

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE CIENCIAS QUIMICAS



APLICACION DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO PARA UN TECHO INDUSTRIAL

T E S I S

que para optar por el título de:

INGENIERO QUIMICO

p r e s e n t a :

JOSE RICARDO YAÑEZ MERELES

México, D. F.

1979



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.

CLAS. TESIS 1979
ABO. M.T. ~~365~~ 365
FECHA _____
PROF. _____
S. _____



JURADO ASIGNADO ORIGINALMENTE SEGUN EL TEMA:

PRESIDENTE.

PROF. VLADIMIR ESTIVIL RIERA

VOCAL.

PROF. ROBERTO ANDRADE CRUZ

SECRETARIO.

PROF. ENRIQUE BRAVO MEDINA.

1er. SUPLENTE:

PROF. ALFONSO MONDRAGON M.

2do. SUPLENTE.

PROF. GUILLERMO ALCAYDE LACORTE.

SITIO DONDE SE DESARROLLO EL TEMA:

BIBLIOTECAS DEL DISTRITO FEDERAL Y
EN EL DOMICILIO DEL SUSTENTANTE.

NOMBRE COMPLETO Y FIRMA DEL SUSTENTANTE:

JOSE RICARDO YAÑEZ MERELES

Firma

NOMBRE COMPLETO Y FIRMA DEL ASESOR DEL TEMA:

ING. ENRIQUE BRAVO MEDINA

Firma

A mis padres:

Ricardo y Dora (♣)

Con amor y agradecimiento por todo lo recibido

A mi esposa Paty:
Por su ayuda y consejos
en los momentos difíciles.

A mis hijos Andrés y Tania
de quienes espero me
superen en todo lo bueno.

A mi hermano Juan José
por sus valiosos regaños

A mis familiares

De una manera especial
a Carlos Sánchez Yáñez

Con agradecimiento y respeto
a todos mis Profesores

Con agradecimiento especial
al Ing. Enrique Bravo M.

A mis amigos y compañeros

CONTENIDO

INDICE GENERAL

Página.

CAPITULO I.-

1. INTRODUCCION.....	2
----------------------	---

CAPITULO II.-

GENERALIDADES	6
A. Propiedades del Aire	7
B. Psicometría	13
C. Refrigeración	54

CAPITULO III.-

APLICACION DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO:

A. Descripción del problema.....	94
B. Enfriamiento Evaporativo	96
C. Problema práctico	110

CAPITULO IV.

CONCLUSIONES	144
--------------------	-----

CAPITULO V.

BIBLIOGRAFIA	148
NOMENCLATURA	152
APENDICE "A"	155
APENDICE "B"	179

CAPITULO I

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

La industria de la refrigeración y del aire acondicionado cada día se extiende más. En otro tiempo, el uso principal de la refrigeración era la producción de hielo; hoy la refrigeración es esencial en la producción y distribución de alimentos y para el funcionamiento eficiente de la industria. Con el aire acondicionado la gente vive más confortablemente, y muchos procesos industriales se realizan de forma más eficiente.

En la actualidad, una de las muchas aplicaciones de la refrigeración es la de mantener una SALA INDUSTRIAL dentro de ciertas condiciones de humedad y temperatura; tales son los casos de Laboratorios, Fábricas de Equipo de Precisión, Textiles, Alimentos y de Productos Farmacéuticos; en los que es importante controlar la humedad o la temperatura en unos y ambas condiciones en otros casos para el buen funcionamiento de las operaciones o procesos.

El factor económico, en éste, como en cualquier otro aspecto, es de mucha importancia, y debe tenerse siempre en cuenta. Hoy en día, con las fluctuaciones

que sufren los valores de las monedas internacionales y - las crisis de energéticos, es necesario realizar estudios económicos para decidir que sistema o sistemas de refrigeración son los más adecuados a nuestras necesidades, que tipos de refrigerante serían los recomendables para que - nuestro proceso resulte técnica y económicamente posible.

Así, los objetivos del presente trabajo son los de aplicar un Sistema de Enfriamiento que nos ayude a bajar nuestras necesidades de refrigeración evitando así tener - que usar el equipo a toda su capacidad, usando por tanto menos energía; que sea técnica y económicamente factible y que no provoque corrientes de aire perjudiciales - a las operaciones como las realizadas en plantas textiles y plantas productoras de fibras químicas en las que, a parte de requerir ciertas condiciones de humedad y temperatura, se necesita ausencia de corrientes que puedan reventar los hilados en virtud de que estos se manejan a grandes velocidades y un cambio de humedad por una corriente de aire puede afectar la flexibilidad y resistencia del hilo o filamento alterando sus propiedades o rompiéndolo.

Cabe mencionar que, aún cuando el presente trabajo sería propio para profesionales de otras áreas, el Ingeniero Químico tiene la capacidad necesaria para poder realizar dicha tarea, dado a que tiene un amplio conocimiento sobre los fenómenos de transporte como lo son: la transferencia de masa y energía.

C A P I T U L O I I

GENERALIDADES

A. PROPIEDADES DEL AIRE.

2. A.1 Composición y estudio del aire:

El aire es una mezcla de varios gases. Los más importantes son el oxígeno, nitrógeno y vapor de agua. El bióxido de carbono se encuentra también presente en cantidades variables; así como tramas de gases raros como el argón y el neón. La composición química en por ciento en peso es la siguiente:

Nitrógeno	77%
Oxígeno	22%
CO ₂	0.04%
Argón	0.94%
Otros gases	0.02%

El aire químicamente puro únicamente se puede obtener en los laboratorios, ya que en el medio ambiente siempre contiene elementos extraños llamados "impurezas" las cuales se pueden clasificar en dos tipos, indeseables o nocivas, como olores, polvos, humos, gases tóxicos y bacterias. El otro elemento extraño, necesario para la vida, es el vapor de agua, el cual puede estar presen-

te en el aire en mayor o menor cantidad.

2.A.2 Vapor de agua en el aire:

El aire es un compuesto sumamente higroscópico, es decir, que tiene gran avidez hacia el vapor de agua, to mándola para sí de cualquier elemento que la contenga; la capacidad de absorción de vapor de agua de un aire, depende exclusivamente de la cantidad de calor que con tenga éste. Así, la cantidad de vapor de agua que con tiene un aire, varía dependiendo de las condiciones climatológicas imperantes en una zona determinada. En las regiones desérticas el aire es muy seco, y en cambio en las junglas tropicales el aire es tan húmedo que uno pue de casi sentir lo mojado de la atmósfera.

Se entiende por aire seco, aquél que no contiene en lo absoluto vapor de agua.

Aire saturado es el que contiene el peso máximo po sible de vapor de agua.

Aire húmedo es el que se encuentra entre los dos - estados límite anteriores.

Dependiendo del contenido de calor sensible un aire

puede absorber más o menos cantidad de vapor de agua.

Tanto el aire seco como el vapor de agua se consideran en muchos casos que tienen un comportamiento parecido al de los gases perfectos.

2.A.3 Leyes de los Gases.

La ley de Boyle establece que a temperatura constante, el volumen de un gas es inversamente proporcional a su presión absoluta.

$$V_1 P_1 = P_2 V_2 \quad \text{--- II(1)}$$

La ley de Charles establece que a presión constante, el volumen de un gas es directamente proporcional a su temperatura absoluta.

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad \text{--- II(2)}$$

La ley general de los gases es una combinación de las leyes de Charles y Boyle.

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \quad \text{--- II(3)}$$

Otra forma de la Ley General es

$$PV = nRT \quad \text{--- II(4)}$$

donde

P = Presión absoluta

V = Volumen

T = Temperatura absoluta

R = Constante Universal de los Gases

n = Número de moles

La ley de Dalton o de las presiones parciales establece que cada gas, en una mezcla gaseosa, ocupa el mismo volumen que si estuviera solo; es decir, cualquier gas ejerce una presión parcial igual a la que ejercería si estuviera solo. La ley de Dalton tiene dos corolarios, ambos muy importantes en análisis de mezclas aire-vapor de agua. Ellos son:

1. La presión total observada de una mezcla de gases es la suma de las presiones parciales de los gases en la mezcla.

2. La entalpía (calor total) de una mezcla es la suma de los contenidos de calor de los constituyentes de la mezcla.

2.A.4 Relación entre la presión del aire y la presión del vapor de agua en la atmósfera:

Las leyes de los gases, junto con los corolarios antes mencionados son las bases para el cálculo de las propiedades psicométricas del aire.

Usando los subíndices "a" para aire y "w" para vapor de agua, nosotros podemos escribir para mezclas de aire-vapor de agua:

$$P = \bar{p}_a + \bar{p}_w \quad \text{-----} \quad \text{II(5)}$$

$$\bar{p}_a V_a = R_a T \quad \text{-----} \quad \text{II(6)}$$

$$\bar{p}_w V_w = R_w T \quad \text{-----} \quad \text{II(7)}$$

Dividiendo las ecuaciones II(6) y II(7) tenemos:

$$\frac{\bar{p}_a V_a}{\bar{p}_w V_w} = \frac{R_a T}{R_w T} = \frac{R_a}{R_w} \quad \text{-----} \quad \text{II(8)}$$

donde....

P) - presión total de la mezcla, lb/ft² o lb/in²

\bar{p}_a) - presión parcial del aire

\bar{p}_w) - presión parcial del vapor de agua

V_a) - volumen específico del aire

V_w) - volumen específico del vapor de agua

R_a) - constante de los gases para aire, $1545/28.97 = 53.4$

R_w) - constante de los gases para vapor de agua,

$$1545/18 = 85.8$$

substituyendo estos valores numéricos en la ecuación 11(8)

tenemos:

$$\frac{\bar{P}_a V_a}{\bar{P}_w V_w} = \frac{53.4}{85.8} = 0.623 \quad \text{--- (11(9))}$$

Por otro lado sabemos que el volumen específico es el recíproco de la densidad y por lo tanto,

$$\frac{\bar{P}_a \rho_w}{\bar{P}_w \rho_a} = 0.623 \quad \text{--- 11(10)}$$

pero...

$$\frac{\rho_w}{\rho_a} = \frac{\text{lb var. agua} / \text{ft}^3}{\text{lb aire} / \text{ft}^3} = \frac{\text{lb var. agua}}{\text{lb aire}}$$

lo cual expresa la cantidad de vapor de agua mezclado con una libra de aire seco. De aquí en adelante llamaremos humedad específica a la nueva relación representada por W .

$W = 0.623 \frac{\bar{P}_w}{\bar{P}_a}$ la cual, combinada con la ecuación 11(5) tenemos:

$$W = 0.623 \frac{P_w}{P - P_w} \quad \text{II(11)}$$

Esta ecuación es la base para calcular las tablas - de propiedades de las mezclas aire-vapor de agua.

B. PSICOMETRIA.

2.B.1 Humedad:

En la superficie de los mares, ríos y lagos, se verifica una evaporación considerable. Los mares, en particular, envían a la atmósfera una cantidad enorme de vapores.

El aire, a una temperatura determinada, puede contener por unidad de volumen solo una cantidad limitada de vapor. Si la cantidad efectivamente contenida es poco menor que la cantidad capaz de saturarle, se dice que el aire está húmedo, si es mucho menor se dice que está seco.

En términos técnicos, la humedad son las libras de vapor de agua que contiene una lb de gas seco. Así, la humedad depende solo de la presión parcial del vapor - en la mezcla cuando la presión total es fija. La humedad puede expresarse por medio de dos parámetros, como

humedad específica y como humedad relativa.

2.B.2 Humedad Específica:

Con anterioridad se le definió como la cantidad de vapor de agua por libra de aire seco. Puede calcularse a partir de la Ec. 11(11). Para una dada presión atmosférica, la Ec. 11(11) expresa la relación que liga a "W" con " \bar{P}_w ". En la construcción de la carta psicrométrica puede gradurarse el eje de ordenadas en unidades W, lo cual es posible porque los valores de \bar{V} y p tienen una relación fija. En los países anglosajones se mide esta - humedad a veces en "granos de agua por libra de aire - seco, siendo 7,000 granos igual a 1 lb.

$$1\text{lb} = 7,000 \text{ granos (gr)}$$

$$w = \text{lb de agua} / \text{lb aire seco}$$

$$w = \text{gr. de agua} / \text{lb aire seco.}$$

2.B.3 Humedad Relativa:

Es la medida del grado de saturación del aire a una temperatura dada. Se expresa como por ciento de saturación. Así, un aire saturado tendría una humedad relativa de 100%, y un aire perfectamente seco una humedad

relativa de 0%. En la práctica los valores de HR se obtienen dividiendo la humedad específica actual (W) por la humedad específica si el aire fuese saturado a la misma temperatura.

$$HR = \frac{W \text{ actual}}{W \text{ sat.}} \times 100 = \% HR \quad \text{II(12)}$$

Para cualquier vapor, la representación gráfica de las líneas de humedad relativa pueden trazar se fácilmente sobre una carta temperatura-presión de vapor.

2.B.4 Termometría:

Cuando un líquido se evapora dentro de un gran volumen de gas insaturado el cual está inicialmente a la misma temperatura que el líquido, sino se suministra calor de fuentes externas, el líquido espontáneamente se enfriará suministrando una parte de la energía requerida para la vaporización. Si el cuerpo del líquido tiene una superficie grande en proporción a su masa, su temperatura caerá rápidamente a un valor de equilibrio. Es-

te equilibrio de temperatura alcanzado es determinado por un balance dinámico establecido entre la cantidad de transferencia de calor al líquido por el gas ambiental un poco más caliente y la cantidad de transferencia de vapor del líquido al gas ambiental con absorción por parte del líquido del correspondiente calor de vaporización. La temperatura de equilibrio alcanzada por un líquido el cual se está vaporizando dentro de un gas es llamada "temperatura de bulbo húmedo", la cual es siempre menor que la temperatura actual de "bulbo seco" del gas dentro del cual la evaporación tiene lugar. Si el gas está inicialmente saturado con el vapor dado, entonces ni la vaporación del líquido ni la depresión de la temperatura de bulbo-húmedo ocurre. De esto último podemos utilizar convenientemente la depresión de la temperatura de bulbo-húmedo como una medición del grado de insaturación de una mezcla gas-vapor.

2.B.5 Temperatura de Bulbo Seco (Tbs):

Se llama temperatura de bulbo seco del aire a la indicada por un termómetro ordinario.

2.B.6 Temperatura de Bulbo Húmedo (Tbh):

Una definición simple de la temperatura de bulbo húmedo es la siguiente: "es la temperatura indicada por un termómetro que tiene su bulbo humedecido e inmerso en una corriente de aire". Deben imponerse ciertas restricciones a nuestra simple definición. (una definición más técnica ya se dió en el inciso 2.B.4). Es necesario evitar la transmisión de calor por radiación al o desde el termómetro, y debe también evitarse la transmisión por conducción a lo largo del vástago. Cuando se han suprimido todas las inexactitudes, el termómetro señala una temperatura que es realmente la del agua sobre el bulbo.

El agua, cuando está en contacto con aire no saturado, toma una temperatura diferente a la del aire. Expliquemos mejor este proceso:

Consideremos una gota de agua que cae a través de una corriente de aire tal y como se representa en la fig. B.2 Al caer la gota se va poniendo sucesivamente en contacto con aire no saturado. La carta psicrométrica de la fig. B.3, permite sobre un diagrama presión de vapor vs temperatura representar gráficamente los estados.

del aire y de la gota de agua. Los puntos representativos del agua están en la línea de saturación. Cuando el agua en el punto X y el aire en el punto "a" se ponen en contacto, el agua tiene una presión de vapor superior a la del aire, lo que provoca un desplazamiento de moléculas de agua desde la gota del líquido al aire por evaporación. La energía necesaria para evaporar el agua puede proceder del aire por transmisión de su calor sensible o de la gotita de agua por descenso de su propia temperatura. Con el primer contacto, la temperatura del agua ha descendido a Y.

El siguiente contacto del agua y del aire entre la gota de agua en el estado Y y el aire no saturado en el "a". Aquí, de nuevo, la presión del vapor de la gota de agua es superior a la del aire, y una vez más se produce una evaporación. La mayor parte del calor para la evaporación procede del aire, y una menor parte, de la reducción de temperatura del agua, debido a que la diferencia de temperatura entre "a" e Y es mayor que entre "a" y X. Se llega a un equilibrio final en el que la temperatura del agua no desciende más, y el calor para vaporizar el agua procede exclusivamente del calor -

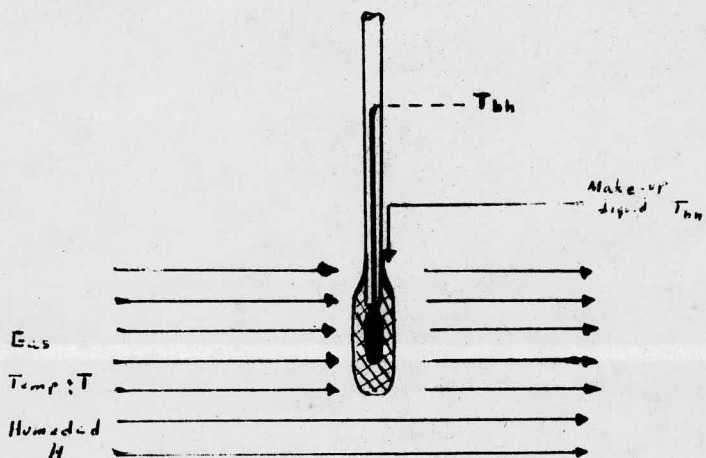


Fig.B.1 Principio de temperatura de Bulbo - Húmedo.

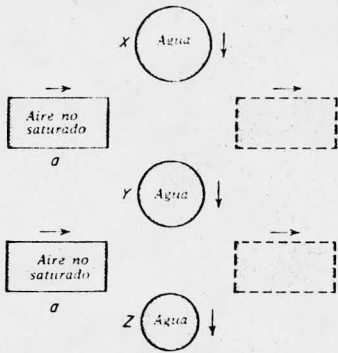


Fig. B.2 Contacto de una gota de agua con aire no saturado.

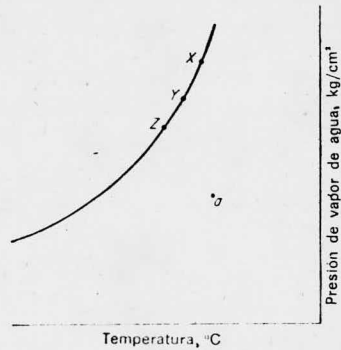


Fig. B.3 Temperaturas y presiones de vapor de la Fig. B.2

sensible del aire. Esta temperatura final del agua al salir del íntimo contacto es la temperatura de BULBO HUMEDO.

Por qué es esta temperatura final que toma el agua, igual a la temperatura del bulbo húmedo? La razón es que el agua sobre el bulbo de un termómetro con el bulbo húmedo se comporta de la misma manera que la gota de agua de la Fig. B.2. Cuando el aire no saturado en

tra en contacto con el agua del bulbo, la temperatura del agua desciende, y el aire humedecido es barrido por otra masa de aire no saturado. El agua sobre el bulbo cae finalmente hasta una temperatura constante.

Para distinguir entre la temperatura de bulbo húmedo y la temperatura que es la abscisa de la carta psicrométrica, a esta última se le designa con el nombre de "temperatura de bulbo seco" cuando hay posibilidad de confusión. La temperatura de bulbo húmedo no es, estrictamente hablando, una propiedad del aire, sino que es una medida del efecto del aire sobre el agua cuando está en íntimo contacto con ella.

2.B.7 Temperatura o Punto de Rocío:

Es la temperatura a la cual una mezcla vapor-gas (vapor de agua-aire) viene saturada cuando es enfriada a presión constante. En otras palabras, si una mezcla insaturada de vapor y gas es enfriada, las cantidades relativas de los componentes y el porcentaje de composición por volumen permanecerán invariables. Esto sigue que, si la presión total es constante, la presión parcial del vapor no sufrirá cambio alguno durante el enfriamiento.

Este será el caso hasta que la temperatura se baje a tal valor que la presión de vapor del líquido puro a este valor de temperatura se iguale a la presión parcial del vapor en la mezcla. En este punto habremos llegado al - caso de una mezcla saturada, y cualquier enfriamiento que se dé de más provocará la condensación. Así, la temperatura a la cual la presión de vapor del líquido es igual a la presión parcial del vapor en la mezcla se llama PUNTO DE ROCIO de la mezcla.

El contenido de vapor de una mezcla vapor-gas puede ser calculado a partir de los datos de punto de rocío o viceversa, los puntos de rocío pueden ser predichos de la composición de la mezcla.

Visualicemos con un ejemplo lo anteriormente expuesto. Si una mezcla insaturada tal como la representada - en la fig. B.4 es enfriada a presión constante, el camino seguido por el proceso de enfriamiento está representado por la línea FG, y la mezcla se acercará más y más a la saturación conforme la temperatura disminuya, hasta que llega a la saturación completa en T_r (temp. del punto de rocío). Si la temperatura se reduce solamente en

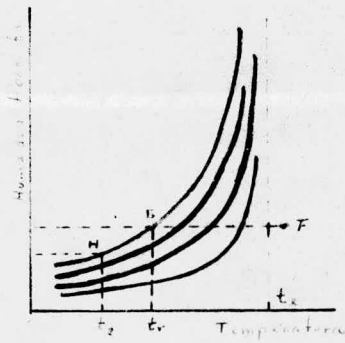
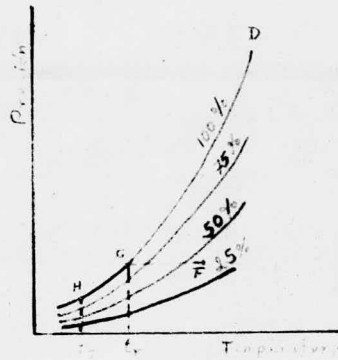


Fig. 3.4 Formas de cartas psicrométricas.
(Robert E. Treybal, 2a. Ed. Mc Graw-Hill
Kogakuscha).

una cantidad infinitesimal abajo de T_r , el vapor condensará en forma de rocío.

2.B.8 Volumen Húmedo:

El volumen húmedo VH de una mezcla vapor-gas, es el volumen total en ft^3 , de una libra de gas libre de vapor, más el vapor que puede contener, a la presión y temperatura reinantes. De la ley de los gases, VH se relaciona con la humedad y la temperatura por la ecuación

$$VH = \frac{359 T}{492} \left(\frac{1}{M_g} + \frac{W}{M_v} \right) \quad \text{II(13)}$$

2.B.9 Calor Húmedo:

El calor húmedo CH es el calor necesario para incrementar 1°F la temperatura de una libra de gas y su contenido de vapor a presión constante.

$$CH = CP_g + CP_v W \quad \text{II(14)}$$

Donde CP_g y CP_v son los calores específicos del gas y vapor respectivamente.

2.B.10 Entalpía:

La entalpía de una mezcla de aire seco y de vapor de agua es la suma de las entalpías de ambos y la representaremos por "E". Para calcular E, deben escogerse dos estados de referencia, uno para el gas y otro para el vapor.

Permita que T_0 sea la temperatura escogida para ambos componentes, y basar la entalpía del vapor de agua sobre el líquido a T_0 . Permita, por otro lado, que T sea la temperatura del gas. En la práctica, la entalpía del aire seco está referida a la temperatura de -17.8°C , es decir, es nula a esta temperatura. La entalpía del vapor de agua está referida a la temperatura de 0°C , es decir, es nula para el líquido saturado a 0°C . La entalpía total es la suma del calor sensible del gas + el calor sensible del líquido + el calor latente de la humedad evaporada (λw).

$$E = C_{p_a} (T - T_0) + W\lambda_0 + C_{p_w} W (T - T_0) \quad \text{II(15)}$$

donde es el calor latente del líquido a T_0 . De la Ec. II (15) resulta que:

$$E = CH (T - T_0) + W\lambda_0 \quad \text{--- (16)}$$

La entalpía del vapor de agua es la que corresponde al vapor saturado, si bien el vapor de agua en las mezclas aire-vapor de agua está probablemente recalentado. Sin embargo, no resulta error apreciable debido a que la forma en que la entalpía depende de la temperatura es la representada en la Fig. B.5. A pesar del recalentamiento, la entalpía del vapor recalentado es casi igual a la entalpía del vapor saturado a la misma temperatura.

2.B.11 Saturación Adiabática:

El proceso llamado "saturación adiabática" se ilustra esquemáticamente en la Fig. B.6 la instalación consiste en una cámara aislada a través de la cual circula, en proceso continuo, agua que cae pulverizada en forma de lluvia. La lluvia de agua satura el aire. Algún tiempo después del comienzo de la operación, cuando se ha establecido el equilibrio, el agua sale de la cámara a la misma temperatura a la que entra. La temperatura constante del agua en el saturador adiabático es la misma temperatura que al final tomaba la gotita de agua de la Fig. B.2.

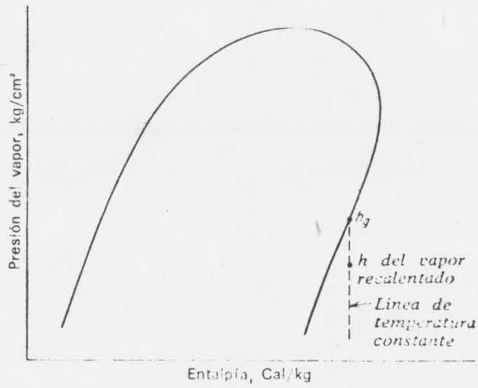


Fig. B.5 Dependencia de la temperatura, de la entalpía del vapor recalentado.

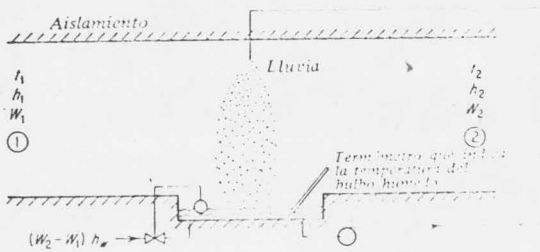


Fig. B.6 Saturación adiabática.

La temperatura del aire que sale del saturador adiabático se considera igual a la temperatura de bulbo húmedo del aire. En la práctica, esta suposición es verdadera, si bien no es exacta. Carrier, en el primer estudio sobre psicrometría en 1911, creyó que esto era verdad. Sin embargo, en 1933, Lewis comprobó que en atmósferas de aire y para otros vapores distintos del vapor de agua, la temperatura de bulbo húmedo y la temperatura del aire después de la saturación no son necesariamente idénticas. En el caso de las mezclas aire-vapor de agua es una coincidencia que la temperatura de bulbo húmedo y la temperatura después de la saturación adiabática sean casi iguales. De aquí en adelante se considerarán iguales.

2.B.12 Relación entre las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo, Punto de Rocío, Humedad Relativa y Entalpía:

Si el aire está saturado con vapor de agua (100% HR) no habrá ninguna depresión de la T_{bh} (Temp. bulbo húmedo). También, en la saturación, cualquier descenso de la temperatura provocaría la condensación. Consecuentemente, en la saturación, $T_{bh} = T_{bs}$ (temp. bulbo seco) = T_r

(punto de rocío).

En cualquier mezcla insaturada la relación que guardan la T_r , T_{bs} , y T_{bh} es algo más compleja. Dicha relación puede clarificarse mejor con el empleo del esquema de la Fig. B.6

Supongamos que la cámara perfectamente aislada es llenada con una mezcla insaturada de aire-vapor de agua a 94°F de T_{bs} y $\text{HR} = 60\%$. La presión es considerada constante y el aislamiento preservará de cualquier pérdida o ganancia de calor. Considerando los datos de la tabla B.7 encontramos una temp. de bulbo húmedo de 82°F . La entalpía de la mezcla se calcula por el mecanismo siguiente:

1. Calor sensible del Aire E_a

$$E_a = 0.24 \times 94 = 22.6 \text{ BTU/lb}$$

2. Calor sensible del líquido E_l

$$\begin{aligned} W &= 0.60 \times 248 \quad (\text{de la tabla B.8}) \\ &= 148.9 \text{ gr vap. de agua / lb aire} \end{aligned}$$

$$E_l = \frac{148.9}{7000} \times (82 - 32) = 1.062 \text{ BTU/lb}$$

3. Calor latente λ

$$\lambda = 0.1493 \times 148.9 = 22.2 \text{ BTU}$$

$$E = 22.6 + 1.062 + 22.2 = 45.86 \text{ BTU/lb}$$

El punto de rocío de la mezcla se calcula como sigue: De la parte No. 2, $W = 148.9$ y con la tabla B.8 un aire con una humedad de 148.9 alcanza la saturación alrededor de los 78.6°F y por lo tanto, esta es la temperatura de rocío de la mezcla.

Ahora siguiendo con el ejemplo de la cámara adiabática, espreamos agua a la temperatura de bulbo húmedo de 82°F dentro de la cámara.

Puesto que el aislamiento se considera perfecto, no entrará ni saldrá calor del saturador, y cualquier proceso termodinámico que tenga lugar ocurrirá a calor constante. Tales procesos a calor constante se denominan adiabáticos.

El agua se evaporará hasta alcanzar la saturación del aire dentro de la cámara. El calor sensible transferido por el aire es igual al incremento en calor latente de la humedad evaporada. El calor total permanece constan

DEPRESSION T_{db}

T °F	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
32	90	79	69	60	50	41	31	22	13	4																				
36	91	82	73	65	55	48	39	31	23	14	6																			
40	92	84	76	68	61	53	46	38	31	23	16	9	2																	
44	93	85	78	71	64	57	51	44	37	31	24	18	12	5																
48	93	87	80	73	67	60	54	48	42	36	31	25	19	14	8	3														
52	94	88	81	75	69	63	58	52	46	41	36	30	25	20	15	10	6	0												
56	94	88	82	77	71	66	61	55	50	45	40	35	31	26	21	17	12	8	4											
60	94	89	84	78	73	68	63	58	53	49	44	40	35	31	27	22	18	14	6	2										
64	95	90	85	79	75	70	66	61	56	52	48	43	39	35	31	27	23	20	16	12	9									
68	95	90	85	81	76	72	67	63	59	55	51	47	43	39	35	31	28	24	21	17	14									
72	95	91	86	82	78	73	69	65	61	57	53	49	46	42	39	35	32	28	25	22	19									
76	96	91	87	83	78	74	70	67	63	59	55	52	48	45	42	38	35	32	29	26	23									
80	96	91	87	83	79	76	72	68	64	61	57	54	51	47	44	41	38	35	32	29	27	24	21	18	16	13	11	8	6	4
84	96	92	88	84	80	77	73	70	66	63	59	56	53	50	47	44	41	38	35	32	30	27	25	22	20	17	15	12	10	8
88	96	92	88	85	81	78	74	71	67	64	61	58	55	52	49	46	43	41	38	35	33	30	28	25	23	21	18	16	14	12
92	96	92	89	85	82	78	75	72	69	65	62	59	57	54	51	48	45	43	40	38	35	33	30	28	26	24	22	19	17	15
96	96	93	89	86	82	79	76	73	70	67	64	61	58	55	53	50	47	45	42	40	37	35	33	31	29	26	24	22	20	18
100	96	93	90	86	83	80	77	74	71	68	65	62	59	57	54	52	49	47	44	42	40	37	35	33	31	29	27	25	23	21
104	97	93	90	87	84	80	77	74	72	69	66	63	61	58	56	53	51	48	46	44	41	39	37	35	33	31	29	27	25	24
108	97	93	90	87	84	81	78	75	72	70	67	64	62	59	57	54	52	50	47	45	43	41	39	37	35	33	31	29	28	26

Fig. B.7 Tabla Psicrométrica: % de humedad relativa a partir de la temperatura de bulbo-seco y la depresión de la temperatura de bulbo-húmedo.
(Air Conditioning Principles, Makey O. Charles, Reinhold Co.).

T °F	Presión de Saturación Pulg. Hg	Calor del Líquido Btu/lb.	Calor total después de la Vaporización Btu/lb.	Volumen del vapor de agua ft ³ /lb.	Volumen ft ³ /lb	Calor Específico Btu/lb	Cantidad de Vapor Saturado granos
-40	3.8(10) ⁻³	-177.1	1043.4	1.3(10) ⁵	10.57	- 9.6	0.55
-30	7.5(10) ⁻³	-172.7	1047.8	7.4(10) ⁴	10.82	- 7.2	1.02
-20	1.3(10) ⁻³	-168.2	1052.3	4.2(10) ⁴	11.07	- 4.8	1.83
-10	2.2(10) ⁻³	-163.6	1056.7	2.5(10) ⁴	11.33	- 2.4	3.21
0	3.8(10) ⁻³	-159.0	1061.1	1.5(10) ⁴	11.58	0.0	5.48
10	6.3(10) ⁻³	-154.2	1065.5	9060	11.83	2.4	9.16
20	0.1027	-149.4	1069.9	5662	12.08	4.8	14.99
30	0.1645	-144.4	1074.3	3608	12.34	7.2	24.07
32	0.1803	-143.4	1075.2	3305	12.39	7.7	26.40
35	0.2034	0.0	1076.5	2948	12.46	8.4	29.80
40	0.2477	8.0	1078.7	2445	12.59	9.6	36.34
45	0.3002	13.1	1080.9	2037	12.72	10.8	44.14
50	0.3624	18.1	1083.1	1704	12.84	12.0	53.40
55	0.4356	23.1	1085.2	1431	12.97	13.2	64.36
60	0.5216	28.1	1087.4	1207	13.09	14.4	77.29
65	0.6221	33.1	1089.6	1022	13.22	15.6	92.51
70	0.7392	38.1	1091.8	868	13.35	16.8	110.4
72	0.7911	40.1	1092.6	814	13.39	17.3	118.4
75	0.8751	43.1	1093.9	740	13.47	18.0	131.3
80	1.0323	48.1	1096.1	633	13.60	19.2	155.8
85	1.2136	53.1	1098.3	543.3	13.74	20.4	184.4
90	1.4219	58.0	1100.4	467.9	13.85	21.6	217.6
95	1.6607	63.0	1102.6	404.2	13.98	22.8	256.4
100	1.9334	68.0	1104.7	350.2	14.11	24.0	301.5
120	3.4477	88.0	1113.3	203.2	14.61	28.8	569.0
140	5.8842	108.0	1121.7	123	15.12	33.7	1071.0
160	9.6556	128.0	1129.9	77.3	15.62	38.5	2090.0
180	15.295	148.0	1137.9	50.2	16.13	43.3	4598.0
200	23.468	168.1	1145.8	33.6	16.63	48.1	16052.0
212	29.921	180.1	1150.4	26.8	16.90	50.0	- -

Fig. B. 8. Cantidad de vapor de agua en aire saturado (aire acondicionado; Carrier Corporation)

te. Como el calor sensible es obtenido del aire, la temperatura de bulbo seco cae. Como la saturación es alcanzada, $T_{bs} = T_r = T_{bh} = 82^{\circ}\text{F}$. La entalpía permanece constante en 45.86 BTU por libra. La T_{bh} es la misma en la saturación que en la condición inicial.

El proceso ilustrado puede ser descrito por un diagrama temperatura-calor total-tiempo representado por la fig. B.9. En la gráfica se observa claramente que T_{bh} y Calor Total permanecen constantes durante la saturación adiabática. En la práctica, en acondicionamiento de aire, los procesos psicrométricos no ocurren bajo la idealidad.

De lo anterior, podemos establecer lo siguiente:

1. La T_{bs} está asociada solamente al calor sensible del aire en mezclas Aire-Vapor de agua.

2. La T_r es una indicación de la humedad específica y por lo tanto del calor latente que contiene la mezcla Aire-Vapor de agua.

3. La T_{bh} es constante en tanto el Calor Total permanezca constante.

4. La entalpía es el calor total que contiene la -

mezcla aire-vapor de agua.

2.B.13 La Carta Psicrométrica:

Un gráfico completo de una Carta Psicrométrica es una operación detallada y compleja, por lo que aquí - presentaremos solo las más importantes.

Una breve descripción de como algunas de las líneas sobre la carta se grafican se darán a continuación.

LÍNEA DE SATURACION.- Es la línea donde se localizan todos los puntos que representan una mezcla saturada aire-vapor de agua.

Para trazar esta línea, es necesario determinar W_s (humedad esp. en la saturación) para temperaturas de bulbo seco dadas.

LÍNEAS DE HUMEDAD RELATIVA CONSTANTE.-

Usando la gráfica de la fig. B.10 las líneas de humedad relativa constantes pueden encontrarse de la siguiente manera. Por ejemplo, primero localice el punto de 60% de HR sobre la línea de $T_{bs} = 80^\circ\text{F}$. Puesto que (de la tabla B.8), $W_s = 155.8 \text{ gr/lb}$, el contenido de humedad a HR = 60% es de 93.5 gr/lb

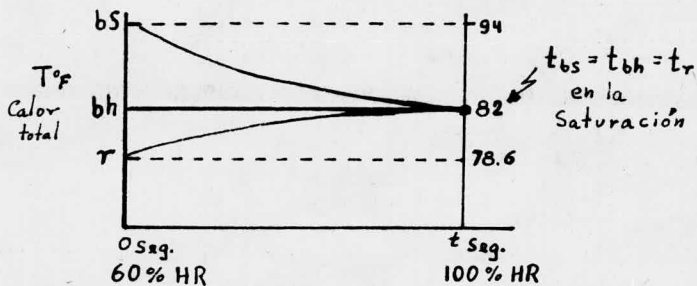


Fig. 9 Diagrama Temperatura-Calor Total-Tiempo de un proceso adiabático. v5

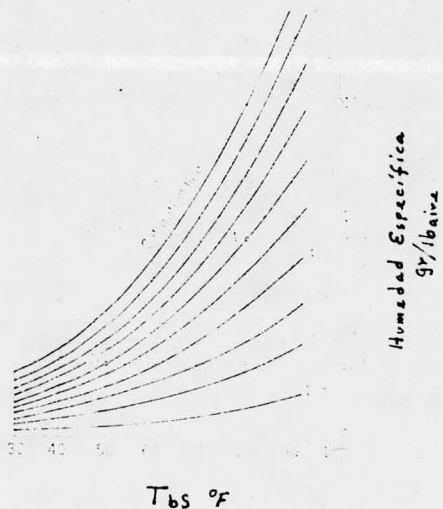


Fig. B. 10 Representación gráfica de las líneas de Humedad-Relativa. (Aire acondicionado y refrigeración; Jennings H. B. International).

es de 93.5 gr/lb aire seco. Esta condición es graficada como punto A en la Fig. B.10. A $T_{bs} = 50^{\circ}\text{F}$ y $\text{HR} = 60\%$ tiene una $W_s = 0.60 \cdot 53.5 = 32.1$ gr/lb. Así, hemos localizado el punto B. Siguiendo éste camino encontraremos los puntos necesarios para trazar las líneas de humedad relativa.

LÍNEAS DE BULBO HUMEDO CONSTANTES.

Para localizar las líneas de temperatura de bulbo húmedo constante, se procede como sigue: Recordando que, en la saturación, $T_{bh} = T_{bs} = T_r$, un punto rápidamente localizable, que es, el punto de intersección de cada línea de bulbo seco con la línea de saturación. Consideremos, por ejemplo, un punto A (Fig. B.11) el cual representa aire saturado a 70°F . Ahora determinemos sobre la línea de 70°F de T_{bh} , por ejemplo, el punto donde intersecciona la línea de $T_{bs} = 80^{\circ}\text{F}$. Para localizar este punto nos referimos a la tabla B.7 y notamos que a 80°F de bulbo seco y una depresión de la T_{bh} de 10° -- $(80 - 70)$ corresponde una humedad relativa $\text{HR} = 61\%$. El punto B es graficado sobre la intersección

de las líneas de $T_{bs} = 80^{\circ}\text{F}$ y $\text{HR} = 61\%$. Otro punto sobre la línea de bulbo húmedo de 70°F puede determinarse de manera similar.

A 94°F de bulbo seco, a una depresión de 24° ($94 - 70$) de bulbo húmedo le corresponde una humedad relativa de 29% . Este punto es el representado por la letra C; así, la línea formada por los puntos A, B, y C es la línea de $T_{bh} = 70^{\circ}\text{F}$ constante. De manera similar se pueden encontrar las demás líneas de bulbo húmedo constante.

ESCALA DE ENTALPIA.-

Fue establecido con anterioridad que el contenido de calor total de mezclas aire-vapor de agua (entalpía) es una función de la temperatura de bulbo húmedo. En otras palabras, mientras la temperatura de bulbo húmedo de un aire permanezca constante, su calor total no cambiará. El método de cálculo ya fue descrito en incisos anteriores. Los valores de la entalpía se grafican sobre las líneas de bulbo húmedo constante continuadas a la izquierda de la línea de saturación para su fácil lectura.

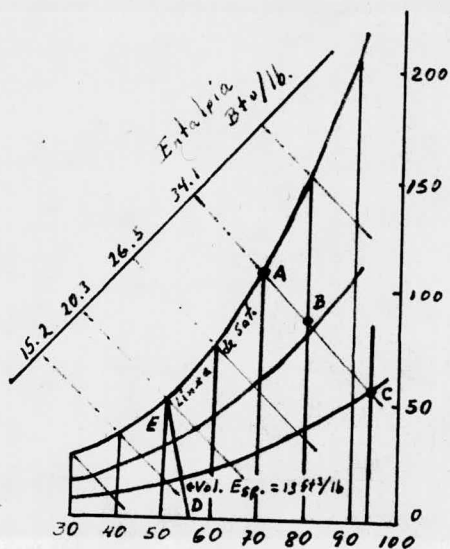


Fig. B.11. Graficación de las líneas de bulbo-húmedo, volumen específico, y punto de rocío y la escala de entalpías.

(Aire Acondicionado y Refrigeración
Sennings H. B. & Lewis RS.
International Text book Co.).

2.B.14 Lectura de la Carta Psicrométrica:

La Fig. B.12 muestra una condición de aire representado con la letra "P" sobre la carta, la cual indica las líneas y escalas que determinan siete propiedades -- psicrométricas.

A manera de ejercicio en la lectura de la carta, supongamos un aire con $T_{bs} = 95^{\circ}\text{F}$ y $T_{bh} = 76^{\circ}\text{F}$. Para encontrar las otras cinco propiedades de dicho aire debemos hacer uso de la carta de humedad (Fig. B.13) y las representaremos en forma separada en la Fig. B.14, donde la condición inicial se representa por "A". En la carta de humedad vemos que, por interpolación, la Humedad Relativa es de 42%. De "A" siguiendo una línea horizontal hacia la derecha encontraremos la escala de Humedad Específica donde leemos $W = 104.5$ granos de agua por libra de aire seco. de "A" siguiendo la misma línea, pero solo que ahora hacia la izquierda, llegamos hasta tocar la línea de Saturación, de ahí seguimos perpendicularmente hacia abajo hasta llegar a la escala de temperaturas donde leemos la Temperatura de Rocío $T_r = 68.6^{\circ}\text{C}$ F. Interpolando entre las líneas de vol. esp. de 14 y 14.5 obtenemos $VE = 14.3 \text{ U}^3$. La Entalpía se encuentra

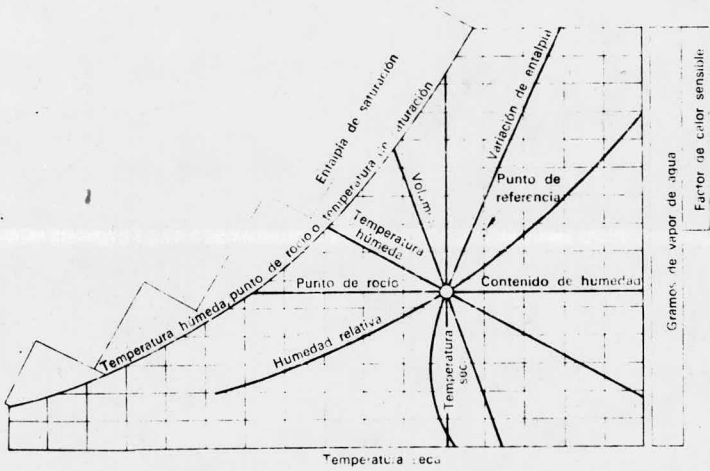


Fig. B. 12 Esquema del diagrama psicrométrico.

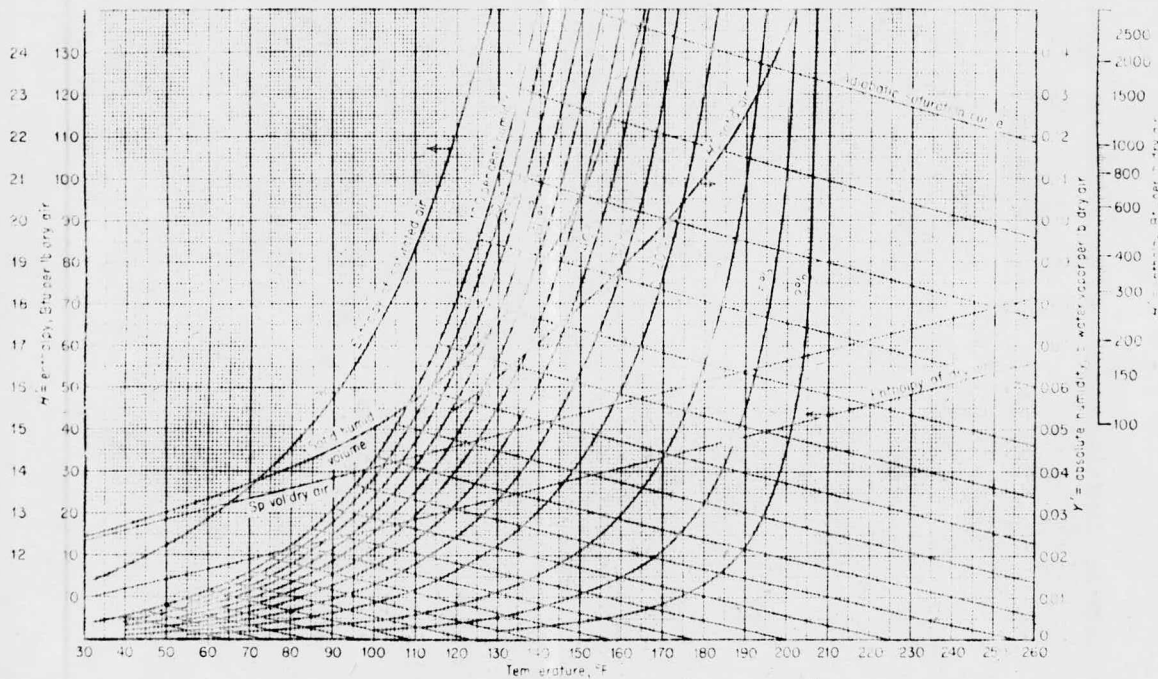


Fig. B.13 Carta Psicrometrica
 (Mass Transfer Operations. R.E. Treybal
 2nd Ed. Mc Graw - Hill. N.Y.)

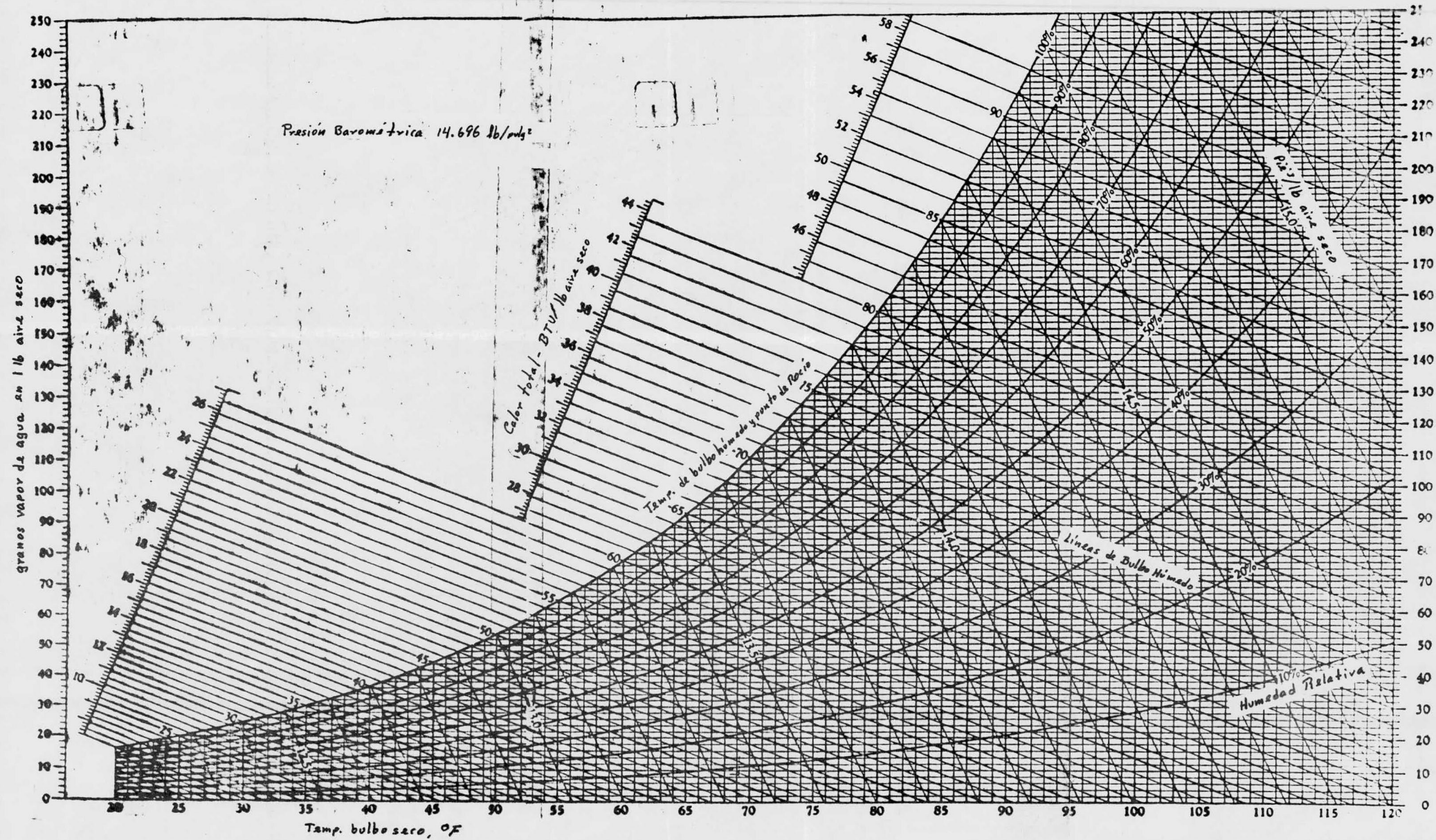


Fig. B.13 Carta Psicrométrica.
(Carrier Corp.)



Fig. B.13 Carta Psicrométrica.

(Handbook of Air Conditioning
2^a Ed. Industrial Press. Strock y Koval)

siguiendo la línea de bulbo húmedo constante $T_{bh} = 76^{\circ}\text{F}$ hacia la izquierda de la línea de saturación, hasta encontrar la escala de Entalpías donde leeremos $E = 39.55$ BTU/lb aire seco.

2.B.15 Procesos de Cambios de Condición de Aire.

El calentamiento, enfriamiento, humidificación, y deshumidificación son procesos que tienen lugar en acondicionamiento de aire. Hay cinco diferentes procesos posibles.

1. Proceso a calor sensible constante (indicado por la temperatura de bulbo seco constante).
2. Proceso a calor latente constante (se caracteriza por tener el contenido de humedad y punto de rocío constantes).
3. Proceso de Entalpía constante o proceso adiabático (indicado por la temperatura de bulbo húmedo constante).
4. Proceso a humedad relativa constante (las demás propiedades cambian).
5. Finalmente, una combinación de los cuatro procesos anteriores sin caer sobre ninguna de las líneas de proceso constante.

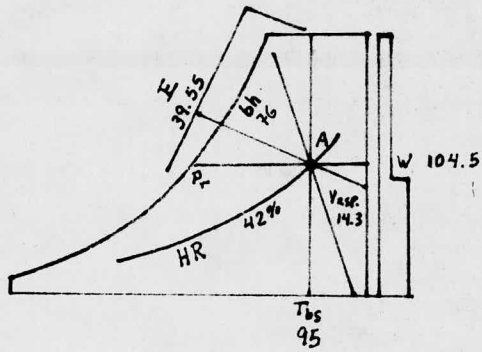


Fig. B.14 Lectura de la carta psicrométrica.

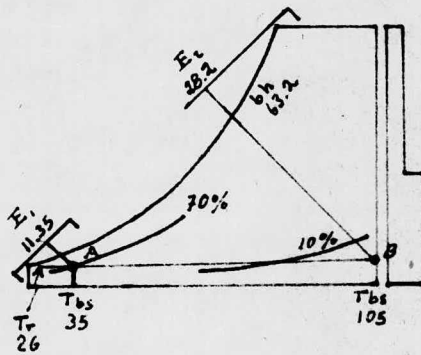


Fig. B. 15 Proceso de calentamiento a humedad constante.

2 B.16 Calentamiento de Aire sin Adición de Humedad:

Este es un proceso a humedad constante, y temp. - de rocío constante. Solo calor sensible es dado al aire.

Ej. Aire a $T_{bs} = 35^{\circ}\text{F}$, HR = 70% es calentado a - 105°F . Encontrar la temperatura de bulbo húmedo y de ro - cío, y la HR final así como el calor dado por libra de - aire.

SOLUCION: Empleando la carta de humedad (Fig. B. 13) encontramos el punto inicial. Esta condición es grafi - cada como el punto "A" en la Fig. B.15.

El calor dado es $E_2 - E_1 = 28.8 - 11.35 = 17.45$ BTU/lb aire

2.B.17 Calentamiento con Humidificación:

Usado para acondicionar el aire en invierno ya que el aire se humidifica durante el proceso de calentamiento. Se da una humedad suficiente para mantener una humedad relativa entre 40% a 50% en el espacio acondicionado.

Ej. Aire a 40°F y HR de 30%, se caliente a 105°F y se da humedad para mantener el 30% de HR. Encontrar el calor dado por libra de aire así como la humedad dada por libra de aire también.

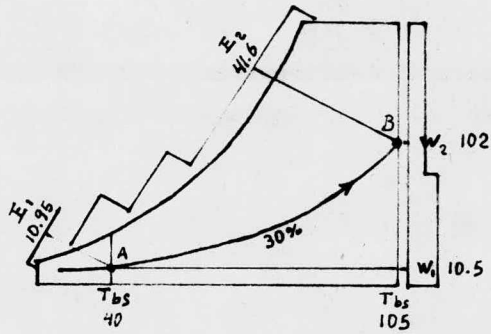


Fig. B.16 Proceso de calentamiento a humedad relativa constante.

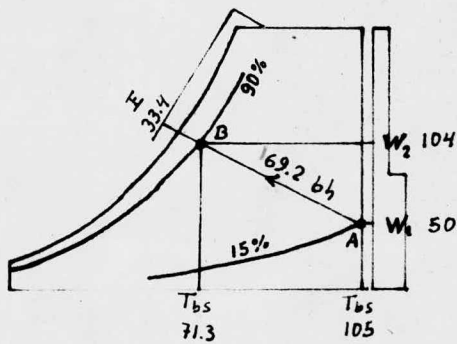


Fig. B.17 Enfriamiento a entalpía constante.

SOLUCION: Se localiza en la carta de humedad la condición inicial del aire y se anota como el punto "A" en la Fig. B.16. Para este punto "A", leemos en la carta que tiene $E_1 = 10.95$ BTU/lb y $W_1 = 10.5$ gr/lb - aire. Siguiendo la línea de $HR = 30\%$ hasta su intersección con la línea de $T_{bs} = 105^{\circ}F$ colocamos el punto "B" (estado final). Se lee en la carta $E_2 = 41.6$ BTU/lb de aire y $W_2 = 102$ gr/lb aire.

$$\text{Calor Dado} = 41.6 - 10.95 = 30.65 \text{ BTU/lb aire}$$

$$\text{Humedad Dada} = 102 - 10.5 = 91.5 \text{ gr/lb aire}$$

2.B.18 Enfriamiento Adiabático:

Proceso que ocurre a lo largo de la línea de bulbo húmedo constante.

Puesto que el calor total es constante, el enfriamiento sensible (caída de la T_{bs}) ocurre solo si el calor latente incrementa. El calor sensible en el aire es usado para evaporar más humedad; así, T_{bs} cae, la T_{bh} es constante, y tanto W como HR suben.

Ej. Aire a $105^{\circ}F$ y 15% de humedad relativa se pasa a través de un espreador de agua, y sale a 90% de -

HR. Considerando el proceso adiabático, encontrar la nueva temperatura de bulbo seco y la cantidad de humedad dada por lb de aire.

SOLUCION: Graficamos la condición inicial como "A" en la carta de la Fig. B.17 La temperatura de bulbo húmedo es de 69.2°F y W_1 es 50 gr/lb. La entalpía constante significa bulbo húmedo constante, así que seguimos la línea de bulbo húmedo constante hasta su intersección con la línea de $\text{HR} = 90\%$. Esto es marcado como el punto "B". Note que la T_{bs} ha caído hasta 71.3°F y W_2 es igual a 104 gr/lb de aire. Humedad dada = $104 - 50 = 54$ gr/lb de aire.

2.B.19 Enfriamiento con Contenido de Humedad Constante.

Este proceso es el inverso del calentamiento a humedad constante. El proceso puede ser ilustrado moviéndose desde el punto "B" al punto "A" sobre el diagrama de la Fig. B.15. Solamente el calor sensible es removido del aire en tanto el punto de rocío no sea alcanzado.

2.B.20. Enfriamiento con Deshumidificación:

El acondicionamiento del aire por refrigeración es un ejemplo de este proceso. Teóricamente la mezcla aire-vap. de agua es primero enfriada (eliminación de calor sensible) a lo largo de una línea de humedad constante hasta que la línea de saturación sea alcanzada. - La eliminación del calor resulta de la condensación del vapor de agua y la humedad es así extraída del aire. - El enfriamiento puede ser alcanzado pasando el aire a través de finos serpentines conteniendo agua sub-enfrigada o por un refrigerante de expansión directa, o forzando el aire a través de agua espreada cuya temperatura esta abajo del punto de rocío del vap. de agua a ser condensado.

Ej. Aire a $T_{b_s} = 95^{\circ}\text{F}$ y $\text{HR} = 60\%$ pasa sobre un serpentín con refrigerante de expansión directa, y sale saturado a 55°F . Encontrar el calor y la humedad removidos por libra de aire.

SOLUCION: Graficamos la condición inicial como "A" en la Fig. B.18. En la carta psicrométrica (Fig. -

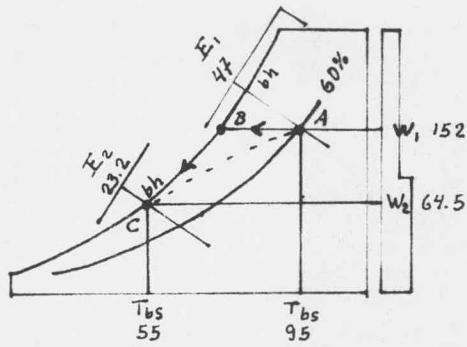


Fig. B.18 Enfriamiento con deshumidificación.

B.13) leemos $W_1 = 152$ gr/lb siguiendo la línea de bulbo húmedo (82.9°F) hasta la escala de entalpías leemos $F_1 = 47$ BTU/lb. La primera fase del proceso es enfriamiento sensible y se mueve desde el punto "A" hacia la izquierda a lo largo de la línea de humedad constante hasta la línea de saturación (punto "B"). Aquí el proceso se mueve abajo de la línea de saturación a 55°F ($T_{bs} = T_{bh} = T_r$). La condición final está dada por el punto "C". Tanto el enfriamiento sensible como el enfriamiento latente, están implicados en la fase de B a C del proceso. En el punto C leemos $W_2 = 64.5$ gr/lb y $E_2 = 23.2$ BTU/lb.

$$\text{Calor removido} = 47 - 23.2 = 23.8 \text{ BTU/lb}$$

$$\text{Humedad Removida} = 152 - 64.5 = 87.5 \text{ gr/lb}$$

Debe hacerse notar que el proceso representado por el camino ABC de la Fig. B.18 es solamente teórico y - basado en la consideración de que todo el aire entra en contacto físico con la superficie fría del medio enfriante. En la realidad parte del aire nunca alcanza su temperatura de punto de rocío total, y para cualquier cantidad de aire dada, el proceso se representa mejor por la curva punteada que conecta los puntos A y C.

Mencionemos, por último, un fenómeno de enfriamiento natural:

Cuando en las noches serenas, la tierra irradia calor al espacio, su superficie se enfría más que el aire ambiente, y este precipita su vapor en forma de rocío sobre aquella superficie fría. Si el enfriamiento es suficiente, el agua precipitada adquiere la forma sólida y constituye la Escarcha.

El rocío y la escarcha no caen, sino que se forman sobre los objetos en que aparecen.

C. REFRIGERACION.

2.C.1 Definición.

La refrigeración la podemos definir como el proceso de eliminar o quitar calor a una sustancia. Una definición estadounidense, dice que es la ciencia que provee y mantiene temperaturas abajo de las que imperan en el medio ambiente atmosférico.

El camino más simple para producir refrigeración es exponer una sustancia caliente junto a una fría. Puesto que el calor siempre fluye del objeto mas caliente al más frío, se origina un intercambio de calor que permite que el cuerpo caliente se enfríe y el frío se caliente.

2.C.2 Mecanismos:

El propósito de la refrigeración como ya se dijo, - es producir temperaturas abajo de las atmosféricas. El resultado total es la extracción de calor del objeto a enfriarse. La refrigeración es, por lo tanto, de gran importancia en la preservación de alimentos, en acondicionamiento de aire y en la gran variedad de procesos de la industria química.

Hay dos mecanismos principales de refrigeración más comúnmente usados en la actualidad. Ambos dependen de la región de enfriamiento a lograrse por la vaporización de un refrigerante. Generalmente, el refrigerante absorbe calor por evaporación a temperaturas y presiones bajas. Al condensarse a presiones más altas, cede su calor a cualquier otro medio circundante, normalmente aire o agua.

El primero de los mecanismos es un sistema de compresión, en el cual la energía mecánica es usada para comprimir el vapor que sale del evaporador. En un sistema de este tipo, la presión del vapor del refrigerante es incrementada desde la presión existente en el evaporador hasta la existente en el condensador, mediante el empleo de un compresor.

El otro mecanismo es un sistema de absorción. Aquí el aumento de presión se produce por el calor que suministra el vapor u otro fluido caliente adecuado que circula por una batería de tubos o serpentín. La cámara de absorción-generador es comparable a un compresor en el cual la cámara produce el efecto de la carrera de aspiración, y el generador el de la carrera de compresión.

El colector de pulverizadores del evaporador corresponde a la válvula de expansión. El evaporador y el condensador son idénticos en ambos sistemas.

2.C.3 Compresión de Gases:

Antes de hablar sobre los Ciclos o Sistemas de Refrigeración, veamos algo sobre la compresión de gases.

Los gases se comprimen para su transporte, almacenamiento, y licuefacción, o para mantener tanto altas - presiones o presiones sub-atmosféricas en procesos químicos y metalúrgicos. Aunque la compresión va acompañada por un incremento de la temperatura, este incremento es raramente el objetivo de la operación, excepto en aplicaciones especiales tal como la ignición de combustible en la máquina Diesel.

Para la compresión de gases contamos con tres tipos generales de compresores mecánicos:

1. Compresores Reciprocantes.
2. Rotatorios de Desplazamiento Positivo
3. Turbocompresores.

El primero de los tres tipos opera con una secuencia de intermitencia incluyendo un proceso de no flujo.

Así, una carga de gas es tomada a la presión de succión P_1 y comprimida a la presión final p_2 a lo largo de la línea "be" sobre el diagrama pV de la Fig. C.1, si la operación es adiabática. Este paso es de carácter de no flujo pero es inmediatamente seguido por la descarga del gas comprimido a lo largo de la línea "ed". Puesto que todo el gas comprimido fluye dentro del aparato a las condiciones de succión y sale del aparato a las condiciones de descarga, el efecto neto de la operación total es un proceso de flujo aunque involucre un paso intermedio de no-flujo. Esto mismo sucede con el segundo tipo.

El tercer tipo opera esencialmente de una manera continua. Aunque dentro de la máquina grandes velocidades y energía cinéticas se pueden desarrollar, el diseño generalmente es tal que esas energías cinéticas intermedias sean grandemente transformadas en energía de flujo en la succión y la descarga.

2.C.4 Compresores de una sola etapa:

Compresores de gran tamaño ordinariamente se aproximan a la operación adiabática y se comportarían de acuerdo con la ecuación 11(7) si la operación fuese reversible.

$$\begin{aligned} -(\mathcal{T}_s)_s &= \int_1^2 V dP + \frac{m(u_2^2 - u_1^2)}{2g_c} \\ &= (E_2 - E_1)_s + \frac{m(u_2^2 - u_1^2)}{2g_c} \end{aligned} \quad \text{11(17)}$$

Sin embargo, la irreversibilidad resulta de la fricción del fluido y la turbulencia también como de la fricción mecánica en el equipo, todo esto contribuye a incrementar el requerimiento de Trabajo. La fricción del fluido también incrementa la temperatura final del fluido sobre el valor calculado por la Ec. 11(17). El arranque de la operación desde la reversibilidad ideal es expresado por un factor de eficiencia de compresión isentrópica η_s el cual se define como el porcentaje de la relación que existe entre el requerimiento ideal de trabajo, calculado por la Ec. 11

(17) para el incremento de presión obtenido, y el trabajo total desarrollado por la flecha interna del compresor. Así,

$$\eta_s = \frac{(E_2 - E_1)_s + \frac{m(u_2^2 - u_1^2)}{2g_c}}{\bar{U}_s \text{ (total)}} \quad (100) \quad \text{II(18)}$$

donde E_2 es la entalpía del gas descargado a la temperatura calculada obtenida de la compresión isentrópica. Puesto que como el trabajo de compresión es un mínimo en una operación reversible isotérmica, otro factor, llamado eficiencia de compresión isotérmica η_T es también usado.

$$\eta_T = \frac{\text{Trabajo de Compresión Isotérmica Reversible}}{\text{Trabajo total desarrollado por la flecha del compresor}} \quad (100)$$

$$\eta_T = \frac{(G_2 - G_1)_T + \frac{m(u_2^2 - u_1^2)}{2g_c}}{\bar{U}_s \text{ (total)}} \quad \text{II(19)}$$

La eficiencia total incluye eficiencia de compresión y la efectividad sistema de enfriamiento en operaciones - que se aproximan a ser isotérmicas.

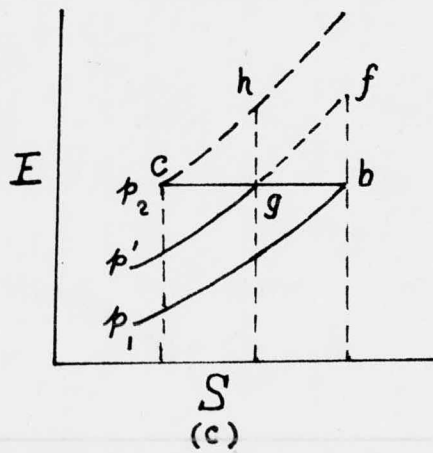
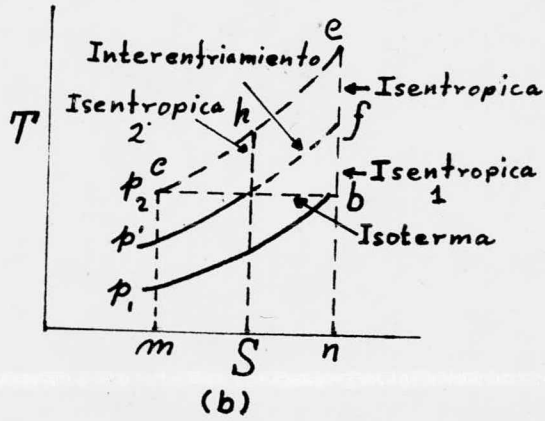
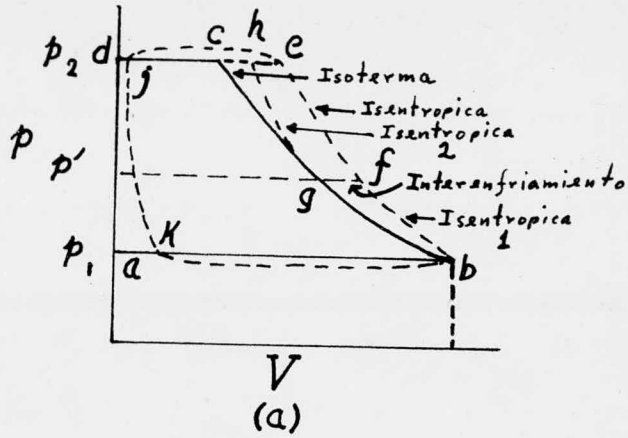


Fig. C.1 Compresión de gases.
(Chemical Process Principles
O.A. Hougen y K.M. Watson
Parte II J. Wiley and Sons Inc.)

Las eficiencias de compresión de máquinas comerciales están comprendidas entre un rango de 40% a 65% para "FANS" y de 65% a 85% para "TURBOCOMPRESORES". La potencia requerida para una compresión de servicio especificada es obtenida calculando el trabajo por unidad de cantidad de fluido por la Ec. II(17) y multiplicándolo por la relación de flujo por unidad de tiempo. Si el trabajo está en libras-pie por libra-mole y el flujo en libras-mole por minuto, el resultado se divide por 33,000 para obtener caballos-fuerza. (En el Apéndice A se explica más a fondo este punto).

2.C.5 Compresión Multietapas:

Debido a las dificultades mecánicas asociadas con las grandes relaciones de la presión de descarga a la de succión, un compresor recíprocante de una etapa no está indicado para una relación de compresión mayor de 4 o 5 a 1. En orden a desarrollar altas relaciones de compresión total es necesario usar la compresión multietapas en la cual cada etapa descarga a la succión de la siguiente.

Una ventaja importante de la operación multietapa es que permite el interenfriamiento del gas entre etapas y así lograr aproximadamente la misma temperatura de succión para cada etapa. Esto da como resultado una reducción del trabajo de compresión y una aproximación a la condición isotérmica donde varias etapas de pequeñas relaciones de compresión son empleadas. Una operación de dos etapas con interenfriamiento la tenemos indicada en la Fig. C.1. Tenemos compresión isentrópica en la primera etapa a lo largo de "bf", enseguida el enfriamiento a presión constante p' a lo largo de "fg". La presión final p_2 se alcanza por compresión isentrópica en la segunda etapa a lo largo de "gh" con una temperatura final intermedia entre la de "e" que resulta de la compresión isentrópica de una etapa y el valor de la isoterna de "c".

Es evidente que el trabajo requerido para la operación de dos etapas es menor que el requerido por la de una etapa (area "fghe"). Si más etapas con interenfriamiento fueran empleadas, se lograría una reducción aún mayor, aproximándose entonces al caso isotérmico -

ideal. Para compresión multietapas, la Eficiencia de Compresión Equivalente se define como la relación del trabajo para compresión isentrópica multietapa con interenfriamiento completo entre etapas dividido por el trabajo actual de la flecha interior.

El trabajo total en una compresión multietapa es la suma del trabajo de cada etapa individual. Así, de la Ec. II(20), si se considera un valor constante de "k" y una temperatura de succión constante T_1 y el cambio de energía cinética despreciable, el trabajo total por mol para compresión de dos etapas de un gas ideal es:

$$(\overline{U}_s)_{\text{flow}} = \frac{RT_1 k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad \text{II(20)}$$

$$-\overline{U}_s^* = \left(\frac{RT_1 k}{k-1} \right) \left\{ \left[\left(\frac{p'}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + \left[\left(\frac{p_2}{p'} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right\} \quad \text{II(21)}$$

Si la presión intermedia es p' , el trabajo requerido será un

mínimo cuando $\frac{d\overline{U}_s^*}{dP'}$ es cero. La presión intermedia -
óptima se determina introduciendo $\frac{d\overline{U}_s^*}{dP'}$ en la Ec. II(21)
e igualando a cero. Así,

$$\frac{d\overline{U}_s^*}{dP'} = \left(\frac{RTk}{k-1}\right) \left[\left(\frac{1}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \left(\frac{k-1}{k}\right) (P')^{-1/k} + (P_2)^{\frac{k-1}{k}} \left(\frac{1-k}{k}\right) (P')^{\frac{1-2k}{k}} \right] = 0$$

$$P'^{\frac{2(k-1)}{k}} = (P_1 P_2)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$P' = \sqrt{P_1 P_2}$$

_____ II(22)

Rearreglando la Ec. II(22), tenemos:

$$\frac{P'}{P_1} = \frac{P_2}{P'} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/2}$$

_____ II(23)

Así, para una mejor operación, cada una de las etapas de
bería tener la misma relación de compresión, igual a la
raíz cuadrada de la relación de compresión total. Donde
"s" etapas son empleadas se puede demostrar similarmente
que se obtienen resultados óptimos cuando la relación de

compresión en cada etapa es igual a

$$\frac{p''}{p'} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/s} \quad \text{II(24)}$$

Si II(24) se combina con una ecuación de la forma de II (21), tenemos que el trabajo por etapa es constante, y el trabajo total por mol está dado por

$$-\bar{U}_s' = \left(\frac{sRT_1 k}{k-1} \right) \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{sk}} - 1 \right] \quad \text{II(25)}$$

Para compresión de gases no ideales el problema de calcular la presión intermedia óptima involucra métodos de prueba y error. Sin embargo, para muchos casos el requerimiento total de trabajo no se ve afectado grandemente por pequeñas variaciones de la presión intermedia en relación a los valores óptimos, y la Ec II(24) puede usarse para el establecimiento de presiones intermedias. Una vez que esas presiones son establecidas, el trabajo y la capacidad volumétrica para cada etapa se calculan

$$(\bar{U}_s)_s = \int_{T_c}^{T_1} C_V dT - T_c \left[\frac{E_1^* - E_1}{T_c} - \frac{E_2^* - E_2}{T_c} \right] + (1-X_2) \lambda_2 \quad \text{II(26)}$$

de la Ec. 11(26) y datos pV. La ecuación 11(24) puede conducirnos a serias desviaciones de las condiciones de presión óptima cuando se manejan mezclas de vapores si grandes cantidades de condensados son separados en los interenfriadores. Donde esta condición se presente, la presión intermedia puede ajustarse para mantener el trabajo aproximadamente igual en las diferentes etapas. Si solo se involucran dos etapas, una serie de presiones intermedias pueden considerarse y calcular los correspondientes requerimientos de trabajo total.

En la compresión isentrópica de gases de bajo peso molecular y baja capacidad calorífica molal no hay tendencia a la condensación en el compresor. Esto es evidente en el diagrama TS para amoníaco, Fig. C.2 La compresión adiabática del vapor saturado resulta en el supercalentamiento. Sin embargo, gases de alta capacidad calorífica molal se comportan completamente diferente, como puede observarse en el diagrama TS para benceno en la Fig. C.3 Si vapor saturado de benceno a -100°F es comprimido isentrópicamente, es primero sobrecalentado, y entonces a una presión de 655 lb por in^2 -

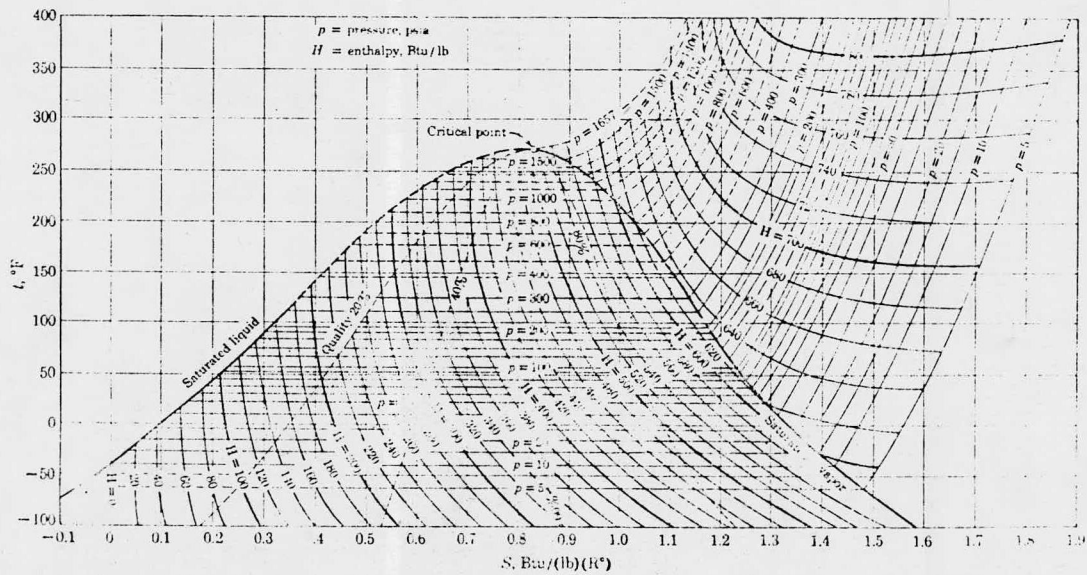


Fig. C.2 Carta Temperatura-entropía para Amoníaco.

(Chemical Process Principles. Olaf A. Hougen y Kenneth M. Watson. Parte II John Wiley, N.Y.)

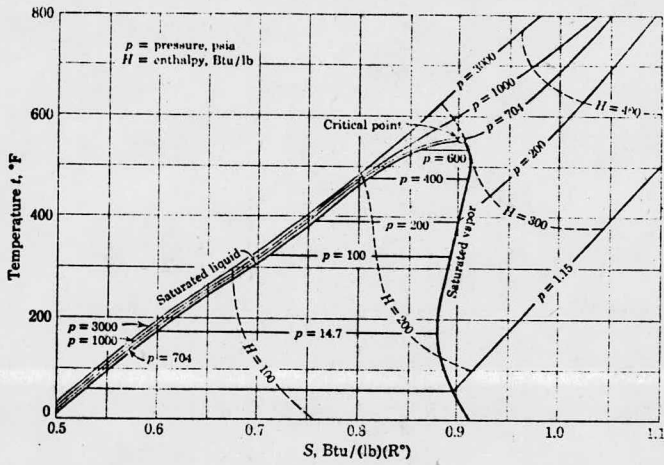


Fig. C.3 Carta temperatura-entropía para Benceno.

(Termodinámica. O. A. Hougen y K. M. Watson. John Wiley N.Y.)

viene la saturación, y comienza la condensación. La formación de condensados en los compresores es frecuentemente riesgoso, y debe tenerse cuidado al diseñar sistemas de compresión para vapores de este tipo. (Ver apéndice A para una explicación más amplia).

2.C.6 Ciclos de Refrigeración:

1. CICLO DE ABSORCIÓN.- En el ciclo de refrigeración por absorción intervienen dos fenómenos:

a) La solución absorbente (absorbente y refrigerante) puede absorber vapor del refrigerante.

b) El refrigerante hierve (enfriándose casi instantáneamente) cuando es sometido a una presión más baja.

Estos dos fenómenos se emplean en la máquina de absorción de Bromuro de Litio para obtener la refrigeración, utilizando el bromuro como absorbente y el agua como refrigerante.

Se rocía agua dentro de un evaporador en el que se mantiene un alto grado de vacío. Una parte del agua se

evapora muy rápidamente y enfría la cantidad restante. El vapor de agua es absorbido por una solución de bromuro de litio existente en la cámara de absorción. La solución resultante es después calentada en el generador para separar de dicha solución el agua que contiene evaporándola, la cual, a continuación, se condensa en el condensador y retorna al evaporador, con lo que el ciclo se completa.

La Fig. C.4 ilustra el ciclo de absorción. En la Fig. C.5 está representado éste ciclo, sobre el diagrama de equilibrio; en ella, los puntos numerados indican las presiones, las temperaturas y las concentraciones existentes durante el ciclo.

En la parte inferior izquierda de la Fig. C.4 la cámara de absorción está parcialmente llena con solución de bromuro de litio. En la parte inferior derecha el evaporador contiene agua. En la tubería que conecta ambos intercambiadores se ha extraído el aire. El bromuro de litio comienza a absorber el vapor de agua: cuando éste es absorbido el agua hierve, generando más vapor, y enfriándose el agua restante.

Como el agua se puede evaporar con más facilidad si está pulverizada, se utiliza una bomba para hacerla circular desde la parte inferior del evaporador hasta un pulverizador situado en la parte superior. Debajo de dicho pulverizador se encuentra el serpentín del evaporador; el agua contenida en los tubos del serpentín procede de los serpentines del equipo de acondicionamiento u otra carga, y es enfriada casi instantáneamente. La solución de bromuro de litio, si está pulverizada, también absorbe más fácilmente el vapor de agua, por lo que se utiliza una bomba para hacerla circular desde la parte inferior de la cámara de absorción o absorbedor hasta el pulverizador situado en la parte superior.

A medida que el bromuro de litio continúa absorbiendo vapor de agua se diluye y su capacidad para absorber más vapor de agua disminuye. La solución diluida es bombeada al generador donde se aporta calor mediante vapor de agua u otro fluido caliente que circula por el serpentín del generador para hacer que el agua contenida en la solución hierva. Por este medio, la solución se concentra

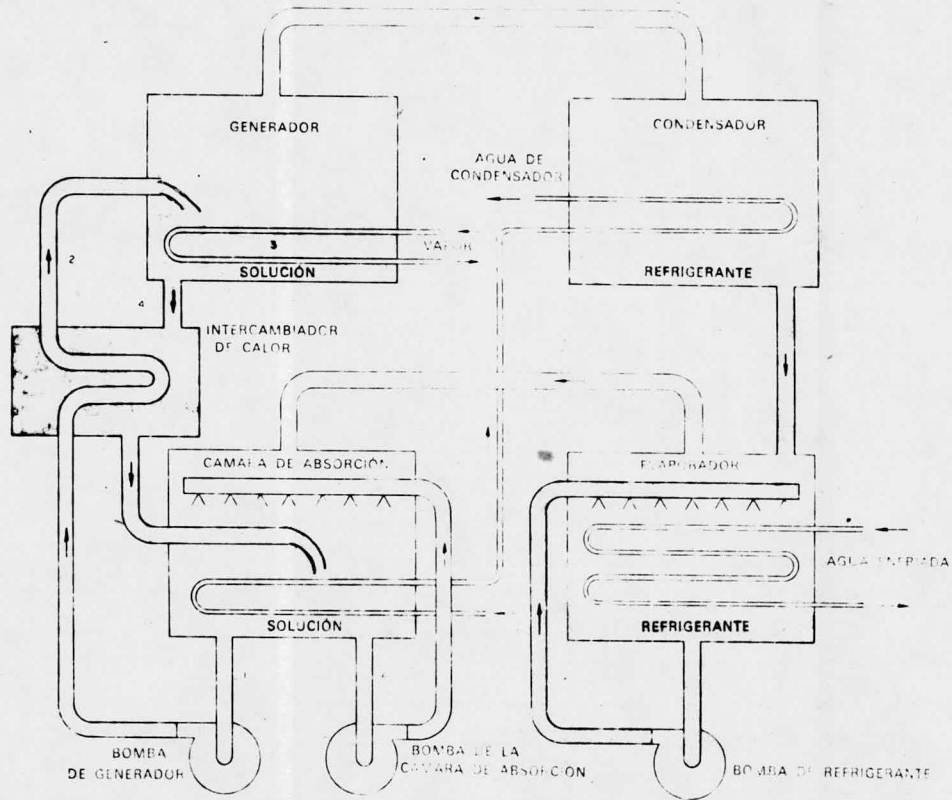


Fig. C.4. Ciclo de Absorción
(Manual de Aire Acondicionado, Carrier)

y es retornada a la cámara de absorción. Puesto que la solución diluída enviada al generador debe ser calentada y la solución concentrada que sale del mismo debe ser - enfriada, se utiliza un intercambiador en el circuito de la solución para evitar pérdidas de calor.

El vapor de agua de la solución existente en el generador pasa al condensador y al entrar en contacto con el serpentín del mismo, relativamente frío, se condensa, volviendo al evaporador por lo que no hay pérdida de - agua en el circuito. Antes de que el vapor de agua pase por los tubos del condensador, pasa por un haz de tubos situados en el absorbedor. Aquí recoge el calor de debido a la dilución y el calor de la condensación.

2. CICLO DE COMPRESION.-

En el ciclo de compresión de un sistema de refri-geración intervienen dos fenómenos:

- a) Al evaporarse un refrigerante líquido absorbe calor, fenómeno que hace bajar la temperatura del ambiente que lo rodea.

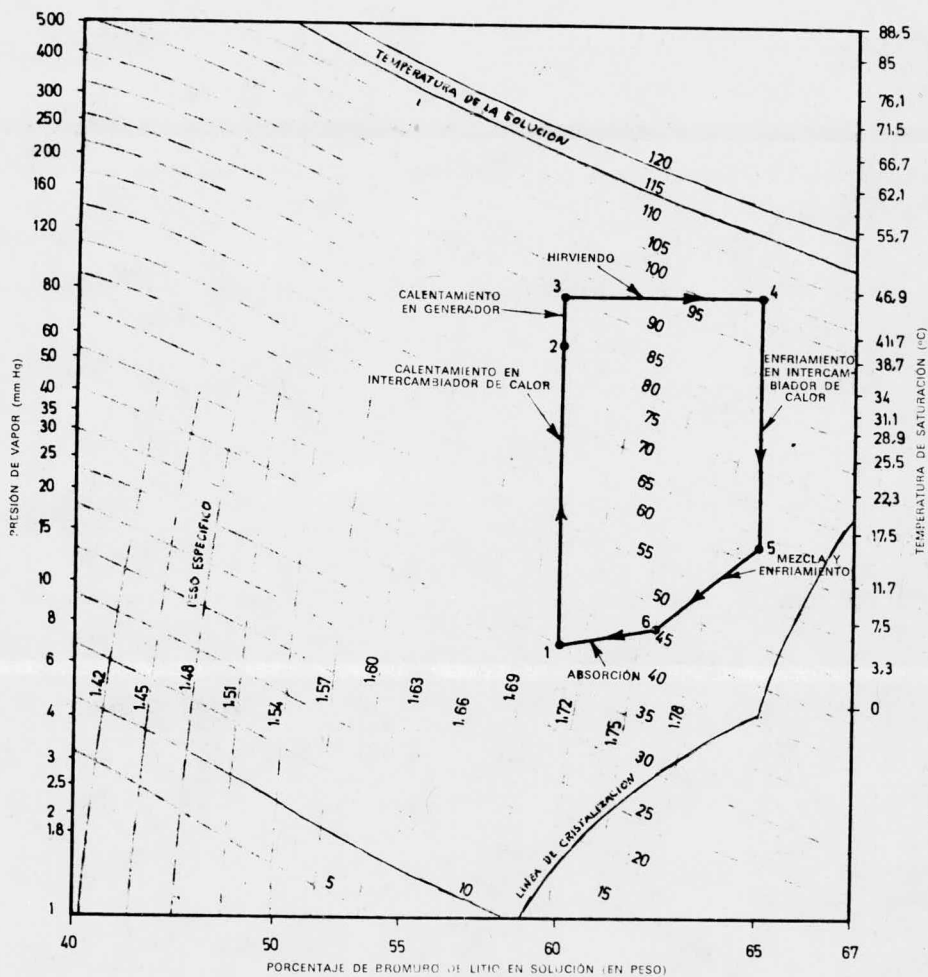


Fig. C.5 Diagrama de equilibrio del ciclo de absorción correspondiente a la figura C.4. (Carrier Corp.)

b) Al condensarse el vapor refrigerante cede calor, que elevará la temperatura del ambiente que lo rodea.

El ciclo puede ser seguido desde cualquier punto del sistema. La Fig. C.6 es un esquema y la Fig. C.7 es un diagrama de presión-entalpía de un ciclo de compresión.

Empezando en el punto "A" antes del evaporador en las Figs. C.6 y C.7 en que el refrigerante está en estado líquido, la entrada de líquido en el evaporador es controlada por un dispositivo automático de estrangulación (válvula de expansión), que es accionado por la temperatura y por la presión. La presión del refrigerante a través de la válvula desciende desde la presión existente en el condensador, punto A, a la presión existente en el evaporador, punto B. La válvula actúa como regulador de los límites de alta y baja presión entre las que trabaja el evaporador.

La reducida presión existente en el evaporador permite que el refrigerante hierva y se evapore. Para favorecer la ebullición, el calor del aire o de otro medio -

que haya de ser enfriado es transmitido a la superficie - del evaporador y transferido al líquido que está hirviendo a temperatura más baja. La mezcla de líquido refrigerante y vapor del mismo que pasa por el serpentín del evaporador continúa absorbiendo calor hasta que se evapora por completo, punto C. El sobrecalentamiento del gas, controlado por la válvula de expansión, tiene lugar desde C hasta D.

El gas sobrecalentado entra en el cilindro del compresor por la tubería de aspiración. La carrera descendente del pistón hace que sea aspirado el gas de un cilindro a través de la válvula de aspiración o de entrada, gas que es comprimido en la carrera ascendente, elevando su temperatura y su presión hasta el punto E. La presión producida hace que el gas caliente fluya al condensador. La válvula de salida del compresor impide que vuelva a entrar en el cilindro el gas comprimido.

En el condensador, el medio de condensación (aire o agua) absorbe calor al condensar el gas caliente. El refrigerante líquido es recogido en un depósito receptor, que puede estar combinado o no con un condensador.

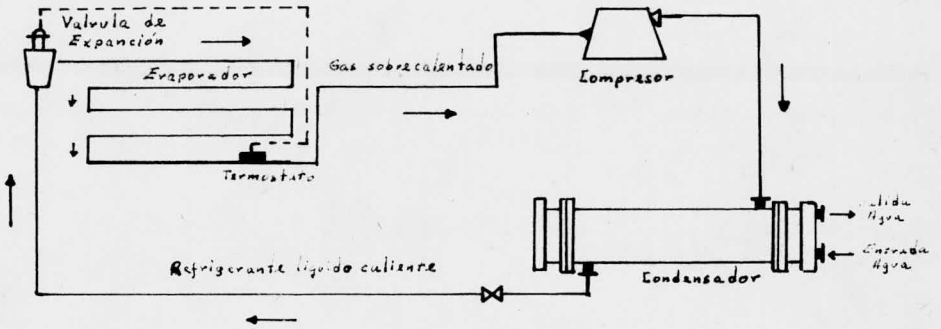


Fig. C.6 Ciclo de Compresión
(Carrier Corp.)



Fig. C.7 Diagrama presión-entalpía
del Ciclo de Compresión
(Carrier Corp.)

Luego, el líquido es impulsado por la tubería hasta la válvula de expansión A, donde vuelve a comenzar el ciclo.

2.C.7 Ciclo Ideal de Refrigeración.

A través de una consideración de la segunda ley de la termodinámica uno puede llegar al ciclo de refrigeración ideal, llamado así ya que es reversible y alcanza la máxima cantidad de enfriamiento por trabajo dado.

Del Ciclo de Carnot, el cual es descrito en cualquier libro de termodinámica, puede encontrarse que una máquina de calor tomando calor Q_2 a una temperatura T_2 y dándolo Q_1 a T_1 , mostrará lo siguiente para la relación del trabajo σ donde a causa de la introducción del calor Q_2 :

$$\frac{\sigma}{Q_2} = \frac{T_2 - T_1}{T_2} \quad \text{II(27)}$$

la temperatura es absoluta.

En otras palabras, si una máquina de calor reversible opera tanto como para producir una cantidad positiva



de trabajo en los alrededores, entonces una cantidad positiva de calor se está extrayendo del recipiente caliente e inyectándose al recipiente frío. Suponga que llamamos a esto el "ciclo de ida" de la máquina. Si la máquina es reversible, los signos de todas las cantidades de calor y trabajo serán los inversos. Si el trabajo es destruido, $\sigma < 0$; el calor es extraído del recipiente frío e inyectado al recipiente caliente. En este "ciclo de regreso", por destrucción del trabajo, el calor es bombeado desde un recipiente frío hasta uno caliente; la máquina es entonces un refrigerador. Note que el refrigerador es completamente diferente de nuestra imposible máquina la cual bombea calor desde una parte fría a una caliente de la máquina, la cual bombea calor desde una parte fría a una caliente de la máquina. La máquina ideal o imposible no destruye trabajo en el proceso, como le es propio a un refrigerador. Los signos de las cantidades de trabajo y calor de los dos modos de operación se muestran en la tabla de la Fig. C.8

El "Coeficiente de Ejecución" de un refrigerador es la relación de calor extraído del recipiente de baja tem-

peratura al trabajo destruido:

$$\alpha = \frac{Q_1}{-\sigma} = \frac{Q_1}{-(Q_1 + Q_2)} \quad \text{II(28)}$$

puesto que $\sigma = Q_1 + Q_2$. También, puesto que $Q_1/Q_2 = -(T_1/T_2)$, obtenemos...

$$\alpha = \frac{T_1}{T_2 - T_1} = \text{COP} \quad \text{II(29)}$$

CICLO	Q_1	Q_2	σ
//			
De IDA	+	-	+
De Vuelta	-	+	-

Fig. C.8 Signos correspondientes al calor y trabajo dependiendo de la operación.

El coeficiente de ejecución es el calor extraído de la caja fría por cada unidad de trabajo dado. De la Ec. II (29) es aparente que como T_1 , la temperatura interior de la caja fría, es más pequeña, el coeficiente de ejecución

cae rápidamente; esto es de esperarse ya que el numerador en la Ec. II(29) decrece y el denominador incrementa.

En un ciclo de refrigeración actual, la reversibilidad no existe y por tanto habrán pérdidas que ocasionarán que el COP (coef. de ejecución) sea menor que el correspondiente a un ciclo ideal (Ver Apéndice A para mayor detalle).

2.C.3 Variables básicas de diseño:

Usualmente, en diseño de sistemas de enfriamiento, el tipo y tamaño de la planta de refrigeración deben ser determinados. Antes de hacer esto deben conocerse las siguientes variables:

. Carga de refrigeración en "toneladas de refrigeración". Una tonelada de refrigeración es el calor latente requerido para fundir una tonelada de hielo a 32°F en 24 horas. Es igual a 12,000 BTU/hr. o 200 BTU/min.

. Temperatura del refrigerante requerida para la aplicación.

. Origen de energía. Electricidad para motores o va

- por para manejar turbinas; vapor, gas u otros.
- . Medio condensante. Temperatura, cantidad y ca lidad del agua de enfriamiento y de condensación.
 - . Espacio disponible para el equipo.
 - . Costos de instalación y operación.
 - . Tamaños y capacidades de equipos disponibles.
 - . Mantenimiento requerido.
 - . Vida esperada del equipo.
 - . Flexibilidad de operación.
 - . Operación automática.

2.C.9 Comparación de los sistemas:

La tabla de la Fig. C.9 presenta puntos de comparación para sistemas recíprocantes, centrífugos y de absorción. Esta es particularmente cierta en cuanto a cos tos de instalación y operación; los demás datos solo representan una guía que debe ser cuidadosamente analiza da antes de hacer una elección.

Las máquinas recíprocantes son seleccionadas normal mente para cargas pequeñas, arriba de 150 ton., para aplicaciones de baja temperatura, donde se requiere ex-

pansión directa del refrigerante dentro de los serpentines y donde el espacio es limitado.

Las máquinas centrífugas son ideales para cargas - grandes de refrigeración, especialmente si el agua sub-enfriada es el refrigerante circulante. Estas máquinas son populares para acondicionamiento de aire. Se usan para rangos de carga de 45 a 5,000 tons.

Las máquinas de absorción son de consideración importante cuando se requiere agua sub-enfriada a 40°F o más y se dispone económicamente de vapor de baja presión. - Se emplean en rangos de carga de 100 a 700 tons.

2.C.10 Efecto Refrigerante:

El efecto refrigerante de un fluido se mide por la cantidad de energía térmica que es capaz de absorber des de que entra al evaporador como líquido y sale como vapor y que más tarde entrará al compresor. Mientras la ab sorción de calor o energía térmica sea mayor durante la evaporación del líquido, mayor será su efecto refrigerante. Esto es cierto solo cuando la ventaja de alto calor de vaporización es acompañada por una alta densidad razonable del vapor.

El efecto refrigerante total de un fluido se determina calculando la diferencia entre la entalpía del líquido a la temperatura de su entrada, y la entalpía del vapor saliendo del evaporador. De este modo, tanto el calor de vaporización como la energía cinética térmica del fluido líquido y el vapor deben tomarse en cuenta.

Los sistemas de refrigeración están tasados sobre su capacidad de remover calor de cualquier espacio o sustancia, con el propósito de reducir la temperatura o mantener ciertas condiciones deseadas. Esto sigue, que el tamaño de cada uno de los sistemas varía de acuerdo al número de BTU's que se deben absorber durante ciertos intervalos de tiempo en orden a cumplir satisfactoriamente la carga.

Un sistema tasado en 10 tons., por decir una cantidad, es de tamaño suficiente para absorber una cantidad de calor equivalente al que se tiene que dar a 10 tons. de agua a 32°F durante su conversión a hielo a 32°F en 24 horas.

El calor latente de fusión del agua es de 144 BTU/

FACTOR	RECIPROCANTES	CENTRIFUGAS	ABSORCION
Costo instalado.....	1	2	3
Costo de operación.....	3	1	2
Vida larga.....	3	1	2
Control de capacidad.....	3	1	2
Control automático.....	3	1	2
Eficiencia.....	2	1	3
Operación normal.....	3	2	1
Espacio requerido.....	1 (pequeño)	2	3
Operación a baja temperatura....	1	2	3
Expansión directa del refrigerante..	1	2	...
Pérdidas mínimas del refrigerante..	3	2	1
Problemas mínimos de lubricación ..	3	2	1
Cantidad de carga refrigerante....	2	3	1
Peso de la maquinaria.....	1 (ligera)	2	3
Capacidad (tons.).....	1/4 a 150	45 a 5000	100 a 700
Energía utilizada.....	electricidad	electricidad o vapor	vapor, gas natural

Fig. C.9 Comparación entre los tres Sistemas de Refrigeración.

(Chemical Engineering, Vol. 70; 1963)

lb, o sea: 144 x 200 igual 288,000 BTU/lb, ya que 1 ton. igual 200 lb.
Por lo tanto, una tonelada de refrigeración equivale a
288,000 BTU/ton. por día, o sea:

$$\frac{288,000 \text{ BTU}}{24 \text{ horas}} = 12,000 \text{ BTU/hr.}$$

∴ 1 ton_{std} de Ref. igual 12,000 BTU/hr y

$$\text{ton de Ref.} = \frac{\text{Carga Total en BTU/hr.}}{12,000 \text{ BTU/hr.}}$$

2.C.11 Propiedades de los refrigerantes:

Las características de los refrigerantes son importantes en lo que respecta al proyecto del sistema, aplicación y funcionamiento. El refrigerante se selecciona después de analizar las características necesarias y de adaptar estos requerimientos a las propiedades específicas de los refrigerantes disponibles.

Son características importantes de los refrigerantes las siguientes:

1. Flamabilidad y toxicidad en lo que concierne a la seguridad de su uso.

2. La miscibilidad de un refrigerante con el aceite del compresor favorece el retorno del aceite desde el evaporador hasta el cárter del compresor - en aplicaciones de máquinas alternativas.
3. La potencia frigorífica de la mayoría de los refrigerantes en los niveles de temperatura del acondicionamiento de aire es aproximadamente la misma.
4. La velocidad de fuga de un gas refrigerante aumenta de modo directamente proporcional al peso molecular. El peso molecular está relacionado directamente con el volumen específico del vapor cuanto mayor es el peso molecular, mayor es el volumen específico.
5. La detección de fugas de refrigerante debe ser sencilla y eficaz por razones de mantenimiento, costo y seguridad.
6. La densidad del vapor afecta a la capacidad del compresor y al dimensionado de los tubos. Una alta densidad del vapor acompañada de un calor

latente de vaporización relativamente elevado es conveniente en un refrigerante. Un caudal reducido hace posible la adopción de un equipo compacto y un diámetro de tubo menor. Un equipo de refrigeración provisto de compresor de pistón requiere un refrigerante cuya densidad de vapor sea relativamente alta para obtener el funcionamiento óptimo. Los compresores centrífugos requieren un refrigerante de baja densidad de vapor para el rendimiento óptimo con capacidad frigorífica relativamente baja. Los refrigerantes de alta densidad de vapor se utilizan con compresores centrífugos de gran potencia frigorífica. - Los m^3 /frigoría aumentan en el orden siguiente: Refrigerante 22, 500, 12, 114, 11, 113 (Fig.C. 10).

2.C.12 Tabla de Refrigerantes:

La tabla de refrigerantes de la Fig. C.11 incluye diversos tipos y sus características.

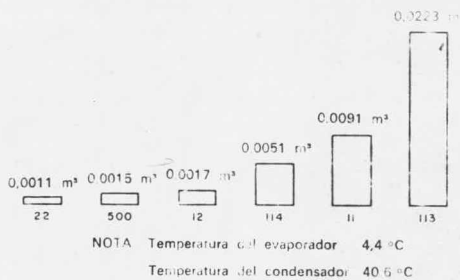


Fig. C.10 Potencia frigorífica (comparación entre varios refrigerantes).

(Carrier Corp.)

	DIMENSION	REFRIGERANTE 11	REFRIGERANTE 12	REFRIGERANTE 13	REFRIGERANTE 21	REFRIGERANTE 22	REFRIGERANTE 113	REFRIGERANTE 114
Fórmula química	-	CFCl ₃	CF ₂ Cl ₂	CF ₂ Cl	CHFCl ₂	CHF ₂ Cl	CFC ₂ -CF ₂ Cl	CF ₂ Cl-CF ₂ Cl
Denominación química	-	Mono fluor-tricloro-metano	Di fluor-dicloro-metano	Tri fluor-cloro-metano	Mono fluor-dicloro-metano	Di fluor-mono cloro-metano	1, 2, 2-Tri fluor-tri-cloroetano	1, 1, 2, 2-Tetra fluor-cloroetano
Peso molecular	-	137.38	120.92	104.47	102.93	86.48	187.39	170.93
Punto de ebullición a 760 Torr	°C	23.77	- 29.60	- 61.43	8.92	- 40.80	47.57	3.55
Punto de solidificación	°C	- 111	- 15a	- 181	- 135	- 160	- 35	- 94
Temp. crítica	°C	198.0	111.5	28.6	178.5	96.0	214.1	145.7
Presión crítica (abs)	kg/cm ²	44.6	40.879	39.36	52.7	50.33	34.8	33.3
Densidad crítica	kg/l	0.554	0.5576	0.581	0.522	0.525	0.576	0.582
Volumen crítico	cm ³ /Mol	247	217	181	197	164	325	283
Calor de vaporización (punto de ebullición)	kcal/kg	43.51	39.86	35.47	57.86	55.92	35.07	32.78
Tensión superficial a 25 °C	dyn/cm	19	9	-	19	9	19	13
Calor específico del líquido a 760 Torr	kcal/kg °C	0.208	0.204	0.203	0.246	0.260	0.226	0.232
Peso específico del líquido a 20 °C	kg/l	1.49	1.329	0.929	1.38	1.213	1.582	1.473
a 40 °C	kg/l	1.443	1.255	0.581	1.33	1.132	1.532	1.415
				(28.8 °C)				
Exponente de las adiabáticas	c_p/c_v	1.13	1.13	1.17	1.165	1.178	1.082	1.084
Solubilidad del agua en Frigen líquido a 30 °C	g/100 g	0.013	0.012	0.0085	0.16	0.15	0.013	0.011
a 0 °C	g/100 g	0.0036	0.0026	0.0019	0.055	0.060	0.0036	0.0026
Solubilidad del Frigen en agua a 25 °C/1 kg/cm ²	g/100 g	0.11	0.028	0.009	0.36	0.30	0.017	0.013
							(0.4 ata)	
Índice de refracción del líquido	-	1.384	1.285	-	1.361	1.252	1.355	1.290
Rigidez dieléctrica relativa a 760 Torr y 23 °C (nitrógeno = 1)	-	3.1	2.4	1.4	1.3	1.3	2.6 (0.4 ata)	2.8
Constante dieléctrica Líquido (25 °C)	-	2.5	2.1	2.3	6.2	6.6	2.6	2.2
				(- 30 °C)				
Vapor (0.5 kg/cm ²)	-	1.0019 (26 °C)	1.0016 (29 °C)	1.0013 (29 °C)	1.0035 (30 °C)	1.0035 (25.4 °C)	1.0024 (27.5 °C)	1.0021 (26.8 °C)
Inflamabilidad	-	ininflamable	ininflamable	ininflamable	ininflamable	ininflamable	ininflamable	ininflamable

Fig. C.11 Datos comparativos de refrigerantes.
(Carrier Corporation).

2.C.13 Capacidad de Refrigeración:

Diferentes refrigerantes, usados en máquinas idénticas con motores apropiados, arrojaron diferente capacidad de refrigeración en cada uno de los casos. Una unidad de 30 ton. diseñada para el refrigerante 12 tendrá una capacidad de 35 ton. con el refrigerante 500 y de 45 ton. con el refrigerante 22.

La tabla de la Fig. C.12 muestra como las tons.std. de capacidad de algunos refrigerantes varían con el punto de ebullición normal y también con la presión. Una máquina la cual dará 100 ton. con el ref. 12 ha sido calculada considerando la velocidad del compresor constante para todos los refrigerantes. No hay datos suficientes para poder analizar los refrigerantes 115 y 218, pero sus puntos de ebullición indican que uno de ellos puede servir como el intermediario entre el 500 y el 22. Esto es un tanto inseguro, sin embargo, estos pueden ser tan ineficientes como tener valores de capacidad más bajos que los que podrían indicar las presiones. Incidentalmente, los valores dados en la tabla de la Fig. C.12 indican que la capacidad se aproxima mucho a una función -

lineal de la presión del evaporador. Ver la Fig. C.13 - en la cual las líneas se han colocado por inspección.

Uno puede visualizar la importancia, en acondicionamiento de aire, de usar diferentes refrigerantes con el mismo compresor cuando se considere que la línea de los compresores de 3, 5, 10, 15, 25, 35 y 50 ton. de capacidad, donde se usó refrigerante 12, dará 3.6, 6, 12, 18, 30, 42.5, y 60 ton. con refrigerante 500. Así, el número de tamaños se duplica sin necesidad de tener que rediseñar.

Refrigerante No.	Punto Ebullición °F	Presión a 5° F	Tons.
113	117.6	0.98	5.77
11	74.7	2.93	16.00
21	48.0	5.24	28.47
114	34.8	6.77	29.69
12	- 21.7	26.51	100.00
500	- 28.0	31.08	116.30
218	- 34.3	35.85	—
115	- 36.4	—	—
22	- 41.4	43.02	161.70

Fig. C.12 Capacidad en Ton de refrigeración de algunos refrigerantes.

(Chemical Engineering, VOL. 70, 1973).

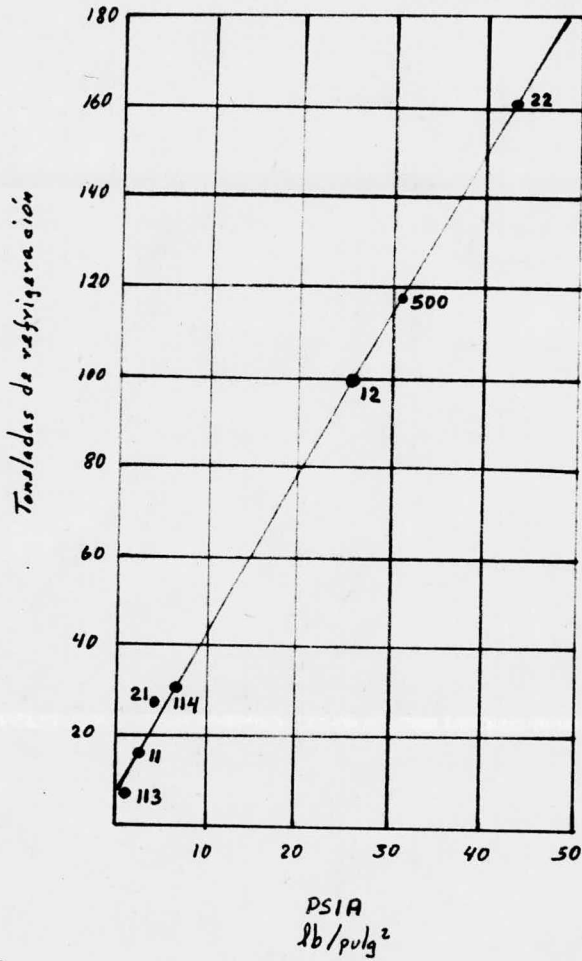


Fig. C.13 Diagrama presión del evaporador vs capacidad para varios refrigerantes.

(Refrigeración Mecánica. Sparks Norman R. MC Graw Hill NY 1959).

CAPITULO III

APLICACION DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO.

C A P I T U L O I I I

APLICACION DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO

A. DESCRIPCION DEL PROBLEMA.

Hemos visto, en el capítulo anterior, los diferentes procesos para acondicionar el aire de un espacio.

En la actualidad, la industria requiere de procesos de enfriamiento para llevar a cabo satisfactoriamente sus muchos diferentes procesos; tal es el caso particular el de la Industria Química Textil. En industrias de este tipo es importante contar con salas especialmente acondicionadas a cierta humedad y temperatura, y sobre todo, sin o con el mínimo de corrientes de aire (cambios de aire) para el buen funcionamiento de los hilados ya que, como se dijo en el capítulo I, se pueden alterar las propiedades de la fibra.

El sistema actual que permite mantener acondicionada una área de este tipo, y el de mayor uso es la Refrigeración. Este sistema, por todas las fluctuaciones monetarias locales y mundiales que provocan la elevación

del costo de materias primas, mano de obra, etc. y por la inminente crisis de los Hidrocarburos (material no renovable), día a día resulta más caro y por tanto se hace necesario buscar la forma de economizar con nuevos métodos.

En este trabajo se propone combinar el Sistema de Refrigeración con algún otro para lograr la economía del proceso. El sistema propuesto es un Sistema de Enfriamiento Evaporativo en el Techo de la Sala Industrial conocido también como Refrigerado de Techos.

Así, con un sistema que ayude a acondicionar y que sea barato, nos ayudará a bajar la Carga de Refrigeración del Sistema y por lo tanto lograr una mejor economía.

Cabe mencionar que la idea original surgió a consecuencia de las observaciones hechas durante las visitas, que como prácticas industriales, hice a las plantas de CELANESE MEXICANA. En estas plantas, las salas de hilado de las fibras químicas deben observar ciertas condiciones de humedad y temperatura sin o con el mínimo

de corrientes o cambios de aire (infiltraciones) usando - para ello, un sistema de refrigeración.

B. ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO.

3.B.1 Generalidades:

En áreas o climas donde temperaturas de bulbo seco altas están asociadas con temperaturas de bulbo-húmedo, relativamente bajas, el aire puede ser enfriado lo suficiente por el proceso evaporativo.

El primer requerimiento para un buen enfriamiento evaporativo es tener una temperatura de bulbo-seco alta. El segundo requerimiento, una temperatura de bulbo-húmedo relativamente baja, determina la cantidad de enfriamiento que puede lograrse.

Debe enfatizarse que el enfriamiento evaporativo, aunque tiene poder en caliente, climas secos, no ejecuta todas las funciones de un verdadero acondicionador de aire.

Sin embargo, aún con estas limitaciones, hay muchas regiones climatológicas y áreas de trabajo o proceso, don-

de el enfriamiento evaporativo producirá condiciones dentro de la zona de confortó condiciones requeridas para - algún proceso. Comparado con la Refrigeración, los sistemas de enfriamiento evaporativo son bastante más baratos, y su uso es amplio en residencias y en establecimientos comerciales e industriales.

3.B2. Psicrometría Básica del Enfriamiento Evaporativo:

Una breve discusión sobre el proceso de enfriamiento adiabático fue presentada en el capítulo anterior. Por conveniencia, esta teoría será revisada aquí, haciendo uso de la Carta de Humedad ~~para~~ clarificar las relaciones de intercambio de calor.

Se recordará que el término "adiabático" significa que el proceso ocurre a calor constante. Aplicado al enfriamiento evaporativo, este significa que una mezcla aire-vapor de agua es enfriada sin ninguna ganancia o pérdida de calor a través del proceso.

Sobre las cartas psicrométricas de las Fig. B.13 (Cap. II), las líneas de entalpía constante son esencialmente las mismas que para las de bulbo-húmedo constan-

te. Si un enfriador evaporativo va a enfriar aire sin ninguna transferencia de calor a o del exterior de la undad, esto sigue que alguna forma de transferencia o intercambio de calor debe ocurrir dentro de la unidad enfriadora misma. Este intercambio de calor interno involucra la evaporación de agua, y el calor requerido para evaporar el agua es tomado del calor sensible del aire dentro del cual se está evaporando.

El calor latente de evaporación del agua a 75°F es 1051 BTU/lb. Puesto que el calor específico del aire es de alrededor de 0.24, por evaporación de 1 lb. de agua dentro de la corriente de aire usando el calor del mismo aire para lograr la evaporación, es posible enfriar 1,000 lb. del aire por más de 4°F. El proceso es ilustrado por la figura B.1.

La Ley de Saturación Adiabática establece que una saturación adiabática de una mezcla aire-vap. de agua ocurre en un compartimento aislado, la pérdida de calor sensible es igual a la ganancia de calor latente. Matemáticamente, esta ley es expresada para una libra de -

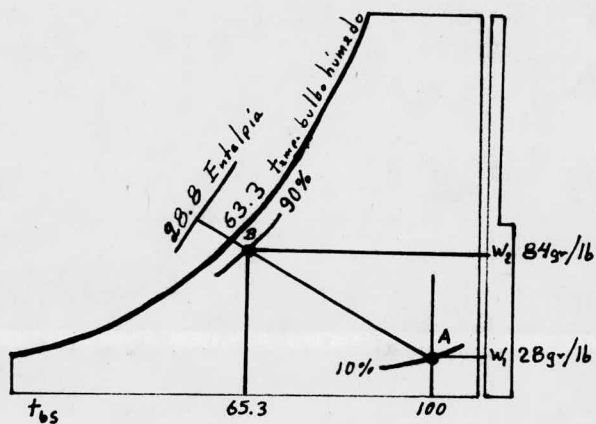


Fig. B.1 Diagrama psicrométrico del enfriamiento adiabático del aire por evaporación de agua en una corriente de aire.

aire por ...

$$(S_a + S_w W)(T_{bs} - T_{bw}) = L_e(W_s - W) \dots \text{III(1)}$$

donde

S_a .- Calor específico del aire seco = 0.24

S_w .- Calor específico del vapor de agua = 0.45

W .- Humedad específica del aire insaturado, lb
vap./lb aire.

T_{bs} .- Temperatura de bulbo seco.

T_{bw} .- Temperatura de bulbo húmedo.

L_e .- Calor latente de vaporización del agua a T_{bh} ,
BTU/lb

W_s .- Humedad específica en la saturación a T_{bw} ,
lb/lb aire.

3.B.3 Tipos y Clases:

Existen dos clases de medios para lograr enfriamiento evaporativo:

- a) Enfriadores Evaporativos (unidades o gabinetes)
- b) Aspersión (sistema)

El más comúnmente empleado es el marcado con la letra (a) (enfriadores evaporativos), los cuales pueden -

ser de tres tipos:

- i) Spray-Washer
- ii) Rotary-Cooler
- iii) Wetted-Pad

El sistema por aspersion, que es el que nos interesa, lo veremos más ampliamente en el siguiente punto.

3.B.4 Refrigerado de Techos:

El sistema auxiliar escogido para combinarlo con el sistema de refrigeración, para de esta manera reducir la carga de refrigeración, es un sistema de Enfriamiento - Evaporativo llamado "Refrigerado de Techos".

El sistema de enfriamiento evaporativo de techos - industriales opera de la manera siguiente:

Un techo al cual se le ha instalado un sistema de aspersion, al ponerse en operación éste, debe cubrirse con una película delgada de agua, ya que si es gruesa la eficiencia del proceso se baja bastante.

Una vez cubierto el techo por la película acuosa,-

se presentan dos fenómenos conjuntos en la zona de operación. Primero, como en el interior de la sala se genera y se absorbe calor tanto por operación de máquinas lámparas, metabolismo humano, etc., como por las radiaciones solares respectivamente, la temperatura del medio ambiente de la sala se incrementa paulatinamente; requiriéndose por tanto una gran capacidad de refrigeración para poder absorber dicho calor generado. Segundo, como la película de agua toma el calor sensible del aire del medio ambiente exterior para evaporarse, el resultado obtenido es que se enfría el aire que rodea al techo exteriormente.

De esta manera, al tener una zona de mayor temperatura (interior de la sala) y una de menor temperatura (aire exterior), se tendrá un Gradiente de Temperatura que permitirá la disipación de calor del interior de la sala hacia el exterior.

Como se podrá deducir, se necesitará una menor capacidad de refrigeración debido a que el sistema de enfriamiento evaporativo se está llevando parte del calor total de la sala.

Hay que hacer notar que el aire exterior nunca alcanzará su temperatura de bulbo húmedo (la más fría posible de alcanzar) ya que el sistema ni es aislado y el aire exterior cambia continuamente debido a las corrientes ventosas existentes.

3.B.5 Equipo

Comercialmente existen varios tipos de boquillas de aspersión de las cuales se describen a continuación:

- a) Stream-Jet Nozzle
- b) Whirl-Jet Spray Nozzle.

ver figura B.2.

Las boquillas de aspersión Stream-Jet con conector de abrazadera proveen una aspersión de corriente recta y múltiple con un volumen de aspersión igual a la proporción de evaporación. Las corrientes ventosas normales causan una distribución sobre el área del techo. Como resultado, la evaporación desde la superficie del techo es continua, dando una máxima refrigeración del techo por sí solo. Con un simple control de los artefactos provee una operación automática del sistema completo.

to de refrigerado de techos.

Este diseño de boquillas se limpian automáticamente después de la operación. El núcleo interno es elevado por la presión del agua durante la operación, luego este núcleo baja por gravedad cuando el agua disminuye. Un colador interno se incluye a la boquilla, las partes de la boquilla son de bronce con tamiz del colador de metal monel, las abrazaderas y los tornillos son de acero cadmiado.

La boquilla completa Stream-Jet con Conector de Abrazadera se instala rápidamente y fácilmente con solo la perforación de un orificio de un diámetro de 7.5 mm. en un tubo de $\frac{1}{2}$ " o en un diámetro exterior del tubo de 21 mm. o 22 mm. en la posición que se desee. El cuerpo de la boquilla se coloca en el orificio perforado y las dos abrazaderas de tornillos son ajustadas y no se necesita de T's ni de uniones.

Las boquillas de aspersión Whirl-Jet proveen un patrón de aspersión de cono hueco, que es distribuido sobre la superficie total del techo por las corrientes ventosas normales.

La boquilla es un diseño de dos piezas con tapa reemplazable. No contiene aletas o núcleos internos, sus entradas y salidas son amplias y no permiten obstrucción, dando lugar a una operación segura.

Todas las capacidades en una selección de bronce, acero, acero inoxidable, acero inoxidable tipo 303 y 316, y metal monel.

Este tipo de boquillas se recomiendan para Lavado de Aire, Gas, Refrigeración, desgrasamiento, y otras operaciones relacionadas.

En el Apéndice "B" se dan tablas de capacidades y dimensiones para una mejor información.

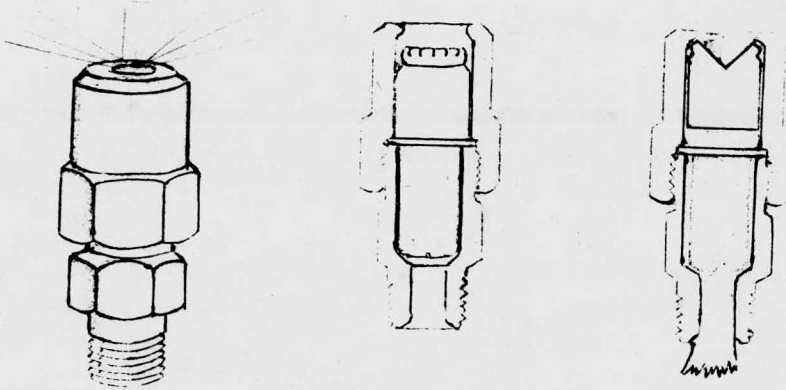
El trazo de una instalación típica para refrigerado de techos usando las Boquillas Stream-Jet con conector de abrazadera se expone en la Fig. B.3. Las presiones recomendadas de operación son de 20 a 30 p.s.i. (1.5 a 2 Kg/cm²). El espacio más eficiente entre boquillas, así como los datos de cobertura o alcance se dan en la Fig. B.4.

El trazo de una instalación para refrigerado de techos usando las Boquillas Whirl-Jet se da en la Fig. 5. Note en la tabla de la Fig. B.6, que las presiones de operación recomendadas son de 4 a 8 p.s.i.

3.B.6 Limitaciones del Enfriamiento Evaporativo:

El enfriamiento evaporativo del aire justamente se aproxima a un proceso de bulbo húmedo constante, y la temperatura de bulbo seco más baja posible que se puede alcanzar es la temperatura de bulbo húmedo del aire ambiente. La temperatura de bulbo húmedo prevaleciente en el área es entonces, una de las limitaciones importantes. Otra limitación sería las corrientes ventosas locales.

STREAM-JET



WHITL-JET

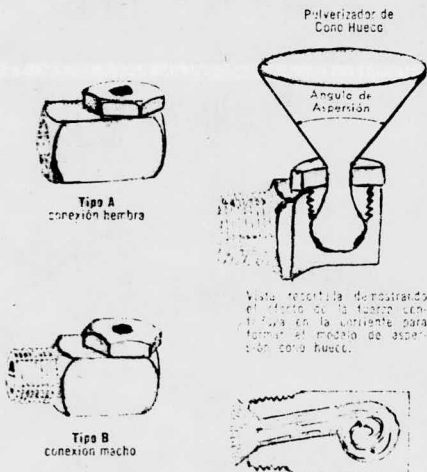


Fig. B.2 Dos de los principales tipos de boquillas para aspersión de techos. (Spraying Systems Company).

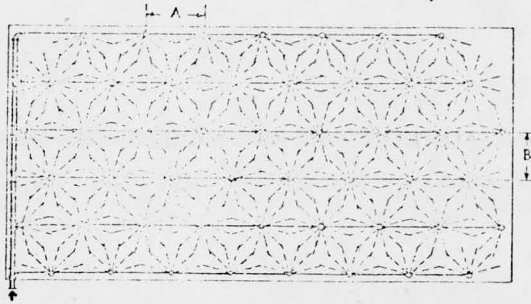


Fig. B.3 Arreglo típico de un sistema de aspersión con boquillas Stream-Jet

DESCRIPCION	PRESION (lb/pulg ²)							
	8	10	15	20	30	40	60	80
1/4-TT-1210 Esprea Streamjet Círculo Completo. Capacidad... galón/min.	.16	.18	.22	.25	.31	.36	.44	.51
1/4-TT-610 Esprea Streamjet Medio Círculo. Capacidad..... galón/min.	.08	.09	.11	.13	.16	.18	.22	.26
Altura "H" Pulgadas	22	27	35	42	48	53	60	66
Diámetro "D" Pies	12	14	17	20	24	28	34	37
Espaciamiento: Dimensión "A"... Pies	9.0	10.5	12.8	15	18	21	25	28
Dimensión "B" Pies	7.8	9.1	11.0	13	16	18	22	24
Covertura efectiva de 1 galón por minuto de agua. (Pies) ²	440	330	640	780	930	1050	1250	1320
Presión de operación recomendada	- 20 a 30 psi (lb/pulg ²)							

Fig. B.4 Datos de operación y dimensiones de instalación.

(Spraying Systems Co.)

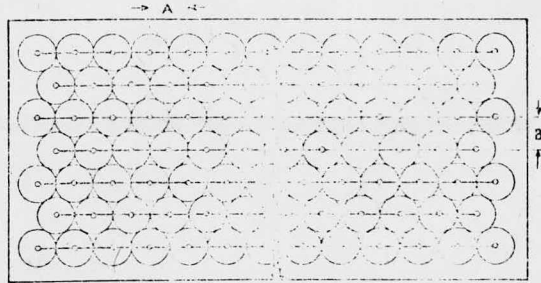


Fig. B.5 Arreglo típico de un sistema de aspersión con boquillas Whirl-Jet

Boquilla No.	Tubería	Descripción	Presión (lb/pulg ²)					
			4	6	8	10	12	14
1/4 B5-5W	1/4 Pulg	Capacidad..... Galones por min.	.32	.39	.45	.50	.55	.59
		Altura "H"..... Pulgadas	20	22	24	26	28	30
		Diámetro "D"..... Pies	7	9	10.5	12	13.5	15
		Espaciamiento: Dimensión "A"..Pies	7	9	10.5	12	13.5	15
		Dimensión "B"..Pies	6.2	8	9.3	10.5	12	13
Cobertura Efectiva de 1 galón por minuto de agua.....(Pies) ²			135	184	218	252	294	330
3/8 B10-15W	3/8 Pulg	Capacidad..... Galones por min.	.76	.93	1.1	1.2	1.3	1.4
		Altura "H"..... Pulgadas	21	28	34	40	43	46
		Diámetro "D"..... Pies	7	10	13	16	18	20
		Espaciamiento: Dimensión "A"..Pies	7	10	13	16	18	20
		Dimensión "B"..Pies	6	8.5	11	13.5	15	17
Cobertura Efectiva de 1 galón por minuto de agua.....(Pies) ²			55	91	130	180	207	245
Presión de operación recomendada - 4 a 8 psi (lb/pulg ²)								

Fig. B.6 Datos de operación y dimensiones de instalación (Spraying Systems Co.)

C. PROBLEMA PRACTICO.

Los datos que a continuación se darán, están basados en las experiencias reales que Célanese tiene. Algunos datos como materiales, dimensiones, y otros se han propuesto al azar.

3.C.1 Datos del Problema:

SALA:

Area -----	10,000 m ²
Altura -----	4 m
Espesor -----	4 in
Longitud -----	100 m
Anchura -----	100 m

MATERIAL DE CONSTRUCCION:

Techo -----	Concreto, plano (4")
Paredes -----	Concreto (4" espesor)
Ventanas -----	Vidrio sencillo std.
Puertas -----	Fierro Galvanizado.

PUERTAS:

Areas -----	(dE = 30.67 ft ²) (dS = 70.67 ft ²)
-------------	---

Espesor ----- 5 cm.

VENTANAS:

Areas ----- ($V'_o = 500.67 \text{ ft}^2$)
($V'_n = 600.67 \text{ ft}^2$)

DISIPACION:

Humana ----- La mfnima

Motores ----- 1,000 KW

AIRE EXTERIOR DE DISEÑO:

Temperatura, bulbo seco

(T_{bs}) ----- 80°F

Temperatura, bulbo húme

do ----- 60°F

Humedad Relativa ----- 30 %

CONDICIONES QUE DEBE TENER
EL AIRE EN LA SALA:

Temperatura, bulbo seco 65°F

Temperatura, bulbo húme

do ----- 54°F

Humedad Relativa ----- 50 %

CONDICIONES MAXIMAS "ARRIBA"
EN LA SALA.

Temperatura, bulbo seco 75°F

Temperatura, bulbo húme
do ----- 58°F

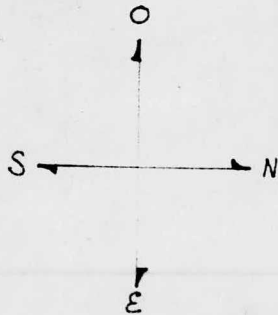
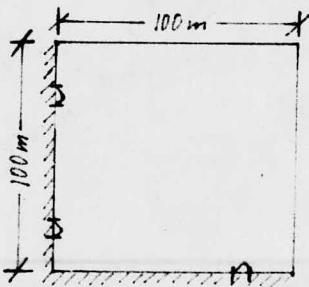
Humedad Relativa ----- 35 %

3.C.2 Alternativas:

- a) Techo Aislado,
- b) Techo no aislado con Enfriamiento Evaporativo.

En este caso, compararemos nuestra alternativa -
de colocar un Sistema de Enfriamiento Evaporativo con -
otra posible, que no debemos descartar, que es la de Ais
lar el techo.

3.C.3 Cálculos.

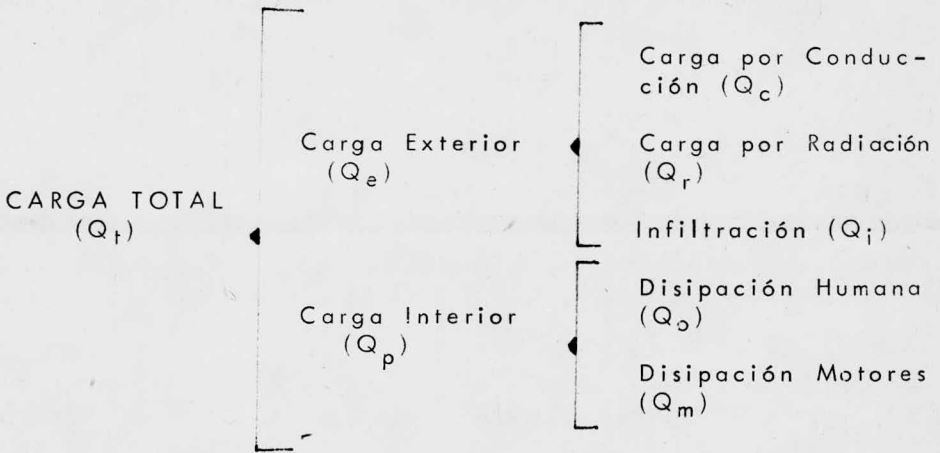


Area del Techo-----	A_t	=	10,000 m ²	=	107,498.00 ft ²
Altura de la sala ---	h	=	4 m	=	13.12 ft
Area pared norte*	A_{pm}	=		=	3,704.00 ft ²
Area pared sur**	A_{ps}	=		=	4,234.00 ft ²
Area pared este**	A_{pe}	=		=	4,274.00 ft ²
Area pared oeste*	A_{po}	=		=	3,804.00 ft ²
Espesor -----	E_t	=	4 in	=	0.33 ft
Areas puertas sur	A_{ds}	=		=	70.67 ft ²
Area puerta este	A_{de}	=		=	30.67 ft ²
Area ventanas norte	A_{vn}	=		=	600.67 ft ²
Area ventanas oeste	A_{vo}	=		=	500.67 ft ²

* Area de pared efectiva (eliminado el área de las ventanas).

** Area de pared efectiva (eliminando el área de las puertas).

Para efectos del cálculo de la Carga de Acondicionamiento de Aire, hagamos el siguiente análisis:



así, paso por paso calcularemos Q_e y Q_p para que tengamos Q_t .

i) Sala sin Aislamiento ni Sistema evaporativo en el Techo.:

Carga por Conducción:)

Si la velocidad del viento es de 15 m.p.h., el coeficiente de película del aire exterior en la pared será $f_o = 6 \text{ BTU/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$. Consideremos que el coeficiente de película para un aire que se mueve dentro del cuarto es $f_i = 2.1 \text{ BTU/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$ y $f_o = 3 \text{ BTU/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$ para el aire exterior en el techo. La conductancia para concreto es de $1.40 \text{ BTU/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$.

La Ecuación clásica de la Conductividad Térmica

es:

$$Q = UA(\Delta T) \quad \text{III(1)}$$

donde:

U = Coeficiente total de transferencia

A = Area Total

ΔT = Gradiente de temperatura

$$\Delta T = (T \text{ aire exterior} - T \text{ aire interior})$$

III(2)

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_o} + \frac{1}{c} + \frac{1}{f_i}} \quad \text{III(3)}$$

Para el techo

$$\Delta T = (T_{bs1} - T_{bs2}) \quad T_{bs1} = 80^\circ\text{F}$$

$$\Delta T = (80 - 75) = 5^\circ \quad T_{bs2} = 75^\circ\text{F}$$

$$\Delta T = 5^\circ$$

ahora,

$$U_t = \frac{1}{\frac{1}{3} + \frac{1}{1.4} + \frac{1}{2.1}} = \frac{1}{1.52381} = 0.656$$

consideramos: $U_t = 0.66 \text{ BTU/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$

usando la Ec. III(1) tenemos:

$$Q_{\text{echo}} = 0.66 \times 107,498 \times 5 = 354,743.40 \text{ BTU/h}$$

Para las Paredes.....

$$\Delta T = \text{LMTD}$$

$$\text{L M T D} = \frac{(80 - 65) - (80 - 75)}{\ln \frac{(80 - 65)}{(80 - 75)}} = \frac{15 - 5}{\ln \frac{15}{5}} = 9.1024^\circ$$

o

$$\Delta T = \frac{(80 - 65) + (80 - 75)}{2} = \frac{15 + 5}{2} = \frac{20}{2} = 10^\circ$$

Para simplicidad de cálculo, usaremos T igual 10° ya que entre las dos medias no existe diferencia considerable y prácticamente son iguales.

ahora,

$$U_p = \frac{1}{\frac{1}{6} + \frac{1}{1.4} + \frac{1}{2.1}} = \frac{1}{1.357} = 0.737$$

consideremos $U_p = 0.74 \text{ BTU}/\text{ft}^2 \text{ h } ^\circ\text{F}$

$$Q_{pn} = 0.74 \times 3704 \times 10 = 27409.6$$

$$Q_{ps} = 0.74 \times 4234 \times 10 = 31331.6$$

$$Q_{po} = 0.74 \times 3804 \times 10 = 28149.6$$

$$Q_{pe} = 0.74 \times 4274 \times 10 = 31627.6$$

$$118518.4 = Q_p$$

Para Ventanas....

Consideremos la velocidad ser de 15 m.p.h., las tablas del Apéndice "B" (ver tabla "A") recomiendan una $U = 1.13$ para vidrio sencillo.

$$\begin{aligned} Q_{vn} &= 1.13 \times 600.67 \times 10 = 6787.6 \\ Q_{vo} &= 1.13 \times 500.67 \times 10 = \frac{5657.6}{12445.2 \text{ BTU/h}} \\ &= Q_v \end{aligned}$$

Para Puertas....

Consideremos que la temperatura del aire de los cuartos contiguos a la sala sea también de 80°F . Para puertas de fierro galvanizado color blanco, la $K = 0.22 \text{ BTU/h } \frac{^\circ\text{F}}{\text{ft}}$. El espesor de la puerta es de 0.165 ft.

$$\begin{aligned} Q_{ds} &= \frac{0.22 \times 70.67 \times 10}{0.165} = 942.3 \\ Q_{de} &= \frac{0.22 \times 30.67 \times 10}{0.165} = 408.9 \\ &1351.2 \text{ BTU/h} = Q_d \end{aligned}$$

Sumando los valores de "Q" de cada caso, tenemos:

$$Q_{\text{techo}} = 354743.4 \text{ BTU/h}$$

$$Q_p = 118518.4 \text{ "}$$

$$Q_v = 12445.2 \text{ "}$$

$$Q_d = 1351.2 \text{ "}$$

$$Q_c) = 487058.2 \text{ BTU/h}$$

(Carga por Radiación):

Solo un tanto por ciento del calor radiante del sol es absorbido por techo y paredes, y de éste calor, solo una parte penetra al interior de la sala debido a la resistencia de la pared o techo. Lo antes dicho está representado por la Ec. III(4)

$$Q_{\text{sol}} = A I b g \quad \text{III(4)}$$

donde:

Q_{sol} = Calor solar que penetra: BTU/h

A = Area afectada por el sol, ft^2

I = Intensidad de la radiación sobre el área,
BTU/h ft^2

b = Parte decimal de I absorbida por la superficie.

g = Parte decimal de "b" transmitida a la sala.

A una altitud norte de 30° y a las 16 hs. (ver tabla b del Apéndice "B"), tenemos:

Para las Paredes....

$$I = 194 \text{ BTU/h ft}^2 \quad ; \quad b = 0.65$$

$$A = 3804 \text{ ft}^2 \quad ; \quad g = 0.15$$

$$Q_{rp} = 194 \times 3804 \times 0.65 \times 0.15 = 71952.66 \text{ BTU/h}$$

Para el Techo

$$I = 138 \text{ BTU/h ft}^2 \quad ; \quad b = 0.65$$

$$A = 107498 \text{ ft}^2 \quad ; \quad g = 0.14$$

$$Q_{rt} = 138 \times 107498 \times 0.14 \times 0.65 = 1,349959.88 \text{ BTU/h}$$

Para los Vidrios

En este caso, la Ec. III(4) varía un poco:

$$Q_{\text{solar}} = A S I_g \quad \text{III(5)}$$

donde:

A = área neta de vidrio expuesto a los rayos solares, ft^2

S = parte decimal transmitida por el vidrio.

I_g = intensidad de la radiación solar, BTU/h ft²

$$I_g = 137 \text{ BTU/h ft}^2$$

$$A = 500.67 \text{ ft}^2$$

$$S = 0.20$$

$$Q_{rv} = 137 \times 500.67 \times 0.20 = 13718.4 \text{ BTU/h}$$

Sumando las "Q" por Radiación, tenemos:

$$Q_{rt} = 1,349,959.88 \text{ BTU/h}$$

$$Q_{rp} = 71,952.66 \text{ "}$$

$$Q_{rv} = 13,718.40 \text{ "}$$

$$Q_r = 1,435,630.94 \text{ BTU/h}$$

(Carga por Infiltración).

El método de cálculo recomendado por el Instituto de Refrigeración y Acondicionamiento de Aire es:

$$c f m = \frac{\bar{W} \times H \times L \times G}{60} \quad \text{III(6)}$$

donde:

H = altura del cuarto

\bar{W} = anchura.

L = longitud.

G = factor de pared o cambios de aire.

de acuerdo con la tabla "c" (apéndice "B") podemos escribir:

$$H = 13.12 \text{ ft}$$

$$\bar{W} = 327.87 \text{ ft}$$

$$L = 327.87 \text{ ft}$$

$$G = 1.5$$

$$c f m = \frac{13.12 \times 327.87 \times 327.87 \times 1.5}{60} = 35259.60$$

Se recordará que el calor específico del aire para un rango de temperatura normal se considera ser de 0.24. Puesto que para un aire estandar su V_e (volumen específico) es de aproximadamente de $13.3 \text{ ft}^3/\text{lb}$, tenemos - que:

$$Q_{\text{sensible}} = c f m \times 1.08 \times (\Delta T) \text{ III(7)}$$

$$Q_{\text{sen.}} = 35359.60 \times 1.08 \times 10 = 380803.70 \text{ BTU/h}$$

$$Q_{\text{latente}} = c f m \times 0.68 \times (\text{humedad}_e - \text{humedad}_i) \text{ -- III(8)}$$

$(\text{humedad})_e = (\text{humedad})_i = 45 \text{ granos/lb aire seco.}$

por lo tanto, $Q_{\text{lat.}} = 0$

$$\begin{array}{c} \text{-----} \\ Q. = 380803.7 \text{ BTU/h} \\ \text{-----} \end{array}$$

Ahora, con los datos obtenidos, ya podemos calcular la Carga Exterior....

$$(Q_c) = 487058.20 \text{ BTU/h}$$

$$(Q_r) = 1,435630.90 \text{ "}$$

$$(Q_i) = 380803.70 \text{ "}$$

$$(Q_e) = 2,303492.80 \text{ BTU/h}$$

Ahora obtengamos datos para calcular la Carga Interiores. (Carga debida a los Ocupantes).

Se mantienen en la sala un total de 50 trabajadores cuya actividad se considera ligera; por lo tanto, según - la tabla "d" (apéndice "B") tenemos:

actividad	Q sensible	Q Latente
ligera	225 BTU/h	206 BTU/h

$$Q_{\text{sen.}} = 50 \times 225 = 11250.00 \text{ BTU/h}$$

$$Q_{\text{lat}} = 50 \times 206 = 10300.00 \text{ BTU/h}$$

$$Q_o = 21550.00 \text{ BTU/h}$$

(Carga debida a Motores):

Los datos del problema nos indican que tenemos -

1000 KW en motores.

$$1 \text{ KW} = 1.341 \text{ HP}$$

$$1 \text{ HP} = 2545 \text{ BTU/h}$$

$$1 \text{ KW} = 3413 \text{ BTU/h}$$

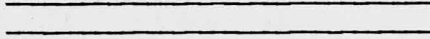
$$\frac{3413 \text{ BTU/h}}{1 \text{ Kw}} = \frac{x}{1000 \text{ Kw}} \therefore x = \frac{1000 \times 3413}{1} = 3\,413\,000$$

$$Q_m = 3,413\,000.00 \text{ BTU/h}$$

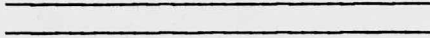
Ahora, ya estamos en condiciones de calcular la Carga Interior (Q_p).... Sumando (Q_o) y (Q_p) tenemos:

$$(Q_o) = 21550.00 \text{ BTU/h}$$

$$(Q_m) = 3,413000.00 \text{ "}$$



$$(Q_p) = 3,434550.00 \text{ BTU/h}$$



Ahora, con (Q_e) y (Q_p) sumadas, obtenemos la CARGA TOTAL (Q_t) .

$$(Q_e) = 2,303492.80 \text{ BTU/h}$$

$$(Q_p) = 3,434550.00 \text{ "}$$



$$(Q_t) = 5,738043.00 \text{ BTU/h}$$

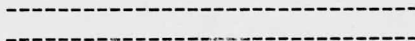


Sabemos que una tonelada de refrigeración es necesaria para remover 12000 BTU/h; por tanto,

$$\frac{1 \text{ ton. de ref.}}{12000 \text{ BTU/h.}} = \frac{X}{5,738043 \text{ BTU/h}}$$

por lo tanto...

$$X = 478 \text{ ton. de refrigeración.}$$



Para una sala, sin sistema de enfriamiento, ni aislamiento en el techo, se necesitan 478 ton. de ref. para eliminar $((Q_t))$.

Ahora, analicemos por separado las alternativas propuestas en el inciso 3.C.2; y así poder ver que es más conveniente desde el punto de vista técnico sin olvidar, claro está, el económico.

ii) Sala con Aislamiento en el Techo:

Para un techo de concreto de 4 in. de espesor perfectamente aislado, se recomienda un Coeficiente Total de Transferencia $U = 0.11 \text{ BTU/h ft}^2\text{°F}$. Por lo tanto, usando la Ec. III(1) tenemos:

(Carga por Conducción)

$$Q_{te} = 0.11 \times 107498 \times 05 = 59123.90 \text{ BTU/h}$$

$$Q_{pn} = 0.74 \times 3704 \times 10 = 27409.60 \text{ BTU/h}$$

$$Q_{ps} = 0.74 \times 4234 \times 10 = 31331.60 \text{ BTU/h}$$

$$Q_{po} = 0.74 \times 3804 \times 10 = 28149.60 \text{ BTU/h}$$

$$Q_{pe} = 0.74 \times 4274 \times 10 = 31627.60 \text{ BTU/h}$$

$$Q_{pt} = \quad \quad \quad = 177642.30 \text{ BTU/h}$$

Los valores de Q_v y Q_d son los mismos que en el caso (i)...

$$Q_v = 12445.20 \text{ BTU/h}$$

$$Q_d = 1351.20 \text{ BTU/h}$$

...de manera que sumando los tres valores obtendremos la Carga por Conducción

$$(Q_p) = 177642.30 \text{ BTU/h}$$

$$(Q_v) = 12445.20 \text{ BTU/h}$$

$$(Q_d) = 1351.20 \text{ BTU/h}$$

$$(Q_c) = 191438.70 \text{ BTU/h}$$

(Carga por Radiación):

$$\text{Techo: } I = 138 \quad ; \quad g = 0.02$$

$$A = 107498 \quad ; \quad b = 0.65$$

(Ver tabla "B" Ap."B")

$$Q_{rt} = 138 \times 107498 \times 0.02 \times 0.65 = 192851.4 \text{ BTU/h.}$$

Los valores de Q_{rp} y Q_{rv} tienen el mismo que en el caso (i)...

...sumando tenemos:

$$Q_{rt} = 192851.40 \text{ BTU/h}$$

$$Q_{rp} = 71952.70 \text{ BTU/h}$$

$$Q_{rv} = 13718.40 \text{ BTU/h}$$

$$Q_r = 278522.50 \text{ BTU/h}$$

(Carga por Infiltración):

La carga por infiltración también es la misma que para el caso (i) o sea $Q_i = 380803.70 \text{ BTU/h}$.

Así, sumando Q_c , Q_r y Q_i obtendremos la Carga Exterior (Q_e)...

$$(Q_c) = 191438.70 \text{ BTU/h}$$

$$(Q_r) = 278522.50 \text{ BTU/h}$$

$$(Q_i) = 380803.70 \text{ BTU/h}$$

$$(Q_e) = 850764.90 \text{ BTU/h}$$

La carga debida a los Ocupantes y a los Motores - es exactamente la misma que para el caso (i) por lo tan-

to la Carga Interior (Q_p) será la misma:

$$(Q_p) = 3,434,550.00 \text{ BTU/H}$$

Por lo tanto, la Carga Total (Q_t) es: la SUMA DE (Q_e) y (Q_p):

$$(Q_t) = 4,385,315.00 \text{ BTU/h}$$

como:

$$\frac{1 \text{ ton. de ref.}}{12000 \text{ BTU/h}} = \frac{x}{4,385,315 \text{ BTU/h}}$$

$$X = 365 \text{ ton. de ref.}$$

Comparando el caso (i) con el (ii) nos podremos dar cuenta que:

CASO (i) --- requiere de --- 478 ton.de refrigeración

CASO (ii) --- requiere de --- 365 ton.de refrigeración

Por lo tanto, si nosotros Aislamos el techo, nos -- ahorraríamos "113 ton. de refrigeración".

iii) Sala con Sistema de Enfriamiento Evaporativo en el Techo.

Si el proceso fuese ideal, sabemos que la temperatura más baja que puede alcanzar el aire exterior es la temperatura de bulbo húmedo. Como el proceso es real, se considerarán "4°" de acercamiento del agua a la T_{bh} del aire.

Así, como la T_{bh} del aire = 60°F, por lo tanto $60^\circ + 4^\circ = 64^\circ$ que será la temperatura más baja que alcanzará el aire al enfriarse evaporativamente.

De esta manera, como se puede intuir, se establecerá un nuevo gradiente de temperatura en el techo.

$$\Delta T = 64^\circ - 75^\circ = -11^\circ$$

$$\Delta T = (-11^\circ)$$

Con este nuevo gradiente en la Ec.III(1) calculamos Q debida al techo (Q_{te}).

$$(Q_{te}) = 0.66 \times 107498 \times (-11) = -780435.50 \text{ BTU/h}$$

El signo (-) nos indica que de la sala se disipan al exterior, por el techo, un carga de 780435.5 BTU/h.

En la solución de éste caso, tomaremos en cuenta - dos condiciones la Ideal y la Real.

Solución en Condiciones Ideales:

La idealidad consiste en considerar que la película de agua evitará que penetre a la sala calor radiante. Así tenemos:

(Carga por Conducción):

$$Q_{pared} = 118518.40 \text{ BTU/h}$$

$$Q_{techo} = -780435.50 \text{ BTU/h}$$

$$Q_v = 12445.90 \text{ BTU/h}$$

$$Q_c = -649471.90 \text{ BTU/h}$$

(Carga por Infiltración):

$$Q_i = 380803.70 \text{ BTU/h}$$

(Carga por Radiación):

$$Q_{pared} = 71952.66 \text{ BTU/h}$$

$$Q_v = 13718.40 \text{ BTU/h}$$

$$Q_{techo} = 0.00 \text{ BTU/h}$$

$$Q_r = 85671.06 \text{ BTU/h}$$

Sumando los tres tipos de Cargas obtendremos la -
Carga Exterior;

$$\begin{array}{r} Q_o = -649471.90 \text{ BTU/h} \\ Q_i = 380803.70 \text{ BTU/h} \\ Q_r = 85671.06 \text{ BTU/h} \\ \hline (Q_e) = -182997.14 \text{ BTU/h} \end{array}$$

(Carga por Ocupantes):

$$\begin{array}{r} \hline Q_o = 21550.00 \text{ BTU/h} \\ \hline \end{array}$$

Sumando estos dos tipos de Carga obtendremos la -
Carga Interior:

$$\begin{array}{r} (Q_o) = 21550.00 \text{ BTU/h} \\ (Q_m) = 3,413000.00 \text{ BTU/h} \\ \hline (Q_p) = 3,434550.00 \text{ BTU/h} \end{array}$$

Sumando las cargas Exterior e Interior obtendremos la -
Carga Total:

$$Q_e = - 182997.14 \text{ BTU/h}$$

$$Q_p = 3,434550.00 \text{ BTU/h}$$



$$Q_t = 3,251553.86 \text{ BTU/h}$$



$$\frac{1 \text{ ton. de ref.}}{12000 \text{ BTU/h}} = \frac{X}{3,251553.86 \text{ BTU/h}}$$

por lo tanto, ...

$$X = 271 \text{ ton. de ref.}$$

Solució: Real:

Pruebas de ingeniería demuestran la efectividad de la aspersión de techos en relación a otros sistemas tales como colocar Capas Gruesas de agua de diferentes espesores (ver Fig. C.1)

Los valores dados en la Fig. C.1 representan flujo calorífico en BTU por pie cuadrado por hora para un techo de 2 in. de espesor. Como el techo de nuestra sala es de 4 in. de espesor, sacamos una media logarítmica con los valores dados en la Fig. C.1 y el obtenido al sacar una media de el cociente 0.9/10.

Matemáticamente ...

$$\frac{0.9}{10} = 0.09$$
$$\frac{0.09}{2} = 0.045$$
$$Y = \frac{0.09 - 0.045}{\ln \frac{0.09}{0.045}} = 0.065$$

por lo tanto, solo un 6.5% de la radiación que penetraría por el techo en el caso (i), es el que realmente pasará - al interior de la sala.

Así, ...

(Carga por Conducción).

$$Q_{\text{pared}} = 118518.40 \text{ BTU/h}$$

$$Q_{\text{techo}} = -780435.50 \text{ BTU/h}$$

$$Q_v = 12445.20 \text{ BTU/h}$$

$$Q_c = -649471.90 \text{ BTU/h}$$

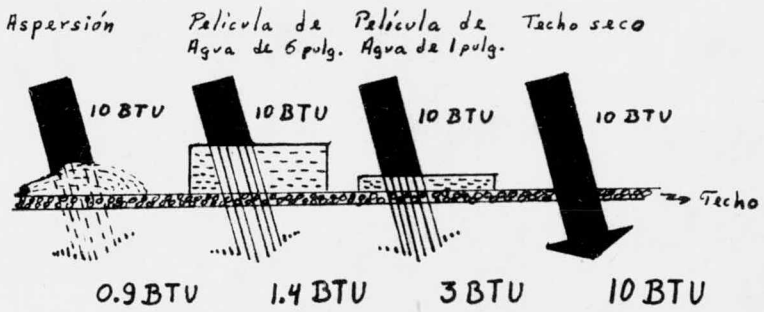


Fig. C.1 Eficiencia comparativa del sistema de aspersión

(Carga por Infiltración):

$$Q_i = 380803.70 \text{ BTU/h}$$

(Carga por Radiación):

$$Q_{\text{pared}} = 71952.66 \text{ BTU/h}$$

$$Q_v = 13718.40 \text{ BTU/h}$$

$$*Q_{\text{techo}} = 87747.40 \text{ BTU/h}$$

$$Q_r = 173418.46 \text{ BTU/h}$$

$$*Techo = 0.065 \times 1,349959.88 = 87747.40 \text{ BTU/h}$$

Sumando los tres tipos de Cargas obtenemos la Carga

Exterior:

$$Q_c = -649471.90 \text{ BTU/h}$$

$$Q_i = 380803.70 \text{ BTU/h}$$

$$Q_r = 173418.46 \text{ BTU/h}$$

$$Q_e = -95249.74 \text{ BTU/h}$$

La (Q_p) Carga Interior es la misma que la del caso anterior, o sea

$$Q_p = 3,434550.00 \text{ BTU/h}$$

Sumemos ahora Q_e y Q_p , para obtener la Carga Total:

$$(Q_e) = -95249.74 \text{ BTU/h}$$

$$(Q_p) = 3,434550.00 \text{ BTU/h}$$

$$(Q_t) = 3,339300.26 \text{ BTU/h}$$

$$\frac{1 \text{ ton. de ref.}}{12000 \text{ BTU/h.}} = \frac{X}{3,339300.26 \text{ BTU/h}}$$

por lo tanto, ...

$$X = 278 \text{ ton. de ref.}$$

Finalmente, comparemos los resultados de cada uno de los tres casos:

- CASO (i) --- requiere de --- 478 ton. de refrigeración.
CASO (ii) --- requiere de --- 365 ton. de refrigeración.
CASO (iii) --- requiere de --- 271 ton. de refrigeración (ideal)
CASO (iii) --- requiere de --- 278 ton. de refrigeración (real)

3.C.4 Aspectos Económicos:

No cabe duda que técnicamente, el sistema de enfriamiento evaporativo, es más efectivo que un sistema de aislamiento. Sin embargo, debemos dar un vistazo al punto económico para ver a grandes rasgos, que tan costosos son ambos sistemas.

1. Análisis económico "Techo Aislado"

El impermeabilizante propuesto es de tipo Asfáltico al que al final se le da un acabado con FESTER-Blanc. El fester-blanc, es un componente desarrollado a base de una combinación de resinas sintéticas con características de excelente resistencia a la intemperie y de excepcional elasticidad. Su pigmento básico es Bióxido de Titanio puro de alta calidad, que le da al producto la más alta reflectancia contra la luz solar.

En la práctica, una buena impermeabilización se hace de la manera que muestra la Fig. C.2

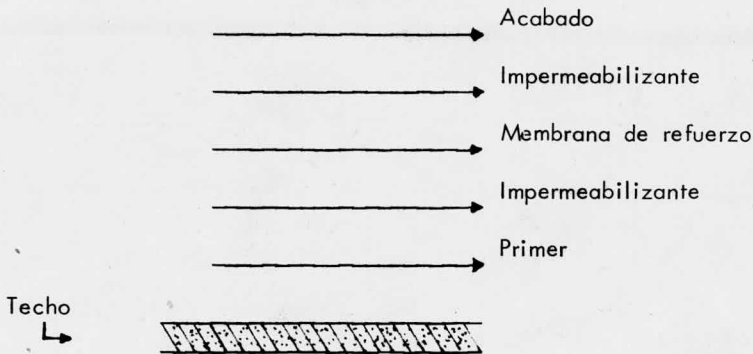


Fig. C.2 Sistema de Impermeabilización.

Las casas comerciales venden el Impermeabilizante - junto con y sin la mano de obra. Fester ofrece un servicio completo de impermeabilización, en el que ellos - ponen el material y la mano de obra, cobrando por ello a \$ 70.00 el metro cuadrado.

Nosotros emplearíamos un servicio de este tipo, por ser ejecutado por profesionales, y tener garantía y servicio.

Bien, como el techo de nuestra sala tiene una superficie de 10,000 m²,

$$\frac{\$70.00}{1 \text{ m}^2} = \frac{X}{10,000 \text{ m}^2}$$

$$X = \$700,000.00$$

La casa garantiza que la impermeabilización tiene una durabilidad de 3 a 4 años, al cabo de los cuales se debe dar mantenimiento al acabado.

El precio de tambor de 200 lt. de fester-blanc es de \$ 5,200.00 con un rendimiento de:

- a) Sobre capa asfáltica: De 3 a 4 m²/lt.
- b) Sobre superficie porosa: De 6 a 8 m²/lt.(imprimación)
De 5 a 6 " (acabado).

Considerando que el producto nos rinde 4 m²/lt., para cubrir nuestra área necesitaríamos 2,500 lt., los cuales nos costarían \$65,000.00 más la mano de obra, al cabo de cada 3 o 4 años.

2. Análisis económico "Techo con Sistema de Aspersión"

Si se eligen aspersores Stream-Jet con abrazadera para nuestro sistema de aspersión, entonces leemos en la tabla de la Fig. B.4, que con una presión de 20 lb./in²

podemos cubrir, con cuatro aspersores, una área de 800 ft²; empleadno para ello 1 gal./min. de agua.

Así,

$$\frac{4 \text{ aspersores}}{800 \text{ ft}^2} = \frac{X}{107498 \text{ ft}^2}$$

$$X = 537 \text{ aspersores.}$$

El precio comercial de las espreas Stream-Jet con abrazadera:

7421-1/2 T-1210 (círculo completo)

7421-1/1 T- 610 (medio círculo).

es de \$70.00 c/u.

Así,

$$537 \text{ espreas} \times \$ 70.00/\text{esprea} = \$37,590.00$$

Por otro lado, como con 1 gal/min. cubrimos 800ft²,

$$\frac{1 \text{ gal./min.}}{800 \text{ ft}^2} = \frac{X}{107498 \text{ ft}^2} \quad X = 134 \text{ gal./min.}$$

con 134 gal./min. cubriremos los 10,000 m².

Si consideramos que el costo del Kilowatt-hora es de 30 ¢ y la eficiencia de bombeo de 60%, el costo de bombeo por cada 1000 lt. (264 gal) sería de:

$$C. \text{ de B. } = \frac{0.272 \times \text{Kw-h en } \text{¢} \times \text{altura (m)}}{\text{eficiencia}} \quad \text{III(9)}$$

$$C. \text{ de B. } = \frac{0.272 \times 30 \text{ ¢} \times 4 \text{ m}}{60\%} - 0.544 \text{ ¢}$$

C.de B. = 0.544 ¢, por cada 264 gal.

Como aproximadamente cada 4 min. gastaríamos 1 ¢, si solo trabajamos 10 h. diarias, entonces estaríamos gastando por bombeo \$1.50 - diarios.

Así mismo, si el agua usada en la aspersión nos costara 10 ¢ el m³.

$$\frac{134 \text{ gal.} \times 3.785 \text{ lt.} \times 1 \text{ m}^3}{\text{min.} \times 1 \text{ gal.} \times 1000 \text{ lt.}} = 0.51 \text{ m}^3/\text{min.}$$

$$\frac{0.51 \text{ m}^3 \times 600 \text{ min.}}{\text{min.} \times 10 \text{ h.}} = 30.6 \text{ m}^3/\text{dia}$$

$$30.6 \text{ m}^3/\text{dia} \times 10 \text{ ¢} = \$3.06 \text{ diarios}$$

Como podemos observar, un sistema de aspersión nos costaría una inversión de \$50,000.00 (37,600.00 de espreas más unos \$12,400.00 entre mano de obra, sistema de bombeo, automático y tubería), aproximadamente. Por otro la-

do, el costo de operación es muy barato, pudiendo ser de \$2,570.00 anuales (entre agua y costo de bombeo) trabajando los 365 días las 24 hs. continuas. En cambio, un sistema aislado nos costaría una inversión 14 veces más cara y con el inconveniente de tener que dar cada 3 o 4 años mantenimiento al aislamiento con un costo promedio de \$ 170,000.00. Decimos costo promedio ya que los asfaltos y recubrimientos resinosos pueden subir de precio debido a devaluaciones de monedas y/o crisis energéticas y por lo tanto mano de obra.

Por todas las razones anteriormente expuestas es evidente que el mejor sistema sería el de aspersión.

CAPITULO IV

CONCLUSIONES.

En el capítulo I de este trabajo, nos fijamos como objetivos el encontrar un sistema de enfriamiento evaporativo que nos ayudará a reducir una cierta carga de refrigeración, y que fuese además técnico-económicamente posible.

En el capítulo II, establecimos las bases y parámetros del acondicionamiento del aire para lograr establecer el sistema buscado.

Así, en el capítulo III, analizamos tres alternativas posibles, descartando de principio la de usar Gabinetes de Enfriamiento Evaporativo. Las otras dos fueron analizadas técnicamente y de una manera superflua, se compararon económicamente entre sí, concluyendo con la elección del Sistema por Aspersión; ya que aparte de ser técnicamente más efectivo, requiere de una inversión mucho menor que si pusiéramos un aislamiento; además, los costos de operación y mantenimiento son bastante bajos en relación a lo que se tendría que pagar a los 3 o 4 años por mantenimiento al acabado impermeabilizante. Por otro lado, con el Enfriamiento Evaporativo de Techos se baja el costo original y costo de operación del Sistema de Refrigeración al reducir las toneladas de refrigeración requeridos un 20 a 30%.

Es bueno mencionar que el sistema opera usando tanto agua fresca (municipal) como agua del sistema de enfriamiento, y que además presenta flexibilidad en el tiempo de operación, pues el sistema lo podemos trabajar durante ciertas horas del día y en algunas épocas del año según el lugar geográfico en el que se encuentre el espacio por acondicionar.

Por último, cabe enfatizar la gran importancia que el acondicionamiento tiene tanto en la industria como en el logro del confort humano; y que ideando y/o combinando diferentes procesos, podemos adaptar el acondicionamiento a los muchos requerimientos actuales y futuros.

CAPITULO V

B I B L I O G R A F I A

1. AIRE ACONDICIONADO (Manual)
Carrier Corporation. Marcombo, 1974.
2. AIR CONDITIONING & MECHANICAL TRADES
Van Nostrand. Reinhold Co.
3. AIR CONDITIONING PRINCIPLES
Makey Osborn Charles. International Textbook Co.
4. AIR CONDITIONED and REFRIGERATION
Jennings H. B. and Lewis R. S. International Textbook Co. 1965
5. AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATION AND AIR
CONDITIONED ENGINEERS.
Guide and Data Book. 1962. New York.
6. CHEMICAL ENGINEERING. Junio 10, Vol. 70, 1963.
7. CHEMICAL ENGINEERING. Junio 24, Vol. 70, 1963.
8. CHEMICAL ENGINEERING. Febrero 19, Vol. 69, 1962.
9. CHEMICAL PROCESS PRINCIPLES
Olaf. A. Hougen and Kenneth M. Watson
Partes 1 y 2.
John Wiley and Sons Inc. New York.
10. ELEMENTOS DE REFRIGERACION Y AIRE ACONDICIONADO
Ing. H. Espinosa H.
Editorial H. Pacheco. México, D. F. 1975.
11. FESTER DE MEXICO, S. A.
Catálogo No. B-5
12. HANDBOOK OF AIR CONDITIONING, HEATING AND VENTILATING
Strock y Koral
2a. Edición Industrial Press. 1965.
13. HYDROCARBON PROCESSING. Marzo No. 3, Vol. 41, 1962.
14. HYDROCARBON PROCESSING. Marzo No.3, Vol. 48, 1969.

15. INSTALACION DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y FUNDAMENTOS PARA CALCULO.
Vives E. José.
Ed. Reverté. Buenos Aires, 1955.
16. MASS TRANSFER OPERATIONS
Robert E. Treybal
2a. Ed. Mc Graw-Hill. New York. 1968.
17. MECHANICAL REFRIGERATION
Sparks, Norman Robert
Mc. Graw-Hill. New York. 1959.
18. MODERN AIR CONDITIONING PRACTICE
Harris, Norman C.
2a. Ed. Mc Graw-Hill. New York. 1974
19. PHYSICAL CHEMISTRY
Gilbert W. Castellan
2a. Ed. World Student Series. 1973.
20. REFRIGERATION, AIR CONDITIONING AND COLD STORAGE
Raymond C. Gunther
Chilton Book Co. N.Y., London. 1969.
21. REFRIGERACION Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
Stoecher, Wilbert F.
Mc. Graw-Hill. New York. 1965.
22. RESIDENTIAL AND COMMERCIAL AIR CONDITIONING
Burkhardt Charles H.
Mc. Graw-Hill. New York. 1959.
23. SOLAR HEATING AND COOLING
Kreider Jan F.
Tomo II. Washington Scripta Book Co. 1975.
24. SPRAYING SYSTEMS COMPANY
Catálogo No. 25-S; Boletines Nos. 81 y 119
Bellwood, Illinois (en México: Comercial ARCE, S.A.)
25. TRATADO MODERNO DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE, CALEFACCION Y VENTILACION.
Carrier Willis Haviland.

26. THERMODYNAMICS
Virgil Moring Faires
5th. Ed. Macmillan Publishing Co. New York. 1970.
27. UNIT OPERATIONS OF CHEMICAL ENGINEERING
McCabe and Smith
2nd. Ed. Mc. Graw-Hill. New York. 1967

NOMENCLATURA.

- R_a , constante de los gases para aire; R_w , constante para vapor de agua.
- s. Entropía, Cal./grado mol
- S_a . Calor específico del aire, BTU/lb °F
- S_w . Calor específico del vapor de agua, BTU/lb°F
- T. Temperatura °F, °C, °K; T_{bs} , Temperatura de bulbo seco; T_{bh} Temperatura de bulbo húmedo; T_r Temperatura o punto de rocío.
- U. Coeficiente total de transferencia de calor, BTU/ft² hr °F; U_r Coeficiente de transferencia de techo; U_p Coeficiente de transferencia de paredes.
- u. Energía interna específica, ergios, Julio, Cal, ev.
- V. Volumen (v) en ft³, cm³, lt; V_a volumen específico del aire; V_w volumen específico del vapor de agua; V_D volumen disponible o desplazado.
- VH. Volumen Húmedo, ft³/lb.
- W. Humedad específica, lb de agua/lb aire seco o gr/lb aire seco; W_s humedad de saturación.
- α . Coeficiente de ejecución (COP)
- η_s . Factor de eficiencia Isentrópica
- η_T . Factor de eficiencia Isotérmica
- η_c . Eficiencia de compresión.
- η_v . Eficiencia volumétrica.
- λ . Calor latente de vaporización, BTU/lb; , para agua; , para vapor de agua.
- ρ . Densidad, g/cm³, lb/ft³; , densidad del agua; , densidad del vapor de agua.
- σ . Trabajo total, cal, ergio, Julio; σ_s , trabajo isentrópico; σ_r , trabajo real; σ_f , trabajo de flujo.

A P E N D I C E " A "

A). PROCESOS CON APLICACIONES A GASES IDEALES.

a. INTRODUCCION.-

De la infinita variedad de procesos, presentaremos solo unos cuantos, los usualmente definidos como internamente reversibles. Los procesos reversibles son los prototipos ideales que se asemejan mejor a los procesos actuales.

b. PROCESO ISOMETRICO:

El Proceso Isométrico (o Isocórico) es un proceso internamente reversible a volumen constante de una sustancia pura, Fig. Ap.1. Para un sistema cerrado no flujo ($V = \text{Cte.}$), $dQ = du + d\bar{\sigma}$ y $d\bar{\sigma} = pdv = 0$. Puesto que $Q = \Delta u$, tenemos que $Q = \int C_v dT$. Si consideramos otros tipos de energía almacenada aparte de la molecular, tenemos:

$$dQ = d\mathcal{E}_s \quad \text{o} \quad Q = \mathcal{E}_{s2} - \mathcal{E}_{s1} \quad \text{Ec.b.1}$$

Es un proceso isométrico, $Q = \Delta u + \Delta\bar{\sigma}_f + \Delta K + \Delta P + \bar{\sigma}_{sf}$, se reduce a

$$\bar{\sigma}_{sf} = -(\Delta\bar{\sigma}_f + \Delta K + \Delta P) \quad \text{Ec.b.2}$$

debido a que $Q = u$, éste término se cancela. Nosotros podemos observar que $u = C_v dT$ para un gas ideal.

La ecuación del proceso sobre el plano vP a $V=Cte$, Fig. Ap.1. Integrando indefinidamente $ds = C_v dT/T$ con C_v constante, obtenemos:

$$s = C_v \ln T + C \quad \text{Ec.b.3}$$

c. PROCESO ISOBARICO:

Un proceso isobárico es un proceso internamente reversible de una substancia pura durante el cual la presión permanece constante. Si el sistema es cerrado, Fig.AP.2 $dQ = dE_s + \overline{T}d$. Con solo la energía molecular almacenada, $dQ = du + d\overline{T}$.

$$\int p \, dv = p \int dv = p \Delta v = p_2 v_2 - p_1 v_1 = \Delta(pv) : y$$
$$-\int v dp = 0 \quad \text{Ec.c.1}$$

Si el proceso es sin flujo y reversible $\overline{T} = \int p dv = p \Delta v$. Para un proceso internamente reversible $p = Cte.$, $Q = \int C_p dT$, lo cual es también ΔE ; $\Delta E_p = \int C_p dT$. Si el sistema es abierto,

$$\int_{sf} = - (\Delta K + \Delta P) \quad \text{Ec. c.2}$$

ya que $dQ = dE$.

Si el sistema es un gas ideal, la Ley de Charles $V_2/V_1 = T_2/T_1$ --- puede manejarse también como $pv = RT$. Entre cualquiera de los dos estados de gas ideal, $\Delta E = \int C_p dT$, y para C_p constante, $\Delta E = C_p \Delta T$; $Q = \Delta E$ para el proceso isobárico de no flujo.

La curva $p = \text{Cte.}$ es llamada "isobara". y su ecuación sobre el plano pv es $p = \text{Cte.}$ Para obtener la ecuación sobre el plano Ts , se hace una integral indefinida de $ds = C_p dT/T$ y encontrar para C_p constante,

$$s = C_p \ln T + C, \quad \text{Ec. c.3}$$

donde C es una constante de integración. En los dibujos sobre el plano T_s , a $V = \text{cte}$ y a $P = \text{Cte}$ solamente se observa semejanza entre las curvas; sin embargo, el área bajo la isobara $\int C_p dT$ debe ser más grande que la correspondiente a la curva isométrica $\int C_v dT$ entre dos temperaturas particulares, la curva $V = \text{Cte.}$ es más pronunciada que la curva $P = \text{Cte.}$ a un estado particular dado.

Las siguientes generalizaciones en los dibujos de los procesos reversibles: Si nuestro punto inicial sobre el diagrama Ts tiene un desplazamiento hacia la derecha, el calor es dado (Q es positiva); si es hacia la iz -

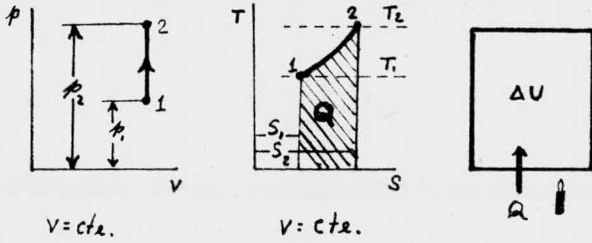


Fig. Ap. 1 Proceso Isométrico Reversible. *

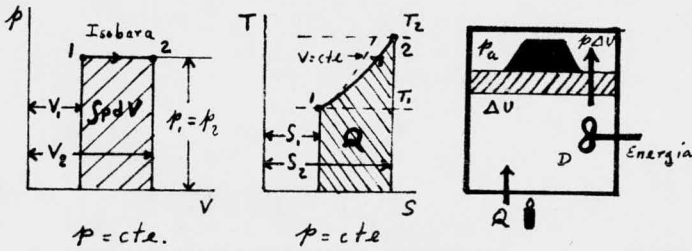


Fig. Ap. 2 Proceso Isobárico. *

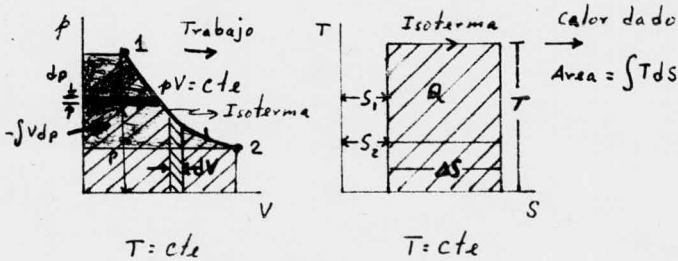


Fig. Ap. 3 Proceso Isotérmico Reversible. *

quierda, el calor es quitado (Q es negativa). Similarmente, si el punto estado (inicial) sobre el plano PV tiene un desplazamiento hacia la derecha, el trabajo es hecho o efectuado por el sistema (\mathcal{T} es positivo); si el desplazamiento es hacia la izquierda, el trabajo es hecho al sistema (\mathcal{T} es negativo).

d. PROCESO ISOTERMICO:

Un Proceso Isotérmico es un proceso internamente reversible a temperatura constante de una sustancia pura; una curva que sea la localización de puntos que representan una temperatura particular se denomina Isoterma, Fig. A_p.3. Análogamente a los otros procesos mencionados, la palabra isoterma es muchas veces usada para significar temperatura constante, pero si el proceso no se ajusta a la definición, la diferencia debe ser aclarada. En las ecuaciones de energía, solo podemos decir que

$$\int dQ = Q = \int_{\text{rev.}} T ds = T \int_1^2 ds = T(S_2 - S_1), \text{ Ec.d.1}$$

es buena para cualquier sustancia, no fluyendo. Si el sistema es un gas ideal $PV = \text{Cte.} = P_1V_1 = P_2V_2$, ley de Boyle, y por supuesto, $PV = RT$. De la ecuación: $\int Pdv = \int vdp + \Delta(Pv)$, encontramos que $\int Pdv = \int vdp$ puesto que $PV = \text{Cte.}$ Entonces, para $P = \text{Cte.}/V$,

$$\int P dV = - \int v dp = C \int_1^2 \frac{dv}{V} = P_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1} = RT \ln \frac{P_1}{P_2} \quad \text{Ec.d.2}$$

El trabajo reversible es dado por la Ec. d.2. En un proceso de flujo estacionario con $\Delta P = 0$, tenemos:

$$- \int_1^2 v dp = P_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1} = \Delta K + \overline{\sigma}_{sf} \quad \text{Ec. d.3}$$

Puesto que $\Delta T = 0$, $\Delta u = \int C_v dT = 0$ y $\Delta E = \int C_p dT = 0$ para un gas ideal.

3. PROCESO ISENTROPICO:

Un proceso isentrópico es un proceso reversible adiabático. La definición de Entropía es $ds = \frac{dQ}{T}$]_{rev.}; así, un proceso adiabático reversible es uno de entropía constante. Las ecuaciones $Q = \Delta E_s + \overline{\sigma}$; $Q = \Delta V + \overline{\sigma}$ y $P_1 + K_1 + \overline{\sigma}_{f1} + U_1 + Q = P_2 + K_2 + \overline{\sigma}_{f2} + U_2 + \overline{\sigma}$, de energía para cualquier proceso adiabático, reversible o irreversible, se reduce a

$$\begin{aligned} \overline{\sigma} &= -\Delta E & \overline{\sigma}_n &= -\Delta u \\ \text{(Sistema cerrado)} & & \text{(no flujo)} & \end{aligned} \quad \text{Ec.e.1}$$

$$\overline{\sigma}_{sf} + \Delta P + \Delta K = -\Delta E \quad \text{Ec.e.2}$$

(flujo estacionario)

Para un gas ideal, podemos derivar una relación P-V usando $Tds = du + pdv$ y $dE = Tds + Vdp$:

$$Tds = du + PdV = 0 = C_v dT + pdv \quad \text{Ec. e.3}$$

$$Tds = dE - vdp = 0 = C_p dT - Vdp \quad \text{Ec. e.4}$$

$$\frac{C_p}{C_v} = \frac{VdP}{pdv} = K \quad \text{Ec. e.5}$$

Si K se toma constante, tal vez un valor medio, integrando da:

$$-K \ln \frac{V_2}{V_1} = \ln \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^K = \ln \frac{P_2}{P_1} \quad \text{Ec. e.6}$$

Tomando el antilogaritmos, tenemos:

$$\left(\frac{V_1}{V_2} \right)^K = \frac{P_2}{P_1}, \text{ o' } P_1 V_1^K = P_2 V_2^K, \text{ ó } PV^K = \text{Cte}, P = \text{Cte}_P^K$$

(gas ideal $K = \text{Cte.}$) Ec. e.7

Puesto que los estados 1 y 2 fueron escogidos al azar sobre cualquier línea isentrópica, nosotros tenemos la relación PV para proceso isentrópico - de gas idea. La Ec. e.7 aplica para una masa cualquiera para cualesquiera de dos puntos de la misma entropía y describe el camino de una línea $S = \text{Cte.}$ sobre el plano PV, Fig. Ap.4

Usando la ecuación de estado en la forma $\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2}$, y la ecua

ción del proceso $P_1 V_1^k = P_2 V_2^k$ para eliminar primero las presiones y después los volúmenes nosotros encontraremos las relaciones temperatura, volumen y presión temperatura para colores específicos constantes.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{1-k} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{1-k} ; \text{ y } TV^{k-1} = C. \text{ Ec. e.8}$$

$$\frac{T_2}{T_1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/k} \right]^{k-1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} \text{ y } \frac{T}{P^{(k-1)/k}} = C \text{ Ec. e.9}$$

Los integrales $\int p dV$ y $-\int V dp$ pueden ahora completarse. Substituyendo $p = C/V^k$ en $\int p dV$, la cual representa el area bajo la curva pV de la - Fig. Ap.3, obtenemos

$$\int p dV = C \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V^k} = \left[\frac{CV^{-k+1}}{-k+1} \right]_{V_1}^{V_2} = \frac{CV_2^{1-k} - CV_1^{1-k}}{1-k} \text{ Ec.e.10}$$

Colocando la primera $C = p_2 V_2^k$ y la segunda $C = p_1 V_1^k$ encontramos

$$\int_1^2 p dV = \frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{1-k} = \frac{R n}{1-k} (T_2 - T_1) \text{ Ec.e.11}$$

(siempre que $pV^k = C$)

Para n moles

$$\int p dV = \frac{n \bar{R}}{1-k} (T_2 - T_1) \text{ Ec.e.12}$$

La $-\int Vdp$, la cual representa el área bajo la curva, Fig. Ap.5, puede obtenerse de $-\int Vdp = \int PdV - \Delta(Pv)$, o integrando otra vez;

$$-\int_1^2 Vdp = -\int_1^2 \frac{dP}{p^{1/k}} = \frac{k(P_2V_2 - P_1V_1)}{1-k}$$

igual $\Delta K + \Delta P + \overline{U}_{st}$ Ec.e.13

igual $Q - \Delta E = -\Delta E$

f. PROCESOS ADIABATICOS, REVERSIBLE E IRREVERSIBLE;

A los Procesos Adiabáticos se les considera frecuentemente tener una razonable proximidad con algunos procesos actuales. Las relaciones de energía de las ecuaciones e.1 y e.2, aplican también para la Irreversibilidad - adiabática. Un extremo adiabático es: con trabajo no hecho, llamado Proceso "Throttling". La ecuación de flujo estacionario se reduce a

$$E_1 + K_1 = E_2 + K_2 \quad \text{Ec. f.1}$$

donde los estados 1 y 2 están definidos en la Fig. Ap.6 . Si los límites del sistema se escogen de tal manera que $K_1 \approx K_2$, la ecuación que define será

$$dE = 0, \quad E_1 = E_2, \quad \text{ó } C_p(T_2 - T_1) = 0$$

(cualquier substancia) (gas ideal) Ec. f.2

El proceso "throttling", o cualquiera llamado "expansión libre", no

está organizado para la producción de trabajo o para la conservación de la clase de energía que puede convertirse en trabajo. Puesto que los estados finales están a la misma temperatura, la ley de Boyle aplica; el cambio de entropía puede calcularse por cualquiera de las ecuaciones siguientes

$$\Delta s = R \ln V_2/V_1 \text{ o } \Delta s = R \ln P_1/P_2.$$

El otro extremo es la reversibilidad adiabática. En numerosos procesos adiabáticos, un flujo estacionario a través de una turbina de vapor, una turbina de gas, y un compresor centrífugo, hay algunas pérdidas del fluido, con el proceso representado por una línea punteada tal como 1-D, Fig. - Ap.6. Mientras las pérdidas de fluido sean más pequeñas, D se aproximará más a B.



Fig. Ap. 4 Proceso Isentrópico.

Thermodynamics V.M. Faires
5a. Ed. Mac Millan Publishing, CO. 1970.

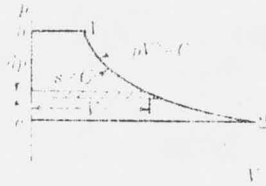


Fig. Ap. 5 Proceso Adiabático Internamente Reversible. *



Fig. Ap. 6 Procesos Adiabáticos. *

* Thermodynamics V. M. Faires
5A. Ed. Mc Millan Publishing CO. 1975

g. COMPRESORES DE GAS:

Como un ejemplo de una máquina con un proceso operacional, consideramos un compresor. Si se trata de un compresor rotatorio, este será considerado como flujo estacionario de volumen controlado cuyos alrededores son la toma y la descarga; aplicando por tanto la ecuación de energía del flujo estacionario eliminando los términos de energía que sean despreciables. Consideremos el proceso adiabático con $\Delta P = 0$, $\Delta K \approx 0$; lo que permite que $\dot{Q} = -\Delta E$. Permítase que la masa que entra y sale se represente por "m".

Así,

$$\dot{Q} = -\Delta E = -m' C_p (T_2 - T_1) = -m' C_p T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \quad \text{Ec.g.1}$$

(cualquier adiabático, gas ideal, $\Delta K = 0$)

colocando en g.1 los valores de la Ec. g.2 obtenemos la Ec. g.3

$$C_p = \frac{KR}{K-1}, \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k}, \quad P_2 V_1' = m' RT. \quad \text{Ec.g.2}$$

$$\dot{Q} = \frac{km'RT}{1-k} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] = \frac{KP_1 V_1'}{1-k} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad \text{Ec.g.3}$$

(solo isentrópico, gas ideal, $\Delta K = 0$)

donde V_1' es el volumen medido a P_1 y T_1 correspondiente a la masa "m". Una aproximación similar a un flujo estacionario politrópico dará una ecuación de la misma forma, solamente que "n" se colocará en lugar de k.

Si el compresor es recíprocante, los eventos dentro del cilindro se describen en la Fig. Ap.7. Si primero nos imaginamos al compresor con espacio libre cero, el trabajo es hecho sobre el pistón de "a" a 1 por la presión constante del gas a P_1 ; el trabajo es hecho por el pistón de 2 a "b" sobre el gas a P_2 . El trabajo total hecho sobre el gas es $-\int VdP$, el área bajo la curva 1-2; o sea, la integral estima el trabajo de succión, compresión (no flujo), y descarga del gas. Por lógica, el área "b"-3-4-"a" es también $-\int Vdp$, pero, por supuesto, para diferente masa. Puesto que las áreas sobre un plano $p-v$ representa energía, el área encerrada dentro de 1-2-3-4 representa el trabajo de nuestro compresor convencional. Usando la Ec. e.13, encontramos

$$-\int_1^2 VdP = \frac{k(P_2 V_2 - P_1 V_1)}{1-k} = \frac{k P_1 V_1}{1-k} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad \text{Ec. g.4}$$

$$(s = C, k = C)$$

donde $V_2/V_1 = (P_1/P_2)^{1/k}$ fue usado en el paréntesis cuadrado. Observa que esta ecuación es de la misma forma que g.3. La misma forma final naturalmente aplica al proceso 3-4, Fig. Ap.7. Por tanto una suma algebraica da el área encerrada (trabajo del diagrama). Sin embargo, para evitar alguna algebra extra, restaremos (4 a 3) en lugar de suma (3 a 4);

$$T = \frac{k P_1 V_1}{1-k} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] - \frac{k P_4 V_4}{1-k} \left[\left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right]$$

$$T = \frac{k P_1 (V_1 - V_4)}{1-k} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] = \frac{k P_1 V_1'}{1-k} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad \text{Ec. g.5}$$

(Proceso Isentrópico)

puesto que $P_4 = P_1$ y $P_3 = P_2$, Para $V_1 - V_4$, el volumen de gas succionado, usamos V_1' .

Si la compresión es en dos o más etapas, el trabajo para cada una de las etapas está dado por la ecuación g.5, donde P_2/P_1 es la relación de presión para esa etapa y P_1 y V_1' se miden en la etapa de entrada.

h. EFICIENCIA VOLUMÉTRICA:

Puesto que un compresor recíprocante tiene un volumen de cábida V_3 , el volumen de gas que entra es siempre menor que el desplazamiento del pistón. La eficiencia Volumétrica actual η'_v es el volumen actual en la entrada a P_o, T_o dividido por el volumen desplazado, dando una relación adicional. Esta relación puede establecerse en términos de masa;

$$\eta'_v = \frac{\text{masa succionada}}{\text{masa a } P_o, T_o \text{ que ocuparía el volumen disponible}}$$

Ec. h.1

La eficiencia volúmetrica actual puede ser mucho menor que la convencional debido a la fricción del fluido al fluir y a las paredes del cilindro. Puesto que P_2 es más grande que P_1 , la eficiencia volúmetrica decrece conforme incrementa el volumen disponible. El espacio disponible puede ser tan grande que el aire no es descargado por el compresor.

El trabajo de compresión y liberación de una cierta cantidad de gas es teóricamente independiente del volumen disponible (y eficiencia volúmetrica), como se puede ver de la ecuación g.5. Pero como la relación de presión va en aumento para una relación de volumen disponible particular, la cantidad de gas que puede ser liberado decrece. Este efecto puede ser neutralizado por la compresión multietapas, desglosando la relación de compresión total en dos o más partes.

i. EFICIENCIA DE COMPRESION:

Hay varias definiciones de eficiencia de compresión, siendo la más común

$$\eta_c = \frac{\text{trabajo ideal, } J}{\text{trabajo real, } J_r}$$

la diferencia es en donde el trabajo es medido y qué trabajo ideal es el estándar de comparación. Nosotros particularmente usaremos la Eficiencia de Compresión Adiabática, como

$$\eta_c = \frac{\text{trabajo isentrópico} = J^*}{\text{trabajo del fluido actual} = J_r}$$

donde, para máquinas de flujo estacionario, se presume en la Ec. i.2, que el cambio de energía cinética es despreciable. La ecuación i.2 es aplicable a compresores recíprocos cuando \bar{G} es el trabajo real, o el trabajo de la flecha interna.

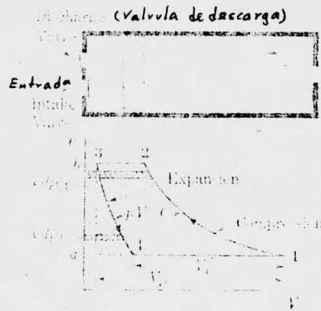


Fig. Ap. 7 Diagrama convencional para un compresor. *

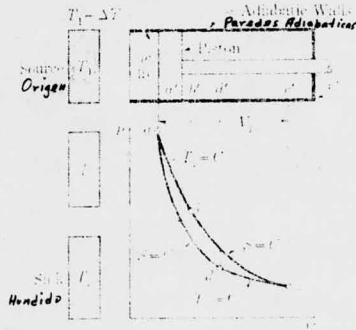


Fig. Ap. 8 Operación de la máquina de Carnot. *

Thermodynamics V.M. Faires,
5a. ED. Mac Millan Publishing, CO. 1970.

B. CICLOS.-

a. EL CICLO DE CARNOT:

El mecanismo para llevar a cabo el ciclo de Carnot se describe en la figura Ap.8. Puesto que el Ciclo de Carnot consta de dos procesos isotérmicos ab y bc, figura Ap. 9 y de dos procesos isentrópicos bc y da, origina un rectángulo sobre el plano Ts para cualquier tipo de sustancias. - Todos los cambios de calor ocurren a temperatura constante. Este es el - aspecto significativo de todos los ciclos reversibles, es decir, que todos - los procesos son tanto externamente como internamente reversibles, esto es, que $\Delta T = 0$ en la figura Ap. 9, o de otra manera, decimos que un ciclo se aproxima a la reversibilidad conforme $\Delta T \rightarrow 0$.

Permítase decir que T es la temperatura termodinámica y continúe - mos aceptando la entropía como una propiedad; $Q = \int TdS \Big]_{rev} = T \int dS = T \Delta S$

$$Q_A = T_1(S_b - S_a) = T_1 \Delta S = \text{área abmn}; \quad \text{Ec. a.I}$$

$$Q_R = T_2(S_d - S_c) = -T_2(S_c - S_d) = -T_2 \Delta S = \text{área cdmn.} \quad \text{Ec. a.II}$$

$$\mathcal{T} = \oint dQ = T_1 \Delta S - T_2 \Delta S = (T_1 - T_2) \Delta S \quad \text{Ec. a.III}$$

donde $\Delta S = S_b - S_a - S_c - S_d$, Fig. Ap. 9. Observe que mientras el tra

bajo de ciclo es igual a $\oint dQ$, las áreas encerradas sobre el plano Ts completan un ciclo que representa trabajo. La Eficiencia Térmica del Ciclo - Carnot es

$$\ell = \frac{Q}{Q_A} = \frac{(T_1 - T_2)(S_b - S_a)}{T_1(S_b - S_a)} \quad \text{o}' \quad \ell = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \quad \text{Ec. a.IV}$$

Demostremos someramente que esta eficiencia es la más alta eficiencia térmica concebible para los límites particulares de temperatura de operación, T_1 y T_2 . Solamente ciclos que sean tanto internamente como externamente reversibles tendrán una eficiencia tan buena. De

$$\ell = \frac{Q_A - |Q|_r}{Q_A} = 1 - \frac{Q_r}{Q_A} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad \text{Ec. a.V}$$

tenemos:

$$\frac{Q_R}{Q_A} = \frac{T_2}{T_1} \quad \text{y} \quad \frac{Q_A}{T_1} = \frac{Q_R}{T_2} \quad \text{Ec. a. VI}$$

relaciones que también serán ciertas para otros ciclos reversibles cambiando el calor reversible con depósitos de temperatura constante.

b. CICLOS OPUESTOS Y REVERSIBLES:

De principio, debemos distinguir un ciclo reversible de uno opuesto o inverso. Un ciclo inverso es un término general que incluye todo para lo cual el trabajo neto es una energía (); el calor neto es sacado;

Q_R es numéricamente mayor que la Q_A . Un ciclo reversible es uno, compuesto de procesos donde hay reversibilidad tanto interna como externamente.

Ordinariamente, el punto inicial se mueve en el sentido que lo hacen las manecillas de un reloj sobre los planos pV y T_s . En un ciclo que el punto inicial convencionalmente se mueve en sentido opuesto a las manecillas de un reloj. Nosotros podemos invertir ciclos que reciben y -dicipen calor mientras la temperatura de la substancia varíe, pero debido a que a la irreversibilidad externa es inevitable en una transferencia de calor natural con variación de temperatura, tal ciclo aunque opuesto no es un ciclo reversible. Ver Fig. Ap.10. Así, un nombre genérico para ciclos inversos es "bomba de calor," sin embargo, en el lenguaje común la bomba de calor se aplica al ciclo usado para obtener un efecto calorífico.

c. EL CICLO INVERSO DE CARNOT;

Puesto que el ciclo de Carnot es bastante evidente y es reversible, -podríamos revisar aquí este punto. Si el Ciclo es usado para Refrigeración-ordinaria, Fig. Ap.11, el refrigerante es isentropicamente comprimido "ab" desde una temperatura fría T_1 a una temperatura T_2 , ligeramente arriba de una disponible T_0 . El refrigerante entonces descarga calor en algo a temperatura constante T_2 a lo largo de "bc". En el punto "c", una expansión isentrópica "cd" baja la temperatura a T_1 la cual es más baja que T_r (tem-

peratura del cuarto o cuerpo a ser enfriado), de tal manera que ahora el calor puede fluir del cuarto al refrigerante, enfriándose así el cuarto. El refrigerante recibe el calor a lo largo del camino "da", desde donde el ciclo vuelve a comenzar.

Si el ciclo inverso es usado para calentamiento, Fig. Ap. 11, la secuencia de operación es la misma que la anterior, la diferencia está en las temperaturas.

Para calentamiento, la T_2 debe estar arriba de T_r , de manera que el calor fluya del refrigerante al cuarto. En ambos casos, el trabajo está representado por

$$W = (T_2 - T_1) \Delta S \quad \text{BTV} \quad \text{Ec. c.I}$$

como un número positivo, donde $\Delta S = S_a - S_d$.

Aunque el trabajo hecho sobre un sistema es convencionalmente negativo, usualmente se ignora esto para valores finitos en trabajos de ciclos inversos, ya que el signo solo indica la dirección del flujo de la energía. El resultado del ciclo de refrigeración es REFRIGERACION, área ndam, Fig.Ap.11.

$$Q_A = T_1 (S_a - S_d) = T_1 \Delta S \quad \text{Ec. c.II}$$

El resultado del ciclo de calentamiento es el calor liberado en el espacio a ser calentado, área ecvf, Fig. Ap. 11.

$$Q_R = T_2 (S_b - S_c) = T_2 \Delta S. \quad \text{Ec. c.III}$$

como un número positivo. Los coeficientes de ejecución (COP), son,

$$\alpha_R \equiv \frac{\text{refrigeración}}{\text{trabajo}} = \frac{Q_A}{\sigma} \quad \text{y} \quad \alpha_E \equiv \frac{\text{efecto calentante}}{\text{Trabajo}} = \frac{Q_R}{\sigma}$$

Ec. c.IV

en términos generales. Para el Ciclo de Carnot, de C.I, C.II y C.III,

$$\alpha_R = \frac{Q_A}{\sigma} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad \text{y} \quad \alpha_E = \frac{Q_R}{\sigma} = \frac{T_2}{T_2 - T_1} \quad \text{Ec. c.V}$$

Los valores de los COP son los más altos posibles para todos los ciclos operando entre las temperaturas T_1 y T_2 . Los ciclos irreversibles ideales tienen un bajo COP.

d. UNIDAD PARA EFECTO REFRIGERANTE.

La definición histórica de la unidad de capacidad es la cantidad de calor que debe extraerse para congelar 1 ton. de agua a 32°F en hielo en 32°F (a una atm.) en un día. Puesto que el calor latente de fusión del agua es justamente 144 BTU/lb, encontramos que $144 \times 2000 = 288,000$ BTU/día. A esto se llama "ton. de Refrigeración". Para elementos de tiempo -

más convenientes, tenemos:

$$\frac{288,000}{24} = 12\,000 \frac{\text{BTU}}{h_r} \quad \text{ó} \quad \frac{12\,000}{60} = 200 \frac{\text{BTU}}{\text{min.}}$$

esto es, una planta de 10-ton. es capaz de dar $(10)(200) = 2\,000$ BTU/min. de refrigeración.

Un método común de expresar la eficiencia actual de un sistema de compresión es dar la potencia usada por ton. de refrigeración. Permite que la refrigeración sea N tons. o $(200)(N)$ BTU/min.. Si la potencia la representamos por HP; entonces, el trabajo correspondiente es 42.4 (HP) BTU/min. y el Coeficiente de Ejecución (COP) será

$$\text{COP} = \frac{\text{refrigeración}}{\text{trabajo}} = \frac{200(N)}{42.4(\text{HP})} \quad \text{Ec. d.I}$$

$$\frac{\text{HP}}{N} = \frac{200}{42.4\alpha} = \frac{4.72}{\alpha} \quad \text{Ec. d.II}$$

la potencia en caballos de fuerza por ton. de refrigeración, bueno tanto para ciclos reales como ideales.

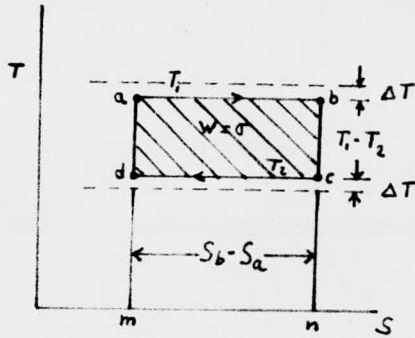
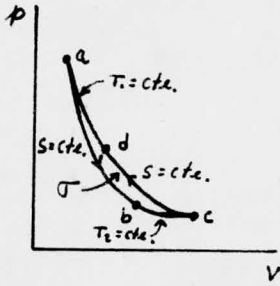
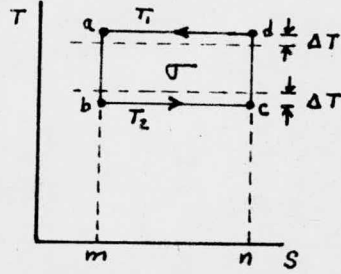


Fig. Ap. 9 Ciclo de Carnot, para cualquier substancia. *

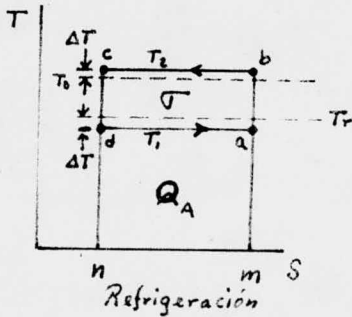


Para un Gas

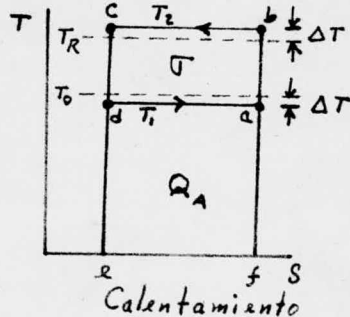


Para Cualquier Substancia

Fig. Ap. 10 Ciclo inverso-Bomba de calor. *



Refrigeración



Calentamiento

Fig. Ap. 11 Ciclos inversos. *

A P E N D I C E " B "

CONSTANTES PARA TRANSMISION DE CALOR

Materiales de Construcción

Clasificación General para Paredes	Espesor de Construcción en Pulgadas				
	6	8	10	12	16
Ladrillo (sencillo)		0.50		0.36	
1/2 pulg. de yeso aplicada al ladrillo		0.46		0.31	
3/4 pulg. de yeso sobre red metálica		0.32		0.25	
1/2 pulg. de yeso sobre 1/2 pulg. de aislante		0.22		0.19	
1/2 pulg. de yeso sobre 1 pulg. de aislante		0.16		0.14	
Concreto (sencillo)	0.79		0.62		0.48
1/2 pulg. de yeso aplicado al concreto	0.70		0.57		0.44
3/4 pulg. de yeso sobre red metálica	0.42		0.37		0.31
1/2 pulg. de yeso sobre 1/2 pulg. de aislante	0.26		0.24		0.21
1/2 pulg. de yeso sobre 1 pulg. de aislante	0.19		0.18		0.16
Ladrillo Ligerero Hueco (sencillo)		0.40	0.39		0.25
1/2 pulg. de yeso sobre uno de los lados		0.38	0.37		0.24
3/4 pulg. de yeso sobre red metálica		0.28	0.27		0.22
1 pulg. de chapa ladrillo	0.25	0.25	0.24	0.24	
1 pulg. de chapa ladrillo	0.11	0.11	0.11	0.10	

Pisos y Cielos de Concreto		Ventanas y Tragaluces	
Concreto de 4 pulg. de espesor (sin acabado) ..	0.65	Vidrio estándar	1.13
Concreto de 6 pulg. de espesor (sin acabado) ..	0.59	Vidrio doble con aire	
Concreto de 4 pulg. con cielo enyesado	0.37	en su intermedio	0.45
Concreto de 6 pulg. con cielo enyesado	0.35		

Tabla "a". Constantes para transmisión de calor en BTU/hr. ft.² °T; basadas en una velocidad de viento de 15 mph.

(Air Conditioning & Mechanical Trades.
Van Nostrand. Reinhold Co.)

Horas									Horiz. zonas
	N	NE	E	SE	S	SW	W	NW	
(a) <i>Latitud Norte</i>									
8:00 A.M.	16	139	131	130	11	11	14	14	141
9	15	101	174	133	20	15	15	15	205
10	16	53	193	112	33	16	16	16	248
11	16	19	56	74	32	16	16	16	277
12	16	16	16	34	35	34	16	16	286
1:00 P.M.	16	16	16	16	42	71	56	19	277
2	16	16	16	16	33	112	126	53	218
3	15	15	15	15	20	133	171	101	205
4	16	11	11	11	11	130	194	130	144
5	23	11	11	11	11	103	176	116	74
6	22	1	1	1	1	47	36	88	15
(b) <i>Latitud Norte</i>									
8:00 A.M.	11	122	104	117	19	11	11	11	145
9	15	56	172	156	12	15	15	15	196
10	16	20	137	111	69	16	16	16	215
11	16	16	53	110	85	22	16	16	261
12	16	16	16	62	91	62	16	16	209
1:00 P.M.	16	16	16	22	85	119	52	16	201
2	16	16	16	16	66	117	125	59	235
3	15	15	15	15	42	136	172	76	183
4	11	11	11	11	19	117	191	132	115
5	15	19	11	11	11	118	181	141	82
6	24	5	5	5	5	62	129	163	24

(Air Conditioning & Mechanical Trades
Van Nostrand. Reimhold Co.)

Tabla "b". Calor solar instantáneo ganado por vidrio común, según la orientación, hora y latitud. BTU/hr.ft².

N. Zona 1

hora Ventana Sombreada

hora	E	I	SW	W	NW	N	ME
6 AM	1	1					14
7	1	1					15
8	1	1					15
9	1	1					15
10	1	1					15
11	1	1					15
12	1	1					15
13	1	1					15
14	1	1					15
15	1	1					15
16	1	1					15
17	1	1					15
18	1	1					15
19	1	1					15
20	1	1					15
21	1	1					15
22	1	1					15
23	1	1					15
24	1	1					15
25	1	1					15
26	1	1					15
27	1	1					15
28	1	1					15
29	1	1					15
30	1	1					15
31	1	1					15
32	1	1					15
33	1	1					15
34	1	1					15
35	1	1					15
36	1	1					15
37	1	1					15
38	1	1					15
39	1	1					15
40	1	1					15
41	1	1					15
42	1	1					15
43	1	1					15
44	1	1					15
45	1	1					15
46	1	1					15
47	1	1					15
48	1	1					15
49	1	1					15
50	1	1					15
51	1	1					15
52	1	1					15
53	1	1					15
54	1	1					15
55	1	1					15
56	1	1					15
57	1	1					15
58	1	1					15
59	1	1					15
60	1	1					15

35 N. Zona 1 Fig. 1

hora	E	I	SW	W	NW	N	ME
6 AM	1	1					14
7	1	1					15
8	1	1					15
9	1	1					15
10	1	1					15
11	1	1					15
12	1	1					15
13	1	1					15
14	1	1					15
15	1	1					15
16	1	1					15
17	1	1					15
18	1	1					15
19	1	1					15
20	1	1					15
21	1	1					15
22	1	1					15
23	1	1					15
24	1	1					15
25	1	1					15
26	1	1					15
27	1	1					15
28	1	1					15
29	1	1					15
30	1	1					15
31	1	1					15
32	1	1					15
33	1	1					15
34	1	1					15
35	1	1					15
36	1	1					15
37	1	1					15
38	1	1					15
39	1	1					15
40	1	1					15
41	1	1					15
42	1	1					15
43	1	1					15
44	1	1					15
45	1	1					15
46	1	1					15
47	1	1					15
48	1	1					15
49	1	1					15
50	1	1					15
51	1	1					15
52	1	1					15
53	1	1					15
54	1	1					15
55	1	1					15
56	1	1					15
57	1	1					15
58	1	1					15
59	1	1					15
60	1	1					15

45 N. Zona 1 Fig. 1

hora	E	I	SW	W	NW	N	ME
6 AM	1	1					14
7	1	1					15
8	1	1					15
9	1	1					15
10	1	1					15
11	1	1					15
12	1	1					15
13	1	1					15
14	1	1					15
15	1	1					15
16	1	1					15
17	1	1					15
18	1	1					15
19	1	1					15
20	1	1					15
21	1	1					15
22	1	1					15
23	1	1					15
24	1	1					15
25	1	1					15
26	1	1					15
27	1	1					15
28	1	1					15
29	1	1					15
30	1	1					15
31	1	1					15
32	1	1					15
33	1	1					15
34	1	1					15
35	1	1					15
36	1	1					15
37	1	1					15
38	1	1					15
39	1	1					15
40	1	1					15
41	1	1					15
42	1	1					15
43	1	1					15
44	1	1					15
45	1	1					15
46	1	1					15
47	1	1					15
48	1	1					15
49	1	1					15
50	1	1					15
51	1	1					15
52	1	1					15
53	1	1					15
54	1	1					15
55	1	1					15
56	1	1					15
57	1	1					15
58	1	1					15
59	1	1					15
60	1	1					15

15 N. Zona 4 Fig. 1

hora	E	I	SW	W	NW	N	ME
6 AM	1	1					14
7	1	1					15
8	1	1					15
9	1	1					15
10	1	1					15
11	1	1					15
12	1	1					15
13	1	1					15
14	1	1					15
15	1	1					15
16	1	1					15
17	1	1					15
18	1	1					15
19	1	1					15
20	1	1					15
21	1	1					15
22	1	1					15
23	1	1					15
24	1	1					15
25	1	1					15
26	1	1					15
27	1	1					15
28	1	1					15
29	1	1					15
30	1	1					15
31	1	1					15
32	1	1					15
33	1	1					15
34	1	1					15
35	1	1					15
36	1	1					15
37	1	1					15
38	1	1					15
39	1	1					15
40	1	1					15
41	1	1					15
42	1	1					15
43	1	1					15
44	1	1					15
45	1	1					15
46	1	1					15
47	1	1					15
48	1	1					

30° N Zona 1 Fig. 1

h p a	Paredes Verticales								
	E	S	SE	SW	N	NE	NW	NO	
6 AM	171	55						03	2
7	190	124						75	
8	1	143						101	
9	10	144						122	
10	100	120						131	
11	100	85	47					15	251
Norm	87	50	47						
1		42	42						277
2		116	116						245
3		172	172						191
4		208	208						158
5		225	225						127
6		225	225						97

30° N Zona 1 Fig. 1

h p a	Plano Vertical del Vidrio							
	E	S	SW	W	NA	N	NE	
6 AM						23	66	8
7						14	144	39
8							131	43
9							95	184
10							41	231
11								191
Norm								277
1								150
2								126
3								101
4								112
5								86
6								5

35° N Zona 2 Fig. 1

6 AM	111	50						21	
7	180	102						115	72
8	170	115						143	
9	180	127						177	
10	175	147						211	
11	170	112	71	13				277	
Norm	87	50	47						
1		42	42						277
2		116	116						245
3		172	172						191
4		208	208						158
5		225	225						127
6		225	225						97

35° N Zona 2 Fig. 1

6 AM	111	50				23		1
7	150	84						52
8	180	102						101
9	160	114						81
10	107	114						101
11	90	84						101
Norm	87	50	47					
1		42	42					277
2		116	116					245
3		172	172					191
4		208	208					158
5		225	225					127
6		225	225					97

40° N Zona 3 Fig. 1

6 AM	11	45						16	
7	182	102						84	
8	174	144						135	
9	180	177						197	
10	170	162						244	
11	170	141	94	12				277	
Norm	87	50	47						
1		42	42					277	
2		116	116					245	
3		172	172					191	
4		208	208					158	
5		225	225					127	
6		225	225					97	

40° N Zona 3 Fig. 1

6 AM	11	44				18	93	11
7	170	82					142	62
8	170	114					101	101
9	160	114					8	188
10	107	112					90	114
11	90	103						145
Norm	87	50	47					
1		42	42					277
2		116	116					245
3		172	172					191
4		208	208					158
5		225	225					127
6		225	225					97

50° N Zona 4 Fig. 1

6 AM	114								
7	180								
8	180								
9	204	117							
10	180	102							
11	170	110	110	33					
Norm	87	50	47						
1		42	42					276	
2		116	116					240	
3		172	172					185	
4		208	208					138	
5		225	225					94	
6		225	225					69	

50° N Zona 4 Fig. 1

6 AM							92	16
7							2	63
8							06	123
9							51	173
10							6	211
11								240
Norm	87	50	47					
1		42	42					235
2		116	116					200
3		172	172					160
4		208	208					117
5		225	225					75
6		225	225					60

Tabla "b". (continúa).

TIPOS DE ESPACIO

Nº DE
CAMBIOS DE AIRE/HR

1 Lado Expuesto	1
2 Lados Expuestos	1 1/2
3 Lados Expuestos	2
4 Lados Expuestos	2
Entradas	2-3

.i.

h = altura del cuarto

G = factor de pared

L = longitud

w = ancho

Cuarto con:

1 Pared expuesta, G = 1

2 Paredes expuestas, G = 1.5

3 Paredes expuestas, G = 2

$$cfm = \frac{w \times h \times L \times G}{60}$$

.ii.

Tabla "c" : .i.- Nº aproximado de cambios de aire/hr.

i.i.- Cálculo de infiltración de aire exterior.

(American Society of Heating, Refrigeration and Air
Conditioned Engineers. Guide and Data Book, 1962).

(Temperatura Aire-Ambiente de 60° a 90° F)

Actividad	Calor total disipado en el metabo- lismo por - persona, BTU/hr.	Calor sensible disipado BTU/hr.	Calor latente disipado BTU/hr.	Humedad disipada gr/hr.
Estadada, en descanso.....	384	225	159	1.070
Estadada, en descanso	431	225	206	1.390
Trabajo bajo de oficina, actividad moderada	490	225	265	1.790
Actividad moderada, baile	761	250	511	3.450
Trabajo marero(a), muy activo	1000	325	675	4.560
Actividad moderada activa, baile muy	1390	452	938	6.330
Ejercicio muy severo	2560			

Tabla "d". Calor ganaco debido a ocupantes

(Air conditioned & refrigeration
Jennings H;B. and Lewis R. S.
International Textbook Co. 1965)

Temp. °F	(bh) Temperatura F										
	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170
	Humedad Rel. por ciento										
30	100.0										
31	89.1	100.0									
32	79.2	79.2	100.0								
33	70.4	70.4	90.3	100.0							
34	62.1	71.7	71.1	63.1	100.0						
35	54.4	63.9	72.8	74.7	68.8	100.0					
36	47.1	56.5	64.0	72.3	77.0	61.0	100.0				
37	40.5	49.0	57.5	66.7	74.1	62.0	59.0	100.0			
38	34.2	42.4	50.0	60.0	66.0	60.0	54.7	59.0	100.0		
39	28.1	35.2	44.1	53.7	59.0	57.0	53.4	53.4	53.4	100.0	
40	22.0	30.3	38.4	48.4	53.0	50.1	48.2	48.2	48.2	48.2	100.0
41	17.0	26.2	34.2	44.4	47.0	47.0	47.0	47.0	47.0	47.0	100.0
42	13.2	22.5	30.5	40.8	43.0	43.0	43.0	43.0	43.0	43.0	100.0
43	10.0	19.0	27.0	37.0	40.0	40.0	40.0	40.0	40.0	40.0	100.0
44	7.8	16.2	24.2	34.2	37.0	37.0	37.0	37.0	37.0	37.0	100.0
45	6.0	14.0	21.0	31.0	34.0	34.0	34.0	34.0	34.0	34.0	100.0
46	4.5	12.0	18.0	28.0	31.0	31.0	31.0	31.0	31.0	31.0	100.0
47	3.0	10.0	15.0	25.0	28.0	28.0	28.0	28.0	28.0	28.0	100.0
48	2.0	8.0	13.0	22.0	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0	100.0
49	1.5	7.0	11.0	20.0	23.0	23.0	23.0	23.0	23.0	23.0	100.0
50	1.0	6.0	10.0	18.0	21.0	21.0	21.0	21.0	21.0	21.0	100.0
51	0.8	5.0	9.0	17.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	100.0
52	0.7	4.5	8.5	16.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	100.0
53	0.6	4.0	8.0	15.0	18.0	18.0	18.0	18.0	18.0	18.0	100.0
54	0.5	3.5	7.5	14.0	17.0	17.0	17.0	17.0	17.0	17.0	100.0
55	0.4	3.0	7.0	13.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	100.0
56	0.3	2.5	6.5	12.0	15.0	15.0	15.0	15.0	15.0	15.0	100.0

Temp. °F	(bh) Temperatura F										
	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
	Humedad Rel. por ciento										
40	100.0										
41	62.0	100.0									
42	54.5	62.0	100.0								
43	47.4	54.5	62.0	100.0							
44	40.8	47.4	54.5	62.0	100.0						
45	34.8	40.8	47.4	54.5	62.0	100.0					
46	29.5	34.8	40.8	47.4	54.5	62.0	100.0				
47	24.8	29.5	34.8	40.8	47.4	54.5	62.0	100.0			
48	20.5	24.8	29.5	34.8	40.8	47.4	54.5	62.0	100.0		
49	16.8	20.5	24.8	29.5	34.8	40.8	47.4	54.5	62.0	100.0	
50	13.5	16.8	20.5	24.8	29.5	34.8	40.8	47.4	54.5	62.0	100.0
51	10.5	13.5	16.8	20.5	24.8	29.5	34.8	40.8	47.4	54.5	62.0
52	8.0	10.5	13.5	16.8	20.5	24.8	29.5	34.8	40.8	47.4	54.5
53	6.0	8.0	10.5	13.5	16.8	20.5	24.8	29.5	34.8	40.8	47.4
54	4.5	6.0	8.0	10.5	13.5	16.8	20.5	24.8	29.5	34.8	40.8
55	3.0	4.5	6.0	8.0	10.5	13.5	16.8	20.5	24.8	29.5	34.8
56	2.0	3.0	4.5	6.0	8.0	10.5	13.5	16.8	20.5	24.8	29.5

Tabla "f".- Tablas para determinar humedad relativa.

(American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioned Engineers. Guide and Data Book 1962).

Temp. (b.s.) °F	(bh) Temperatura °F									
	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59
	Humedad Rel. (por ciento)									
70	74.7	74	73.4	72.7	72.2	71.7	71.3	70.9	70.5	70.2
71	75.2	74.5	73.8	73.1	72.6	72.1	71.7	71.3	70.9	70.6
72	75.7	75	74.3	73.6	73.1	72.6	72.2	71.8	71.4	71.1
73	76.2	75.5	74.8	74.1	73.6	73.1	72.7	72.3	71.9	71.6
74	76.7	76	75.3	74.6	74.1	73.6	73.2	72.8	72.4	72.1
75	77.2	76.5	75.8	75.1	74.6	74.1	73.7	73.3	72.9	72.6
76	77.7	77	76.3	75.6	75.1	74.6	74.2	73.8	73.4	73.1
77	78.2	77.5	76.8	76.1	75.6	75.1	74.7	74.3	73.9	73.6
78	78.7	78	77.4	76.7	76.2	75.7	75.3	74.9	74.5	74.2
79	79.2	78.5	77.8	77.1	76.6	76.1	75.7	75.3	74.9	74.6
80	79.7	79	78.3	77.6	77.1	76.6	76.2	75.8	75.4	75.1
81	80.2	79.5	78.8	78.1	77.6	77.1	76.7	76.3	75.9	75.6
82	80.7	80	79.3	78.6	78.1	77.6	77.2	76.8	76.4	76.1
83	81.2	80.5	79.8	79.1	78.6	78.1	77.7	77.3	76.9	76.6
84	81.7	81	80.3	79.6	79.1	78.6	78.2	77.8	77.4	77.1
85	82.2	81.5	80.8	80.1	79.6	79.1	78.7	78.3	77.9	77.6
86	82.7	82	81.3	80.6	80.1	79.6	79.2	78.8	78.4	78.1
87	83.2	82.5	81.8	81.1	80.6	80.1	79.7	79.3	78.9	78.6
88	83.7	83	82.3	81.6	81.1	80.6	80.2	79.8	79.4	79.1
89	84.2	83.5	82.8	82.1	81.6	81.1	80.7	80.3	79.9	79.6
90	84.7	84	83.3	82.6	82.1	81.6	81.2	80.8	80.4	80.1
91	85.2	84.5	83.8	83.1	82.6	82.1	81.7	81.3	80.9	80.6
92	85.7	85	84.3	83.6	83.1	82.6	82.2	81.8	81.4	81.1
93	86.2	85.5	84.8	84.1	83.6	83.1	82.7	82.3	81.9	81.6
94	86.7	86	85.3	84.6	84.1	83.6	83.2	82.8	82.4	82.1
95	87.2	86.5	85.8	85.1	84.6	84.1	83.7	83.3	82.9	82.6
96	87.7	87	86.3	85.6	85.1	84.6	84.2	83.8	83.4	83.1
97	88.2	87.5	86.8	86.1	85.6	85.1	84.7	84.3	83.9	83.6
98	88.7	88	87.3	86.6	86.1	85.6	85.2	84.8	84.4	84.1
99	89.2	88.5	87.8	87.1	86.6	86.1	85.7	85.3	84.9	84.6
100	89.7	89	88.3	87.6	87.1	86.6	86.2	85.8	85.4	85.1

Temp. (b.s.)	(bh) Temperatura °F									
	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69
	Humedad Rel. (por ciento)									
60	100.0									
61	99.5	100.0								
62	99.0	99.5	100.0							
63	98.5	99.0	99.5	100.0						
64	98.0	98.5	99.0	99.5	100.0					
65	97.5	98.0	98.5	99.0	99.5	100.0				
66	97.0	97.5	98.0	98.5	99.0	99.5	100.0			
67	96.5	97.0	97.5	98.0	98.5	99.0	99.5	100.0		
68	96.0	96.5	97.0	97.5	98.0	98.5	99.0	99.5	100.0	
69	95.5	96.0	96.5	97.0	97.5	98.0	98.5	99.0	99.5	100.0
70	95.0	95.5	96.0	96.5	97.0	97.5	98.0	98.5	99.0	99.5
71	94.5	95.0	95.5	96.0	96.5	97.0	97.5	98.0	98.5	99.0
72	94.0	94.5	95.0	95.5	96.0	96.5	97.0	97.5	98.0	98.5
73	93.5	94.0	94.5	95.0	95.5	96.0	96.5	97.0	97.5	98.0
74	93.0	93.5	94.0	94.5	95.0	95.5	96.0	96.5	97.0	97.5
75	92.5	93.0	93.5	94.0	94.5	95.0	95.5	96.0	96.5	97.0
76	92.0	92.5	93.0	93.5	94.0	94.5	95.0	95.5	96.0	96.5
77	91.5	92.0	92.5	93.0	93.5	94.0	94.5	95.0	95.5	96.0
78	91.0	91.5	92.0	92.5	93.0	93.5	94.0	94.5	95.0	95.5
79	90.5	91.0	91.5	92.0	92.5	93.0	93.5	94.0	94.5	95.0

Tabla "f".- (Continúa)

Temp. (b.s.) °F	(bh) Temperatura °F									
	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79
	<i>Humedad Rel. (por ciento)</i>									
87	43.0	45.8	48.7	51.6	54.6	57.7	60.8	64.0	67.3	70.6
88	40.8	43.6	46.4	49.2	52.1	55.1	58.1	61.2	64.4	67.6
89	38.8	41.4	44.1	46.9	49.7	52.6	55.5	58.5	61.6	64.7
90	36.5	39.4	42.0	44.7	47.4	50.2	53.0	55.9	58.9	61.9
91	35.0	37.4	40.0	42.6	45.2	47.9	50.7	53.5	56.4	59.3
92	33.2	35.6	38.1	40.6	43.1	45.8	48.4	51.2	53.9	56.8
93	31.5	33.7	36.2	38.7	41.1	43.7	46.2	48.8	51.6	54.4
94	29.7	31.8	34.1	36.5	39.2	41.7	44.2	46.7	49.4	52.0
95	28.0	29.9	32.1	34.6	37.4	39.8	42.2	44.7	47.2	49.8
96	26.4	28.2	30.4	32.8	35.6	37.9	40.3	42.7	45.2	47.7
97	24.7	26.4	28.6	31.0	33.7	36.2	38.5	40.8	43.2	45.7
98	23.1	24.7	26.8	29.2	31.9	34.5	36.7	39.0	41.3	43.7
99	21.5	23.0	25.1	27.5	30.2	32.8	35.1	37.3	39.5	41.8
100	20.0	21.4	23.4	25.7	28.3	31.0	33.5	35.9	38.2	40.6
101	18.5	19.8	21.7	24.0	26.6	29.3	31.7	34.0	36.3	38.6
102	17.0	18.2	20.0	22.3	24.9	27.5	30.0	32.3	34.5	36.8
103	15.5	16.6	18.3	20.5	23.1	25.7	28.1	30.4	32.6	34.8
104	14.0	15.0	16.7	18.8	21.3	23.9	26.2	28.5	30.7	32.9
105	12.5	13.5	15.1	17.1	19.6	22.2	24.5	26.8	28.9	31.1
106	11.0	12.0	13.5	15.5	18.0	20.6	22.9	25.1	27.2	29.4
107	9.5	10.5	12.0	13.9	16.4	18.9	21.2	23.4	25.5	27.6
108	8.0	9.0	10.4	12.3	14.8	17.3	19.6	21.7	23.8	25.9
109	6.5	7.5	8.8	10.7	13.2	15.7	18.0	20.1	22.2	24.3
110	5.0	6.0	7.3	9.1	11.6	14.1	16.4	18.5	20.6	22.7

Temp. (b.s.)	(bh) Temperatura °F									
	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89
	<i>Humedad Rel. (por ciento)</i>									
80	100.0									
81	98.8	100.0								
82	91.8	98.0	100.0							
83	87.9	91.0	92.0	100.0						
84	84.2	88.0	91.0	93.0	100.0					
85	80.7	84.1	88.0	92.1	96.0	100.0				
86	77.1	80.6	84.0	88.3	92.1	96.0	100.0			
87	74.0	77.5	81.1	84.7	88.4	92.2	96.0	100.0		
88	70.7	74.3	77.7	81.2	84.8	88.5	92.2	96.1	100.0	
89	67.9	71.2	74.5	77.9	81.4	84.9	88.5	92.3	96.1	100.0
90	65.0	68.2	71.4	74.8	78.1	81.5	85.0	88.7	92.4	96.2
91	62.3	65.4	68.5	71.7	75.0	78.3	81.7	85.2	88.8	92.5
92	59.7	62.7	65.7	68.8	72.0	75.2	78.5	81.9	85.4	89.0
93	57.2	60.1	63.0	66.0	69.1	72.2	75.4	78.7	82.1	85.5
94	54.8	57.6	60.4	63.4	66.3	69.4	72.5	75.7	78.9	82.3
95	52.5	55.2	58.0	60.8	63.7	66.6	69.6	72.7	75.9	79.2
96	50.3	52.9	55.6	58.4	61.2	64.0	66.9	70.0	73.0	76.2
97	48.1	50.7	53.3	56.0	58.7	61.5	64.3	67.2	70.2	73.3
98	46.0	48.6	51.1	53.7	56.4	59.0	61.8	64.6	67.5	70.5
99	44.2	46.7	49.0	51.5	54.1	56.7	59.4	62.1	64.9	67.8
100	42.3	44.7	47.0	49.5	52.0	54.5	57.1	59.7	62.5	65.3
101	40.5	42.8	45.1	47.4	49.9	52.3	54.8	57.4	60.1	62.8
102	38.8	41.0	43.2	45.5	47.9	50.2	52.7	55.2	57.8	60.4

Tabla "F" (Continúa)

Temp. final de b.h. °F	Temp. inicial bulbo húmedo, °F															
	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	
	Calor Rampeado / lb. Aire seco, BTU															
39	21.26	23.25	25.20	27.14	28.95	30.44	31.70	32.87	34.07	35.30	36.50	37.65	38.78	39.88	40.94	
41	23.86	24.70	25.80	26.94	27.96	28.95	30.10	31.04	32.14	33.07	34.34	35.30	37.30	38.72	39.68	
42	25.32	24.31	25.32	26.30	27.42	28.70	29.71	30.74	31.03	32.18	34.45	35.75	37.00	38.24	39.09	
43	22.84	23.83	24.84	25.85	26.91	28.02	29.14	30.28	31.45	32.66	33.88	35.14	36.43	37.70	38.92	
44	22.35	23.34	24.38	25.39	26.45	27.53	28.65	29.70	30.90	32.10	33.31	34.55	35.84	37.17	38.53	
45	21.87	22.84	23.85	24.80	25.95	27.03	28.15	29.24	30.41	31.60	32.77	34.15	35.44	36.77	38.13	
46	21.34	22.33	23.34	24.38	25.44	26.52	27.64	28.78	29.95	31.15	32.38	33.64	34.92	36.20	37.52	
47	20.82	21.81	22.82	23.86	24.90	26.00	27.12	28.26	29.43	30.63	31.80	33.12	34.41	35.74	37.03	
48	20.29	21.28	22.29	23.33	24.38	25.47	26.60	27.75	28.90	30.10	31.33	32.61	33.94	35.31	36.67	
49	19.75	20.74	21.75	22.77	23.85	24.93	26.15	27.30	28.47	29.70	30.97	32.29	33.64	34.97	36.33	
50	19.20	20.19	21.20	22.21	23.26	24.37	25.50	26.71	27.91	29.10	30.30	31.55	32.84	34.17	35.48	
51	18.64	19.63	20.64	21.65	22.71	23.82	24.94	26.08	27.25	28.45	29.64	30.84	32.08	33.30	34.51	
52	18.07	19.06	20.07	21.08	22.17	23.28	24.41	25.57	26.74	27.91	29.10	30.27	31.48	32.69	33.89	
53	17.49	18.48	19.49	20.51	21.54	22.67	23.79	24.93	26.07	27.20	28.35	29.50	30.67	31.81	32.97	
54	16.90	17.88	18.89	19.93	20.96	22.07	23.19	24.33	25.49	26.62	27.75	28.87	29.97	31.04	32.17	
55	16.29	17.28	18.30	19.33	20.37	21.47	22.59	23.71	24.84	25.94	27.04	28.13	29.19	30.24	31.27	
56	15.67	16.66	17.67	18.71	19.77	20.83	21.97	23.11	24.28	25.41	26.51	27.57	28.61	29.64	30.65	
57	15.04	16.03	17.04	18.08	19.14	20.22	21.34	22.47	23.61	24.73	25.81	26.84	27.84	28.81	29.76	
58	14.40	15.38	16.39	17.43	18.49	19.57	20.70	21.83	22.94	24.04	25.09	26.07	27.01	27.91	28.77	
59	13.75	14.73	15.74	16.77	17.83	18.91	20.01	21.11	22.14	23.14	24.07	24.92	25.74	26.53	27.28	
60	13.09	14.05	15.06	16.10	17.10	18.24	19.36	20.50	21.67	22.75	23.70	24.50	25.25	25.95	26.64	
61	12.42	13.37	14.37	15.41	16.47	17.53	18.67	19.81	20.97	22.07	23.11	24.07	24.90	25.59	26.25	
62	11.74	12.67	13.67	14.71	15.77	16.83	17.97	19.11	20.28	21.41	22.51	23.47	24.29	24.96	25.55	
63	11.07	11.94	12.93	13.93	14.93	15.93	16.93	17.93	18.93	19.93	20.93	21.93	22.93	23.93	24.93	
64	10.39	11.21	12.22	13.23	14.24	15.24	16.24	17.24	18.24	19.24	20.24	21.24	22.24	23.24	24.24	
65	9.71	10.46	11.47	12.51	13.57	14.65	15.77	16.91	18.05	19.15	20.15	21.17	22.15	23.15	24.15	
66	9.02	9.66	10.70	11.74	12.80	13.88	14.95	16.04	17.14	18.24	19.24	20.24	21.24	22.24	23.24	
67	8.33	8.91	9.92	10.95	12.02	13.10	14.22	15.33	16.43	17.53	18.59	19.59	20.59	21.59	22.59	
68	7.64	8.11	9.12	10.19	11.24	12.30	13.42	14.50	15.73	16.93	18.10	19.44	20.74	22.04	23.40	
69	6.95	7.20	8.20	9.24	10.25	11.25	12.25	13.24	14.31	15.41	16.54	17.64	18.60	19.54	20.48	
70	6.26	6.43	7.44	8.50	9.50	10.44	11.70	13.00	14.27	15.50	16.70	17.85	18.85	19.75	20.74	
71	5.57	5.50	6.50	7.64	8.75	9.78	10.95	12.24	13.24	14.41	15.74	17.00	18.10	19.00	20.00	
72	4.88	4.71	5.71	6.70	7.82	8.60	10.04	11.10	12.33	13.53	14.70	15.82	17.00	18.04	20.00	
73	4.19	3.82	4.83	5.87	6.83	8.01	9.13	10.27	11.44	12.64	13.87	15.13	16.43	17.75	19.11	
74	3.50	3.50	4.51	5.50	6.50	7.50	8.20	9.4	10.51	11.74	12.94	14.20	15.44	16.82	18.18	
75	2.81	3.03	3.09	4.09	5.09	6.14	7.10	8.40	9.57	10.77	12.00	13.20	14.55	15.88	17.24	
76	2.12	2.60	2.60	3.61	4.61	5.61	6.18	7.10	7.44	8.91	9.84	11.04	12.30	13.60	14.93	
77	1.43	1.81	1.81	2.81	3.81	4.81	5.41	6.43	7.00	8.20	9.05	10.31	11.60	13.03	14.29	
78	0.74	1.02	1.02	2.02	3.02	3.88	4.60	5.44	6.01	7.21	8.04	10.00	11.00	12.00	13.20	
79	0.05	0.34	0.34	1.34	2.34	3.20	3.40	4.57	5.57	6.20	7.20	8.20	10.00	11.88	13.24	
80						1.05	2.20	3.34	4.50	5.71	6.94	8.00	9.34	10.82	12.18	

Tabla "g" (Continúa)

E n s e r e s	Calor Ganado, BTU/hr.					
	Eléctricos			De Gas		
	Sensible	Latente	Total	Sensible	Latente	Total
Calentador de gas, por quemador.....	2400	2400	4800	4000	4000	8000
Calentador.....	800	200	1000	1500	500	2000
Calentador de flama.....	1800	1200	3000	2700	1300	4000
Calentador de estufa.....	600	400	1000	800	700	1500
Calentador de estufa, estándar.....	-	-	2300	-	-	-
Calentador de pelo, pistola.....	2300	400	2700	-	-	-
Calentador de agua, 5 gal.....	4500	3700	8200	8000	7000	15000
Calentador de agua, eléctrico.....	-	-	1200	-	-	-
Calentador de calefacción.....	-	-	680	-	-	-
Calentador de agua, 6 a 8 bulbos.....	-	-	340	-	-	-
Calentador de agua, gas Neón (15 mm), por pie.	-	-	12	-	-	-
Calentador de agua, gas Neón (11 mm), por pie.	-	-	18	-	-	-

Tabla "h". Calor debido a enseres domésticos.

(American Society of Heating,
Refrigeration and Air Conditioned
Engineers. Guide and Data
Book. 1962).

Motores Eléctricos

Potencia del Motor en Caballos de Fuerza (H.P.)	Eficiencia promedio en operación continua	Motor y equipo ambos dentro del cuarto. BTU/hr.	Motor fuera y equipo dentro del cuarto BTU/hr.
1/8 a 1/2	0.60	4 246	2 546
1/2 a 3	0.69	3 646	2 546
3 a 20	0.85	2 946	2 546

Regla general para motores

$$\frac{\text{BTU}}{\text{hr.}} = \frac{2546 \times \text{H. P.}}{\text{Eficiencia}}$$

Refrigeradores

El Equipo Completo dentro del Cuarto		El gabinete dentro y la unidad fuera	
Volumen del gabinete (pies) ³	BTU/Hr.	Volumen del gabinete (pies) ³	BTU/Hr. (pie) ³
2 - 4	530	2 - 4	100 a 75
5	710	5 - 6	70 a 65
6 - 10	850	7 - 10	60 a 55
12 - 18	1060	12 - 14 - 16	55 a 50
		20 - 25 - 30	50 - 45 - 40

Se considera bien aislado el gabinete con 80°F fuera y 40°F dentro

Tabla "i". Calor debido a motores eléctricos.

(American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioned Engineers. Guide and Data Book. 1962).

K.- BTU/(hr) (pies)² (°F por pulg.)
 C.- BTU/(hr) (pies)² (°F)

Material	Descripción	Conductividad	Conductancia
		K	C
Para Pisos	Loza asfáltica, 1/8 pulg.	-	24.8
	Loza cerámica, 1 pulg.	-	12.5
	Loza de coreho	0.45	-
	Linoleum, 1/8 pulg.	-	12.0
	Loza de Vinilo, 1/8 pulg.	-	42.4
	Terrazo, 1 pulg.	-	12.5
	Madera 3/4 pulg.	-	1.47
Aislante	Fibra mineral de vidrio	0.27	-
	Fibra de madera	0.25	-
De Construcción	Cemento	5.0	-
	Estuco, 3/4 pulg.	5.0	6.6
	Tabique ligero	5.0	-
	Ladrillo común	9.0	-
	Concreto:		
	4 pulg.	-	1.40
	8 pulg.	-	0.90
12 pulg.	-	0.78	
	Piedra	12.5	-
Para Acabados	Cemento	5.0	-
	Yeso	3.3	-
Para Techos	Asbestos	-	4.76
	Asfalto laminar, 70 lb.	-	6.50
	Tejamanil	-	2.27
	Madera	-	1.06

Tabla "j". Conductividades y conductancias de los materiales de construcción más comunes. (Hand Book of Air Conditioning, Heating and ventilating. Stock y Koral Industrial Press. 1965).

En BTU/ (hr) (Pie) ² (°F) diferencia entre el aire externo e interno					
Material	Espesor en pulgadas	Interior acabado y aislado (si se indica)			
		Pared plana sin terminado	Tela de Alambre con yeso	Enyesado 3/8 Pulg.	Enyesado más 1 pulg. de aislante
Ladrillo sólido	8	0.50	0.32	0.30	0.14
	12	0.35	0.25	0.24	0.13
	16	0.28	0.24	0.20	0.12
Piedra	8	0.70	0.39	0.36	0.16
	12	0.57	0.35	0.33	0.15
	16	0.49	0.32	0.30	0.14
Concreto	6	0.79	0.42	0.39	0.16
	8	0.70	0.39	0.36	0.16
	12	0.58	0.35	0.33	0.15
Tabique hueco: aglomerado de grava y arena	8	0.56	0.34	0.32	0.15
	12	0.50	0.32	0.30	0.14

Tabla "k".- Coeficientes de transmisión U de varios materiales en BTU/hr ft²°F.

(Hand Book of Air Conditioning, Heating and Ventilating. Strock y Koral Industrial Press 1965).

Bosquillo No.		Tubo Con NPT	Cuerpo Entrada Diam. mm	Orificio Diam. mm	Capacidad lit. / min.														Angulo de Aspersión		
Tipo A Membra	Tipo B Micra				0.2	0.35	0.5	0.7	1	1.5	2	3	4	5	6	7	0.5	1.5	6		
					kg/cm	kg/cm	kg/cm	kg/cm	kg/cm	kg/cm	kg/cm	kg/cm	kg/cm	kg/cm	kg/cm	kg/cm	kg/cm	kg/cm	kg/cm	kg/cm	
1.8A 0.5	1.8B 0.5	1/8"	0.8	1.2	-	-	0.15	0.19	0.22	0.3	0.4	0.5	0.58	0.61	34	55	69				
1.8A 1	1.8B 1	1/8"	1.6	1.6	-	-	0.3	0.35	0.45	0.55	0.64	0.78	0.9	1.0	1.1	1.2	36	64	75		
1.8A 2	1.8B 2	1/8"	2.0	2.0	-	0.53	0.61	0.75	0.9	1.1	1.3	1.6	1.8	2.0	2.2	2.4	32	61	69		
1.8A 3	1.8B 3	1/8"	2.4	2.4	-	0.75	0.95	1.1	1.3	1.6	2.0	2.4	2.8	3.1	3.4	3.6	32	64	77		
1.8A 5	1.8B 5	1/8"	3.2	3.2	1.0	1.3	1.6	1.9	2.2	2.7	3.2	3.9	4.5	5.1	5.6	6.1	32	65	72		
1.8A 8	1.8B 8	1/8"	4.0	4.0	1.7	2.1	2.5	3.0	3.5	4.4	5.1	6.4	7.4	8.2	8.9	9.5	35	65	70		
1.8A 10	1.8B 10	1/8"	4.4	4.4	2.1	2.7	3.2	3.8	4.5	5.5	6.3	7.8	9.0	10.1	11.1	12.1	35	65	72		
1.4A 1	1.4B 1	1/4"	1.6	1.6	-	-	0.35	0.45	0.55	0.64	0.78	0.9	1.0	1.1	1.2	-	53	67			
1.4A 2	1.4B 2	1/4"	2.0	2.0	-	0.51	0.75	0.9	1.1	1.3	1.6	1.8	2.0	2.2	2.4	28	62	71			
1.4A 3	1.4B 3	1/4"	2.4	2.4	-	0.75	0.95	1.1	1.3	1.6	2.0	2.4	2.8	3.1	3.4	3.6	51	65	76		
1.4A 5	1.4B 5	1/4"	3.5	3.5	1.0	1.2	1.6	1.9	2.2	2.7	3.2	3.9	4.5	5.1	5.6	6.1	63	73	79		
1.4A 8	1.4B 8	1/4"	4.0	4.0	1.7	2.1	2.5	3.0	3.5	4.4	5.1	6.4	7.4	8.2	8.9	9.5	61	69	73		
1.4A 10	1.4B 10	1/4"	4.8	4.8	2.1	2.7	3.2	3.8	4.5	5.5	6.3	7.8	9.0	10.1	11.1	12.1	62	70	74		
1.4A 15	1.4B 15	1/4"	5.6	5.2	3.1	4.2	4.9	5.7	6.8	8.3	9.5	11.7	13.5	15.2	16.5	17.8	62	71	72		
3.8A 5	3.8B 5	3/8"	3.6	3.2	1.0	1.3	1.6	1.9	2.2	2.7	3.2	3.9	4.5	5.1	5.6	6.1	64	73	79		
3.8A 8	3.8B 8	3/8"	4.4	4.0	1.7	2.1	2.5	3.0	3.5	4.4	5.1	6.4	7.4	8.2	8.9	9.5	62	70	74		
3.8A 10	3.8B 10	3/8"	5.2	4.9	2.2	2.7	3.2	3.8	4.5	5.5	6.3	7.8	9.0	10.1	11.1	12.1	64	72	75		
3.8A 15	3.8B 15	3/8"	6.0	5.6	3.1	4.2	4.9	5.7	6.8	8.3	9.5	11.7	13.5	15.2	16.5	17.8	64	72	74		
3.8A 20	3.8B 20	3/8"	7.1	6.4	4.0	5.3	6.4	7.6	9.0	11.0	13.0	16.0	18.5	21	23	24	61	70	74		
3.8A 25	3.8B 25	3/8"	7.5	7.1	5.3	6.6	7.9	9.5	11.0	14.0	16.0	20	23	26	28	30	63	70	74		
3.8A 30	3.8B 30	3/8"	8.3	7.9	6.1	7.5	9.5	11.4	13.5	17.0	19.0	24	28	31	34	36	63	70	74		

Tabla "L".- Boquillas Whirl-Jet con tapas removibles.

(Spraying Systems Co).

