.

Cálculo de Y_s .- Encontrar T_h en las abcisas, subir en ángulo recto hasta la curva de saturación o de 100% de humedad, virar a la derecha tomando la normal, hasta valores de humedad y el valor correspondiente es: $Y_s = 0.016 \text{ lb Agua/ lb A.S.}$

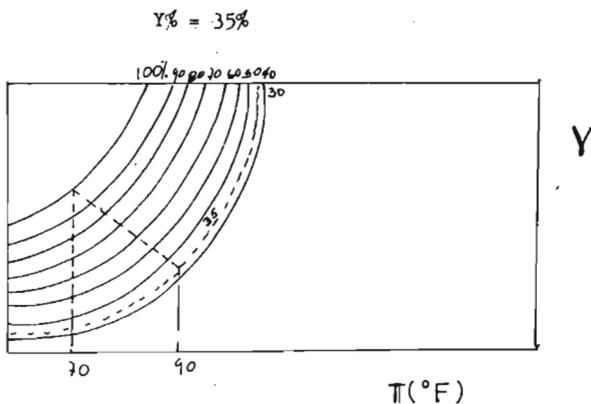


Cálculo de Y .- Encontrar T_h en las abscisas y subir hasta la curva de saturación, bajar hasta T_y por la línea de enfriamiento adiabático que interseccione con T_h y 100%, virar hacia la derecha tomando la normal hasta los valores de humedad.

$$Y = 0.0115 \text{ lb Agua/ lb A.S.}$$

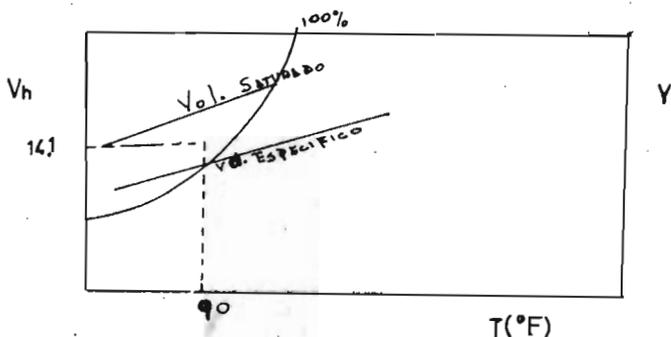


Cálculo de $Y\%$.- Se lee directamente en el punto de intersección de T_y y la línea de enfriamiento adiabático.



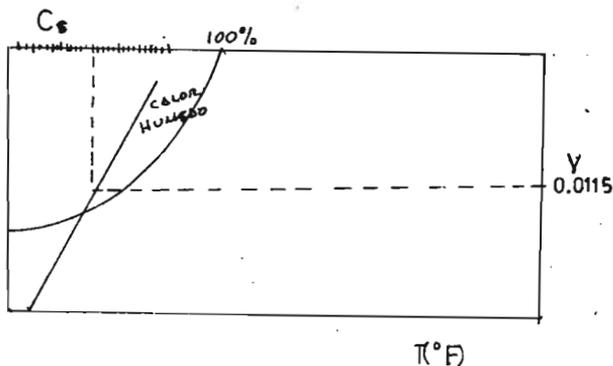
Cálculo de v_h . - Subir con ángulo recto por T_y hasta los valores de v_h por el plano formado por la línea de volumen saturado y la línea de volumen específico de aire seco, virar hacia la izquierda tocando la normal hasta la escala de volumen húmedo.

$$v_h = 14.1 \text{ BTU/lb}^\circ \text{ F}$$



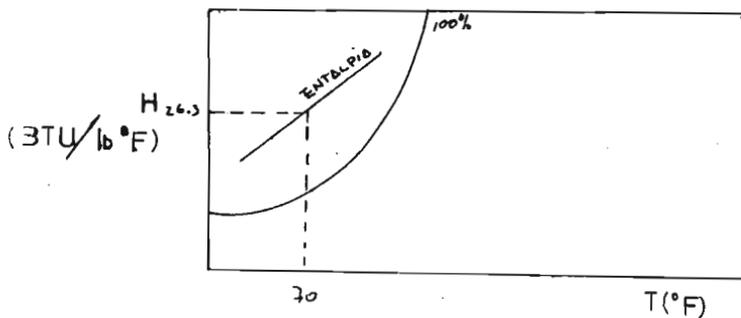
Cálculo de C_s . - Desplácese hacia la izquierda de Y por la normal, hasta la línea de calor húmedo, subir el ángulo recto hasta la escala de valores de calor húmedo.

$$C_s = 0.245$$



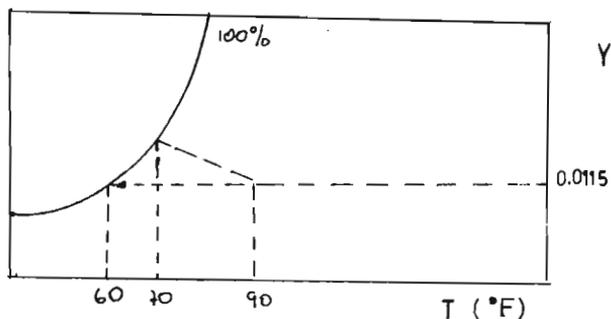
Cálculo de H_y .- Subir por T_h en ángulo recto hasta la línea de entalpía de aire saturado, virar hacia la izquierda por la normal, hasta la escala de valores de entalpía.

$$H_y = 26.3 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$$



Cálculo de T_r .- Desplácese hacia la izquierda con el valor de Y, por la normal, hasta la línea de 100% de humedad: Bajar por la normal hasta los valores de la temperatura.

$$T_r = 60^\circ \text{ F}$$



1.4 Principio de Conservación de la Energía.

Balace de Energía.- De acuerdo con el principio de conservación de la energía, también llamado primer principio de termodinámica, - la energía es indestructible y la cantidad total de energía que entra en un sistema debe ser exactamente igual a la que sale más cualquier aumento dentro del sistema. Una expresión matemática o numérica de este principio se denomina BALANCE DE ENERGIA, que en conjunción con un balance de materia es de capital importancia en problemas de diseño y operación de procesos.

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Acumulación} \\ \text{de energía} \\ \text{dentro del} \\ \text{sistema.} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Transferencia} \\ \text{de energía ha} \\ \text{cia el siste} \\ \text{ma por el lí} \\ \text{mite del mis} \\ \text{mo.} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{Transferencia} \\ \text{de energía} \\ \text{fuera del sis} \\ \text{tema por el} \\ \text{límite del} \\ \text{mismo.} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Genera} \\ \text{ción de} \\ \text{energía} \\ \text{dentro} \\ \text{del sis} \\ \text{tema.} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{Consu} \\ \text{mo de} \\ \text{ener} \\ \text{gía -} \\ \text{del} \\ \text{Siste} \\ \text{ma.} \end{array} \right\}$$

En el establecimiento de un balance energético general para cualquier proceso, es conveniente utilizar como base una unidad de tiempo de operación, por ejemplo una hora para una operación continua y un ciclo para una operación discontinua o intermitente. Es necesario distinguir entre un proceso continuo, que es aquel en el que continuamente entran y salen del sistema corrientes de materia, y un proceso discontinuo, que es de carácter intermitente y en el que ni entran ni salen del sistema ninguna corriente continua de materia - durante el transcurso de la operación. Un proceso continuo estacionario está también caracterizado por un régimen permanente de flujo, y por una constancia de temperaturas y composiciones en cualquier punto dado del proceso, en contraste a las condiciones de temperatura y composición que cambian en un proceso discontinuo.

En un balance energético las energías recibidas son iguales a las desprendidas más el aumento de energía recibidas dentro del sistema por unidad de período de tiempo en un proceso continuo, o para un ciclo dado de operación en un proceso discontinuo. Las formas separadas de energía se clasifican convenientemente como sigue, despreciando las formas electrostáticas y magnéticas, que ordinariamente son pequeñas:

- a).- ENERGIA INTERNA.
- b).- ENERGIA DEBIDA A LA RESISTENCIA DE LA PRESION.
- c).- ENERGIA POTENCIAL.
- d).- ENERGIA CINETICA.
- e).- ENERGIA SUPERFICIAL.
- f).- ENERGIA DE CALOR.
- g).- ENERGIA DE TRABAJO.
- h).- ENTALPIA.

Para la mayoría de los procesos industriales continuos, tales como en las operaciones de calderas, destilación, enfriamiento de agua, secado, etc los términos de energía cinética, energía potencial y trabajo son despreciables y el calor añadido es igual al aumento de entalpia. De forma similar, en procesos discontinuos a presión constante donde cualquier trabajo, excepto la expansión, es despreciable el calor adiccionado y es igual al aumento de entalpia. Δ

1.5 Diferentes tipos de contacto en la Operación de Aire- Agua con sus respectivos balances de energía.

En la operación contacto aire-agua tenemos dos tipos de contacto:

- 1).- Indirecto.
- 2).- Directo.

1).- Las Operaciones de contacto indirecto son:

- a).- Humedad constante:
Calentamiento y Enfriamiento.
- b).- Humedad Variable:
Condensación por Enfriamiento.

2).- Operaciones de Contacto directo son:

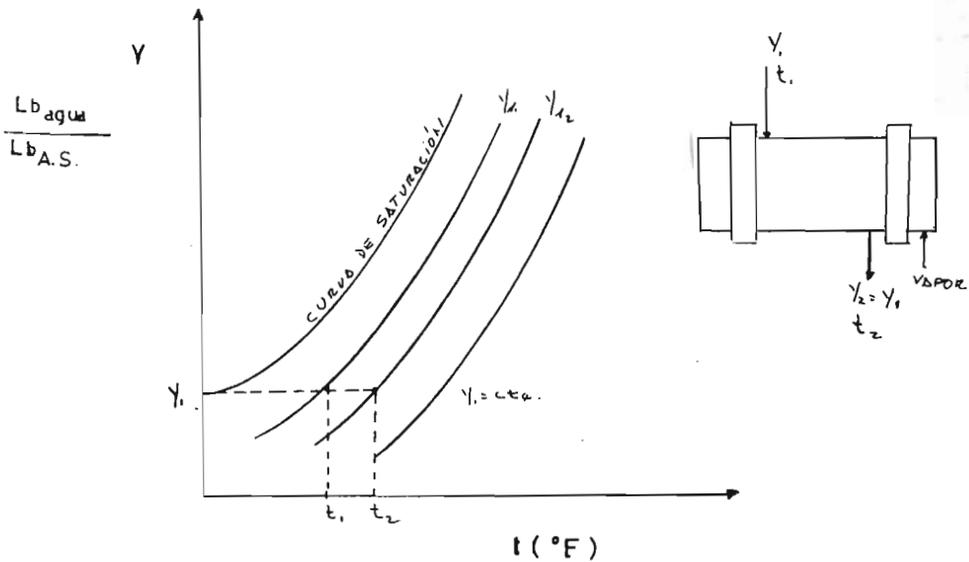
- a).- Humedad Variable:
Mezcla de corrientes húmedas, adición de agua o de vapor a una corriente gaseosa, humidificador o enfriador adiabático.

OPERACIONES DE CONTACTO INDIRECTO.

- a).- Humedad Constante.
Calentamiento.
Equipo empleado: Se efectúa en cambiadores de calor de coraza y tubos, de placas y serpentines.

Características de la Operación.

- a).- La humedad absoluta permanece constante.
- b).- La humedad relativa disminuye.
- c).- La temperatura del aire aumenta.



BALANCE DE ENERGIA:

1).- Calor ganado por el aire.

$$Q = m C_p \Delta t$$

$$Q = G C_h (t_2 - t_1)$$

$$G = \frac{\text{Lb aire seco}}{h}$$

$$C_h = \frac{\text{BTU}}{\text{Lb A.S. } ^\circ\text{F}} = \text{Calor húmedo.}$$

$$G = \frac{V}{V_h} = \frac{\text{Lb A.S.}}{h}$$

$v = \text{Volumen de Mezcla} = (\text{Vol. A.S.} + \text{Vol Agua}) / \text{Unidad de Tiempo}$

$$V = \frac{ft^3 \text{ mezcla.}}{h}$$

$$V_h = ft^3 \text{ mezcla} / \text{Lb A.S.}$$

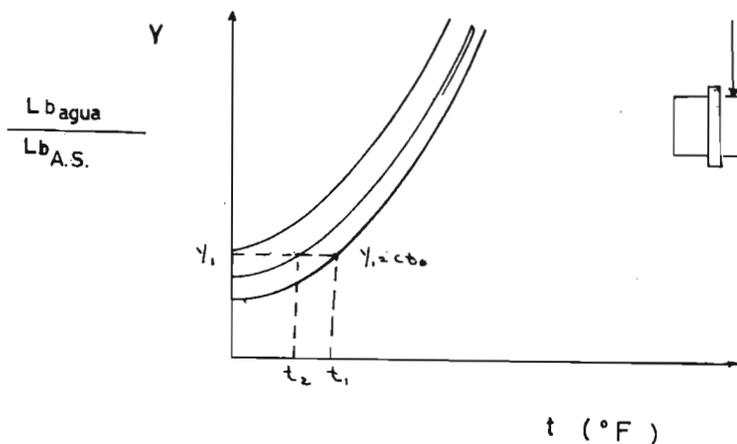
2).- Calor cedido por el vapor.

$$Q = w_g \lambda_g$$

w_g = Masa de vapor de agua.

λ_g = Calor latente de vaporización.

Enfriamiento.- Se efectúa en equipo similar al anterior, solo que en este caso se tiene un medio de enfriamiento (agua).



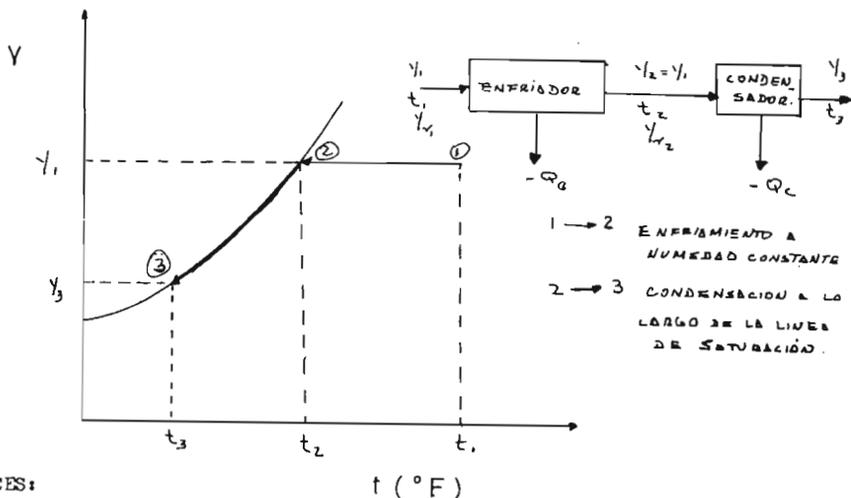
BALANCES:

$$Q = G C_h (t_1 - t_2) \dots\dots\dots \text{calor cedido por el aire.}$$

$$Q = w_{\text{agua}} C_{P(\text{agua})} \Delta t \dots\dots \text{Calor ganado por el agua.}$$

b) Humedad variable

b).- Condensación por Enfriamiento.



BALANCES:

$$- Q_e = G C_h (t_1 - t_2) \dots \dots \dots \text{ calor disipado en el enfriador.}$$

Calor disipado en el condensador = Q_c

$- Q_c =$ calor sensible más calor latente

$$- Q_c = G \bar{c}_h \left(t_2 - t_3 \right) + G (Y_1 - Y_3) \lambda_3$$

$\lambda_3 =$ Calor latente de condensación.

$C_h =$ Calor húmedo del aire.

$G =$ Velocidad másica del aire.

OPERACIONES DE CONTACTO DIRECTO

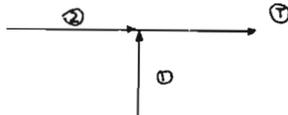
a) *Humedad Variable*

a).- Mezclas de dos corrientes de gas húmedo.

BALANCES EMPLEADOS:

- 1).- Balance de gas seco.
- 2).- Balance de humedad de agua.
- 3).- Balance de entalpia.

BASE DE ESTUDIO.- Se considera que las corrientes que se van a mezclar tienen características propias:



Balance de gas seco.

$$G_1 + G_2 = G_t \dots \dots \dots (1)$$

$$G = \frac{\text{Lb}_{\text{A.S.}}}{h}$$

$$Y = \frac{\text{Lb}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{Lb}_{\text{A.S.}}}$$

$$H = \frac{\text{BTU}}{\text{Lb}_{\text{A.S.}}}$$

Balance de Humedad.

$$G_1 Y_1 + G_2 Y_2 = G_T Y_T \dots \dots \dots (2)$$

Balance de Entalpia.

$$G_1 H_1 + G_2 H_2 = G_T H_T \dots \dots \dots (3)$$

Sustituyendo (1) en (2):

$$G_1 Y_1 + G_2 Y_2 = (G_1 + G_2) Y_T \dots \dots (4)$$

Sustituyendo (1) en (3):

$$G_1 H_1 + G_2 H_2 = (G_1 + G_2) H_T \dots \dots (5)$$

$$\text{De (4): } G_1 (Y_1 - Y_T) = G_2 (Y_T - Y_2) \dots \dots (6)$$

$$\text{De (5): } G_1 (H_1 - H_T) = G_2 (H_T - H_2) \dots \dots (7)$$

Dividiendo (6) entre (7)

$$\left(\frac{G_1}{G_1} \right) \frac{Y_1 - Y_T}{H_1 - H_T} = \frac{Y_T - Y_2}{H_T - H_2} \left(\frac{G_2}{G_2} \right)$$

| |
|---|
| $\frac{Y_1 - Y_T}{H_1 - H_T} = \frac{Y_T - Y_2}{H_T - H_2}$ |
|---|

$$\text{De (6): } \frac{G_1}{G_2} = \frac{Y_T - Y_2}{Y_1 - Y_T} = \frac{H_T - H_2}{H_1 - H_T}$$

ADICION DE LIQUIDO O VAPOR A UN AIRE: Considérese que G_3 es la masa de líquido o de vapor con entalpia H_3 que se va a agregar a un aire o un gas de humedad Y_1 , Entalpia H_1 y cantidad de gas seco G_1 .

G_3 = masa de agua o de vapor con H_3 , T_3

Balance de gas seco:

$$G_1 = G_T \dots \dots \dots 1$$

Balance de Humedad.

$$G_1 Y_1 + G_3 = G_T Y_T \dots \dots \dots 2$$

Balance de Entalpia

$$G_1 H_1 + G_3 H_3 = G_T H_T \dots \dots \dots 3$$

Sustituyendo (1) en (2) :

$$G_1 Y_1 + G_3 = G_1 Y_T$$

$$G_3 = G_1 (Y_T - Y_1)$$

Sustituyendo (1) en (3):

$$G_3 = G_1 (H_T - H_1) / H_3$$

iii) Humidificador Adiabático.

Balance diferencial de Entalpfa:

$$d (G H_G) = d (L H_L) \dots\dots\dots (1)$$

Si G = cte.

$$G d (H_G) = d (L H_L) \dots\dots\dots (2)$$

Transferencia de Calor del Agua hacia la interfase:

$$d (L H_L) = h_L a_H (t_L - t_i) d Z \dots\dots\dots (3)$$

h_L = Coeficiente de transmisión de calor del agua a la interfase.

a_H = Area de transmisión de calor.

h_L = BTU/h ft² °F

a_H = ft²/ ft³ de volumen de contacto.

Transferencia de calor de la interfase al Aire:

$$G d H_G = G C_h dt_G = h_G a_H (t_i - t_G) d Z$$

CAPITULO 2.- TEORIA Y BALANCE DE ENERGIA EN LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO Y SUS GENERALIDADES.

2.1 Teoría del Enfriamiento de Agua por medio de aire.

El problema de enfriar gases calientes se presenta frecuentemente en la industria. El enfriamiento indirecto mediante cambiadores de calor tubulares, tiene muchas desventajas debido a que es costoso porque los coeficientes del gas son bajos y los costos de operación son elevados, ya que se han de utilizar grandes velocidades de gas, lo que produce grandes caídas de presión, mientras que en enfriamiento directo son equipos más baratos y más fáciles de manejar, aunque tienen una seria desventaja: El gas que sale es húmedo.

El uso de las torres de enfriamiento de agua con aire está muy extendido debido a que el agua es un recurso que no debe desperdiciarse y que a veces es muy escaso, por lo que el suministro de agua a una planta debe estar previamente calculado para sus necesidades de lavado, servicios generales, en incorporación al proceso, etc, el agua procede generalmente de aguas superficiales, tales como ríos, lagunas, etc. o bien de aguas subterráneas tales como pozos superficiales, pozos profundos, manantiales, etc. Dicha agua debe ser suficientemente clara es decir que no debe contener sales de sulfato, carbonatos etc, ya que éstos forman depósitos e incrustaciones en el equipo y para ello es necesario hacer un tratamiento previo al agua, entre los más conocidos tenemos los siguientes:

Ablandamiento

Deaeración

Filtración

Intercambio Iónico (catiónico y aniónico).

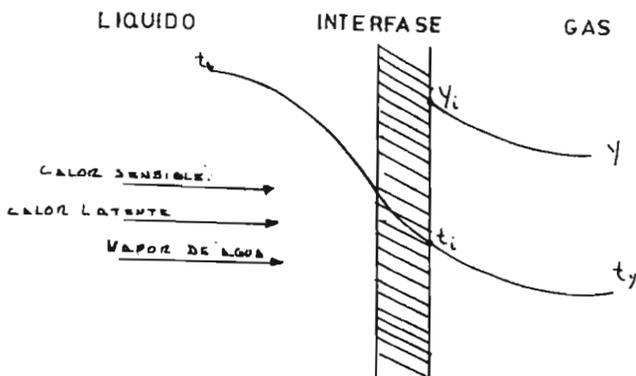
En el enfriamiento se emplean varios mecanismos, siendo el más importante el que emplea la evaporación de parte del agua. Poniendo en contacto directo agua caliente con aire frío, dicha agua se enfriará por pérdida de calor sensible y por evaporización. Simultáneamente el aire se humidificará y calentará. Por lo que la operación de enfriamiento de agua representa un caso de transferencia -- simultánea de materia y de calor, consistiendo la primera en el paso del agua evaporada desde la superficie líquida al seno del aire, la segunda, de la superficie del agua caliente al aire y la tercera del seno del agua a la superficie de la misma.

Debido a la evaporización del agua, hay una disminución en el contenido de calor de la masa principal del agua. Esta transferencia de calor es debida principalmente al calor latente de vaporización. Al efecto de transmisión de calor debido a esta vaporización hay que agregar, al originado por la diferencia de temperaturas entre el agua y el aire (temperatura del bulbo seco del aire). Este calor sensible, puede ser positivo o negativo, dependiendo de las temperaturas, así en un día caliente y seco la temperatura del aire puede ser mayor que la del agua y en ese caso el enfriamiento será hecho exclusivamente por el calor latente de vaporización, siendo el efecto del calor sensible negativo. Todo el calor perdido por el agua es absorbido por el aire, esto está demostrado por el incremento de Entalpia del aire que pasa por la Torre, la cual está determinada principalmente por la temperatura del bulbo húmedo del aire.

2.2 Mecanismo de Transferencia de Masa y Calor en la Torre de Enfriamiento.

Enfriamiento de Agua.

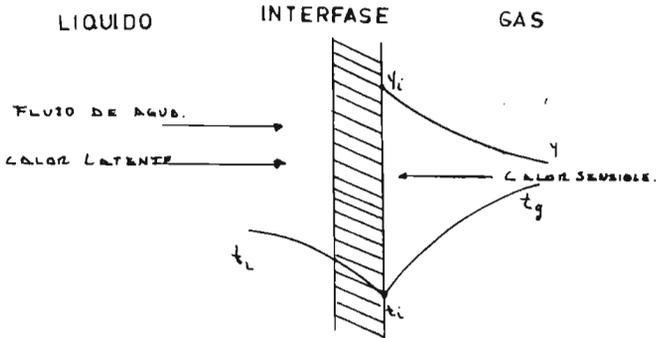
a).- Parte superior de la Torre



- 1).- El líquido se enfría debido a una transferencia de calor sensible y de calor latente hacia el aire y por lo tanto éste se humidifica.
- 2).- Debido a que hay una operación hacia la fase ligera, las moléculas de vapor de agua llevan asociado calor latente.
- 3).- Debido a la evaporación en toda operación de enfriamiento de agua existirá un encuentro de humedad.

INCREMENTO

b).- Parte inferior de la Torre.-



1).- La transferencia de calor sensible y calor latente se encuentran en direcciones opuestas, físicamente esto significa que la temperatura del agua se encuentra por debajo de la temperatura del gas (t_{bg}) pero no más abajo de la temperatura de bulbo húmedo del aire.

2.3 Equipos utilizados en el enfriamiento de agua, Ventajas y Desventajas de los mismos.

Durante los últimos 40 años los progresos en el empleo del enfriamiento por evaporación han llevado a los siguientes desarrollos:

- a).- Estanques de Enfriamiento.
- b).- Estanques con aspersores.
- c).- Torres con ventilación por viento.
- d).- Torres con tiro natural.

e).- Torres con tiro mecánico

Inducido

Forzado.

a).- EL ESTANQUE DE ENFRIAMIENTO es el más simple y en algunos casos el más barato de los métodos para enfriar agua por evaporación pero también el menos eficiente, su principal ventaja es el de poderse construir fácil y económicamente levantando un dique de tierra de 1 a 1.5 m. (fig.1); pero tiene la desventaja de requerir una superficie muy grande - que, a igualdad de carga térmica, puede ser 20 veces mayor que la de un estanque con aspersores.

b).- ESTANQUE CON ASPERSORES.- Es un estanque al que se le han colocado a un metro -ó 1.5 sobre la superficie del agua un sistema de toberas o aspersores cuyo objeto es producir una especie de lluvia que aumenta notablemente la superficie de contacto entre el aire y el agua (fig. 2); en algunos casos puede agregarse al estanque una barda con persianas para reducir la pérdida de agua por arrastre del viento.

Aún cuando sea compacto el estanque con aspersores tiene varios inconvenientes:

1.- Su rendimiento es limitado porque el tiempo de contacto entre las gotas de agua y el aire es reducido.

100

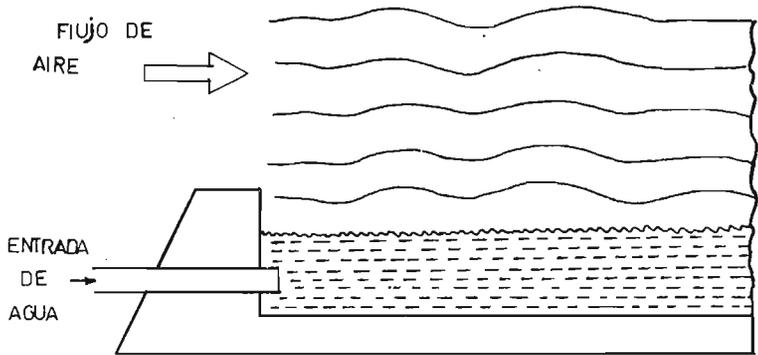


FIGURA 1.

W

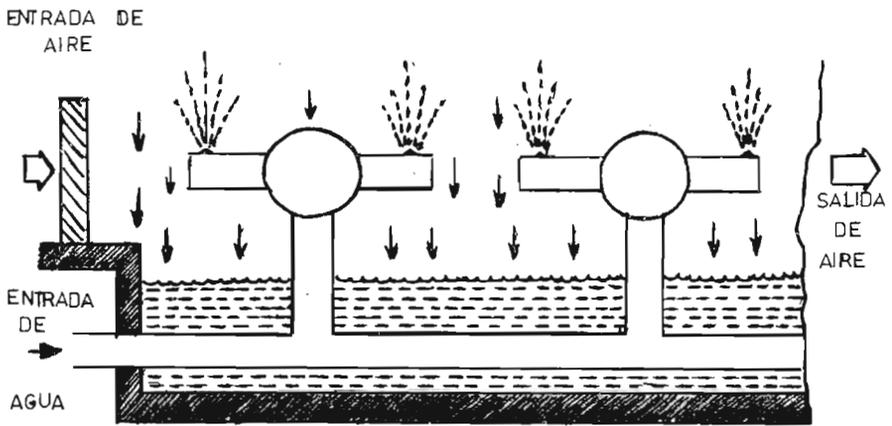


FIGURA 2.

2.- La pérdida de agua puede ser considerable, especialmente durante ciertas épocas del año en que prevalecen vientos fuertes.

3.- Requieren a igualdad de cargas térmicas aproximadamente 50 veces más superficie que una torre de enfriamiento.

c).- TORRES CON VENTILACION POR VIENTO.- Son aquellas en que la circulación del aire depende principalmente del viento, en estas torres el flujo de aire es cruzado con respecto al flujo del agua ya que ésta última cae verticalmente por gravedad, mientras que el movimiento del aire es producido por vientos que generalmente corren horizontalmente. Tenemos dos tipos de torres:

- 1.- Sin relleno dispersor ó llenas de lluvia.
- 2.- Con relleno dispersor.

Las primeras, la dispersión para aumentar la superficie de contacto entre el agua y el aire se logra a base únicamente de toberas, colocadas en la parte superior de la torre, esta torre es muy similar a un estanque con aspersores, pero de forma alargada colocada perpendicularmente a la dirección prevaleciente del viento y con las paredes de persianas de altura considerable. (Fig. 3).

En las segundas contienen en su interior una serie de elementos generalmente de madera, que dispersan el agua al ir cayendo y aumentan el tiempo de contacto entre el aire y agua. (Fig.4).

Las ventajas comunes son:

- a).- Ausencia de partes mecánicas.
- b).- Bajo costo de mantenimiento
- c).- No hay recirculación del aire empleado.

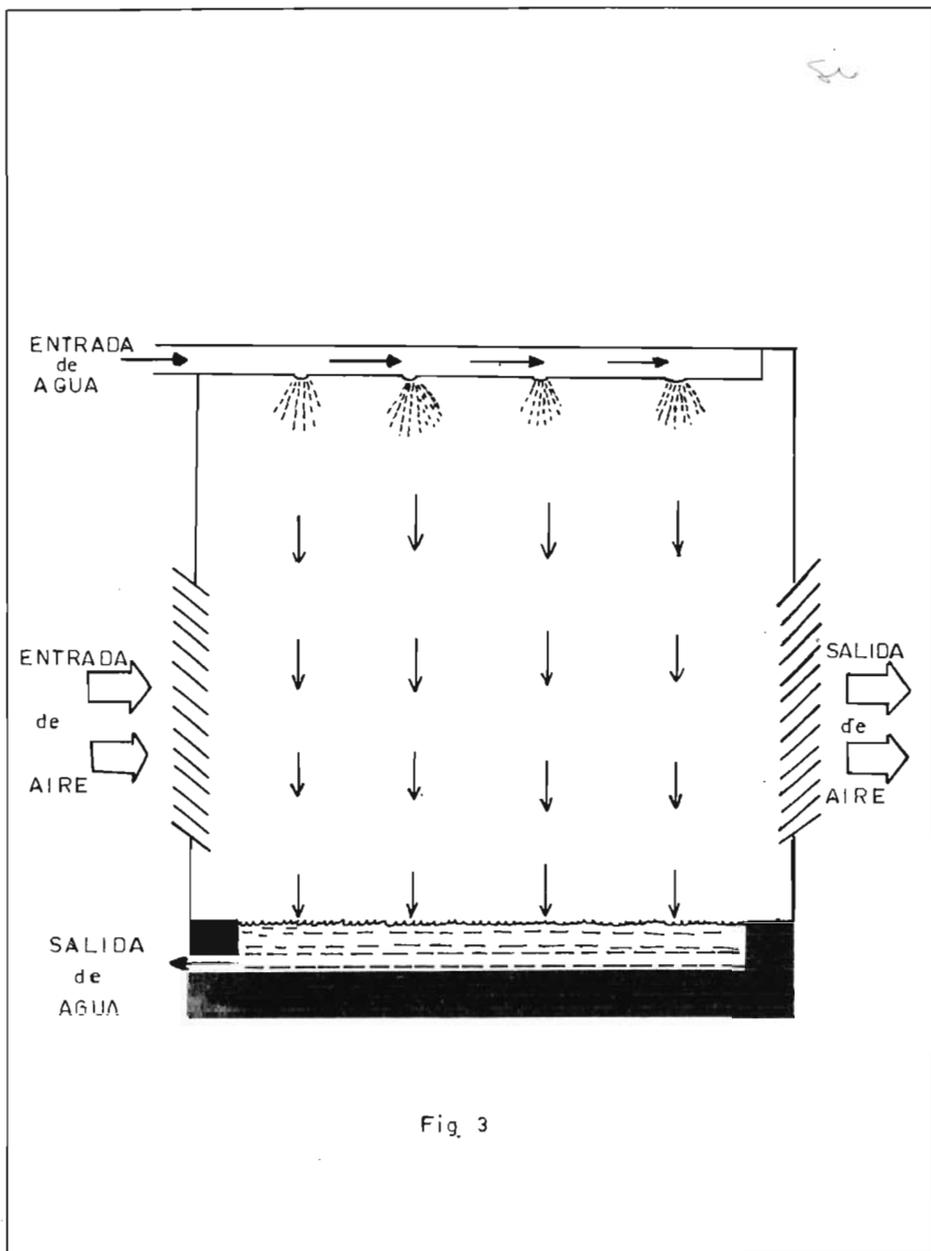


Fig. 3

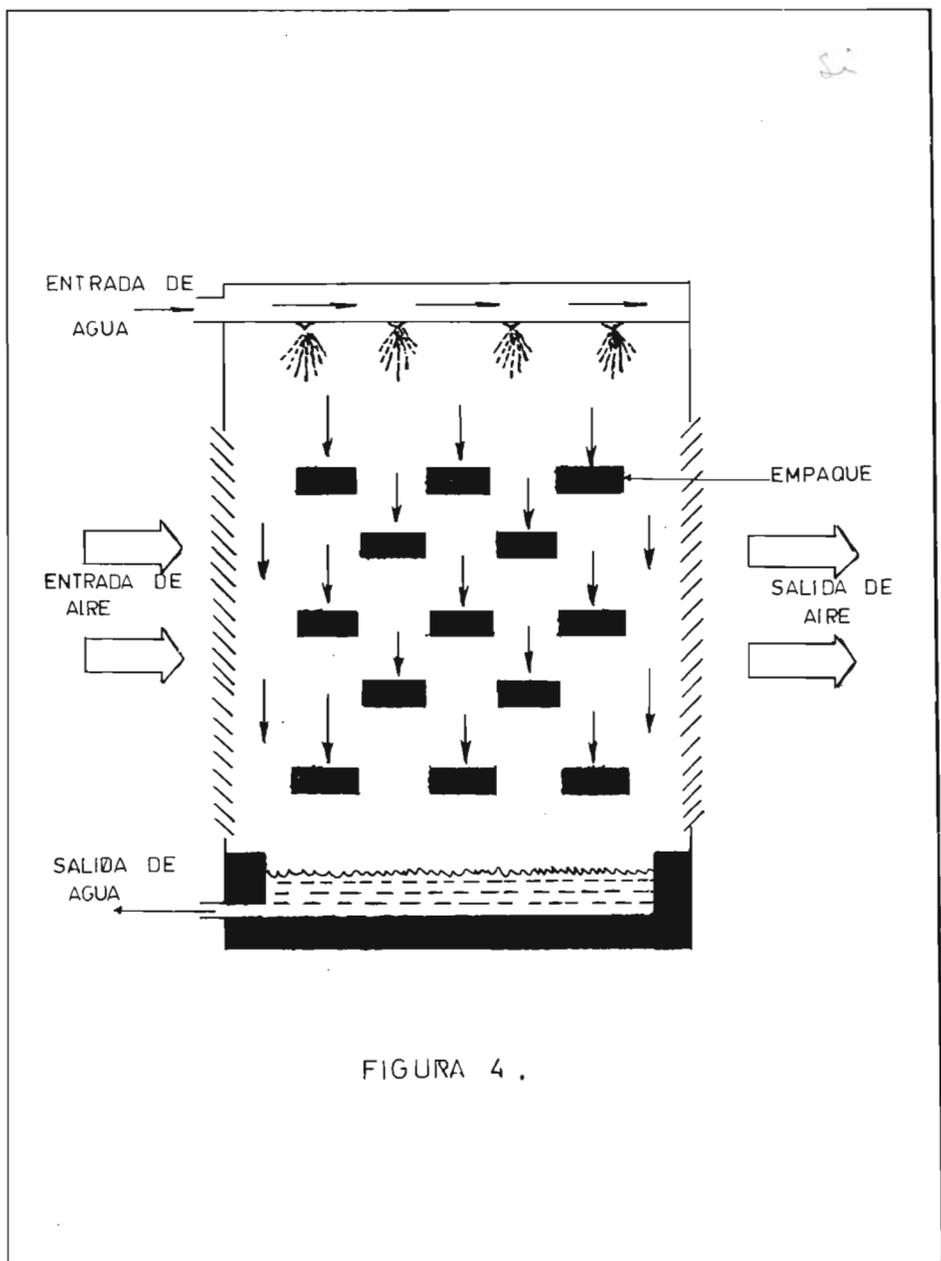


FIGURA 4 .

Las desventajas comunes son:

- a).- Costo inicial elevado.
- b).- Costo de Bombeo elevado.
- c).- Deben de localizarse en lugares despejados.
- d).- Deben colocarse normales a la dirección prevaleciente del viento.
- e).- Tienen una gran longitud debido a que son de construcción estrecha.
- f).- La temperatura de agua fría fluctúa con los cambios de dirección y velocidad del viento.
- g).- La torre debe estar perfectamente anclada para evitar que se derrumbe en casos de vientos fuertes.

Las torres sin empaque dispersor se prefieren para llevar pequeñas cargas de refrigeración y pueden tener operación sin complicaciones por muchos años y con poco cuidado, relativamente ineficientes y tienen mayor consumo de bombeo comparadas con las de relleno dispersor, que en general son más altas y la pérdida de carga que sufre el agua en las toberas es mayor. Por consiguiente para mejorar la transferencia, se necesita una elevada velocidad del aire. Por lo tanto la pérdida de presión se hace crítica y los rellenos se diseñan principalmente desde este punto de vista.

d).- TORRES DE TIRO NATURAL.- Son aquellas en las que el flujo de aire es inducido por una chimenea de grandes dimensiones colocada encima del relleno de la torre, el tiro resulta de varios efectos combinados siendo el principal, la diferencia de densidades entre el aire saturado de humedad saliendo de la torre y el aire entrado a la torre ya que mientras más húmedo esté el aire, menor es su densidad. (Fig. 5).

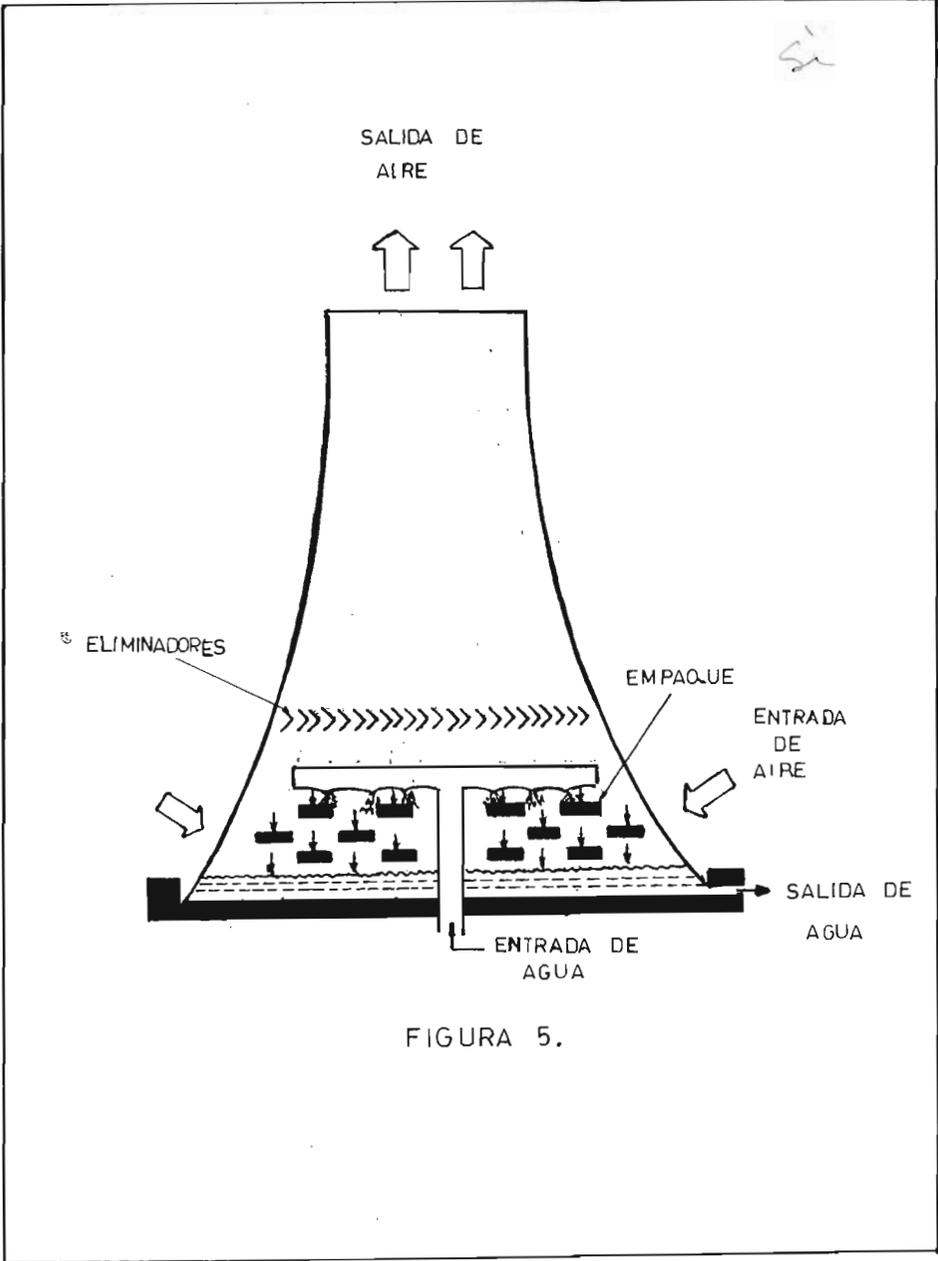


FIGURA 5.

Sus ventajas son:

- a).- Producen enfriamiento similar al obtenido con torres de tiro mecánico sin tener partes en movimiento y sin tener el gasto de energía causado por los ventiladores.
- b).- El costo de mantenimiento es bajo.
- c).- La operación está prácticamente libre de fallas mecánicas.
- d).- En comparación con las torres de ventilación natural, tienen la ventaja de una operación independiente del viento.
- e).- Requieren de una superficie relativamente pequeña.
- f).- El aire fluye en dirección opuesta al agua, lo que garantiza una buena eficiencia.

Sus desventajas son:

- a).- La resistencia del flujo debe mantenerse al mínimo por lo que el relleno debe diseñarse muy cuidadosamente.
- b).- La gran altura requerida por la chimenea para mantener el flujo necesario.
- c).- La temperatura de agua caliente que entra a la torre debe ser superior a la temperatura de bulbo seco del aire.
- d).- El costo inicial es bastante elevado en comparación con las torres de tiro mecánico.
- e).- TORRES DE TIRO MECANICO.- Son aquellas que utilizan ventiladores para mover el aire a través de las torres, esto da al diseñador un control absoluto sobre la cantidad de aire, pudiendo escoger la cantidad y la velocidad del aire sin restricciones.

Sus ventajas son:

- a).- Buen control de la temperatura de agua fría.
- b).- Requieren una superficie relativamente pequeña.
- c).- Generalmente tienen una carga de bombeo bastante baja.
- d).- La ubicación de la torre no tiene restricciones.
- e).- El enfriamiento se acerca mucho a la temperatura de bulbo húmedo.
- f).- Costo inicial inferior al de torres de tiro natural.

Sus desventajas son:

- a).- El costo de operación es elevado debido a la energía requerida para funcionar los ventiladores.
- b).- Están sujetas a fallas mecánicas.
- c).- Los costos de mantenimiento son elevados.
- d).- Debido a su poca altura y a la succión creada por los ventiladores en muchos casos se tiene recirculación del aire húmedo, descargado por la torre.

CLASIFICACION DE LAS TORRES DE TIRO MECANICO.

Las torres de tiro mecánico se clasifican en:

Torres de tiro inducido y Torres de tiro forzado.

Las Torres de tiro forzado tienen uno o varios ventiladores localizados en la entrada del aire, que lo impulsan a través de la misma. (Fig.6)

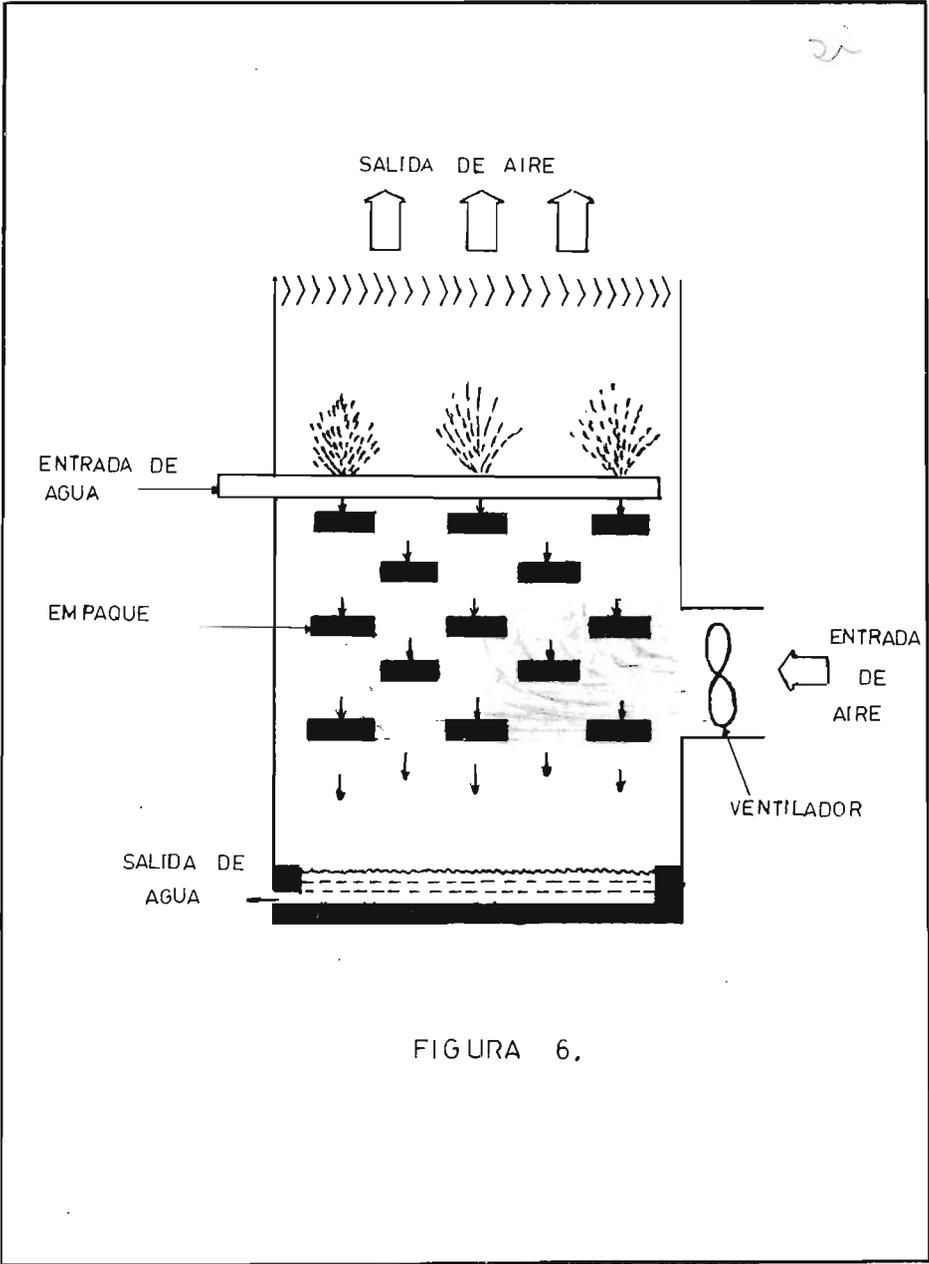


FIGURA 6.

Sus ventajas son las siguientes:

- a).- el ruido y la vibración son mínimos ya que el equipo mecánico se encuentra cerca de la base y está cimentado.
- b).- Los ventiladores manejan aire seco por lo que la erosión de las aspas es mínimo y no se tienen problemas de condensación, de humedad en la caja del reductor de velocidad.
- c).- La operación de los ventiladores es ligeramente más eficiente que en el caso de los ventiladores de tiro inducido, porque parte de la energía, presión dinámica del aire se convierte en presión estática y se recupera en forma de trabajo útil.

Sus desventajas son:

- a).- El aire caliente y húmedo que sale por la parte superior de la torre tiende a recircular y en caso de vientos desfavorables puede reducirse a un máximo de 4 metros y si la carga térmica es grande se requiere un número considerable de motores, ventiladores y arrancadores.

El otro tipo de torres son las de tiro inducido, las cuales tienen los ventiladores colocados a la salida del aire de la torre, y pueden ser de contraflujo y de flujo cruzado.

En las de contraflujo el aire se desplaza verticalmente, (Fig.7), su principal ventaja es el agua más fría, es la que está en contacto con el aire más húmedo, lo que garantiza una buena eficiencia en el proceso de enfriamiento.

Sus desventajas son:

- a).- El aire viaja en sentido contrario a las gotas de agua, lo que conduce a una pérdida de presión mayor y a la necesidad de consumir más potencia en los ventiladores que en el caso de flujo cruzado.

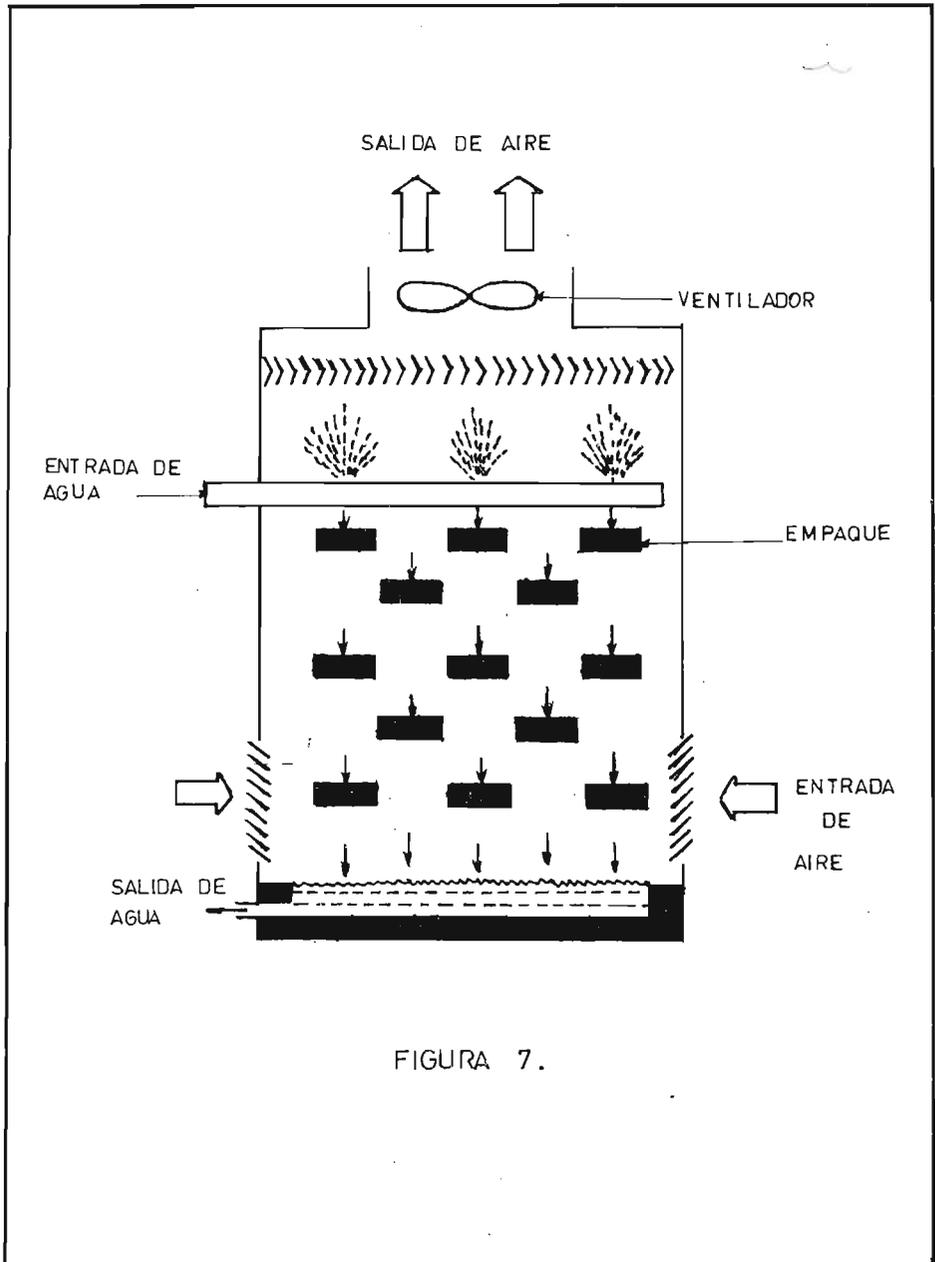


FIGURA 7.

b).- La distribución del flujo de aire es despareja teniéndose poco movimiento cerca de las paredes de la torre.

c).- Las torres de este tipo son bastante altas ya que en la parte inferior del relleno debe elevarse para permitir la entrada del aire, por lo que requieren mayor potencia de bombeo.

d).- Los sistemas de distribución de agua colocada abajo de los eliminadores no se presta a un mantenimiento fácil.

En las torres de flujo cruzado una parte de corriente de aire viaja en forma horizontal mientras que otra parte cae verticalmente como lo muestra la Fig. 8

Sus ventajas son:

a).- Carga de Bombeo reducida.

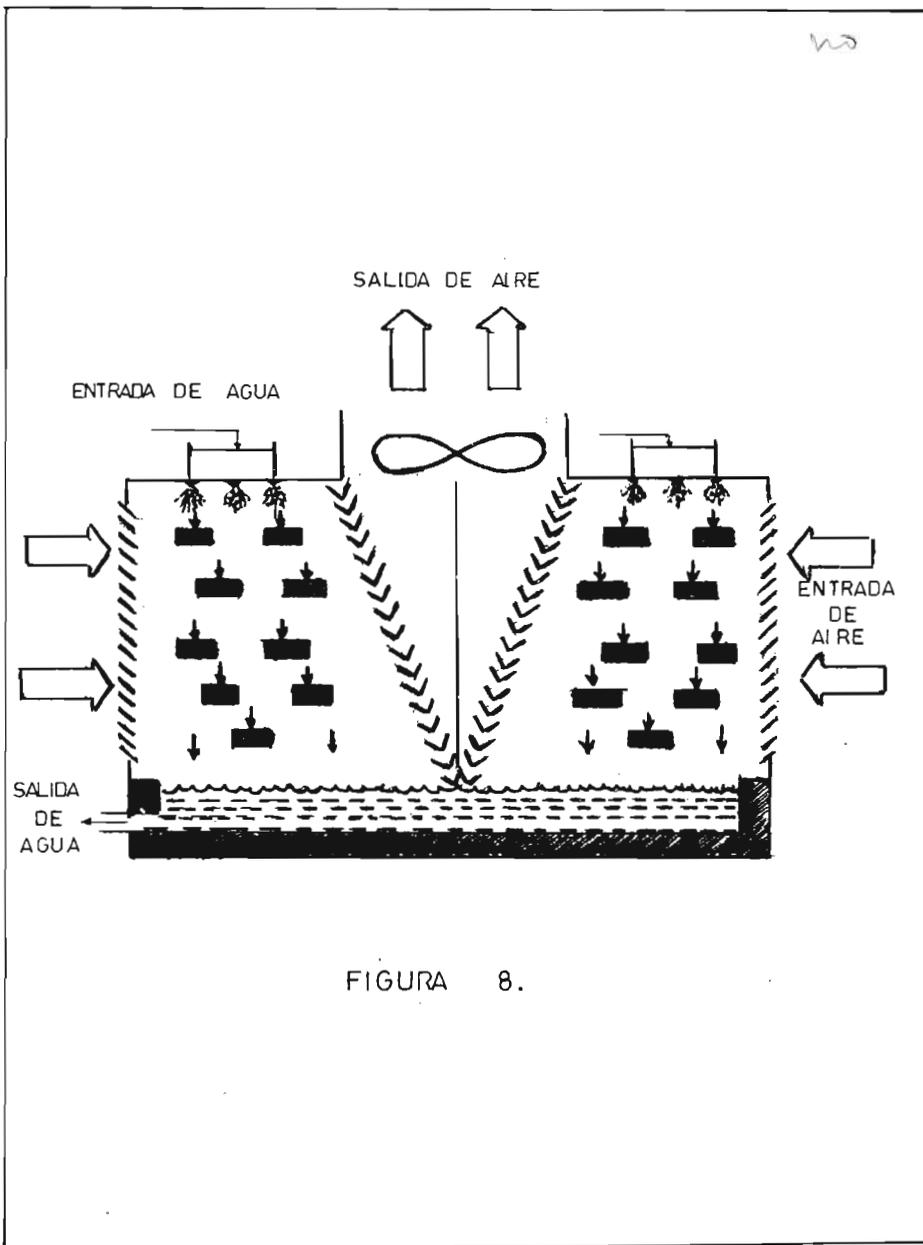
b).- La pérdida de presión en el aire es baja.

c).- Permite un arreglo conveniente del sistema de distribución de agua, ya que sólo requiere un tirante de 15 a 20 cms de agua en la parte superior de la torre.

d).- Es posible limpiar el sistema de distribución con la torre en servicio.

e).- La altura del relleno es prácticamente igual al de la torre misma.

f).- Se pueden usar ventiladores de gran diámetro, por lo que se requieren menos celdas para una determinada carga.



DESVENTAJAS COMUNES PARA TORRES DE ENFRIAMIENTO A CONTRACORRIENTE
Y A FLUJO CRUZADO.

a).- La poca presión en el distribuidor de agua hace que los orificios se tapen fácilmente con desperdicios acarreados por el viento o por algas, por lo que requieren un mantenimiento frecuente.

b).- Una superficie muy grande está expuesta al aire y al sol -- por lo que hay gran crecimiento de algas.

c).- La eficiencia del enfriamiento es menor en el caso de contra flujo por lo que en ciertos casos, sobre todo cuando se requiere un acercamiento muy pequeño, las torres de flujo cruzado pueden requerir más superficie y consumir más potencia de ventilación que las de contraflujo.

Cada uno de los equipos mencionados encuentra aplicaciones en la práctica dependiendo del análisis económico que se realice.

En términos generales, se puede decir que los estanques simples o con aspersores y las torres de ventilación con viento, son adecuadas para cargas térmicas pequeñas y cuando el costo del terreno es bajo.

Para las cargas térmicas elevadas, como en el caso de muchas -- plantas térmicas, o cuando se dispone de poco terreno lo más conveniente son las torres de tiro mecánico.

Las torres de tiro natural y atmosférico, así como los estanques de pulverización y tipos similares para el enfriamiento de agua no son de uso frecuente y nuestro estudio se reducirá a las torres de enfriamiento de tipo mecánico, las cuales tienen algunas variantes para su uso.

2.4 Partes Principales de Una Torre de Enfriamiento.

- I.- Sistema de Distribución de Agua.
- II.- Relleno.
- III.- Ventiladores.
- IV.- Persianas de Entrada
- V.- Eliminadores de Rocío.
- VI.- Tanques de almacenamiento de Agua.

I.- Sistema de Distribución de Agua.- Se usa para repartir uniformemente en la parte superior de la torre el agua caliente que requiere ser enfriada, hay varios tipos según el fabricante, pero todos caen dentro de los tipos de gravedad y a presión.

En las torres de tipo inducido flujo cruzado, se emplea el sistema de gravedad, que consiste en un tanque abierto de poca profundidad colocado en la parte superior de la torre y que tiene en su fondo una serie de orificios por donde fluye el agua que al caer - choca contra una placa difusora y se reparte uniformemente sobre el relleno, (II). Un sistema similar emplea canales abiertos en lugar del tanque, pero el resultado es prácticamente el mismo.

Los sistemas de presión se utilizan, en las torres con ventilación de viento y sin relleno dispersor, (Fig.12) en ese caso por un

60

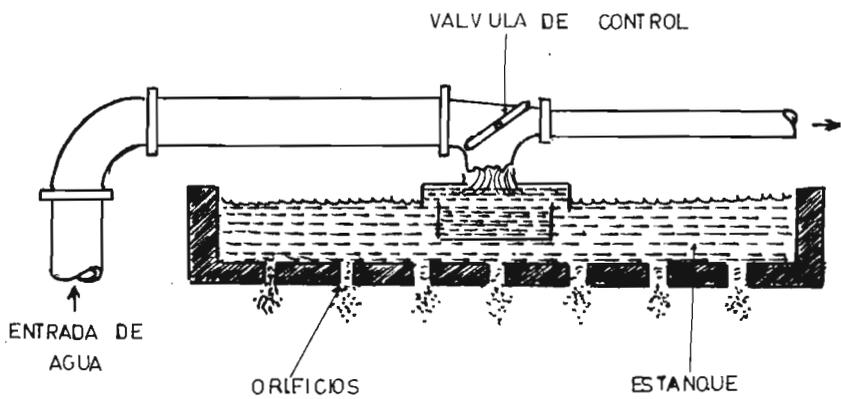


FIGURA 11.

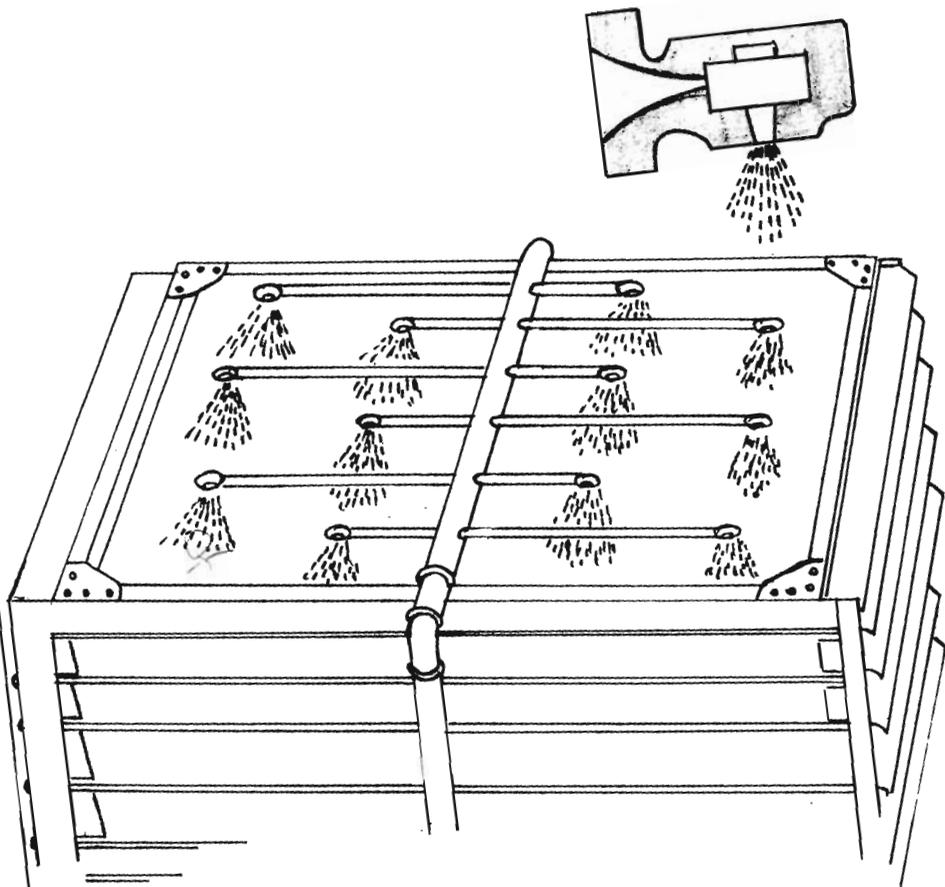


FIGURA 12.

sistema de tuberías se hace llegar el agua a una toberas que producen una lluvia que llena la torre.

Sistema de distribución rotatorio, consiste en dos o más brazos distribuidores que están fijos a un eje central, cada brazo consta de un tubo ranurado por el que sale una cortina de agua, el efecto del agua saliendo, hace que los brazos giren lentamente, (25 a 30 - R.P.M.) la velocidad puede variarse dentro de ciertos límites, giran do el ángulo de la ranura del tubo, (Fig. 13).

II.- RELLENO.- Es la parte más importante de la torre, sirve para aumentar el tiempo y superficie de contacto entre el aire y el agua, además debe mantener una buena distribución tanto del agua como del aire. Existen 2 tipos de goteo y de película de agua.

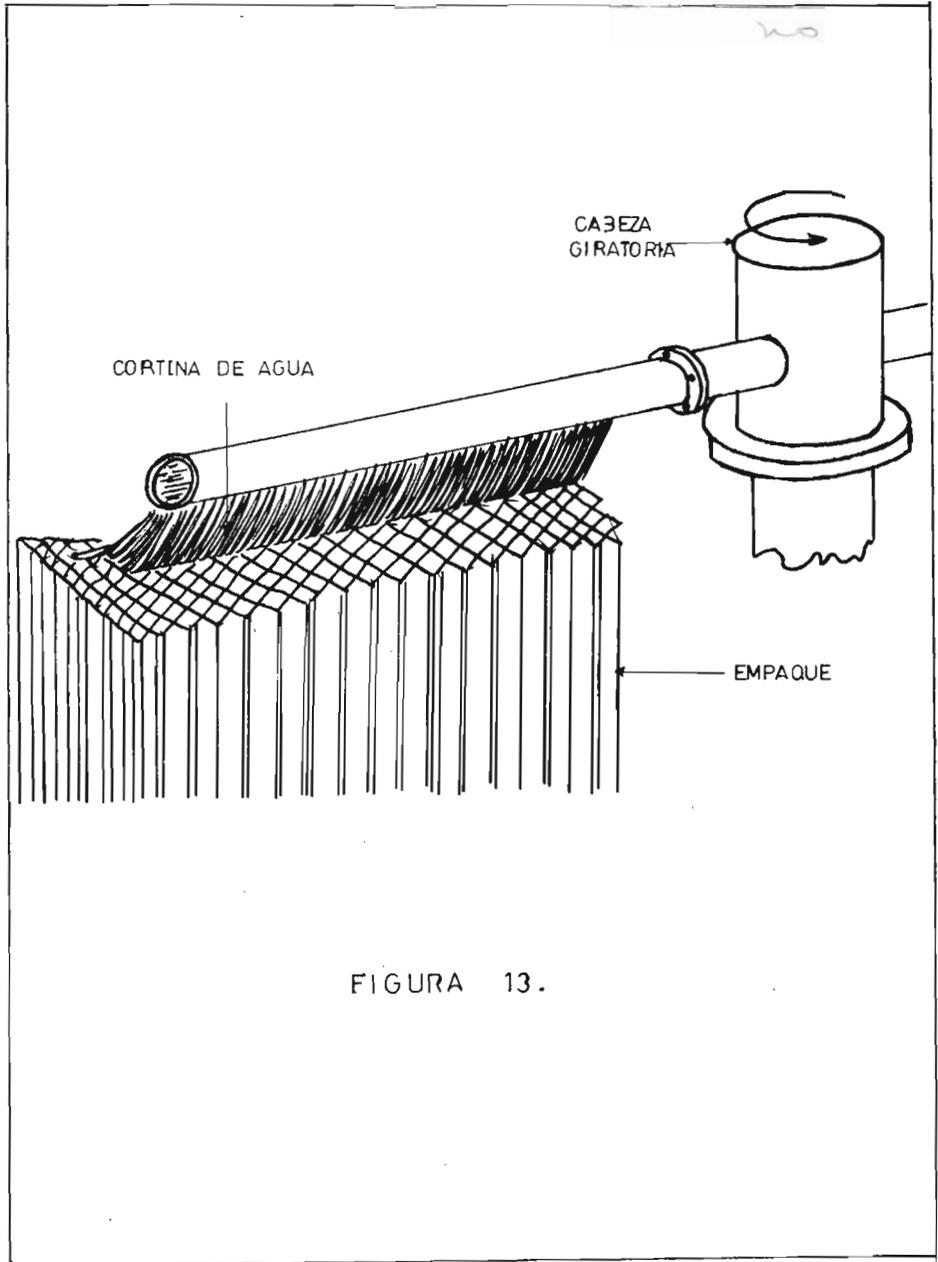
En los rellenos de salpiqueo o goteo se busca que el agua al caer, choque contra el relleno y se rompa en pequeñas gotas, este arreglo permite tener buenos resultados con torres de poca altura y por lo tanto de reducida carga de bombeo (Fig. 14).

En el relleno de película, se divide el flujo de agua en un gran número de capas delgadas, que fluyen sobre el relleno exponiendo una gran superficie al aire evitándose en lo posible la formación de gotas. La ausencia de gotas reduce la caída de presión del aire a través de la torre, permitiendo que se aumente la velocidad y volumen de aire manejado. (Fig.15).

Por lo que se refiere al material de relleno, podemos decir que lo más usado ha sido la madera, pero recientemente se están utilizando también los plásticos y en el caso de relleno de película, el asbesto cemento, estos materiales tienen sobre la madera la ventaja de ser más durables, porque reducen el mantenimiento.

III.- VENTILADORES.- Los ventiladores deben tener volúmenes e n considerables relativamente bajas (600 m³/seg o menos) y de una caída de presión mínima (del orden de 10 mm de Agua).

Los más usados son los ventiladores del tipo de hélice, sin embargo en torres de tipo forzado se utilizan también ventiladores -- centrífugos del tipo de jaula de ardilla.



no

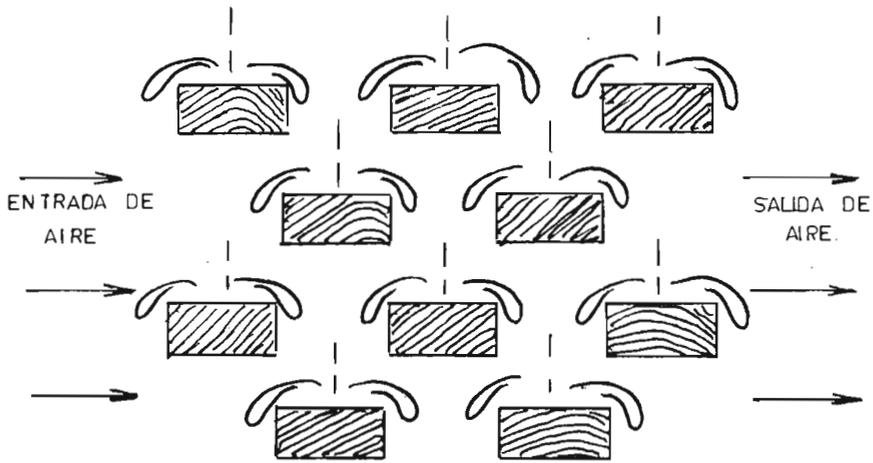


FIGURA 14a.

23

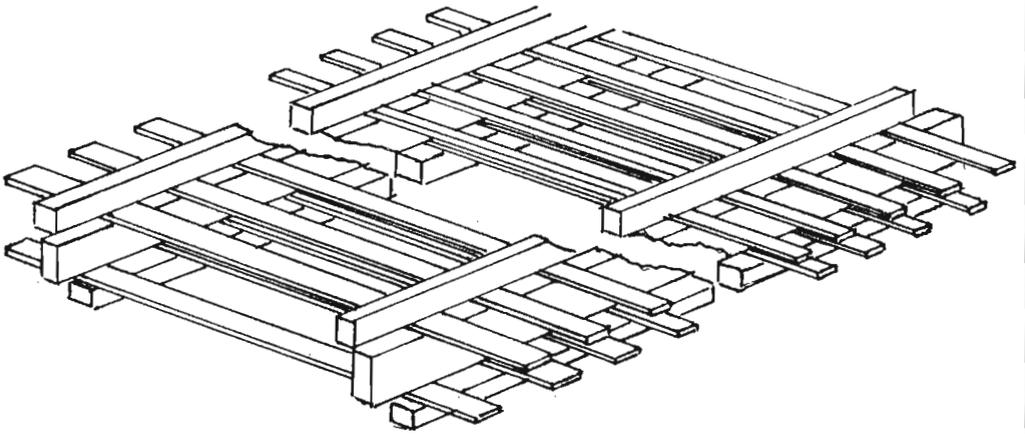


FIGURA 14b.

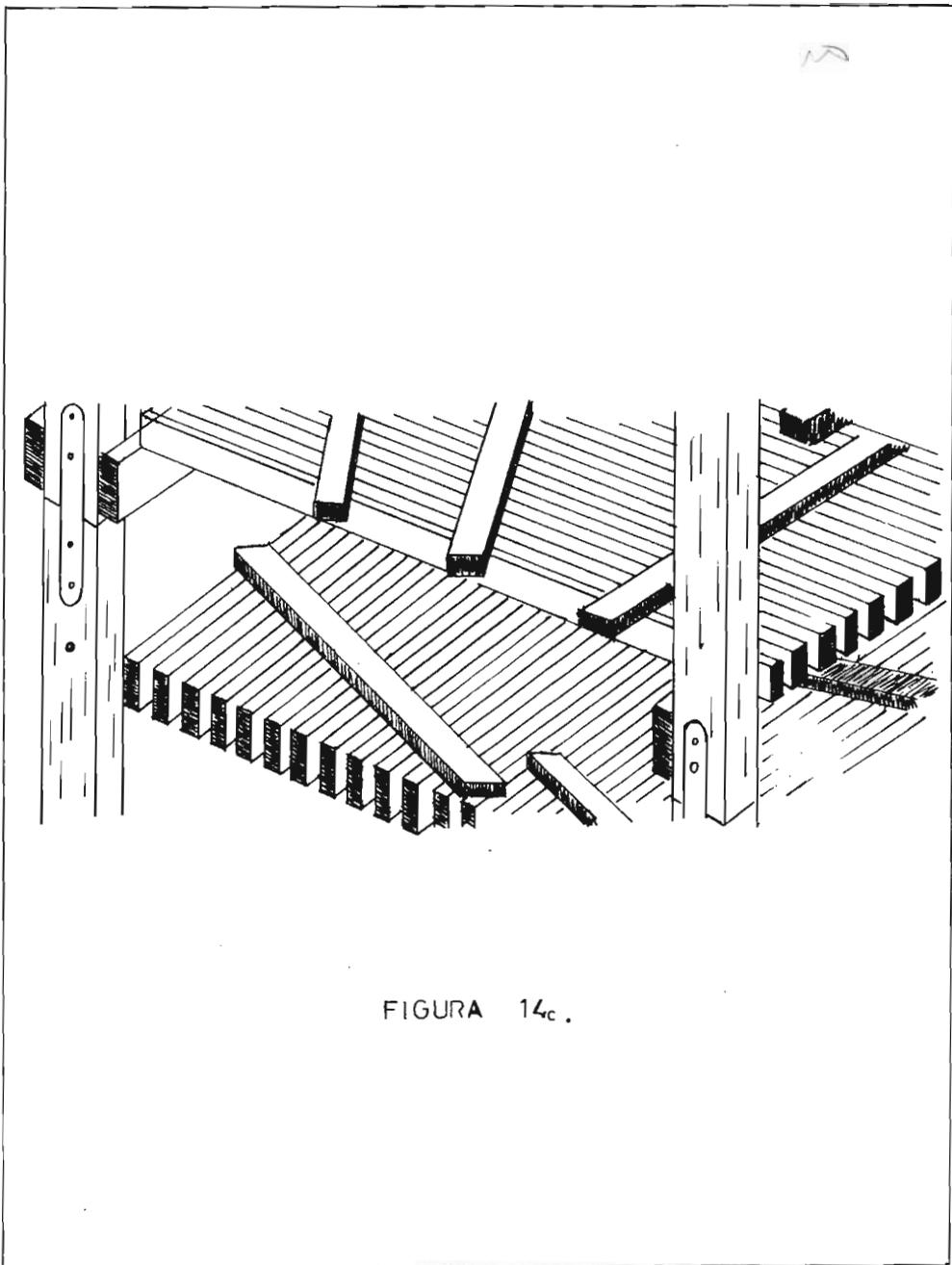


FIGURA 14c.

82

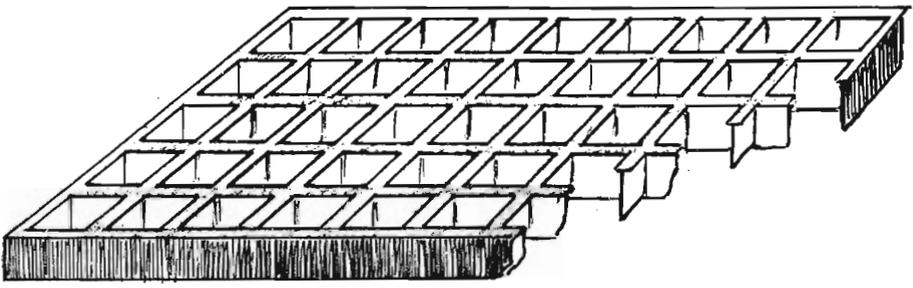


FIGURA 14 d .

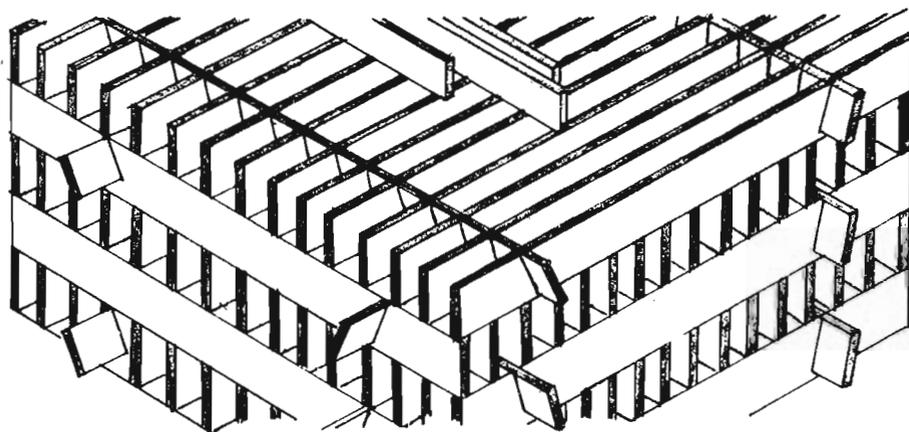


FIGURA 15 a .

no

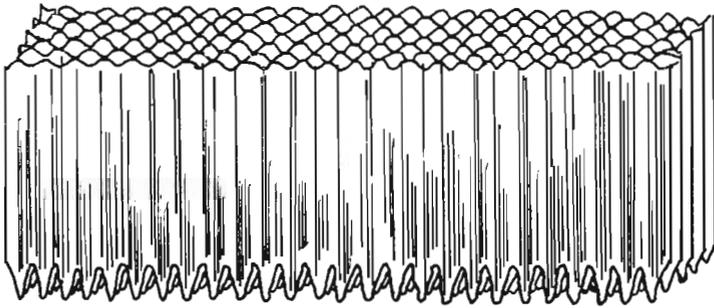


FIGURA 15 b.

52

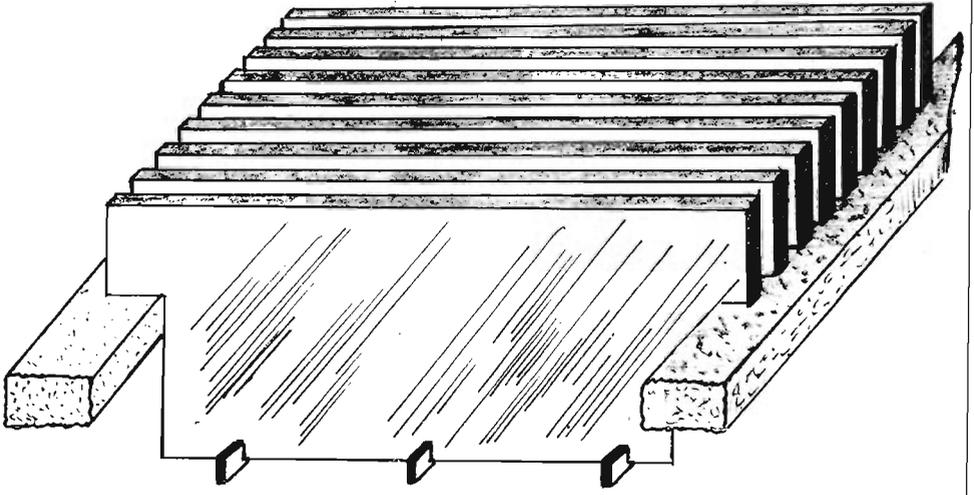


FIGURA 15 c .

wo

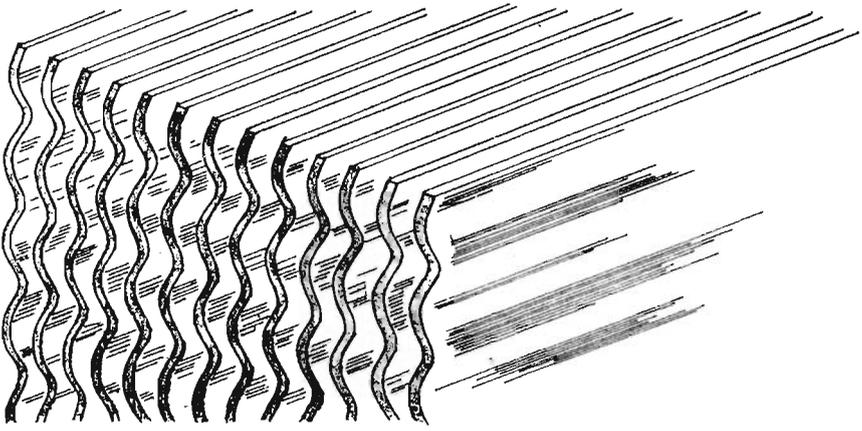


FIGURA 15 d.

Las aspas están hechas de materiales resistentes a la corrosión como aluminio, plástico reforzado con fibra de vidrio, madera laminada, acero inoxidable y metal menel.

IV.- PERSIANAS.- Las persianas de entrada tienen por objeto dirigir el aire de entrada y al mismo tiempo impedir la pérdida de agua, en general su construcción es muy sencilla, consistiendo en — una serie de tablas inclinadas de tal manera, que el agua escurra — hacia el interior de la torre.

V.- ELIMINADORES.- Los eliminadores de rocío reducen a un mínimo el agua arrastrada por el aire, que se perdería sin ser utilizada y lo que es en muchos casos más importante, que se precipitaría posteriormente en forma de fina lluvia causando molestias al vecindario y a la planta. Los eliminadores de rocío constan de una o varias — persianas que obligan al aire a cambiar de dirección bruscamente y — que por fuerza centrífuga hace que se separen las gotas de agua. Si los eliminadores de rocío son adecuados, se reduce la posibilidad de recirculación. (Fig 16).

VI.- TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AGUA.- Sirve para recibir el — agua fría producto de la torre, en general tratándose de torres gran des, el tanque se construye de concreto a veces de madera, en caso de torres pequeñas construídas en los techos de fábricas o de edifi cios, se acostumbra tener tanques metálicos.

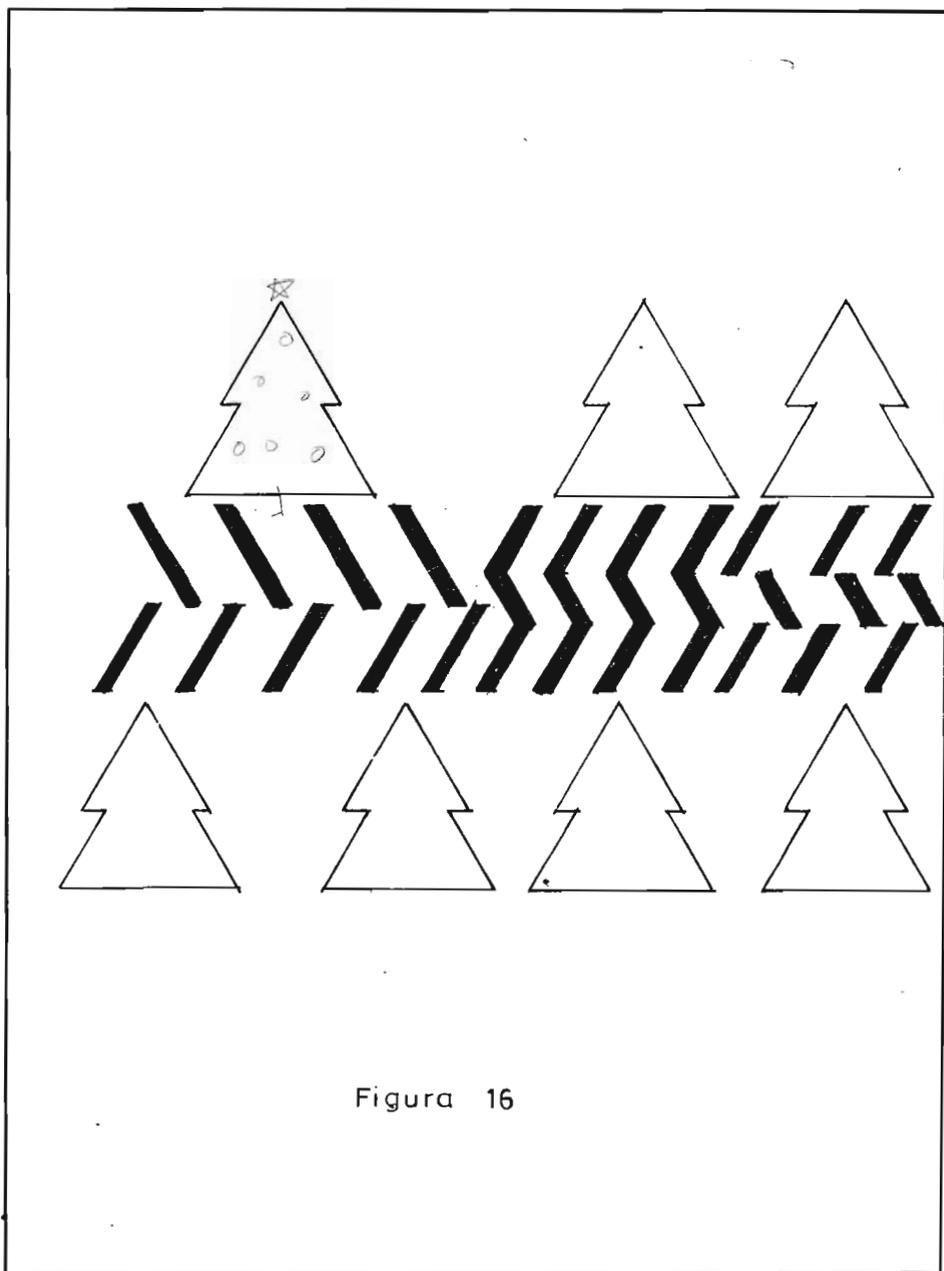


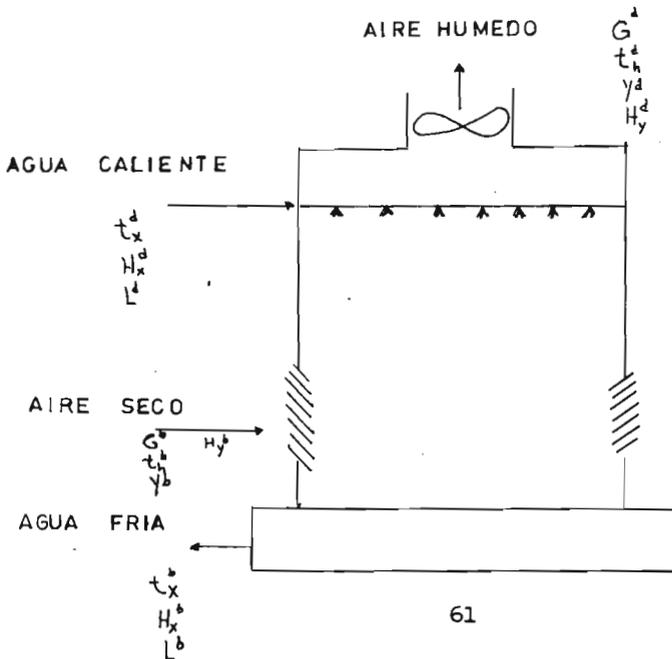
Figura 16

2.5 Cálculo del Balance de Energía en la Torre de Enfriamiento.

Partiendo del principio de la conservación de la Energía obtendremos el balance de energía en la torre de enfriamiento por lo que partimos de este principio.

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Acumulación} \\ \text{de energía} \\ \text{dentro del} \\ \text{sistema.} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Transferencia} \\ \text{de energía ha} \\ \text{cia el siste} \\ \text{ma por el lí} \\ \text{mite del mis} \\ \text{mo.} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{Transferencia} \\ \text{de energía} \\ \text{fuera del sis} \\ \text{tema por el} \\ \text{límite del} \\ \text{mismo.} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Genera} \\ \text{ción de} \\ \text{energía} \\ \text{dentro} \\ \text{del sis} \\ \text{tema.} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{Consu} \\ \text{mo de} \\ \text{ener} \\ \text{gía} \\ \text{del} \\ \text{siste} \\ \text{ma.} \end{array} \right\}$$

BALANCE DE ENERGIA PARA TORRES DE ENFRIAMIENTO.



Balace de Entalpia.-

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{rapidez de salida} \\ \text{de calor del agua} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{rapidez de entrada} \\ \text{de calor al aire} \end{array} \right\}$$
$$d(LH_x) = d(CH_y)$$

Transferencia de calor de la interfase al gas.-

$$G (C_p) G dT = h_y (t_i - t_y) dA = h_y (t_i - t_y) a_H S dZ$$

a_H = área por unidad de volumen.

Transferencia de masa de la interfase al gas.-

$$d(GY) = k_y (Y_i - Y) a_M S dZ$$

a_M = área de transferencia de masa.

Transferencia de calor del líquido a la interfase.-

$$d(LH_x) = h_x (t_x - t_i) a_H S dZ$$

Calor Sensible + Calor Latente = Entalpia total.

$$\text{Calor Sensible : } G (C_p)_G dt_y = h_y (t_i - t_y) a_H S dZ$$

+

$$\text{Calor Latente : } \lambda_A G dY = k_y (\bar{Y}_i - \bar{Y}) a_M S dZ \times PM_A \lambda_A$$

Entalpia Total:

$$G (C_s dt_y + \lambda_A dY) = \left[h_y (t_i - t_y) a_H + k_y (\bar{Y}_i - \bar{Y}) a_M PM_A \lambda_A \right] S dZ$$

$$(Y_i - Y) = \frac{PM_B}{PM_A} (Y_i - Y)$$

En la Fig.17 podemos observar el diagrama de ENTALPIA-TEMPERATURA, el cual nos indica la operación de la torre de enfriamiento. También se dan a conocer los conceptos de acercamiento y rango. Siendo el Acercamiento la diferencia de temperaturas entre la temperatura del agua a la salida de la torre y la temperatura de bulbo húmedo a la entrada de la misma. El rango es la diferencia de temperatura del agua a la entrada y la temperatura del agua a la salida de la torre.

2.6 PROBLEMAS.

En los 4 primeros problemas se ilustran ejemplos en los que se hace uso de la carta Psicrométrica, a partir de 2 variables que se dan como dato para encontrar las demás variables - por medio de dicha carta.

Problema #1.- Encuentre las propiedades del aire húmedo cuando la temperatura de aire seco es 80°F y la temperatura de bulbo - húmedo es 67°F a una atmósfera de Presión.

1.0 PLANTAMIENTO.- Todas las propiedades se encuentran en la Carta Psicrométrica, la cual se encuentra en el apéndice,

2.0 RESULTADOS:-

$$Y = 0.011 \text{ lb Agua/ lb A.S.}$$

$$H = 31.6 \text{ Btu/lb A.S.}$$

$$V_{\text{esp}} = 13.8 \text{ ft}^3 / \text{lb A.S.}$$

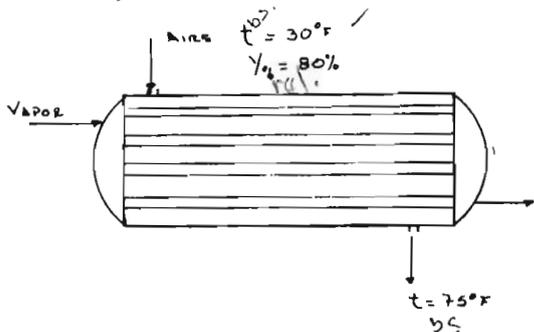
$$Y_s = 51$$

$$t_p = 60.3^\circ\text{F}$$

$$Y_s = 0.0143$$

Problema # 2:- El aire es calentado por medio de un vapor de ---
 30°F de Temperatura de bulbo seco y 80 % de humedad relativa a
 75°F de temperatura de bulbo seco. Encuentre la humedad relativa,
 temperatura del bulbo húmedo y punto de rocío del aire calen-
 tado. También determine la cantidad de calor añadido por lb
 de aire seco a 1 atmosfera de presión.

1.0).- Traducción.-



Incognitas:

$$Y_{\%} = ?$$

$$t_h = ?$$

$$t_r = ?$$

$$q = ?$$

2.0).- Planteamiento.-

2.1).- Discusión.- Leyendo directamente de la carta Psicrome---
 trica (Fig. 12.2 Perry 5a. Edición) obtenemos la humedad, tem-
 peratura de bulbo húmedo y el punto de rocío, el calor añadido -
 se calcula por la diferencia de las entalpías (entrada y salida).

3.0).- Calculos y Resultados.

$$Y_r = 15 \%$$

$$t_h = 51.5^\circ\text{F}$$

$$t_r = 25.2^\circ\text{F}$$

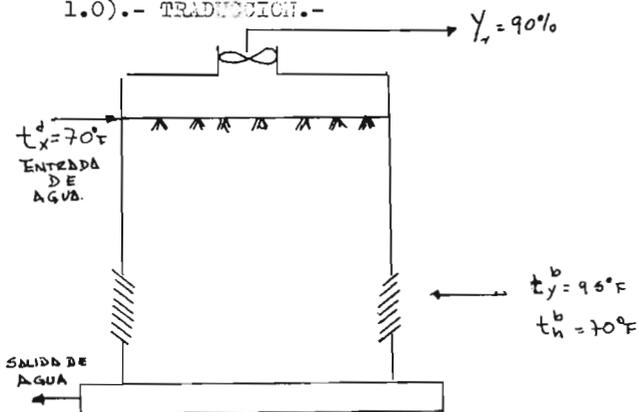
$$H_{ent} = 10.16 \text{ BTU/lb A.S.}$$

$$H_{sal} = 21.0 \text{ BTU/lb A.S.}$$

$$q_a = H_{sal} - H_{ent} = 21.0 - 10.16 = 10.84 \text{ BTU/lbA.S.}$$

Problema # 3 :- En una torre de enfriamiento el aire tiene un temperatura de bulbo seco de 95°F y 70°F de bulbo húmedo, el cual se pone en contacto con agua, la humedad relativa del aire aumentó a 90% y la temperatura del agua a la entrada es de 70°F . Determine la temperatura de bulbo seco, la temperatura de bulbo húmedo a la salida, el cambio de entalpia del aire y la cantidad de humedad añadida.

1.0).- TRADUCCIÓN.-



Incógnitas:

$$t_{d2} = ?$$

$$t_{w2} = ?$$

$$q_a = ?$$

$$\Delta Y = ?$$

2.0).- PLANTEAMIENTO.-

2.1).- DISCUSIÓN.- El enfriamiento se va a deber a la evaporación del agua y como no va haber calor añadido ni eliminado el proceso será adiabático. Lo cual indica que la temperatura de bulbo húmedo no cambiará. Para el cálculo de la temperatura de bulbo seco del aire a la salida lo obtenemos directamente de la carta, lo mismo que el calor añadido se obtendrá del cambio de entalpias del aire a la entrada y salida de éste.

3.0).- CALCULOS.-

3.1).- Los valores de la Temperatura de bulbo humedo, entalpias y humedades se leen directamente de la carta psicrometrica, por lo que tenemos:

$$H_1 = 33.88 \text{ BTU/ lb}_{\text{A.S.}}$$

$$H_2 = 34.08 \text{ BTU/ lb}_{\text{A.S.}}$$

$$H_w = 0.2 \text{ BTU/ lb}_{\text{A.S.}}$$

$$q_a = H_2 - H_1 - H_w = 34.08 - 33.88 - 0.2 = 0 \text{ BTU/ lb}_{\text{A.S.}}$$

$$\Delta Y = Y_2 - Y_1 = 0.0143 - 0.01 = 0.0043 \text{ lb}_{\text{Agua}} / \text{lb}_{\text{A.S.}}$$

4.0).- RESULTADOS.-

$$t_h^d = 70^\circ\text{F}$$

$$t_y^d = 72^\circ\text{F}$$

$$q_a = 0 \text{ BTU/ lb}_{\text{A.S.}}$$

$$\Delta Y = 0.0043 \text{ lb}_{\text{Agua}} / \text{lb}_{\text{A.S.}}$$

Problema # 4 .- Encontrar la humedad absoluta, la entalpia y el volumen del aire, para un lugar en el que la presión atmosférica es de 24.92 pulgadas de Hg. La temperatura de bulbo seco es 70°F y la temperatura de bulbo húmedo 61°F.

1.0).- PLANTEAMIENTO.-

1.1).- DISCUSION.- Para hacer las correcciones, se utiliza la tabla de correcciones que viene en el extremo superior izquierdo de la carta psicrométrica. En ella, se entra con la ΔP y con la temperatura de bulbo húmedo. Después se corrige por medio de la fórmula:

$$Y = Y' \left(1 - 0.01 \frac{t_y - t_h}{24} \right)$$

Para la entalpia, de la misma tabla se lee el valor de ΔH y se corrige por medio de la siguiente fórmula:

$$H = \Delta H + H' + H(29.92)$$

H' = desviación de la entalpia.

Para el volumen específico, se aplica la siguiente fórmula :

$$V_{\text{esp}} = 0.745 \left(\frac{t_y + 460}{P} \right) \left(1 + \frac{Y}{4360} \right)$$

2.0).- CALCULOS:-

2.1).- Cálculo de la humedad absoluta:-

$$\Delta P = 24.92 - 29.92 = - 5 \text{ pulgadas de Hg}$$

De la tabla para $\Delta P = -5$ y $t_h = 61^\circ\text{F}$

$$\Delta Y' = 16.5 \text{ granos / lb}_{\text{A.S.}}$$

Corrigiendo ahora por medio de la fórmula:

$$Y = 16.5 \left(1 - 0.01 \frac{70 - 61}{24} \right)$$
$$= 16.44 \text{ granos/lb}$$

Para una presión de 29.92 pulgadas de Hg, $Y = 66$ granos/lb, por lo que la Y para el sitio donde la presión es de 24.92 tenemos:

$$Y' = 66 + 16.44 = 82.44 \text{ granos/lb}_{A.S.}$$

2.2.)- Cálculo de la entalpia:- De la misma tabla anterior, para $t_h = 61^\circ F$ y $\Delta P = -5$ tenemos; $\Delta H = 2.57$.

$$H(29.92) = 27.1 \text{ BTU/lb}$$
$$H' = 0.06 \text{ BTU/lb}$$
$$\Delta H = 2.57 + 27.1 - 0.06 =$$
$$= 29.61 \text{ BTU/lb}$$

2.3.)- Cálculo del volumen específico.-

$$V_{\text{esp}} = \frac{0.745 (70 + 460)}{24.92} \left(1 + \frac{32.44}{4560} \right)$$
$$= 16.3 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

3.0.)- RESULTADOS:-

$$Y = 82.44 \text{ granos/lb}$$
$$H = 29.61 \text{ BTU/lb}$$
$$V_{\text{esp}} = 16.3 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

En los 2 problemas que a continuación se presentan son importantes, para que el estudiante aplique los conceptos presentados con anterioridad como es: el Balance de Energía en la Torre de Enfriamiento, para que posteriormente se haga el cálculo de la velocidad mínima y de operación del aire.

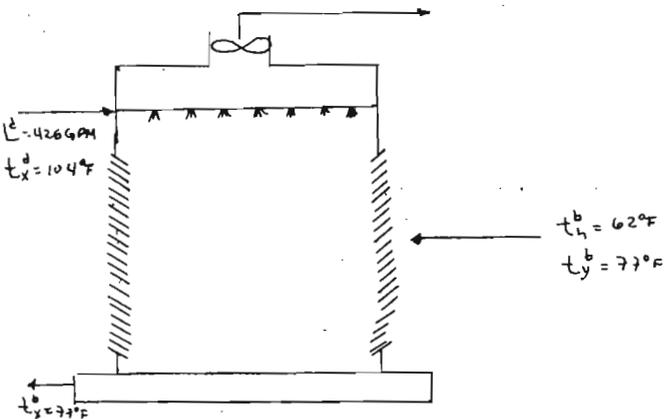
Problema # 5.- Una torre de enfriamiento a contracorriente de doble flujo cruzado es diseñada para enfriar agua de 104°F a 77°F . La velocidad del agua es de 425 GPM . El uso del agua es para la Industria.

a).- Si la temperatura de diseño del bulbo húmedo es de 62°F y la temperatura del bulbo seco es 77°F . Determine la velocidad mínima del aire que puede ser usado.

1.C).- TRADUCCION.-

Incógnitas:

$$G_{\min} = ?$$



2.0).- PLANEAMIENTO.-

2.1).- DISCUSION:- Para calcular G_{\min} necesitamos calcular

$(L\text{ Cp}/G)_{\max} = L\text{Cp}/G_{\min}$ a la pendiente de la línea de operación por medio de la siguiente fórmula:

$$\frac{L}{G_{\min}} = \frac{H_y^d - H_y^b}{t_x^d - t_x^b}$$

Por lo tanto:

$$G_{\min} = \left(\frac{t_x^d - t_x^b}{H_y^d - H_y^b} \right) (L) \quad (L)$$

De ésta fórmula conocemos t_x^d , t_x^b , H_y^b por medio de la carta psicrométrica ó per medio de las siguientes fórmulas:

$$H_y^d = Cs (t_x^b - t_o) + Y \lambda_o$$

El calor húmedo lo calculamos de la siguiente forma:

$$Cs = Cp_{A.S.} + C_p^{\text{Agua}} Y$$

El valor de la humedad lo conocemos a partir de la carta, con la temperatura de bulbo seco y húmedo.

El valor de H_y^d se conoce de la grafica de Entalpia- Temperatura.

3.0).- CALCULOS.

3.1).- Datos de la curva de equilibrio. (sacados de la tabla 12.1 Perry 5a edición).

| t (°F) | Y (lb _{agua} /lb _{A.S.}) | H (BTU/lb _{A.S.}) |
|-------------|---|---------------------------------|
| 60 | 0.01108 | 26.46 |
| 65 | 0.01327 | 30.07 |
| 70 | 0.0158 | 34.09 |
| 75 | 0.0188 | 38.61 |
| 80 | 0.0223 | 43.69 |

| t (°F) | Y (lb _{Agua} / lb _{A.S.}) | H (BTU/lb _{A.S.}) |
|-------------|--|---------------------------------|
| 35 | 0.0255 | 49.52 |
| 90 | 0.031 | 55.93 |
| 95 | 0.0367 | 63.34 |
| 100 | 0.043 | 71.73 |
| 105 | 0.0507 | 81.36 |
| 110 | 0.059 | 92.34 |
| 120 | 0.081 | 119.54 |

3.2).- Cálculo de la humedad absoluta. Se obtiene de la carta psicrométrica directamente.

$$Y = 0.0082 \text{ lb}_{\text{agua}} / \text{lb}_{\text{A.S.}}$$

3.3).- Cálculo del calor húmedo, Cs.-

$$\begin{aligned} Cs &= C_p \text{ Aire} + C_p \text{ Agua}(Y) = \\ &= 0.24 + (0.25)(0.0082) \\ &= 0.242 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F} \end{aligned}$$

3.4).-Cálculo de la entalpia del aire a la entrada, H_y^b .-

$$\begin{aligned} H_y^b &= 0.242 (77 - 32) + 0.0082 (1075) \\ &= 19.705 \text{ BTU/lb}_{\text{A.S.}} \end{aligned}$$

3.5).- Cálculo de L/G in .-

$$H_y^d = 78 \text{ BTU/lb}_{\text{A.S.}} \text{ (lectura tomada de la carta);}$$

$$\left(\frac{L}{G_{\text{min}}} \right) = \frac{78 - 19.70}{104 - 77} = 2.16$$

3.6).- Cálculo de G_{min} .-

$$L = (425 \text{ GPM}) \left(\frac{0.021 \text{ ft}^3/\text{in}}{\text{GPM}} \right) \left(62.4 \text{ lb}/\text{ft}^3 \right) =$$

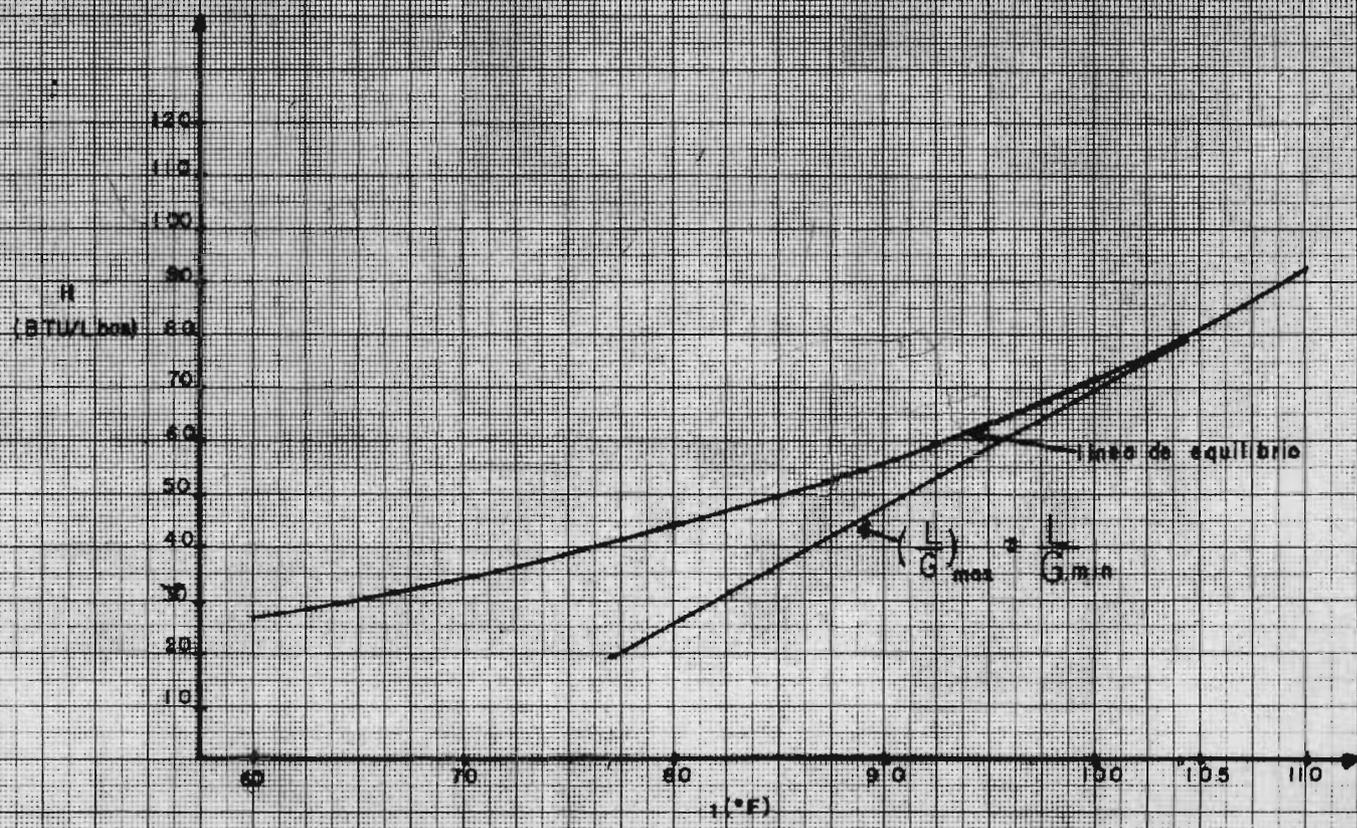
$$L = 212716.9 \text{ lb/h}$$

$$G_{\min} = 212716.9 / 2.16 = 98430.04 \text{ lb/h}$$

4.0).- RESUMEN DCS:-

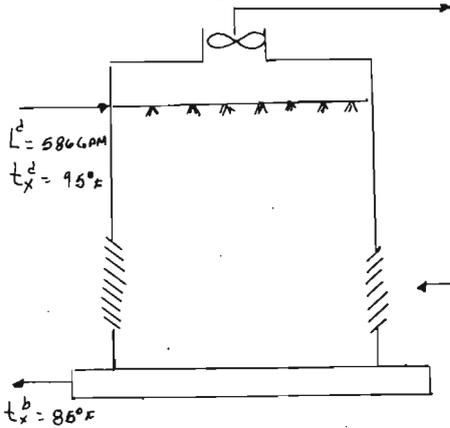
$$G_{\min} = 98\ 430.04 \text{ lb/h}$$

DIAGRAMA DE ENTALPIA-TEMPERATURA DEL SISTEMA AIRE-AQUA



Problema # 6:- Una torre de enfriamiento de tiro inducido flujo cruzado se enviará a Monterrey para enfriar agua de 95°F a 85°F; el acercamiento es de 7°F y la temperatura de bulbo seco es de 85°F. El flujo de agua es de 586 GPM. Determinar el gasto de operación del aire si $G_{op} = 1.5 G_{min}$ y la entalpia del aire a la salida de la torre.

1.0).- TRADUCCION.-



Incógnitas:

$$G_{op} = ?$$

$$H_y^d = ?$$

$$A = 7^\circ F$$

$$t_y^b = 85^\circ F$$

$$\therefore A = 7^\circ F = t_x^b - t_h^b$$

$$\therefore 7 = 85 - t_h^b$$

$$t_h^b = 78^\circ F$$

2.0).- PLANTEAMIENTO:

2.1).- DISCUSION.- Para determinar el gasto de aire necesitamos conocer G_{min} . Y Para el cálculo de G_{min} lo hacemos por medio

de:

$$\frac{L}{G_{min}} = \frac{H_y^d - H_y^b}{t_x^d - t_x^b}$$

2.2).- El valor de H_y^b se lee directamente de la carta psicrométrica.

2.3).- El valor de H_y^d en el equilibrio se conoce trazando la pendiente máxima de la línea de operación. (ver diagrama Entalpia - Temperatura).

2.4).- Cálculo de G_{op} :-

$$G_{op} = 1.5 G_{min}$$

2.5).- Cálculo de H_y^d de operación:-

$$H_y^d = (L/G_{op}) (t_x^d - t_x^b) + H_y^b$$

3.0).- CALCULOS.-

3.1).- Datos de equilibrio. (Sacados de la tabla 12-1 Perry 5a edición).

| t_{Agua} (°F) | H_s (BTU/lb _{A.S.}) |
|-----------------------------|-------------------------------------|
| 80 | 43.69 |
| 85 | 49.44 |
| 90 | 55.93 |
| 95 | 63.34 |
| 100 | 71.73 |
| 105 | 81.36 |
| 110 | 92.34 |

3.2).- Cálculo de $H_y^d = 63$ BTU/lb_{A.S.} (valor leído en el diagrama de Entalpia - temperatura)

3.3).- Cálculo de (L/G_{min}) :-

$$L/G_{min} = \frac{63 - 41.6}{95 - 85} = 2.14$$

3.4).- Cálculo de G_{op} :-

$$L = (586 \text{ GPM}) \left(\frac{8.021 \text{ ft}^3/\text{h}}{\text{GPM}} \right) (62.4 \text{ lb}/\text{ft}^3) =$$
$$= 293299.1 \text{ lb/h}$$

$$L/G_{min} = 2.14$$

$$G_{min} = \frac{L}{2.14}$$

$$= 293299 / 2.14 = 137055.65 \text{ lb/h}$$

$$G_{op} = (137055.65) (1.5) = 205583.47 \text{ lb/h}$$

3.5).-Cálculo de H_y^d de operación:-

$$H_y^d = (293299.1/205583.47) (95 - 85) + 41.6$$
$$= 55.67 \text{ BTU/lb}$$

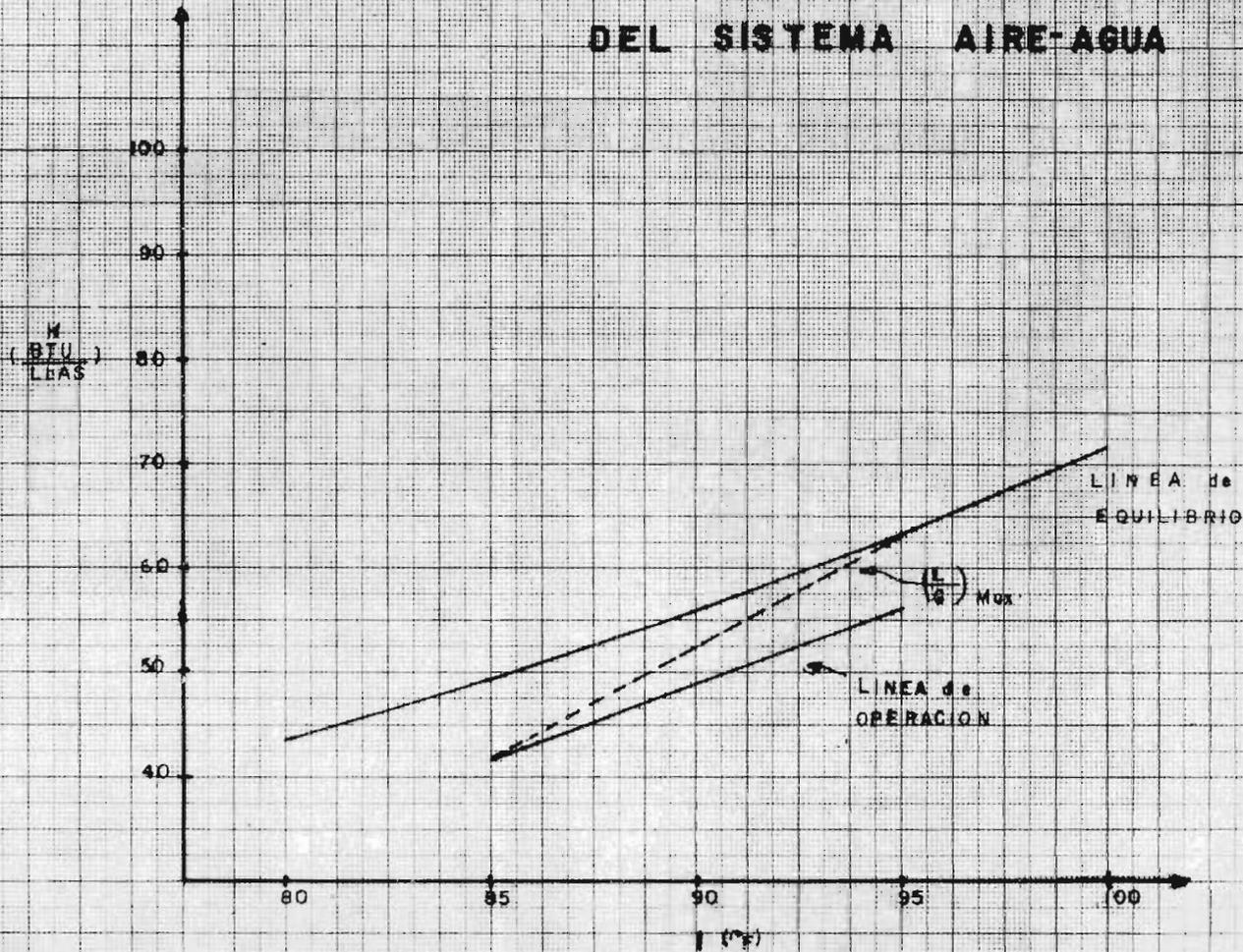
4.0).- RESULTADOS:-

$$G_{op} = 205583.47 \text{ lb/h}$$

$$H_y^d = 55.67 \text{ BTU/lb}$$



DIAGRAMA de ENTALPIA-TEMPERATURA DEL SISTEMA AIRE-AGUA



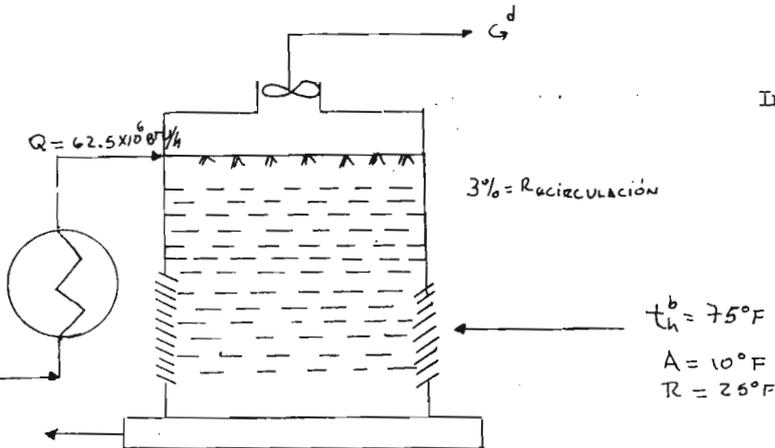
En los dos últimos problemas de éste capítulo, se hace el cálculo de la potencia del ventilador. Para poder conocer dicha potencia es necesario hacer el cálculo de las caídas de presión en la zona empacada, zona de eliminadores y en las persianas.

Para poder hacer el cálculo de la potencia es necesario e indispensable conocer las variables de diseño, que son:

- a).- Temperatura del agua a la entrada de la torre.
- b).- Temperatura del agua a la salida de la torre.
- c).- Costo de agua ó cantidad de calor a eliminar.
- d).- Temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada de la torre.

Problema # 7 .-Se desea enfriar agua para eliminar 62.5 millones de Btu/h. La torre de enfriamiento se instala a una temperatura de bulbo húmedo de 75°F y hay una recirculación permitida de 3%. Encontrar la potencia del ventilador para un acercamiento de 10°F y un rango de 25°F.

1.0).- TRADUCCION.-



Incógnitas:

BHP = ?

2.0).- PRIMITIVO.-

2.1).- DISEÑO:- Para hacer el cálculo de la potencia del ventilador se utilizará en método Pritchard, el cuál por medio del uso de sus cartas pueden lograrse los cálculos de potencias de ventilador de una manera rápida. Este método consiste en:

2.1).- Seleccionar tipo de piso: Se selecciona el tipo A.

2.2).- Hipótesis:- Número de pisos: $N' = 30$

2.3).- Suponer un par de (L/Ga) para el cálculo de $H_a V/L$.

2.4).- Localizar L/Ga en las gráficas Pritchard.(fig. 9.73 Ludwig).

2.5)./ Recálculo de L'/Ga:-

a).- Cálculo de entalpía del aire a la salida:

$$Ga (H_y^d - H_y^b) = L (t_x^d - t_x^b)$$
$$H_y^d = H_y^b + (L'/Ga) (t_x^d - t_x^b)$$

b).- Cálculo de H_y^b con β de recirculación.

c).- Obtener graficamente t_h^b

d).- Con un nuevo acercamiento leer L'/Ga

2.6).-Cálculo de la altura.-

$$Z = (N' - 1) (\text{altura debido al piso})$$

2.7).-Cálculo del gasto del aire por unidad de área.

2.8).- Cálculo del gasto de agua por unidad de área

2.9).-Cálculo del gasto total de agua.

2,10).- Cálculo de la sección transversal:

$$S = L/ L'$$

2.11).- Cálculo de la caída de presión en la zona empacada:-

$$\Delta P_{\text{en}} = H'BG^2 (0.0675/\rho_G) + H'C(S_F)^{1/2} L' G^2 (0.0675/\rho_G)$$

2.12).- Cálculo de la caída de presión en las persianas:-

$$\Delta P_{\text{per.}} = - 0.08 + 2.5 \times 10^{-4} (V_{FR})$$

2.13).- Cálculo de la caída de presión en los eliminadores de niebla:-

$$\Delta P_{\text{elim.}} = - 0.03 + 5 \times 10^{-5} Ga$$

2.14).- Cálculo de la caída de la presión total.

2.15).- Cálculo de la potencia del ventilador:-

$$\text{BHP} = \frac{V' \times P_s}{60 \times \rho_G \times 6356 \times \eta}$$

3.0).- CALCULOS:-

3.1).- Cálculo de KaV/L:-

a).- Suponer un par de (L/Ga):

$$L/Ga = 1.0$$

$$KaV/L = 0.07 + 0.06 (30)^{-0.62} = 1.07$$

b).- L/Ga = 2.0

$$KaV/L = 0.07 + 0.06 (30) (2)^{-0.62} = 1.24$$

3.2).- Localización de L/Ga en las gráficas Pritchard:

$$L/Ga = 1.13 \quad (\text{fig 9.73c Ludwig})$$

3.3).- Recálculo de L'/Ga:-

a).- Cálculo de la entalpía del aire a la salida:

$$h_y = 38.61 \text{ BTU/lb} \quad (\text{de la carta psicrométrica.})$$

$$H_y^d = 38.61 \text{ BTU/lb} + 1.13 (110 - 85) = 66.91 \text{ BTU/lb}_{A.S.}$$

b).- Cálculo de H_y^b con 3 % de recirculación:

$$\begin{aligned} H_y^b &= 0.97 (38.61) + 0.03(66.91) \\ &= 39.41 \text{ BTU/lb}_{A.S.} \end{aligned}$$

c).- Obtener gráficamente t_h^b con el valor de H_y^b por lo que su valor correcto es : $t_h^b = 76^\circ\text{F}$

d).- Con un nuevo acercamiento, leer $L'/Ga = 1.05$

Por lo que el nuevo acercamiento será = $85 - 76 = 9^\circ\text{F}$.

3.4).- Cálculo de la altura:-

$$E = (30 - 1) (9/12) = 21.8 \text{ ft}$$

3.5).- Cálculo del gasto de aire por unidad de área:- Los valores límites en las industrias para el gasto de aire son: 1400 y 2000 lb/hft^2 y para las alturas son: 12 ft a 40 ft.

Por lo tanto:

$$\frac{40' - 12'}{40' - 21.8'} = \frac{2000 - 1400}{Ga - 1400}$$

$$Ga = 1792 \text{ lb/hft}^2$$

3.6).- Cálculo del gasto de agua por unidad de área :-

$$L' = Ga (L'/Ga) = 1792 (1.05) = 1882 \text{ lb/hft}^2$$

3.7).- Cálculo del gasto total de agua:-

$$L = \frac{62.5 \times 10^6 \text{ BTU/h}}{(25^\circ\text{F})(11 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F})} = 2.5 \times 10^5 \text{ lb/h}$$

3.8).- Cálculo de la sección transversal:-

$$S = L / L' = 2.5 \times 10^6 / 1882 = 1328 \text{ ft}^2$$

3.9).- cálculo del número de celdas de 6 x 6 ft.

Escogiendo 6 veces x 4 veces el módulo obtenemos:

$$30(4 \times 6) = 720 \text{ ft}^2$$

Por lo tanto lo más cercano a 1328 ft^2 serán dos celdas a 720 ft^2 .

$$720 \times 2 = 1440 \text{ ft}^2$$

3.10).- Recálculo de L' y G_a :-

$$L' = 2.5 \times 10^6 / 1440 = 1736.1 \text{ lb/hft}^2$$

$$G_a = L' (G_a/L') = 1736.1 / 1.05 = 1653.42 \text{ lb/hft}^2$$

3.11).- Caída de presión en la zona empacada:

$$\Delta P = N' B G_a^2 (0.0675 / f_G) + N' C' (S_f)^{1/2} L' G_E^2 (0.0675 / f_G).$$

$$N' = 30$$

$$B = 0.34 \times 10^{-8}$$

$$S_f = 3.0$$

$$L' = 1736.1 \text{ lb/hft}^2$$

$$G_E = 4050$$

$$C' = 0.11 \times 10^{-12}$$

$$G_a = 1653.42 \text{ lb/hft}^2$$

$$f_G = 0.0127 \text{ lb/ft}^3$$

Sustituyendo estos datos tenemos:

$$\Delta P_{en} = 0.4186 = 0.419 \text{ pulg de agua.}$$

3.12).- Caída de presión en las persianas:-

$$\Delta P_{per} = 24 \text{ ft/celda} \times 2 \text{ celdas} \times 2 \text{ lados} \times 6 \text{ ft} = 576 \text{ ft}^2$$

$$V' = G_a \times \frac{A_{\text{ca}}}{A_{\text{ca}}} = (1653.42 \text{ lb/hrft}^2) (1440 \text{ ft}^2) =$$

$$= 2.38 \times 10^6 \text{ lb}_{\text{A.M.}} / \text{h}$$

$$V_{\text{ca}} = \frac{2.38 \times 10^6 \text{ lb/h}}{60 \times 0.0575 \text{ lb/ft}^3 \times 576 \text{ ft}^2} = 918.20 \text{ ft/min}$$

$$\Delta P_{\text{par}} = -0.03 + 2.5 \times 10^{-4} (918.20) =$$

$$= 0.15 \text{ pulg de agua.}$$

3.13).- Caída de presión en los eliminadores de niebla:-

$$\Delta P_{\text{el}} = -0.03 + 5 \times 10^{-5} G_a$$

$$= -0.03 + 5 \times 10^{-5} (1653.1)$$

$$= 0.052 \text{ pulg de agua.}$$

3.14).- Caída de presión total:-

$$\Delta P = 0.419 + 0.15 + 0.05 = 0.62 \text{ pulg agua}$$

3.15).- Cálculo de la potencia del ventilador:

$$\text{BHP} = \frac{2.38 \times 10^6 \times 0.62}{60 \times 0.037 \times 6356 \times 0.5} =$$

$$= 115 \text{ H.}$$

Pero como tenemos dos celdas:

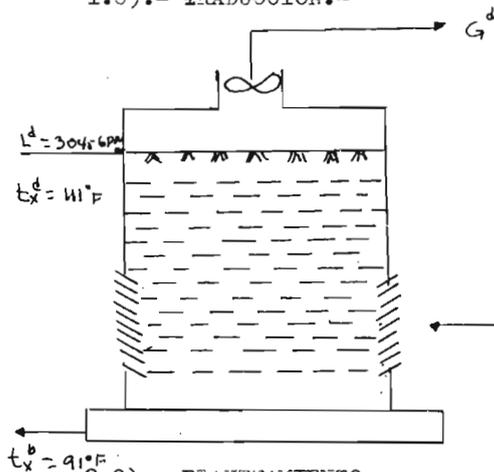
$$\text{BHP/celda} = 115/2 = 57.5 = 60 \text{ Hp.}$$

4.0).- RECOMENDACIONES:-

Necesitamos 2 ventiladores de 60 Hp cada uno.

Problema 8 :- Se desea enfriar agua de 111°F a 91°F. El gasto de agua es de 3045 GPM. La torre de enfriamiento tiene un acercamiento de 9°F. Encontrar la potencia del ventilador si se utiliza un empaque tipo "B" y $N' = 30$.

1.0).- TRADUCCION.-



Incógnitas:

BEP = ?

$$t_h^b = 82^\circ\text{F}$$

$$A = 9^\circ\text{F}$$

$$R = 20^\circ\text{F}$$

2.0).- PLANTAMIENTO.-

2.1).- DISEÑO.- Para conocer la potencia del ventilador necesitamos calcular las caídas de presión en el empaque, persianas y eliminadores. Para el cálculo de la caída de presión en el empaque se hace por medio de la siguiente ecuación:

$$\Delta P_{em} = N' B G_a^2 (0.0675 / \rho_g) + N' C' (S_p)^{1/2} L' G_{\frac{B}{2}}^2 (0.0675 / \rho_g)$$

N' = Número de pisos.

B = Cte. (de la tabla 9.31 Ludwig).

G_a = Masa vel. del aire en lb/h ft².

ρ_g = Densidad del gas en lb/ft³.

C' = Cte. (de la tabla 9.31 Ludwig).

S_p = Caída libre vertical de las gotas de agua (ft).

G_E = Masa vel. equivalente de aire para caída de presión entre aire y gotas de agua que desciende. (fig. 9.67 Ludwig). en lb/hft²

L = Masa vel. superficial del liquido en lb/h ft².

2.3).- Cálculo de la caída de presión en las persianas:

$$\Delta P_{per} = - 0.08 + 2.5 \times 10^{-4} V_{fr}$$

2.4).- Caída de presión en los eliminadores.

$$\Delta P_{el.} = - 0.03 + 5 \times 10^{-5} Ga.$$

2.5).- Cálculo de la potencia del ventilador:

$$BHP = \frac{V' \times P_s}{60 \times \rho_g \times 6356 \times \eta}$$

3.0).- CALCULOS:-

3.1).- Cálculo de KaV/L

Tipo de empaque "B" por lo tanto las ctes. son:

$$A' = 0.07$$

$$n = 0.62 \quad \text{Tabla 9.31 Ludwig}$$

$$N' = 30$$

Suponer un par de L/Ga :

a).- $L/Ga = 1.0$

$$\begin{aligned} KaV/L &= 0.07 + 0.07 (30) (1.0)^{-0.62} \\ &= 2.17 \end{aligned}$$

b).- $L/Ga = 2.0$

$$KaV/L = 0.07 + 0.07 (30) (2)^{-0.62} = 1.4350$$

3.2).- Localizar L/Ga en las gráficas Pritchard, a la temperatura de 80 °F , 20°F de rango y 9°F de Acercamiento. El valor correspondiente es:

$$L/Ga = 1.5$$

3.3).- Cálculo de entalpia de Aire a la salida:-

$$H_y^d = H_y^b + (L'/Ga) (t_x^d - t_x^b)$$

$$H_y^b = 45.9 \text{ BTU/lb}_{\text{A.S.}} \quad (\text{De la carta Psicrométrica})$$

$$H_y^d = 45.9 + 1.5 (20) = 75.9 = 76 \text{ BTU/lb}_{\text{A.S.}}$$

3.4).- Cálculo de la altura:-

$$\begin{aligned} Z &= (N' - 1) (\text{Altura de piso}) \\ &= (30 - 1) (12/12) = 29 \text{ ft.} \end{aligned}$$

3.5).- Cálculo del gasto de aire por unidad de área.- Los valores límites en las industrias son: 1400 y 2000 lb/h ft² y para las alturas es: 12 a 40 ft:

Por lo tanto:

$$\frac{40 \text{ ft} - 12 \text{ ft}}{40 \text{ ft} - 29 \text{ ft}} = \frac{2000 - 1400}{Ga - 1400}$$

$$Ga = 1635.3 \text{ lb/ h ft}^2$$

3.6).- Cálculo del gasto de agua por unidad de área:-

$$L' = (1635.3) (1.5) = 2453 \text{ lb/h ft}^2$$

3.7).- Cálculo del gasto total de agua:-

$$\begin{aligned} L &= (30^4 5 \text{ GPM}) (8.33 \text{ lb/Gal})(60 \text{ min/h})= \\ &= 1,521 891 \text{ lb/h} \end{aligned}$$

3.8).- Cálculo de la sección transversal.-

$$\begin{aligned} S &= L/L' = 1 521 891 / 2453 = \\ &= 620.42 \text{ ft}^2 \end{aligned}$$

3.9).- Cálculo del número de celdas usando un modulo de 6 x 6ft porque son las celdas más comerciales.

$$(30) (24) = 720 \text{ ft}^2$$

Lo más cercano a 620.42 ft² será una celda de 720 ft²

3.10).- Recálculo de L' y Ga:-

$$\begin{aligned} L' &= 1 521 891 / 720 = 2113.73 \\ Ga &= 2113.73 / 1.5 = 1409.15 \text{ lb/h ft}^2 \end{aligned}$$

3.11).- Caída de Presión en la Zona empaçada:

$$\Delta P = N' B a^2 (0.0675 / \rho_G) + N' C' (S_f)^{1/2} L' G_E^2 \frac{(0.0675)}{\rho_G}$$

$$N' = 30$$

$$B = 0.34 \times 10^{-8}$$

$$C' = 0.11 \times 10^{-12}$$

$$S_f = 4.0 \text{ ft}$$

$$L' = 2113.73 \text{ lb/h ft}^2$$

$$Ga = 1409.15 \text{ lb/h ft}^2$$

$$\rho_g = 0.0712 \text{ lb/ft}^3$$

$$G_E = 4100 \text{ (fig. 9.67 Ludwig.)}$$

$$\Delta P = (30) (0.34 \times 10^{-8}) (1985703.7) (0.0675/0.0712) +$$

$$(30)(0.11 \times 10^{-12}) (4)^{1/2} (2113.73)(4100)(0.0675/0.0712)$$

$$= 0.414 \text{ pulg. de Agua.}$$

3.12).- Caída de presión en las persianas:

$$\Delta P = - 0.08 + 2.5 \times 10^{-4} V_{fr}$$

$$A_{pers} = (24 \text{ ft/celda}) (2 \text{ lados/celda}) (6 \text{ ft}) =$$

$$= 288 \text{ ft}^2$$

$$V' = 1409.15 \text{ lb/h ft}^2 \times 288 \text{ ft}^2 = 405835.2 \text{ lb/h}$$

$$V_{fr} = 405835.2 \text{ lb/h} / (60 \times 0.075 \text{ lb/ft}^3 \times 288 \text{ ft}^2)$$

$$= 313.4 \text{ ft/ min}$$

$$\Delta P = - 0.08 + 2.5 \times 10^{-4} (313.14) =$$

$$= 0.0017 \text{ pulg de Agua.}$$

3.13).- Caída de presión en los eliminadores de niebla:

$$\Delta P = - 0.03 + 5 \times 10^{-5} (1409.15 \text{ lb/h ft}^2)$$

$$= 0.0404 \text{ pulg de agua.}$$

3.14).- Caída de presión total:-

$$\Delta P_s = 0.414 + 0.0017 + 0.0404 = 0.4561 \text{ Pulg de Agua.}$$

3.15).- Cálculo de la Potencia del Ventilador:

$$\text{BHP} = \frac{V' \times P_s}{(60) \left(\frac{\rho}{\rho_G}\right) (6356) \eta} = \frac{(405835.2) (0.4561)}{(60)(0.067) (6356)(0.5)}$$

$$= 14.47 \text{ Hp} = 15 \text{ Hp}$$

4.-0) ⁹¹ RESULTADOS :

$$\text{BHP} = 15 \text{ HP}$$

4.0).- RESULTADOS:-

$$\text{BHP} = 15 \text{ Hp}$$

CAPÍTULO 3.- FÍSICA Y CÁLCULO DEL BALANCE DE ENERGÍA PARA TORRES DE HUMIDIFICACIÓN Y DESEHUMIDIFICACIÓN.

3.1 Teoría de la Torre de Humidificación.

La humidificación implica la transferencia de materia y calor entre un líquido y un gas portante que es insoluble en el líquido.

Esta operación es más sencilla que la de absorción, debido a que el líquido contiene solamente un componente y no hay por consiguiente en este caso, gradientes de concentración ni resistencias a la transferencia en la fase líquida. Sin embargo, tanto la transferencia de materia y de calor son importantes y se influyen mutuamente.

En la humidificación el líquido se proyecta en forma de lluvia en el gas caliente no saturado, dando lugar a una transferencia de calor sensible y de materia. El gas se humidifica y enfría adiabáticamente y no es necesario que se alcance el equilibrio final, y el gas puede salir del humidificador sin alcanzar totalmente su saturación.

La humidificación de un gas caliente saturado se puede llevar a cabo poniéndolo en contacto con líquido frío, disminuyendo la temperatura del gas por debajo de la temperatura de rocío, condensándose -- después el líquido por lo que disminuye la humedad del gas. Una vez deshumidificado el gas, se puede calentar hasta alcanzar su temperatura seca inicial.

Tenemos 3 tipos de humidificadores según el método de operación:

- a).- Sistema indirecto, el cual introduce el aire húmedo al local, humidificándose el aire en una cámara de pulverización y es movido por ventiladores.
- b).- Sistema directo, rocía el agua dentro del local.
- c).- Sistema combinado, es una combinación de los dos anteriores.

El sistema directo es el más satisfactorio, porque se requieren altas humedades y poco enfriamiento; en cambio en el indirecto resulta mejor en humedades bajas con máximo enfriamiento y ventilación.

Los principales humidificadores son: El que emplea vapor, atomizador, separación hidráulica, separación mecánica, evaporación forzada de tipo oscilar y de tipo lavador de aire.

3.2 Teoría de la Torre de Deshumidificación.

Los aparatos de deshumidificación pueden utilizar una lluvia directa de gotas gruesas de líquido en el gas, una lluvia de líquido sobre serpentines refrigerados u otras superficies frías o bien producir la condensación pasando el gas por una superficie fría sin intervención del líquido.

En la Fig10 se representa un condensador-refrigerador, para deshumidificación es idéntico a un cambiador de carcasa y tubos, excepto - que en el fondo posee un separador gas-líquido, se coloca verticalmente y no horizontalmente como ocurre con la mayor parte de los condensadores de vapor que contienen gases no condensables. Por otra parte el vapor no condensa en el exterior de los tubos sino en el interior de los mismos, mientras que el líquido de refrigeración circula por la carcasa y no por los tubos.

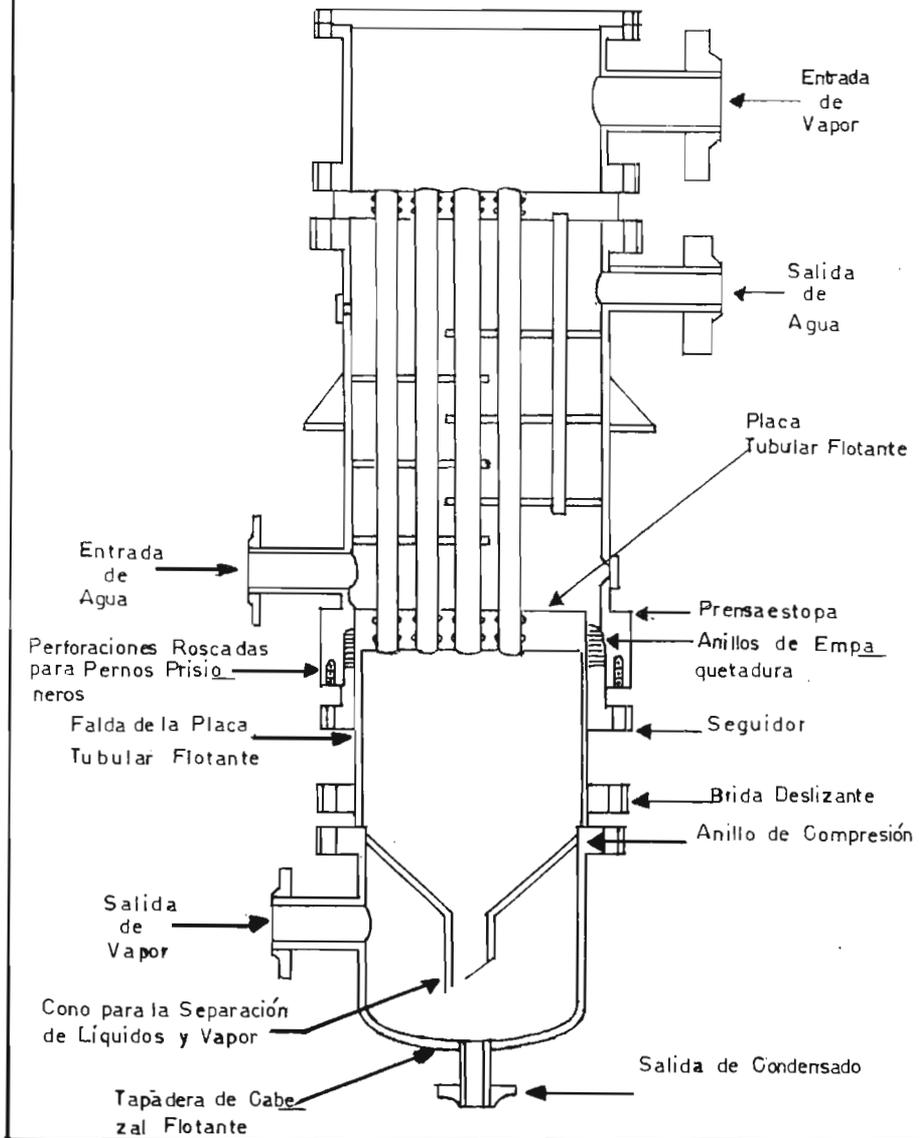
Hay cuatro tipos de deshumidificadores, siendo los dos primeros - los más importantes:

- a).- Serpentines.- Con o sin aletas por las cuales circula agua, salmuera o un refrigerante para mantenerlo a una temperatura inferior al punto de rocío del aire. La superficie del serpentín necesaria para enfriar y deshumidificar el aire es una función de la diferencia media de temperaturas entre el medio enfriante y el aire.

El aire sale con 80-85% de saturación, dependiendo de la profundidad de los serpentines, temperatura del medio enfriante, tamaño, espacio entre aletas, etc., es el deshumidificador más usado debido a que se adapta a todas las capacidades.

- b).- Deshumidificador de tipo de rocío.- El aire pasa a través de un rocío de agua fino y denso, a temperatura menor que el punto de rocío. Su efectividad para disminuir temperatura y humedad relativa del aire, depende de la intensidad y tiempo de contacto, condiciones que son determinadas por fineza y dirección de rocío, velocidad del aire y tamaño del aparato.

Figura 18.



Los pulverizadores suelen estar colocados como los humidificadores, pero pueden variar su número y disposición. La humedad absoluta disminuye pero la humedad relativa puede aumentar al enfriarse el aire, por lo que a veces es necesario calentar el aire después de deshumidificarlo o mezclarlo con aire recirculado.

No necesita agua de reposito, pues la cantidad de agua aumenta al condensarse la humedad de aire. El punto de rocío del aire a la salida puede controlarse con exactitud ajustando las temperaturas de rocío a la entrada.

c).- De absorción.- Las sales se disuelven en agua y se mantienen en determinadas condiciones, al condensarse la humedad, el calor latente pasa a ser sensible y éste se elimina por enfriamiento.

d).- De adsorción.- El aire pasa sobre lechos de partículas del adsorbente, el cual retiene la humedad, como en el tipo anterior, calor latente pasa a ser sensible y se elimina de la misma forma.

1.3 Mecanismo de Transferencia de Masa y Calor en las Torres de Humidificación y Deshumidificación.

El mecanismo del proceso que tiene lugar entre un gas no saturado y un líquido que está a la temperatura húmeda del gas se ha estudiado al descubrir las temperaturas húmedas y secas. Se ha visto entonces que el proceso está controlado por el flujo de calor y por la difusión del vapor a través del gas en la interfase gas-líquido, si bien estos factores son suficientes para el tratamiento de un humidificador adiabático, donde el líquido está a temperatura constante, en el caso de deshumidificadores y enfriadores de líquido en los que varía la temperatura del líquido, es necesario tener en cuenta también el flujo de calor en la fase líquida.

En un humidificador adiabático, en el que el líquido está a una temperatura constante de saturación adiabática no hay gradientes de temperatura a través del líquido. Sin embargo en deshumidificación y en enfriamiento de líquido la temperatura del líquido varía, existe flujo de calor hacia o desde el líquido y se establece un gradiente de temperatura, lo cual origina una resistencia de la fase líquida al flujo de calor. Por otra parte, es evidente que no puede en ningún caso existir gradientes a la difusión en la fase líquida, puesto que en un líquido puro no hay gradientes de concentración.

DESHUMIDIFICACION.- Va a existir un contacto de una mezcla gas-vapor de agua caliente y un líquido frío.

OBSERVACIONES:

- 1).- El vapor de una mezcla condensa de la fase ligera y por lo tanto ésta se enfría.
- 2).- Debido a la transferencia de calor de la fase ligera, la fase pesada tiende a calentarse.
- 3).- La masa condensada lleve asociada calor sensible y calor latente.

HUMIDIFICACION.- Hay contacto de Aire (fase ligera) y Agua (fase pesada).

OBSERVACIONES:

- 1).- El flujo de calor latente de la fase pesada balancea el flujo de calor sensible de la fase ligera.
- 2).- El punto anterior trae como consecuencia que no existe gradiente de temperatura en la fase pesada.
- 3).- La temperatura del gas debe ser mayor que la temperatura de la interfase para que exista flujo de calor sensible hacia la fase pesada.

Los conceptos básicos se fundan en la aplicación de las leyes de la - difusión y transmisión de calor a las películas límite de contacto -- aire-agua, considerando los gradientes de temperatura y humedad en las dos capas límites representadas esquemáticamente a continuación:

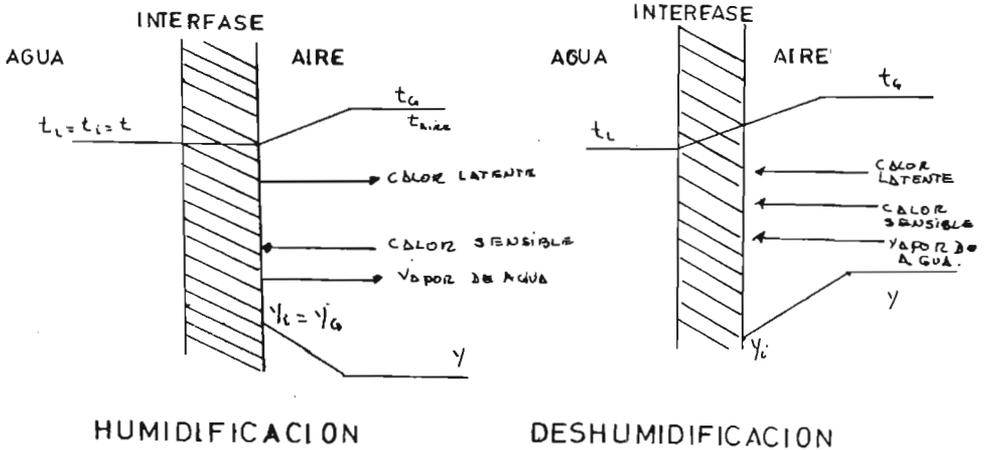


FIGURA 19.

En la humidificación adiabática del aire en presencia de agua a temperatura igual a la de saturación, se representa en la Fig. 19. La temperatura y la humedad de interfase representados por t_i y Y_i respectivamente corresponden a valores de equilibrio. Su desplazamiento en el caso que varíen con el tiempo tienen lugar a lo largo de la línea de saturación e indicando al mismo tiempo con unas flechas los sentidos del paso del calor y del vapor del agua. Por lo que el calor sensible procedente del enfriamiento del aire, en la interfase se emplea en la producción de vapor, pasando por lo tanto íntegramente el aire en forma de calor latente.

En el deshumidificador por contacto directo con agua fría es necesaria la existencia de un gradiente de humedad en la capa límite de aire o sea Y mayor que Y_i . Por el estudio de la carta de humedad, deducimos que ésta solo es posible si t es mayor que t_i y así el calor latente que llega a la interfase se une al calor sensible. La suma de ambos pasa al agua a expensas del aumento de temperatura $t - t_i$; esto indica que la deshumidificación solo es posible cuando t es mayor que t_i .

En las operaciones de humidificación y deshumidificación la fase líquida está formada por un único componente puro. Por consiguiente, la presión parcial de equilibrio en la fase gaseosa es una función exclusiva de la temperatura cuando la presión total del sistema se mantiene constante.

Por otra parte para presiones moderadas, la presión parcial de equilibrio es casi independiente de la presión total y es virtualmente igual a la presión de vapor del líquido.

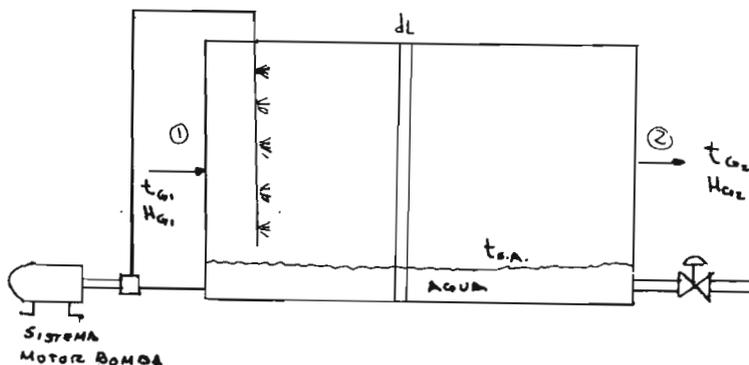
Mediante las leyes de Dalton, la presión parcial de equilibrio puede convertirse en la fracción molar de equilibrio Y_e de la fase gaseosa.

Como el líquido es una sustancia pura X_e es siempre igual a la Unidad. Los datos de equilibrio se presentan frecuentemente en forma de gráficas de Y_e frente a la temperatura para una determinada presión total.

... Balance de energía en una cámara y humidificador adiabático.

El desarrollo para hacer el cálculo del Balance de Energía es exactamente paralelo al utilizado antes para las Torres de enfriamiento.

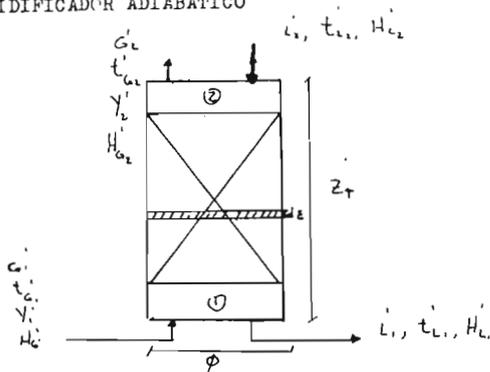
Puesto que en estas operaciones las razones de cambio y las cantidades tanto de transferencia de calor como de masa son sustanciales, deben escribirse paralelamente y los balances de entalpía y los balances de materiales. Por lo tanto, el análisis de un proceso de transferencia general se hizo previamente en el capítulo anterior, se repetirá aquí y para ello nos basaremos en el siguiente diagrama:



CAMARA.

FIGURA 20a.

HUMIDIFICADOR ADIABATICO



Condiciones de la Torre.-

FIGURA 20b.- TORRE

$$G_1 = \frac{Lb_{A.S.}}{hft^2}$$

$$L_2 = \frac{Lb_{H_2O}}{H_r ft^2}$$

En la Torre $dV = S dZ$

En la cámara $dV = S dL$

BALANCE DIFERENCIAL DE ENTALPIA.

$$d(G' H_G') = d(L' H_L') \dots (1) \dots G = \text{constante}$$

$$G' d H_G' = d(L' H_L') \dots (2)$$

Transferencia de calor del agua hacia la interfase.

$$d(L' H_L') = h_L a_H (t_L - t_i) d Z \dots (3)$$

h_L = Coeficiente de transmisión de calor del agua a la interfase

a_H = Área de transferencia de calor.

$$h_L = \frac{\text{BTU}}{\text{hft}^2 \cdot \text{F}}$$

$a_H = \text{ft}^2 / \text{ft}^3$ de velocidad de contacto.

Transferencia de calor de la interfase al aire:

$$G' d(H_G) = G' C_h dt_G = h_G a_H (t_i - t_G) d Z$$

$$\frac{d t_G}{t_i - t_G} = \frac{h_G a_H d Z}{G' C_h}$$

La temperatura de bulbo húmedo y la temperatura de saturación adiabática se van a considerar iguales y constantes y el agua de reposición entra a la temperatura de saturación adiabática.

$$t_{L_1} = t_{L_2} = t_i = t_{sa} = \text{constante}$$

$$\frac{d t_G}{t_{sa} - t_G} = \frac{h_G a_H}{G' C_h} d Z$$

$$\int_{t_{G_1}}^{t_{G_2}} \frac{d t_G}{t_{sa} - t_G} = \int_0^{Z_t} \frac{h_G a_H}{G' C_h} d Z$$

$$\ln \frac{t_{sa} - t_{G_1}}{t_{sa} - t_{G_2}} = \frac{\bar{h}_G a_H}{G' \bar{C}_h} Z_t$$

Multiplicando y Dividiendo por sección = S

$$\ln \frac{t_{sa} - T_{G_1}}{t_{sa} - T_{G_2}} = \frac{\bar{h}_G a_H}{G' \bar{C}_h} Z_T \frac{S}{S}$$

$$v = Z_T S$$

$$W = G' \times S$$

$$\ln \frac{t_{sa} - T_{G_1}}{t_{sa} - T_{G_2}} = \frac{\bar{h}_a a_H}{w \bar{C}_h} V_T$$

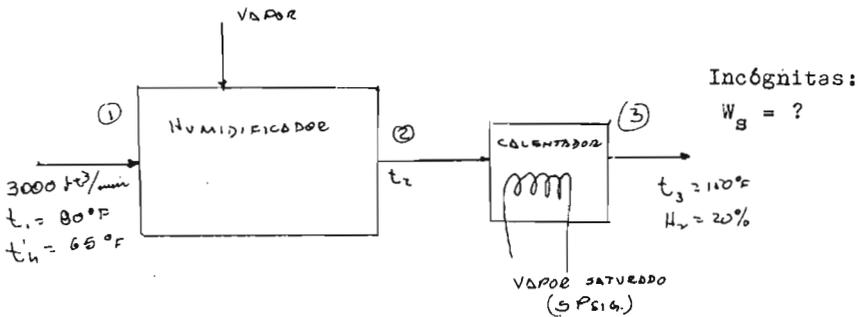
$$\ln \frac{T_{G_1} - t_{sa}}{T_{G_2} - t_{sa}} = \frac{\bar{h}_G a_H}{G' \bar{C}_h} Z_T \dots \text{para torres}$$

$$\ln \frac{t_{G_1} - t_{sa}}{T_{G_2} - t_{sa}} = \frac{\bar{h}_a a_H}{w \bar{C}_h} V_T \dots \text{para cámaras}$$

3.5 problemas.

Problema # 1.- Un secador requiere $3\ 000\ \text{ft}^3/\text{min}$ de aire a 150°F y 20% de humedad relativa, este aire se va a preparar a partir de un aire que tiene 80°F de bulbo seco y 65°F de bulbo humedo por inyección directa de vapor en la corriente de aire seguida de un calentamiento en un cambiador de tubos aletados, calentados con vapor, el vapor disponible es saturado a 5 psig. Calcular: las libras de vapor/h necesarias para la inyección -- directa y para el calentamiento.

1.0).- TRADUCCION;-



2.0).- PLANTEAMIENTO.-

2.1).- Discusión:- Necesitamos hacer un balance de entalpia en el humidificador, para poder conocer la cantidad de gas que se está manejando y a la vez conocer las temperaturas en los puntos 3 y 2.

3.0).- CALCULOS:-

3.1).- Cálculo de v_h a la salida:

$$v_h = v_{\Delta.S.} + (v_{\Delta.Saturado} - v_{\Delta.S.}) Y_r$$

$$v_{\Delta.S.} = 15.4 \text{ ft}^3/\text{lb}\Delta.S.$$

$$v_{\Delta.Sat.} = 20.6 \text{ ft}^3/\text{lb}\Delta.S.$$

Fig. 7.5 Treybal.

$$\begin{aligned} v_h &= 15.4 + (20.6 - 15.4) 0.2 \\ &= 16.44 \text{ ft}^3/\text{Lb}\Delta.S. \end{aligned}$$

3.2).- Cálculo de la humedad a la entrada: con la temperatura de bulbo seco igual a 80°F y la temperatura de bulbo humedo igual a 65°F encontramos la humedad absoluta en la grafica de la carta psicrometrica.

$$Y = 0.01 \text{ lb}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{lb}\Delta.S.$$

3.3).- Cálculo de la humedad a la salida: Con $t = 150^\circ\text{F}$ y $Y_r = 20\%$ encontramos la humedad a la salida:

$$Y = 0.042 \text{ lb}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{lb}\Delta.S.$$

3.4).- Cálculo de G:-

$$V = 3\ 000 \text{ ft}^3/\text{min} \times 60\text{min}/\text{h} = 180\ 000 \text{ ft}^3/\text{h}$$

$$G = V/v_h = \frac{180\ 000 \text{ ft}^3/\text{h}}{16.44 \text{ ft}^3/\text{lb}\Delta.S.} = 10948.91 \text{ lb}\Delta.S./\text{h}$$

3.5).- Balance de aire seco en el humidificador:

$$G_1 = G_2 \text{ -----(1)}$$

3.6).- Balance de agua en el humidificador:

$$G_1 Y_1 + M_s = G_2 Y_2 \text{ -----(2)}$$

3.7).- Balance de entalpia:

$$G_1 H_1 + M_s H_s = G_2 H_2 \text{ -----(3)}$$

De la ecuación (1) : $G_1 = G_2 = G_3 = 10\,948.91 \text{ lb}_{\Delta.S.}/h$

De la ecuación (2): $M_s = G_2 Y_2 - G_1 Y_1$

como $G_2 = G_1$

$$M_s = G_1 (Y_2 - Y_1)$$

y $Y_2 = Y_3$ tenemos que:

$$M_s = (Y_3 - Y_1) G_1$$

$$= (0.044 \text{ lb}_{H_2O} / \text{lb}_{\Delta.S.} - 0.011 \text{ lb}_{H_2O} / \text{lb}_{\Delta.S.})$$

$$\times (10\,948.91 \text{ lb}_{\Delta.S.}/h)$$

$$M_s = 372.26 \text{ lb}_{H_2O}/h$$

3.8).- Cálculo de t_2 :

$$H_s = 1\,156.3 \text{ BTU/lb}$$

$$C_h = 0.261 \text{ BTU/lb}_{\Delta.S.} \cdot ^\circ F$$

$$\lambda_s = 960.3 \text{ BTU/lb}$$

$$\lambda_{32^\circ F} = 1\,076 \text{ BTU/lb}$$

Datos sacados
de la literatura.
Perry 5a ed.

$$H_1 = C_h(t_1 - t_0) + Y\lambda_0$$

$$C_h = 0.24 + 0.46 (0.01) = 0.2446 \text{ BTU/lb}_{\Delta.S.} \cdot ^\circ\text{F}$$

$$\begin{aligned} H_1 &= 0.2446 (80 - 32) + 0.01 (1076) \\ &= 22.50 \text{ BTU/lb}_{\Delta.S.} \end{aligned}$$

De la ecuación (3) obtenemos:

$$G_1 H_1 + M_s H_s = G_2 H_2$$

$$\text{Si } G_1 = G_2$$

$$H_2 = \frac{G_1 H_1 + M_s H_s}{G_1}$$

$$= \frac{(10\,948.91)(22.5) + (372.26)(1\,156.3)}{10\,948.91}$$

$$= 61.81 \text{ BTU/lb}_{\Delta.S.}$$

Para encontrar t_2 la despejamos de la siguiente ecuación:

$$H_2 = C_h (t_2 - t_0) + Y_2 \lambda_0$$

$$66.81 = 0.261 (t_2 - 32) + (0.044)(1\,076)$$

$$t_2 = 106.58^\circ\text{F}$$

3.9).- Cálculo de la cantidad de vapor de calentamiento:

$$Q = G C_h (t_3 - t_2)$$

$$Q = (10\ 948.91)(0.261)(150 - 106.58)$$

$$Q = 124\ 079.83\ \text{BTU/h}$$

$$Q = w_s \lambda_s$$

$$w_s = \frac{Q}{\lambda_s}$$

$$w_s = \frac{124\ 079.83}{960.3} =$$

$$w_s = 129.21\ \text{lb}_{\text{H}_2\text{O}}\ \text{ev.}/\text{h.}$$

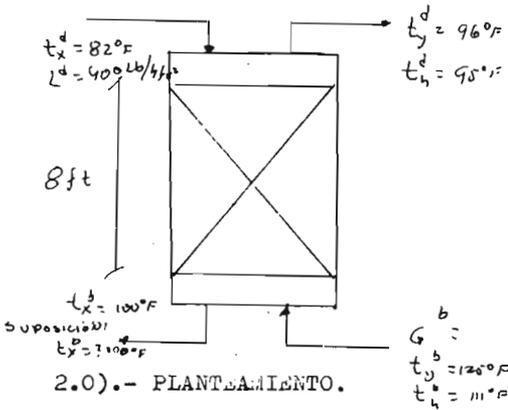
4.0).- RESULTADOS:-

$$w_s = 129.21\ \text{lb}_{\text{H}_2\text{O}}\ \text{evap}/\ \text{h}$$

Problema # 2.- Una torre empacada con rejilla de madera para la deshumidificación opera con agua que entra a 88°F y sale a 100°F. El aire entra a 125°F de temperatura de bulbo seco y a 111°F temperatura de bulbo húmedo. Saliendo con 96 °F de temperatura de bulbo seco y 95 °F de bulbo húmedo. El gasto de flujo del líquido es de 900 lb/hft² y la torre tiene 8 ft de altura.

a).- Si la temperatura del gas de entrada fuese de 140°F con una temperatura de bulbo húmedo de 111°F . ¿Cuales serían las condiciones de salida del aire?. La temperatura de entrada del agua y del aire, así como los gastos de flujo del agua no cambiarán. Si $N_g = 1.821$ y $h_{La} / k_y a = 275$

1.0).- TRADUCCION.



Incógnitas:

$$t_h^d = ?$$

$$t_y^d = ?$$

Suposición:

$$t_y^b = 140^\circ\text{F}$$

$$t_h^b = 111^\circ\text{F}$$

$$H_{ya} = 2600 \text{ BTU/lb anh. a.}$$

$$V/s = 12 \text{ lb anh./h ft}^2$$

2.0).- PLANTEAMIENTO.

2.1).- Discusión.- Se usará el método de Mickley.

3.0).- CALCULOS.-

3.1).- Cálculo de L/G para las primeras condiciones del problema:

$$L/G = \frac{2500 - 1600}{82 - 100} = 50 \text{ BTU/lb anh.}$$

La línea de operación correcta se encontrará cuando $N_G=1.821$ esta línea determinará entonces t_x^b y H_y^d , y la resolución del método de Mickley fijará t_y^d .

En la gráfica de Temperatura - Entalpía que se muestra a continuación se muestra la curva de equilibrio así como las líneas que limitan a $H_y^b = 2500$ y a $t_x^b = 82^\circ\text{F}$, esta línea va desde t_x^d hasta H_y^b con una pendiente de $L/G = 50$. Después se dibujan las líneas de unión con pendiente $-h_{La}/k_{ya} = -275$.

El resultado indica que se requiere una integración gráfica para determinar N_G . La integración real se lleva a efecto sobre la gráfica de H_y contra $1/(i_y - H_i)$.

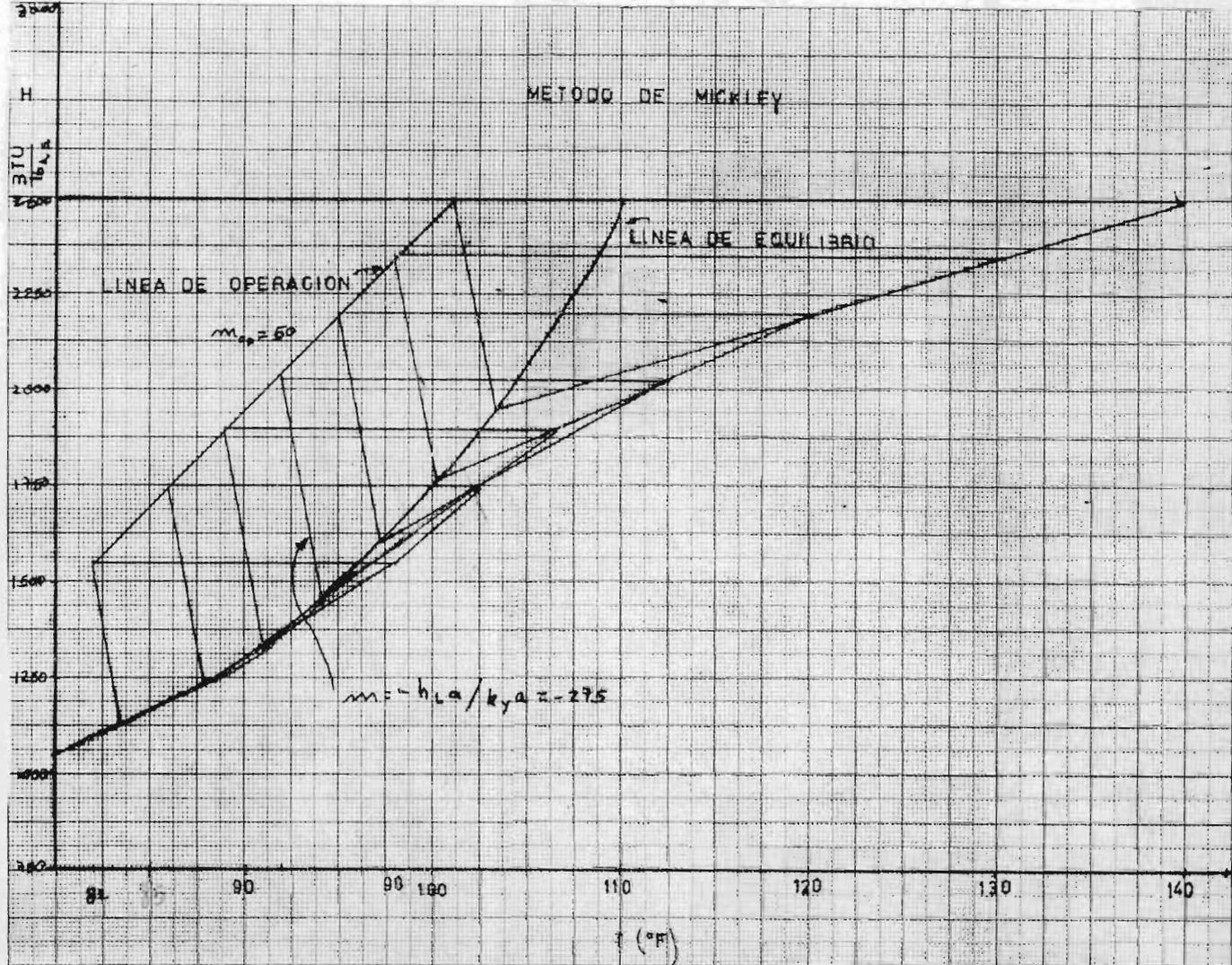
Las localizaciones subsiguientes de la línea de operación serán paralelas a aquellas mostradas, más allá de la curva de equilibrio. La línea de operación final se muestra en la gráfica temperatura contra entalpía y de ella obtenemos $H_y^d = 1600$; $t_x^b = 100^\circ\text{F}$.

La construcción paso a paso de Mickley da como resultado una temperatura de salida del aire de 98°F . Y por medio de H_y^d se encuentra $t_h^d = 95^\circ\text{F}$.

4.0).- RESULTADOS:

$$t_h^d = 95^\circ\text{F}$$

$$t_y^d = 98^\circ\text{F}$$



CAPITULO 4.- TEORIA Y CALCULO DEL BALANCE DE ENERGIA PARA ACCNDICIONAMIENTO DE AIRE.

4.1.- Teoría del Acondicionamiento de Aire.

La función principal del Acondicionamiento de Aire es mantener, dentro de un espacio determinado, las condiciones de confort ó las - necesarias para la conservación de un producto ó para un proceso de - fabricación ó necesidades fisiológicas del hombre. Para conseguirlo - debe instalarse un equipo acondicionador de capacidad adecuada y mantener su control durante todo el año. En esencia consiste en modificar la temperatura y la humedad del aire, eliminando las impurezas - que lleve para ponerlo en condiciones adecuadas para el trabajo y los procesos.

Las aplicaciones importantes del aire acondicionado las encontramos en el campo de la electrónica, en la fabricación de piezas de precisión e instrumentos ópticos, en las industrias textil y atómica, en la elaboración de hule natural y sintético, plasticos, industrias cerveceras, laboratorios, hospitales, casa-habitación, etc.

En el acondicionamiento de aire los principios que gobiernan son las operaciones de: humidificación, deshumidificación, calentamiento, enfriamiento, filtración y ventilación. Las operaciones de humidificación y deshumidificación fueron estudiadas en el capítulo anterior y no haremos más estudio de ellas. El calentamiento y enfriamiento tienen por objeto aumentar o disminuir la temperatura respectivamente.

La filtración de aire se hace para eliminar o disminuir la cantidad de polvos que contenga en suspensión, tales como, arena, ceniza, materiales químicos, microorganismos, gases contaminantes, etc.,

una alta concentración de polvos puede tener efectos nocivos para la salud o perjudicar al equipo. La ventilación consiste en cambiar el aire de un local para mantener condiciones confortables y saludables.

Es necesario renovar el aire de un local porque los ocupantes - cambian su composición reduciendo el contenido de oxígeno y aumentando el de CO_2 , desprendiendo materia orgánica (olores), aumentando la temperatura del aire con el calor del cuerpo y la humedad absoluta - por respiración y transpiración.

El cuerpo humano necesita eliminar continuamente calor y agua para sentirse cómodo. Esta transmisión se hace por radiación, convección y evaporación. Si la temperatura del aire que lo rodea es alta, resulta difícil perder el calor lo mismo sucede con el agua si la humedad relativa es alta. Entonces el acondicionamiento de aire debe encargarse de llevar el aire a condiciones tales que fortalezcan las pérdidas de calor y humedad. La estación del año influye en estas condiciones porque afecta el metabolismo (producción de calor) y es así que preferimos una temperatura ligeramente más alta que la del cuerpo en verano y no en invierno.

El punto de partida para acondicionar un local es conocer el destino del edificio, tamaño y construcción, después hacer el cálculo de las cargas en forma preliminar de las cuales pueden deducirse - los tamaños aproximados de los equipos.

El cálculo de las cargas se hace para la época de verano e invierno debido a que en estas épocas del año las temperaturas tienen una variación considerable. Por lo tanto para el invierno se hará - el cálculo de calefacción y para el verano el cálculo de refrigeración.

La capacidad del equipo de acondicionamiento de aire se expresa en toneladas de refrigeración y en m^3 ó ft^3 /min de aire requerido. Por lo que una tonelada de refrigeración es el efecto de enfriamiento que produciría una tonelada de hielo que se fundiese en 24 hs.

$$1 \text{ ton ref} = 12000 \text{ BTU/ h.}$$

4.2 Estimación de la Carga Térmica para el Invierno. Calefacción.

En invierno, por lo general el problema consiste en calentar y humidificar un espacio. Por lo tanto, se trata de determinar la cantidad de BTU/h que se suministra, o bien el volumen de aire requerido. Para valorar esta información, es necesario calcular todas las pérdidas o ganancias de calor que puedan intervenir, como son:

- 1.- Transmisión de calor sensible a través de paredes, techos y pisos.
- 2.- Pérdida de calor sensible e latente debidas al aire que entra al espacio, ya sea por infiltración o ventilación.
- 3.- Ganancias o pérdidas debido a otros factores, como personas, motores, etc.

TRANSMISION DE CALOR A TRAVES DE MUROS, TECHOS Y PISOS.- La carga de calor más importante para calcular la calefacción se debe, por lo general, a la transmisión de calor a través de muros, techos y pisos.

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

$$Q = UA (t_i - t_e) \dots\dots\dots (1)$$

Donde: Q = pérdida de calor en BTU/h

A = área neta ft².

U = coeficiente de transmisión de calor en BTU/h ft² °F

t_i = temperatura interior °F

t_e = temperatura exterior °F

La temperatura interior se debe corregir según la altura del espacio ya que en la ecuación (1) se debe considerar la temperatura - media, cuando se trata de calefacción por radiación.

Asimismo, al elegir t_1 , se debe tomar en cuenta la humedad relativa, pues si es muy baja tal vez se necesite mayor temperatura para dar la sensación de comodidad.

En áreas que tengan mucho cristal, el cuerpo humano radia más calor y la sensación de frío es más intensa, por lo cual se requiere una mayor temperatura en el interior.

La temperatura exterior se obtiene de tablas. En caso de no disponer de ellas, se calcula aumentando 10 ó 15 °F a la temperatura mínima.

Coeficiente de Transmisión de Calor (U) .- El coeficiente de transmisión de calor (U), se puede definir como el flujo de calor por hora a través de un pie cuadrado de barrera, cuando la diferencia de temperatura entre el aire interior y el exterior es un °F.

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

El flujo de calor que se transmite por los materiales que forman la barrera se lleva a cabo por conducción, y la transmisión en las películas de aire es por convección entre la superficie del aire.

TRANSMISION DE CALOR POR CONDUCCION A TRAVES DE LOS DIFERENTES MATERIALES DE UNA BARRERA.- Basándose en la teoría de transmisión de calor por conducción formulada por el matemático francés J. B. Fourier, se puede escribir:

$$\frac{dQ}{d} = - KA \frac{dt}{dx}$$

Donde $\frac{dQ}{d}$ = Calor transmitido por unidad de tiempo.

A = Area de la sección donde el calor fluye en ft²

K = Factor proporcional llamado conductividad térmica expresado en $\text{BTU} - \text{ft}/\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$.

$\frac{dt}{dx}$ = Gradiente de temperatura en dirección del flujo de calor expresado en $^\circ\text{F}/\text{ft}$.

Si $\frac{dQ}{d\theta} = q \text{ (BTU/h)}$

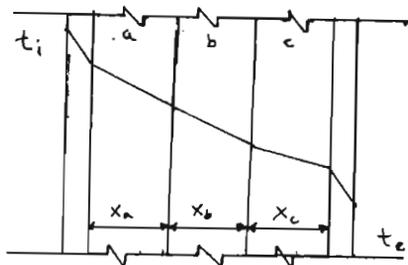
$$q = -KA \frac{dt}{dx}$$

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

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

$$q = -kA \int_{t_1}^{t_2} \frac{dt}{dx}$$

$$q = k \frac{A}{x} (t_1 - t_2) = k \frac{A}{x} \Delta t$$



La resistencia térmica vale:

$$R = \frac{x}{kA}$$

Entonces:

$$q = \frac{t_1 - t_2}{x/kA} = \frac{t_1 - t_2}{R}$$

TRANSMISION DE CALOR POR CONVECCION ENTRE LA SUPERFICIE Y EL AIRE.-

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

$$q = f A (t_s - t_z)$$

Donde: q = Calor transmitido por unidad de tiempo (BTU/h)

f = Coeficiente de convección térmica o de la película (BTU/h ft²°F)

A = Superficie de transmisión de calor (ft²)

t_s = Temperatura de la superficie (°F).

t_z = Temperatura del fluido (°F).

En este caso la resistencia térmica será:

$$R = \frac{1}{fA}$$

Llamada también resistencia de película.

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

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

Para interiores : $f_i = 1.65 \text{ BTU/hft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$

Para exteriores : $f_e = 6.0 \text{ BTU/hft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$

Sin embargo, existen las siguientes fórmulas experimentales debidas a "Houghten y McDmott" en donde se corrige por velocidad del viento, tomando en cuenta la rugosidad de la pared.

$f = 1.4 + 0.28 V$ Para superficies muy lisas.

$f = 1.6 + 0.3 V$ Para madera y yeso.

$f = 2.0 + 0.4 V$ Para concreto vaciado y ladrillo liso.

$f = 2.1 + 0.5 V$ Para superficies rugosas.

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

Si suponemos una barrera de tres materiales diferentes, se concluye que la cantidad de calor que fluye por cada material es la misma, o sea:

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

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

$$\begin{aligned} q &= f_1 A (t_i - t_1) = \frac{k_a A}{x_a} (t_1 - t_2) = \frac{k_b A}{x_b} (t_2 - t_3) = \\ &= \frac{k_c A}{x_c} (t_3 - t_4) = f_e A (t_4 - t_e) \end{aligned}$$

Substituyendo a R por su valor tenemos:

$$q = \frac{t_i - t_1}{R_i} = \frac{t_1 - t_2}{R_a} = \frac{t_2 - t_3}{R_b} = \frac{t_3 - t_4}{R_c} = \frac{t_4 - t_e}{R_e}$$

o sea:

$$t_i - t_1 = qR_i$$

$$t_1 - t_2 = qR_a$$

$$t_2 - t_3 = qR_b$$

$$t_3 - t_4 = qR_c$$

$$t_4 - t_e = qR_e$$

Sumando:

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

$$q = \frac{t_i - t_e}{R}$$

o bien:

$$\frac{q}{A} = \frac{t_i - t_e}{\frac{1}{f_i} + \frac{x_a}{k_a} + \frac{x_b}{k_b} + \frac{x_c}{k_c} + \frac{1}{f_e}}$$

o sea para un número n de materiales:

$$\frac{q}{A} = \frac{t_i - t_e}{\frac{1}{f_i} + \frac{x_a}{k_a} + \frac{x_b}{k_b} + \dots + \frac{1}{f_e}}$$

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

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

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

Cuando los materiales usado son poco comunes, o bien la combinación de ellos no se encuentra tabulada, es indispensable calcular el factor U partiendo de las fórmulas anteriores.

PERDIDAS DE CALOR POR INFILTRACION DE AIRE.- La infiltración de aire es otra carga de calor muy importante. Es el aire frío que penetra en el interior, a través de las ranuras de puertas y ventanas, y aberturas.

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

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

1.- Método de las ranuras.- Este método consiste en medir la longitud de todas las ranuras de puertas y ventanas y por medio de tablas experimentales dan la cantidad de pies cúbicos por minuto ó $\text{ft}^3 / \text{hXft}$ lineal de ranura, se calcula la infiltración total.

(Tabla 1).

2.- Método del área.- Con este método se obtienen las áreas de las puertas y ventanas y mediante las tablas experimentales que dan la cantidad de $\text{ft}^3 / \text{min} \times \text{ft}^2$ de ventana o puerta, se determina la infiltración total (Tablas 2 y 3)

3.- Método del Volumen.- Con éste método se calcula el volumen del espacio por calentar. Se selecciona un factor de infiltración, que multiplicado por el volumen anterior y por la Δt existente - proporciona directamente los BTU/h perdidos por infiltración.

Este método se aplica solo cuando las ventanas son relativamente pequeñas. En la tabla 4 aparecen estos factores de infiltración.

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

En ocasiones, se toma como regla práctica un cambio por hora si existe un muro que colinde con el exterior; si hay dos muros colindando con el exterior, 1.5 cambios / h.

Las pérdidas por infiltración se calculan de la manera siguiente:

Se supone que el aire que entra causa que el aire caliente se desplace y salga, por lo que el valor de la pérdida será:

Calor sensible:

$$Q_s = 0.24 \times G \times (t_i - t_e) \quad (\text{BTU/h})$$

Donde: 0.24 = Calor específico del aire (BTU/lb°F)

G = lb/h de aire.

t_i = Temperatura interior (°F).

t_e = Temperatura exterior (°F).

ó bien, calor sensible:

$$Q_s = 0.24 \times V' \times d \times (t_i - t_e) \quad (\text{BTU/h})$$

En donde: d = Densidad del aire en lb/ft³

V' = Volumen de aire en ft³/h.

Calor Latente:

$$\lambda = G (Y_i H_i - Y_e H_e)$$

En donde:

λ = Calor latente en BTU/h

G = lb/h de aire

Y_i = Humedad absoluta en el interior en lb_{vap}/ lb A.S.

Y_e = Humedad absoluta en el exterior en lb_{vp}/ lb A.S.

H_i = Entalpia en el interior en BTU/lb.

H_e = Entalpia en el exterior en BTU/lb.

CARGAS MISCELÁNEAS.

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

- 1) Si en una región existen cambios demasiado bruscos de temperatura o si el edificio se calienta intermitentemente, la carga de calor debe incrementarse.
- 2) Las chimeneas abiertas son difíciles de calcular; como costumbre arbitraria, la pérdida se evalúa en 2,500 BTU/h.
- 3) La humedad, como ya se vió en infiltraciones, a veces se toma en cuenta.
- 4) En algunos edificios, como escuelas, iglesias, etcétera, la absorción de calor del propio edificio, que es intermitente, es grande y la carga de calor debe ser a veces una vez y media o dos, la carga calculada.
- 5) Las personas producen calor, pero por lo general el edificio se debe calentar de antemano, por lo que no se toma en cuenta como ganancia. Lo mismo se dice de motores y alumbrado.

CANTIDAD DE AIRE NECESARIA PARA EL INVIERNO.- Cuando un espacio se requiere calentar a una temperatura t_i , el aire que se suministra debe tener una temperatura mayor, con objeto de que al enfriarse - hasta t_i , proporcione el calor suficiente para compensar las fugas de calor que se originan por conducción a través de pisos, techos y muros, por infiltración etc.

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

$$Q_s = GCp (t_d - t_i)$$

donde:

Q_s = cambio de calor sensible del aire proporcionado en BTU/h.

G = cantidad de aire suministrada en lb/h

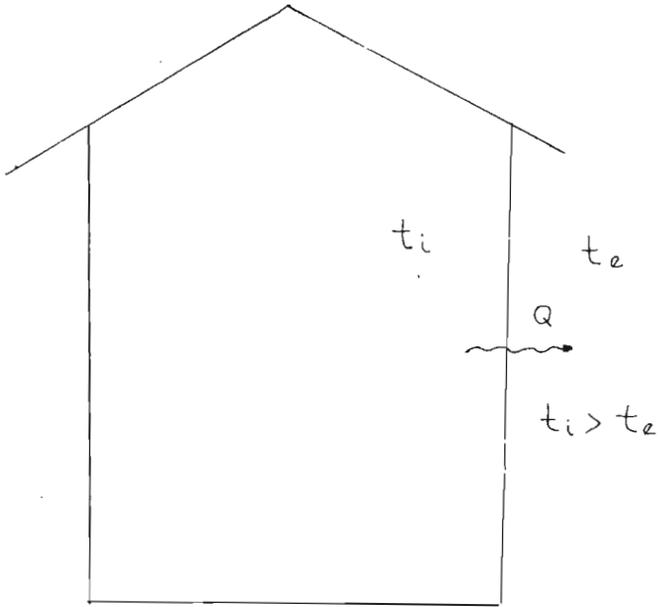
Cp = calor específico del aire en BTU/lb°F

t_d = temperatura de entrada del aire en °F

t_i = temperatura requerida en el espacio °F

Por lo que la cantidad de aire necesaria será:

$$G = \frac{Q_s}{C_p (t_d - t_i)}$$



C A L E F A C C I O N

t_i = temperatura interior

t_e = temperatura exterior

Q = Carga Térmica.

La carga térmica se debe suministrar y proviene del calor necesario para compensar:

- a) Pérdidas por transmisión
- b) Entrada de aire frío

4.3 Estimación de la Carga Térmica para el Verano. Refrigeración.

Refrigeración es el proceso que reduce y mantiene más baja la temperatura de un espacio dado o de un producto que su alrededor.

Ya que el calor absorbido se transfiere a otro cuerpo, es evidente que el proceso de refrigeración es opuesto al de calefacción.

Carga de calor es la cantidad de calor que debe retirarse del espacio, por refrigerar, para reducir o mantener la temperatura deseada.

En la mayoría de los casos, la carga de calor es la suma del calor que se fuga al espacio refrigerado o a través de paredes, rendijas, ranuras, etc., más el calor que produce algún producto por refrigerar o motores eléctricos, alumbrado, personas etc.

En cualquier proceso de refrigeración, el cuerpo empleado como absorbente de calor se llama agente de refrigeración o agente refrigerante.

Los procesos de refrigeración se clasifican en sensibles y latentes. El proceso es sensible, cuando la temperatura del refrigerante varía al absorber calor. Es latente cuando la temperatura del refrigerante, al absorber calor, permanece constante y causa cambio de estado. En los dos procesos, la temperatura del agente de refrigeración es menor que la temperatura del espacio por refrigerar.

Los agentes de refrigeración pueden ser sólidos o líquidos. Entre los sólidos se incluyen, sobre todo el hielo y el CO_2 . Hasta hace poco, el hielo era el que más se usaba en refrigeración doméstica, pero hoy en día, en la mayoría de los casos ha sido sustituido por otros refrigerantes que superan las desventajas que tiene el hielo, como son:

1. No se pueden obtener tan bajas temperaturas como otras sustancias. Con el cloruro de sodio o el de calcio, se consiguen 0°F; en cambio con el hielo sólo 32°F.
2. Es necesario reponer manualmente el hielo.
3. Produce condensado.
4. Es difícil controlar la refrigeración.

Por otro lado, para refrigerar ciertos vegetales, verduras, pescado, etc, se prefiere el hielo, porque evita que se deshidraten y los conserva en buenas condiciones.

La capacidad de los líquidos de absorber calor mientras se evaporan, es la base de la refrigeración moderna. Entre las muchas ventajas de un refrigerante líquido están :

1. Control de la cantidad de calor absorbida.
2. Se consigue una recirculación continua del refrigerante, sin necesidad de reponerla.
3. Se consiguen rangos de temperaturas muy amplios, pues - - existe una gran cantidad de refrigerantes líquidos con - diferentes puntos de ebullición.

Para los refrigerantes líquidos más conocidos, hay tablas y curvas que indican sus propiedades, bajo diferentes condiciones.

CARGA DE REFRIGERACION.— Para el estudio de este inciso se dividirá en dos conceptos:

I.— Carga de refrigeración tratándose de aire acondicionado para comodidad.

II.— Carga de refrigeración tratándose de refrigeración industrial.

I.— Carga de refrigeración tratándose de aire acondicionado para comodidad.— En un espacio para refrigerar, la cantidad de calor que debe eliminarse con el equipo de refrigeración, se le llama carga de refrigeración, y se debe principalmente a las siguientes ganancias de calor:

1. Ganancia de calor debida a la transmisión a través de las barreras que pueda haber, tales como paredes, ventanas, — puertas, techos, particiones y pisos, y que es ocasionada por la diferencia de temperatura entre dos lados de la — barrera.
2. Ganancia de calor debida al efecto solar.
 - a) El calor transmitido por radiación a través de cristales y absorbido en el interior del espacio.
 - b) El calor absorbido por las paredes o techos expuestos a los rayos solares y posteriormente transferidos a l interior.
3. Ganancia de calor debida al aire de infiltración.
4. Ganancia de calor debido a los ocupantes.
5. Ganancia de calor debida a máquinas, alumbrado o cualquier otro equipo que genere calor.
6. Ganancia de calor debida al aire de ventilación.

1.- Ganancia de calor debida a La transmisión a través de barreras.-

La transmisión de calor a través de barreras se calcula en forma similar a la empleada en calefacción:

$$Q_1 = UA (t_e - t_i)$$

Q_1 = Carga de calor en BTU/h

U = Coeficiente de transmisión de calor BTU/h ft² °F

A = Area neta en ft²

t_e = temperatura de diseño exterior en °F

t_i = temperatura de diseño interior en °F

Por lo general, la temperatura interior de diseño se considera entre 70°F y 80 °F (en aire acondicionado) y la temperatura exterior de diseño se selecciona de las tablas, según el lugar. La temperatura de bulbo seco exterior de diseño tiene, por lo general, su máximo a las - 16.00 hs.

La diferencia de temperaturas ($t_e - t_i$) se afecta en ocasiones - debido al " efecto solar ", pero esta consideración es un método para - tomar en cuenta esta carga, que muchas veces no se utiliza.

2.- Ganancia de calor debida al efecto solar.- El calor del sol que - recibe la tierra, varía desde un mínimo de cerca de 415 BTU/hft² a 445 BTU/hft². La cantidad que llega a la superficie terrestre se reduce - considerablemente por dispersión o reflexión al espacio y por absor - ción de la atmósfera. El calor del sol que llega a la tierra a través de la atmósfera se conoce como radiación directa y el calor que se - dispersa se llama radiación del cielo o espacio.

a) Calor ganado a través de los cristales.- El calor que se gana en un espacio a través de los cristales depende de lo siguiente:

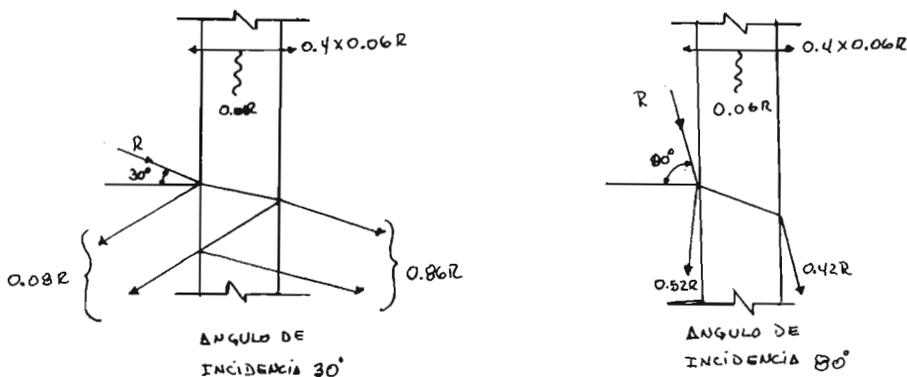
- a) Latitud del lugar
- b) Orientación de los cristales.
- c) Claridad de la atmósfera
- d) Tipo de cristal usado.
- e) Dispositivo para sombrear

Un cristal ordinario absorbe alrededor del 6% de la energía solar y refleja o transmite el resto.

La relación de la energía transmitida con la energía reflejada depende del ángulo de incidencia.

Existen tablas experimentales que según la latitud, tiempo - del año y orientación de la ventana proporcionan la energía solar que entra al espacio considerado. Se supone que la energía radiante transmitida por una ventana no afecta la diferencia de temperatura que hay a los lados de dicha ventana, (ver tabla 5).

Cuando los rayos solares chocan contra una ventana de cristal ordinario, se comportan como se aprecia en la siguiente figura.



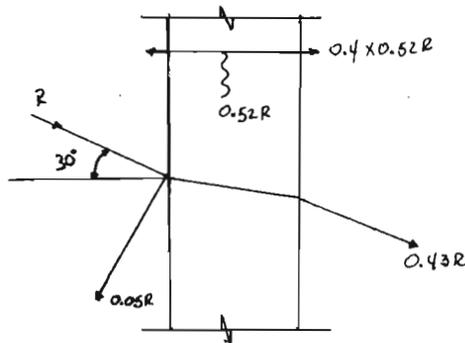
El calor que absorbe el cristal, es el 6% del calor total incidente; de este 6% se transmite al espacio 40% o sea, 2.4%.

El 40% transmitido al espacio depende del coeficiente de la película exterior (2.8 BTU/hft²) y del coeficiente de la película interior (1.8 BTU/ hft²)

Cuando el ángulo de incidencia es de 30°, el calor ganado en el espacio vale $0.4 \times 0.06 R + 0.86 R = 0.88 R$, y cuando el ángulo de incidencia es de 80°, el calor ganado en el espacio vale $0.4 \times 0.06 R + 0.42 R = 0.44$. Donde R es el valor recibido en el cristal.

Cuando los cristales no son ordinarios, éstos absorberán más calor si son de mayor espesor y viceversa. Además existen otros cristales tratados especialmente para absorber una mayor cantidad de calor (ver tabla 7).

La distribución del calor de un cristal que absorbe el 52% se representa gráficamente en la siguiente figura.



Como puede verse este cristal especial que absorbe más calor, permite menos paso de calor que un ordinario. Generalizando, la forma de encontrar el calor transmitido al espacio a través de los cristales por el efecto solar, es el siguiente:

1. En la tabla 5, se encuentra de acuerdo con la latitud y -- orientación, la ganancia máxima de calor q_1 en BTU/h ft².
2. En los valores tabulados en la tabla 5, se considera toda -- el área de una ventana que tenga aproximadamente el 85 % -- de cristal; en casos donde la ventana sea del tipo estructural de lámina de hierro y el cristal ocupe más del 85 % -- de la superficie, se acostumbra multiplicar la ganancia -- del calor por el factor 1.17.
3. Cuando el cristal no es estándar y la ventana no tiene -- algún dispositivo para sombrear, la ganancia de calor se -- multiplica por el factor f_1 dado en la tabla 6, columna 1.
4. Cuando la ventana tiene algún dispositivo para tapar el sol, como persianas interiores ó exteriores, la ganancia de calor se multiplica por el factor f_2 que se obtiene de la tabla 6 , columna 2 a 6.
5. La tabla 5 está basada en un ambiente exterior cuya temperatura de rocío es de 66.8 °F ($t_y = 95$ °F, $t_h = 75$ °F). Añádase 7 % a la ganancia por cada 10 °F por debajo de 66.8°F y disminúyase el 7% por cada 10°F arriba de 66.8°F. Esta corrección sólo se hace cuando se requiere mucha precisión.

6. Por cada 1000 ft arriba del nivel del mar, debe incrementarse la ganancia de calor un 0.7 %.

7. En lugares donde la atmosfera está muy contaminada de humos, polvos ó vapores puede reducirse el valor de la ganancia de calor hasta en un 10 ó 15 %.

8. Debido a que la tabla 5 se estimó el mes de Julio y como la tierra está más cerca del sol en Enero que en Julio, en las latitudes Norte cerca del ecuador, la ganancia se suele incrementar el 7 %. Lo mismo se hace en este mes, en las latitudes Sur.

9. Cuando por alguna circunstancia, como el espesor de los muros ó bien construcciones adyacentes proporcionan sombra a los cristales, se suele hacer alguna disminución a la ganancia de calor.

De los factores que afectan la ganancia de calor tabulado en la tabla 5 y los de mayor importancia, son los descritos en los incisos 3 y 4, o sea :

$$q = q' \times f_1 \times A \text{ (Cuando no existe dispositivo sombreador).}$$

$$q = q' \times f_2 \times A \text{ (Cuando si existe dispositivo sombreador).}$$

$$q = q' ((F \times f_2) + (1 - F \times f_1))$$

Donde :

q = ganancia total en la ventana en BTU/h

q' = ganancia máxima de calor en una ventana debido al efecto solar, en BTU/h ft² (tabla 5).

f_1 = Factor de corrección cuando no existe dispositivo sombreado (tabla 6)

f_2 = Factor de corrección cuando sí existe dispositivo sombreador (tabla 6).

F = Fracción de ventana que se considera sombreada cuando existe un dispositivo parcial de sombreado.

A = Área de cristal en ft^2 .

Además del método mencionado, existen otros muchos más sencillos como el presentado por la York en su folleto Applied Air Conditioning, en donde, de acuerdo con la orientación, se encuentra un factor que da la carga, al multiplicarlo por el área del cristal.

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

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

Para resolver este problema de encontrar el calor ganado por el sol, se han preparado tablas que indican la temperatura equivalente que se deben usar en paredes ó en techos. Ver tablas 8 y 9.

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

Asimismo, si la diferencia de temperatura exterior durante el día es distinta de $20^\circ F$, debe añadirse $1^\circ F$ a la temperatura

equivalente por cada 2 °F abajo de 20 y disminuirse 1 °F por cada 2 °F arriba de 20.

El calor ganado valdrá:

$$q_2 = Ut_e$$

Donde: q_2 = Calor ganado por transmisión más calor ganado por rayos solares en BTU/h ft².

U = Coeficiente de transmisión de calor en BTU/hft²°F.

t_e = Temperatura equivalente obtenida de las tablas 8 y 9 .

3.- Ganancia de calor debida a la infiltración de aire.- Para determinar el volumen de aire y las ganancias de calor latente y sensible se siguen los mismos pasos que para el caso de calefacción, ó sea, se deben considerar las pérdidas por infiltración debidas a:

a).- Las ranuras en puerta y ventanas que se pueden calcular por el método de las ranuras expuesto en el caso de calefacción.

Cuando los espacios por acondicionar no estan en edificios de gran altura, se suele despreciar la ganancia de calor debida a las ranuras.

b).- La abertura más o menos constante de puertas. Por esto se supone, según la tabla 10 que de acuerdo con el tipo de aplicación y la calse de puerta hay una cantidad de aire que penetra por cada persona que lo ocupa.

El calor por infiltración de aire, una vez conocido el total de aire infiltrado se calcula de la manera siguiente:

Calor latente ganado:

$$\lambda = G (Y_e - Y_i) \times 1050 \quad (\text{BTU/h})$$

En donde:

G = Gasto de aire en lb/h

Y_i = Humedad absoluta interior en lb_{agua} / lb A.S.

Y_e = Humedad absoluta exterior en lb_{agua} / lb A.S.

o bien:

$$\lambda = 0.68 V (Y_e' - Y_i') \quad (\text{BTU/h})$$

Donde:

Y_i' = Humedad absoluta interior en granos / lb A.S.

Y_e' = Humedad absoluta exterior en granos / lb A.S.

V = Volumen en ft³/min.

Calor sensible ganado:

$$Q_s = 0.24 G (t_e - t_i) \quad (\text{BTU/h})$$

4.- Ganancia de calor debida a personas:- La ganancia de calor producida por los ocupantes del espacio a enfriar esta tabulada, y depende de la propia actividad que las personas desarrollen dentro del espacio de la temperatura de ese ambiente (ver tabla 11).

La ganancia puede considerarse dividida en 2 partes:

- a).- Ganancia de calor sensible.
- b).- Ganancia de calor latente.

También existen curvas y tablas que proporcionan el calor generado por personas a partir de la temperatura de comodidad, o bien a partir de los ft-lb/h que desarrolle un individuo. Asimismo, hay curvas que según la temperatura y actividad proporcionan la

cantidad de evaporación de un individuo por hora. En seguida se describen las siguientes curvas y tablas:

a).- Calor sensible perdido por el cuerpo humano a varias temperaturas en aire quieto y con diferentes actividades (ver gráfica 1).

b).- Calor perdido por evaporación y humedad del cuerpo humano a diferentes temperaturas, en aire quieto y con varias actividades (ver gráfica 2).

c).- Pérdida de calor total del cuerpo humano a varias temperaturas, en aire quieto y con diferentes actividades (ver gráfica 3).

5.- Ganancia de calor debida al equipo misceláneo:- Para obtener la ganancia de calor debida al equipo que se tenga instalado en el espacio por acondicionar, se recurre a tablas experimentales (ver tabla 12). Siempre se debe considerar esta parte de la ganancia total que, en ocasiones, puede ser muy importante; a veces, se acostumbra a incrementar esta ganancia un 10% por alguna contingencia imprevista que pudiera ocurrir.

6.- Ganancia de calor debida al aire por ventilación:- El aire que se requiere para ventilación se debe suministrar en cantidad suficiente para cumplir con ciertos códigos, reglamentos o recomendaciones. Es evidente que para mantener un nivel bajo de olor se requiere cierta cantidad mínima de aire (ver tabla 13).

Por lo general, se debe considerar un mínimo de $7.5 \text{ ft}^3/\text{m}$ por persona, cuando no se considera humo de cigarro; si se considera, se deben tomar de 25 a $40 \text{ ft}^3/\text{m}$ por persona que fuma.

El aire para ventilación se debe considerar independientemente de la propia carga de calor del espacio, ya que éste pasa antes por el acondicionador, en contraste con el aire debido a la infiltración que entra directamente al espacio por refrigerar.

CANTIDAD DE AIRE NECESARIA PARA MANEJAR UNA DETERMINADA CARGA DE REFRIGERACION.- La cantidad de aire debe ser adecuada pa-

re manejar la carga de refrigeración, calentando el aire desde la temperatura de entrada a la temperatura del espacio. Mientras la temperatura de entrada sea menor, menos cantidad de aire requerirá, pero es lógico que ésta temperatura no puede ser menor de ciertos límites.

La temperatura del aire de entrada debe ser, por regla general, 2°F por debajo de la temperatura del cuarto por cada pie entre el piso y el techo. La temperatura del aire de entrada varía en general, de 5°F a 20°F por debajo de la temperatura deseada.

Los esquemas de la figura 12 muestran como se puede manejar el aire requerido en un espacio por refrigerar.

Una vez obtenida la carga de refrigeración de un espacio, la cantidad de aire se calcula tomando en cuenta la carga de calor sensible:

$$Q_s = G C_p (t_i - t_d)$$

Q_s = Ganancia de calor sensible en BTU/h

G = Aire suministrado en lb/h

t_i = Temperatura del espacio en °F (bulbo seco)

t_d = Temperatura de bulbo seco a la entrada del espacio en °F.

O bien:

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

V = aire suministrado en ft³/min.

El mismo aire G que absorbe la carga de calor sensible con una cierta humedad absoluta (Y_1), al incrementar dicha humedad a Y_2 absorbe también calor latente.

El calor latente, puede considerarse, entre 1 050 y 1 060 BTU/Lb

$$\lambda = G (Y_i - Y_d) \times 1050$$

$$\lambda = G (Y_i' - Y_d') \times 1050/7000$$

Donde:

$Y_i = \text{Lb Vapor} / \text{lb A.S.}$ Humedad absoluta del aire
requerida dentro del volumen por acondicionar.

$Y_d = \text{Lb vapor} / \text{lb A.S.}$ Humedad absoluta del aire
en los difusores

$Y'_2 = \text{granos} / \text{lb A.S.}$ Humedad absoluta del aire re-
querida dentro del volumen por acondicionar.

$Y'_1 = \text{granos} / \text{lb A.S.}$ Humedad absoluta del aire en
los difusores.

$G = \text{lb/h}$ de aire seco.

$\lambda = \text{Ganancia de calor latente den BTU/h}$

II.- Carga de Refrigeración tratándose de Refrigeración

Industrial.- El cálculo de la carga de refrigeración, para el caso presente es similar que para el aire acondicionado, excepto dos o tres partes que se analizarán a continuación.

Las cargas más comunes son:

- 1.- La transmisión de calor a través de barreras, o sea, paredes, techos y pisos.
- 2.- La ganancia de calor debida al efecto solar.
- 3.- La ganancia de calor debida a la infiltración de aire.
- 4.- La ganancia de calor debida a los ocupantes.
- 5.- La ganancia de calor debida a máquinas, alumbrado o cualquier otro equipo que genere calor.
- 6.- La ganancia de calor debida al aire por ventilación.
- 7.- La ganancia de calor debida a los productos por refrigerar.
- 8.- La ganancia de calor debida a la ganancia de algunos productos.
- 9.- La ganancia de calor debida al tiempo que no funcionan los acondicionadores, durante el proceso de descongelamiento del evaporador.
- 10.- La ganancia de calor debida a materiales de envoltura ó envases.

CALCULO DE LA CARGA DE REFRIGERACION.- Las tablas 12 a 19 - proporcionan diversos valores y datos para calcular cargas de refrigeración industrial.

1.- Transmisión de Calor a través de barreras. Se calcula de la misma forma que para la comodidad del aire acondicionado.

2.- Ganancia de calor debida al equipo solar.- La Sociedad Americana de Ingenieros en Refrigeración (ASRE), recomienda tomar en cuenta la ganancia de calor debida al efecto solar incrementando la diferencia entre la temperatura de diseño exterior y la de

diseño interior, al calcular la ganancia por transmisión de barreras, debida a la diferencia de temperaturas, o sea:

$$Q_1 = AU (t_e - t_i + K)$$

Donde:

K = Incremento en °F, debido al efecto solar y que se encuentra tabulada de acuerdo con la orientación y color de la pared.

3.- Ganancia de calor debida a la infiltración de Aire.- En los frigoríficos industriales por lo general no tienen ventanas y las puertas están selladas de tal manera que no existe la infiltración por ranuras. Sin embargo, se acostumbra tomar en cuenta los cambios de aire debido a aberturas de puertas y filtración de aire. Las tablas 18 y 19 proporcionan los cambios por medio de aire en 24 hr. que pueden esperarse en un almacén de acuerdo con el volumen del cuarto y con la temperatura.

4.- Ganancia de calor debida a las personas.- Su cálculo es similar al de comodidad del aire acondicionado.

5.- Ganancia de calor debida a equipo misceláneo.- SE calcula de la misma forma que para el de comodidad.

6.- Ganancia de calor debida al aire para ventilación.- Tratándose de refrigerar ciertos productos, en muchas ocasiones se requiere de una ventilación especial, así como controlar rigurosamente la humedad del aire para preservar el producto a refrigerar.

Una vez que se tiene la cantidad de aire de ventilación, se calcula la ganancia correspondiente.

7.- Ganancia de calor debida a los productos por refrigerar.-

a).- Calor sensible arriba del punto de congelación.- Cuando un producto entra a un espacio refrigerado, con una temperatura mayor que la del propio espacio, el producto cede calor hasta que se enfría a la temperatura del ambiente. Cuando esa temperatura está

arriba del punto de congelación, el calor cedido (Q_1) se llama - " calor sensible arriba del punto de congelación ", y se calcula de la siguiente manera:

$$Q_1 = W \times C_1 \times (t_2 - t_1)$$

Donde:

Q_1 = calor cedido en BTU/h.

C_1 = calor específico del producto en BTU/lb°F arriba del punto de congelación. (Tablas 13 a 16).

W = peso del producto manejado en lb/h.

t_1 = temperatura del espacio en °F.

t_2 = temperatura de entrada en °F.

b).- Calor latente de congelación.- Si el producto se congela, éste cederá su calor latente mientras cambia de estado a la temperatura de congelación.

$$Q_2 = W \lambda$$

Donde:

Q_2 = calor latente de congelación cedido al espacio en BTU/h.

W = peso del producto en libras por hora.

λ = calor latente de congelación del producto en BTU/lb. (Ver las tablas 13 a 16).

c).- Calor sensible por debajo del punto de congelación.- Cuando se requiere refrigerar el producto por debajo del punto de congelación, la carga de calor se calcula de la siguiente manera:

$$Q_3 = W \times C_2 \times (t_c - t_3)$$

Donde:

Q_3 = calor cedido BTU/h.

C_2 = calor específico del producto por debajo del punto de congelación en BTU/lb°F. (Ver las tablas 13 a 16).

t_c = temperatura de congelación en °F.

t_3 = temperatura final en °F.

8.- Ganancia de Calor debida al calor por respiración de algunos productos.- Los vegetales y las frutas se encuentran aún vivas después de ser cortadas y continúan sufriendo cambios metabólicos - en el lugar de almacenamiento.

El cambio más importante, se debe a la respiración, proceso - durante el cuál el oxígeno del aire se combina con los carbohidratos resultando bioxido de carbono y calor.

El calor que se obtiene se llama "calor de respiración" y debe considerarse para la carga total de refrigeración.

La tabla 17 proporciona el calor de respiración por libra y - por hora de los productos más comerciales.

$$Q = W X R$$

Donde:

Q = BTU/h

R = Calor por respiración den BTU/h - lb.

W = peso del producto en lb.

9.- Ganancia de calor debida a la descongelación del evaporador.- La temperatura del evaporador, a veces es más baja que la del punto de congelación de la humedad del aire, por lo que en los serpentines se forma una capa de hielo, que baja la transmisión de calor y, por lo tanto, la eficiencia. Es pues, indispensable eliminar esa capa de hielo lo cual se lleva a cabo de varias maneras.

a).- Descongelamiento cuando se interrumpe el ciclo.- Este sistema consiste en dejar la recirculación del líquido antes de la expansión durante el tiempo necesario para que se realice el des-

congelamiento total. Este sistema consume bastante tiempo y, por lo tanto, se requiere recuperar la carga perdida durante ese lapso.

b).- Descongelamiento con agua.- En este sistema, se interrumpe el ciclo y se hace pasar agua por el exterior del serpentín hasta que se descongela.

c).- Descongelamiento automático.- En este caso se calientan los tubos del evaporador, por medios ajenos al sistema, como calentadores eléctricos, de agua caliente o gases calientes que salen del compresor.

Como en todos los sistemas descritos se interrumpe el ciclo, por lo tanto, se requiere recuperar el calor que se dejó de absorber durante ese tiempo.

Supongamos que el tiempo que se interrumpe un sistema es de 2 horas diarias entonces:

$$\frac{\text{Carga modificada}}{h} = \frac{\text{Carga calculada en 24 h.}}{22}$$

10.- Ganancia de calor debida a las envolturas o envases.- Cuando el producto esta contenido en botellas, cajas, envoltorios, etc., el calor cedido por éstos debe considerarse en el cálculo de la carga total.

$$Q = W \times C_e \times (t_2 - t_1)$$

Donde:

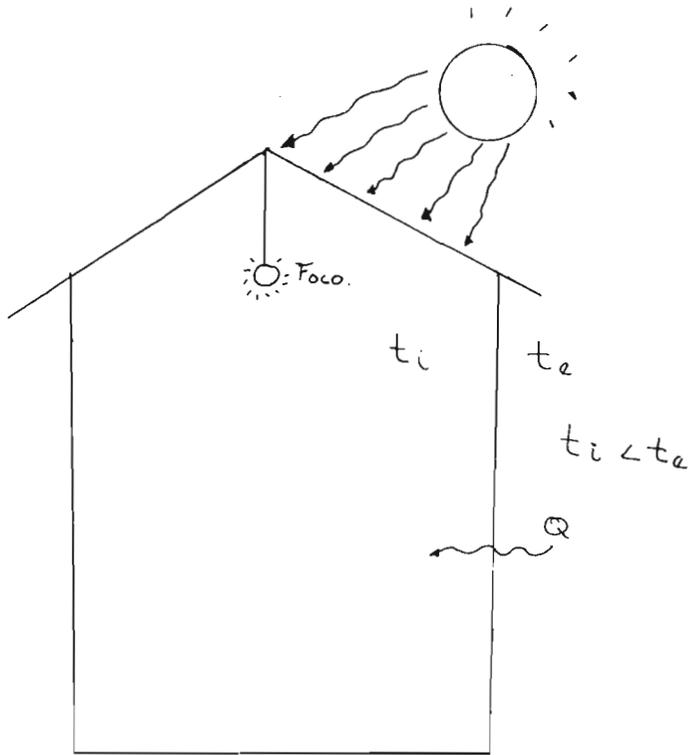
Q = Calor en BTU/h.

W = Peso de los envoltorios en lb/h.

C_e = Calor específico del material en BTU/lb°F.

t₂ = Temperatura de entrada en °F.

t₁ = Temperatura de salida en °F.



E N F R I A M I E N T O

t_i = temperatura interior

t_e = temperatura exterior

Q = Carga térmica

La carga térmica se debe eliminar y proviene de:

- a) Entrada por transmisión
- b) Entrada de aire caliente
- c) Personas en el interior
- d) Luces eléctricas
- e) Calentamiento por el Sol
- f) Aparatos eléctricos

4 . 4 p r o b l e m a s .

Problema # 1 .-Calcular la carga térmica para una cafetería que tiene el arreglo de la figura. Las condiciones de diseño para el local son las siguientes:

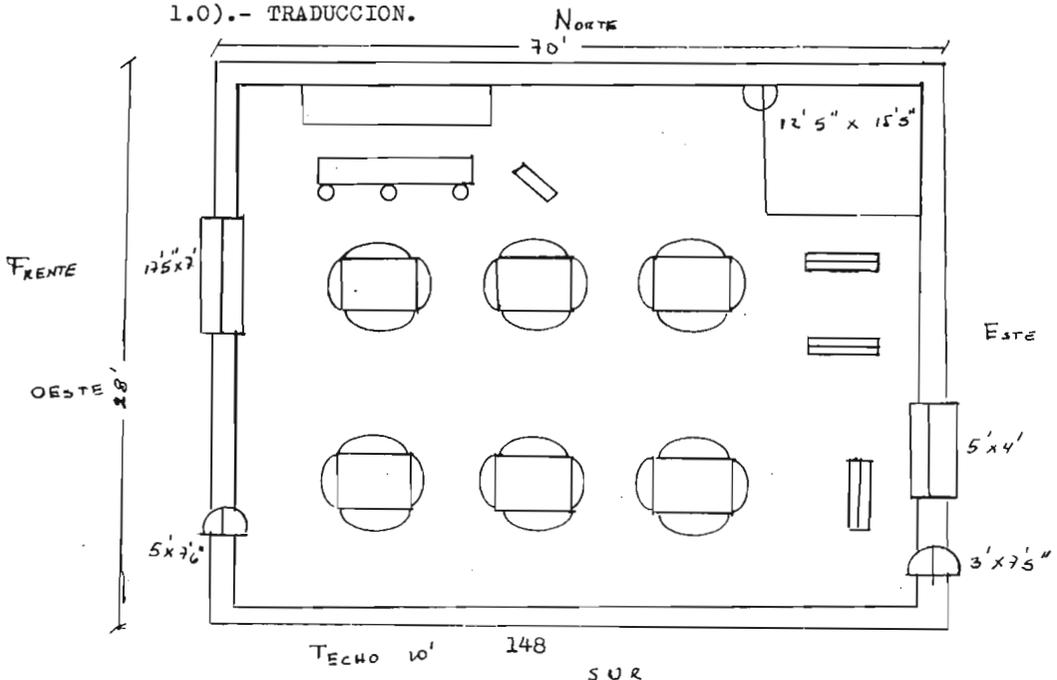
Verano: Temperatura de bulbo seco es igual a 80°F con una Humedad del 50% en el interior y 95°F de bulbo seco y 75°F de bulbo húmedo en el exterior;

Invierno:- 70°F en el interior y 0°F en el exterior.

Se tienen además los siguientes datos adicionales:

Se tendrá un promedio de 16 personas dentro del local, se tendrán ventanas de un solo vidrio con toldos en el exterior y al frente, persianas internas en la parte trasera. Se tendrá un aislamiento de 2 " con tapango ventilado. Se tendrán luces electricas con un total de 3000 watts. El peso es una cimentación sin calentamiento. Se tienen los siguientes aparatos electricos: una cafetera de 3 GPM de capacidad, una mesa electrica de 18ft² de superficie, ambos tienen campana.

1.0).- TRADUCCION.



2.0).- PLANTAMIENTO.

2.1).- Discusión.- Se pretende calcular la carga térmica para el acondicionamiento de la cafetería modificando las condiciones del aire del medio ambiente. En cierta temporada del año (verano) es necesario eliminar la carga térmica (enfriamiento) y en otra (invierno) suministrar calor necesario para compensar las pérdidas de calor.

Se obtendrán las contribuciones a la carga térmica, con las áreas y las t o cuantificando el calor de carga.

3.0).- CALCULOS.

3.1).- Cálculo de la carga térmica para el enfriamiento. (Verano).-

Para poder conocer el factor de enfriamiento vamos a las tablas de "Load Calculation and Unit Selection"

$$a).- \text{Ventanas} = Q_1$$

$$\Delta t = 15 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$Q_1 = f_1 \times A_{\text{vid.}}$$

$$f_1 = 17 \text{ BTU/hft}^2$$

$$A_{\text{vid}} = A_{\text{tot}} \times 0.85$$

$$A_{\text{tot}} = A_{\text{vent.}} + A_{\text{Puertas.}}$$

$$A_{\text{vent}} = (17.5 \times 7) + (5 \times 4) = 142.5 \text{ ft}^2$$

$$A_{\text{puert}} = (5 \times 7.5) + (3 \times 7.5) = 60.0 \text{ ft}^2$$

$$A_{\text{tot.}} = 202.5 \text{ ft}^2$$

$$A_{\text{vid}} = A_{\text{tot}} \times 0.85 = 172.12 \text{ ft}^2$$

$$Q_1 = 17 \times 172.12 = 2926 \text{ BTU/h}$$

b).- Paredes:- Q_2

$$Q_2 = f_2 \times A_{\text{paredes}}$$

$$f_2 = \text{con sol} = 4.5$$

$$f_2 = \text{con sombra} = 3.0$$

$$\text{i).- } A_{\text{norte}} = (70 - 12.5) 10 = 575 \text{ ft}^2$$

$$\text{ii).- } A_{\text{Este}} = (28 - 15.5) 10 - 0.85 (5 \times 4 + 3 \times 7.5) = 89 \text{ ft}^2$$

$$\text{iii).- } A_{\text{Sur}} = 70 \times 10 = 700 \text{ ft}^2$$

$$\text{iv).- } A_{\text{Oeste}} = (28 \times 10) - 0.85 (17.5 \times 7) + (5 \times 7.5) = 144 \text{ ft}^2$$

$$A_{\text{pared (sombra)}} = 575 + 700 + 89 = 1364 \text{ ft}^2$$

$$A_{\text{pared (sol)}} = 144 \text{ ft}^2$$

$$Q_2 = (1364 \text{ ft}^2)(3) + (144 \text{ ft}^2)(4.5) =$$

$$= 4740 \text{ BTU/h}$$

c).- Particiones = Q_3

$$Q_3 = f_3 \times A_{\text{particiones}}$$

$$A_{\text{particiones}} = (12.5 + 15.5) 10 = 280 \text{ ft}^2$$

$$f_3 = 3 \text{ BTU/hft}^2$$

$$Q_3 = 3 (280 \text{ ft}^2) = 840 \text{ BTU/h}$$

d).- Ciclo raso = Q_4

$$Q_4 = f_4 \times \Delta_{\text{ciclo}}$$

$$f_4 = 3.3 \text{ BTU/Hft}^2$$

$$\Delta_{\text{ciclo}} = 70 \times 28 - 12.5 \times 15.5 = 1766 \text{ ft}^2$$

$$Q_4 = 3.3 (1766) = 5827.8 \text{ BTU/h}$$

e).- Pisos = Q_5

$$Q_5 = f_5 \times \Delta_{\text{piso}}$$

$$f_5 = 3 \text{ BTU/hft}^2$$

$$\Delta_{\text{piso}} = 1766 \text{ ft}^2$$

$$Q_5 = 3 (1766) = 5298 \text{ BTU/h}$$

f).- Ventanas al sol = Q_6

$$Q_6 = f_6 \times \Delta_{\text{vent. al sol.}}$$

$$f_6 = 40 \text{ BTU/hft}^2$$

$$\Delta_{\text{vent}} = (7.5 \times 5) (0.85) + (17.5) (0.85) = 136 \text{ ft}^2$$

$$Q_6 = 40 (136) = 5440 \text{ BTU/h}$$

g).- Luces y Aparatos. = Q_7

$$Q_7 = f_7 \times \text{Pot.}$$

$$f_7 = 3.4$$

$$Q_7 = 3.4 (3000) = 10200 \text{ BTU/h}$$

h).- Fuentes Especiales; Q_8

i).- cafetera:

$$\lambda = 700 \text{ BTU/hGal} \times 3 \text{ Gal.} \times 0.5 = 1050 \text{ BTU/h}$$

$$Q_8 = 700 \text{ BTU/hGal} \times 3 \text{ Gal.} \times 0.5 = 1050 \text{ BTU/h}$$

ii).- Plancha:

$$\lambda = 350 \text{ BTU/hft}^2 \times 18 \text{ ft}^2 \times 0.5 = 3250 \text{ BTU/h}$$

$$Q_8 = 350 \text{ BTU/hft}^2 \times 18 \text{ ft}^2 \times 0.5 = 3250 \text{ BTU/h}$$

I).- Personal; Q_9 .

$$Q_9 = f_9 \text{ No.}$$

$$f_9 = 200 \text{ BTU/h}$$

$$Q_9 = 200 \times 16 = 3200 \text{ BTU-h}$$

$$\lambda_{10} = f_{10} \text{ No.}$$

$$f_{10} = 250$$

$$\lambda_{10} = 250 \times 16 = 4000 \text{ BTU/h}$$

$$j).- \text{ Vol Tot.} = \text{ft}^3/\text{min} = \frac{10 \times 70 \times 28}{60} = 326.66$$

$$\text{Vol. Bodega} = \frac{10 \times 12.5 \times 15.5}{60} = 32.29$$

$$\text{Vol. local.} = \text{ft}^3/\text{min} = 294.36$$

$$f_s = 16.2$$

$$Q_s = (294.36)(16.2) = 4768.63 \text{ BTU/h}$$

$$f = 14.3$$

$$\lambda = (294.36)(14.3) = 4209.34 \text{ BTU/h}$$

$$Q_t (\text{verano}) = \sum \lambda + \sum Q_s$$

$$\sum \lambda = 1050 + 3250 + 4000 + 4209 = 12509 \text{ BTU/h}$$

$$\sum Q_s = 2926 + 4740 + 840 + 5827 + 5298 + 5440 + 10200 + 1050 + 3250 + 3200 + 4763 = 47539 \text{ BTU/h}$$

$$Q_{\text{Tot}} = 60048 \text{ BTU/h} = 5 \text{ Ton Refrigeración.}$$

3.2).- Cálculo de la carga térmica para el enfriamiento:-

$$\Delta t = 70 - 0 = 70^\circ\text{F}$$

a).- Ventana: Q_1

$$Q_1 = 172 \times 79 = 13588 \text{ BTU/h}$$

b).- Paredes: Q_2

$$Q_2 = 1508 \times 14 = 21112 \text{ BTU/h}$$

c).- Particiones = Q_3

$$Q_3 = 280 \times 12 = 3360 \text{ BTU/h}$$

d).- Ciclo raso = Q_4

$$Q_4 = 1766 \times 7 = 12360 \text{ BTU/h}$$

e).- Piso = Q_5

$$153 \quad Q_5 = 1766 \times 16 = 28256 \text{ BTU/h}$$

Suponer que el aire de entrada del exterior que se renueva cada hora por lo que obtenemos lo siguiente:

$$\text{Vol.} = \frac{19600 \text{ ft}^3}{60 \text{ min}}$$

$$\text{Renovación : } 19600 \text{ ft}^3/\text{min} \times 1\text{h}/60 \text{ min} = 326.6 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}}$$

$$Q_6 = 326.6 \times 76 = 24826.16 \text{ BTU/h}$$

$$Q_t = 13538 + 21112 + 3360 + 12360 + 28256 + 24826$$

$$Q_t = 103502 \text{ BTU / h}$$

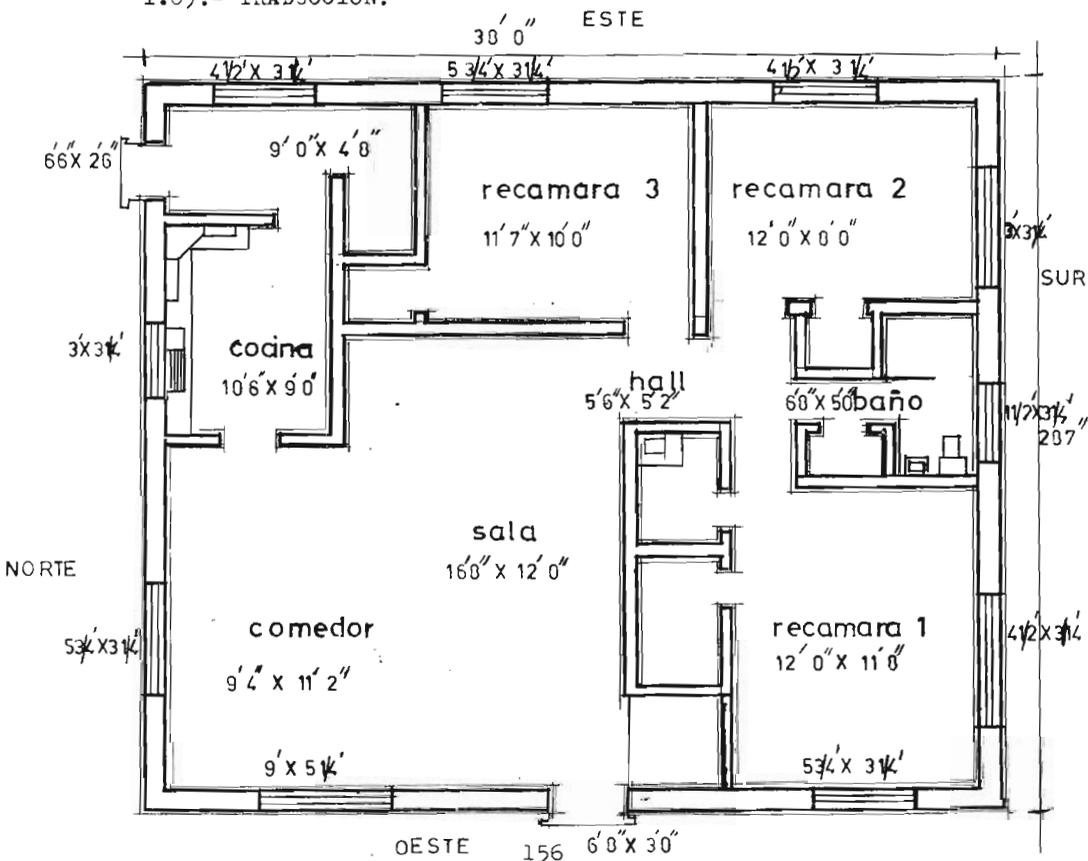
Problema # 2 .-Calcule la carga térmica de una casa residual que tiene la siguiente figura. Las condiciones de diseño son las siguientes:

Invierno: Temperatura exterior 0°F; Temperatura interior 70°F

Verano: Temperatura de bulbo hum do 75°F temperatura de bulbo seco 95°F en el exterior y 80 °F de bulbo seco y 50% de humedad en el interior.

El número de personas son 6 dentro de la casa. Se tendrán ventanas de un solo vidrio y persianas internas. Se tendrá un aislamiento de 2" con espango ventilado y un aislamiento de 2" en la pared, el esta sobre el sótano.

1.0).- TRADUCCION.



2.0).- PLANTEAMIENTO.

2.1).- DISCUSION.- Se calculará la carga térmica para condiciones de la casa habitación modificando las condiciones del aire del medio ambiente, en ciertas temporadas del año se eliminará la carga térmica y en otra se suministrará el calor necesario para compensar las pérdidas de calor.

3.0).- CALCULOS.-

3.1).-Cálculo de la carga térmica para el enfriamiento.

3.1.1).- Ventanas: Q_1

$$\Delta t = 17.0^\circ F$$

$$Q_1 = f_1 \times A_{\text{vidrios}}$$

$$f_1 = 19$$

Norte: Hay 3 ventanas

$$A_{\text{vid}} = 5.8 \times 3.3 \times 1 = 19.14 \text{ ft}^2$$

$$= 3.0 \times 3.3 \times 1 = 9.9 \text{ ft}^2$$

$$= 1.8 \times 2.3 \times 1 = 4.14 \text{ ft}^2$$

Sur : Hay 3 ventanas

$$A_{\text{vid}} = 4.5 \times 3.3 \times 1 = 14.85 \text{ ft}^2$$

$$= 3.0 \times 3.3 \times 1 = 9.9 \text{ ft}^2$$

$$= 1.5 \times 3.3 \times 1 = 4.95 \text{ ft}^2$$

Este: Hay 3 ventanas:

$$A_{\text{vid}} = 4.5 \times 3.3 \times 2 = 29.7 \text{ ft}^2$$

$$= 5.8 \times 3.3 \times 1 = 19.14$$

Oeste: Hay 3 ventanas

$$A_{\text{vid}} = 5.8 \times 3.3 = 19.14$$

$$= 9.0 \times 5.3 = 47.7$$

$$A_{\text{Tot.}} = 178,56 \text{ ft}^2$$

$$A_{\text{vid}} = (178.56) (0.85) = 151.77 \text{ ft}^2$$

$$Q_1 = 19 \times 151.77 = 2883.63 \text{ BTU/h}$$

3.1.2).- Ventanas, calor de sol; el factor debe ser multiplicado por el area neta de las ventanas de la casa y solo una dirección tendrá un calor mayor el cual debe ser incluido en el total.

| Dirección | Factor | Area Neta | Carga |
|-----------|--------|-----------|-------|
| Norte | 0 | 28.2 | 0 |
| Sur | 35 | 25.2 | 882 |
| Este | 40 | 41.5 | 1666 |
| Oeste | 65 | 56.9 | 3699 |

el mayor calor es 3699 = Q_2

3.1.3).- Paredes. Q_3

$$Q_3 = f_3 \times A_{\text{pared.}}$$

$$f_3 = 2.0$$

$$A_{\text{pared Neta}} = A_{\text{pared}} - A_{\text{vid}}$$

$$\text{Norte: } A_{\text{tot.}} = 28.7 \times 8 = 230 \text{ ft}^2$$

$$A_{\text{vid}} = 0.85 \quad (5.8 \times 3.3 \times 1) + (3.0 \times 3.3 \times 1) \\ + (1.8 \times 2.3 \times 1) = 28.2 \text{ ft}^2$$

$$A_{\text{neta}} = 230 - 28.2 = 202 \text{ ft}^2$$

$$\text{Este: } A_{\text{Tot}} = 38 \times 8 = 304 \text{ ft}^2$$

$$\begin{aligned} \Delta_{\text{vid}} &= 0.85 (4.5 \times 3.3 \times 2.0) + (5.8 \times 3.3 \times 1) \\ &= 41.5 \text{ ft}^2 \end{aligned}$$

$$A_{\text{neta}} = 304 - 41.5 = 262.5 = 263 \text{ ft}^2$$

$$\text{Sur: } A_{\text{Tot}} = 28.7 \times 8 = 230 \text{ ft}^2$$

$$\begin{aligned} \Delta_{\text{vid}} &= 0.85 (4.5 \times 3.3 \times 1) + (3.0 \times 3.3 \times 1) + \\ &\quad (1.5 \times 3.3 \times 1) = 25.2 \text{ ft}^2 \end{aligned}$$

$$A_{\text{neta}} = 230 - 25.2 = 204.8 = 205 \text{ ft}^2$$

$$\text{Oeste: } A_{\text{Tot}} = 38 \times 8 = 304$$

$$\Delta_{\text{vid}} = 0.85 (5.8 \times 3.3 \times 1) + (9.0 \times 5.3 \times 1) =$$

$$56.9 \text{ ft}^2$$

$$A_{\text{neta}} = 247 \text{ ft}^2$$

$$A_{\text{neta total}} = 917 \text{ ft}^2$$

$$Q_3 = 2.0 \times 917 = 1834 \text{ BTU /h}$$

3.1.4).- Techo = Q_4

$$Q_4 = f_4 \times A_{\text{Techo}}$$

$$f_4 = 4$$

$$A_{\text{techo}} = 38 \times 28.7 = 1090.6$$

$$Q_4 = 4 \times 1090.6 = 4362 \text{ BTU/h}$$

3.1.5).- Pisos = Q_5

$$Q_5 = f_5 \times A_{\text{piso}}$$

$$f_5 = 0$$

$$Q_5 = 0$$

3.1.6).- Salida de Aire = Q_6

$$Q_6 = f_6 \times A_{\text{Piso}}$$

$$f_6 = 20$$

$$A_{\text{piso}} = 1090.6 \text{ ft}^2$$

$$Q_6 = 2 \times 1090.6 = 2181.2 \text{ BTU/h}$$

3.1.7).- Personas = Q_7

$$Q_7 = f_7 \times \text{No. Personas.}$$

$$f_7 = 200$$

$$Q_7 = 200 \times 6 = 1200 \text{ BTU/h}$$

3.1.8).- Carga térmica para el enfriamiento es:

$$Q_{\text{enfr.}} = \sum_{i=1}^5 Q_i$$
$$= 16159.83 \text{ BTU/h}$$

En la práctica se admite que la adición de calor latente sea el 30% del calor sensible.

$$\lambda_{enf.} = 4847.95 \text{ BTU/h}$$

$$Q_{Tot} = 21007.78 \text{ BTU/h}$$

$$T.R = 1.75$$

3.2).- Cálculo de la carga térmica para el calentamiento (invierno)

3.2.1).- Ventanas = Q_8

$$Q_8 = f_8 \times A_{vent.}$$

$$f_8 = 79$$

$$A_{vent} = 151.7$$

$$Q_8 = 79 \times 151.7 = 11992.2 \text{ BTU/h}$$

3.2.2).- Ventanas, calor del sol: No es considerado para la estimación para la carga de calentamiento.

3.2.3).- Paredes = Q_9

$$Q_9 = f_9 \times A_{neta \text{ Tot.}}$$

$$f_9 = 7$$

$$A_{neta \text{ Tot.}} = 917$$

$$Q_9 = 917 \times 7 = 6419 \text{ BTU/h}$$

3.2.4).- Techo = Q_{10}

$$Q_{10} = f_{10} \times \Delta_{\text{techo}}$$

$$f_{10} = 5$$

$$Q_{10} = 5 \times 1090.6 = 5453 \text{ BTU/h}$$

3.2.5).- Piso = Q_{11}

$$Q_{11} = f_{11} \Delta_{\text{piso}}$$

$$f_{11} = 16$$

$$Q_{11} = 16 \times 1090.6 = 17449.6 \text{ BTU/h}$$

3.2.6).- Salida del aire = Q_{12}

$$Q_{12} = f_{12} \times \Delta_{\text{Neta Tot.}}$$

$$f_{12} = 10$$

$$Q_{12} = 10 \times 1090.6 = 10906 \text{ BTU/h}$$

4.0).- RESULTADOS:

Carga térmica en el invierno es: $Q_{\text{Inv.}} = \sum_{i=1}^{12} Q_i$

$$Q_{\text{Inv.}} = 52219.8 \text{ BTU/h}$$

Residential Load Estimate

| | Area Sq. Ft. or Other Values as Stated | Design Dry Bulb Temperature Difference | | | | | | | | Cooling Load, Btu/hr. | Design Dry Bulb Temperature Difference | | | | | | | Heating Load, Btu/hr. |
|--|--|---|---|---|---|---|---|---|---|-----------------------|--|--------------------|--------------------|---------------------|---------------------|---------------------|----------------------|-----------------------|
| | | 10° F | 12° F | 15° F | 17° F | 20° F | 22° F | 25° F | 30° F | | 80° F | 50° F | 60° F | 70° F | 80° F | 90° F | 100° F | |
| | | Cooling Factors | | | | | | | | | Heating Factors | | | | | | | |
| 1. All Windows: Single Glass Double Glass or Glass Block | 151.8 | 13 7 | 15 8 | 19 9 | 22 11 | 25 12 | 27 13 | 30 16 | 36 | 2884 | 45 20 | 57 25 | 68 30 | 80 35 | 90 40 | 102 45 | 113 50 | 11,970 |
| 2. Additional Gain, Sun Exposed Windows: (use only exposure with largest load) (For glass block, reduce by 50%; for storm windows or double glass, reduce factors by 15%.) | 56.9 | No Shading | | Inside Shades | | Outside Awnings | | Not used in heating | | | | | | | — | | | |
| | | 60 | | 25 | | 20 | | | | | | | | | | | | |
| | | 100 | | 40 | | 25 | | | | | | | | | | | | |
| | | 75 | | 30 | | 20 | | | | | | | | | | | | |
| | | 75 | | 35 | | 20 | | | | | | | | | | | | |
| | | 110 | | 45 | | 30 | | | | | | | | | | | | |
| | | 150 | | 65 | | 45 | | | | | | | | | | | | |
| | | 120 | | 50 | | 35 | | | | | | | | | | | | |
| 3. Outside Walls: (Net Wall Area) No Insulation 1" Insulation 2" or more Insulation | 917 | 4 3 3 | 4 3 2 | 5 3 2 | 6 4 4 | 6 5 3 | 7 5 3 | 8 6 4 | 9 7 4 | 1834 | 10 8 4 | 13 10 5 | 15 12 6 | 18 16 8 | 20 16 8 | 23 18 9 | 25 20 10 | 6,420 |
| 4. Partitions: | — | 2 | 2 | 3 | 3 | 4 | 4 | 5 | 6 | — | 8 | 9 | 10 | 12 | 14 | 15 | 17 | — |
| 5. Ceiling Below Vented Attic Space: No Insulation No Insulation, with Attic Fan 2" Insulation 4" or more Insulation | 1,090 | 18 9 5 3 | 18 11 5 3 | 19 12 5 4 | 20 12 6 4 | 21 16 6 4 | 21 17 6 4 | 22 19 6 5 | 24 22 7 | 4360 | — — — — | — — — — | — — — — | — — — — | — — — — | — — — — | — — — — | 5,450 |
| 5. Ceilings With No Attic Space: No Insulation 1" Insulation 1½" Insulation 2" or more Insulation | — | 28 16 8 6 | 29 14 9 6 | 30 15 9 6 | 31 16 9 6 | 36 16 10 7 | 36 17 10 7 | 35 18 11 7 | 38 19 11 8 | — | 20 10 6 4 | 25 13 8 5 | 30 15 9 6 | 35 18 11 7 | 40 20 12 8 | 45 23 14 9 | 50 25 15 10 | — |
| 6. Ceiling Under Unconditioned Room: 7. Floors: (Factors based on floor area. Omit if over basement.) Over enclosed crawl space Over unconditioned room Over vented crawl space Slab Floor On Ground: (Factors based on linear feet of perimeter) No edge insulation 1" edge insulation 2" edge insulation | 1,090 | 3 — — — — — — — — | 3 — — — — — — — — | 4 — — — — — — — — | 4 — — — — — — — — | 5 — — — — — — — — | 5 — — — — — — — — | 6 — — — — — — — — | 7 — — — — — — — — | — | 9 9 14 | 11 11 17 | 13 14 20 | 15 16 24 | 17 18 27 | 19 20 31 | 21 23 34 | 17,400 |
| 8. Outside Air: (Multiply factors by total floor area) | 1,090 | 2 | 2 | 2 | 2 | 3 | 3 | 4 | 4 | 2,180 | 5 | 7 | 9 | 10 | 12 | 13 | 14 | 10,900 |
| 9. Average Number of People: (Use minimum of five people) | 6 | 200 | | | | | | | | 1,200 | | | | | | | | — |
| 10. Blower Motors: (Omit this item if Net or ARI equipment capacity ratings are used.) | — | Blower Motor Rating 1 HP: | | | | Btu/hr. | | | | — | Not used in heating | | | | | | | — |
| | | 1/2 | | | | 800 | | | | | | | | | | | | |
| | | 1 | | | | 1000 | | | | | | | | | | | | |
| | | 2 | | | | 1500 | | | | | | | | | | | | |

163

Reflective Insulation

Minimum foil basement heat reflects up to about 85% of the long wave radiant heat away from the space where installed underneath the floor. This is very effective in reducing summer cooling loads. However, in the winter, 8-10 in. of reflector under spaced joists rather than radiant energy has to be stopped.

Reflective floor covers of foil are equivalent to approximately 1" of built insulating material in the summer, they are equivalent to approximately 2" of keeping heat in the house in the winter.

Proper installation of any type insulating material is important in making it effective.

We suggest that where reflective insulation, such as "Aluflex" is installed, the following information be used with the load estimate form.

| Reference | Equivalent Thickness of Rets | | | |
|--------------|------------------------------|---------------|------|-------|
| | Roof | Summer Window | Wall | Floor |
| 2 1/2 inches | 3" | 1" | 3" | 3" |
| 3 1/2 inches | 4" | 2" | 3" | 4" |
| 4 1/2 inches | 5" | 3" | 4" | 5" |

Sensible Cooling Load, Btu/hr
Latent Allowance—30% of Sensible Cooling Load, Btu/hr
Total Cooling Load, Btu/hr
Total Cooling Load, T.R.

16,157

21,004

1.75

Total Heating Load, Btu/hr

52,140

Problema # 3 :- Calcule la carga de Calefacción de la residencia mostrada en la figura siguiente. La temperatura exterior es 0°F y la temperatura interior es 70°F . Se han considerado las siguientes características de construcción:

Ventanas sencillas con $U = 1.13 \text{ BTU/h ft}^2\text{ }^{\circ}\text{F}$

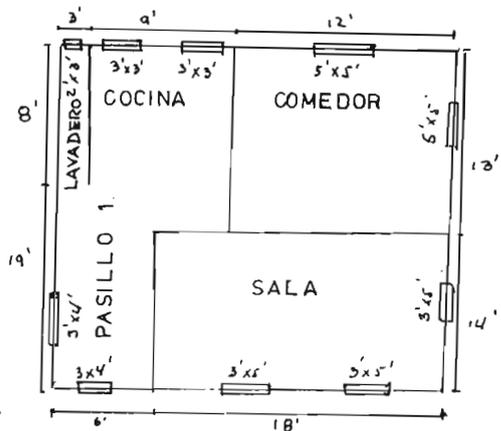
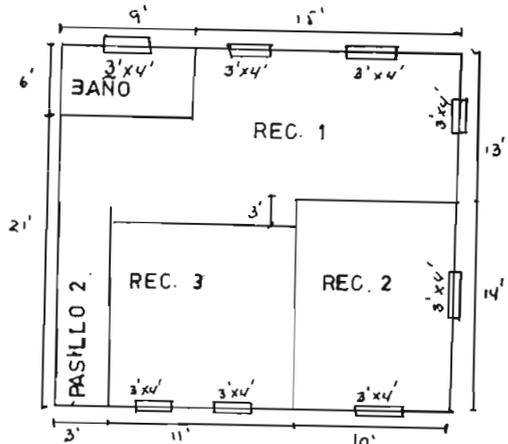
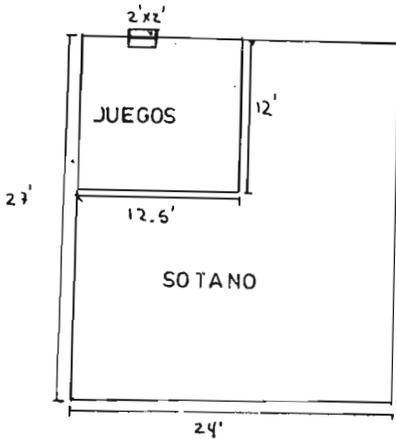
Paredes de madera, papel y yeso con $U = 0.25 \text{ BTU/h Ft}^2\text{ }^{\circ}\text{F}$

Techo con aislamiento con $U = 0.08 \text{ BTU/h ft}^2\text{ }^{\circ}\text{F}$

Piso con $U = 0.04 \text{ BTU/h ft}^2\text{ }^{\circ}\text{F}$.

Considérese un sótano debajo del primer piso, como factor de infiltración considere 0.017.

1.0).- TRADUCCION.-



2.0).- PLANTEAMIENTO.

2.1).- DISCUSION:- Para calcular la carga de calefacción necesitamos calcular la transmisión de calor a través de muros, techos y pisos. Estas pérdidas se pueden determinar a partir de la expresión siguiente:

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

Así tenemos que para la pérdida de calor a través de los cristales es:

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

Siendo:

Q = Pérdida de calor a través del cristal
en BTU/h

A = Área del cristal en ft²

U = Coeficiente de transmisión de calor del
vidrio = 1.13 BTU/h ft² °F

2.2).- Para la pared expuesta al exterior la carga es:

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

Siendo: U = 0.25 BTU/h ft² °F

2.3).- Para el techo expuesto al exterior la carga es:

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

Donde: U = 0.08 BTU/h ft² °F

2.4).- Para el piso arriba de la tierra la carga es:

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

U = 0.04 BTU/h ft² °F

2.5).- Para la carga de infiltración es:

$$Q = V \times f \times \Delta t$$

V = vol. de cuarto en ft³
f = 0.017 BTU/h ft³ °F

2.6).- La carga de Calefacción es la suma de todas las cargas.

3.0).- CALCULOS.-

3.1).- Cálculo de la carga para el cuarto de juegos (Q_1).

a).- Pérdida de calor a través del vidrio:

Dimensiones del cuarto de juegos:

$$L = 12.5 \text{ ft}$$

$$A = 12 \text{ ft}$$

$$h = 14 \text{ ft.}$$

No. de Ventanas = 1 con 2 ft de ancho y 2 ft de alto.

$$A_{\text{expuesta}} = (12.5 \times 14) + (12 \times 14) = 343 \text{ ft}^2$$

$$A_{\text{vidrio}} = 2 \text{ ft} \times 2 \text{ ft} = 4 \text{ ft}^2$$

$$Q_{1V} = (1.13 \text{ BTU/h ft}^2 \cdot \text{°F})(4 \text{ ft}^2) (70 \cdot \text{°F}) = 316.4 \text{ BTU/h}$$

b).- Pérdida de calor a través de la pared:

$$A_{\text{expuesta}} = 343 \text{ ft}^2$$

$$A_{\text{vidrio}} = 4 \text{ ft}^2$$

$$A_{\text{pared}} = 343 - 4 = 339 \text{ ft}^2$$

$$Q_{1P} = (0.25 \text{ BTU/h ft}^2 \cdot \text{°F})(339 \text{ ft}^2) (70 \cdot \text{°F}) = 5932 \text{ BTU/h}$$

c).- Pérdida de calor a través del techo:

$$Q_{1T} = 0 \text{ porque no hay área expuesta al exterior.}$$

d).- Pérdida de calor debida al piso:

$$A_{\text{piso}} = 12.5 \text{ ft} \times 12 \text{ ft} = 150 \text{ ft}^2$$

$$Q_{1PISO} = (0.04 \text{ BTU/h ft}^2 \cdot \text{°F})(150 \text{ ft}^2) (70 \cdot \text{°F}) = 420 \text{ BTU/h}$$

e).- Pérdida de calor debido a la infiltración;

$$\text{Vol del cuarto} = 12.5 \times 12 \times 14 = 2100 \text{ ft}^3$$

$$Q_{1Inf} = (2100 \text{ ft}^3) (0.017 \text{ BTU/h Ft}^3 \cdot \text{°F}) (70 \cdot \text{°F}) = 2499 \text{ BTU/h}$$

$$f).- Q_{1Tot} = 316.4 + 5932.5 + 420 + 2499 = 9167.9 \text{ BTU/h}$$

3.2).- Cálculo de la carga para la sala (Q_2).

a).- Pérdida de calor a través del vidrio:

Dimensiones de la sala:

L = 18 ft.

▲ = 14 ft.

h = 7 ft.

No. Ventanas = 3 con 3 ft de ancho y 5 ft de alto.

$$A_{\text{expuesta}} = (14 \times 7) + (18 \times 7) = 224 \text{ ft}^2$$

$$A_{\text{vidrio}} = (3 \times 5) \times 3 = 45 \text{ ft}^2$$

$$Q_{2V} = 1.13 \times 45 \times 70 = 3559.5 = 3560 \text{ BTU/h}$$

b).- Pérdida de calor a través de la pared:-

$$A_{\text{pared}} = 224 \text{ ft}^2 - 45 \text{ ft}^2 = 179 \text{ ft}^2$$

$$Q_{2P} = 0.25 \times 179 \times 70 = 3132.5 \text{ BTU/h}$$

c).- Pérdida de calor a través del techo:-

$$Q_{2T} = 0$$

d).- Pérdida de calor debida al piso:

$$Q_{2Piso} = 0$$

e).- Pérdida de calor debido a la infiltración:

$$\text{Vol.} = 18 \times 14 \times 7 = 1764 \text{ ft}^3$$

$$Q_{2Inf} = 1764 \times 0.017 \times 70 = 2099.16 \text{ BTU/h}$$

$$f).- Q_{2Tot} = 3560 + 3132.5 + 2099.16 = 8792 \text{ BTU/h}$$

3.3).- Cálculo de la carga para el comedor (Q_3).

a).- Pérdida de calor a través del vidrio:

Dimensiones del comedor:

L = 13 ft

▲ = 12 ft

h = 7 ft.

No. ventanas = 2 con 5 ft de ancho y 5 ft de alto.

$$A_{\text{expuesta}} = (13 \times 7) + (12 \times 7) = 175 \text{ ft}^2$$

$$A_{\text{vidrio}} = (5 \times 5) \times 2 = 50 \text{ ft}^2$$

$$Q_{3V} = 1.13 \times 50 \times 70 = 3955 \text{ BTU/h}$$

b).- Pérdida de calor a través de la pared:

$$A_{\text{pared}} = 175 \text{ ft}^2 - 50 \text{ ft}^2 = 125 \text{ ft}^2$$

$$Q_{3P} = 0.25 \times 125 \times 70 = 2187.5 \text{ BTU/h}$$

c).- Pérdida de calor a través del techo.

$$Q_{3T} = 0$$

d).- Pérdida de calor a través del piso:

$$Q_{3Piso} = 0$$

e).- Pérdida de calor debido a la infiltración:

$$\text{Vol.} = 12 \times 13 \times 7 = 1092 \text{ ft}^3$$

$$Q_{3Inf} = 1092 \times 0.017 \times 70 = 1299.48 \text{ BTU/h}$$

$$f).- Q_{3Tot} = 3955 + 2187.5 + 1299.48 = 7442 \text{ BTU/h}$$

3.4).- Cálculo de la carga para la Cocina (Q_4):

a).- Pérdida de calor a través del vidrio:

Dimensiones:

$$L = 13 \text{ ft}$$

$$A = 9 \text{ ft}$$

$$h = 7 \text{ ft.}$$

No. ventanas = 2 con 3 ft de ancho y 3 ft de alto.

$$A_{\text{expuesta}} = 9 \times 7 = 63 \text{ ft}^2$$

$$A_{\text{vidrio}} = (3 \times 3) \times 2 = 18 \text{ ft}^2$$

$$Q_{4V} = 1.13 \times 18 \times 70 = 1423.8 = 1424 \text{ BTU/h}$$

b).- Pérdida de calor a través de la pared:

$$A_{\text{pared}} = 63 - 18 = 45 \text{ ft}^2$$

$$Q_{5P} = 0.25 \times 45 \times 70 = 787.5 \text{ BTU/h}$$

c).- Pérdida de calor a través del techo:

$$Q_{4T} = 0$$

d).- Pérdida de calor a través del piso:

$$Q_{4\text{Piso}} = 0$$

e).- Pérdida de calor debido a la infiltración:

$$\text{Vol.} = 9 \times 13 \times 7 = 819 \text{ ft}^3$$

$$Q_{4\text{Inf}} = 0.017 \times 819 \times 70 = 974.61 \text{ BTU/h}$$

$$f).- Q_{4\text{Tot.}} = 1424 + 787.5 + 974.61 = 3186 \text{ BTU/h}$$

3.5).- Cálculo de la carga para el lavadero (Q_5).

a).- Pérdida de calor a través del vidrio:

Dimensiones del lavadero:

$$L = 8 \text{ ft}$$

$$A = 3 \text{ ft}$$

$$h = 7 \text{ ft}$$

No. ventanas = 1 de 2 ft de ancho y 3 ft de alto

$$A_{\text{expuesta}} = (3 \times 7) + (8 \times 7) = 77 \text{ ft}^2$$

$$A_{\text{vidrio}} = 2 \times 3 = 6 \text{ ft}^2$$

$$Q_{5V} = 1.13 \times 6 \times 70 = 474.6 \text{ BTU/h}$$

b).- Pérdida de calor a través de la pared:

$$A_{\text{Pared}} = 77 - 6 = 71 \text{ ft}^2$$

$$Q_{5P} = 0.25 \times 71 \times 70 = 1242.5 \text{ BTU/h}$$

c).- Pérdida de calor a través del techo:

$$Q_{5T} = 0$$

d).- Pérdida de calor a través del piso:

$$Q_{5Piso} = 0$$

e).- Pérdida de calor debido a la infiltración:

$$Vol = 8 \times 3 \times 7 = 168 \text{ ft}^3$$

$$Q_{5Inf} = 168 \times 0.017 \times 70 = 199.92 = 200 \text{ BTU/h}$$

$$f).- Q_{5Tot} = 474.6 + 1242.5 + 200 = 1917 \text{ BTU/h}$$

3.6).- Cálculo de la carga de calor para el pasillo 1 (Q_6):

a).- Pérdida de calor a través del vidrio:

Dimensiones:

$$L = 6 \text{ ft}$$

$$A = 19 \text{ ft}$$

$$h = 7 \text{ ft}$$

No. ventanas = 2 de 3 ft de ancho y 4 ft. de alto.

$$A_{\text{expuesta}} = (19 \times 7) + (6 \times 7) = 175 \text{ ft}^2$$

$$A_{\text{Vidrio}} = (3 \times 4) \times 2 = 24 \text{ ft}^2$$

$$Q_{6V} = 1.13 \times 24 \times 70 = 1898.4 \text{ BTU/h}$$

b).- Pérdida de calor a través de la pared:

$$A_{\text{pared}} = 175 - 24 = 151 \text{ ft}^2$$

$$Q_{6P} = 0.25 \times 151 \times 70 = 2642.5 \text{ BTU/h}$$

c).- Pérdida de calor a través del techo:

$$Q_{6T} = 0$$

d).- Pérdida de calor a través del piso:

$$Q_{6Piso} = 0$$

e).- Pérdida de calor debido a la infiltración:

$$\text{vol} = 19 \times 6 \times 7 = 798 \text{ ft}^3$$

$$Q_{6\text{Inf}} = 798 \times 0.017 \times 70 = 949.62 \text{ BTU/h}$$

$$f).- Q_{6\text{Tot}} = 1898.4 + 2642.5 + 949.62 = 5490.5 \text{ BTU/h}$$

3.7).- Cálculo de la carga para el pasillo 2 (Q_7):

a).- Pérdida de calor a través del vidrio:

No. puertas = 1 de 3 ft de ancho y 7 ft de alto.

$$A_{\text{expuesta}} = (21 \times 7) + (3 \times 7) = 168 \text{ ft}^2$$

$$A_{\text{vidrio}} = 3 \times 7 = 21 \text{ ft}^2$$

$$Q_{7V} = 1.13 \times 21 \times 70 = 1661.1 \text{ BTU/h}$$

b).- Pérdida de calor a través de la pared:

$$A_{\text{pared}} = 168 - 21 = 147 \text{ ft}^2$$

$$Q_{7P} = 0.25 \times 147 \times 70 = 2572.5 \text{ BTU/h}$$

c).- Pérdida de calor a través del techo:

$$A_T = 21 \times 3 = 63 \text{ ft}^2$$

$$Q_{7T} = 0.03 \times 63 \times 70 = 352.8 \text{ BTU/h}$$

d).- Pérdida de calor a través del piso:

$$Q_{7\text{Piso}} = 0$$

e).- Pérdida de calor debido a la infiltración:

$$\text{Vol} = 441 \text{ ft}^3$$

$$Q_{7\text{Inf}} = 441 \times 0.017 \times 70 = 525 \text{ BTU/h}$$

$$f).- Q_{7\text{Tot}} = 1661.1 + 2572.5 + 353 + 525 = 5112 \text{ BTU/h}$$

3.8).- Cálculo de la carga para la recámara # 1 (Q_8):

a).- Pérdida de calor a través del vidrio:

Dimensiones de la recámara:

$$L = 15 \text{ ft}$$

$$\Delta = 13 \text{ ft}$$

$$h = 7 \text{ ft.}$$

No. ventanas = 3 de 3 ft de ancho y 4 ft de alto.

$$\Delta_{\text{expuesta}} = (15 \times 7) + (13 \times 7) = 196 \text{ ft}^2$$

$$\Delta_{\text{vidrio}} = (3 \times 4) \times 3 = 36 \text{ ft}^2$$

$$Q_{8V} = 1.13 \times 36 \times 70 = 2848 \text{ BTU/h}$$

b).- Pérdida de calor a través de la pared:

$$\Delta_{\text{Pared}} = 196 - 36 = 160 \text{ ft}^2$$

$$Q_{8P} = 0.25 \times 160 \times 70 = 2800 \text{ BTU/h}$$

c).- Pérdida de calor a través del techo:

$$\Delta_{\text{T}} = 13 \times 15 = 195 \text{ ft}^2$$

$$Q_{8T} = 0.08 \times 195 \times 70 = 1092 \text{ BTU/h}$$

d).- Pérdida de calor a través del Piso

$$Q_{8Piso} = 0$$

e).- Pérdida de calor debido a la infiltración:

$$\text{Vol} = 15 \times 13 \times 7 = 1365 \text{ ft}^3$$

$$Q_{8Inf} = 1365 \times 0.017 \times 70 = 1624.35 \text{ BTU/h}$$

$$f).- Q_{8Tot} = 2847.6 + 2800 + 1092 + 1624.35 = 8364 \text{ BTU/h}$$

3.9).- Cálculo de la carga para la recámara # 2 (Q_9):

a).- Pérdida de calor a través del vidrio:

Dimensiones:

$$L = 14 \text{ ft}$$

$$\Delta = 10 \text{ ft}$$

$$h = 7 \text{ ft}$$

No. ventanas = 2 de 3 ft de ancho y 4 ft de alto

$$A_{\text{expuesta}} = (10 \times 7) + (14 \times 7) = 168 \text{ ft}^2$$

$$A_{\text{vidrio}} = (3 \times 4) \times (2) = 24 \text{ ft}^2$$

$$Q_{gV} = 1.13 \times 24 \times 70 = 1898.4 \text{ BTU/h}$$

b).- Pérdidas de calor a través de la pared:

$$A_{\text{Pared}} = 168 - 24 = 144 \text{ ft}^2$$

$$Q_{gP} = 0.25 \times 144 \times 70 = 2520 \text{ BTU/h}$$

c).- Pérdidas de calor a través del techo:

$$A_t = 10 \times 14 = 140 \text{ ft}^2$$

$$Q_{gT} = 0.08 \times 140 \times 70 = 784 \text{ BTU/h}$$

d).- Pérdidas de calor debido al piso:

$$Q_{gPiso} = 0$$

e).- Pérdidas de calor debido a la infiltración:

$$\text{Vol} = 10 \times 14 \times 7 = 980 \text{ ft}^3$$

$$Q_{g \text{ Inf}} = 980 \times 0.017 \times 70 = 1166.2 \text{ BTU/h}$$

$$f).- Q_{g \text{ Tot}} = 1898.4 + 2520 + 784 + 1166.2 = 6369 \text{ BTU/h}$$

3.10).- Cálculo de la carga para la recámara # 3 (Q_{10}):-

a).- Pérdidas de calor a través del vidrio:

Dimensiones:

$$L = 11 \text{ ft}$$

$$A = 11 \text{ ft}$$

$$h = 7 \text{ ft}$$

No. ventanas = 2 de 3 ft de ancho y 4 ft de alto.

$$A_{\text{expuesta}} = 11 \times 7 = 77 \text{ ft}^2$$

$$A_{\text{vidrio}} = (3 \times 4) \times 2 = 24 \text{ ft}^2$$

$$Q_{10V} = 1.13 \times 24 \times 70 = 1898.4 \text{ BTU/h}$$

b).- Pérdida de calor a través de la pared:

$$A_{\text{pared}} = 77 - 24 = 53 \text{ ft}^2$$

$$Q_{10P} = 0.25 \times 53 \times 70 = 927.5 \text{ BTU/h}$$

c).- Pérdida de calor a través del techo:

$$A_T = 11 \times 11 = 121 \text{ ft}^2$$

$$Q_{10T} = 0.08 \times 121 \times 70 = 677.6 \text{ BTU/h}$$

d).- Pérdida de calor debido a la infiltración:

$$\text{Vol} = 11 \times 11 \times 7 = 847 \text{ ft}^3$$

$$Q_{10 \text{ Inf}} = 847 \times 0.017 \times 70 = 1008 \text{ BTU/h}$$

$$f).- Q_{10\text{Tot}} = 1898.4 + 927.5 + 677.6 + 1008 = 4557 \text{ BTU/h}$$

3.11).- Cálculo de la carga para el baño (Q_{11}).

a).- Pérdida de calor a través del vidrio:

Dimensiones:

$$L = 9 \text{ ft}$$

$$A = 6 \text{ ft}$$

$$h = 7 \text{ ft}$$

No. ventanas = 1 de 3 ft de ancho y 4 ft de alto.

$$A_{\text{expuesta}} = (9 \times 7) + (6 \times 7) = 105 \text{ ft}^2$$

$$A_{\text{vidrio}} = 3 \times 4 = 12 \text{ ft}^2$$

$$Q_{11 \text{ v}} = 1.13 \times 12 \times 70 = 949.2 \text{ BTU/h}$$

b).- Pérdida de calor a través de la pared:-

$$A_{\text{Pared}} = 105 - 12 = 93 \text{ ft}^2$$

$$Q_{11P} = 0.25 \times 93 \times 70 = 1627.5 \text{ BTU/h}$$

c).- Pérdida de calor a través del techo:

$$A_T = 6 \times 9 = 54 \text{ ft}^2$$

$$Q_{11T} = 0.08 \times 54 \times 70 = 302.4 \text{ BTU/h}$$

d).- Pérdida de calor a través del piso:

$$Q_{11Piso} = 0$$

e).- Pérdida de calor debido a la infiltración:

$$\text{Vol} = 9 \times 6 \times 7 = 378 \text{ ft}^3$$

$$Q_{11 \text{ Inf}} = 378 \times 0.017 \times 70 = 450 \text{ BTU/h}$$

$$f).- Q_{11 \text{ Tot}} = 949.2 + 1627.5 + 302.4 + 450 = 3329 \text{ BTU/h}$$

4.0).- RESULTADOS:-

$$Q_{\text{Calefacción}} = 9168 + 8792 + 7442 + 3186 + 1917 + 5490 + \\ 5112 + 8364 + 6369 + 4557 + 3329 =$$

$$Q_{\text{Calefacción}} = 63,726 \text{ BTU/h}$$

Problema #4 :- En la siguiente figura se muestra el plano de un banco que se necesita acondicionar. El espacio por acondicionar se debe calcular para 30 clientes y 12 empleados. La temperatura exterior es de 100°F de bulbo seco y - 80°F de bulbo húmedo. La temperatura interior es de 80°F de bulbo seco y 67°F de bulbo húmedo. Calcule:

- a).- La ganancia de calor por transmisión a través de barreras y por efecto solar.
- b).- El calor ganado por equipo misceláneo y otras cargas.
- c).- Ganancia de calor debida a los ocupantes.
- d).- El aire requerido para la ventilación.
- e).- La ganancia de calor por infiltración del aire.
- f).- El resumen de ganancias de calor.
- g).- La cantidad mínima de aire suministrado, si la temperatura del aire de entrada es de 65 °F.
- h).- La humedad absoluta y temperatura de bulbo húmedo del aire suministrado para conseguir las condiciones de diseño.
- i).- El aire suministrado por el ventilador en ft^3/min .

Dimensiones del local:

Pared Sur:

Ancho = 30 ft

Alto = 15 ft.

Cristales:

Ancho = 16 ft.

Alto = 10 ft.

Tiene una puerta doble de 6 x 7.5 ft, un marco de cristal de 10 x 16 ft y el resto de la pared es concreto de 12 pulgadas de espesor, con media pulgada de yeso, con un coeficiente de transmisión $U = 0.53 \text{ BTU/hft}^2\text{°F}$.

Pared Norte:

Ancho=30 ft.

Alto = 15 ft.

Adyacente a la pared Norte hay un espacio no acondicionado, cuya temperatura es de 90°F, la pared tiene también un coeficiente de transmisión de calor $U = 0.53 \text{ BTU/hft}^2\text{°F}$.

Pared Este:

Ancho = 60 ft.

Alto = 15 ft.

Cristales:

Ancho = 50 ft

Alto = 10 ft.

Tiene 3 ventanas de 3 x 4 ft, un marco de cristal de 10 x 50 ft, y el resto de la pared es concreto de 12 - pulgadas de espesor y media pulgada de yeso, cuyo factor de transmisión $U = 0.53 \text{ BTU/hft}^2\text{°F}$.

Pared Oeste:

Adyacente a la pared Oeste hay un espacio no acondicionado cuya temperatura es de 90°F, la pared tiene también un coeficiente de transmisión $U = 0.53 \text{ BTU/hft}^2\text{°F}$.

Largo = 60 ft.

Ancho = 15 ft.

Piso:

El piso es de 10 pulgadas de concreto, $U = 0.46 \text{ BTU/hft}^2\text{°F}$. Debajo del piso hay un estacionamiento en donde se espera tener una temperatura de 90 °F.

Techo:

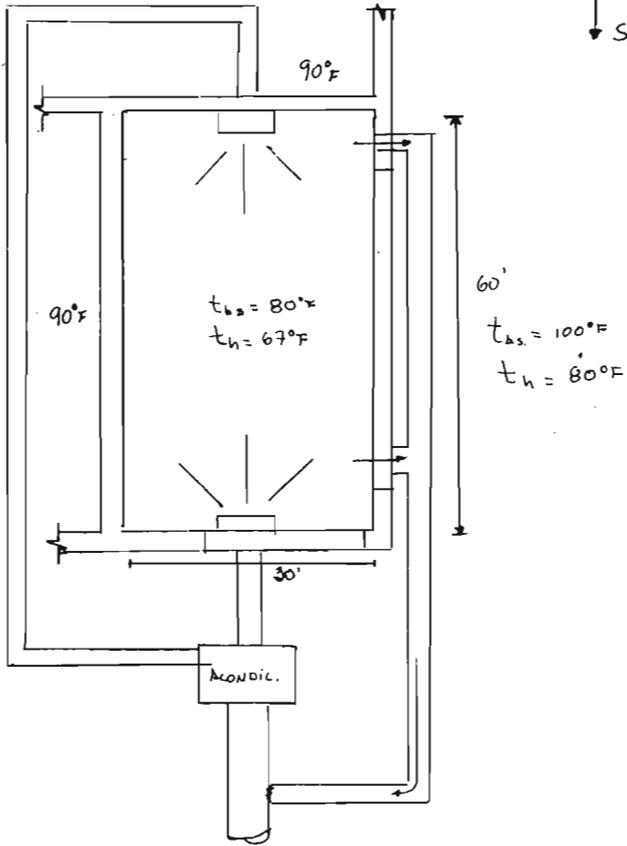
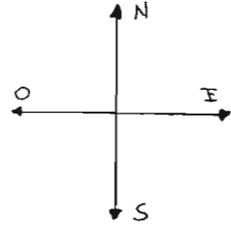
En el piso superior del banco existen unas oficinas que están acondicionadas, por lo tanto, no se considera - transmisión de calor a través del techo.

Equipo:

2 Cafeteras de gas de 3 galones.

2 Iluminación de 2 Kw, que se utiliza todo el tiempo.

1.0).- TRADUCCION:



2.0).- PLANTEAMIENTO:

2.1).- DISCUSION:- Para calcular el calor total ganado por transmisión debido a la diferencia de temperatura y al efecto solar necesitamos calcular el calor ganado para cada una de las paredes y piso por medio de la siguiente expresión:

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

2.2).- Para el calor ganado por el equipo misceláneo vemos el valor correspondiente en la tabla 12.

2.3).- El calor ganado por los ocupantes se calcula usando las tablas 11 ó las graficas 1 y 2.

2.4).- El aire requerido para ventilación se calcula con el número de personas y la tabla 20.

2.5).- La ganancia de calor por infiltración del aire se calcula por medio de la tabla 1.

2.6).- La mínima cantidad de aire suministrado se calcula por medio de la siguiente expresión:

$$Q_s = m C_p (t_i - t_d).$$

3.0).- CALCULOS:-

3.1).- Cálculo de la ganancia de calor debida a la transmisión a través de barreras y al efecto solar.

Pared Sur:

$$\text{Area total} = 30 \times 15 = 450 \text{ ft}^2$$

$$\text{Area Cristales} = 16 \times 10 = 160 \text{ ft}^2$$

$$\text{Area Puertas} = 6 \times 7.5 = 45 \text{ ft}^2$$

Factor U del muro : 0.53 BTU/h ft²°F.

Temperatura diferencial equivalente, tomada de la tabla 8 , para concreto de 12 pulgadas, latitud Norte, pared Sur, color claro para mediodía y corregida para 20°F diferenciales:

$$t_e = 2 + 5 = 7^\circ\text{F}$$

$$q_1 = 0.53 (450 - 160 - 45)(7) = 909 \text{ BTU/h}$$

Como se mencionó anteriormente, q_1 representa el calor ganado por transmisión a través de muro, más el ganado por el efecto solar.

El calor ganado en los cristales:

$$\text{Area Crist.} = 160 + 45 = 205 \text{ ft}^2$$

$$U = 1.13 \text{ BTU/hft}^2 \cdot \text{°F} \quad (\text{Para ventanas sencillas}).$$

Calor ganado por transmisión debido a la diferencias de temperaturas:

$$q_2 = 205 \times 1.13 \times (100 - 80) = 4633 \text{ BTU/h}$$

Calor ganado en los cristales por efecto solar:

$$q_3 = q_3^1 \times f_2$$

$$q_3^1 = 166 \text{ BTU/h ft}^2 \quad (\text{de la tabla 5, para latitud } 40^\circ \text{N,} \\ \text{orientación Sur, a mediodía,} \\ \text{para Noviembre 21 y Enero 21}).$$

$$f_2 = 0.75$$

Luego:

$$q_3 = 166 \times 0.75 \times 205 = 25522.5 \text{ BTU/h}$$

$$Q_s = q_1 + q_2 + q_3 = 909 + 4633 + 25522.5 = \\ = 31064.5 \text{ BTU/h}$$

Pared Este:

$$\text{Area total} = 60 \times 15 = 900 \text{ ft}^2$$

$$\text{Area Cristal} = 50 \times 10 = 500 \text{ ft}^2$$

$$\text{Area puertas} = 2(6 \times 7.5) = 90 \text{ ft}^2$$

$$\text{Factor } U = 0.53 \text{ BTU/h ft}^2 \cdot \text{°F}.$$

Temperatura diferencial equivalente = 6°F (tomada de la tabla 8).

$$t_e = 6 + 5 = 11 \text{ °F}$$

$$q_1 = 0.53 (90 - 500 - 90) (11) = 1807 \text{ BTU/h}$$

El calor ganado en los cristales es:

$$\text{Area} = 500 + 90 = 590 \text{ ft}^2$$

$$U = 1.13 \text{ BTU/h ft}^2 \cdot \text{F}$$

Calor ganado por transmisión en los cristales debido a la diferencia de temperaturas:

$$q_2 = 590 \times 1.13 (100 - 80) = 13,334 \text{ BTU/h}$$

Calor ganado en los cristales por efecto solar:

$$q_3 = q_3' \times f_2$$

$$q_3' = 14 \text{ BTU/hft}^2 \quad (\text{tabla 5}).$$

$$f_2 = 0.75 \quad (\text{tabla 6})$$

$$q_3 = 14 \times 0.75 \times 590 = 6195 \text{ BTU/h}$$

Calor total ganado en la pared Este:

$$Q_e = 1807 + 13334 + 6195 = 21336 \text{ BTU/h}$$

Pared Norte:

$$\text{Area total} = 30 \times 15 = 450 \text{ ft}^2$$

$$U = 0.53 \text{ BTU/h ft}^2 \cdot \text{F}$$

Calor ganado a través del muro debido a la diferencias de temperaturas:

$$Q_n = 450 \times 0.53 \times (90 - 80) = 2385 \text{ BTU/h}$$

Pared Oeste:

$$\text{Area total} = 60 \times 15 = 900 \text{ ft}^2$$

$$U = 0.53 \text{ BTU/h ft}^2 \cdot \text{F}$$

Calor ganado a través del muro por diferencia de temperaturas:

$$Q_o = 900 \times 0.53 (90 - 80) = 4770 \text{ BTU/h}$$

Piso:

$$\text{Area total} = 60 \times 30 = 1800 \text{ ft}^2$$

$$U = 0.46 \text{ BTU/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\text{Temperatura del estacionamiento} = 90 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q_p = 1800 \times 0.46 (90 - 80) = 8280 \text{ BTU/h}$$

Calor total ganado por transmisión debida a la diferencia de temperatura y al efecto solar:

$$\begin{aligned} Q_t &= 31064.5 + 21335 + 2385 + 4770 + 8280 = \\ &= 67838.5 \text{ BTU/h} \end{aligned}$$

3.2).- Calor ganado por equipo misceláneo :

Cafetera: (Ver tabla 12)

$$\text{Calor sensible} = 2500 \text{ BTU/h}$$

$$\text{Calor latente} = 2500 \text{ BTU/h}$$

Iluminación:

$$\text{Calor sensible} = 2 \times 3413 = 6826 \text{ BTU/h}$$

$$\text{Por lo tanto: Calor Sensible total} = 9326 \text{ BTU/h}$$

$$\text{Calor latente total} = 2500 \text{ BTU/h}$$

3.3).- Calor ganado por los ocupantes:

Usando la tabla 11:

$$\begin{aligned} \text{Calor sensible} &= (30 \times 200) + (12 \times 200) = \\ &= 8400 \text{ BTU/h} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Calor latente} &= (30 \times 300) + (12 \times 300) = \\ &= 12600 \text{ BTU/h} \end{aligned}$$

3.4).- Aire requerido para la ventilación: Ver tabla 20.

$$V = (30 + 12) \times 10 = 420 \text{ ft}^3/\text{min}$$

3.5).- Ganancia de calor por infiltración del aire:

De la tabla 2: $V = 1.46 \text{ ft}^3/\text{min} = 88 \text{ ft}^3/\text{h}$ ft ranura

Para las ventanas de la fachada Este:

$3 ((3 + 4) \cdot 2 + 4)) = 54$ ft de ranura

Por lo tanto $54 \times 88 = 4752 \text{ ft}^3/\text{h}$

Para la puerta de la Pared Sur:

$3 \times 7.5 + 2 \times 6 = 34.5$ ft de ranura.

De la tabla 2, para la puerta de la pared Sur:

$V = 2.3 \text{ ft}^3/\text{min}$ ft ranura =
 $= 138 \text{ ft}^3/\text{min}$ ft ranura.

Por lo tanto : $34.5 \times 138 = 4760 \text{ ft}^3/\text{h}$

Infiltración total: $4760 + 4752 = 9512 \text{ ft}^3/\text{h}$

En las paredes Norte y Oeste no hay infiltración.

Por lo que a la temperatura de bulbo seco de 100°F y 80°F de bulbo húmedo obtenemos las demás propiedades del aire por medio de la carta psicrométrica:

$$t_r = 73^\circ\text{F}$$

$$Y = 124 \text{ granos/lb}$$

$$V_{\text{ext.}} = 14.53 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

Para el Aire en el interior tenemos:

$$t_r = 60.1^\circ\text{F}$$

$$Y = 7812 \text{ granos/lb}$$

$$V_{\text{int.}} = 13.84 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

Por lo tanto:

$$M = \frac{9512}{14.53} = 655 \text{ lb/h}$$

$$Q_s = 655 \times 0.24 (100 - 80) = 3144 \text{ BTU/h}$$

183

Humedad ganada = 655 (124 - 78) = 30 130 granos/h

$$\lambda = \frac{30\ 130}{7\ 000} \times 1\ 060 = 4\ 540 \text{ BTU/h}$$

3.6).- Resumen de ganancias de Calor:-

| | Q_s | λ |
|----------------------------|-----------------|--------------------|
| Transmisión y efecto solar | 67 838.5 | ----- |
| Equipo misceláneo | 9 326.0 | 2 500 |
| Ocupantes | 8 400.0 | 12 600 |
| Infiltración | 3 144.0 | 4 540 |
| Total: | 88 708.5 | 19640 BTU/h |

3.7).- Cálculo de la mínima cantidad de aire suministrado, si la temperatura del aire de entrada en los difusores es de 64°F.

$$M = \frac{Q_s}{(0.24)(t_i - t_d)} = \frac{88\ 708.5}{(0.24)(80 - 64)}$$

$$M = 23\ 101.16 \text{ lb/h}$$

3.8).- Cálculo de la Humedad y temperatura de bulbo húmedo:

$$\lambda = M (Y_i - Y_d) \frac{1050}{7000}$$

$$19\ 640 = 23\ 101.16 (78.2 - Y_d)(0.15)$$

$$Y_d = 72.53 \text{ granos/lb}$$

$$t_h = 59.9 \text{ °F} \quad (\text{de la carta psicrométrica})$$

$$H = 26.4 \text{ BTU/lb} \quad (\text{de la carta psicrométrica}).$$

3.9).- El aire suministrado por el ventilador en ft^3/min será:

$$V = \frac{M v_h}{60} = \frac{(23\ 101.16)(13.5)}{60} =$$
$$= 5\ 120.75\ \text{ft}^3/\text{min}.$$

4.0).- RESULTADOS:-

4.1). Calor total ganado por transmisión debido a la diferencia de temperaturas y al efecto solar:

$$Q_t = 67\ 838.5\ \text{BTU/h}$$

4.2). Calor ganado por el equipo misceláneo:

$$Q_s = 9\ 326\ \text{BTU/h}$$

$$\lambda = 2\ 500\ \text{BTU/h}$$

4.3). Calor ganado por los ocupantes:

$$Q_s = 8\ 400\ \text{BTU/h}$$

$$\lambda = 12\ 600\ \text{BTU/h}$$

4.4). Ganancia de calor por infiltración de aire:

$$Q_s = 3\ 144\ \text{BTU/h}$$

$$\lambda = 4\ 540\ \text{BTU/h}$$

4.5). Cantidad mínima de aire suministrado:

$$M = 23\ 101.16\ \text{lb/h}$$

4.6). Humedad absoluta y temperatura de bulbo húmedo:

$$Y = 72.53\ \text{granos/lb}$$

$$t_h = 59.9^\circ\text{F}$$

4.7). Aire Suministrado por el ventilador:

$$V = 5\ 120.75\ \text{ft}^3/\text{min}.$$

CAPITULO 5.- TEORIA, GENERALIDADES Y CAMPO DEL EFECTO DE LA ENERGIA PARA EL SECADO.

5.1 Teoría del Secado.

El secado es la operación que tiene por objeto eliminar el líquido contenido en un sólido, por medios térmicos o difusivos, cuando esto se encuentra en cantidades relativamente pequeñas.

Además dentro de la definición de Secado puede comprenderse también la evaporación, la cual es otra operación unitaria. El secado y la evaporación se diferencian principalmente en las cantidades de líquido eliminado en un tiempo fijo, siendo mucho mayor en el caso de evaporación. — Otra diferencia notable es la clase de equipo utilizado en una y otra operación.

Los procesos que se efectúan durante el secado son dos:

El primero es la transmisión de calor necesario para la evaporación del agua.

El segundo consiste en la transferencia de masa, o sea la humedad interna en forma líquida o de vapor. La velocidad con que se efectúan estos procesos determina la velocidad de secado.

La transmisión de calor puede efectuarse por conducción, convección o radiación en tanto que la transferencia de masa es en forma de líquido y de vapor, dentro del sólido el vapor proveniente de las superficies internas se dirige hacia el medio que las rodea.

La operación de secado está controlada por dos mecanismos: uno el mecanismo del flujo interno del líquido hacia la superficie, el otro es el factor múltiple que está representado por las condiciones externas.

El flujo interno del líquido puede efectuarse por difusión, capilaridad o por gradientes de presión.

Las condiciones externas son principalmente la temperatura, la humedad y la velocidad del aire, el tipo de material por secar etc.

Existen varios métodos de secado entre los cuales tenemos los siguientes:

- 1.- Condensación de la humedad como líquido ó sólido.
- 2.- Descomposición del Agua (secado por el sodio).
- 3.- Precipitación Química (secado por CaO , CuSO_4 , CaCl_2).
- 4.- Absorción (secado por lonas)
- 5.- Adsorción (secado de gases).
- 6.- Separación mecánica (prensado del papel)
- 7.- Vaporización.

Aunque casi todos estos métodos tienen sus aplicaciones específicas, el más usado industrialmente para sólidos es el último: el de Vaporización.

En el secado por evaporación la presión de vapor ejercida por la humedad contenida en un sólido húmedo o solución líquida, depende de la naturaleza del sólido y de la temperatura de secado.

Si un sólido se pone en contacto con una corriente continua de gas, que contiene vapor a una presión de vapor dada " P_A^o ", el sólido perderá humedad por evaporación o la ganará a expensas del gas hasta que la presión de vapor de la humedad del sólido sea " P_A^o ", entonces se dice que el sólido y el gas están en equilibrio.

En las " International Critical Tables " nos muestra la gráfica de la Fig.21 con algunas relaciones de humedad en el equilibrio para distintos sólidos, a 25° C. En dicha figura nos señalan los diferentes tipos de humedad que hay en el sólido, por lo que es de suma importancia tener claros los siguientes conceptos:

CONTENIDO DE HUMEDAD, BASE HUMEDA.- El contenido de humedad de un sólido o solución se expresa generalmente en términos % en peso de humedad:

$$\left(\text{Lb humedad} / \text{Lb de sólido húmedo} \right) 100 =$$

$$\left(\text{Lb humedad} / \text{Lb sólido seco} + \text{Lb humedad} \right) = \frac{100X}{1+X}$$

CONTENIDO DE HUMEDAD, BASE SECA.- Se expresa como Lb humedad / Lb de sólido seco = X.

Porcentaje de humedad, base seca = 100X

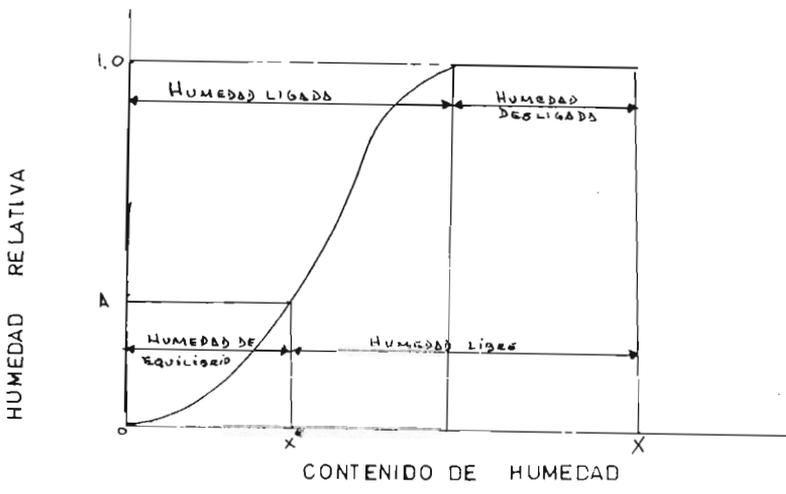
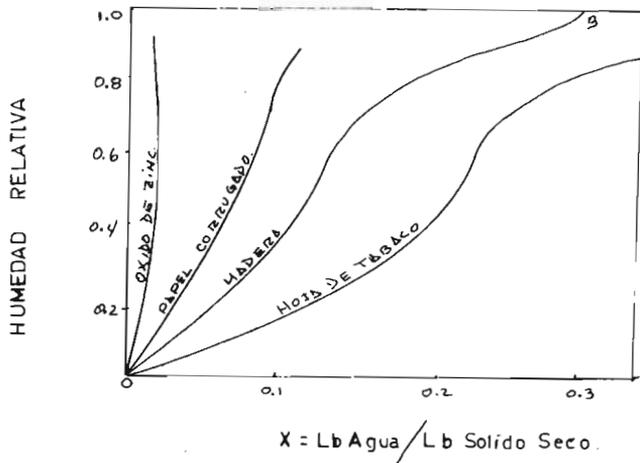


FIGURA 21.

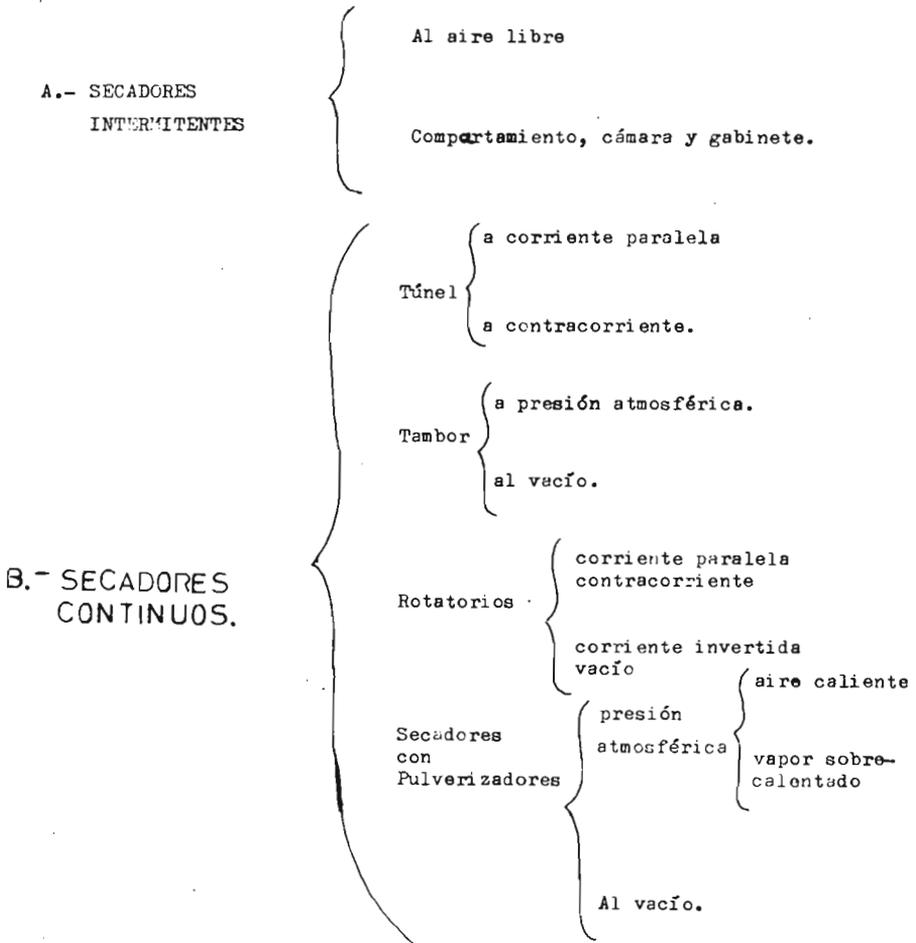
HUMEDAD DE EQUILIBRIO, X^* .-Es el contenido de humedad de una sustancia en el equilibrio a una presión parcial de vapor dada.

HUMEDAD LIGADA.- Es la humedad contenida por una sustancia, la cual ejerce una presión de vapor en el equilibrio menor que la del líquido puro a la misma temperatura, puede ser la humedad contenida en el interior de las paredes celulares ó del sólido, humedad presente como solución líquida de porciones solubles del sólido, humedad encerrada en capilares e intersticios del sólido ó adsorbida por la superficie.

HUMEDAD DESLIGADA.-Es la humedad contenida por una sustancia, la cual ejerce una presión de vapor en el equilibrio igual a la del líquido puro a la misma temperatura.

2. Clasificación de los Secadores según su funcionamiento.

DIFERENTES MAQUINAS DE SECADO.- La siguiente clasificación es de acuerdo al movimiento del material dentro del secador, La clasificación la hacen Walker Lewis y Mc Adams.



5.3 Estudio de los Diferntes Tipos de Secadores, Secadores de Charolas.

A).- SECADO INTERMITENTE O BATCH.- Secado en lotes es una operación relativamente costosa y es consecuentemente limitada a operaciones de pequeña escala, para plantas piloto y desarrollo de trabajo y para secado de materiales de vapor cuyo costo total será poco influenciado por gastos añadidos en operación de secado.

SECADO DIRECTO.- La construcción de tales secadores depende grandemente sobre la naturaleza de la sustancia que este siendo secada.

Charola de secado también llamada gabinete, compartimentos o anaquel de secado, se usan para secar sólidos que deben ser sostenidos en charolas. Esto puede incluir materiales de pasta tales como: material filtrante húmedo de las plantas de filtrado, sólidos aterronados que deben ser colocados sobre charolas y materiales similares.

Un mecanismo típico mostrado esquemáticamente en la Fig22 , consiste en un gabinete conteniendo charolas movibles sobre las cuales el sólido al ser secado, es colocado.

Después de ser cargado el gabinete es cerrado y una corriente de aire caliente es enviada a través y entre las charolas para evaporar la humedad (circulación cruzada de secado). El gas inerte aún en corrientes sobrecalentadas, mas bien que aire deben ser usados si el líquido a ser evaporado es combustible. Cuando el sólido ha alcanzado el grado deseado de secado, el gabinete se abre y las charolas se cambian con un nuevo lote. La Fig23 muestra una simple modificación, un secador de carro, en donde las charolas son puestas sobre carros que deben ser rodados -- dentro y fuera del gabinete.

Ya que los carros pueden ser cargados y descargados fuera del secador. Este tiempo puede ser anorrado entre los ciclos de secado.

Este tipo de secadores son relativamente baratos de construir y tienen bajo costo de mantenimiento. Ellos son sin embargo caros de operar debido a la baja economía de calor y a los altos costos de mano de obra. Cada vez que el secador es abierto para descarga y carga, la temperatura del interior baja y todas las partes del metal del

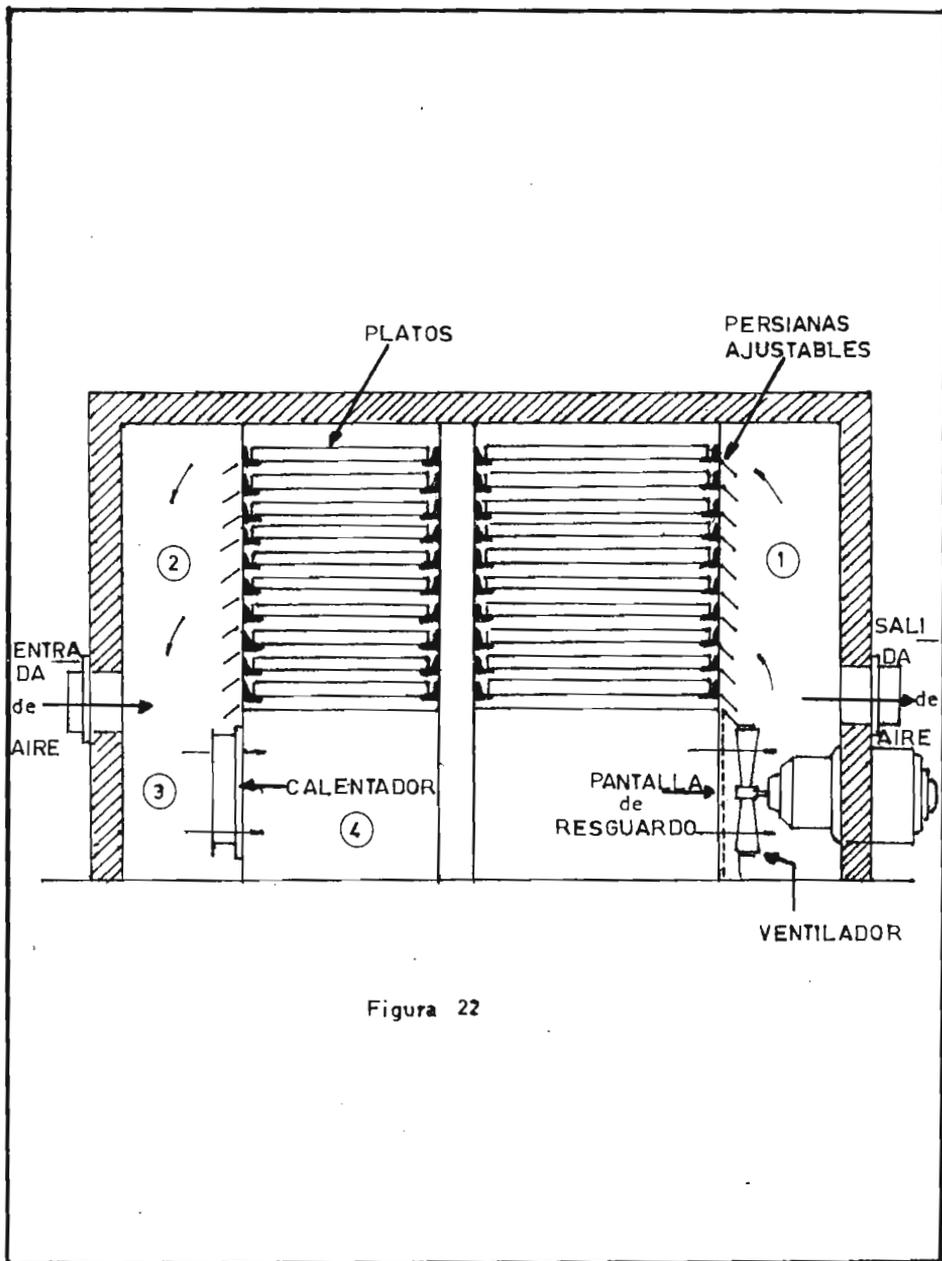


Figura 22

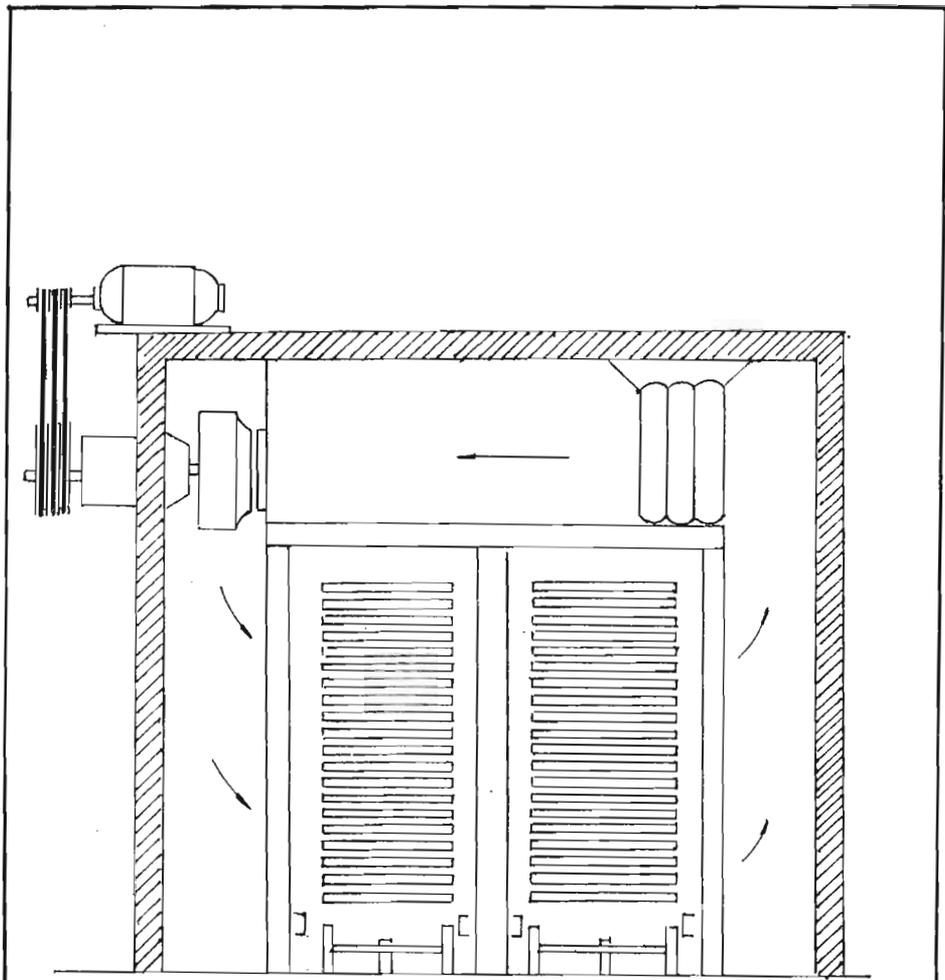


Figura 23

secador deben ser calentados de nuevo a la temperatura de operación cuando la operación vuelva a empezar.

B).- SECADORES CONTINUOS.- Los secadores continuos tienen la ventaja que el equipo que comunmente usan son relativamente pequeños a la cantidad de producto, la operación es fácilmente integrada con fabricación química continua sin almacenaje intermedio, el producto tiene un mejor contenido de humedad uniforme y el costo de secado por unidad de producto es relativamente pequeño. Como en el caso de secado Batch, la naturaleza del equipo usado depende grandemente del tipo de material a secar.

El secado continuo puede ser por calentamiento directo o indirecto y algunas veces ambos son usados.

En secadores directos el sólido es movido a través del secador mientras que una corriente de gas en movimiento está en contacto con dicho sólido. El gas y sólido pueden fluir en paralelo o en contracorriente, o el gas puede fluir a flujo cruzado con respecto a la dirección del sólido. Si ningún calor es añadido en el secador ni perdido a los alrededores; la operación es adiabática y el gas perderá calor sensible y se enfriará hasta que la humedad se haya evaporado, absorbiendo calor latente de vaporización. Para eliminar calor en el secador, el gas debe mantenerse a una temperatura constante.

SECADO EN OPERACION ADIABATICA A CONTRACORRIENTE.- El gas caliente está en contacto con el sólido seco y la descarga del sólido es calentada a una temperatura que puede aproximarse a esa, del gas entrante. Esto proporciona el secado más rápido, ya que especialmente en el caso de la humedad ligada, los últimos rastros son los más difíciles de quitar y esto se hace más rápidamente a altas temperaturas. De otro modo el secado sólido puede ser dañado al ser calentado a altas temperaturas en esta forma. Además el sólido caliente en la descarga, se llevará considerable calor sensible, por lo tanto bajando la eficiencia térmica de la operación de secado.

OPERACION ADIABATICA EN PARALELO.- El sólido húmedo está en contacto con el gas caliente. Tan pronto como la humedad en la superficie no ligada está presente, el sólido será calentado solamente a la temperatura del bulbo húmedo del gas, y por ésta razón aún los sólidos calientes-sensibles pueden frecuentemente ser enfriados, justamente por gas caliente en contracorriente paralela. Por ejemplo; Un conducto típico de gas resultando de la combustión de un combustible, - el cual puede tener una humedad de 0.03 Lb de agua en vapor/Lb gas - seco a 800°F, tiene T_h aproximadamente 150°F. En cualquier evento, la temperatura de bulbo húmedo nunca puede exceder del punto de ebullición del líquido a la presión que existe o prevalece. A la salida del secador, el gas tendrá que ser considerablemente enfriado, y no resultará ningún daño al salir del secado.

La Corriente paralela también permite mayor control del contenido de humedad del sólido que sale, en casos donde el sólido no debe estar completamente seco, a través del control de la cantidad del gas pasando a través del secador y consecuentemente la salida de la temperatura y humedad.

5.4 Secadores Rotatorios.

Secadores Rotatorios.- Un secador rotatorio está formado por una carcaza cilíndrica giratoria horizontal y ligeramente inclinada hacia la salida. La alimentación húmeda se introduce por un extremo del cilindro y el producto seco descarga por el otro. Cuando gira la carcaza, - unas placas elevan los sólidos y los esparcen en el interior de la misma. Los secadores rotatorios se calientan por contacto directo de aire o gases con el sólido, por medio de gases calientes que circulan a través de un encamisado que recubre la carcaza, o por medio de vapor que condensa en un haz de tubos longitudinales que están montados en la superficie interna de la carcaza.

En la figura 24 se representa un secador calentado por aire, de - contacto directo en contracorriente. Una carcaza rotatoria construida en chapa de acero, está montada sobre dos grupos de rodillos y se acciona por medio del engranaje y el piñón. En el extremo superior se encuentra un cierre troncocónico que, por una parte, está conectado a la chimenea, a través de la soplante, y por otra, con el sistema de alimentación que introduce el material húmedo por el tubo. Las placas que elevan el material y lo esparcen sobre la corriente de aire seco están soldadas a la pared interior de la carcaza. El producto seco sale por el extremo inferior mediante un transportador de tornillo.

Inmediatamente antes de éste se encuentra una bancada de tubos con aletas calentados con vapor, para precalentar el aire. Este se mueve - dentro del secador por medio de una soplante que, si se desea, puede - estar situada a la entrada del calentador de aire, de modo que todo el sistema esté sometido a una sobrepresión.

La soplante puede colocarse también en la chimenea, como se indica en la figura, de forma que extraiga el aire del secador y mantenga el sistema con una depresión moderada. Este método resulta más conveniente cuando el material tiende a formar polvos. Los secadores rotatorios de esta clase se emplean ampliamente para secar, sal, azúcar, y toda clase de materiales granulares o cristalinos que deban mantenerse limpios y que no puedan exponerse directamente a gases de combustión muy calientes.

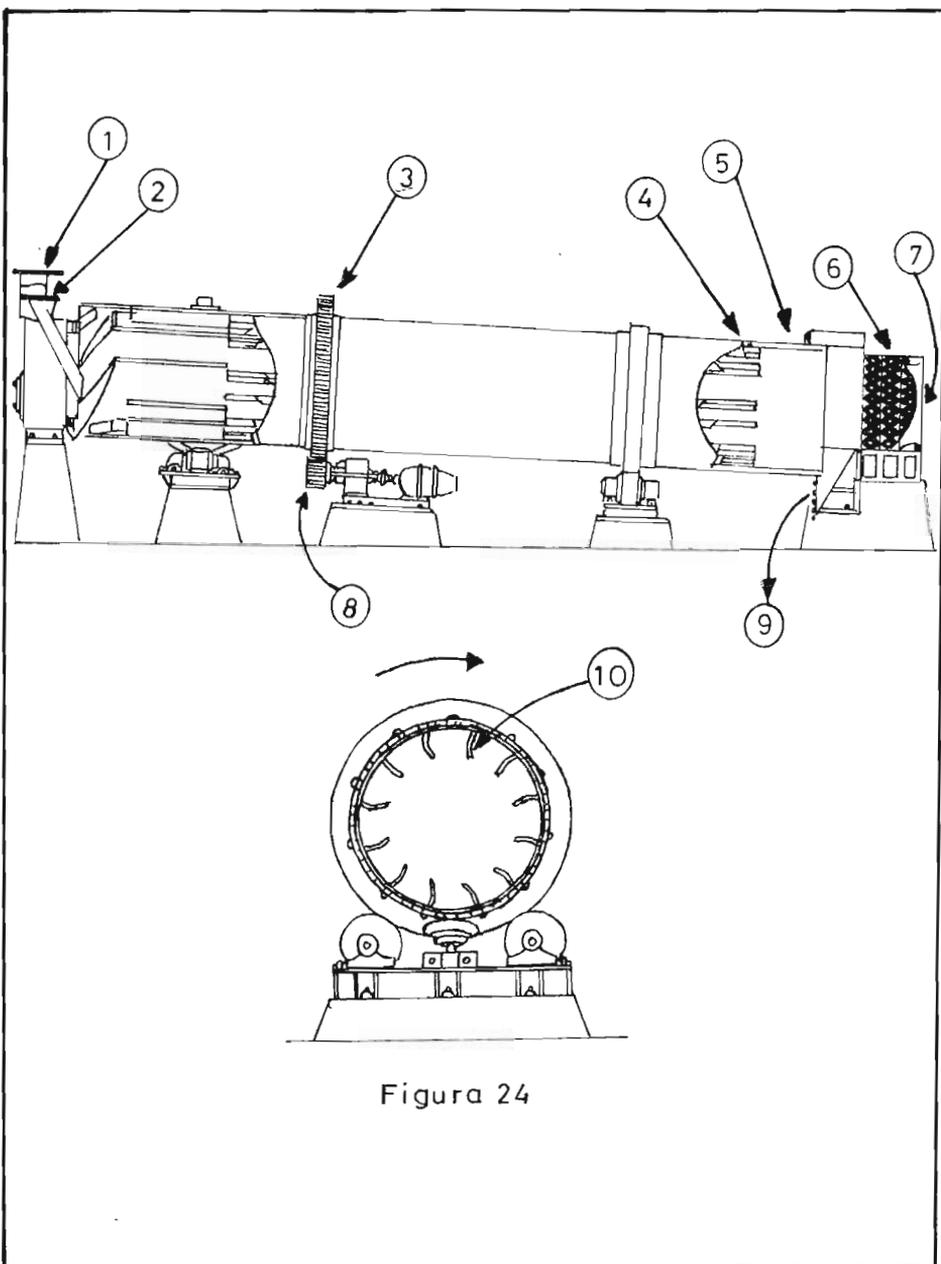


Figura 24

ESPECIFICACIONES DE LA
FIGURA 24.

- 1).- salida de aire
- 2).- alimentación
- 3).- engraje impulsor
- 4).- rodillos
- 5).- tornillo transportador
- 6).- calentador
- 7).- entrada de aire
- 8).- piñon
- 9).- producto
- 10).- placas elevadoras

Secadores de Cinta Transportadora Perforada.- En la figura 25 se representa un secador de cinta transportadora perforada típico, que opera con circulación transversal. Una capa del material a secar, de 2,5 a 15 cm de espesor, se transporta lentamente sobre una tela metálica a través de un largo túnel o cámara de secado. La cámara está formada por una serie de secciones separadas, provista cada una de su propio ventilador y calentador de aire. En el extremo de entrada del secador el ai re pasa generalmente hacia arriba a través de la cinta y de los sólidos, mientras que, cerca del extremo de descarga, donde el material es tá seco y puede formar polvos, el aire se pasa hacia abajo a través de la cinta. La temperatura y la humedad del ai re pueden diferir en las distintas secciones para obtener en cada punto las condiciones de seca do óptimas.

Los secadores transportadores de cinta perforada tienen generalmente 2 m de ancho por 4 a 50 m de largo y dan lugar a tiempos de secado de 5 a 120 min. El tamaño de malla mínimo es aproximadamente de 30 mallas. Los materiales granulares gruesos, escamosos o fibrosos pueden secarse por circulación transversal sin tratamiento previo y sin pérdida de material a través de la cinta. Las pastas y las tortas de filtración que contienen partículas finas deben, sin embargo, tratarse an tes de introducirlas en un secador de cinta transportadora perforada.

La preparación previa se realiza mediante tambores con aletas y aparatos de extracción y granulación, o cualquier otro dispositivo que permita formar agregados de sólidos. Los agregados mantienen generalmente su forma mientras se están secando y no caen a través de la cinta excepto en pequeñas cantidades. A veces se monta un aparato para recuperar los finos que pasan a través de la cinta.

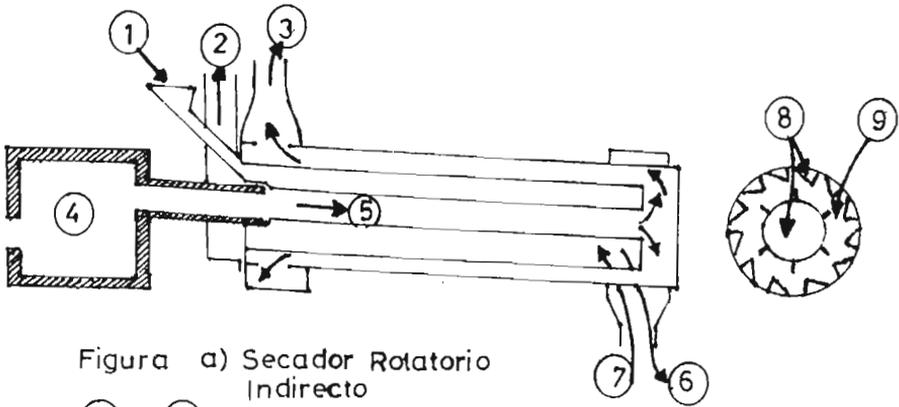


Figura a) Secador Rotatorio Indirecto

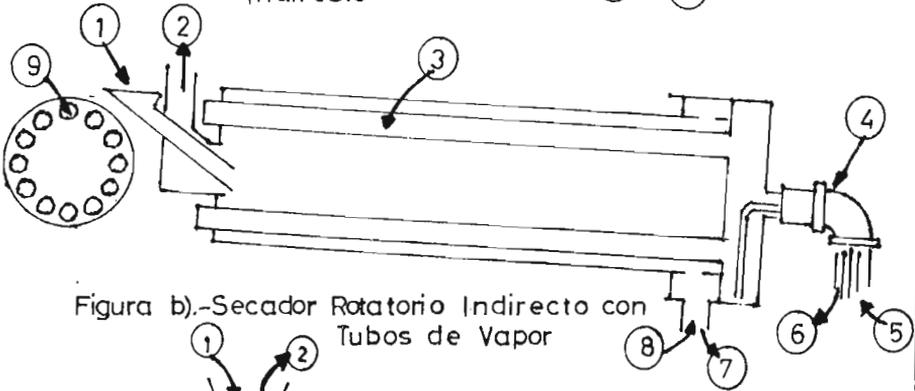


Figura b).-Secador Rotatorio Indirecto con Tubos de Vapor

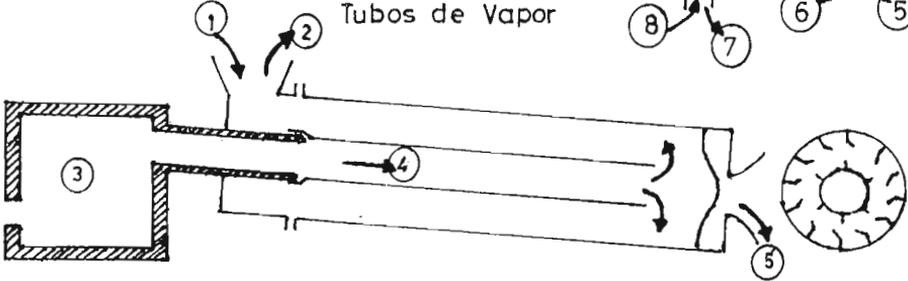


Figura c).- Secador Rotatorio Directo — Indirecto

Figura 25

ESPECIFICACIONES DE LA FIGURA 25

a). - SECADOR ROTATORIO INDIRECTO

- 1). - ALIMENTACION
- 2).- SALIDA DE AIRE
- 3).- SALIDA DE GAS
- 4).- ESPACIO DE COMBUSTION
- 5).- FLUJO DE GAS
- 6).- PRODUCTO
- 7).- ENTRADA DE AIRE
- 8).- FLUJO DE GAS
- 9).- AIRES Y SOLIDO

b). - SECADOR ROTATORIO INDIRECTO CON TUBOS DE VAPOR

- | | |
|-----------------------------------|---------------------|
| 1).- ALIMENTACION | 6).- CONDENSADOS |
| 2).- AIRE | 7).- PRODUCTO |
| 3).- TUBOS DE VAPOR | 8).- AIRE |
| 4).- CONECCION ESPECIAL ROTATORIA | 9).- TUBOS DE VAPOR |
| 5).- VAPOR | |

c). - SECADOR ROTATORIO DIRECTO-INDIRECTO

- 1).- ALIMENTACION
- 2).- FLUJO DE GAS
- 3).- ESPACIO DE COMBUSTION
- 4).- FLUJO DE GAS
- 5).- PRODUCTO

Los secadores de cinta transportadora perforada manejan de forma - continua una gran variedad de sólidos con una acción muy suave; su costo es razonable y su economía de vapor es alta. Un valor típico es de - 2 Kg de vapor por Kilogramo de agua evaporada. En cada ocasión se puede extraer el aire o recircularlo separadamente, o bien, hacerlo circular de una sección a otra. Estos secadores son especialmente útiles cuando las condiciones de secado deben cambiarse apreciablemente a medida - que disminuye la humedad del sólido.

Secadores Rotatorios de Circulación Cruzada.- Secadores de este - tipo indicados en la figura 26 combina los rasgos distintivos de circulación cruzada y secadores rotatorios. El secador muestra, el Roto Louvre, que consiste en un tambor en movimiento lento adaptado con placas para soportar el sólido y para permitir la entrada del gas caliente por debajo del sólido. El gas caliente es admitido solo por esas placas las cuales están debajo de la cama del sólido.

No se considera tan importante que el sólido esté cayendo en forma de aguacero a través del gas y consecuentemente habrá un mínimo de polvo en el gas. El mecanismo es satisfactorio para ambas temperaturas de secado altas y bajas del mismo material tratados en un secador rotatorio.

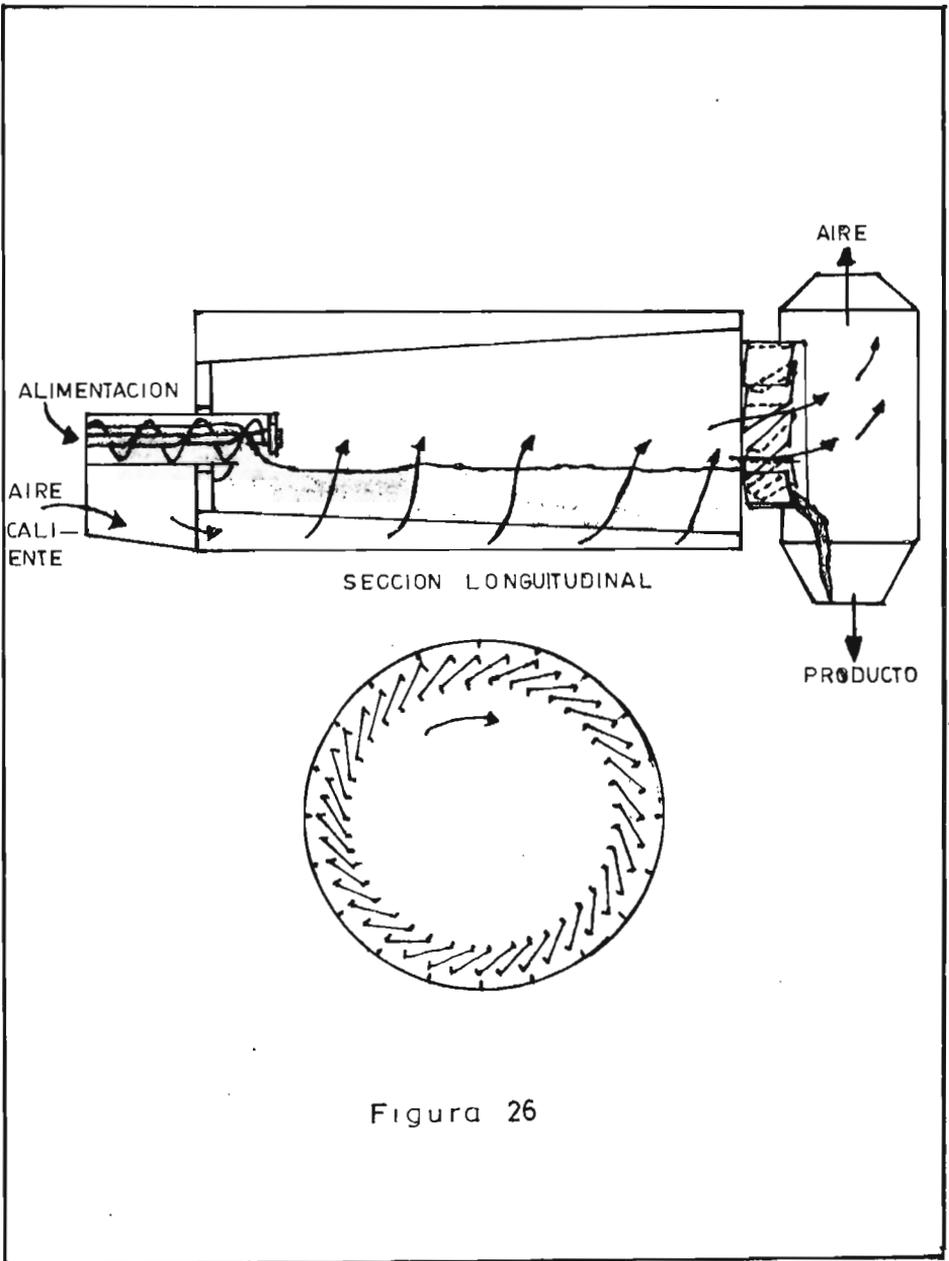


Figura 26

5.5 Secadores de Pulverización.-

En un secador de pulverización se dispersa una suspensión o una disolución líquida dentro de una corriente de gas caliente, en forma de una niebla de gotitas finas. La humedad se evapora rápidamente de las gotitas, dejando partículas residuales de sólido seco que se separan entonces de la corriente gaseosa. El flujo del líquido y el gas puede ser en corrientes paralelas, en contracorriente o una combinación de los dos en el mismo aparato.

Las gotitas se forman dentro de una cámara de secado cilíndrica, - bien sea por medio de boquillas o discos de pulverización de alta velocidad. En ambos casos es necesario impedir que las gotitas o partículas - de sólido húmedo golpeen las superficies sólidas antes de que haya tenido lugar el secado, de forma que las cámaras son necesariamente grandes. Los diámetros alcanzan frecuentemente de 3 a 10 m.

En el secador de pulverización típico que se representa en la Figura 27, la cámara es un cilindro cuyo fondo termina en un cono corto.

La alimentación líquida se bombea a un atomizador de disco, situado en la parte superior de la cámara. En este secador el disco tiene un diámetro de 30 cm aproximadamente y gira a unas 5.000-10.000 rpm.

Atomiza el líquido produciendo gotas pequeñísimas que son lanzadas radialmente dentro de una corriente de gas caliente que entra cerca de la parte superior de la cámara. El gas frío se extrae, por medio de un ventilador, a través de una conducción de descarga situada lateralmente en el fondo de la sección cilíndrica de la cámara. El gas pasa a través de un separador de ciclón, donde se separan algunas partículas de sólido que pudieran haber sido arrastradas. Gran parte del sólido seco sedimenta en el seno del gas hacia el fondo de la cámara de secado, y de allí se retira por medio de una válvula rotatoria y un transportador de tornillo sin fin y se une con el sólido recogido en el ciclón.

Las principales ventajas de los secadores de pulverización son los tiempos muy cortos de secado, el orden de 2 a 20 seg, que permiten secar materiales muy sensibles al calor, y la producción de partículas esféricas, macizas o huecas.

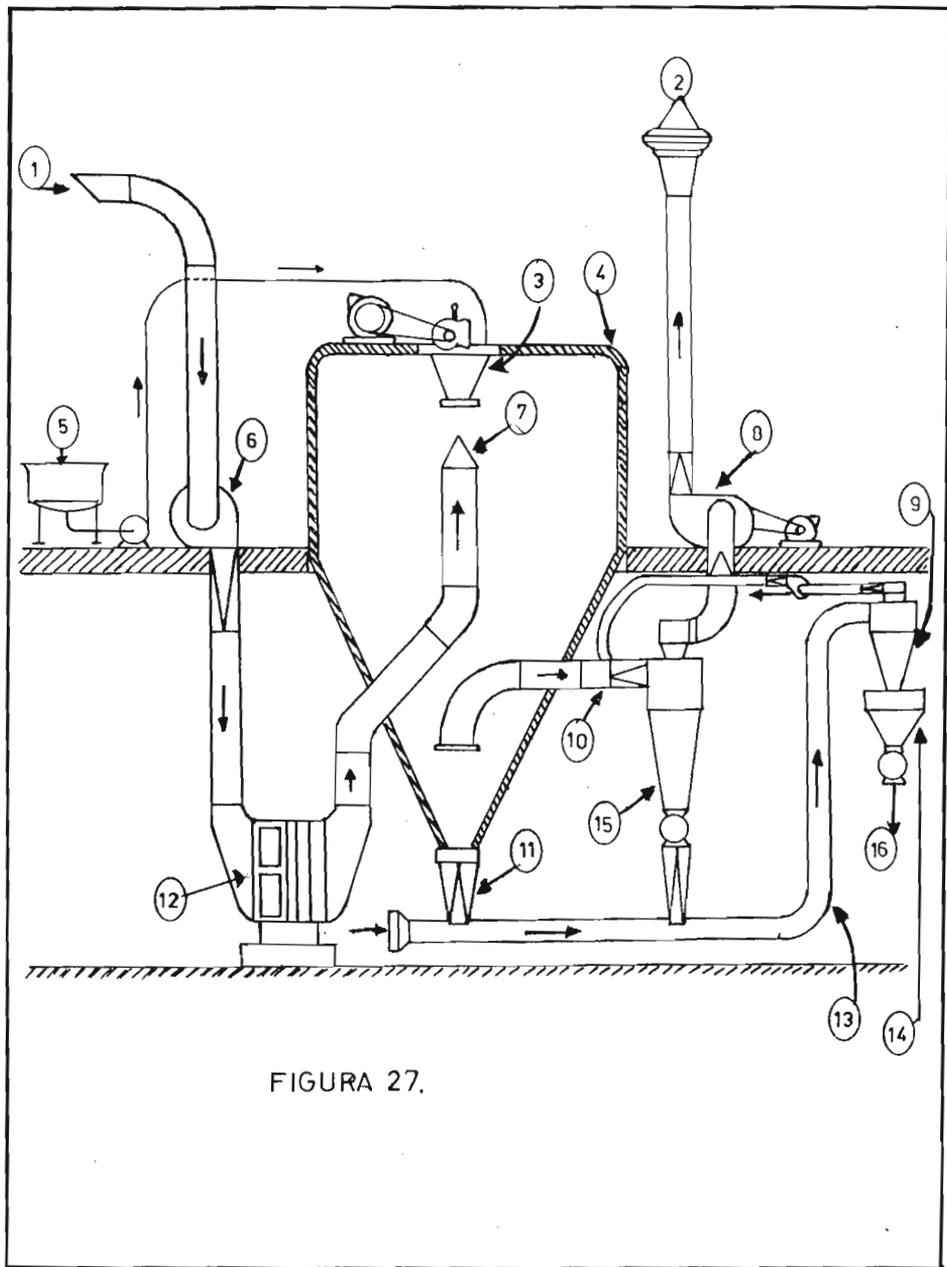


FIGURA 27.

ESPECIFICACIONES DE LA FIGURA 27

- 1).- Entrada de aire
- 2).- Salida de aire
- 3).- Atomizador
- 4).- Camará de secado
- 5).- Tanque de alimentación
- 6).- Ventilador
- 7).- Dispensor de aire
- 8).- Ventilador
- 9).- Ciclon
- 10).- Ducto del aire de salida
- 11).- Inyector de producto
- 12).- Calentador
- 13).- Transportador neumatico
- 14).- Colector
- 15).- Ciclon
- 16).- Producto final

En otros tipos de secadores seguramente no sería posible obtener la consistencia, la densidad global, el aspecto y las propiedades de flujo que requieren algunos productos tales como alimentos o detergentes sintéticos. Los secadores de pulverización presentan también la ventaja de dar un producto seco, listo para empaquetar, en una sola etapa, a partir de una disolución, una suspensión, o una pasta diluída.

Un secador de pulverización puede realizar simultáneamente las funciones de evaporador, un cristalizador, un secador, un aparato de reducción de tamaño y un clasificador. Cuando se puede operar en estas condiciones resulta una simplificación muy importante del proceso global de fabricación.

Desde el punto de vista exclusivo del secado, los secadores de pulverización no son muy eficaces, pues se pierde mucho calor en los gases de escape. Son grandes y voluminosos, de 25 m o más de altura y la operación no siempre resulta sencilla. La densidad global del sólido seco— una propiedad de especial importancia para el empaquetado de los productos— es a menudo difícil de mantener constante porque puede ser muy sensible a los cambios del contenido de sólidos de la alimentación, a la temperatura del gas de entrada y a otras variables.

El funcionamiento de un secador de pulverización depende del tiempo que las gotas estén en la cámara de secado. Este tiempo depende, a su vez, de muchos factores que incluyen el tamaño y la forma de la cámara, el tamaño y la velocidad límite de las gotas, y la velocidad y el tipo de flujo del aire. Puesto que las gotas que se forman en los aparatos de atomización comerciales cubren un gran intervalo de tamaños, el tiempo requerido para llegar a sequedad varía de una gota a otra y es, naturalmente, mayor para las gotas grandes que para las pequeñas.

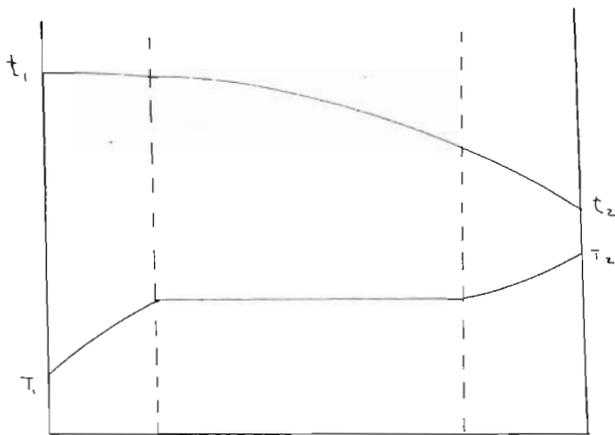
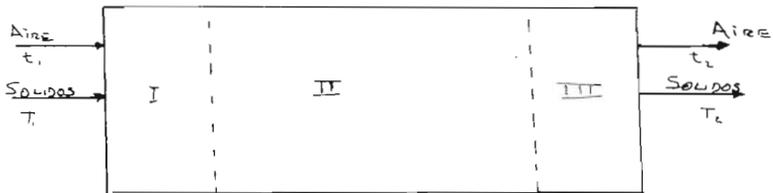
Puede ocurrir que las gotas pequeñas sufran un secado excesivo, — mientras que no se consiga secar las grandes en el mismo tiempo, de forma que el producto del secador tenga un aspecto pastoso. Aunque se ha avanzado mucho en el conocimiento de la acción de los secadores de pulverización, su diseño debe ser hecho por especialistas.

5.6 Cálculo del Balance de Energía para Secadores.

Con el objeto de facilitar nuestro estudio consideraremos un secador de tipo rotatorio continuo en contracorriente, que se alimenta con un material no poroso en el que prácticamente toda la humedad es humedad no combinada. Al entrar este material en el secador primeramente se calienta hasta la temperatura de secado, enseguida pasa a través de una gran longitud del secador a una temperatura aproximadamente igual a la temperatura húmeda y teóricamente al final de este período sería posible descargarlo como material seco aproximadamente a T_h .

En la práctica esto no es realizable porque es imposible predecir con suficiente exactitud el punto exacto en que el material se ha secado. Esto da como resultado, el que siempre sea necesario añadir al secador una cierta longitud como factor de seguridad, con lo que tiene una longitud mayor que la que es necesaria para la evaporación del agua. En consecuencia en esta última parte del secador, el material eleva su temperatura mucho más allá de la T_h y se aproxima a la temperatura del aire que entra.

Consideremos ahora el curso de la temperatura del aire. El aire entra en el secador a una temperatura suficientemente alta para producir la velocidad del secado requerida sin tener que utilizar aire excesivo. En muchos casos esta temperatura puede determinarse para el medio calefactor disponible. En la sección del secador en que sale el producto; el aire se enfría por estar perdiendo calor para calentar el material que se seca hasta la temperatura de salida. En la siguiente sección se enfría considerablemente puesto que está cediendo el calor necesario -- para vaporizar el agua y fácilmente el aire llega a la sección de alimentación en lo que está calentando el material desde su temperatura inicial hasta la temperatura húmeda. Para una serie particular de hipótesis el diagrama de temperatura para el aire y el sólido a lo largo de todo el secador será aproximadamente el que se representa a continuación.



LONGITUD.

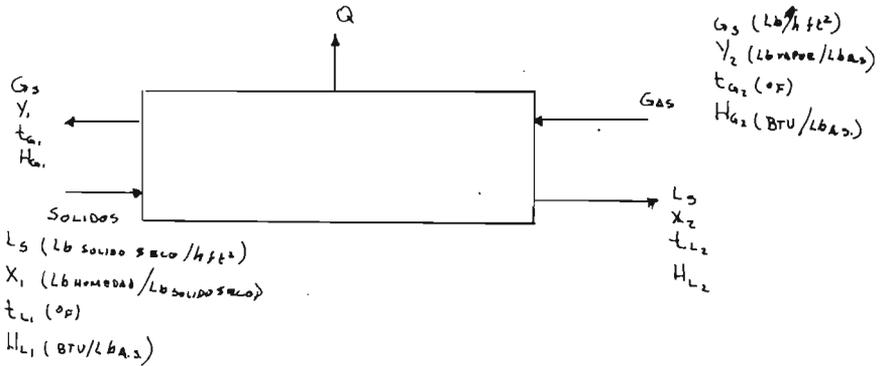
Antes, para
(A fin de) aplicar el método que se presentará a continuación, es necesario que coincidan un número considerable de circunstancias.

Aunque esto limite mucho la aplicación de los cálculos, se cubre con ellos en la práctica el secado de muchos materiales.

Las condiciones necesarias son:

- 1).- No hay pérdidas de calor en el secador.
- 2).- El calor que se aplica al material procede únicamente del aire y no por conducción de las paredes del secador.
- 3).- Toda la humedad existente es humedad libre (Humedad no ligada).
- 4).- No hay evaporación de humedad durante el período preliminar de calentamiento.
- 5).- El proceso de secado se efectúa a la temperatura constante húmeda, hasta que se ha eliminado la cantidad de agua deseada para los materiales que aquí particularmente se consideran, esto indica que se ha efectuado prácticamente la eliminación de agua.
- 6).- El período final en el secado sirve meramente para calentar el producto hasta la temperatura de descarga y no se efectúa secado alguno.

(BALANCE DE ENERGIA) EN SECADORES CONTINUOS DE FLUJO A CONTRACORRIENTE



Los sólidos entran a una velocidad $L_s = \text{Lb sólido seco/hft}^2$, el cual es secado de X_1 a X_2 Lb humedad/Lb sólido seco y sufre un cambio en la temperatura de t_{L1} a t_{L2} .

El gas entra a una velocidad de $G_s = \text{Lb gas seco/hft}^2$ y sufre un cambio en la humedad de Y_2 a Y_1 Lb humedad/Lb gas seco y un cambio en la temperatura de t_{G2} a t_{G1} .

BALANCE DE MATERIA:

$$L_s X_1 + G_s Y_2 = L_s X_2 + G_s Y_1 \dots\dots\dots (1)$$

$$L_s (X_1 - X_2) = G_s (Y_1 - Y_2) = M_{H_2O} \dots\dots\dots (2)$$

BALANCE DE ENTALPIA: $L_s H_{L_1} + G_s H_{G_2} = L_s H_{L_2} + G_s H_{G_1}$

$$G_s (H_{G_2} - H_{G_1}) = L_s (H_{L_1} - H_{L_2})$$

siendo $Q = 0$ para operación adiabática.

donde H_L = Entalpia del sólido húmedo a T_L (BTU/Lb sólido seco)

H_G = Entalpia del gas a t_G (BTU/Lb gas)

Si las entalpías son referidas a un sólido adsorbente, un gas no adsorbido y un líquido adsorbido todo referido a una temperatura base T_o , entonces tenemos:

$$H_G = C_c (t_G - t_o) + Y C_A (t_G - t_o) + \lambda_{A_o}$$

Donde:

C_c = Capacidad calorífica del gas (BTU/Lb °F)

C_A = Capacidad calorífica del vapor (BTU/Lb °F)

λ_{A_o} = Calor latente de vaporización de A a t_o (BTU/Lb)

t_o = Temperatura de referencia.

$$H_L = C_L (t_L - t_o) + X C_A (t_L - t_o) + \Delta H_A$$

donde:

C_B = Capacidad calorífica del sólido seco (BTU/Lb°F)

C_{AL} = Capacidad calorífica de la humedad (BTU/Lb°F)

ΔH_A = Calor integral de humedad (o de adsorción, hidratación)
referido al líquido puro y sólido a t_o (BTU/Lb)

Si la ecuación general para obtener el coeficiente experimental de un equipo de secado es:

$$Q_s = U_a V \Delta T_{lm} \dots\dots\dots (3)$$

Q_s = Calor utilizado para secar (BTU/h)

V = Volumen del secador (ft^3)

U_a = Coeficiente volumétrico de transferencia de calor (BTU/h ft^3 °F)

ΔT_{lm} = diferencia de temperatura logarítmica.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(t_1 - T_1) - (t_2 - T_2)}{\ln \frac{t_1 - T_1}{t_2 - T_2}} \dots\dots\dots (4)$$

Si un secador utiliza aire caliente como medio de calentamiento y secado, el calor dado por ese aire en el secador será igual a:

$$Q_T = G_s C_H (t_1 - t_2) \dots\dots\dots (5)$$

Q_T = Calor total

G_s = Flujo másico de aire (Lb/h)

t_1 = Temperatura de entrada de aire ($^{\circ}$ F)

t_2 = Temperatura de salida del aire ($^{\circ}$ F)

T_1 = Temperatura de entrada del sólido ($^{\circ}$ F)

T_2 = Temperatura de salida del sólido ($^{\circ}$ F)

C_H = Calor húmedo promedio del aire $\frac{\text{BTU}}{\text{Lb A.S. } ^{\circ}\text{F}}$

Parte de ese calor se utilizará para el secado propiamente dicho y parte de ese calor se perderá por radiación, conducción etc.

$$Q_T = Q_p + Q_s \dots\dots\dots (6)$$

Para poder utilizar la ecuación (3) se necesita obtener el calor de secado. Este se puede calcular por medio de:

$$Q_1 = L_s (C_{P_s} + C_{P_{H_2O}} X_1) (t_w - T_1) \dots\dots\dots (7)$$

$$Q_2 = M_{H_2O} \lambda_{t_w} \dots \dots \dots (8)$$

$$Q_3 = L_s (C_{P_s} + C_{P_{H_2O}} X_2) (t_2 - t_w) + M_{H_2O} C_{P_v} (T_2 - t_w) \dots (9)$$

$$Q_s = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

Q_1 = Calor de precalentamiento (BTU/h)

Q_2 = Calor de evaporación (BTU/h)

Q_3 = Calor de sobrecalentamiento (BTU/h)

L_s = Masa del sólido seco (Lb/h)

C_{P_s} = Capacidad calorífica del sólido seco (BTU/Lb°F)

$C_{P_{H_2O}}$ = Capacidad calorífica del agua líquida (BTU/Lb°F)

C_{P_v} = Capacidad calorífica de vapor de agua (BTU/Lb°F)

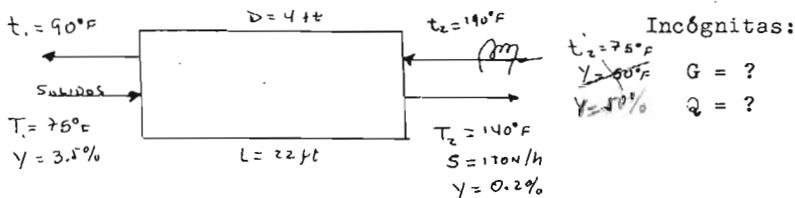
t_w = Temperatura del bulbo húmedo del aire (°F)

λ_{t_w} = Calor latente de vaporización del agua a la temperatura del bulbo húmedo del aire.

5.7 Problemas.

Problema # 1:- Un secador Rotatorio a contracorriente usa aire caliente para secar Sulfato de Amonio de 3.5% a 0.2% de humedad. El secador tiene 4 ft. de diámetro y 22 ft de longitud. El aire atmosférico está a 75°F y 50% de humedad, el cual será calentado por el paso de vapor a 190°F antes de la entrada al secador y se desea que salga a 90°F. El sólido entrará a 75°F y se espera a que salga a 140°F. Una tonelada de producto /h será descargado. Si C_p sólido = 0.36 BTU/lb°F. Calcule el aire y el calor requerido para el secador. El coeficiente de calor para la transmisión por radiación y convección del secador a los alrededores es de 2 BTU/hft²°F .

1.0).- TRADUCCION.



2.0).- PLANTAMIENTO.

2.1).- Discusión:- Necesitamos hacer un balance de humedades y de entalpías para conocer el gasto de aire y después poder conocer las entalpías de entrada y salida del aire y del sólido y calcular el calor requerido.

3.0).- CALCULOS.

3.1).- Cálculo de la humedad del sólido a la entrada y a la salida del secador :

$$X_2 = \frac{0.2}{(100 - 0.2)} = 0.002 \text{ lb}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{lb}_{\text{Sólido Seco.}}$$

$$X_1 = \frac{3.5}{(100 - 3.5)} = 0.0363 \text{ lb}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{lb}_{\text{sólido seco.}}$$

3.2).-Cálculo del agua evaporada:

$$W = S (X_2 - X_1)$$

$$S = 1 \text{ ton} \times \frac{2000 \text{ lb}}{1 \text{ Ton}} \times (1 - 0.002) = 1996 \text{ lb}_{\text{sólido/h}}$$

$$W = 1996 \text{ lb}_{\text{sólido seco/h}}(0.0363 - 0.002)$$

$$= 68.5 \text{ lb}_{\text{H}_2\text{O}} \text{ eva./h}$$

3.3).- Cálculo de la humedad del aire a la salida:

En la fig. 7.5 Treybal a 75°F y 50% ^{entrada} de humedad relativa encontramos la humedad absoluta del aire 0.0095 lb H₂O / lb A.S.

3.4).- Cálculo de la entalpia del aire a la entrada del secador

$$H_G = C_{p\text{Air}}(t_G - t_o) + Y C_{p\text{Vapor}}(t_G - t_o) + \lambda_o$$

$$= (C_{p\text{Aire}} + C_{p\text{Vapor}} Y) (t_G - t_o) + \lambda_o Y$$

$$H_{G_1} = [0.24 + (0.45)(0.0095)] (190 - 32) + 1.075(0.0095)$$

$$= 48.8 \text{ BTU/lb}_{\text{A.S.}}$$

3.5).- Cálculo de la entalpia del aire a la salida del secador:

$$\begin{aligned} H_{G1} &= (0.24 + 0.45Y_1)(90 - 32) + 1\ 075.8 Y_1 \\ &= 13.93 + 1\ 101.3 Y_1 \end{aligned}$$

3.6).- Cálculo de la entalpia del solido a la salida del secador:

$$H_{L2} = 0.36(140 - 32) + 0.002 (1)(140 - 32) = 39.07 \text{ BTU/lb}_{\text{soli.}}$$

3.7).-Cálculo de la entalpia del solido a la entrada del secador:

$$H_{L1} = 0.36(75 - 32) + 0.0363(1)(75 - 32) = 17.06 \text{ BTU/lb}_{\text{solido}}$$

3.8).-Cálculo de t_{promedio} entre el secador y sus alrededores:

$$\Delta t_m = \frac{(190 - 75) + (90 - 75)}{2} = 65^\circ\text{F}$$

3.9).-Cálculo del área expuesta ó área de transferencia:

$$A = \pi r^2 L = (3.1416) (4)(22) = 277 \text{ ft}^2$$

3.10).- Cálculo por pérdidas de calor:

$$\begin{aligned} Q &= h A \Delta t_m \\ &= (2)(277)(65) = 36\ 000 \text{ BTU/h} \end{aligned}$$

3.11).-Balance de humedad:

$$1996(0.0363 - 0.002) = G_s (Y_1 - 0.0095)$$

$\frac{\text{lb}_{\text{aire}}}{h}$

3.12).- Balance de entalpia:

$$1996(17.06) + G_s(48.8) = 1996(39.07) + G_s(13.93 + 1101.3Y_1) + 36\ 000$$

Resolviendo estas dos ultimas ecuaciones por sustitución:

$$G_s = 6\ 440.45\ \text{lb}_{\text{A.S.}}/\text{h}$$

$$Y_1 = 0.02013\ \text{lb}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{lb}_{\text{A.S.}}$$

3.13).- Cálculo de la entalpia del aire fresco, es decir a 65°F.

$$H = 21.5\ \text{BTU}/\text{lb}_{\text{A.S.}} \quad (\text{Leído de la fig. 7.5 Treybal});$$

3.14).- Cálculo del calor requerido:

$$Q = 6440.45 (48.8 - 21.5) =$$

$$Q = 176\ 000\ \text{BTU}/\text{h}$$

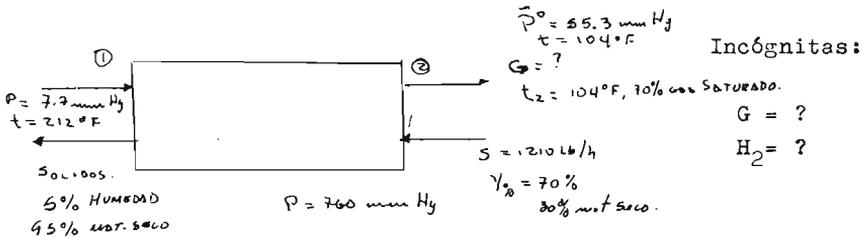
4.0).- RESULTADOS:-

$$G = 6\ 440.45\ \text{lb}_{\text{A.S.}}/\text{h}$$

$$Q = 176\ 000\ \text{BTU}/\text{h}$$

Problema # 2.- Un material humedo que contiene 70% de humedad -- se va a secar a razón de 1210 lb/h en un secador de flujo a contracorriente, para dar producto final que contenga 5 % de humedad. El medio secante consiste de aire caliente a 212 °F y que contiene vapor de agua equivalente a una presión parcial de -- 7.7 mmHg. El aire sale del secador a 104°F y 70% saturado. Calcular: la cantidad de aire que se requerirá para eliminar la humedad y la entalpia del aire a la salida. La presión de Vapor del agua a 104°F es de 55.3 mmHg. La presión total es de 760mmHg.

1.0).- TRADUCCION.



2.0).- PLANTEAMIENTO.

2.1).- Discusión: Para poder conocer la cantidad de aire que se requiere necesitamos hacer un balance de materia, para poder conocer las condiciones del aire a la entrada y salida del secador, las cuales se calculan por medio de las siguientes fórmulas:

$$Y_1 = \frac{P_{H_2O}}{P_t - P_{H_2O}} \times \frac{18}{29}$$

$$Y_2 = Y_s \times Y\% / 100 \quad \text{siendo } Y_s = \frac{P_{H_2O}^{\circ}}{P_t - P_{H_2O}^{\circ}} \times \frac{18}{29}$$

3.0).- CALCULOS.

3.1).- Balance de material Seco:

$$S = 0.30 (1,210) = 363 \text{ lb/h mat. seco.}$$

3.2).- Cálculo de la cantidad de agua evaporada:

$$1,210 - 382.1 = 827.9 \text{ lb}_{\text{H}_2\text{O ev.}}/\text{h}$$

3.3).- Cálculo de la humedad a la entrada del secador:

$$Y_1 = \frac{7.7}{760 - 7.7} \times \frac{18}{29} = 0.0063 \text{ lb}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{lb}_{\text{A.S.}}$$

3.4).- Cálculo de H_G :

$$Y_s = \frac{55.3}{760 - 55.3} \frac{18}{29} = 0.0437$$

3.5).- Cálculo de la humedad a la salida del secador:

$$Y_{\%} = \frac{Y \times 100}{Y_s}$$

$$\text{Si } Y_{\%} = 70 \%$$

$$Y = \frac{(Y_s) (Y_{\%})}{100} = \frac{(0.0437) (70)}{100} = 0.034 \frac{\text{lb}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{lb}_{\text{A.S.}}}$$

3.6).- Cálculo de G:

$$W_{\text{evap}} = G (Y_2 - Y_1)$$

$$G = \frac{W_{\text{evap}}}{(Y_2 - Y_1)} = \frac{327.9 \text{ lb}_{\text{H}_2\text{O evap}}}{(0.034 - 0.0063)}$$

$$G = 29\,888 \text{ lb}_{\text{A.S.}}/\text{h}$$

3.7).- Cálculo de v_h a las condiciones de entrada:

$$v_h = \frac{359 \text{ ft}^3/\text{lb mol}}{29/\text{lb mol}} \times \frac{212 + 460}{32 + 460} + \frac{359}{18} \times \frac{212 + 460}{32 + 460} (0.0063)$$

$$v_h = 17.08 \frac{\text{ft}^3 \text{ mezcla}}{\text{lb}_{\text{A.S.}}}$$

3.8).- Cálculo de V.

$$G = \frac{V}{v_h} \quad V = G v_h$$

$$V = G v_h = 29888 \text{ lb}_{\text{A.S.}}/\text{h} \quad (77.08 \frac{\text{ft}^3 \text{ mezcla}}{\text{lb}_{\text{A.S.}}})$$

$$V = 510\,437 \text{ ft}^3 \text{ mezcla}/\text{h}$$

3.9).- Cálculo de la entalpia del aire a la salida:

$$\begin{aligned} H_{G2} &= 0.24 + 0.45 (0.034)(104 - 32) + 1075.8 (0.034) \\ &= 37.92 \text{ BTU}/\text{lb}_{\text{A.S.}} \end{aligned}$$

4.0).0 RESULTADOS:-

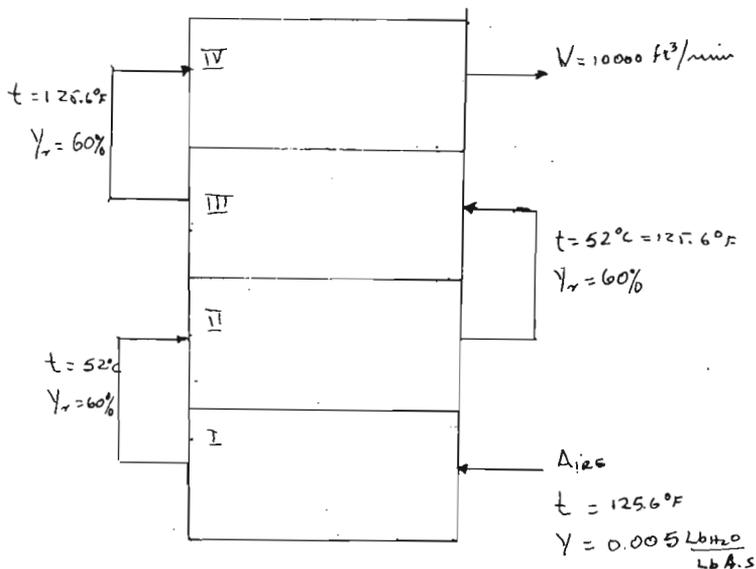
$$G = 29\,888 \text{ lb}_{\text{A.S.}}/\text{h}$$

$$H = 37.92 \text{ BTU}/\text{lb}$$

Problema # 3.- Un aire que contiene $0.005 \text{ lb}_{\text{H}_2\text{O}} / \text{lb}_{\text{A.S.}}$ se calienta a 125.6°F y se alimenta a un secador de charolas por la parte inferior, sale del primer conjunto de charolas a una humedad relativa de 60% y se recalienta otra vez a 125.6°F . Pasa a otro conjunto de charolas y vuelve a salir a una humedad relativa de 60%, esta operación se repite por tercera y cuarta vez. Después de lo cual el aire sale del secador, considerando que el material en cada conjunto de charolas alcanza la temperatura de bulbo húmedo y que las pérdidas de calor en el secador son despreciables. Calcular a la temperatura del material en cada conjunto de charolas.

b) La cantidad eliminada de agua si salen $10,000 \text{ ft}^3 / \text{min}$ de aire.

1.0 TRADUCCION.-



225

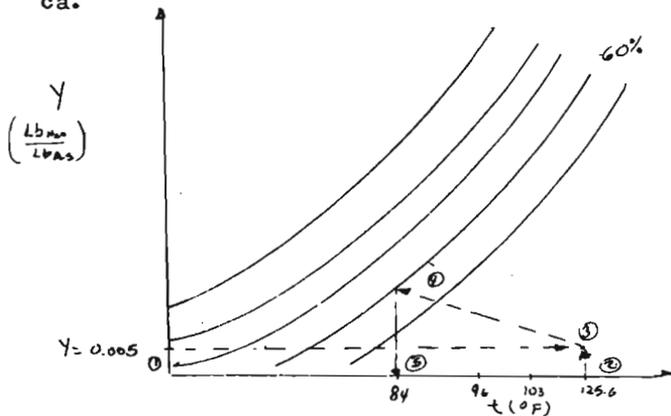
INCÓGNITAS: a) - $t_{II} = ?$ $t_{III} = ?$
 $t_{IV} = ?$ $t_{IV} = ?$

b) - $W_{ev} = ?$

2.0 PLANTEAMIENTO.

2.1).- Discusión:

Con la humedad y la temperatura del aire a la entrada del secador podemos calcular las temperaturas en cada conjunto de charolas por medio de la carta psicrométrica.



Para calcular el agua evaporada lo hacemos de la siguiente fórmula:

$$W = G (Y_2 - Y_1)$$

3.0).- CALCULOS:

3.1).- Cálculo de las temperaturas en las charolas del secador:

Se calculan por medio de la figura 7.5 del Graybal y son las siguientes:

$$t_I = 34^{\circ}\text{F}$$

$$t_{II} = 96^{\circ}\text{F}$$

$$t_{III} = 103^{\circ}\text{F}$$

$$t_{IV} = 103^{\circ}\text{F}$$

3.2).- Cálculo de W_{ev} .

$$V = 10000 \text{ ft}^3/\text{min} \times \frac{60\text{min}}{\text{h}} = 600000 \text{ ft}^3/\text{h}$$

$$v_h = v_{A.S.} + (v_{A.Saturado} - v_{A.S.})(\text{Humedad relativa})$$

$$\left. \begin{array}{l} v_{A.S.} = 14.2 \text{ ft}^3 / \text{lb}_{A.S.} \\ v_{A.S.} = 15.5 \text{ ft}^3 / \text{lb}_{A.S.} \end{array} \right\} \text{Fig 7.5 Graybal.}$$

Sustituyendo valores:

$$v_h = 14.2 + (15.5 - 14.2) 0.60 = 14.93 \text{ ft}^3 / \text{lb}_{A.S.}$$

$$G = \frac{600000}{14.93} = 40053.40 \text{ lb}_{A.S.}/\text{h}$$

$$W = 40033.40 \text{ lb} \dots / \text{h} \quad (0.033 - 0.005) \text{ lb}_{\text{H}_2\text{O}} / \text{lb}_{\text{A.S.}}$$

$$W = 1121.49 \text{ lb}_{\text{H}_2\text{O}} / \text{h}$$

4).- RESULTADOS:-

a).-

$$t_{\text{I}} = 84 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$t_{\text{II}} = 96 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$t_{\text{III}} = 103 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$t_{\text{IV}} = \quad \text{ } ^\circ\text{F}$$

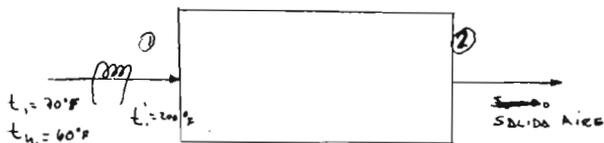
b).-

$$W_{\text{ev}} = 1121.49 \text{ lb}_{\text{H}_2\text{O}} / \text{h}$$

Problema # 4.- Un aire que se suministra a un secador tiene una temperatura de bulbo seco de 21.1°C (70°F) y una temperatura de bulbo húmedo de 15.6°C (60°F). Se calienta a 93°C (200°F) por medio de serpentines y se inyecta en el secador. En éste se enfría según un enfriamiento adiabático y sale del mismo completamente saturado.

- 1).- ¿Cuál es el punto de rocío inicial del aire?
- 2).- ¿Cuál es su humedad?
- 3).- ¿Cuál es su porcentaje de humedad?
- 4).- ¿Qué cantidad de calor es necesario para calentar 100 m^3 de aire a 93°C ?
- 5).- ¿Qué cantidad de agua evaporan cada 100 m^3 de aire que entran?
- 6).- ¿A qué temperatura deberá salir el aire del secador?

1.0.- TRADUCCION.-



INDOGNITAS:

Pto de rocío = ?

$Y_1 = ?$

$Y_2 = ?$

$Q = ?$

$W = ?$

$t^2 = ?$

2.0 PLANTEAMIENTO:

2.1).- **Discusión:**- Para el aire inicial, la temperatura de saturación y la del termómetro húmedo pueden considerarse iguales. Por lo tanto empezando en la intersección de la ordenada de 60°F con la línea de saturación adiabática, siguiendo la adiabática que pasa por este punto hacia la derecha hasta que corte a la ordenada de 70°F, la intersección representa las condiciones iniciales del aire. Leyendo en el eje vertical de humedades se encuentra la humedad absoluta. (En la carta Psicrométrica Perry 5a Ed.). Trazando una horizontal por el punto encontrado, línea de humedad constante, hasta que corte a la curva de saturación durante el enfriamiento; esta temperatura es el punto de rocío. Una interpolación aproximada da la humedad inicial del aire.

A la temperatura del bulbo seco de 70°F se encuentra el volumen específico del aire seco y el del vapor saturado, para después encontrar el volumen de aire húmedo y con el peso de aire será:

$$\frac{V}{v_h} = G$$

El calor necesario para elevar la temperatura de este aire desde $t = 70^\circ\text{F}$ a $t = 200^\circ\text{F}$ es:

$$G (Ch) (200 - 70) = H_1$$

El agua evaporada durante el proceso es:

$$W = G (Y^2 - Y^1)$$

Partiendo de la humedad inicial y a la temperatura de 200°F y siguiendo una adiabática se encuentra la temperatura de saturación y la humedad a la salida.

3.0).- CALCULOS:- Todos los valores fueron encontrados en la carta psicrométrica del Perry 5a Ed.

3.1).- Cálculo de Y_1 :

$$Y_1 = 0.0087 \text{ Lb H}_2\text{O} / \text{Lb A.S.} \quad \begin{array}{l} \text{Lb: 2 7000 gramos} \\ \text{1 ft} = 0.3048 \text{ m} \end{array}$$

3.2).- Cálculo del Punto de Rocío:

$$t_R = 54^\circ\text{F}$$

3.3).- Cálculo de la humedad relativa.

$$H_r = 55\%$$

3.4).- Cálculo de Volumen Húmedo:

$$v_h = v_{A.S.} + (v_{A.Saturado} - v_{A.S.}) \cdot H_r$$

$$v_{A.S.} \text{ a } 70^\circ\text{F} = 3.4 \text{ ft}^3 / \text{lb}_{A.S.}$$

$$v_{\text{saturado}} \Big|_{70^{\circ}\text{F}} = 13.3 \text{ ft}^3/\text{lb}_A$$

$$\begin{aligned} v_H &= 13.4 + (13.3 - 13.4) Y_F \\ &= 13.4 + (0.4)(0.55) \\ &= 13.675 \text{ ft}^3/\text{lb}_{A.S.} \end{aligned}$$

3.5).- Cálculo del gasto de Aire:

$$G = \frac{V}{v_H} = \frac{100 \text{ m}^3}{13.675} = \frac{1 \text{ ft}^3}{0.3048} \times \frac{3531.47 \text{ ft}^3}{13.675} \frac{\text{ft}^3}{\text{lb}_{A.S.}}$$

$$G = 258.24 \text{ lb}_{A.S.}/\text{h}$$

3.6).- Cálculo de calor húmedo:

$$\text{Ch} \Big|_{0.0037} = 0.28 \text{ BTU}/\text{lb}_{A.S.}^{\circ}\text{F}$$

3.7).- Cálculo del calor necesario para elevar el aire de 70°F a 200°F.

$$H_1 = G C_h (t_1 - t_2) = 258.24 (0.28) (200 - 70)$$

$$H_1 = 9399.93 \text{ BTU/h.}$$

3.8).- Cantidad de agua evaporada:

$$W = G (Y_2 - Y_1)$$

$$= 258.24(0.109 - 0.0037)$$

$$W = 25.90 \text{ lb vapor/h.}$$

$$t_{\text{saturada}} = 30^{\circ}\text{F}$$

$$Y^2 = 0.109$$

4.0).- RESULTADOS:-

$$Y_1 = 0.0087 \text{ lb}_{\text{Agua}} / \text{lb}_{\text{A.S.}}$$

$$t_r = 54 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Y_{\%} = 55$$

$$Q = 9\,399.93 \text{ BTU/h}$$

$$W = 25.90 \text{ lb}_v/\text{h}$$

$$t^2 = 30 \text{ }^\circ\text{F}$$

A P P E N D I C E .

TABLA 1 Volumen de aire infiltrado por pie de ranura para diferentes tipos de ventanas y puertas

| TIPO DE VENTANA O PUERTA | OBSERVACIONES | PIE ³ /MIN POR PIE DE RANURA | | | | | |
|--|--|---|------|------|------|------|------|
| | | Velocidad del viento (mph) | | | | | |
| | | 5 | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 |
| Ventanas de doble hoja de quillitas (madera) | Ventana normal, con protección especial incluyendo fugas a través del marco de madera | .12 | .25 | .45 | .98 | 1.33 | 1.73 |
| | Idem, con protección especial | .07 | .22 | .40 | .80 | .81 | 1.05 |
| | Ventana de construcción básica, sin protección especial, incluyendo fugas a través del marco | .45 | 1.15 | 1.85 | 2.6 | 3.3 | 4.2 |
| | Idem, con protección especial | .10 | .32 | .57 | .85 | 1.18 | 1.53 |
| Ventana de metal de doble hoja | Sin corrajes, con protección especial | .33 | .78 | 1.73 | 1.73 | 2.3 | 2.8 |
| | En corrajes, con protección especial | .10 | .32 | .51 | .77 | 1.00 | 1.27 |
| Ventana metálica de quillitas | Ranura de 1/8" (con fugas a través del marco) | .87 | 1.80 | 2.9 | 4.1 | 5.1 | 6.2 |
| | Ranura de 1/32" (sin fugas a través del marco) | .25 | .60 | 1.03 | 1.43 | 1.86 | 2.3 |
| | Ranura de 3/64" (con fugas a través del marco) | .33 | .87 | 1.47 | 1.98 | 2.5 | 3.0 |
| | Ranura de 1/64" (sin ranuras sin fugas) | .10 | .30 | .55 | .78 | 1.00 | 1.23 |
| | Ranura de 1/32" (sin ranuras sin fugas) | .23 | .51 | .87 | 1.27 | 1.67 | 2.1 |
| Ranura de 1/64" (sin fugas a través del marco) | .05 | .17 | .30 | .43 | .58 | .80 | |
| Ranura de 1/32" (sin fugas a través del marco) | .13 | .40 | .63 | .90 | 1.20 | 1.53 | |
| Estructura tubular | Ventana con pivote vertical (con fugas) | .50 | 1.46 | 2.4 | 3.1 | 3.7 | 4.0 |
| Puertas de vidrio | Ranura de 1/8" (buena instalación) | 3.2 | 6.4 | 9.6 | 13.0 | 16.0 | 19.0 |
| | Ranura de 3/64" (mediante instalación) | 4.8 | 15.0 | 16.0 | 20.0 | 24.0 | 29.0 |
| | Ranura de 1/4" (pobre instalación) | 6.4 | 13.0 | 19.0 | 26.0 | 32.0 | 39.0 |
| Puerta normal de metal o madera | Buena construcción, sin protección especial | 0.90 | 1.2 | 1.8 | 2.6 | 3.3 | 4.2 |
| | Mala construcción, sin protección especial | 0.90 | 2.1 | 3.7 | 5.3 | 6.6 | 8.6 |
| Puertas de fábrica | 1/4" de ranura | 3.2 | 6.4 | 9.6 | 13.0 | 16.0 | 19.0 |

De *Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating*, 3a. edición, por Willis H. Carrier, Reato E. Uhlenz, Walter A. Grant y William H. Roberts, con autorización de Pitman Publishing Corporation.

TABLA 2 Volumen de aire infiltrado por pie² de superficie de ventana

| TIPO DE VENTANA | OBSERVACIONES | PIE ³ /MIN POR PIE ² DE SUP. DE VENTANA ^(1,2) | | | | | | | | | |
|--|--|--|------|------|------|------|---|------|------|------|------|
| | | Velocidad del viento 16 mph (4.1 m/s) | | | | | | | | | |
| | | VENTANAS PEQUEÑAS (aproximadamente 80 x 72 pulgadas) | | | | | VENTANAS GRANDES (aproximadamente 84 x 88 pulgadas) | | | | |
| Ventanas de doble hoja de quillitas (madera) | Ventana normal, sin protección esp. incluyendo fugas a través del marco de madera | 0.85 | | | | | 0.53 | | | | |
| | Idem, con protección especial | 0.82 | | | | | 0.33 | | | | |
| | Ventana de construcción básica, sin protección especial, incluyendo fugas a través del marco de madera | 2.4 | | | | | 1.52 | | | | |
| | Idem, con protección especial | 0.74 | | | | | 0.47 | | | | |
| Ventanas de metal de doble hoja | En corrajes, con protección especial | 1.60 | | | | | 1.01 | | | | |
| | En corrajes, con protección especial | 0.67 | | | | | 0.44 | | | | |
| | | PORCENTAJE VENTILADO ⁽³⁾ | | | | | | | | | |
| | | 0% | 25% | 33% | 40% | 45% | 50% | 60% | 64% | 75% | 100% |
| Ventana metálica de quillitas | Ranura de 1/8" (con fugas a través del marco) | 0.65 | 1.44 | | 1.99 | | | | 2.9 | | 5.2 |
| | Ranura de 3/64" (sin fugas a través del marco) | | 0.78 | | | | 1.10 | 1.48 | | | |
| | Ranura de 1/32" (sin fugas a través del marco) (Resistencia) | | | 0.54 | | | 0.99 | | | | 1.26 |
| | Ranura de 1/32" (sin fugas a través del marco) | | | | | 0.68 | | | 0.83 | 0.73 | |
| Estructura tubular | Ventana con pivote vertical (con fugas a través del marco) | 0.84 | 1.19 | | 1.64 | | | | 2.4 | | 4.3 |

* Recomendada para uso normal.

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

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

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

4. Porcentaje ventilado = $\frac{\text{Área de la parte móvil de la ventana}}{\text{Área total de la ventana}} \times 100$.

D. ...

TABLA 3 Volumen de aire por pie² de superficie de puertas.
(para invierno)

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

De *Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating*, 3a. edición, por Willis H. Carrier, Realto E. Cherne, Walter A. Grant y William H. Roberts, con autorización de Pitman Publishing Corporation.

NOTAS:

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

TABLA 4 Factores de infiltración para ventanas y puertas

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

TABLA 5 Ganancia de calor solar a través de cristales

| 0° | | BTU per hora por pie cuadrado | | | | | | | | | | | | 0° | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---------------|--------------------|-------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|--------------------|---------------|--------------|---------|---------|---|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| Latitud Norte | | | | | | | | | | | | | | Latitud Sur | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| TIEMPO SOLAR | TIEMPO LOCAL | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | TIEMPO SOLAR | TIEMPO LOCAL | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Epoca del año | Fecha del edificio | | | | | | | | | | | | | Epoca del edificio | Epoca del año | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| JUN. 21 | Norte | 0 | 45 | 35 | 24 | 13 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | DIC. 22 | Sur | 0 | 45 | 35 | 24 | 13 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | |
| | Surante | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Sur | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| | Surante | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Surante | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| JUL. 23 | Norte | 0 | 45 | 35 | 24 | 13 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | ENE. 31 | Sur | 0 | 45 | 35 | 24 | 13 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | Surante | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Sur | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | |
| | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | |
| | Surante | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Surante | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| MAY. 21 | Norte | 0 | 45 | 35 | 24 | 13 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | NOV. 21 | Sur | 0 | 45 | 35 | 24 | 13 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | Surante | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Sur | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| | Surante | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Surante | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| AGO. 24 | Norte | 0 | 45 | 35 | 24 | 13 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | FEB. 20 | Sur | 0 | 45 | 35 | 24 | 13 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | Surante | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Sur | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| | Surante | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Surante | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| ABR. 20 | Norte | 0 | 45 | 35 | 24 | 13 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | OCT. 23 | Sur | 0 | 45 | 35 | 24 | 13 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | Surante | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Sur | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| | Surante | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Surante | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| SEPT. 22 | Norte | 0 | 45 | 35 | 24 | 13 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | MAR. 22 | Sur | 0 | 45 | 35 | 24 | 13 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | Surante | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Sur | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| | Surante | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Surante | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| MAY. 21 | Norte | 0 | 45 | 35 | 24 | 13 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | AGO. 24 | Sur | 0 | 45 | 35 | 24 | 13 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | Surante | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Sur | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| | Surante | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Surante | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| NOV. 21 | Norte | 0 | 45 | 35 | 24 | 13 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | MAY. 21 | Sur | 0 | 45 | 35 | 24 | 13 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | Surante | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Sur | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| | Surante | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Surante | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| JUL. 23 | Norte | 0 | 45 | 35 | 24 | 13 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | JUN. 21 | Sur | 0 | 45 | 35 | 24 | 13 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | Surante | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Sur | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| | Surante | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Surante | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |
| | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | | Este | 0 | 115 | 150 | 180 | 200 | 210 | 215 | 218 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 | 220 |

Tomado de *Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating*, 3ª edición, por Willis H. Carrier, Readio E. Chorne, Walter A. Grant y William H. Roberts, con autorización de Pitman Publishing Corporation

236

TABLA 5 Ganancia de calor solar a través de cristales (continuación)

| 10° | | BTU per hora por pie cuadrado | | | | | | | | | | | | 10° | | |
|---------------|--------------------|-------------------------------|---|---|---|----|----|----|---|---|---|---|---|-------------|--------------|--------------|
| Latitud Norte | | | | | | | | | | | | | | Latitud Sur | | |
| TIEMPO SOLAR | TIEMPO LOCAL | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | TIEMPO SOLAR | TIEMPO LOCAL |
| Epoca del año | Fecha del edificio | | | | | | | | | | | | | | | |

TABLA 5.

... (CONTINUACIÓN)

TABLA 5 Ganancia de calor solar a través de cristales (continuación)

| 20° | | BTU por hora por pie cuadrado | | | | | | | | | | | 20° | | | |
|-------------------|--------------------|-------------------------------|-----|-----|-----|----|----|----|----|-----|-----|----|--------------------|----------------|----------------|----------------|
| 20° Latitud Norte | | | | | | | | | | | | | 20° Latitud Sur | | | |
| TIEMPO SOLAR → | ← TIEMPO SOLAR | 6 AM | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 PM | ← TIEMPO SOLAR | ← TIEMPO SOLAR |
| TIEMPO LOCAL → | ← TIEMPO LOCAL | | | | | | | | | | | | ← TIEMPO LOCAL | ← TIEMPO LOCAL | | |
| Epoca del año | Fecha del edificio | | | | | | | | | | | | Fecha del edificio | Epoca del año | | |
| JUN. 21 | Norte | 28 | 41 | 31 | 25 | 19 | 17 | 15 | 13 | 10 | 7 | 5 | 4 | 28 | Bar | DIC. 22 |
| | Hornata | 81 | 134 | 144 | 132 | 83 | 28 | 15 | 14 | 14 | 14 | 12 | 8 | Suroeste | | |
| | Este | 87 | 148 | 160 | 143 | 85 | 41 | 14 | 14 | 14 | 14 | 12 | 9 | Este | | |
| | Suroeste | 33 | 6 | 22 | 36 | 51 | 63 | 75 | 81 | 81 | 74 | 58 | 33 | Sur | | |
| | Sur | 9 | 12 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 12 | 9 | 5 | Norte | | |
| | Suroeste | 3 | 9 | 12 | 14 | 14 | 14 | 4 | 21 | 44 | 86 | 73 | 67 | Hornata | | |
| JUL. 23 | Norte | 29 | 42 | 31 | 25 | 19 | 17 | 15 | 13 | 10 | 7 | 5 | 4 | 29 | Bar | ENE. 21 |
| | Hornata | 82 | 135 | 145 | 133 | 84 | 29 | 16 | 15 | 15 | 15 | 13 | 20 | Suroeste | | |
| | Este | 88 | 149 | 161 | 144 | 86 | 42 | 14 | 14 | 14 | 14 | 12 | 9 | Este | | |
| | Suroeste | 34 | 7 | 23 | 37 | 52 | 64 | 76 | 82 | 82 | 75 | 59 | 34 | Sur | | |
| | Sur | 10 | 13 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 13 | 10 | 6 | Norte | | |
| | Suroeste | 4 | 10 | 13 | 15 | 15 | 15 | 20 | 57 | 79 | 85 | 70 | 63 | Hornata | | |
| MAY. 21 | Norte | 3 | 9 | 12 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 12 | 9 | 5 | Bar | NOV. 21 | |
| | Hornata | 7 | 12 | 13 | 14 | 14 | 14 | 46 | 69 | 143 | 168 | 73 | Suroeste | | | |
| | Este | 7 | 12 | 13 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 12 | 9 | 5 | Este | | |
| | Suroeste | 3 | 9 | 12 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 12 | 9 | 5 | Sur | | |
| | Sur | 9 | 12 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 12 | 9 | 5 | Norte | | |
| | Suroeste | 3 | 9 | 12 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 12 | 9 | 5 | Hornata | | |
| AOD. 24 | Norte | 5 | 11 | 13 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 12 | 9 | 5 | Bar | FEB. 20 | |
| | Hornata | 9 | 15 | 17 | 18 | 18 | 18 | 18 | 18 | 18 | 16 | 13 | 8 | Suroeste | | |
| | Este | 9 | 15 | 17 | 18 | 18 | 18 | 18 | 18 | 18 | 16 | 13 | 8 | Este | | |
| | Suroeste | 5 | 11 | 13 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 12 | 9 | 5 | Sur | | |
| | Sur | 11 | 13 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 12 | 9 | 5 | Norte | | |
| | Suroeste | 5 | 11 | 13 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 12 | 9 | 5 | Hornata | | |
| ABR. 20 | Norte | 2 | 7 | 9 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 9 | 7 | 4 | Bar | OCT. 23 | |
| | Hornata | 6 | 11 | 13 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 12 | 9 | 5 | Suroeste | | |
| | Este | 6 | 11 | 13 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 12 | 9 | 5 | Este | | |
| | Suroeste | 2 | 7 | 9 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 9 | 7 | 4 | Sur | | |
| | Sur | 7 | 9 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 9 | 7 | 4 | Norte | | |
| | Suroeste | 2 | 7 | 9 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 9 | 7 | 4 | Hornata | | |
| SEPT. 23 | Norte | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Bar | MAR. 22 | |
| | Hornata | 1 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Suroeste | | |
| | Este | 1 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Este | | |
| | Suroeste | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Sur | | |
| | Sur | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Norte | | |
| | Suroeste | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Hornata | | |
| MAR. 22 | Norte | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Bar | SEPT. 23 | |
| | Hornata | 1 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Suroeste | | |
| | Este | 1 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Este | | |
| | Suroeste | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Sur | | |
| | Sur | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Norte | | |
| | Suroeste | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Hornata | | |
| SEPT. 23 | Norte | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Bar | ABR. 20 | |
| | Hornata | 1 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Suroeste | | |
| | Este | 1 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Este | | |
| | Suroeste | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Sur | | |
| | Sur | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Norte | | |
| | Suroeste | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Hornata | | |
| OCT. 23 | Norte | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Bar | NOV. 21 | |
| | Hornata | 1 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Suroeste | | |
| | Este | 1 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Este | | |
| | Suroeste | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Sur | | |
| | Sur | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Norte | | |
| | Suroeste | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Hornata | | |
| NOV. 21 | Norte | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Bar | JUN. 21 | |
| | Hornata | 1 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Suroeste | | |
| | Este | 1 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Este | | |
| | Suroeste | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Sur | | |
| | Sur | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Norte | | |
| | Suroeste | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Hornata | | |
| DIO. 13 | Norte | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Bar | JUN. 21 | |
| | Hornata | 1 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Suroeste | | |
| | Este | 1 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Este | | |
| | Suroeste | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Sur | | |
| | Sur | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Norte | | |
| | Suroeste | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Hornata | | |

| 30° | | BTU por hora por pie cuadrado | | | | | | | | | | | 30° | | | |
|-------------------|--------------------|-------------------------------|-----|-----|-----|----|----|----|----|----|----|----|--------------------|----------------|----------------|----------------|
| 30° Latitud Norte | | | | | | | | | | | | | 30° Latitud Sur | | | |
| TIEMPO SOLAR → | ← TIEMPO SOLAR | 6 AM | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 PM | ← TIEMPO SOLAR | ← TIEMPO SOLAR |
| TIEMPO LOCAL → | ← TIEMPO LOCAL | | | | | | | | | | | | ← TIEMPO LOCAL | ← TIEMPO LOCAL | | |
| Epoca del año | Fecha del edificio | | | | | | | | | | | | Fecha del edificio | Epoca del año | | |
| JUN. 21 | Norte | 33 | 39 | 18 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 16 | 29 | 33 | Sur | DIC. 22 |
| | Hornata | 124 | 129 | 120 | 91 | 55 | 19 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 12 | 8 | Suroeste | |
| | Este | 128 | 135 | 131 | 143 | 98 | 44 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 12 | 8 | Este | |
| | Suroeste | 47 | 25 | 90 | 90 | 73 | 44 | 17 | 14 | 14 | 14 | 14 | 12 | 8 | Sur | |
| | Sur | 5 | 10 | 12 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 12 | 8 | Norte | |
| | Suroeste | 5 | 10 | 12 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 12 | 8 | Hornata | |
| JUL. 23 | Norte | 34 | 40 | 19 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 16 | 29 | 34 | Sur | ENE. 21 |
| | Hornata | 125 | 130 | 121 | 92 | 56 | 20 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 12 | 8 | Suroeste | |
| | Este | 129 | 136 | 132 | 144 | 99 | 45 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 12 | 8 | Este | |
| | Suroeste | 48 | 26 | 91 | 91 | 74 | 45 | 17 | 14 | 14 | 14 | 14 | 12 | 8 | Sur | |
| | Sur | 6 | 11 | 13 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 12 | 8 | Norte | |
| | Suroeste | 6 | 11 | 13 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 12 | 8 | Hornata | |
| MAY. 21 | Norte | 4 | 9 | 12 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 16 | 29 | 34 | Sur | NOV. 21 |
| | Hornata | 8 | 13 | 15 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 14 | 9 | Suroeste | |
| | Este | 8 | 13 | 15 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 14 | 9 | Este | |
| | Suroeste | 4 | 9 | 12 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 12 | 8 | Sur | |
| | Sur | 9 | 12 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 12 | 8 | Norte | |
| | Suroeste | 4 | 9 | 12 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 12 | 8 | Hornata | |
| AGO. 24 | Norte | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Sur | FEB. 20 | |
| | Hornata | 1 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Suroeste | | |
| | Este | 1 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Este | | |
| | Suroeste | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Sur | | |
| | Sur | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Norte | | |
| | Suroeste | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Hornata | | |
| ABR. 20 | Norte | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Sur | OCT. 23 | |
| | Hornata | 1 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Suroeste | | |
| | Este | 1 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Este | | |
| | Suroeste | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Sur | | |
| | Sur | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Norte | | |
| | Suroeste | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Hornata | | |
| SEPT. 23 | Norte | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Sur | MAR. 22 | |
| | Hornata | 1 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Suroeste | | |
| | Este | 1 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Este | | |
| | Suroeste | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Sur | | |
| | Sur | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Norte | | |
| | Suroeste | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Hornata | | |
| MAR. 22 | Norte | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Sur | SEPT. 23 | |
| | Hornata | 1 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Suroeste | | |
| | Este | 1 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Este | | |
| | Suroeste | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Sur | | |
| | Sur | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Norte | | |
| | Suroeste | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 6 | 4 | 2 | Hornata | | |
| ABR. 20 | Norte | 0 | 6 | 7 | 7 | 7 | | | | | | | | | | |

TABLA 5 Ganancia de calor solar a través de cristales (continuación)

40°

| 40° Latitud Norte | BTU por hora por pie cuadrado | | | | | | | | | | | | 40° Latitud Sur | | | |
|-------------------|-------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----------------|----------------|-----------|-----------|
| | TIEMPO SOLAR → | | | | | | | | | | | | | ← TIEMPO SOLAR | | |
| | 4 AM | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 1 | 2 | 3 | | | 4 | 5 PM |
| Epoca del año | Fecha del edificio | | | | | | | | | | | | Epoca del año | | | |
| JUN. 21 | Norte | 32 | 20 | 12 | 13 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 13 | 12 | 20 | 32 | Sur |
| | Horizonte | 12 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | Horizonte |
| | Este | 126 | 131 | 129 | 129 | 130 | 134 | 14 | 14 | 14 | 13 | 12 | 10 | 6 | 126 | Este |
| | Suroeste | 51 | 88 | 109 | 111 | 99 | 31 | 14 | 14 | 14 | 13 | 12 | 10 | 6 | 51 | Suroeste |
| | Sur | 8 | 10 | 17 | 19 | 35 | 44 | 54 | 44 | 35 | 19 | 12 | 10 | 6 | 8 | Norte |
| | Suroeste | 6 | 10 | 12 | 13 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 13 | 12 | 10 | 6 | Suroeste |
| JUL. 23 | Norte | 24 | 14 | 12 | 13 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 13 | 12 | 14 | 24 | Sur | |
| | Horizonte | 155 | 127 | 125 | 126 | 123 | 14 | 14 | 14 | 14 | 13 | 12 | 10 | 5 | Horizonte | |
| | Este | 178 | 185 | 184 | 184 | 185 | 187 | 187 | 187 | 187 | 187 | 187 | 187 | 187 | Este | |
| | Suroeste | 54 | 96 | 119 | 115 | 110 | 82 | 42 | 15 | 14 | 13 | 12 | 10 | 5 | 54 | Suroeste |
| | Sur | 5 | 10 | 13 | 15 | 24 | 43 | 85 | 63 | 44 | 26 | 13 | 10 | 5 | 5 | Norte |
| | Suroeste | 5 | 10 | 12 | 13 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 13 | 12 | 10 | 5 | Suroeste |
| MAY. 21 | Norte | 5 | 10 | 12 | 13 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 13 | 12 | 10 | 5 | Horizonte |
| | Horizonte | 5 | 10 | 12 | 13 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 13 | 12 | 10 | 5 | Horizonte |
| | Este | 82 | 114 | 136 | 130 | 122 | 107 | 91 | 74 | 58 | 42 | 31 | 21 | 11 | 82 | Este |
| | Suroeste | 5 | 10 | 12 | 13 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 13 | 12 | 10 | 5 | Suroeste |
| | Sur | 23 | 32 | 41 | 51 | 70 | 101 | 135 | 125 | 101 | 70 | 47 | 32 | 24 | 23 | Sur |
| | Suroeste | 5 | 10 | 12 | 13 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 13 | 12 | 10 | 5 | Suroeste |
| AGO. 24 | Norte | 8 | 11 | 13 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 13 | 12 | 11 | 8 | Sur | |
| | Horizonte | 88 | 107 | 82 | 45 | 16 | 14 | 14 | 14 | 13 | 11 | 8 | 3 | 88 | Horizonte | |
| | Este | 147 | 162 | 145 | 101 | 45 | 14 | 14 | 14 | 13 | 11 | 8 | 3 | 147 | Este | |
| | Suroeste | 4 | 8 | 24 | 51 | 89 | 102 | 87 | 69 | 51 | 34 | 8 | 3 | 4 | 4 | Suroeste |
| | Sur | 8 | 11 | 13 | 14 | 25 | 45 | 107 | 139 | 145 | 123 | 105 | 88 | Horizonte | | |
| | Suroeste | 5 | 10 | 12 | 13 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 13 | 12 | 10 | 5 | Suroeste |
| ABR. 20 | Norte | 9 | 11 | 13 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 13 | 12 | 11 | 9 | Horizonte |
| | Horizonte | 9 | 11 | 13 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 13 | 12 | 11 | 9 | Horizonte |
| | Este | 11 | 13 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 13 | 12 | 11 | 11 | Este |
| | Suroeste | 4 | 8 | 10 | 12 | 13 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 13 | 12 | 10 | 4 | Suroeste |
| | Sur | 47 | 100 | 150 | 185 | 205 | 214 | 205 | 185 | 150 | 100 | 47 | Frangula plana | | | |
| | Suroeste | 5 | 10 | 12 | 13 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 13 | 12 | 10 | 5 | Suroeste |
| SEPT. 22 | Norte | 0 | 5 | 10 | 12 | 13 | 13 | 14 | 14 | 13 | 12 | 9 | 5 | 0 | Sur | |
| | Horizonte | 0 | 5 | 10 | 12 | 13 | 13 | 14 | 14 | 13 | 12 | 9 | 5 | 0 | Horizonte | |
| | Este | 116 | 140 | 139 | 99 | 45 | 14 | 13 | 12 | 9 | 5 | 0 | Este | | | |
| | Suroeste | 0 | 5 | 10 | 12 | 13 | 13 | 14 | 14 | 13 | 12 | 9 | 5 | 0 | Suroeste | |
| | Sur | 35 | 144 | 187 | 187 | 137 | 90 | 41 | 14 | 12 | 9 | 5 | 0 | Horizonte | | |
| | Suroeste | 0 | 5 | 10 | 12 | 13 | 13 | 14 | 14 | 13 | 12 | 9 | 5 | 0 | Suroeste | |
| MAR. 22 | Norte | 0 | 5 | 10 | 12 | 13 | 13 | 14 | 14 | 13 | 12 | 9 | 5 | 0 | Horizonte | |
| | Horizonte | 0 | 5 | 10 | 12 | 13 | 13 | 14 | 14 | 13 | 12 | 9 | 5 | 0 | Horizonte | |
| | Este | 0 | 5 | 10 | 12 | 13 | 13 | 14 | 14 | 13 | 12 | 9 | 5 | 0 | Este | |
| | Suroeste | 0 | 5 | 10 | 12 | 13 | 13 | 14 | 14 | 13 | 12 | 9 | 5 | 0 | Suroeste | |
| | Sur | 5 | 9 | 12 | 14 | 21 | 40 | 80 | 133 | 155 | 144 | 95 | 0 | Horizonte | | |
| | Suroeste | 0 | 5 | 10 | 12 | 13 | 13 | 14 | 14 | 13 | 12 | 9 | 5 | 0 | Suroeste | |
| OCT. 23 | Norte | 0 | 2 | 6 | 10 | 11 | 12 | 12 | 11 | 10 | 7 | 5 | 0 | 0 | Sur | |
| | Horizonte | 0 | 2 | 6 | 10 | 11 | 12 | 12 | 11 | 10 | 7 | 5 | 0 | 0 | Horizonte | |
| | Este | 0 | 2 | 6 | 10 | 11 | 12 | 12 | 11 | 10 | 7 | 5 | 0 | 0 | Este | |
| | Suroeste | 0 | 2 | 6 | 10 | 11 | 12 | 12 | 11 | 10 | 7 | 5 | 0 | 0 | Suroeste | |
| | Sur | 21 | 59 | 104 | 137 | 154 | 162 | 154 | 137 | 104 | 59 | 21 | 0 | 0 | Norte | |
| | Suroeste | 0 | 2 | 6 | 10 | 11 | 12 | 12 | 11 | 10 | 7 | 5 | 0 | 0 | Suroeste | |
| FEB. 20 | Norte | 0 | 2 | 6 | 10 | 11 | 12 | 12 | 11 | 10 | 7 | 5 | 0 | 0 | Horizonte | |
| | Horizonte | 0 | 2 | 6 | 10 | 11 | 12 | 12 | 11 | 10 | 7 | 5 | 0 | 0 | Horizonte | |
| | Este | 0 | 2 | 6 | 10 | 11 | 12 | 12 | 11 | 10 | 7 | 5 | 0 | 0 | Este | |
| | Suroeste | 0 | 2 | 6 | 10 | 11 | 12 | 12 | 11 | 10 | 7 | 5 | 0 | 0 | Suroeste | |
| | Sur | 8 | 28 | 64 | 101 | 121 | 129 | 121 | 101 | 64 | 28 | 8 | 0 | 0 | Sur | |
| | Suroeste | 0 | 2 | 6 | 10 | 11 | 12 | 12 | 11 | 10 | 7 | 5 | 0 | 0 | Suroeste | |
| NOV. 21 | Norte | 0 | 0 | 3 | 7 | 9 | 10 | 11 | 10 | 9 | 7 | 3 | 0 | 0 | 0 | Sur |
| | Horizonte | 0 | 0 | 3 | 7 | 9 | 10 | 11 | 10 | 9 | 7 | 3 | 0 | 0 | 0 | Horizonte |
| | Este | 0 | 0 | 3 | 7 | 9 | 10 | 11 | 10 | 9 | 7 | 3 | 0 | 0 | 0 | Este |
| | Suroeste | 0 | 0 | 3 | 7 | 9 | 10 | 11 | 10 | 9 | 7 | 3 | 0 | 0 | 0 | Suroeste |
| | Sur | 0 | 0 | 106 | 144 | 176 | 184 | 176 | 144 | 106 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | Norte |
| | Suroeste | 0 | 0 | 3 | 7 | 9 | 10 | 11 | 10 | 9 | 7 | 3 | 0 | 0 | 0 | Suroeste |
| ENE. 21 | Norte | 0 | 0 | 3 | 7 | 9 | 10 | 11 | 10 | 9 | 7 | 3 | 0 | 0 | 0 | Sur |
| | Horizonte | 0 | 0 | 3 | 7 | 9 | 10 | 11 | 10 | 9 | 7 | 3 | 0 | 0 | 0 | Horizonte |
| | Este | 0 | 0 | 3 | 7 | 9 | 10 | 11 | 10 | 9 | 7 | 3 | 0 | 0 | 0 | Este |
| | Suroeste | 0 | 0 | 3 | 7 | 9 | 10 | 11 | 10 | 9 | 7 | 3 | 0 | 0 | 0 | Suroeste |
| | Sur | 0 | 0 | 51 | 104 | 139 | 148 | 139 | 104 | 51 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | Norte |
| | Suroeste | 0 | 0 | 3 | 7 | 9 | 10 | 11 | 10 | 9 | 7 | 3 | 0 | 0 | 0 | Suroeste |
| JUN. 23 | Norte | 0 | 0 | 3 | 7 | 9 | 10 | 11 | 10 | 9 | 7 | 3 | 0 | 0 | 0 | Sur |
| | Horizonte | 0 | 0 | 3 | 7 | 9 | 10 | 11 | 10 | 9 | 7 | 3 | 0 | 0 | 0 | Horizonte |
| | Este | 0 | 0 | 3 | 7 | 9 | 10 | 11 | 10 | 9 | 7 | 3 | 0 | 0 | 0 | Este |
| | Suroeste | 0 | 0 | 3 | 7 | 9 | 10 | 11 | 10 | 9 | 7 | 3 | 0 | 0 | 0 | Suroeste |
| | Sur | 0 | 0 | 51 | 99 | 134 | 148 | 134 | 99 | 51 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | Norte |
| | Suroeste | 0 | 0 | 3 | 7 | 9 | 10 | 11 | 10 | 9 | 7 | 3 | 0 | 0 | 0 | Suroeste |
| DIC. 22 | Norte | 0 | 0 | 2 | 6 | 9 | 10 | 10 | 9 | 8 | 7 | 0 | 0 | 0 | 0 | Sur |
| | Horizonte | 0 | 0 | 2 | 6 | 9 | 10 | 10 | 9 | 8 | 7 | 0 | 0 | 0 | 0 | Horizonte |
| | Este | 0 | 0 | 2 | 6 | 9 | 10 | 10 | 9 | 8 | 7 | 0 | 0 | 0 | 0 | Este |
| | Suroeste | 0 | 0 | 2 | 6 | 9 | 10 | 10 | 9 | 8 | 7 | 0 | 0 | 0 | 0 | Suroeste |
| | Sur | 0 | 0 | 27 | 65 | 108 | 115 | 108 | 75 | 37 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | Norte |
| | Suroeste | 0 | 0 | 2 | 6 | 9 | 10 | 10 | 9 | 8 | 7 | 0 | 0 | 0 | 0 | Suroeste |

238

TABLA 5 Ganancia de calor solar a través de cristales (continuación)

40° 50°

50

| 50° Latitud Norte | BTU por hora por pie cuadrado | | | | | | | | | | | | 50° Latitud Sur | | |
|-------------------|-------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|----|----|----|----|----|----|-----------------|----------------|-----------|
| | TIEMPO SOLAR → | | | | | | | | | | | | | ← TIEMPO SOLAR | |
| | 4 AM | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 1 | 2 | 3 | | | 4 PM |
| Epoca del año | Fecha del edificio | | | | | | | | | | | | Epoca del año | | |
| JUN. 21 | Norte | 20 | 12 | 12 | 13 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 13 | 12 | 12 | 20 | Sur |
| | Horizonte | 225 | 223 | 224 | 220 | 216 | 14 | 14 | 14 | 14 | 13 | 12 | 10 | 6 | Horizonte |
| | Este | 135 | 144 | 147 | 126 | 94 | 41 | 14 | 14 | 14 | 13 | 12 | 10 | 6 | Este |
| | Suroeste | 34 | 58 | 76 | 81 | 72 | 49 | 31 | 15 | 14 | 13 | 12 | 10 | 6 | Suroeste |
| | Sur | 8 | 10 | 16 | 19 | 28 | 47 | 57 | 47 | 30 | 16 | 12 | 10 | 6 | Norte |
| | Suroeste | 8 | 10 | 12 | 13 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 13 | 12 | 10 | 6 |
| JUL. 23 | Norte | 14 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 14 | Sur |
| | Horizonte | 114 | 111 | 112 | 110 | 108 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 13 | 12 | 10 | Horizonte |
| | Este | 131 | 141 | 143 | 121 | 95 | 43 | 14 | 14 | 14 | 13 | 12 | 10 | 6 | Este |
| | Suroeste | 65 | 103 | 124 | 121 | 109 | 65 | 34 | 14 | 14 | 13 | 12 | 10 | 6 | Suroeste |
| | Sur | 8 | 10 | 16 | 19 | 28 | 47 | 57 | 47 | 30 | 16 | 12 | 10 | 6 | Norte |
| | Suroeste | 8 | 10 | 12 | 13 | 14 | 14 | | | | | | | | |

TABLA 6 Factores de corrección para diferentes tipos de dispositivos protectores contra la luz solar

| Clases de vidrio | Factor para cristal sin sombra f_1 | Persiana abierta a 45° (interior) f_2 | | | Persiana abierta a 45° (exterior) f_3 | |
|--|--------------------------------------|---|-------------|--------------|---|------------------------------|
| | | Color claro | Color medio | Color oscuro | Color claro | Claro afuera, adentro oscuro |
| Vidrio común | 1.00 | .56 | .65 | .75 | .15 | .13 |
| Placa regular de vidrio (1/4 de pulgada) | 0.94 | .56 | .65 | .74 | .14 | .12 |
| Vidrio que absorbe color: | | | | | | |
| 40 % a 48 % de absorción | .80 | .56 | .62 | .72 | .16 | .11 |
| 48 % a 56 % de absorción | .73 | .53 | .59 | .63 | .11 | .10 |
| 56 % a 70 % de absorción | .62 | .51 | .54 | .56 | .10 | .10 |
| Vidrio doble: | | | | | | |
| vidrio común | .90 | .51 | .61 | .67 | .14 | .12 |
| placa regular de vidrio | .80 | .53 | .59 | .65 | .12 | .11 |
| vidrio común adentro, 48 a 56 % absorción exterior | .52 | .36 | .39 | .43 | .10 | .10 |
| placa regular interior | .50 | .39 | .39 | .43 | .10 | .10 |
| Vidrio triple: | | | | | | |
| vidrio común | .83 | .48 | .56 | .64 | .12 | .11 |
| placa regular | .69 | .47 | .52 | .57 | .10 | .10 |
| Vidrio pintado: | | | | | | |
| color claro | .28 | | | | | |
| color medio | .39 | | | | | |
| color oscuro | .50 | | | | | |
| Vidrio polarizado: | | | | | | |
| color ámbar | .70 | | | | | |
| rojo oscuro | .56 | | | | | |
| azul oscuro | .60 | | | | | |
| verde oscuro | .32 | | | | | |
| verde grisáceo | .46 | | | | | |
| opalescente claro | .43 | | | | | |
| opalescente oscuro | .37 | | | | | |

De *Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating*, 3ª edición, por Willis H. Carrier, Realto E. Cherno, Walter A. Grant y William H. Roberts, con autorización de Pitman Publishing Corporation.

TABLA 7 Absorbencia, reflexibilidad y transmisibilidad de algunos tipos de cristales

| Tipo de cristal | Absorbencia | Reflexibilidad | Transmisibilidad |
|---------------------------------|-------------|----------------|------------------|
| Vidrio ordinario | .06 | .06 | .86 |
| Placa regular 1/4" | .15 | .08 | .77 |
| Vidrio que absorbe calor | | .05 | (1-0.5) |
| Color claro | .37 | .51 | .12 |
| Persiana veneciana color medio | .58 | .39 | .03 |
| Persiana veneciana color oscuro | .72 | .27 | .01 |

De *Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating*, 3ª edición, por Willis H. Carrier, Realto E. Cherno, Walter A. Grant y William H. Roberts, con autorización de Pitman Publishing Corporation.

TABLA 8 Temperatura diferencial total equivalente, para calcular la ganancia de calor a través de paredes

| Latitud norte | TIEMPO SOLAR | | | | | | | | | | | | Latitud sur |
|---------------|--------------|----|----|---|---|---|------|----|----|---|---|---|-------------|
| | A.M. | | | | | | P.M. | | | | | | |
| | 8 | 10 | 12 | 2 | 4 | 6 | 8 | 10 | 12 | 2 | 4 | 6 | |

| Pared hacia el: | Color exterior de la pared (0=obscura, C=clara) | | | | | | | | | | | | Pared hacia el: | | | | | |
|-----------------|---|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|-----------------|----|---|---|----|------------|
| | O | C | O | C | O | C | O | C | O | C | O | C | | | | | | |
| Paredes | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| NE | 22 | 10 | 24 | 12 | 14 | 10 | 12 | 10 | 14 | 14 | 14 | 10 | 6 | 4 | 2 | 2 | SE | |
| E | 30 | 14 | 36 | 18 | 32 | 16 | 12 | 12 | 14 | 14 | 14 | 10 | 6 | 6 | 2 | 2 | E | |
| SE | 13 | 6 | 26 | 16 | 28 | 18 | 24 | 16 | 16 | 14 | 11 | 14 | 10 | 6 | 4 | 2 | NE | |
| S | -4 | -4 | 4 | 0 | 22 | 12 | 30 | 20 | 26 | 20 | 16 | 14 | 10 | 6 | 6 | 2 | N | |
| SO | -4 | -4 | 0 | -2 | 6 | 4 | 26 | 22 | 40 | 28 | 42 | 28 | 24 | 20 | 6 | 4 | 2 | NO |
| O | -4 | -4 | 0 | 0 | 6 | 6 | 20 | 12 | 40 | 28 | 48 | 34 | 22 | 22 | 8 | 8 | 2 | O |
| NO | -4 | -4 | 0 | -2 | 6 | 4 | 12 | 10 | 24 | 20 | 40 | 26 | 34 | 24 | 6 | 4 | 2 | SO |
| N (sombra) | -4 | -4 | -2 | -2 | 4 | 4 | 10 | 10 | 14 | 14 | 12 | 12 | 8 | 4 | 4 | 0 | 4 | S (sombra) |

| Empaque de 4 piez. (cuerda) | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-----------------------------|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|---|------------|
| NE | -2 | -4 | 24 | 12 | 20 | 10 | 10 | 6 | 12 | 10 | 14 | 14 | 12 | 12 | 10 | 6 | 4 | SE |
| E | 2 | 0 | 30 | 14 | 31 | 17 | 14 | 11 | 12 | 12 | 14 | 14 | 12 | 12 | 10 | 8 | 6 | E |
| SE | 2 | -2 | 20 | 10 | 28 | 16 | 26 | 16 | 18 | 14 | 14 | 14 | 12 | 12 | 10 | 8 | 6 | NE |
| S | -4 | -4 | -2 | -2 | 12 | 6 | 24 | 16 | 28 | 18 | 20 | 16 | 12 | 12 | 8 | 8 | 4 | N |
| SO | 0 | -2 | 0 | -2 | 2 | 2 | 12 | 8 | 32 | 22 | 36 | 26 | 34 | 24 | 10 | 8 | 6 | NO |
| O | 0 | -2 | 0 | 0 | 4 | 2 | 10 | 8 | 26 | 18 | 40 | 28 | 42 | 28 | 16 | 14 | 6 | O |
| NO | -4 | -4 | -2 | -2 | 2 | 2 | 8 | 6 | 12 | 12 | 30 | 22 | 34 | 24 | 12 | 10 | 6 | SO |
| N (sombra) | -4 | -4 | -2 | -2 | 0 | 0 | 6 | 6 | 10 | 10 | 12 | 12 | 12 | 8 | 4 | 4 | 4 | S (sombra) |

| Ladrillo hueco de 8 piez. | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---------------------------|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|------------|
| NE | 0 | 0 | 0 | 0 | 20 | 10 | 16 | 10 | 10 | 6 | 12 | 10 | 14 | 12 | 12 | 10 | 8 | SE |
| E | 4 | 2 | 12 | 4 | 24 | 12 | 26 | 14 | 20 | 12 | 12 | 10 | 14 | 12 | 14 | 10 | 8 | E |
| SE | 2 | 0 | 2 | 0 | 16 | 8 | 20 | 12 | 20 | 14 | 14 | 12 | 14 | 12 | 12 | 10 | 8 | NE |
| S | 0 | 0 | 0 | 0 | 2 | 0 | 12 | 6 | 24 | 14 | 26 | 16 | 20 | 14 | 12 | 10 | 8 | N |
| SO | 2 | 0 | 2 | 0 | 2 | 0 | 6 | 4 | 12 | 10 | 26 | 18 | 30 | 20 | 26 | 18 | 8 | NO |
| O | 4 | 2 | 4 | 2 | 4 | 2 | 6 | 4 | 10 | 8 | 18 | 14 | 30 | 22 | 32 | 22 | 18 | O |
| NO | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 4 | 2 | 8 | 6 | 12 | 10 | 22 | 18 | 30 | 22 | 10 | SO |
| N (sombra) | -2 | -2 | -2 | -2 | -2 | -2 | 0 | 0 | 6 | 6 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 6 | 6 | S (sombra) |

| Tabique de 8 piez. Ladrillo hueco de 12 piez. | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|----|---|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|------------|
| NE | 2 | 2 | 2 | 2 | 10 | 2 | 16 | 8 | 14 | 6 | 10 | 6 | 10 | 8 | 10 | 10 | 8 | SE |
| E | 8 | 6 | 8 | 6 | 14 | 8 | 18 | 10 | 18 | 10 | 14 | 8 | 14 | 10 | 14 | 10 | 12 | E |
| SE | 8 | 4 | 6 | 4 | 6 | 4 | 14 | 10 | 18 | 12 | 16 | 12 | 12 | 10 | 12 | 10 | 12 | NE |
| S | 4 | 2 | 4 | 2 | 4 | 2 | 4 | 2 | 10 | 6 | 16 | 10 | 16 | 12 | 12 | 10 | 10 | N |
| SO | 8 | 4 | 6 | 4 | 6 | 4 | 8 | 4 | 10 | 6 | 12 | 8 | 20 | 12 | 24 | 16 | 20 | NO |
| O | 8 | 4 | 6 | 4 | 6 | 6 | 6 | 6 | 10 | 6 | 14 | 8 | 20 | 16 | 24 | 16 | 24 | O |
| NO | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 4 | 2 | 6 | 4 | 8 | 6 | 10 | 8 | 16 | 14 | 18 | SO |
| N (sombra) | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 2 | 2 | 6 | 6 | 8 | 8 | 8 | 6 | 6 | S (sombra) |

| Tabique de 12 piez. | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---------------------|----|---|----|---|----|---|----|---|----|---|----|----|----|----|----|----|----|------------|
| NE | 8 | 6 | 8 | 6 | 8 | 4 | 8 | 4 | 10 | 4 | 12 | 6 | 12 | 6 | 10 | 6 | 10 | SE |
| E | 12 | 8 | 12 | 8 | 12 | 8 | 10 | 6 | 12 | 8 | 14 | 10 | 14 | 8 | 14 | 8 | 14 | E |
| SE | 10 | 6 | 10 | 6 | 10 | 6 | 10 | 6 | 10 | 6 | 12 | 8 | 14 | 10 | 14 | 10 | 12 | NE |
| S | 8 | 6 | 8 | 6 | 6 | 4 | 6 | 4 | 6 | 4 | 8 | 4 | 6 | 12 | 8 | 12 | 8 | N |
| SO | 10 | 6 | 10 | 6 | 10 | 6 | 10 | 6 | 10 | 6 | 10 | 8 | 10 | 8 | 12 | 8 | 14 | NO |
| O | 12 | 8 | 12 | 8 | 12 | 8 | 10 | 6 | 10 | 6 | 10 | 6 | 12 | 8 | 16 | 10 | 10 | O |
| NO | 8 | 6 | 8 | 6 | 8 | 4 | 8 | 4 | 8 | 4 | 8 | 4 | 8 | 6 | 10 | 6 | 10 | SO |
| N (sombra) | 4 | 4 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 4 | 4 | 6 | 6 | 6 | S (sombra) |

TABLA 8 Temperatura diferencial total equivalente, para calcular la ganancia de calor a través de paredes (conclusión)

| Latitud norte | TIEMPO SOLAR | | | | | | | | | | | | Latitud sur |
|---------------|--------------|----|----|---|---|---|------|----|----|---|---|---|-------------|
| | A.M. | | | | | | P.M. | | | | | | |
| | 8 | 10 | 12 | 2 | 4 | 6 | 8 | 10 | 12 | 2 | 4 | 6 | |

| Pared hacia el: | Color exterior de la pared (0=obscura, C=clara) | | | | | | | | | | | | Pared hacia el: | | | | | |
|---|---|---|----|---|----|----|----|----|----|----|----|----|-----------------|----|----|----|----|------------|
| | O | C | O | C | O | C | O | C | O | C | O | C | | | | | | |
| Concreto o piedra de 8 piez o bien bloque de concreto de 6 u 8 piez | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| NE | 4 | 2 | 4 | 0 | 16 | 8 | 14 | 8 | 10 | 6 | 12 | 8 | 12 | 10 | 10 | 8 | 6 | SE |
| E | 6 | 4 | 14 | 8 | 24 | 12 | 24 | 12 | 18 | 10 | 14 | 10 | 14 | 10 | 12 | 10 | 8 | E |
| SE | 6 | 2 | 0 | 4 | 16 | 10 | 18 | 12 | 18 | 12 | 14 | 12 | 12 | 10 | 12 | 10 | 8 | NE |
| S | 2 | 1 | 2 | 1 | 4 | 1 | 12 | 6 | 16 | 12 | 15 | 12 | 14 | 12 | 10 | 8 | 8 | N |
| SO | 6 | 2 | 4 | 2 | 6 | 2 | 8 | 4 | 14 | 10 | 22 | 10 | 24 | 16 | 22 | 16 | 10 | NO |
| O | 6 | 4 | 6 | 4 | 6 | 4 | 8 | 6 | 12 | 8 | 20 | 14 | 28 | 18 | 24 | 14 | 10 | O |
| NO | 4 | 2 | 4 | 0 | 4 | 2 | 4 | 4 | 6 | 6 | 12 | 10 | 20 | 14 | 22 | 16 | 8 | SO |
| N (sombra) | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 2 | 2 | 4 | 4 | 6 | 6 | 8 | 8 | 6 | 4 | 4 | S (sombra) |

| Concreto o piedra de 12 piez | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|------------------------------|----|---|---|---|----|---|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|------------|
| NE | 6 | 4 | 6 | 2 | 6 | 2 | 14 | 8 | 44 | 8 | 10 | 8 | 10 | 8 | 12 | 10 | 10 | 8 | SE |
| E | 10 | 6 | 8 | 6 | 10 | 6 | 18 | 10 | 18 | 12 | 16 | 10 | 12 | 10 | 14 | 10 | 14 | 10 | E |
| SE | 8 | 4 | 8 | 4 | 6 | 4 | 14 | 8 | 16 | 10 | 16 | 10 | 14 | 10 | 12 | 10 | 12 | 10 | NE |
| S | 6 | 4 | 4 | 2 | 4 | 2 | 4 | 2 | 10 | 6 | 14 | 10 | 16 | 12 | 14 | 10 | 10 | 8 | N |
| SO | 8 | 4 | 8 | 4 | 6 | 4 | 6 | 4 | 8 | 6 | 10 | 8 | 18 | 14 | 20 | 14 | 18 | 12 | NO |
| O | 10 | 6 | 8 | 6 | 8 | 6 | 10 | 6 | 10 | 6 | 12 | 8 | 16 | 10 | 24 | 14 | 22 | 14 | O |
| NO | 6 | 4 | 6 | 2 | 6 | 2 | 6 | 4 | 6 | 4 | 8 | 6 | 10 | 8 | 18 | 12 | 20 | 14 | SO |
| N (sombra) | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 2 | 2 | 4 | 4 | 6 | 6 | 8 | 6 | 6 | 6 | S (sombra) |

NOTAS:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Ganancia total de calor} \\ \text{debida a la radiación solar} \\ \text{y a la diferencia de} \\ \text{temperaturas en Btu/h-} \\ \text{pie}^2 \end{array} \right\} \times \left\{ \begin{array}{l} \text{Coeficiente de trans-} \\ \text{misión de calor de la} \\ \text{pared en Btu/h-pie}^2\text{-}^\circ\text{F} \end{array} \right\} \times \left\{ \begin{array}{l} \text{Temperatura dife-} \\ \text{rencial tomada de} \\ \text{la tabla} \end{array} \right\}$$

De *Air Conditioning and Refrigeration*, 4ª edición, por Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis, con autorización de International Textbook Company.

TABLA 9 Temperatura diferencial total equivalente para calcular la ganancia de calor a través de techos

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

Tomado de *Air Conditioning and Refrigeration*, 4ª edición, por Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis, con autorización de International Textbook Company.

NOTAS:

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

TABLA 10 Infiltración en verano, debido a las aperturas de puertas para locales comerciales

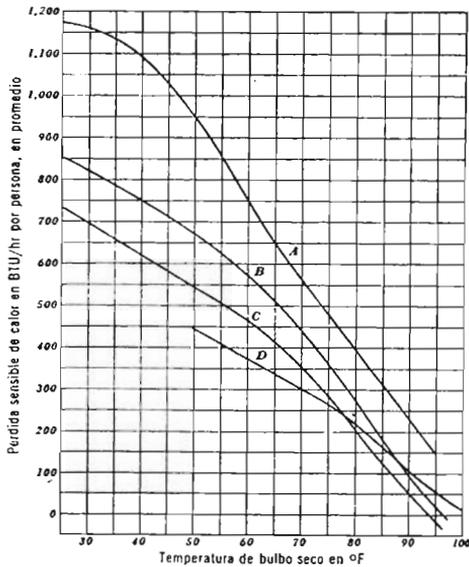
| Aplicaciones | Infiltración por personas en un cuarto (pies ³ /min) | | Promedio de permanencia (min) |
|----------------------------------|---|-----------------------------|-------------------------------|
| | Puerta giratoria (72 plg) | Puerta oscilatoria (36 plg) | |
| Banco | 7.5 | 10 | 20 |
| Peluquería | 3.5 | 4.5 | 45 |
| Oficina del cajero | 5.0 | 6.5 | 30 |
| Fuente de sodas | 5.0 | 6.5 | 30 |
| Tabaquería | 15.0 | 20.0 | 10 |
| Tienda de ropa (tienda chica) .. | 5.0 | 6.5 | 30 |
| Tienda de vestidos | 2.0 | 2.5 | 75 |
| Farmacia | 10.0 | 13.0 | 15 |
| Peletería | 2.0 | 2.0 | 30 |
| Comedor | 5.0 | 6.5 | 30 |
| Tienda de ropa para hombre | 3.5 | 4.5 | 45 |
| Despacho | 2.5 | 3.0 | 60 |
| Restaurante | 2.0 | 2.5 | 75 |
| Zapatería | 3.5 | 4.5 | 45 |

De *Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating*, 3ª edición, por Willis H. Carrier, Realto E. Cherne, Walter A. Grant y William H. Roberts, con autorización de Pitman Publishing Corporation.

TABLA 11 Calor producido por las personas

| Grado de actividad | Aplicación típica | Relación metabólica de un hombre adulto Btu/h | Grupo de personas | | | Promedio de la relación metabólica Btu/h | Temperaturas del cuarto (°F, BS) | | | | | | | | | |
|--|----------------------------------|--|----------------------------|------------|------------|---|----------------------------------|------------|------------|------------|-------|-----|-----|-----|-----|-----|
| | | | % de composición del grupo | | | | 82°F | 80°F | 78°F | 75°F | 70°F | | | | | |
| | | | Hombre | Mujer | Niño | | Btu/h | Btu/h | Btu/h | Btu/h | Btu/h | | | | | |
| | | | Sens. Lat. | Sens. Lat. | Sens. Lat. | | Sens. Lat. | Sens. Lat. | Sens. Lat. | Sens. Lat. | | | | | | |
| Sentado | Teatro | 390 | 45 | 45 | 10 | 350 | 175 | 175 | 195 | 155 | 210 | 140 | 230 | 120 | 260 | 90 |
| Sentado; trabajo ligero | Escuela | 450 | 50 | 50 | 0 | 400 | 180 | 220 | 195 | 205 | 215 | 185 | 240 | 160 | 275 | 125 |
| Trabajo de oficina, actividad moderada | Oficinas, hoteles, departamentos | 475 | 50 | 50 | 0 | 450 | 200 | 270 | 200 | 250 | 215 | 235 | 245 | 205 | 285 | 165 |
| Parados; caminando despacio | Tienda de ropa, almacenes | 550 | 10 | 70 | 20 | 450 | 200 | 270 | 200 | 250 | 215 | 280 | 245 | 205 | 285 | 165 |
| Caminando; sentado, de pie; caminando despacio | Cafeterías, Bancos | 550 | 20 | 70 | 10 | 500 | 180 | 320 | 200 | 300 | 220 | 280 | 255 | 245 | 290 | 210 |
| | | 550 | 40 | 60 | 0 | | | | | | | | | | | |
| Trabajo sedentario | Restaurantes | 500 | 50 | 50 | 0 | 550 | 190 | 360 | 220 | 330 | 240 | 310 | 280 | 270 | 320 | 230 |
| Trabajo ligero | Fábrica, trabajo ligero | 800 | 60 | 40 | 0 | 750 | 190 | 560 | 220 | 530 | 245 | 505 | 295 | 455 | 365 | 285 |
| Baile moderado | Salas de baile | 900 | 50 | 50 | 0 | 850 | 220 | 630 | 245 | 605 | 275 | 575 | 325 | 525 | 400 | 450 |
| Caminando, 3 mph | Fábricas, trabajo algo pesado | 1,000 | 100 | 0 | 0 | 1,000 | 270 | 730 | 300 | 700 | 330 | 670 | 380 | 620 | 460 | 540 |
| Jugando | Boliche | 1,500 | 75 | 25 | 0 | 1,450 | 450 | 1,000 | 465 | 985 | 485 | 965 | 525 | 925 | 605 | 845 |

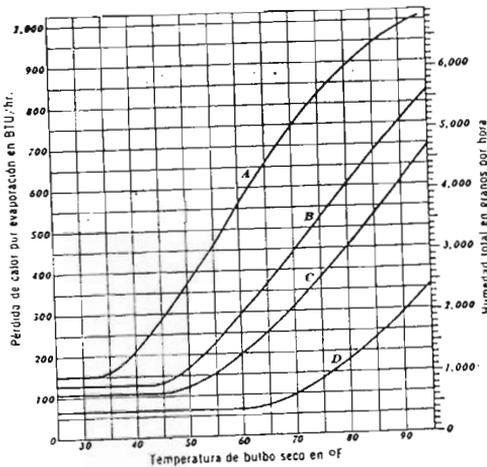
De *Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating*, 3ª edición, por Willis H. Carrier, Realto E. Cherm, Walter A. Grant y William H. Roberts, con autorización de Pitman Publishing Corporation.



GRAFICA. 1. - Pérdida de calor sensible de un ser humano a varias temperaturas de bulbo seco en aire quieto.

De *Air Conditioning and Refrigeration*, 4ª edición, por Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis, con autorización de International Textbook Company.

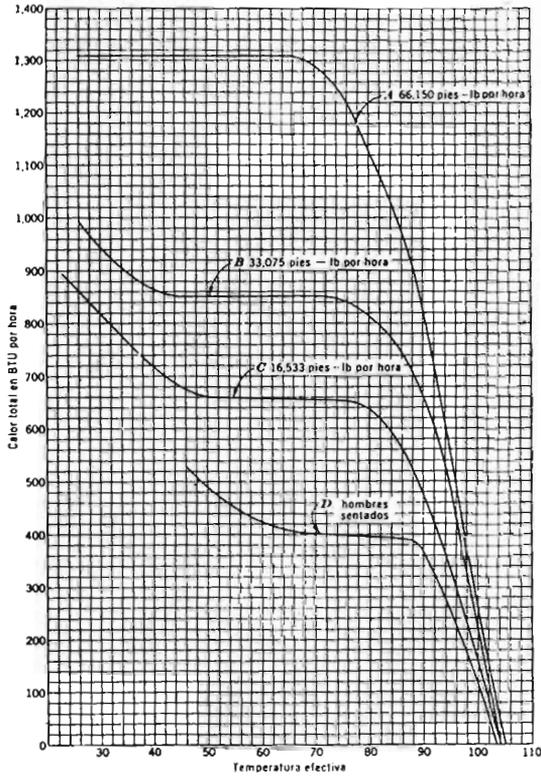
- A) hombre trabajando (66,150 lb pie/h)
- B) hombre trabajando (33,075 lb pie/h)
- C) hombre trabajando (16,538 lb pie/h)
- D) hombre sentado y descansando.



GRAFICA. 2. - Pérdida de calor latente del ser humano por evaporación y humedad evaporada a varias temperaturas de bulbo seco en aire quieto.

De *Air Conditioning and Refrigeration*, 4ª edición, por Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis, con autorización de International Textbook Company.

- A) hombre trabajando (66,150 lb pie/h)
- B) hombre trabajando (33,075 lb pie/h)
- C) hombre trabajando (16,538 lb pie/h)
- D) hombre sentado y descansando.



GRAFICA. 3: Pérdida de calor total del cuerpo humano a varias temperaturas efectivas en aire quieto.

De *Air Conditioning and Refrigeration*, 4ª edición, por Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis, con autorización de International Textbook Company.

TABLA 12 Ganancia de calor debida al equipo misceláneo

| Dispositivo | Calor disipado durante el funcionamiento (Btu/h) | |
|--|--|---------------|
| | Calor sensible | Calor latente |
| | | |
| Luz eléctrica y aparatos eléctricos, por kw instalado | 3,413 | |
| Motores con la carga aplicada en el mismo cuarto, por HP * | | |
| De 1/8 — 1/2 HP | 4,250 | |
| De 1/2 — 3 HP | 3,700 | |
| De 3 — 20 HP | 2,950 | |
| Cafetera eléctrica (3 galones) | 2,200 | 1,500 |
| Cafetera eléctrica (5 galones) | 3,400 | 2,300 |
| Estufa de gas | 3,100 | 1,700 |
| Calentador de agua | 3,150 | 3,850 |
| Horno doméstico de gas | 8,100 | 4,000 |
| Cafetera de gas (3 galones) | 2,500 | 2,500 |
| Cafetera de gas (5 galones) | 3,900 | 3,900 |
| Equipo calentado por vapor, por pie cuadrado ** | | |
| Superficies calentadas por vapor: | | |
| Pulida | 130 | |
| Sin pulir | 330 | |
| Superficie aislada | 80 | |
| Secadores de pelo para sala de belleza: | | |
| Tipo soplador | 2,300 | 400 |
| Tipo casco | 1,870 | 330 |
| Restaurantes, por comida servida | 30 (Btu) | |

* Con carga conectada fuera del cuarto, reste 2,544 Btu/h.

** Para equipo cubierto, reduzca los valores un 50 %.

De *Air Conditioning and Refrigeration*, 4ª edición, por Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis, con autorización de International Textbook Company.

TABLA 13 Datos de diseño para almacenamiento de frutas

| FRUTAS | TIPO DE ALMACÉN | CONDICIONES DE DISEÑO DEL CUARTO | | | | | Punto medio de práctica a la vez de refrigeración | DATOS DE ENFRIAMIENTO | | | Calor sensible de frutas | CALOR ESPECÍFICO | | Luz de trabajo | Carga de equipo | Factor de corrección | Temperatura de aire de retorno |
|---------------------------|--------------------------|----------------------------------|----------|------------|--------------------|-----------------|---|-----------------------|-----------------|------|--------------------------|------------------|------|----------------|-----------------|----------------------|--------------------------------|
| | | Temperatura | Humedad | Conexión | Temperatura | Factor | | Temperatura | Factor | | | | | | | | |
| | | de aire de entrada | relativa | al espacio | de aire de entrada | de enfriamiento | | de aire de entrada | de enfriamiento | | | | | | | | |
| Manzana | Corto | 35-40 | 87 | 85-90 | 24.0 | 10 meses | 80 | 17 | 14 | 0.41 | 4.0 | 0.81 | 0.43 | 122 | 84 | 27.0 | 90 |
| | Largo | 30-35 | 87 | 85-90 | 20.0 | | | | | | 0.7 | | | | | | |
| | Inc. enfri. Acab. enfri. | 40 85 85 | 85 85 85 | 85 85 85 | 20.0 20.0 20.0 | | | | | | 20.0 20.0 20.0 | | | | | | |
| Chabacano | Corto | 35-40 | 85 | 80-85 | 25.1 | 1.14 mes | 80 | 13 | 20 | 0.47 | 4.0 | 0.81 | 0.50 | 122 | 84 | 27.0 | 90 |
| | Largo | 30-35 | 85 | 80-85 | 22.2 | | | | | | 0.7 | | | | | | |
| | Inc. enfri. Acab. enfri. | 40 85 85 | 85 85 85 | 85 85 85 | 22.2 22.2 22.2 | | | | | | 22.2 22.2 22.2 | | | | | | |
| Aguacate | Corto | 40-45 | 95b | 85-90 | 11.0 | 10 mes | 80 | 19 | 21 | 0.47 | 4.5 | 0.81 | 0.48 | 124 | 84 | 27.2 | 90 |
| | Largo | 35-40 | 95b | 85-90 | 9.0 | | | | | | 0.7 | | | | | | |
| | Inc. enfri. Acab. enfri. | 40 85 85 | 85 85 85 | 85 85 85 | 9.0 9.0 9.0 | | | | | | 9.0 9.0 9.0 | | | | | | |
| Platano | Mediatura | 30-35 | 95 | 90-95 | 104.7 | Cuentan con 10 | 80 | 13 | 15 | 0.71 | 3.0 | 0.90 | 0.40 | 128 | 75 | 24.00 | 90 |
| | Inc. enfri. | 40 | 95 | 90-95 | 104.7 | | | | | | 11.0 | | | | | | |
| | Acab. enfri. | 40 | 95 | 90-95 | 104.7 | | | | | | 11.0 | | | | | | |
| Fresas, cerezas, etc. | Corto | 35-40 | 85 | 80-85 | 25.1 | 3.18 días | 85 | 14 | 20 | 0.47 | 4.3 | 0.90 | 0.49 | 126 | 84 | 26.30 | 90 |
| | Largo | 30-35 | 85 | 80-85 | 22.2 | | | | | | 0.7 | | | | | | |
| | Inc. enfri. Acab. enfri. | 40 85 85 | 85 85 85 | 85 85 85 | 22.2 22.2 22.2 | | | | | | 22.2 22.2 22.2 | | | | | | |
| Arándano | Corto | 34-40 | 85 | 85-90 | 24.4 | 1.3 meses | 78 | 18 | 20 | 0.47 | 5.0 | 0.91 | 0.47 | 122 | 80 | 27.0 | 90 |
| | Largo | 34-40 | 85 | 85-90 | 24.4 | | | | | | 0.7 | | | | | | |
| | Inc. enfri. Acab. enfri. | 40 85 85 | 85 85 85 | 85 85 85 | 24.4 24.4 24.4 | | | | | | 24.4 24.4 24.4 | | | | | | |
| Dátiles (cuidados) | Corto | 35-40 | 78a | 65-75 | 29.0 | 3.4 meses | 80 | 16 | 20 | 0.47 | 0.10 | 0.34 | 0.12 | 124 | 75 | 24.0 | 150 |
| | Largo | 28-30 | 78a | 65-75 | 15.4 | | | | | | 0.06 | | | | | | |
| | Inc. enfri. Acab. enfri. | 40 85 85 | 85 85 85 | 85 85 85 | 15.4 15.4 15.4 | | | | | | 15.4 15.4 15.4 | | | | | | |
| Frutas secas | Corto | 35-40 | 78a | 70-75 | 29.0 | 3.12 meses | 80 | 16 | 20 | 0.47 | 0.10 | 0.49 | 0.12 | 124 | 75 | 24.0 | 150 |
| | Largo | 27-30 | 78a | 70-75 | 15.4 | | | | | | 0.07 | | | | | | |
| | Inc. enfri. Acab. enfri. | 40 85 85 | 85 85 85 | 85 85 85 | 15.4 15.4 15.4 | | | | | | 15.4 15.4 15.4 | | | | | | |
| Nueces y dátiles (dreses) | Corto | 40-50 | 75 | 65-75 | 27.5 | 15 días | 80 | 16 | 20 | 0.47 | 5.0 | 0.71 | 0.44 | 116 | 80 | 26.0 | 90 |
| | Largo | 34-38 | 75 | 65-75 | 20.0 | | | | | | 0.7 | | | | | | |
| | Inc. enfri. Acab. enfri. | 40 85 85 | 85 85 85 | 85 85 85 | 20.0 20.0 20.0 | | | | | | 20.0 20.0 20.0 | | | | | | |
| Uvas (resaca americana) | Corto | 35-40 | 85 | 80-85 | 25.1 | 3.8 meses | 70 | 14 | 20 | 0.40 | 5.0 | 0.90 | 0.41 | 117 | 75 | 26.0 | 90 |
| | Largo | 31-33 | 85 | 80-85 | 21.2 | | | | | | 0.4 | | | | | | |
| | Inc. enfri. Acab. enfri. | 40 85 85 | 85 85 85 | 85 85 85 | 21.2 21.2 21.2 | | | | | | 21.2 21.2 21.2 | | | | | | |
| Uvas (resaca California) | Corto | 35-40 | 85 | 85-90 | 25.2 | 1.1 meses | 78 | 14 | 20 | 0.40 | 5.0 | 0.85 | 0.54 | 117 | 75 | 24.0 | 90 |
| | Largo | 30-31 | 85 | 85-90 | 21.8 | | | | | | 0.7 | | | | | | |
| | Inc. enfri. Acab. enfri. | 40 85 85 | 85 85 85 | 85 85 85 | 21.8 21.8 21.8 | | | | | | 21.8 21.8 21.8 | | | | | | |
| Toronja | Corto | 40-45 | 90 | 85-90 | 32.0 | 6.6 meses | 75 | 14 | 20 | 0.70 | 0.4 | 0.91 | 0.49 | 128 | 80 | 26.4 | 90 |
| | Largo | 33-34 | 90 | 85-90 | 27.0 | | | | | | 0.7 | | | | | | |
| | Inc. enfri. Acab. enfri. | 40 85 85 | 85 85 85 | 85 85 85 | 27.0 27.0 27.0 | | | | | | 27.0 27.0 27.0 | | | | | | |
| Limón | Corto | 35-40 | 85b | 85-90 | 24.5 | 1.4 meses | 75 | 17 | 20 | 0.5 | 3.0 | 0.81 | 0.47 | 126 | 80 | 26.1 | 90 |
| | Largo | 35-40 | 85b | 85-90 | 24.5 | | | | | | 0.7 | | | | | | |
| | Inc. enfri. Acab. enfri. | 40 85 85 | 85 85 85 | 85 85 85 | 24.5 24.5 24.5 | | | | | | 24.5 24.5 24.5 | | | | | | |
| Lima | Corto | 45-50 | 78a | 65-70 | 37.5 | 6.4 meses | 75 | 17 | 20 | 0.40 | 4.0 | 0.91 | 0.47 | 126 | 80 | 26.1 | 90 |
| | Largo | 45-50 | 78a | 65-70 | 37.5 | | | | | | 0.7 | | | | | | |
| | Inc. enfri. Acab. enfri. | 40 85 85 | 85 85 85 | 85 85 85 | 37.5 37.5 37.5 | | | | | | 37.5 37.5 37.5 | | | | | | |
| Naranja | Corto | 40-45 | 85 | 85-90 | 31.0 | 8.18 meses | 75 | 17 | 22 | 0.70 | 4.0 | 0.91 | 0.44 | 125 | 81 | 26.0 | 90 |
| | Largo | 33-34 | 85 | 85-90 | 27.2 | | | | | | 0.7 | | | | | | |
| | Inc. enfri. Acab. enfri. | 40 85 85 | 85 85 85 | 85 85 85 | 27.2 27.2 27.2 | | | | | | 27.2 27.2 27.2 | | | | | | |

TABLA 13 (continuación)

| FRUTAS | TIPO DE ALMACENAMIENTO | CONDICIONES DE ENVASE Y EMPAQUE | | | | | Pérdida por evaporación (%) | FACTORES DE ENFRIAMIENTO | | | Carga máxima de producto en el equipo (kg/m ²) | Carga máxima de producto en el equipo (kg/m ²) | Carga máxima de producto en el equipo (kg/m ²) | Carga máxima de producto en el equipo (kg/m ²) | Carga máxima de producto en el equipo (kg/m ²) | Carga máxima de producto en el equipo (kg/m ²) | Carga máxima de producto en el equipo (kg/m ²) | Carga máxima de producto en el equipo (kg/m ²) |
|---------|------------------------|---------------------------------|-------|------------------|-------|-----------------------------------|-----------------------------|----------------------------|---------------------------------|------------------------|--|--|--|--|--|--|--|--|
| | | Temperatura | | Humedad relativa | | Cambio en la humedad relativa (%) | | Tiempo de enfriamiento (h) | Temperatura de congelación (°C) | Factor de enfriamiento | | | | | | | | |
| | | Inicial | Final | Inicio | Fin | | | | | | | | | | | | | |
| Cebolla | Corto | 15 | 15-16 | 85 | 85-90 | 25.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | | |
| | Largo | 32 | 31-32 | 95 | 85-90 | 22.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | | |
| | Acab. enfr. | 32 | 32 | 95 | 95 | 22.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | | |
| Papa | Corto | 15 | 16-18 | 95 | 85-90 | 23.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | | |
| | Largo | 32 | 29-31 | 95 | 85-90 | 22.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | | |
| | Acab. enfr. | 32 | 32 | 95 | 95 | 22.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | | |
| Papa | Corto | 15 | 16-18 | 95 | 85-90 | 23.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | | |
| | Largo | 32 | 29-31 | 95 | 85-90 | 22.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | | |
| | Acab. enfr. | 32 | 32 | 95 | 95 | 22.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | | |
| Cebolla | Corto | 15 | 15-16 | 85 | 85-90 | 25.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | | |
| | Largo | 32 | 31-32 | 95 | 85-90 | 22.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | | |
| | Acab. enfr. | 32 | 32 | 95 | 95 | 22.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | | |

Tomado del libro *Principles of Refrigeration*, de Roy J. Dossat, publicado por John Wiley and Sons, Inc.

TABLA 14 Datos de diseño para almacenamiento de vegetales

| VEG. TIPO | TIPO DE ALMACENAMIENTO | CONDICIONES DE ENVASE Y EMPAQUE | | | | | Pérdida por evaporación (%) | FACTORES DE ENFRIAMIENTO | | | Carga máxima de producto en el equipo (kg/m ²) | Carga máxima de producto en el equipo (kg/m ²) | Carga máxima de producto en el equipo (kg/m ²) | Carga máxima de producto en el equipo (kg/m ²) | Carga máxima de producto en el equipo (kg/m ²) | Carga máxima de producto en el equipo (kg/m ²) | Carga máxima de producto en el equipo (kg/m ²) |
|-----------------|------------------------|---------------------------------|-------|------------------|-------|-----------------------------------|-----------------------------|----------------------------|---------------------------------|------------------------|--|--|--|--|--|--|--|
| | | Temperatura | | Humedad relativa | | Cambio en la humedad relativa (%) | | Tiempo de enfriamiento (h) | Temperatura de congelación (°C) | Factor de enfriamiento | | | | | | | |
| | | Inicial | Final | Inicio | Fin | | | | | | | | | | | | |
| Espinaco | Corto | 40 | 42-45 | 90 | 85-90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| | Largo | 32 | 32-34 | 90 | 85-90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| | Acab. enfr. | 32 | 32 | 90 | 90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| Ejote | Corto | 40 | 42-45 | 90 | 85-90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| | Largo | 32 | 32-34 | 90 | 85-90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| | Acab. enfr. | 32 | 32 | 90 | 90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| Ejote | Corto | 40 | 42-45 | 90 | 85-90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| | Largo | 32 | 32-34 | 90 | 85-90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| | Acab. enfr. | 32 | 32 | 90 | 90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| Brécol | Corto | 40 | 42-45 | 90 | 85-90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| | Largo | 32 | 32-34 | 90 | 85-90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| | Acab. enfr. | 32 | 32 | 90 | 90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| Brécol | Corto | 40 | 42-45 | 90 | 85-90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| | Largo | 32 | 32-34 | 90 | 85-90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| | Acab. enfr. | 32 | 32 | 90 | 90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| Col de Bruselas | Corto | 40 | 42-45 | 90 | 85-90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| | Largo | 32 | 32-34 | 90 | 85-90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| | Acab. enfr. | 32 | 32 | 90 | 90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| Brécol | Corto | 40 | 42-45 | 90 | 85-90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| | Largo | 32 | 32-34 | 90 | 85-90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| | Acab. enfr. | 32 | 32 | 90 | 90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| Zanahoria | Corto | 40 | 42-45 | 90 | 85-90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| | Largo | 32 | 32-34 | 90 | 85-90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| | Acab. enfr. | 32 | 32 | 90 | 90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| Zanahoria | Corto | 40 | 42-45 | 90 | 85-90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| | Largo | 32 | 32-34 | 90 | 85-90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| | Acab. enfr. | 32 | 32 | 90 | 90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| Cauliflor | Corto | 40 | 42-45 | 90 | 85-90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| | Largo | 32 | 32-34 | 90 | 85-90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| | Acab. enfr. | 32 | 32 | 90 | 90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| Ajo p. | Corto | 40 | 42-45 | 90 | 85-90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| | Largo | 32 | 32-34 | 90 | 85-90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| | Acab. enfr. | 32 | 32 | 90 | 90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| Leche | Corto | 40 | 42-45 | 90 | 85-90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| | Largo | 32 | 32-34 | 90 | 85-90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| | Acab. enfr. | 32 | 32 | 90 | 90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| Cauliflor | Corto | 40 | 42-45 | 90 | 85-90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| | Largo | 32 | 32-34 | 90 | 85-90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| | Acab. enfr. | 32 | 32 | 90 | 90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| Escarola p. | Corto | 40 | 42-45 | 90 | 85-90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| | Largo | 32 | 32-34 | 90 | 85-90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |
| | Acab. enfr. | 32 | 32 | 90 | 90 | 32.0 | 1.0 | 0.1 | 0.1 | 120 | 100 | 100 | | | | | |

TABLA 17 Calor de respiración de frutas y legumbres

| FRUTAS | | | LEGUMBRES | | |
|--|-------------------|------------------------------|--------------------------|-------------------|-----------|
| Artículo | Temperatura °F | Btu/hr/lb | Artículo | Temperatura °F | Btu/hr/lb |
| Manzana | 32 | .018 | Espirragos | 32 | .055 |
| | 40 | .020 | | 40 | .170 |
| | 60 | .120 | Haba | 32 | .170 |
| Chuscales | 32 | .021 | | 40 | .820 |
| | 40 | .036 | Leite | 32 | .099 |
| | 60 | .170 | | 40 | .140 |
| Plátanos almacenamiento regular en aire refrigerado | 54 | .069 | | 60 | .470 |
| | 58 | .190 | Bejabal | 32 | .055 |
| | 70-56 | .5005 | | 40 | .150 |
| Baya | 36 | .115 | | 60 | .260 |
| | 60 | .345 | Cól de Bruselas | 32 | .059 |
| | | | | 40 | .095 |
| Cereza | 32 | .032 | | 60 | .280 |
| | 40 | .250 | Coliflor | 32 | .059 |
| | | | | 40 | .095 |
| Arándano | 32 | .014 | | 60 | .280 |
| | 40 | .019 | Zanahoria | 32 | .045 |
| | 50 | .016 | | 40 | .073 |
| Dátiles frescos | 32 | .014 | | 60 | .170 |
| | 40 | .019 | Ajo | 32 | .059 |
| | 50 | .036 | | 40 | .095 |
| Tomate | 32 | .0096 | | 60 | .041 |
| | 40 | .021 | Maz. dulce | 32 | .035 |
| | 60 | .058 | | 40 | .170 |
| Uva | 32 | .0075 | Papas | 32 | .028 |
| | 40 | .014 | | 40 | .041 |
| | 60 | .050 | | 60 | .175 |
| Limon | 32 | .012 | Escarola | 40 | .200 |
| | 40 | .017 | Lechuga | 32 | .240 |
| | 60 | .043 | | 40 | .330 |
| Lima | 32 | .012 | | 60 | .960 |
| | 40 | .017 | Masón (Mazón frío) | 32 | .028 |
| | 60 | .042 | | 40 | .041 |
| Naranja | 32 | .017 | | 60 | .175 |
| | 40 | .024 | Homage | 32 | .130 |
| | 60 | .104 | | 50 | .440 |
| Durazno | 32 | .021 | Carbón | 32 | .018 |
| | 40 | .036 | | 50 | .039 |
| | 60 | .170 | | 70 | .075 |
| Pera | 32 | .016 | Chirita | 32 | .046 |
| | 40 | .030 | | 40 | .073 |
| | 60 | .170 | | 60 | .170 |
| Cereza | 32 | .032 | Chicharo | 32 | .170 |
| | 40 | .250 | | 40 | .820 |
| | | | | 60 | .820 |
| Mandarino | 32 | .018 | Pimiento | 32 | .057 |
| | 40 | .030 | | 40 | .180 |
| | 60 | .120 | Patata | 32 | .014 |
| Fresa | 32 | .048 | | 40 | .030 |
| | 40 | .120 | Espinaca | 40 | .250 |
| | 60 | .360 | Camote | 40 | .070 |
| | | Tomate (verde, maduro) | 60 | .130 | |
| | | Haba | 32 | .040 | |
| | | | 40 | .050 | |

Tomado del libro *Principles of Refrigeration*, de Roy J. Dossat, publicado por John Wiley and Sons, Inc.

TABLA 18 Cambio promedio de aire, por 24 horas para cuarto de almacenamiento superior a 32°F, debido a abertura de puertas y filtración

| Volumen pies ³ | Cambios de aire por 24 horas |
|------------------------------|------------------------------------|------------------------------|------------------------------------|------------------------------|------------------------------------|------------------------------|------------------------------------|
| 250 | 38.0 | 1,000 | 17.5 | 6,000 | 6.5 | 30,000 | 2.7 |
| 300 | 34.5 | 1,500 | 14.0 | 8,000 | 5.5 | 40,000 | 2.3 |
| 400 | 29.5 | 2,000 | 12.0 | 10,000 | 4.9 | 50,000 | 2.0 |
| 500 | 26.0 | 3,000 | 9.5 | 15,000 | 3.9 | 75,000 | 1.6 |
| 600 | 23.0 | 4,000 | 8.2 | 20,000 | 3.5 | 100,000 | 1.4 |
| 800 | 20.0 | 5,000 | 7.2 | 25,000 | 3.0 | | |

TABLA 19 Cambio promedio de aire, por 24 horas para cuarto de almacenamiento a menos de 32°F, debido a abertura de puertas y filtración

| Volumen pies ³ | Cambios de aire por 24 horas | Volumen pies ³ | Cambios de aire por 24 horas | Volumen pies ³ | Cambios de aire por 24 horas | Volumen pies ³ | Cambios de aire por 24 horas |
|---------------------------|------------------------------|---------------------------|------------------------------|---------------------------|------------------------------|---------------------------|------------------------------|
| 250 | 29.0 | 1,000 | 13.5 | 5,000 | 5.6 | 25,000 | 2.3 |
| 500 | 26.2 | 1,500 | 11.0 | 6,000 | 5.0 | 30,000 | 2.1 |
| 1000 | 22.5 | 2,000 | 9.3 | 8,000 | 4.3 | 40,000 | 1.8 |
| 5000 | 20.0 | 2,500 | 8.1 | 10,000 | 3.8 | 50,000 | 1.6 |
| 6000 | 18.0 | 3,000 | 7.4 | 15,000 | 3.0 | 75,000 | 1.3 |
| 8000 | 15.3 | 4,000 | 6.3 | 20,000 | 2.6 | 100,000 | 1.1 |

TABLA 20 Ventilación recomendada para diferentes lugares

| APLICACIÓN | Humo de cigarras | ft ³ /min. por persona | | ft ³ /min. mínimos de aire por ft ² de techo |
|---|------------------|-----------------------------------|--------|--|
| | | Recomendado | Minimo | |
| Departamentos {normales de lujo | Poco | 20 | 15 | — |
| | Poco | 30 | 25 | 0.33 |
| Bancos | Ocasional | 10 | 7.5 | — |
| Peluquerías | Considerable | 15 | 10 | — |
| Salones de belleza | Ocasional | 10 | 7.5 | — |
| Bares | Mucho | 30 | 25 | — |
| Corredores | — | — | — | 25 |
| Sala de juntas | Excesivo | 50 | 30 | — |
| Departamentos de tiendas | Nada | 7.5 | 5 | 0.05 |
| Garajes | — | — | — | 1.0 |
| Fábricas | Nada | 10 | 7.5 | 0.10 |
| Funerarias (salones) | Nada | 10 | 7.5 | — |
| Cafetería | Considerable | 10 | 7.5 | — |
| Hospitales {quirófanos cuartos privados salas de espera | Nada | — | — | 2.0 |
| | Nada | 30 | 25 | 0.33 |
| | Nada | 20 | 15 | — |
| Habitaciones de hotel | Mucho | 30 | 25 | 0.25 |
| Cocinas {restaurantes residencias | — | — | — | — |
| | — | — | — | — |
| Laboratorios | Poco | 20 | 15 | — |
| Salones de reunión | Mucho | 50 | 30 | 1.25 |
| | Poco | 15 | 10 | — |
| Oficinas {generales privadas privadas | Nada | 25 | 15 | 0.25 |
| | Considerable | 30 | 25 | 0.25 |
| | Considerable | 12 | 10 | — |
| Restaurantes {cafetería comedor | Considerable | 12 | 10 | — |
| | Considerable | 15 | 12 | — |
| Salones de clase | — | — | — | — |
| Teatros | Nada | 7.5 | 5 | — |
| Teatros | Poco | 15 | 10 | — |
| Tocadores | — | — | — | 2.0 |

De *Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating*, 3ª edición, por Willis H. Carrier, Realto E. Cherno, Walter A. Grant y William H. Roberts, con autorización de Pitman Publishing Corporation.

TABLA 21 Propiedades de la mezcla de aire y vapor de agua a bajas temperaturas

| Temp. °F | Presión del vapor saturado × 10 ³ | | Peso del vapor saturado | | | | Volumen en pies ³ Burom. 29.92 pig de Hg | | Entalpia por libra | | |
|-------------|--|---------------------|---------------------------|---------|---------------------------|--------|---|---|---------------------|------------------|-------------------------------------|
| | Pulgadas de Hg | Lb/pig ³ | Por pie ³ | | Por libra de aire seco | | de una libra de aire seco | de una libra de aire seco + vapor para saturación (9) | Aire seco Datum 0°F | Vapor Datum 32°F | Aire seco con vapor para saturación |
| | | | Libras × 10 ⁻³ | Granos | Libras × 10 ⁻³ | Granos | | | | | |
| (1) | (2) | (3) | (4) | (5) | (6) | (7) | (8) | (9) | (10) | (11) | (12) |
| -25 | 946.4 | 464.87 | 1.8016 | 0.12611 | 19.68 | 1.3776 | 10.95 | 10.95 | -6.011 | 1048.0 | -5.805 |
| -24 | 1,003. | 492.67 | 1.9049 | 0.13334 | 20.86 | 1.4602 | 10.97 | 10.97 | -5.770 | 1048.4 | -5.551 |
| -23 | 1,064. | 522.64 | 2.0162 | 0.14113 | 22.13 | 1.5491 | 11.00 | 11.00 | -5.529 | 1048.9 | -5.297 |
| -22 | 1,126. | 553.09 | 2.1287 | 0.14901 | 23.42 | 1.6394 | 11.02 | 11.02 | -5.288 | 1049.3 | -5.042 |
| -21 | 1,192. | 585.51 | 2.2484 | 0.15739 | 24.79 | 1.7353 | 11.05 | 11.05 | -5.047 | 1049.8 | -4.787 |
| -20 | 1,262.0 | 619.89 | 2.3750 | 0.16625 | 26.25 | 1.8375 | 11.07 | 11.07 | -4.807 | 1050.2 | -4.531 |
| -19 | 1,337. | 656.73 | 2.5105 | 0.17574 | 27.81 | 1.9467 | 11.10 | 11.10 | -4.566 | 1050.7 | -4.274 |
| -18 | 1,416. | 695.54 | 2.6527 | 0.18569 | 29.45 | 2.0615 | 11.13 | 11.13 | -4.325 | 1051.1 | -4.015 |
| -17 | 1,496. | 734.84 | 2.7963 | 0.19574 | 31.12 | 2.1784 | 11.15 | 11.15 | -4.085 | 1051.6 | -3.758 |
| -16 | 1,584. | 778.06 | 2.9542 | 0.20679 | 32.95 | 2.3065 | 11.18 | 11.18 | -3.844 | 1052.0 | -3.497 |
| -15 | 1,675.0 | 822.76 | 3.1168 | 0.21818 | 34.84 | 2.4388 | 11.20 | 11.21 | -3.604 | 1052.5 | -3.237 |
| -14 | 1,772. | 870.41 | 3.2899 | 0.23029 | 36.86 | 2.5802 | 11.23 | 11.24 | -3.363 | 1052.9 | -2.975 |
| -13 | 1,874. | 920.51 | 3.4714 | 0.24300 | 38.98 | 2.7286 | 11.25 | 11.26 | -3.123 | 1053.4 | -2.712 |
| -12 | 1,980. | 972.58 | 3.6596 | 0.25617 | 41.19 | 2.8833 | 11.28 | 11.29 | -2.883 | 1053.8 | -2.449 |
| -11 | 2,093. | 1,028.1 | 3.8599 | 0.27019 | 43.54 | 3.0478 | 11.30 | 11.31 | -2.642 | 1054.3 | -2.183 |
| -10 | 2,210.0 | 1,085.6 | 4.0666 | 0.28466 | 45.98 | 3.2186 | 11.33 | 11.34 | -2.402 | 1054.7 | -1.917 |
| -9 | 2,335. | 1,147.0 | 4.2871 | 0.30009 | 48.58 | 3.4006 | 11.35 | 11.36 | -2.162 | 1055.2 | -1.649 |
| -8 | 2,463. | 1,209.8 | 4.5120 | 0.31584 | 51.25 | 3.5875 | 11.38 | 11.39 | -1.921 | 1055.6 | -1.380 |
| -7 | 2,502. | 1,229.0 | 4.5734 | 0.32014 | 52.06 | 3.6442 | 11.40 | 11.41 | -1.681 | 1056.1 | -1.131 |
| -6 | 2,745. | 1,348.3 | 5.0066 | 0.35046 | 57.12 | 3.9934 | 11.43 | 11.44 | -1.441 | 1056.5 | -0.8375 |
| -5 | 2,898.0 | 1,423.5 | 5.2738 | 0.36917 | 60.30 | 4.2210 | 11.45 | 11.46 | -1.201 | 1057.0 | -0.5636 |
| -4 | 3,055. | 1,500.6 | 5.5473 | 0.38831 | 63.57 | 4.4499 | 11.48 | 11.49 | -0.9604 | 1057.4 | -0.2882 |
| -3 | 3,222. | 1,582.6 | 5.8370 | 0.40865 | 67.05 | 4.6935 | 11.50 | 11.51 | -0.7203 | 1057.9 | +0.01098 |
| -2 | 3,397. | 1,668.5 | 6.1414 | 0.42990 | 70.69 | 4.9483 | 11.53 | 11.54 | -0.4802 | 1058.3 | +0.2679 |
| -1 | 3,580. | 1,758.5 | 6.4583 | 0.45208 | 74.50 | 5.2150 | 11.55 | 11.57 | -0.2401 | 1058.8 | +0.5487 |
| 0 | 3,773.0 | 1,853.3 | 6.7914 | 0.47500 | 78.52 | 5.5000 | 11.58 | 11.59 | 0 | 1059.2 | +0.8317 |

De Heating, Ventilating and Air Conditioning Guide, Cap. I, 1939; compilación de W. M. Sawdon; presiones de vapor convertidas e International Critical Tables. Reproducido con autorización de la American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

TABLA 22 Propiedades de la mezcla de aire con vapor de agua saturado de 0 a 164°F

| Temperatura °F | Presión del vapor saturado | | Peso del vapor saturado | | | | Volumen en pies ³ Barométrico a 29.92 plg de Hg | | | Entalpía por libra | | |
|-------------------|----------------------------|---------------------|-------------------------|--------|------------------------|--------|--|---|---------------------|--------------------|-------------------------------------|--|
| | Pulgadas de Hg | Lb/plg ² | Por pie ³ | | Por libra de aire seco | | de una libra de aire seco | de una libra de aire seco + vapor para saturación | Aire seco Datum 0°F | Vapor Datum 32°F | Aire seco con vapor para saturación | |
| | | | Libras | Granos | Libras | Granos | | | | | | |
| (1) | (2) | (3) | (4) | (5) | (6) | (7) | (8) | (9) | (10) | (11) | (12) | |
| 0 | 0.03773 | 0.01853 | 0.000067914 | 0.475 | 0.0007852 | 5.50 | 11.58 | 11.59 | 0.0000 | 1059.2 | 0.8317 | |
| 1 | 0.03975 | 0.01963 | 0.000071395 | 0.500 | 0.0008275 | 5.79 | 11.60 | 11.62 | 0.2401 | 1059.7 | 1.117 | |
| 2 | 0.04186 | 0.02056 | 0.000075021 | 0.525 | 0.0008714 | 6.10 | 11.63 | 11.64 | 0.4801 | 1060.1 | 1.404 | |
| 3 | 0.04409 | 0.02166 | 0.000078851 | 0.552 | 0.0009178 | 6.43 | 11.65 | 11.67 | 0.7201 | 1060.6 | 1.694 | |
| 4 | 0.04645 | 0.02282 | 0.000082890 | 0.580 | 0.0009671 | 6.77 | 11.68 | 11.70 | 0.9601 | 1061.0 | 1.986 | |
| 5 | 0.04886 | 0.02400 | 0.000087005 | 0.609 | 0.001017 | 7.12 | 11.70 | 11.72 | 1.200 | 1061.5 | 2.280 | |
| 6 | 0.05144 | 0.02527 | 0.000091399 | 0.640 | 0.001071 | 7.50 | 11.73 | 11.75 | 1.440 | 1061.9 | 2.577 | |
| 7 | 0.05412 | 0.02658 | 0.000095955 | 0.672 | 0.001127 | 7.89 | 11.75 | 11.77 | 1.680 | 1062.4 | 2.877 | |
| 8 | 0.05692 | 0.02796 | 0.000100770 | 0.705 | 0.001186 | 8.30 | 11.78 | 11.80 | 1.920 | 1062.8 | 3.180 | |
| 9 | 0.05988 | 0.02941 | 0.00010572 | 0.740 | 0.001247 | 8.73 | 11.80 | 11.83 | 2.160 | 1063.3 | 3.486 | |
| 10 | 0.06295 | 0.03092 | 0.00011090 | 0.776 | 0.001311 | 9.18 | 11.83 | 11.85 | 2.400 | 1063.7 | 3.795 | |
| 11 | 0.06618 | 0.03251 | 0.00011634 | 0.814 | 0.001379 | 9.65 | 11.86 | 11.88 | 2.640 | 1064.2 | 4.108 | |
| 12 | 0.06958 | 0.03418 | 0.00012206 | 0.854 | 0.001450 | 10.15 | 11.88 | 11.91 | 2.880 | 1064.6 | 4.424 | |
| 13 | 0.07309 | 0.03590 | 0.00012794 | 0.890 | 0.001523 | 10.66 | 11.91 | 11.93 | 3.120 | 1065.1 | 4.742 | |
| 14 | 0.07677 | 0.03771 | 0.00013410 | 0.939 | 0.001600 | 11.20 | 11.93 | 11.96 | 3.359 | 1065.5 | 5.064 | |
| 15 | 0.08067 | 0.03963 | 0.00014062 | 0.984 | 0.001682 | 11.77 | 11.96 | 11.99 | 3.599 | 1066.0 | 5.392 | |
| 16 | 0.08469 | 0.04160 | 0.00014732 | 1.031 | 0.001766 | 12.36 | 11.98 | 12.01 | 3.839 | 1066.4 | 5.722 | |
| 17 | 0.08895 | 0.04369 | 0.00015440 | 1.081 | 0.001855 | 12.99 | 12.00 | 12.04 | 4.079 | 1066.9 | 6.058 | |
| 18 | 0.09337 | 0.04586 | 0.00016174 | 1.132 | 0.001947 | 13.63 | 12.03 | 12.07 | 4.319 | 1067.3 | 6.397 | |
| 19 | 0.09797 | 0.04812 | 0.00016935 | 1.185 | 0.002043 | 14.30 | 12.06 | 12.09 | 4.559 | 1067.8 | 6.741 | |
| 20 | 0.1028 | 0.05050 | 0.00017747 | 1.242 | 0.002144 | 15.01 | 12.08 | 12.12 | 4.798 | 1068.2 | 7.088 | |
| 21 | 0.1078 | 0.05295 | 0.00018564 | 1.299 | 0.002250 | 15.75 | 12.11 | 12.15 | 5.038 | 1068.7 | 7.433 | |
| 22 | 0.1132 | 0.05560 | 0.00019439 | 1.361 | 0.002361 | 16.53 | 12.13 | 12.18 | 5.278 | 1069.1 | 7.781 | |
| 23 | 0.1186 | 0.05826 | 0.00020335 | 1.423 | 0.002476 | 17.33 | 12.16 | 12.20 | 5.518 | 1069.6 | 8.130 | |
| 24 | 0.1241 | 0.06111 | 0.00021276 | 1.489 | 0.002596 | 18.17 | 12.18 | 12.23 | 5.758 | 1070.0 | 8.536 | |
| 25 | 0.1301 | 0.06405 | 0.00022255 | 1.558 | 0.002722 | 19.05 | 12.21 | 12.26 | 5.998 | 1070.5 | 8.912 | |
| 26 | 0.1366 | 0.06710 | 0.00023278 | 1.629 | 0.002853 | 19.97 | 12.23 | 12.29 | 6.237 | 1070.9 | 9.292 | |
| 27 | 0.1432 | 0.07034 | 0.00024342 | 1.704 | 0.002991 | 20.94 | 12.26 | 12.32 | 6.477 | 1071.4 | 9.682 | |
| 28 | 0.1500 | 0.07368 | 0.00025445 | 1.781 | 0.003133 | 21.93 | 12.28 | 12.34 | 6.717 | 1071.8 | 10.075 | |
| 29 | 0.1571 | 0.07717 | 0.00026597 | 1.862 | 0.003283 | 22.99 | 12.31 | 12.37 | 6.957 | 1072.3 | 10.477 | |
| 30 | 0.1645 | 0.08080 | 0.00027797 | 1.946 | 0.003439 | 24.07 | 12.33 | 12.40 | 7.197 | 1072.7 | 10.886 | |
| 31 | 0.1722 | 0.08458 | 0.00029043 | 2.033 | 0.003601 | 25.21 | 12.36 | 12.43 | 7.437 | 1073.2 | 11.302 | |
| 32 | 0.1803 | 0.08856 | 0.00030343 | 2.124 | 0.003771 | 26.40 | 12.38 | 12.46 | 7.677 | 1073.6 | 11.726 | |
| 33 | 0.1879 | 0.09230 | 0.00031471 | 2.203 | 0.003931 | 27.52 | 12.41 | 12.49 | 7.917 | 1074.1 | 12.139 | |
| 34 | 0.1957 | 0.09610 | 0.00032690 | 2.288 | 0.004094 | 28.66 | 12.43 | 12.51 | 8.157 | 1074.5 | 12.556 | |
| 35 | 0.20360 | 0.1000 | 0.00033994 | 2.376 | 0.004262 | 29.83 | 12.46 | 12.54 | 8.397 | 1075.0 | 12.979 | |
| 36 | 0.21195 | 0.1041 | 0.00035277 | 2.469 | 0.004438 | 31.07 | 12.48 | 12.57 | 8.636 | 1075.4 | 13.409 | |
| 37 | 0.22050 | 0.1083 | 0.00036662 | 2.563 | 0.004618 | 32.33 | 12.51 | 12.60 | 8.876 | 1075.9 | 13.845 | |
| 38 | 0.22925 | 0.1126 | 0.00037999 | 2.660 | 0.004803 | 33.62 | 12.53 | 12.63 | 9.116 | 1076.3 | 14.285 | |
| 39 | 0.23842 | 0.1171 | 0.0003943 | 2.760 | 0.004996 | 34.97 | 12.56 | 12.66 | 9.356 | 1076.8 | 14.736 | |
| 40 | 0.24778 | 0.1217 | 0.0004090 | 2.863 | 0.005194 | 36.36 | 12.59 | 12.69 | 9.596 | 1077.2 | 15.191 | |
| 41 | 0.25755 | 0.1265 | 0.0004243 | 2.970 | 0.005401 | 37.80 | 12.61 | 12.72 | 9.836 | 1077.7 | 15.657 | |
| 42 | 0.26773 | 0.1315 | 0.0004401 | 3.081 | 0.005616 | 39.31 | 12.62 | 12.75 | 10.08 | 1078.1 | 16.13 | |
| 43 | 0.27832 | 0.1367 | 0.0004566 | 3.196 | 0.005840 | 40.88 | 12.66 | 12.78 | 10.32 | 1078.6 | 16.62 | |
| 44 | 0.28911 | 0.1420 | 0.0004735 | 3.315 | 0.006069 | 42.48 | 12.69 | 12.81 | 10.56 | 1079.0 | 17.11 | |
| 45 | 0.30031 | 0.1475 | 0.0004909 | 3.436 | 0.006306 | 44.14 | 12.71 | 12.84 | 10.80 | 1079.5 | 17.61 | |
| 46 | 0.31191 | 0.1532 | 0.0005088 | 3.562 | 0.006553 | 45.87 | 12.74 | 12.87 | 11.04 | 1079.9 | 18.12 | |

TABLA 22 (Continuación)

| Temp. °F | Presión del vapor saturado | | Peso del vapor saturado | | | | Volumen en pies ³ Barom. 29.92 plg de Hg | | | Entalpia por libra | | |
|-------------|----------------------------|---------------------|-------------------------|--------|------------------------|--------|---|---|---------------------|--------------------|-------------------------------------|--|
| | Pulgadas de Hg | Lb/plg ² | Por pie ² | | Por libra de aire seco | | de una libra de aire seco | de una libra de aire seco + vapor para saturación | Aire seco Datum 0°F | Vapor Datum 32-F | Aire seco con vapor para saturación | |
| | | | Libras | Granos | Libras | Granos | | | | | | |
| (1) | (2) | (3) | (4) | (5) | (6) | (7) | (8) | (9) | (10) | (11) | (12) | |
| 47 | 0.32393 | 0.1591 | 0.0005274 | 3.692 | 0.006808 | 47.66 | 12.76 | 12.90 | 11.28 | 1080.4 | 18.64 | |
| 48 | 0.33635 | 0.1652 | 0.0005465 | 3.826 | 0.007072 | 49.50 | 12.79 | 12.93 | 11.52 | 1080.8 | 19.16 | |
| 49 | 0.34917 | 0.1715 | 0.0005663 | 3.964 | 0.007345 | 51.42 | 12.81 | 12.9 | 11.76 | 1081.3 | 19.70 | |
| 50 | 0.36241 | 0.1780 | 0.0005866 | 4.106 | 0.007626 | 53.38 | 12.84 | 12.99 | 12.00 | 1081.7 | 20.25 | |
| 51 | 0.37625 | 0.1848 | 0.0006078 | 4.255 | 0.007921 | 55.45 | 12.86 | 13.02 | 12.23 | 1082.2 | 20.80 | |
| 52 | 0.39051 | 0.1918 | 0.0006296 | 4.407 | 0.008226 | 57.58 | 12.89 | 13.06 | 12.47 | 1082.6 | 21.38 | |
| 53 | 0.40496 | 0.1889 | 0.0006516 | 4.561 | 0.008534 | 59.74 | 12.91 | 13.09 | 12.71 | 1083.1 | 21.93 | |
| 54 | 0.42003 | 0.2063 | 0.0006746 | 4.722 | 0.008856 | 61.99 | 12.94 | 13.12 | 12.95 | 1083.5 | 22.55 | |
| 55 | 0.43570 | 0.2140 | 0.0006984 | 4.889 | 0.009192 | 64.34 | 12.96 | 13.15 | 13.19 | 1084.0 | 23.15 | |
| 56 | 0.45179 | 0.2219 | 0.0007228 | 5.060 | 0.009536 | 66.75 | 12.99 | 13.19 | 13.43 | 1084.4 | 23.77 | |
| 57 | 0.46828 | 0.2300 | 0.0007477 | 5.234 | 0.009890 | 69.23 | 13.01 | 13.22 | 13.67 | 1084.9 | 24.40 | |
| 58 | 0.48538 | 0.2384 | 0.0007735 | 5.415 | 0.01026 | 71.82 | 13.04 | 13.25 | 13.91 | 1085.3 | 25.05 | |
| 59 | 0.50310 | 0.2471 | 0.0008003 | 5.602 | 0.01064 | 74.48 | 13.06 | 13.29 | 14.15 | 1085.8 | 25.70 | |
| 60 | 0.52142 | 0.2561 | 0.0008278 | 5.795 | 0.01103 | 77.21 | 13.09 | 13.32 | 14.39 | 1086.2 | 26.37 | |
| 61 | 0.54035 | 0.2654 | 0.0008562 | 5.993 | 0.01144 | 80.08 | 13.11 | 13.35 | 14.63 | 1086.7 | 27.06 | |
| 62 | 0.55970 | 0.2749 | 0.0008852 | 6.196 | 0.01186 | 83.02 | 13.14 | 13.39 | 14.87 | 1087.1 | 27.76 | |
| 63 | 0.57985 | 0.2848 | 0.0009153 | 6.407 | 0.01229 | 86.03 | 13.16 | 13.42 | 15.11 | 1087.6 | 28.48 | |
| 64 | 0.60042 | 0.2949 | 0.0009460 | 6.622 | 0.01274 | 89.18 | 13.19 | 13.46 | 15.35 | 1088.0 | 29.21 | |
| 65 | 0.62179 | 0.3054 | 0.0009778 | 6.845 | 0.01320 | 92.40 | 13.21 | 13.49 | 15.59 | 1088.5 | 29.96 | |
| 66 | 0.64378 | 0.3162 | 0.0010105 | 7.074 | 0.01368 | 95.76 | 13.24 | 13.53 | 15.83 | 1088.9 | 30.73 | |
| 67 | 0.66638 | 0.3273 | 0.0010440 | 7.308 | 0.01417 | 99.19 | 13.26 | 13.57 | 16.07 | 1089.4 | 31.51 | |
| 68 | 0.68980 | 0.3388 | 0.0010816 | 7.571 | 0.01468 | 102.8 | 13.29 | 13.60 | 16.31 | 1089.8 | 32.31 | |
| 69 | 0.71382 | 0.3506 | 0.0011140 | 7.798 | 0.01520 | 106.4 | 13.31 | 13.64 | 16.55 | 1090.3 | 33.12 | |
| 70 | 0.73866 | 0.3628 | 0.0011507 | 8.055 | 0.01574 | 110.2 | 13.34 | 13.68 | 16.79 | 1090.7 | 33.96 | |
| 71 | 0.76431 | 0.3754 | 0.0011884 | 8.319 | 0.01631 | 114.2 | 13.37 | 13.71 | 17.03 | 1091.2 | 34.83 | |
| 72 | 0.79058 | 0.3883 | 0.0012269 | 8.588 | 0.01688 | 118.2 | 13.40 | 13.75 | 17.27 | 1091.6 | 35.70 | |
| 73 | 0.81766 | 0.4016 | 0.0012667 | 8.867 | 0.01748 | 122.4 | 13.42 | 13.79 | 17.51 | 1092.1 | 36.60 | |
| 74 | 0.84555 | 0.4153 | 0.0013075 | 9.153 | 0.01809 | 126.6 | 13.44 | 13.83 | 17.75 | 1092.5 | 37.51 | |
| 75 | 0.87448 | 0.4295 | 0.0013497 | 9.448 | 0.01873 | 131.1 | 13.47 | 13.87 | 17.99 | 1093.0 | 38.46 | |
| 76 | 0.90398 | 0.4440 | 0.0013927 | 9.749 | 0.01938 | 135.7 | 13.49 | 13.91 | 18.23 | 1093.4 | 39.42 | |
| 77 | 0.93452 | 0.4590 | 0.0014371 | 10.06 | 0.02005 | 140.4 | 13.52 | 13.95 | 18.47 | 1093.9 | 40.40 | |
| 78 | 0.96588 | 0.4744 | 0.0014825 | 10.38 | 0.02075 | 145.3 | 13.54 | 13.99 | 18.71 | 1094.3 | 41.42 | |
| 79 | 0.99825 | 0.4903 | 0.0015295 | 10.71 | 0.02147 | 150.3 | 13.57 | 14.03 | 18.95 | 1094.8 | 42.46 | |
| 80 | 1.0316 | 0.5067 | 0.0015777 | 11.04 | 0.02221 | 155.5 | 13.59 | 14.08 | 19.19 | 1095.2 | 43.51 | |
| 81 | 1.0661 | 0.5236 | 0.0016273 | 11.39 | 0.02298 | 160.9 | 13.62 | 14.12 | 19.43 | 1095.7 | 44.61 | |
| 82 | 1.1013 | 0.5409 | 0.0016781 | 11.75 | 0.02377 | 166.4 | 13.64 | 14.16 | 19.67 | 1096.1 | 45.72 | |
| 83 | 1.1377 | 0.5588 | 0.0017304 | 12.11 | 0.02459 | 172.1 | 13.67 | 14.21 | 19.91 | 1096.6 | 46.88 | |
| 84 | 1.1752 | 0.5772 | 0.0017841 | 12.40 | 0.02543 | 178.0 | 13.69 | 14.26 | 20.15 | 1097.0 | 48.05 | |
| 85 | 1.2135 | 0.5960 | 0.0018389 | 12.87 | 0.02629 | 184.0 | 13.72 | 14.30 | 20.39 | 1097.5 | 49.24 | |
| 86 | 1.2527 | 0.6153 | 0.0018950 | 13.27 | 0.02718 | 190.3 | 13.74 | 14.34 | 20.63 | 1097.9 | 50.47 | |
| 87 | 1.2933 | 0.6352 | 0.0019531 | 13.67 | 0.02810 | 196.7 | 13.77 | 14.39 | 20.87 | 1098.4 | 51.74 | |
| 88 | 1.3346 | 0.6555 | 0.0020116 | 14.08 | 0.02904 | 203.3 | 13.79 | 14.44 | 21.11 | 1098.8 | 53.02 | |
| 89 | 1.3774 | 0.6765 | 0.0020725 | 14.51 | 0.03002 | 210.1 | 13.82 | 14.48 | 21.35 | 1099.3 | 54.35 | |
| 90 | 1.4231 | 0.6980 | 0.0021344 | 14.94 | 0.03102 | 217.1 | 13.84 | 14.53 | 21.59 | 1099.7 | 55.70 | |
| 91 | 1.4661 | 0.7201 | 0.0021982 | 15.39 | 0.03205 | 224.4 | 13.87 | 14.58 | 21.83 | 1100.2 | 57.09 | |
| 92 | 1.5125 | 0.7429 | 0.0022634 | 15.84 | 0.03312 | 231.8 | 13.89 | 14.63 | 22.07 | 1100.6 | 58.52 | |
| 93 | 1.5600 | 0.7662 | 0.0023304 | 16.31 | 0.03421 | 239.5 | 13.92 | 14.69 | 22.32 | 1101.1 | 59.99 | |

TABLA 22 (Continuación)

| Temp. °F | Presión del vapor saturado | | Peso del vapor saturado | | | | Volumen en pies ³ Barom. 29.92 plg de Hg | | Entalpia por libra | | |
|-------------|----------------------------|---------------------|-------------------------|--------|------------------------|--------|---|---|---------------------|------------------|-------------------------------------|
| | Pulgadas de Hg | Lb/plg ³ | Por pie ³ | | Por libra de aire seco | | de una libra de aire seco | de una libra de aire seco + vapor para saturación | Aire seco Datum 0°F | Vapor Danam 32°F | Aire seco con vapor para saturación |
| | | | Libras | Granos | Libras | Granos | | | | | |
| (1) | (2) | (3) | (4) | (5) | (6) | (7) | (8) | (9) | (10) | (11) | (12) |
| 94 | 1.6088 | 0.7902 | 0.0023992 | 16.79 | 0.03535 | 247.5 | 13.94 | 14.73 | 22.56 | 1101.5 | 61.50 |
| 95 | 1.6591 | 0.8149 | 0.0024697 | 17.28 | 0.03652 | 255.6 | 13.97 | 14.79 | 22.80 | 1102.0 | 53.05 |
| 96 | 1.7108 | 0.8403 | 0.0025425 | 17.80 | 0.03772 | 264.0 | 13.99 | 14.84 | 23.04 | 1102.4 | 64.62 |
| 97 | 1.7638 | 0.8663 | 0.0026164 | 18.31 | 0.03896 | 272.7 | 14.02 | 14.90 | 23.28 | 1102.9 | 66.25 |
| 98 | 1.8181 | 0.8930 | 0.0026925 | 18.85 | 0.04024 | 281.7 | 14.02 | 14.95 | 23.52 | 1103.3 | 67.92 |
| 99 | 1.8741 | 0.9205 | 0.0027700 | 19.39 | 0.04156 | 290.9 | 14.07 | 15.01 | 23.76 | 1103.8 | 69.63 |
| 100 | 1.9316 | 0.9487 | 0.0028506 | 19.95 | 0.04293 | 300.5 | 14.10 | 15.07 | 24.00 | 1104.2 | 71.40 |
| 101 | 1.9904 | 0.9776 | 0.0029316 | 20.52 | 0.04433 | 310.3 | 14.12 | 15.12 | 24.24 | 1104.7 | 73.21 |
| 102 | 2.0507 | 1.0072 | 0.0030156 | 21.11 | 0.04577 | 320.4 | 14.15 | 15.18 | 24.48 | 1105.1 | 75.06 |
| 103 | 2.1128 | 1.0377 | 0.0031017 | 21.71 | 0.04726 | 330.8 | 14.17 | 15.25 | 24.72 | 1105.6 | 76.97 |
| 104 | 2.1763 | 1.0689 | 0.0031887 | 22.32 | 0.04879 | 341.5 | 14.20 | 15.31 | 24.96 | 1106.0 | 78.92 |
| 105 | 2.2414 | 1.1009 | 0.0032786 | 22.95 | 0.05037 | 352.6 | 14.22 | 15.37 | 25.20 | 1106.5 | 80.93 |
| 106 | 2.3084 | 1.1338 | 0.0033715 | 23.60 | 0.05200 | 364.0 | 14.25 | 15.44 | 25.44 | 1106.9 | 83.00 |
| 107 | 2.3770 | 1.1675 | 0.0034650 | 24.26 | 0.05368 | 375.8 | 14.27 | 15.50 | 25.68 | 1107.4 | 85.13 |
| 108 | 2.4473 | 1.2020 | 0.0035612 | 24.93 | 0.05541 | 387.9 | 14.30 | 15.57 | 25.92 | 1107.8 | 87.30 |
| 109 | 2.5196 | 1.2375 | 0.0036603 | 25.62 | 0.05719 | 400.3 | 14.32 | 15.64 | 26.16 | 1108.3 | 89.54 |
| 110 | 2.5939 | 1.274 | 0.0037622 | 26.34 | 0.05904 | 413.3 | 14.35 | 15.71 | 26.40 | 1108.7 | 91.86 |
| 111 | 2.6692 | 1.311 | 0.0038669 | 27.07 | 0.06092 | 426.4 | 14.37 | 15.78 | 26.64 | 1109.2 | 94.21 |
| 112 | 2.7486 | 1.350 | 0.0039729 | 27.81 | 0.06292 | 440.4 | 14.39 | 15.85 | 26.88 | 1109.6 | 96.70 |
| 113 | 2.8280 | 1.389 | 0.0040816 | 28.57 | 0.06493 | 454.5 | 14.42 | 15.93 | 27.12 | 1110.1 | 99.20 |
| 114 | 2.9044 | 1.429 | 0.0041911 | 29.34 | 0.06700 | 469.0 | 14.45 | 16.00 | 27.36 | 1110.5 | 101.76 |
| 115 | 2.9929 | 1.470 | 0.0043047 | 30.13 | 0.06913 | 483.9 | 14.47 | 16.08 | 27.60 | 1111.0 | 104.40 |
| 116 | 3.0784 | 1.512 | 0.0044208 | 30.95 | 0.07134 | 499.4 | 14.50 | 16.16 | 27.84 | 1111.4 | 107.13 |
| 117 | 3.1660 | 1.555 | 0.0045372 | 31.76 | 0.07361 | 515.3 | 14.52 | 16.24 | 28.08 | 1111.9 | 109.92 |
| 118 | 3.2576 | 1.600 | 0.0046620 | 32.63 | 0.07600 | 532.0 | 14.55 | 16.32 | 28.32 | 1112.3 | 112.85 |
| 119 | 3.3492 | 1.645 | 0.0047846 | 33.49 | 0.07840 | 548.8 | 14.57 | 16.41 | 28.56 | 1112.8 | 115.80 |
| 120 | 3.4449 | 1.692 | 0.0049115 | 34.38 | 0.08093 | 566.5 | 14.60 | 16.50 | 28.80 | 1113.2 | 118.89 |
| 121 | 3.5406 | 1.739 | 0.005040 | 35.28 | 0.08348 | 584.4 | 14.62 | 16.58 | 29.04 | 1113.7 | 122.01 |
| 122 | 3.6404 | 1.788 | 0.005173 | 36.21 | 0.08616 | 603.1 | 14.65 | 16.68 | 29.28 | 1114.1 | 125.27 |
| 123 | 3.7422 | 1.838 | 0.005311 | 37.18 | 0.08892 | 622.4 | 14.67 | 16.77 | 29.52 | 1114.6 | 128.63 |
| 124 | 3.8460 | 1.889 | 0.005450 | 38.15 | 0.09175 | 642.3 | 14.70 | 16.87 | 29.76 | 1115.0 | 132.06 |
| 125 | 3.9519 | 1.941 | 0.005590 | 39.13 | 0.09466 | 662.6 | 14.72 | 16.96 | 30.00 | 1115.5 | 135.59 |
| 126 | 4.0618 | 1.995 | 0.005734 | 40.14 | 0.09770 | 683.9 | 14.75 | 17.06 | 30.24 | 1115.9 | 139.26 |
| 127 | 4.1718 | 2.049 | 0.005882 | 41.17 | 0.1008 | 705.6 | 14.77 | 17.17 | 30.48 | 1116.4 | 143.01 |
| 128 | 4.2858 | 2.105 | 0.006031 | 42.22 | 0.1040 | 728.0 | 14.80 | 17.27 | 30.72 | 1116.8 | 146.87 |
| 129 | 4.4039 | 2.163 | 0.006188 | 43.32 | 0.1074 | 751.8 | 14.83 | 17.38 | 30.96 | 1117.3 | 150.96 |
| 130 | 4.5220 | 2.221 | 0.006344 | 44.41 | 0.1107 | 774.9 | 14.85 | 17.49 | 31.20 | 1117.7 | 154.93 |
| 131 | 4.6441 | 2.281 | 0.006504 | 45.53 | 0.1143 | 800.1 | 14.88 | 17.61 | 31.45 | 1118.2 | 159.26 |
| 132 | 4.7703 | 2.343 | 0.006671 | 46.70 | 0.1180 | 826.0 | 14.90 | 17.73 | 31.69 | 1118.6 | 163.68 |
| 133 | 4.8986 | 2.406 | 0.006839 | 47.87 | 0.1218 | 852.6 | 14.93 | 17.85 | 31.93 | 1119.1 | 168.24 |
| 134 | 5.0289 | 2.470 | 0.007010 | 49.07 | 0.1257 | 879.9 | 14.95 | 17.97 | 32.17 | 1119.5 | 172.89 |
| 135 | 5.1633 | 2.536 | 0.007185 | 50.30 | 0.1297 | 907.9 | 14.98 | 18.10 | 32.41 | 1120.0 | 177.67 |
| 136 | 5.2997 | 2.603 | 0.007364 | 51.55 | 0.1339 | 937.3 | 15.00 | 18.23 | 32.65 | 1120.4 | 182.67 |
| 137 | 5.4402 | 2.672 | 0.007547 | 52.83 | 0.1382 | 967.4 | 15.03 | 18.36 | 32.89 | 1120.9 | 187.80 |
| 138 | 5.5827 | 2.742 | 0.007732 | 54.12 | 0.1427 | 998.9 | 15.05 | 18.50 | 33.13 | 1121.3 | 193.14 |
| 139 | 5.7293 | 2.814 | 0.007923 | 55.46 | 0.1473 | 1031.1 | 15.08 | 18.65 | 33.37 | 1121.8 | 198.64 |

TABLA 22 (Conclusión)

| Temp. °F | Presión del vapor saturado | | Peso del vapor saturado | | | | Volumen en pies ³ Barom. 29.92 plg de Hg | | | Entalpia por libra | | |
|-------------|----------------------------|---------------------|-------------------------|--------|------------------------|---------|---|---|---------------------|--------------------|-------------------------------------|--|
| | Pulgadas de Hg | Lb/plg ^a | Por pie ^a | | Por libra de aire seco | | de una libra de aire seco | de una libra de aire seco + vapor para saturación | Aire seco Datum 0°F | Vapor Datum 32°F | Aire seco con vapor para saturación | |
| | | | Libras | Granos | Libras | Granos | | | | | | |
| (1) | (2) | (3) | (4) | (5) | (6) | (7) | (8) | (9) | (10) | (11) | (12) | |
| 140 | 5.8779 | 2.887 | 0.008116 | 56.81 | 0.1521 | 1,064.7 | 15.10 | 18.79 | 33.61 | 1122.2 | 204.30 | |
| 141 | 6.0306 | 2.962 | 0.008313 | 58.19 | 0.1570 | 1,099.0 | 15.13 | 18.94 | 33.85 | 1122.7 | 210.11 | |
| 142 | 6.1874 | 3.039 | 0.008516 | 59.61 | 0.1622 | 1,135.4 | 15.15 | 19.10 | 34.09 | 1123.1 | 216.26 | |
| 143 | 6.3482 | 3.118 | 0.008724 | 61.07 | 0.1675 | 1,172.5 | 15.18 | 19.26 | 34.33 | 1123.6 | 222.53 | |
| 144 | 6.5111 | 3.198 | 0.008933 | 62.53 | 0.1730 | 1,211.0 | 15.20 | 19.43 | 34.57 | 1124.0 | 229.02 | |
| 145 | 6.6781 | 3.280 | 0.009148 | 64.04 | 0.1787 | 1,250.9 | 15.23 | 19.60 | 34.81 | 1124.5 | 235.76 | |
| 146 | 6.8471 | 3.363 | 0.009366 | 65.56 | 0.1846 | 1,292.2 | 15.25 | 19.78 | 35.05 | 1124.9 | 242.71 | |
| 147 | 7.0222 | 3.449 | 0.009590 | 67.13 | 0.1908 | 1,335.6 | 15.28 | 19.96 | 35.29 | 1125.4 | 250.02 | |
| 148 | 7.1993 | 3.536 | 0.009817 | 68.72 | 0.1971 | 1,379.7 | 15.30 | 20.15 | 35.53 | 1125.8 | 257.43 | |
| 149 | 7.3805 | 3.625 | 0.010040 | 70.28 | 0.2037 | 1,425.9 | 15.33 | 20.35 | 35.77 | 1126.3 | 265.20 | |
| 150 | 7.5658 | 3.716 | 0.010284 | 71.99 | 0.2105 | 1,473.5 | 15.35 | 20.55 | 36.02 | 1126.7 | 273.19 | |
| 151 | 7.7551 | 3.809 | 0.010526 | 73.68 | 0.2176 | 1,523.2 | 15.38 | 20.76 | 36.26 | 1127.2 | 281.54 | |
| 152 | 7.9485 | 3.904 | 0.010772 | 75.40 | 0.2250 | 1,575.0 | 15.40 | 20.97 | 36.50 | 1127.6 | 290.21 | |
| 153 | 8.1460 | 4.001 | 0.011022 | 77.15 | 0.2327 | 1,628.9 | 15.43 | 21.20 | 36.74 | 1128.1 | 299.25 | |
| 154 | 8.3476 | 4.100 | 0.011279 | 78.95 | 0.2407 | 1,684.9 | 15.45 | 21.43 | 36.98 | 1128.5 | 308.61 | |
| 155 | 8.5532 | 4.201 | 0.011539 | 80.77 | 0.2490 | 1,743.0 | 15.48 | 21.67 | 37.22 | 1129.0 | 318.34 | |
| 156 | 8.7650 | 4.305 | 0.011807 | 82.65 | 0.2577 | 1,803.9 | 15.50 | 21.93 | 37.46 | 1129.4 | 328.51 | |
| 157 | 8.9788 | 4.410 | 0.012077 | 81.54 | 0.2667 | 1,866.9 | 15.53 | 22.19 | 37.70 | 1129.9 | 339.04 | |
| 158 | 9.1986 | 4.518 | 0.012354 | 86.48 | 0.2761 | 1,932.7 | 15.56 | 22.46 | 37.94 | 1130.3 | 350.02 | |
| 159 | 9.4206 | 4.627 | 0.012634 | 88.44 | 0.2858 | 2,000.6 | 15.58 | 22.74 | 38.18 | 1130.8 | 361.36 | |
| 160 | 9.6186 | 4.739 | 0.012919 | 90.43 | 0.2961 | 2,072.7 | 15.61 | 23.03 | 38.43 | 1132.2 | 373.38 | |
| 161 | 9.8807 | 4.853 | 0.013211 | 92.48 | 0.3067 | 2,146.9 | 15.63 | 23.33 | 38.67 | 1131.7 | 385.76 | |
| 162 | 10.119 | 4.970 | 0.013509 | 94.56 | 0.3179 | 2,225.3 | 15.66 | 23.65 | 38.91 | 1132.1 | 398.80 | |
| 163 | 10.361 | 5.089 | 0.013812 | 96.68 | 0.3295 | 2,306.5 | 15.68 | 23.98 | 39.15 | 1132.5 | 412.34 | |
| 164 | 10.608 | 5.210 | 0.014120 | 98.84 | 0.3416 | 2,391.2 | 15.71 | 24.33 | 39.39 | 1133.0 | 426.42 | |

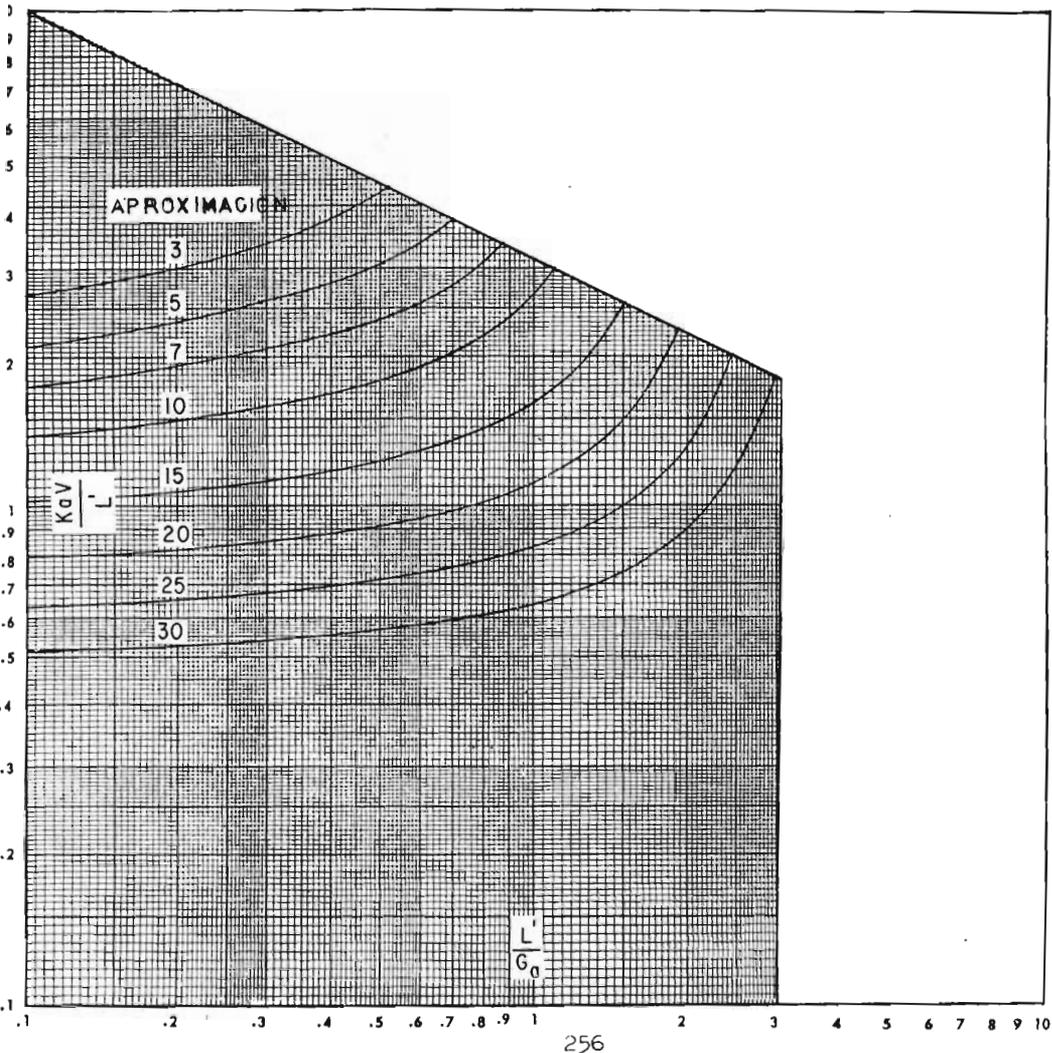


FIG. 9 73A $65^{\circ}F = t_h$; $30^{\circ}F = RANGO$

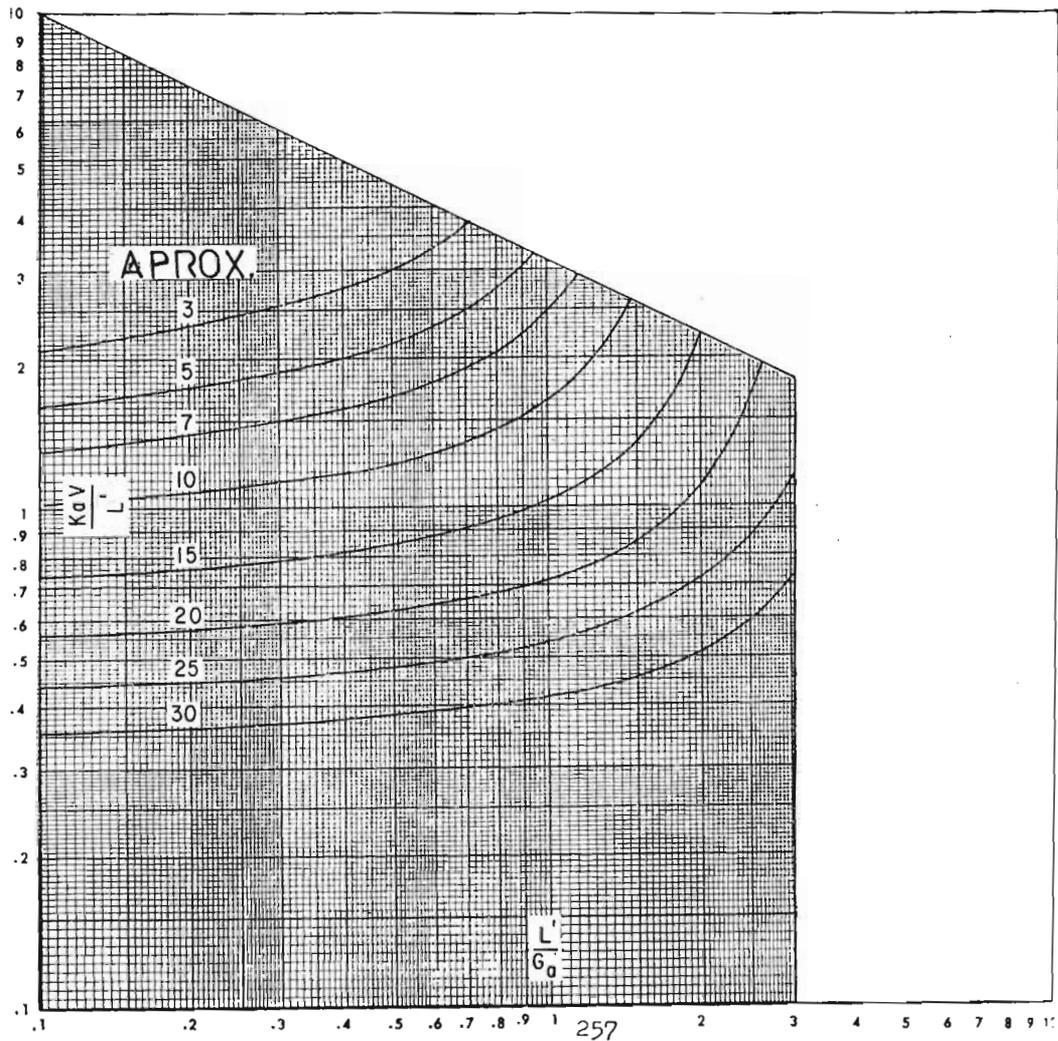


FIG. 9-73 B. $70^\circ F = t_h$; 20 F = RANGO

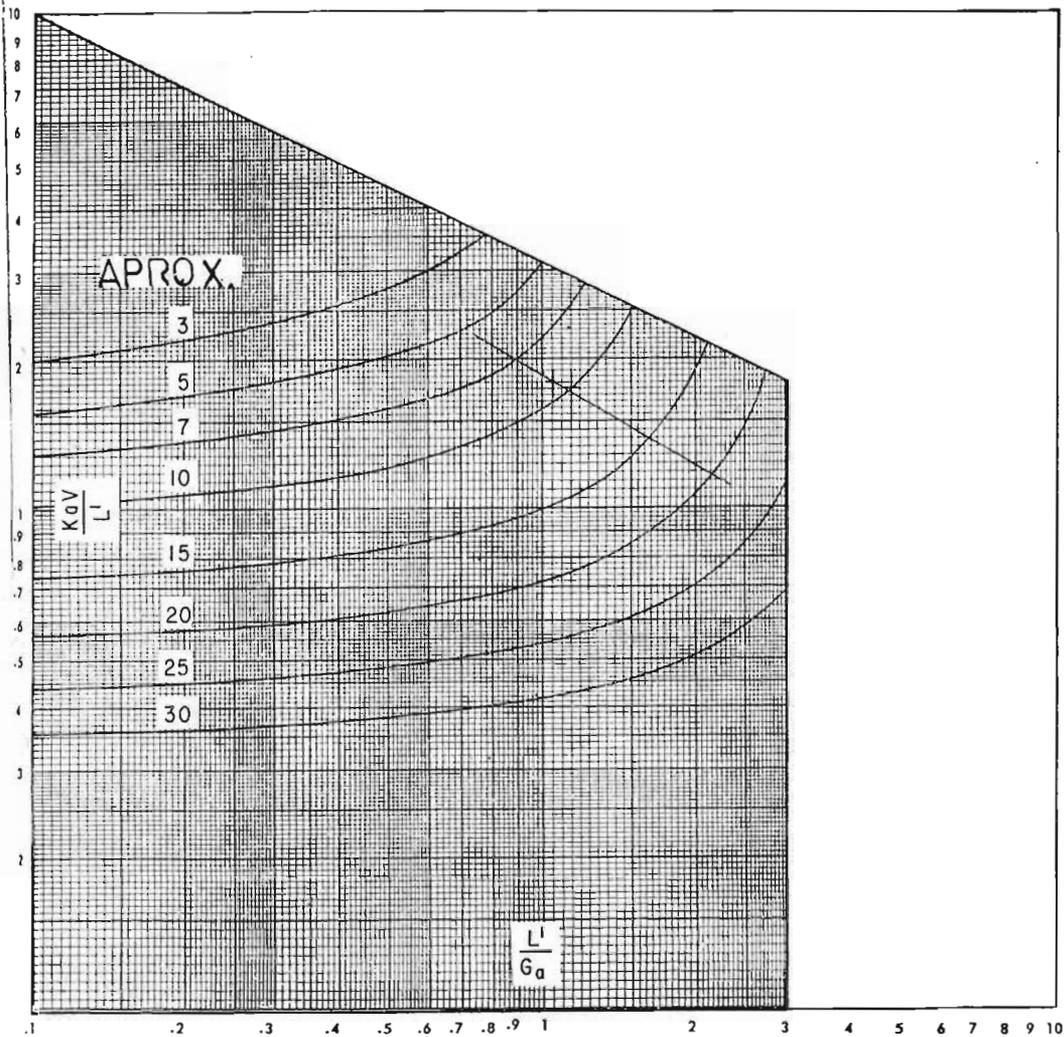
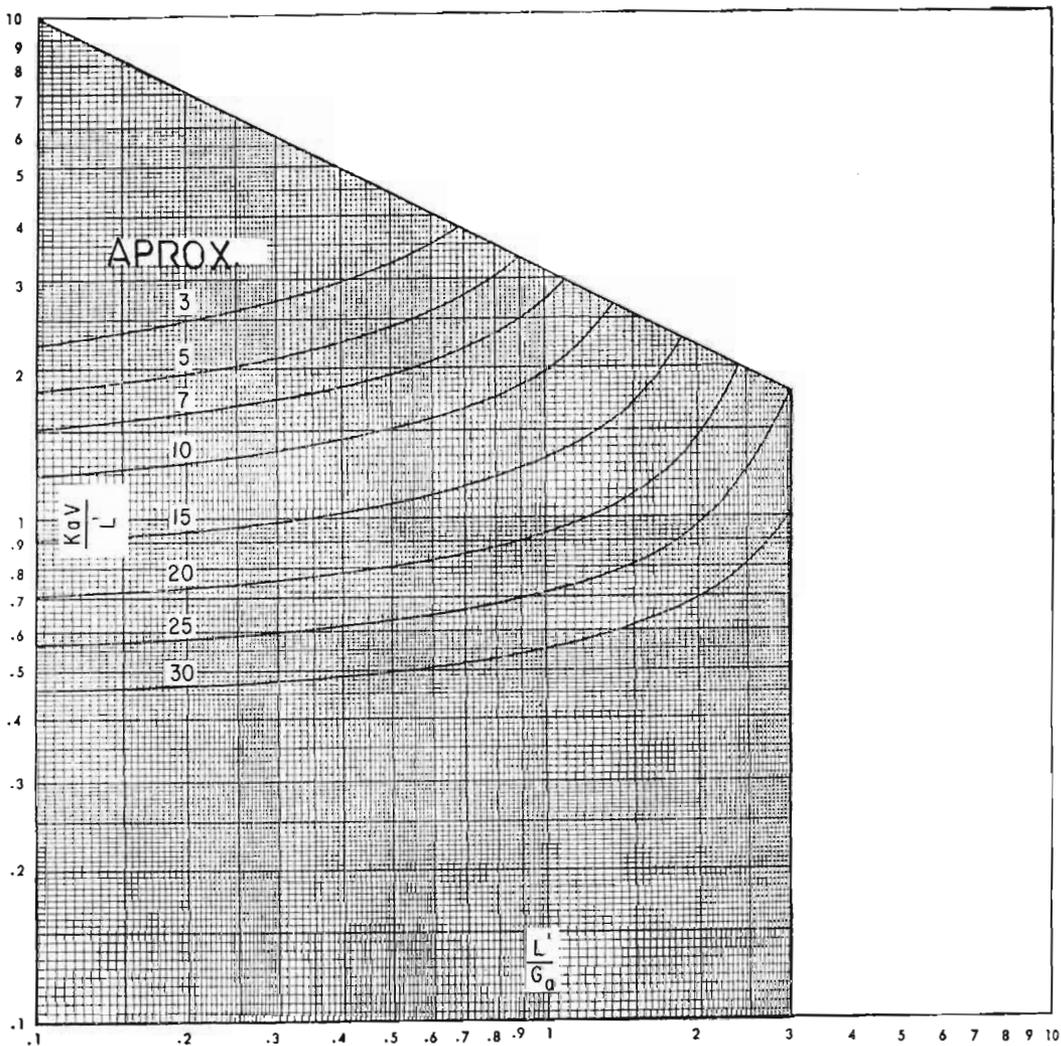
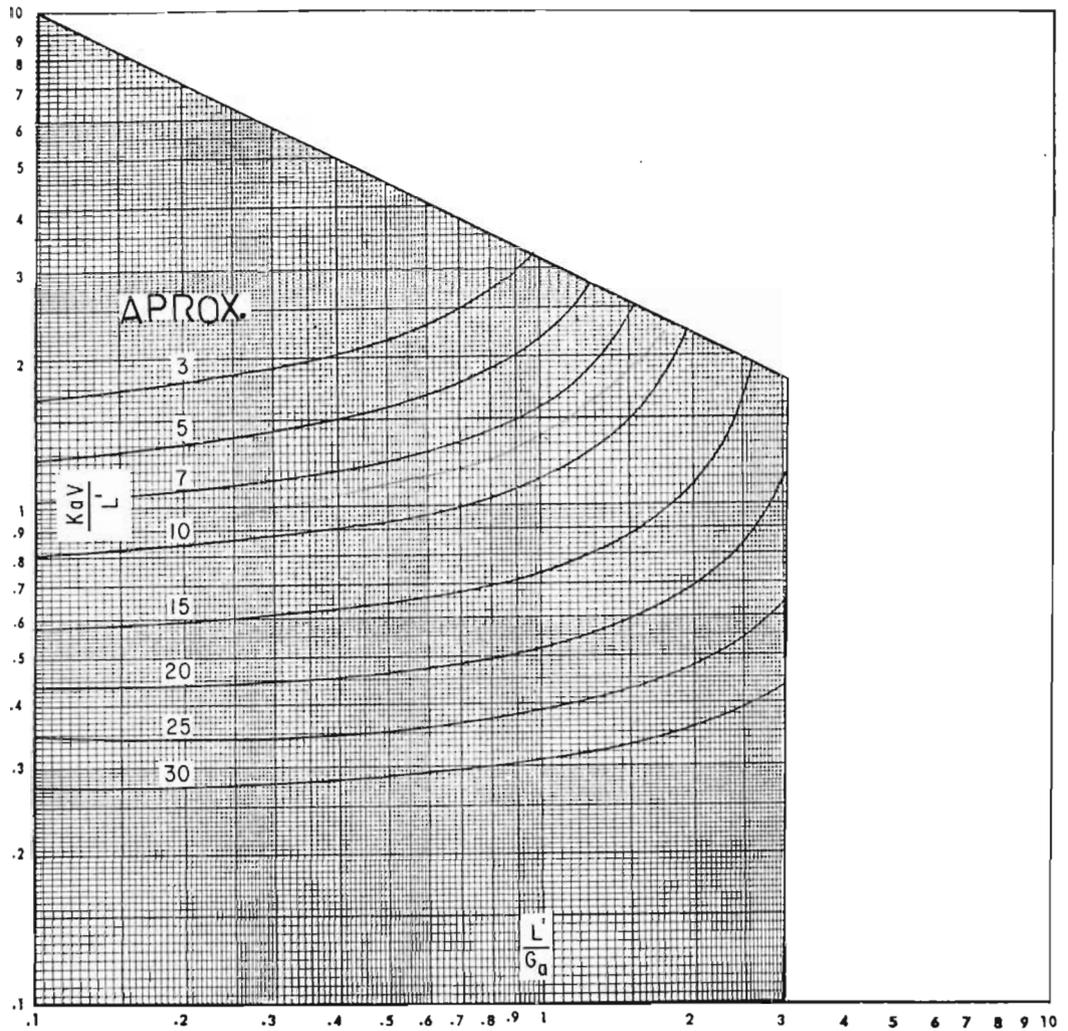


FIG. 973C. 75°F = λ ; 25°F = RANGO



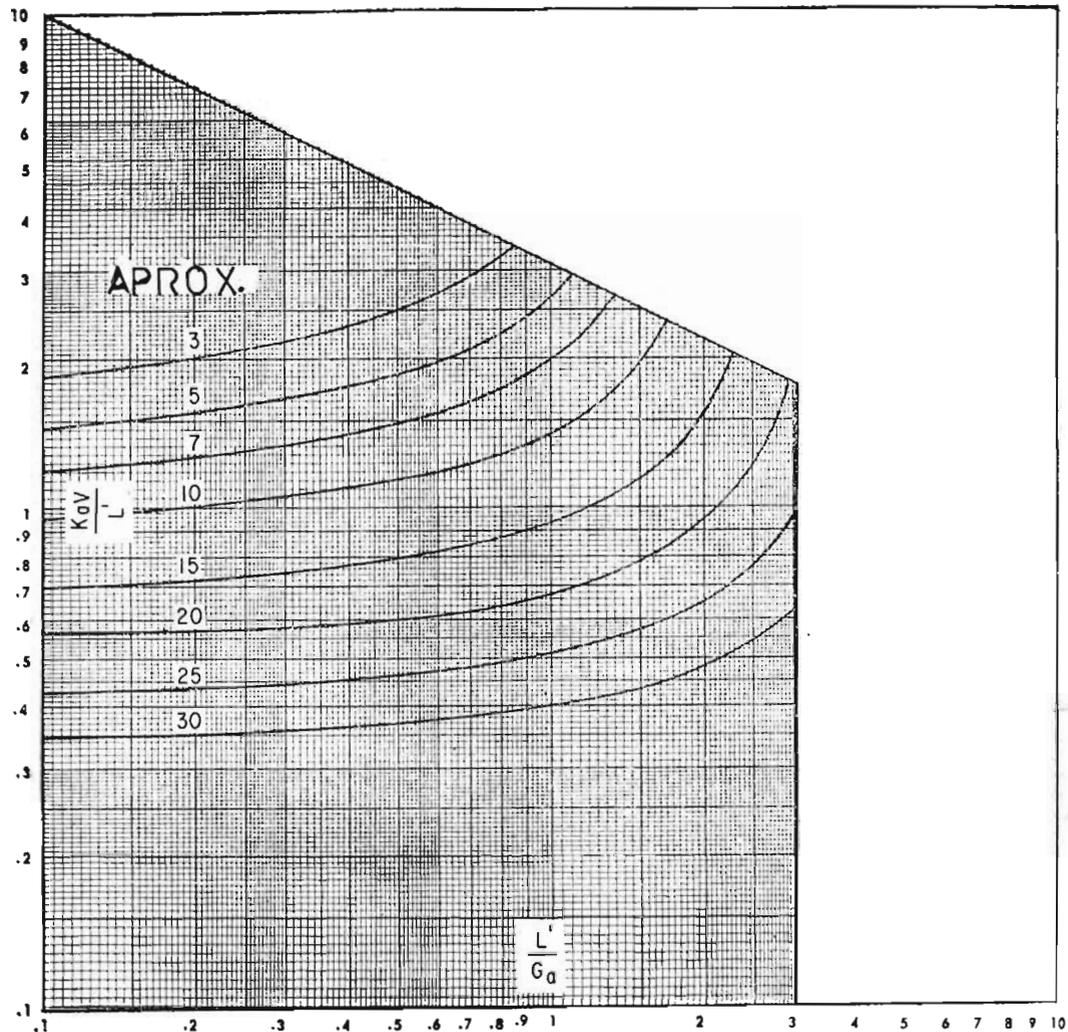
259

FIG 9-73 D. $75^\circ\text{F} = t_w; 40^\circ\text{F} = \text{RANGO}$



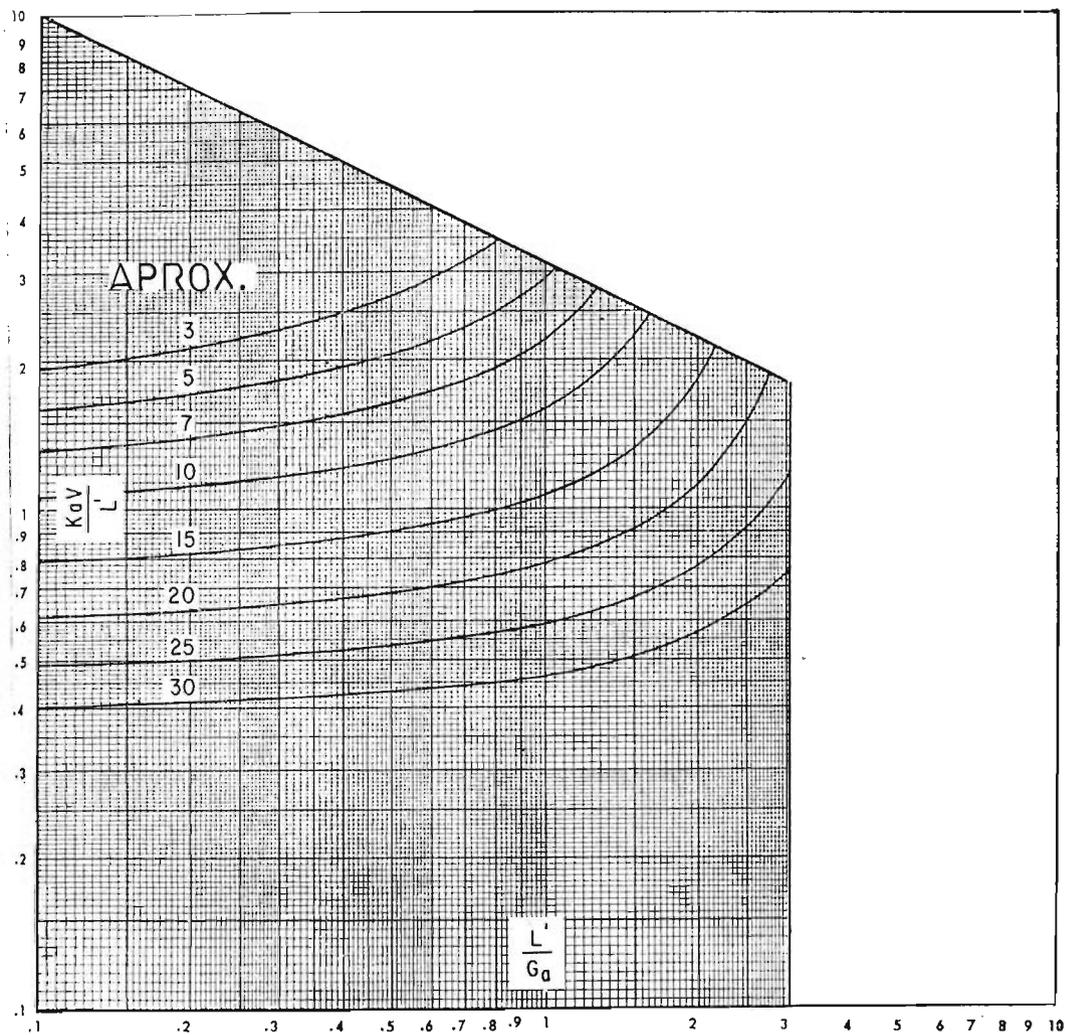
260

FIG. 9-73E. $80^\circ\text{F} : t_h; 20^\circ\text{F} = \text{RANGO}$



261

FIG. 9-73F. $80^{\circ}F = t_h$; $30^{\circ}F = RANGO$



262

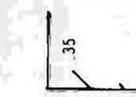
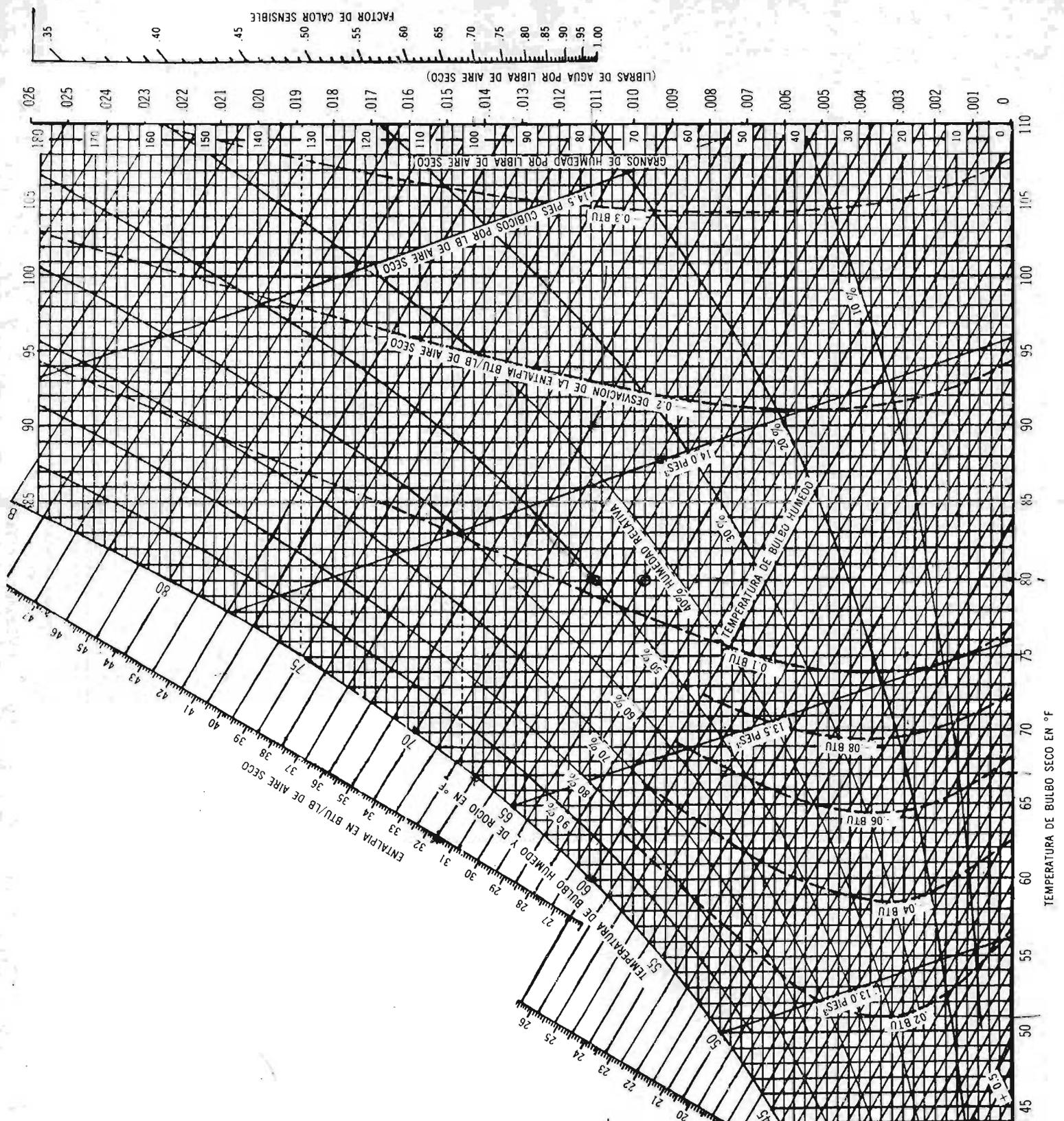
FIG. 9-73 G. $80^\circ F = t_w$; $40^\circ F = \text{RANGO}$

CARTA PSICOMETRICA de Temperaturas Normales

CORRECCIONES PARA W. R. CUANDO LA PRESION BAROMETRICA DIFIERE DE LA ESTANDAR AL NIVEL DEL MAR

| Presión en Hg 1000 ft | ALTITUD APROXIMADA EN PIES | | | | | | | | | | |
|--------------------------------|----------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | -500 | -400 | -300 | -200 | -100 | 0 | 100 | 200 | 300 | 400 | 500 |
| 70 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |
| 71 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |
| 72 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |
| 73 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |
| 74 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |
| 75 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |
| 76 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |
| 77 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |
| 78 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |
| 79 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |
| 80 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |
| 81 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |
| 82 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |
| 83 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |
| 84 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |
| 85 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |
| 86 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |
| 87 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |
| 88 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |
| 89 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |
| 90 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |
| 91 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |
| 92 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |
| 93 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |
| 94 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |
| 95 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |
| 96 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |
| 97 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |
| 98 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |
| 99 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |
| 100 | 0.007 | 0.008 | 0.009 | 0.010 | 0.011 | 0.012 | 0.013 | 0.014 | 0.015 | 0.016 | 0.017 |

ΔP = Diferencia de presión barométrica con la estándar (pig de Hg)
 Δh = Corrección de la entalpía en BTU/lb de aire seco
 ΔW = Corrección de la humedad específica en granos por libra de aire seco



CAPITULO 6.- CONCLUSIONES Y BIBLIOGRAFIA.

CONCLUSIONES.

Debido al enorme desarrollo de la tecnología en la época actual, el Ingeniero necesita tener un buen conocimiento de la operación aire-agua. Ya que por medio de la práctica se conocen métodos de solución de problemas más rápidos debido a que el factor tiempo en una Industria es de gran importancia.

En los primeros capítulos se expone suficiente teoría para asegurar la plena comprensión de los problemas planteados y de los conceptos implícitos en las fórmulas básicas de esta operación. Se analizan las características de la mezcla aire-vapor y los procesos psicrométricos de mayor aplicación en la práctica, así como el uso de las tablas y -cartas psicrométricas.

A continuación se establecen los balances de Energía de cada equipo y se estudian los diferentes tipos de torres de enfriamiento - que existen. Los sistemas de calefacción y refrigeración para el confort de los locales comerciales y casas habitación. Diferentes tipos de secadores que existen en la Industria. Se anexan problemas resueltos que, sin duda, serán de gran utilidad para asimilar dicha operación.

Por su exposición metódica y enfoque práctico es un trabajo -- importante tanto para el estudiante como el profesional quien encontrará en ella un auxiliar útil.

Al elaborar el presente trabajo, arriba el primer peldaño de una cima que durante mucho tiempo me he propuesto alcanzar y sé que con ello renovaré mis ímpetus para iniciar la lucha por una superación que cada vez me exija seguir adelante sin desmayo.

BIBLIOGRAFIA.

- 1).- MASS TRANSFER OPERATIONS.
Robert E. Treybal
Mc Graw-Hill
Second Edition 1968.

- 2).- UNIT OPERATIONS OF CHEMICAL ENGINEERING.
Warden L. McCabe & Julian C. Smith.
Vol II.
Mc. Graw- Hill
Second Edition. 1967.

- 3).- CHEMICAL ENGINNEERS' HAN DBOOK
Robert H. Perry & Cecil H. Chilton.
Mc Graw- Hill
Fifth Edition 1973.

- 4).- INTRODUCTION TO CHEMICAL ENGINEERING.
Badger & Banchero.
Mc Graw-Hill

- 5).- APPLIED PROCESS DESIGN FOR CHEMICAL
AND PETROCHEMICAL PLANTS.
Ernest E. Ludwig
Vol. II
Gulf Plublishing Company
First Edition. 1964.

- 6).- PRINCIPIOS DE LOS PROCESOS QUIMICOS.
O.A. Hougen, K.M. Watson and R.A. Ragatz
Vol. I
Editorial Reverté S.A. 1974.
- 7).- PRINCIPIOS DE OPERACIONES UNITARIAS.
A.S. Foust, L.A. Wenzel and C.W. Clumo
Compañía Editorial Continental S.A.
Primera edición Sexta Impresión. 1974.
- 8).- PRINCIPIOS Y CALCULOS DE LA INGENIERIA QUIMICA.
David M. Himmelblau.
Compañía Editorial Continental S.A.
Primera edición en Español.
Quinta Impresión. 1973.
- 9).- FUNDAMENTOS DE FISICOQUIMICA.
Samuel H. Maron & Carl F. Pruton.
Limusa Wiley, S.A.
Primera Edición 1968.
- 10).- FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACION.
Eduardo Hernández Goribar.
Limusa
Primera Edición 1973.
- 11).- THE TRANE AIR CONDITIONING MANUAL
The Trane Company Lacrosse, Wisconsin

- 12).- AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION.
Burgess H. Jennings and Samuel R. Lewis
C.E.C.S.A.
Cuarta Edición. 1970.
- 13).- MODERN AIR CONDITIONING, HEATING
AND VENTILATING.
Willis H. Carrier, Realto E. Cherne,
Walter E. Grant and William H. Roberts
- 14).- SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO
Y CALCULO DE CARGAS.
Gabriel Barcelo Rico-Avello
Madrid. 1969.
- 15).- AIR CONDITIONING PROPOSAL
York
Borg-Wagner.
- 16).- INFORMACION OBTENIDA DE FOLLETOS DE LAS FABRICAS:
S.F. De México, S.A.
Marley de México, S.A. de C.V.
Industria Ecodyne S.A. de C.V.
Industrial Mexicana, S.A. (Pritchard)
Humidificadores Misco S.A.
Carrier Air Conditioning Company.