

Universidad Iberoamericana

INCORPORADA A LA U. N. A. M.

ESCUELA DE CIENCIAS QUIMICAS

**Acondicionamiento de aire y automatización
en una bodega de tabaco en hoja**

Tesis para optar por el
título de
INGENIERO QUIMICO

JOSE ENRIQUE FRITSCH VILCHIS

México, D. F. 1966



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

MIS PADRES

Con cariño

A LA MEMORIA DE MIS ABUELOS

Con veneración

A MI HERMANA

Con afecto

A MIS TIOS Y PRIMOS

Con afecto

A MIS MAESTROS

Con gratitud

A MIS COMPAÑEROS Y AMIGOS

Con sinceridad

A los Directores, Jefes y Compañeros de

• LA TABACALERA MEXICANA, S. A. •

Con mi sincero agradecimiento

SUMARIO

	Pág.
I GENERALIDADES.....	7
II DETERMINACION DE LAS CONDICIONES DE ALMACENAMIENTO.	11
III CALCULO DEL EQUIPO.....	16
IV CONTROL AUTOMATICO PROPUESTO.....	47
V COSTOS Y CONCLUSIONES.....	55
VI APENDICE.....	61
VII BIBLIOGRAFIA.....	65

I

GENERALIDADES

El uso del aire acondicionado en la industria del tabaco se ha extendido muy ampliamente, sobre todo en los procesos de manufactura y preparación, y menos frecuentemente en la etapa llamada "Curación"; sin embargo muy pocas compañías se han preocupado en utilizarlo en sus bodegas, o sea en la etapa intermedia entre la curación y la preparación para la manufactura.

La importancia de mantener el tabaco bajo condiciones controladas de humedad relativa y temperatura en su etapa de almacenaje creemos que es muy grande por las razones que se expondrán a continuación:

a) La humedad del tabaco está íntimamente ligada con su calidad, y en to es extensivo a todas las etapas posteriores a la cosecha, desde la curación, hasta que es consumido por el fumador. En la etapa de almacenaje se llevan a cabo una gran cantidad de reacciones químicas, terminandose otras muchas que principiaron en la curación. Estas reacciones se llevan a cabo de una manera adecuada cuando el clima no sufre cambios considerables, pero se han observado anomalías cuando los cambios han sido, o — bien bruscos, o bien de alguna magnitud. Según estudios realizados por — el Departamento de Agricultura de los Estados Unidos, se dice que estas reacciones químicas son las responsables de la buena calidad del tabaco, ya que la gran mayoría de las sustancias en estas reacciones, son sustancias nitrogenadas, (amoniacales principalmente), que son eliminadas en forma gaseosa. Estas sustancias, en caso de no ser eliminadas, producirán humos irritantes cuando se quemé el tabaco, y por lo tanto esos tabacos no serán de buena calidad.

El margen de humedad en el que se estima que las reacciones se llevan en forma correcta es el siguiente: Para tabacos rubios de 12% a 16% de humedad en base seca, para los tabacos oscuros no se ha determinado, pero se presume que es muy parecido.

b) Una gran fuga de ganancias de todas las industrias cigarreras y tabacaleras, la constituyen los desperdicios. La mayor parte de estos desperdicios son causados por humedades incorrectas en el tabaco. En las bodegas, sobre todo cuando el tabaco va a ser usado próximamente, es necesario cambiarlo de sitio, durante estas maniobras se observa que la materia prima sufre deterioros, principalmente la que por tener poca humedad es muy frágil; por otra parte si se almacena a una humedad mayor de 16% en base seca y en algunos casos a humedades menores, se observan anegrecimientos en las hojas y en otros casos, henes fermentantes, algunas fermentaciones o principios de ellas, sobre todo en aquellos tabacos de gran contenido de azúcares.

Por estas razones, la humedad que se ha considerado como razonable para el almacenaje del tabaco se encuentra entre 13% y 14% (base seca).

c) Se ha observado también que si el tabaco se encuentra expuesto a cambios drásticos de temperatura y de humedad relativa, principalmente si esos cambios determinan que el tabaco se seque, se obtendrá en los procesos de preparación, un material excesivamente frágil y de casi ningún aroma, factores que harán disminuir la calidad de la mezcla en la que ese tabaco va a ser usado.

Por estas causas, y considerando además que el tabaco es un material que llega a ser muy costoso en ocasiones, se presentará un estudio en el cual el aire acondicionado será el factor con el que se tratará de solucionar el problema que representa para las industrias tabacaleras la pérdida de ganancias por desperdicios, así como por baja calidad.

Solo se propone el uso de aire acondicionado para los almacenes de tabaco rubio, ya que se considera que el tabaco negro es lo suficientemente resistente para soportar los cambios de clima, y además su precio no justifica la inversión que significaría la instalación del sistema de

acondicionamiento de aire.

Queremos hacer notar también que se calcularán tanto los sistemas de calentamiento y humidificación como los de dehumidificación y enfriamiento, pero tomando en cuenta los costos se decidirá si es factible utilizar solamente el primero, eliminando el sistema de dehumidificación y enfriamiento ya que las condiciones de temperatura y humedad relativa demasiado elevadas son relativamente raras en los lugares en que se encuentran las fábricas de cigarrillos en la República Mexicana.

En el siguiente capítulo se investigarán las condiciones adecuadas para que el tabaco no sufra desperfectos en su almacenaje, sirviéndonos aquellas para calcular los sistemas de acondicionamiento de aire que se proponen.

II

**DETERMINACION DE LAS CONDICIONES
DE ALMACENAMIENTO.**

Con objeto de determinar las condiciones de temperatura y humedad relativa, a las que deben ser almacenados los tabacos en hoja, se tratará de obtener una ecuación en la cual estén involucradas, tanto las variables antes mencionadas, como también la humedad que alcanza el tabaco, a las condiciones de temperatura y humedad relativa, que satisfagan la ecuación.

Como se estableció en el capítulo anterior, la humedad en base seca que se considera como óptima para el almacenaje, se encuentra entre el 13% y el 14%; si tomamos como valor ideal el de 13.5% en base seca y aplicamos la ecuación tomando como constante la temperatura, obtendremos el valor de la humedad relativa que sea el que se considere como ideal para el almacenaje del tabaco.

Para encontrar la ecuación se utilizará el método estadístico, llamado de los cuadrados mínimos por considerar que por este medio tendremos una relación entre las tres variables que por haber sido efectuada en forma estadística podrá considerarse como adecuada, además nos dará idea del grado de influencia que tienen tanto la temperatura y humedad relativa sobre la humedad del tabaco, al determinar posteriormente el coeficiente de correlación que existe entre las variables que intervienen en la ecuación, ya que por medio de este coeficiente nos daremos cuenta de la confianza que podemos tener en la ecuación encontrada.

Se debe hacer notar que debido a que el margen de las variables independientes es muy pequeño, (humedad relativa de 50 a 75%, temperatura de 20 a 29%) se escogerán las ecuaciones que nos llevarán a obtener una relación lineal de aquellas, con la humedad del tabaco; pero indiscutiblemente, si el margen en que los valores de la temperatura y humedad relativa aumentaran se tendría la ecuación de una curva al correlacionar las variables mencionadas con el porcentaje de humedad en el tabaco.

Aunque solamente se trataba de someter a un almacenaje con aire acondicionado a los tabacos claros, calcularemos las ecuaciones de equilibrio para dos tipos comunes de tabaco obscuro, con el propósito de tener una idea mas clara, de la diferencia existente entre los tabacos rubios y los antes mencionados al ser sometidos a las mismas condiciones de temperatura y humedad relativa.

Se experimentará con cinco tipos de tabaco, dos oscuros y tres claros, los claros serán los siguientes: a) Virginia Mexicano de Primera Clase.

b) Burley Mexicano de Segunda Clase.

c) Tuxpan o Tepic sarta común semiolero (1)

los oscuros escogidos son:

a) Valle Nacional de Primera Clase.

b) Huasteco de Tercera Clase.

El objeto de seleccionar tabacos de diversas clases y tipos, es determinar asimismo, la influencia que tiene el tipo y la calidad del tabaco en la absorción de humedad de la hoja.

(1).-El tabaco Tepic es un tipo especial de tabaco que proviene de una semilla de tabaco Virginia pero es curado al sol, a diferencia del tabaco Virginia el cual es curado en Hornos. No obstante que se cataloga como un tabaco claro, se utiliza en muchas mezclas de cigarrillos de bajo precio, mezclado con tabacos oscuros.

Ecuaciones utilizadas para determinar la correlación de las variables.-

Ecuación general utilizada: $y = a + b_1 x_1 + b_2 x_2$

Coefficientes de ecuación

$$b_1 = \frac{(\text{Suma } y \times x_1) (\text{Suma } x_2^2) - (\text{Suma } y \times x_2) (\text{Suma } x_1 \times x_2)}{(\text{Suma } x_1^2 \text{ Suma } x_2^2) - (\text{Suma } x_1 \times x_2)^2}$$

$$b_2 = \frac{(\text{Suma } y \times x_2) (\text{Suma } x_1^2) - (\text{Suma } y \times x_1) (\text{Suma } x_1 \times x_2)}{(\text{Suma } x_1^2 \text{ Suma } x_2^2) - (\text{Suma } x_1 \times x_2)^2}$$

$$a = \bar{y} - b_1 \bar{x}_1 - b_2 \bar{x}_2$$

Coefficiente de correlación

$$R = \left(\frac{b_1 \text{ suma } y x_1 + b_2 \text{ suma } y x_2}{\text{Suma } y^2} \right)^{1/2}$$

En el apéndice se presentarán los cuadros con los valores utilizados para calcular las ecuaciones para los cinco tipos de tabaco, así como los valores medios de las tres variables involucradas.

Después de aplicar las ecuaciones para determinar la correlación de las variables, se han obtenido cinco igualdades que confirman la idea, que los tabacos rubios son más sensibles a los cambios de clima, que los tabacos oscuros.

Las cinco igualdades son las siguientes:

	<u>Igualdad</u>	<u>Coefficiente de Correlación</u>
Burley:	$y = 10.3708 + 0.09733 x_1 - 0.10264 x_2$	$R = 0.925$
Virginia:	$y = 10.526426 + 0.0974491 x_1 - 0.1022353 x_2$	$R = 0.9238$
Tepic:	$y = 10.2353 + 0.1233 x_1 - 0.1614 x_2$	$R = 0.8974$
Huasteco:	$y = 9.39522 + 0.11355 x_1 - 0.12151 x_2$	$R = 0.906$
Valle Nal.:	$y = 10.161 + 0.09284 x_1 - 0.9917 x_2$	$R = 0.9336$

Siendo y , la humedad del tabaco; x_1 , la humedad relativa y x_2 , la temperatura ambiente.

La conclusión que podemos tener, después de examinar los cuadros es la siguiente: El tabaco que más absorbe agua del ambiente es el Virginia de primera clase, le sigue el Burley de segunda, después el Tepic, seguido del Valle Nacional y del Huasteco. Como se observará, la clase de tabaco influye sobremedura en la absorción, siendo más ávidos los tabacos finos que aquellos que tienen baja calidad; se confirma la idea que el tabaco oscuro es más resistente a los cambios que el tabaco claro, como se dijo anteriormente.

Con objeto de usar solamente una igualdad para calcular las condiciones de la bodega de tabacos rubios, creemos que tomando las igualdades de los tres tipos utilizados de dicho tabaco claro y determinando el promedio aritmético de esas igualdades, tendremos una igualdad representativa de todos los tabacos rubios, ya que tomamos en consideración varios tipos, y varias clases de hojas de tabaco, disminuyendo por lo tanto la probabilidad de trabajar con una igualdad errónea.

La igualdad promedio es la siguiente:

$$y = 10.3775 + 0.106 x_1 - 0.1221 x_2$$

Se había establecido que las temperaturas de almacenamiento podían variar de 20 a 25 grados centígrados, para observar las variaciones de humedad relativa cuando varía la temperatura, consideraremos constante la humedad en el tabaco, dándole un valor de 13.5%

Para 20°c. obtenemos al aplicar la igualdad, 52.495% de humedad relativa.

Para 22°c. se obtiene un valor de: 54.798% de humedad relativa.

Para 25°c. se calculó un valor igual a 58.254% de humedad relativa.

Analizando los valores obtenidos, observamos que se tiene una variación de 1.15% de humedad relativa por cada grado centígrado. Si tomamos en cuenta que los instrumentos usados para medición tienen ordinariamente un porcentaje de error en cuanto a sensibilidad (aproximadamente 3%), y que además la variación de humedad relativa por grado centígrado es muy pequeña, consideraremos que si almacenamos el tabaco a 22°c. y a 55% de humedad relativa, se logrará un control en la humedad lo suficientemente eficiente, como para considerarlo óptimo.

III

CALCULO DEL EQUIPO.

A) HUMIDIFICACION Y CALEFACCION.

Condiciones extremas del aire por acondicionar:

Humedad relativa.: 25%
Temperatura.....: 50°F
Temp.bulbo húmedo: 37°F
Humedad absoluta.: .002 $\frac{\text{lb agua}}{\text{lb aire seco}}$

Condiciones finales después del acondicionamiento:

Humedad relativa.: 55%
Temperatura.....: 71.6°F
Temp.bulbo húmedo: 61°F
Humedad absoluta.: .009 $\frac{\text{lb agua}}{\text{lb aire seco}}$

El método propuesto es el siguiente:

Primer paso.-El aire a 50°F se calentará hasta alcanzar una temperatura de bulbo húmedo igual a aquella que tendría ese mismo aire a 55% de humedad relativa y 71.6°F de temperatura de bulbo seco.

Segundo paso.-Después de calentado el aire hasta 61°F de temperatura de bulbo húmedo, tenemos una temperatura de bulbo seco de 103°F y una humedad relativa de 3% ± .5%. Para aumentar la humedad relativa hasta 55% es necesario aplicar agua que esté a 61°F (temperatura de bulbo húmedo final); cuando el aire alcance los 55% de humedad relativa y temperatura de bulbo húmedo de 61°F (esta última permanece constante), la temperatura del bulbo seco será de 71.6°F (Proceso Adiabático).

El agua será aplicada después del calentamiento del aire, por medio de espreas.

Demstración de que el proceso es adiabático.-El único calor que se transmite a lo largo de todo el proceso, es aquél debido al contenido caló-

rificio del agua agregada al sistema (cantidad insignificante).

Entalpia después del calentamiento:

$$h_1 = h_1 + D_1 = 27.1 - 0.28 = 26.82 \frac{\text{BTU}}{\text{lb aire seco}}$$

Entalpia después de humidificación:

$$h_2 = h_2 + D_2 = 27.1 - 0.04 = 27.06 \frac{\text{BTU}}{\text{lb aire seco}}$$

Ahora tenemos que:

$$\text{Diferencia de humedad relativa} = .007 \frac{\text{lb agua}}{\text{lb aire seco}} = \frac{49 \text{ granos } H^2O}{\text{lb aire seco}}$$

Esta cantidad de agua por libra de aire seco, será aplicada al sistema a 61 grados F., por lo tanto el calor debido a este volumen de agua es de: $.24 \frac{\text{BTU}}{\text{lb aire seco}}$ (Perry pag. 765).

Y la diferencia de entalpias será de:

$$\text{Dif. } h' = 27.06 - 26.82 - 0.24$$

$$\text{Dif. de Entalpias} = 0 \frac{\text{BTU}}{\text{lb aire seco.}}$$

Calor necesario para elevar la temperatura de 50 grados F. a 103 grados F., por libra de aire seco:

$$\text{Humedad absoluta} = .002 \frac{\text{lb de agua}}{\text{lb aire seco}}$$

$$\text{Entalpia inicial a 50 grados F.} = 14.1 + 0.45 = 14.55 \frac{\text{BTU}}{\text{lb aire s}}$$

$$\text{Entalpia final a 103 grados F.} = 27.1 - 0.04 = 27.06 \frac{\text{BTU}}{\text{lb aire s}}$$

$$\text{Diferencia de Entalpias} = 27.06 - 14.55 = 12.51$$

$$\text{Calor necesario: } 12.51 \frac{\text{BTU}}{\text{lb aire seco}}$$

Calor necesario para toda la bodega.—Se tomará como tipo un almacén de las siguientes dimensiones: Largo: 50 m
Ancho: 30 m
Alto: 6 m

$$\text{El volumen será de: } 9000 \text{ m}^3 = 315000 \text{ pies}^3$$

El volumen específico del aire, a 55% de humedad relativa y a 71.6 grados F. es de 13.6 pies cúbicos por libra de aire seco.

Y el peso aproximado de aire en la bodega será:

$$w = \frac{315000 \text{ pies}^3}{13.6 \text{ pies}^3/\text{libra aire seco}}$$

$$w = \underline{23200 \text{ libras de aire seco.}}$$

El calor necesario será de: (12.51) (23200)

$$q = \underline{290250 \text{ BTU}}$$

Cantidad de agua por agregar:

$$W_{\text{agua}} = (23200) (.007)$$

$$W_{\text{agua}} = \underline{162 \text{ libras}}$$

Cálculo del Calentador de Aire.--Se considera que en una bodega de tabaco, (por el hecho de estar casi hermética, a causa de los sellantes que se utilizan para prevenir infiltraciones de fumigante a través de las paredes que disminuirían el poder insecticida de éste), el aire se cambiará totalmente en 3 horas, es decir que se cambiará 8 veces al día, en condiciones extremas.

La cantidad de calor que se suministrará por hora será de 97000 BTU. Se utilizarán dos cambiadores de calor de igual superficie de calentamiento, para suplir a la bodega de los BTU necesarios. Se calculará un solo cambiador de calor y el resultado obtenido nos servirá para el restante.

Datos:

$$V/\text{hora x calentador} = 48500 \text{ BTU}$$

$$\text{Volumen de aire/hora x calentador} = 52500 \text{ pies cúbicos.}$$

$$\text{Peso de aire/hora x calentador} = 3985 \text{ libras.}$$

$$\text{Agua aplicada por hora x calentador} = 27 \text{ libras} = 12.3 \text{ litros.}$$

Como medio de calentamiento se utilizará vapor saturado de 20 libras por pulgada cuadrada de presión, fluyendo dentro de tubería de cobre.

Cálculo del diámetro de tubería.--La velocidad razonable para vapor de este tipo es de 6000 pies por minuto.

El calor latente del vapor a estas condiciones (20 psia) es de 960.15—
BTU/lb la cantidad de vapor que necesitamos por hora será:

$$W_{\text{vapor}} = \frac{48500}{960.15}$$

$$W_{\text{vapor}} = 50.04 \text{ lb/hora.}$$

y por minutos:

$$W_{\text{vapor}} = 0.84 \text{ lb/minuto}$$

El volumen específico del vapor es de 20.086 pies cúbicos/libra.

Por tanto el area necesaria será:

$$\text{Area} = \frac{(W_{\text{vapor}}) (\text{Volumen específico})}{\text{Velocidad}}$$

$$\text{Area} = 0.00282 \text{ pies cuadrados}$$

El diámetro interior del tubo será de: 0.715 pulgadas. La tubería escogida es:

Tubería de cobre de una pulgada de diámetro exterior # 10 BWG, diámetro interior de .732 pulgadas, area interior de la sección de 0.00292 pies cuadrados, grueso de pared de .134".

Después de varias tentativas de cálculo se concluyó que el uso de tuberías con aletas podría utilizarse en este caso, bajando el costo del equipo, disminuyendo espacio y conservando la eficiencia de transmisión de calor de la tubería sin aletas.

Se calcularon varios cambiadores y se llegó a la conclusión que el mas adecuado sería aquel que se construyera con tubería de 1" # BWG 10, al que se le colocarían láminas de cobre # 30 BWG transversalmente, a manera de aletas continuas. El número de aletas por pie de tubería sería de 12, es decir, la separación entre cada aleta sería un poco menos de 1" (ver Figura-1).

Los bancos de tubería constarán de 10 tubos, colocando los tubos de los

bancos en forma alternada, (paso triangular), y la distancia de centro a - centro de cada tubo será de 2.25 pulgadas. (ver Figura 2) La longitud de - cada tubo será de dos pies.

Con objeto de facilitar el cálculo, tomaremos el área de 1 pie de tubería con aletas; además, con objeto de considerar aletas independientes para cada tubo, se supondrán divisiones imaginarias en la lámina. (ver Figura 3).

El área de cada aleta es de:

$$\frac{A}{2} = (2.95) (2.25) - (1)^2$$

$$A = 6.6 \text{ pulgadas cúbicas}$$

El área total de las aletas, por pie de tubería es de:

$$A_{\text{total}} = 12 \times 6.6$$

$$A_{\text{total}} = 79.2 \text{ pulgadas}^2/\text{pie}$$

El área del tubo por pie de longitud es:

$$A_{\text{tubo}} = (3.1416 \times 12) - (3.1416 \times 1 \times .012 \times 12)$$

$$A_{\text{tubo}} = 37.25 \text{ pulgadas}^2/\text{pie}$$

El área total:

$$\underline{\text{Area} = 116.45 \text{ pulgadas}^2/\text{pie}}$$

El perímetro proyectado para un pie de tubería:

$$P = (2 \times .625 \times 2 \times 12) + (2) (12 - (.012 \times 12))$$

$$P = 53.7 \text{ pulgadas/pie}$$

Cálculo del diámetro equivalente de tubería:

$$d_e = \frac{2 \times \text{área total}}{3.1416 \times \text{Perímetro proyectado}}$$

$$d_e = 1.39 \text{ pulgadas}$$

Cálculo del área de flujo:

$$A_f = \text{Área total del gabinete} - \text{Área del serpiente (Frontal)} -$$

El gabinete se diseñará, para tener un Área de 4 pies cuadrados = 576 pul-

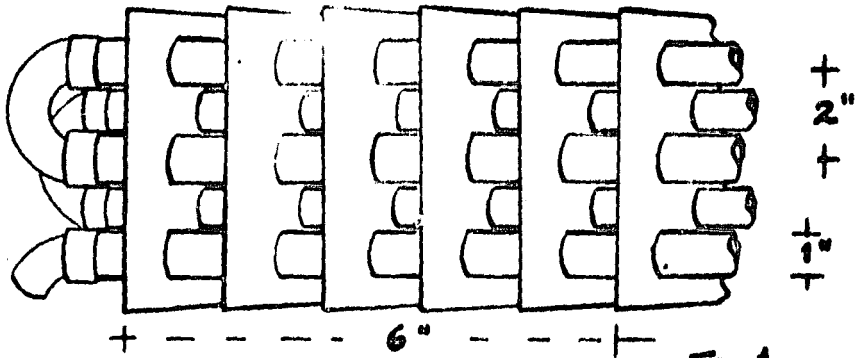


Fig. 1

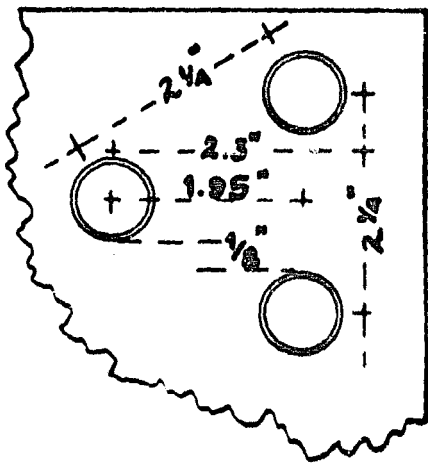


Fig. 2

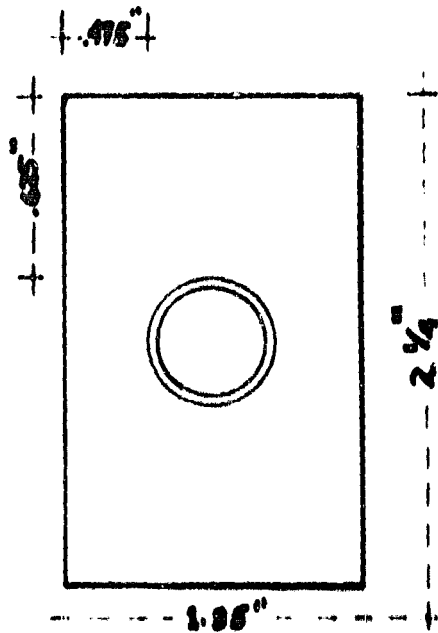


Fig. 3

gadas²

$$\text{Area de flujo} = 576 - (240 + (10(a \times .012 \times .625 \times 24))).$$

$$\underline{\text{Area de flujo} = 328.4 \text{ Pulgadas}^2 = 2.28 \text{ pie}^2}$$

Cálculo del gasto:

$$G = \frac{W_{\text{aire}}}{\text{Area de flujo}} = \frac{3985}{2.28} = 1748 \text{ lb/hora pie}^2$$

Cálculo del número de Reynolds:

$$Re = \frac{\text{Diámetro equivalente} \times \text{gasto}}{\text{Viscosidad}}$$

$$Re = 4650$$

Con este dato del número de Reynolds y el tipo de aleta se lee en gráficas el valor del factor j_f , que para nuestro caso es de 42, y que nos servirá para calcular el coeficiente de película del lado del aire.

$h_f = j_f (k/d_e)$ (Calor específico \times viscosidad/ k).333 siendo k = conductividad térmica.

$$h_f = 5.1 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^{\circ}\text{F pie}^2}$$

Corrigiendo este valor por el factor de Fouling tendremos:

$$\text{Fouling} = .0025$$

$$h_f' = \frac{1/\text{Fouling} \times h_f}{\text{Fouling}}$$

$$\underline{h_f' = 5.03 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^{\circ}\text{F pie}^2}}$$

El coeficiente de película del lado del vapor se tomará como 1500 BTU/ $\text{lb}^{\circ}\text{F pie}^2$. Este valor es el usual en este tipo de cambiadores de calor.

Corrigiendo por el factor de Fouling:

$$\text{Fouling} = .0025$$

$$h_v' = 17.62 \text{ BTU/lb}^{\circ}\text{F pie}^2$$

Cálculo de la eficiencia de las aletas y del coeficiente total de transmisión del calor:

k del cobre = 60 BTU/hora pie² °F/pie
de tubería

y_b = espesor de aletas/2

r_o = altura de aleta (en caso de aletas rectangulares se toma el promedio de alturas).

r_b = diámetro de tubería (real)/2

$$\text{Función de } b = (r_o - r_b) (h'_f / k y_b)^{.5} = \frac{.55 - .5}{12} \left(\frac{5.03}{60 \times .0005} \right)^{.5}$$

$$\text{Función de } b = 0.113$$

Con este valor se leerá la eficiencia correspondiente, para el tipo de aleta, en la gráfica de eficiencias (Process Heat Transfer, Donald Q. Kern Mc Graw-Hill Editions 1950, pag. 543).

La eficiencia de la aleta es de 99%

El coeficiente de la aleta y el tubo será:

$$h'_{fa} = (\text{eficiencia} \times \text{área de aleta} + \text{área del tubo})$$

$$\frac{h'_f}{\text{Área interna}}$$

$$h'_{fa} = 21.1 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F pie}^2$$

Coeficiente total de transmisión de calor:

$$U = \frac{h'_{fa} h'_v}{h'_{fa} + h'_v}$$

$$U = 9.47 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F pie}^2$$

Cálculo del área necesaria. - $Q = U A$ Diferencia logarítmica de temperatura. La diferencia logarítmica de temperaturas es igual a:

$$\text{D.L.T.} = \frac{\text{Dif } t_2 - \text{Dif } t_1}{2.3 \log \frac{\text{Dif } t_2}{\text{Dif } t_1}}$$

$$\text{Dif } t_2 = 228^\circ - 30 = 198$$

$$\text{Dif } t_1 = 228^\circ - 103 = 125$$

$$\text{por tanto: D.L.T.} = 145.75^\circ\text{F}$$

'.-Temperatura del vapor a 20 psia.

$$\text{El área será: } A = \frac{Q}{U(\text{D.L.T.})}$$

$$A = 35.2 \text{ pie}^2$$

El área exterior por pie de tubería es de 116.45 pulgadas²/pie = .74 — pie²/pie. El área exterior por banco es de: .74 x 2 x 10 = 14.8 pie².

Si dividimos el área requerida entre la superficie por banco, obtendremos el número de bancos de tubería por usar.

$$\# \text{ bancos} = 2.38$$

Supondremos un cincuenta por ciento de eficiencia en la transmisión de calor, así como deficiencias en el vapor etc. e incrementaremos el número de bancos a 5. para asegurarnos de que trabajarán con eficiencia los cambiadores.

$$\underline{\text{Número de bancos por cambiador} = 5}$$

La caída de presión en el calentador es:

$$a) \text{ Presión por la velocidad} = \frac{\text{Gasto}^2}{9250 \times \text{densidad}}$$

$$\text{El gasto es: } 1748 \text{ lb/hora pie}^2 = .486 \text{ lb/seg pie}^2$$

El Reynolds es 4650

$$\text{La densidad es } 0.08 \text{ lb/pie}^3$$

$$\text{por tanto Presión por la velocidad} = .00032 \text{ psi}$$

b) la caída de presión total será:

$$\text{Dif. de Presión} = \# \text{ de Bancos} \times \text{presión por la velocidad} \times f_o.$$

$$f_o = \text{factor de fricción} = .15$$

$$\text{Dif. de presión} = .00024 \text{ psi} = .0000465 \text{ pulgadas de agua. Ajustando la}$$

$$\text{dif: Dif. de presión} = \underline{\underline{.00005 \text{ pulgadas de agua.}}}$$

Como se observará, la diferencia de presiones es insignificante, por lo que se puede considerar que la fricción en el serpentín es despreciable, y no será necesaria demasiada potencia en el ventilador que se utilizará para alimentar el aire que se acondicionará.

Cálculo de tubería para el sistema de humidificación.—El sistema de — aplicación de agua, estará colocado después del serpentín, (ver Figura 4).

La bomba del sistema tendrá que ser capaz de alimentar 12.3 litros por hora de agua como mínimo, pero sin embargo como la cantidad de calor suministrado por el cambiador de calor, se ha duplicado presumiendo que la eficiencia sería de un 50%, tendremos que duplicar la cantidad de agua presumiendo también que la eficiencia será de ese mismo orden (eficiencia de evaporación de agua al sistema aire-agua).

Datos

Volumen de agua por hora: 25 litros
Densidad del agua: 62.2 lb/pie³
Viscosidad: 1 cp
Peso de agua por hora: 55 lb
Temperatura media del agua: 70° - 72° F

El diámetro económico para la tubería del sistema es según el nomograma del Handbook para ingenieros químicos de Perry, 3a. edición, pag. 386, de 0.175" pero usaremos tubería de un cuarto de pulgada, ya que no existe ninguna tubería standard de .175", y es preferible usar una tubería de diámetro mayor, que una de diámetro inferior al recomendado.

De acuerdo con la figura 4, tenemos una diferencia de alturas, entre la bomba y las espesas, de 3.5 pies, consideraremos también que antes de la bomba existirán 25 pies de tubería, cuyo líquido será bombeado a las espesas, y que esa tubería es horizontal, para el cálculo de la potencia de la bomba, no se considerará que parte del agua alimentada a las espesas es recirculada desde el gabinete, pero se compensará el error aumentando la potencia obtenida, en un 20%

Cálculo de la potencia de la bomba:

Datos:

Longitud de tubería.-1/4" : $25 + 3.5 + 2.5 = 31$ pies

1/8" : $3 + 2 \times .75 + 2.5 = 9.5$ pies

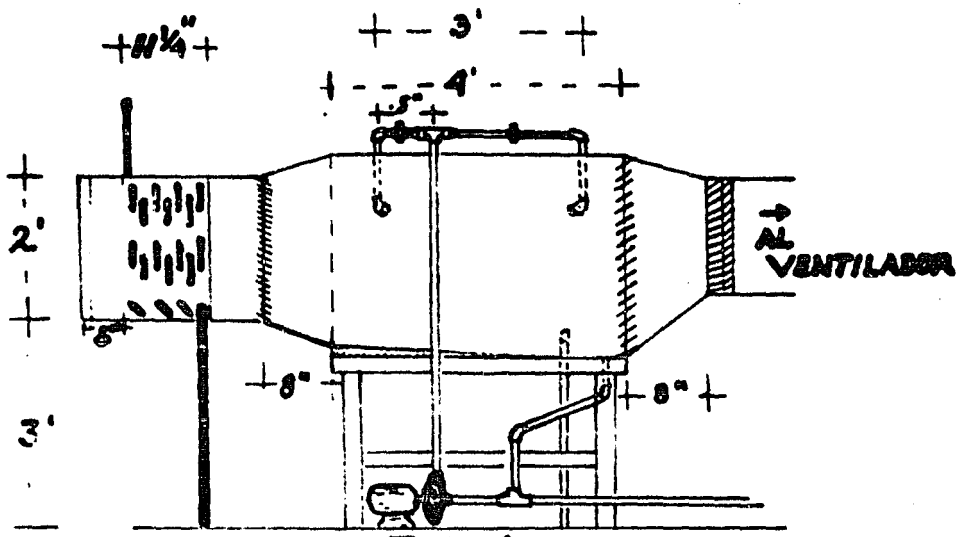
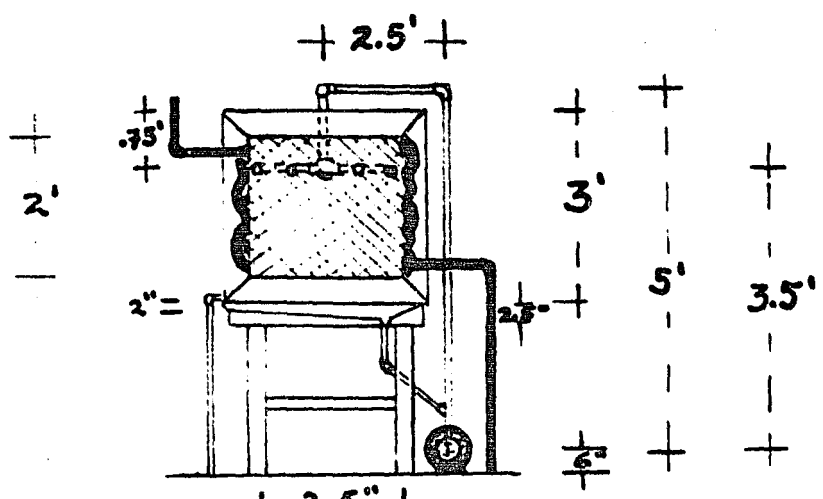


FIG 4



— VAPOR
 == AGUA

FIG 5

Codos, tes, etc. : 1/4 - 1 codo de 90 grados y 2 tes

1/8".- 2 reducciones, 2 tuercas unión, 2 codos de 90 gra
dos.

2 tes, y 10 espreas.

Volumen de agua por hora (mínimo).-25 litros.

Volumen de agua por hora, para el diseño.-40 litros

Peso de agua por hora (diseño).-88 libras.

Densidad del agua.-62.2 libras/pie cúbico.

Diámetro interior tubería de 1/4".-.364"

Diámetro interior tubería de 1/8".-.269"

Area interior del de 1/4 .-.125 pulgadas cuadradas.

Area interior del de 1/8 .-.072 pulgadas cuadradas.

Gasto de agua.-1.41 pies cúbicos/hora.

Cálculo de la velocidad.

En tubería de 1/4".- $v = \frac{\text{Gasto}}{\text{Area}}$

$v = 0.45$ pies/seg.

En tubería de 1/8".- $v = \frac{\text{Gasto}/2}{\text{Area}}$

$v = 0.396$ pies/segundo.

Cálculo de los números de Reynolds.

En tubería de 1/4".- $Re = \frac{DG}{\mu}$

$Re = 1262$

En tubería de 1/8".- $Re = 825$

Como se ve fácilmente, los dos flujos son del tipo laminar, y sus facto
res de fricción son: para el de 1/4".-0.012 y para el de 1/8".-0.019

Cálculo de las pérdidas por fricción.

En tubería de 1/4" $F = \frac{2f L vel^2}{g_c D}$

Siendo g_c .-gravedad
(aceleración)

L.-longitud equivalente

La longitud equivalente es: $L = 36.5'$

f.-factor de fricción

D.-diámetro

vel.-velocidad

Por tanto: $F = 0.183$ pies libra/libra

Y la pérdida de presión:

$$\text{Dif. de presión} = 0.0795 \text{ lb/pulgada}^2$$

En la tubería de 1/8".-L = 10.1 pies.

$$Y F = 0.0772 \text{ pies libra/libra}$$

Y la pérdida de presión : Dif. de presión = 0.0335 lb/pulgada²

La presión debida al líquido será:

$$\text{Dif. de presión} = \text{Dif. de alturas} \times 62.2/2.31 \times 62.2$$

$$\text{Dif. de presión} = 1.51 \text{ lb/pulgada}^2$$

La eficiencia de una bomba centrifuga con capacidad de bombeo de 1 galón por minuto es de 10%, ésta bomba deberá alimentar .177 galones por minuto, y la eficiencia según Kristal & Annett es de 5% aproximadamente.

Por lo tanto:

$$\text{H.P.} = \frac{\text{Gal/min} \times \text{Dif de presión total}}{1713 \times \text{eficiencia}}$$

$$\text{H.P.} = .345 \text{ H.P. de potencia.}$$

Como no existen motores comerciales de ésta potencia, se le colocará a la bomba un motor de 1/8 de caballo, para que la potencia esté sobrada y para que la caída de presión que pudiera existir en la recirculación, esté compensada.

El tipo de bomba que se usará, debido al tipo de líquido y debido a las necesidades, se sugiere que sea del tipo centrifugo y de muy poco tamaño.

B) DEHUMIDIFICACION Y ENFRIAMIENTO.

Condiciones extremas del aire por acondicionar:

Humedad relativa...: 75%

Humedad absoluta...: .0166 lb H₂O/lb aire seco

Temperatura.....: 80°F

Temp. bulbo húmedo: 73.8°F

Condiciones finales del aire, después de acondicionarlo:

Humedad relativa...: 60%

Humedad absoluta...: .01 lb H_2O /lb aire seco

Temperatura.....: 71.6°F

Temp. bulbo húmedo: 62°F

El volumen de aire por hora, que debe ser deshumidificado y enfriado es de: 52000 pies cúbicos; el volumen húmedo de ese aire es de: 14 pies³/lb - de aire. El peso de ese aire será: 3750 libras/hora. La diferencia de humedades absolutas es de 0.0066 libras de agua/libra de aire seco, y la cantidad de agua, que debe de quitarse al sistema en una hora es de: 24.75 lb - 11.25 litros.

La diferencia de entalpías es de: 36.9 - 28.2 = 8.7 BTU/lb aire seco.

El calor total que debe ser quitado al sistema es de 32600 BTU/hora o - sean 260,800 BTU para todo el volumen de la bodega.

Será necesario un condensador que pueda quitar al aire 11.25 litros de agua por hora, así como bajar la temperatura del sistema aire-agua resultante, de 80°F a 71.6°F, transfiriéndose del sistema aire-agua al condensador 32000 BTU/hora.

El punto de rocío del sistema aire-agua a 80°F y 75% de humedad relativa, es de 73.75°F, por lo que podemos considerarlo como 74°F, para facilitar los cálculos.

Balace de energía.

Vamos a considerar que el agua de enfriamiento, que se utilizará, tiene una temperatura de 60°F al entrar al condensador, y que al salir de él, - tendrá 74°F (operará a contracorriente).

Por medio de la siguiente fórmula se determinará la cantidad de agua - que va a necesitarse para quitar al sistema aire-agua 32600 BTU/hora.

$$c_p \text{ del agua} = 1 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$$

$$\text{Dif de temperatura} = 14^\circ\text{F}$$

$$\text{Dif de } Q = 32600 \text{ BTU/hora}$$

$$\text{Dif de } Q = w_{\text{agua}} c_p \text{ dif. temperaturas}$$

por tanto:

$$w_{\text{agua}} = 2328.5 \text{ lb de agua/hora.}$$

Selección de tubería para el condensador.

Según nomograma de la pag. 386 del Chemical Engineer's Handbook de J.H. Perry, 3a. edición, el diámetro económico para este caso es de 1".

Se utilizará tubería de cobre de 1" de diámetro exterior BWG # 10, como la que se utilizó en el caso del calentador, aunque para facilitar al cálculo, no se consideraran las aletas, pero se tendrá en cuenta que la longitud de la tubería será mucho mayor en nuestro cálculo, que si consideráramos las aletas.

Cálculo del coeficiente de película del agua de enfriamiento.

La estimación de éste valor se efectuará siguiendo la gráfica del Process Heat Transfer de Donald " Kern. pag. 835, después de determinar la velocidad del agua.

$$\text{Temp. media} = 67^\circ\text{F}$$

$$\text{velocidad} = x$$

$$\text{densidad} = 62.2 \text{ lb/pie}^3$$

$$Q = \frac{w_{\text{agua}}}{\text{Area interior de tubería.}}$$

$$Q = 562500 \text{ lb/hora pie}^2$$

la velocidad será:

$$v = Q/\text{densidad} \times 3600 = 2.61 \text{ pies/seg.}$$

y el coeficiente encontrado es de:

$$h_{\text{agua}} = 511 \text{ BTU/hora pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Cálculo del gasto de aire.

Para diseñar el condensador, tomaremos las siguientes condiciones:

Tubería de 1" de diámetro exterior, la cual estará construida en forma de bancos de tubos de 24" de largo cada uno, constando cada banco de 10 tubos. El alto del gabinete será de 24".

El área libre por donde pasará el aire será:

$$\text{Area libre} = (\text{Long. de tubo}) (\text{Altura Gabinete}) - \frac{\# \text{ de tubos}}{\text{banco}} \times \text{diámetro ext. de tubería} \times \text{long. de tubo}$$

$$\text{Area libre} = 336 \text{ pulg.}^2 = 2.54 \text{ pies}^2$$

El gasto en el principio del condensador será:

$$Q \text{ total} = \frac{Q \text{ aire} + Q \text{ agua}}{\text{Area libre}}$$

$$Q = 1475.5 \text{ lb/hora pie}^2 (\text{Area libre})$$

División del condensador.—El condensador se dividirá en tres secciones, con objeto de eliminar errores en el cálculo del coeficiente de transmisión de calor, ya que éste tendrá que variar a lo largo del condensador, debido a los cambios que sufrirá el sistema aire-agua.

La primera sección se tomará desde el principio del condensador, hasta que la temperatura del sistema aire-agua sea de 77°F (de 80°F a 77°F).

La segunda sección empezará donde la primera termina, y se considerará terminada cuando la temperatura del sistema sea de 74°F (de 77°F a 74°F).

Y la tercera sección empezará cuando la temperatura del sistema sea de 74°F y terminará al alcanzar el sistema su temperatura final (de 74°F a 71.6°F).

Cálculo del calor transferido.—Sección Primera.—La diferencia de temperaturas es de 3°F .

a) Cálculo del calor existente antes de la condensación.

Ya que al bajar la temperatura, la humedad relativa aumenta, consideraremos que al alcanzar el punto de rocío, el sistema o la mezcla está saturado, y por tanto calcularemos el contenido de agua vapor, a partir de la presión del vapor.

La presión del vapor de agua a 80°F es de: $1.0323''$ de $H_g = 0.507$ psi.

A continuación determinaremos las libras mol del aire, en el sistema aire-agua.

$$x \text{ lb mol} = \frac{Q \text{ aire}}{\text{Peso molecular del aire}} = 127 \text{ lbmol/hora.}$$

$$P_{\text{aire}} = 29$$

Aplicando la siguiente fórmula, determinaremos la cantidad de lb mol de agua:

$$\text{lb mol aire} = \frac{\text{presión de vapor del agua}}{\text{presión total} - \text{presión de vapor del agua}}$$

$$x \text{ lb mol agua} = 127 (.507/14.7 - .507)$$

$$x \text{ inicial} = 4.54 \text{ lb mol de agua/hora}$$

El calor existente se calculará como sigue:

$$c_p \text{ aire} = .245 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$$

$$c_p \text{ agua} = 1 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$$

$$\text{entalpia del agua vapor a } 80^\circ\text{F} = 1096.6 \text{ BTU/lb}$$

$$H_{\text{inico.}} = w_{\text{aire}} c_p (t_{\text{inico.}} - 32^\circ\text{F}) + w_{\text{agua}} (\text{entalpia}_{t_{\text{inico.}}})$$

$$H_{\text{inico.}} = 111600 \text{ BTU/hora}$$

Calor transferido en la primera sección.—Calculando las libras mol de agua de acuerdo con el método de las presiones de vapor, obtenemos para este punto, o sea cuando la temperatura es de 77°F :

$$x \text{ final} = 4.08 \text{ lb mol de agua/hora}$$

Y por lo tanto la cantidad de agua que se habrá condensado en la primera sección será:

$$(x_{\text{inico.}} - x_{\text{final}}) \text{ Peso Molecular del H}_2\text{O}$$

$$\text{Peso Molecular H}_2\text{O} = 18$$

$$w_{\text{cond.}} = 8.295 \text{ lb de condensado/hora}$$

Calor existente al final de la primera sección

$$H_1 = w_{\text{aire}} (c_p \text{ aire} (T_{\text{final}} - 32^\circ\text{F}) + (w_{\text{H}_2\text{O}} - w_{\text{cond}}) (\text{entalpia}_{t_{\text{final}}}))$$

$$\text{entalpia del vapor a } 77^\circ\text{F} = 1095.3 \text{ BTU/lb}$$

$$H_1 = 99150 \text{ BTU/hora}$$

El calor transferido en la primera sección será la diferencia entre la entalpia inicial y la entalpia al final de la primera sección, menos la H-

Cálculo de los coeficientes de película para el lado del sistema aire-agua. Gasto inicial = 1475 lb/hora pie² (área libre)

El coeficiente será igual a:

$$h_g = \frac{.023 \text{ } ^\circ\text{P}}{N \text{ Pr}^{.4} \mu^{.4}} \frac{G}{N \text{ Re}} .2 \quad N \text{ Pr} = \frac{G \text{ viscosidad}}{k}$$

$$N \text{ Re} = \frac{D G}{\text{viscosidad}}$$

$$h_g = 2.12 \text{ BTU/hora pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Los valores de los otros coeficientes h_g , se encuentran en el cuadro mencionado

Cálculo del coeficiente total de transmisión de calor.-Fórmula utilizada:

$$U = \frac{1}{1/h_o + L/k (D_1/D \text{ medio}) + 1/h_{liq.} (D_1/D_o)}$$

El coeficiente del condensado se calculará a partir de la fórmula de Nusselt

$$h_o = (k^3 \times \text{densidad}^2 \times g/3 \text{ viscosidad} \times s)^{.333}$$

$$\text{siendo } g = 4.18 \times 10^8 \text{ pies/hora}^2$$

y s el gasto en masa del condensado/perímetro exterior

En el punto en que no hay condensado el gasto en masa es cero, y por lo tanto h_o es infinito, y U será:

$$U = \frac{1}{.00213} \text{ o sea: } U_1 = 470 \text{ BTU/hora pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Al final de la primera sección el coeficiente U será:

$$U = \frac{1}{.00213 + 1/h_o}$$

Cálculo de h_o :

$$h_o = (k^3 \times \text{densidad}^2 \times g/3 \text{ viscosidad} \times s)^{.333}$$

$$k = .343 \text{ BTU/pie hr } ^\circ\text{F}$$

$$s = \frac{w_{\text{cond/Hora}}}{3.1416 \times \text{diámetro exterior}}$$

$$\text{densidad} = 62.34 \text{ lb/pie}^3$$

$$s = 31.65 \text{ lb/hora pie}$$

$$\text{viscosidad} = 1.05 \text{ cp.}$$

y por lo tanto:

$$\text{temperatura} = 75^\circ\text{F}$$

$$h_o = 652 \text{ BTU/hora pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

El coeficiente total de transmisión de calor será:

$$U = \frac{1}{.00213 + 1/652}$$

$$U_2 = 273 \text{ BTU/hora pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Los resultados para los coeficientes restantes están insertados en el cuadro de resumen al principio del cálculo del condensador.

Determinación de la temperatura de la interfase y de la temperatura equivalente.—Potencial para la transferencia de masa y transferencia de calor simultáneamente. Este potencial es definido por F. Votta Jr. en su artículo aparecido en la revista Chemical engineering de junio 8 de 1964, — pag. 223 a pag. 228, llamado "Condensing from vapor-gas mixtures".

Para estas determinaciones usaremos la fórmula siguiente:

$$t_1 = (t_1 + F_v/U/h_g) - F_1/U/h_g$$

Primer punto (principio del condensador).

$$F_v = 132^\circ\text{F}$$

$$\text{por tanto: } t_1 = 60.595 - \frac{F_1}{222}$$

∴

F_1 es el potencial mencionado anteriormente, y el marcado con el subíndice v es para el vapor, y el marcado con i, para la interfase.

Esta ecuación se graficará en diagrama F-t (en la hoja siguiente), y en el lugar en que la gráfica del diagrama, y la gráfica resultante de la ecuación, se intersecten, se leerán el valor de la temperatura de interfase (en las abscisas), y el valor del potencial en las ordenadas.

Después de graficar la primera ecuación se obtiene:

$$t_1 = 60.19^\circ\text{F} \quad \text{y} \quad F_1 = 60^\circ\text{F}$$

Los datos restantes sobre las temperaturas de interfase y potenciales que faltan (para los puntos del condensador faltantes), se encuentran en el cuadro de resumen de datos al principio del cálculo del condensador.

Cálculo del área necesaria.

Para el cálculo del área de transmisión de calor procederemos a inte —

graficamente la siguiente ecuación:

$$A = \int_0^{H_{\text{transf.}}} \frac{dH_{\text{transf.}}}{h_g (P_v - P_1)}$$

Los valores obtenidos para el principio del condensador y el fin de cada sección son los siguientes, y nos servirán para construir la curva a integrar posteriormente.

Primer punto.

El punto en que el calor transferido es cero, corresponde a un valor de

$$\frac{1}{h_g (P_v - P_1)} = 0.06557$$

Para el segundo punto.—El valor resultante de la división señalada por la fórmula es de 0.009399.

Para el punto tres, el valor es de .01704

Y para el último punto, el valor es de .01848

Resultados de la integración.—

El valor obtenido para la primera sección del condensador es de: 107 — pies².

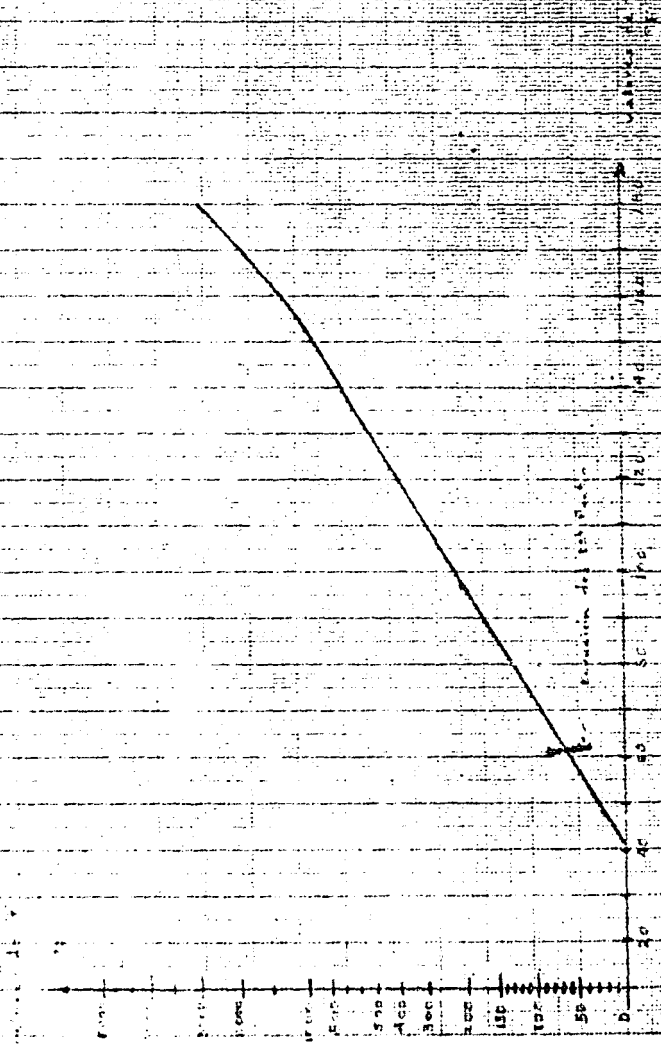
El valor para la segunda sección es de: 167.50 pies²

Y el valor de la superficie para la tercera sección es de: 885.5 pies²

Area total.— 1160 pies²

Antes de realizar el análisis económico, para determinar el costo del condensador, podemos afirmar que el costo del aparato, no justificará por ningún motivo su instalación, ya que como habíamos afirmado en capítulos anteriores, la humedad relativa muy alta, es muy rara en la ciudad de México, y en los lugares (la mayoría) donde se procesa tabaco en la República.

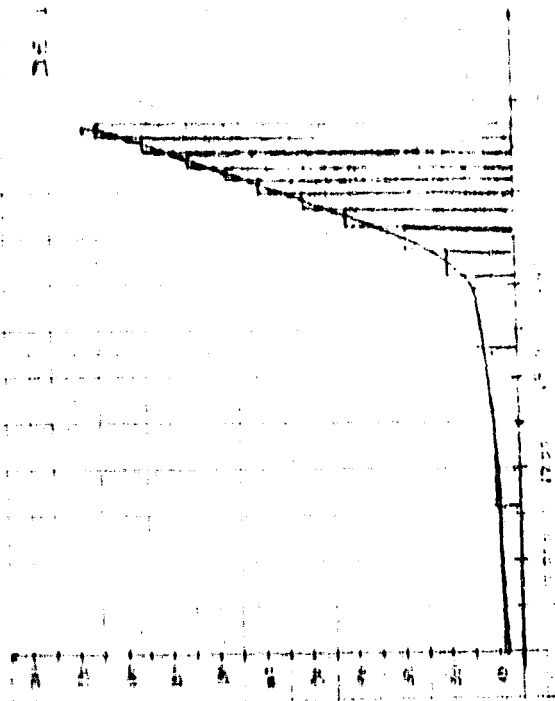
Distance 7.2



INTEGRACION
 CUANTICA PARA
 DETERMINAR EL AREA
 DE TRANSMISION DE CALOR
 DE LA REACCION

$$A = \int_0^{1000} \frac{dH_{cal}}{dT} dT$$

$dH_{cal} (E) \times 10^3$



	TEMP. DEL MATERIAL ENTRANTE	CARGA TRABAJA P. (kg)	TEMP. DEL MATERIAL SALIENTE	ΔT_e	STU	H_c	U	$P_v^{(x)}$	P_1	$\frac{1}{H_6} \Delta P_v$	P_1	Temp de interfa- se
1 ^a S.	60°F	0 BTU	60°F	2.875 x 1000	2.12	Inf.	470	132	60	.006557		60.19°F
2 ^a S.	77°F	11900	64.96°F	2.305 x 1000	2.11	652	273	121.5	71	.009329		65.35°F
3 ^a S.	74°F	11760	69.05°F	2.793 x 1000	2.095	468	276	111	83	.01704		63.67°F
4 ^a S.	71.5°F	12350	74.57°F	2.765 x 1000	2.08	640	272	102.6	100	.1848		74.4°F

HC, H_c y U, están dados en BTU/hora pie² °F

(x) Bibliografía, Referencia No. 12.

C) DISEÑO DE DUCTOS Y DISTRIBUCION DEL AIRE.

Los ductos se instalarán en la forma que se demuestra en las figuras No 6 y No. 7; de acuerdo con esas figuras se dividirán los sistemas de entrega de aire, en dos ramas (sección A y sección B), para facilitar los cálculos. Por lo tanto cada sistema tendrá dos ventiladores, (uno para cada sección) con esto será más eficiente el sistema de control, por que los ventiladores trabajarán independientemente, y además alimentarán (por medio de los ductos), diferentes zonas de la bodega.

Como se notará, existirán cuatro ramas de ductos, dos de ellas que llamaremos secciones A y otras que se llamarán secciones B. Tanto las secciones A como las secciones B serán iguales entre sí, o sea que tendremos dos secciones A que serán iguales y dos secciones B que serán iguales entre sí pero diferentes de las secciones A.

Cálculo de una sección A.-

Datos:

Volumen/hora x unidad = 52500 pies³

Volumen/hora x ventilador de sección A = 28600 pies³

Volumen/hora x ventilador de sección B = 23900 pies³

Para el diseño utilizaremos el método de las fricciones constantes, — (caída de presión igual).

La velocidad razonable para este tipo de ductos es de: 1400 pies/minuto

El área necesaria será:

$$A = 0.34 \text{ pies}^2$$

$$A = 49 \text{ pulgadas cuadradas.}$$

Consideraremos una altura de ducto de 6 pulgadas, y por lo tanto tendremos una tubería de 6" x 8.2", que equivalen a una tubería circular de 7.8" de diámetro.

La caída de presión será igual a: .36 pulgadas de agua/100 pies de tubo

ria. (Este dato se encontró en el diagrama de la pag. 393 del libro REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING de Jennings and Lewis, International Textbook Co., 3a. edición).

Para el siguiente tramo del ducto el gasto será de:

$$Q = \frac{29600 - 4770(x)}{60} = 396 \text{ pies/minuto}$$

El dato de 4770(x) pies³/hora se calculó dividiendo el volumen total por hora, entre el número de ductos secundarios, ya que cada ducto secundario deberá entregar esa cantidad de aire.

Como se considerará la caída de presión constante, para el valor de .36" de agua/100 pies, se requerirá un ducto de 6 x 8" cuyo equivalente circular será de 7.5".

Siguiendo el mismo sistema de cálculo encontramos que para el tramo siguiente (tercero), se necesitará un ducto de 6 x 7 pulgadas, cuyo equivalente circular es de 7.1".

Para el cuarto tramo el ducto será de 6 x 5.5" y el equivalente: 6.3".

Para el quinto tramo será de 6 x 4.5 y el equivalente: 5.4".

Por último, para el tramo número seis, y para los ductos secundarios, - el ducto deberá medir: 6 x 3 cuyo equivalente es de 4.2".

Cálculo de la potencia de los ventiladores, y de las pérdidas de presión.

La sección A consta de:

6 m. de tubería con diámetro equivalente de 7.8" + 1 codo

5 m. de tubería con diámetro equivalente de 7.5"

5 m. de tubería con diámetro equivalente de 7.1"

5 m. de tubería con diámetro equivalente de 6.3"

5 m. de tubería con diámetro equivalente de 5.4"

5 m. de tubería con diámetro equivalente de 4.2" + 9 codos

43 m. de tubería con diámetro equivalente de 4.2", para los ductos secundarios.

La longitud equivalente total será de: 364.6 pies = 111 m.

Como tenemos una caída de presión igual en todos los ductos, la pérdida total será:

$$\text{Dif. de presión} = \frac{\text{Long. equiv.} \times \text{caída de presión}}$$

$$\text{Dif. de presión} = 1.316 \text{ pulgadas de agua}$$

Estas pérdidas son debidas solamente a la fricción y se les denomina — pérdidas estáticas.

La diferencia de presión debida a la velocidad (pérdida dinámica), se — calculará por medio de la fórmula siguiente:

$$\text{Dif. de presión}_v = \left(\frac{v}{4005}\right)^2$$

$$\text{Dif. de presión}_v = .122 \text{ pulgadas de agua.}$$

La diferencia de presión total será:

$$\text{Dif. p total} = \text{Dif. presión estática} + D p_v$$

$$\text{Dif. de presión total} = 1.438" \text{ de agua.}$$

Según Jennings y Lewis en su libro Refrigeration and Air Conditioning, — ya mencionado anteriormente la presión estática conveniente varía de 1 a — 1.6" de agua, como en nuestro caso fué de 1.316" de agua, aumentaremos — esas pérdidas para que la presión total resulte de 1.6" en lugar de 1.438" la razón serán las mamparas del calentador, las rejillas que actúan como — filtros de aire, el calentador mismo, etc.

Por esa razón:

$$\text{Dif. de presión total} = 1.6" \text{ de agua}$$

Cálculo de la potencia del ventilador.—

Los H.P. necesarios para transportar el aire serán:

$$\text{H.P.}_a = \frac{\text{Dif. de Presión total} \times \text{gasto}}{6350}$$

el gasto es de 477 pies³/min

$$\text{Por tanto H.P.}_a = .121$$

La eficiencia de estos ventiladores es de 40 a 50%

Por tanto H.P. necesarios realmente = .3025

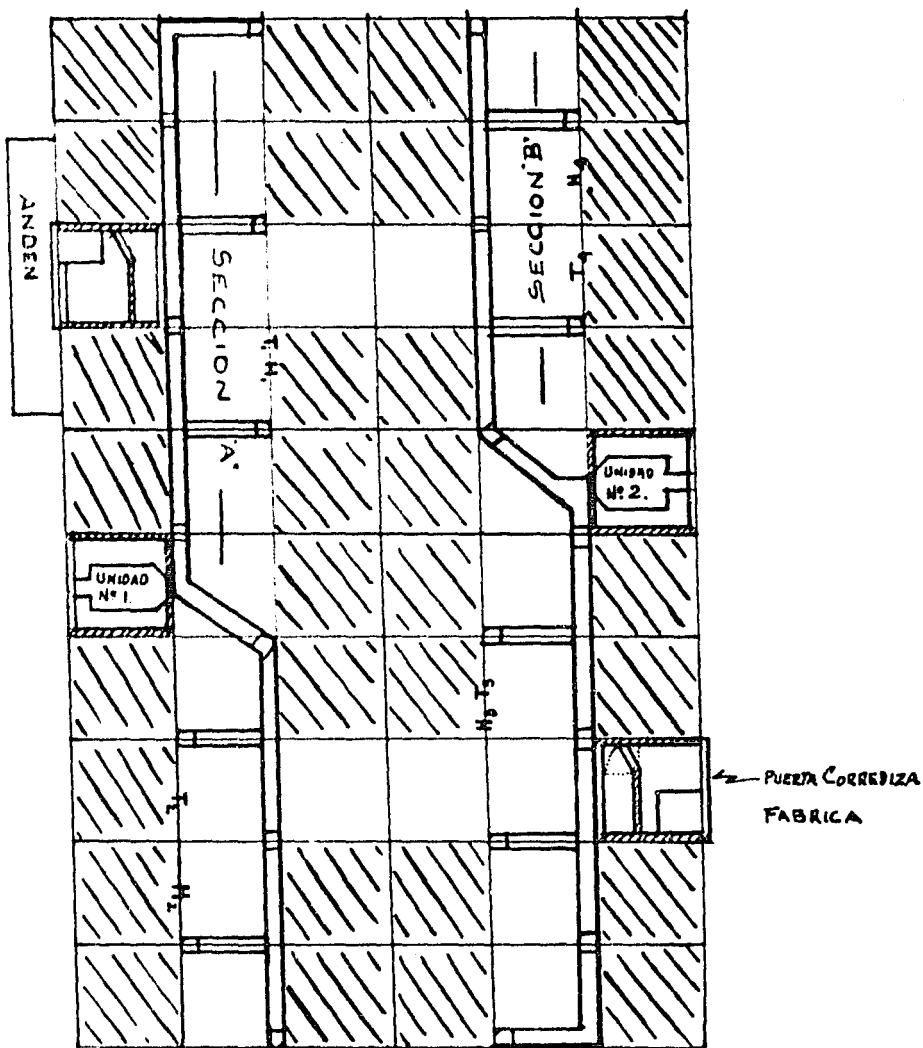
Como no es factible conseguir motores de esa potencia, se usarán motores de .5 H.P., con ésto, tendremos un margen de seguridad con el cual podemos prevenir pérdidas por fugas, sobrecalentamientos, etc., que disminuirían la eficiencia del sistema.

Debido a que las secciones B son de características parecidas a las secciones A, aunque seguramente con menor requerimiento de potencia en sus ventiladores, no se calcularán ni las pérdidas de presión, ni la potencia del motor que accionará el ventilador, porque se instalarán motores similares a los usados para los ventiladores de las secciones A, o sean de 5 H.-P.

Como conclusión, podemos decir que se utilizarán 4 ventiladores iguales, los cuales tendrán motores de .5 H.P. con capacidad suficiente para alimentar 28,600 pies cúbicos por hora.

La lámina que se utilizará para la construcción de los ductos para la distribución del aire se escogió según la tabla insertada en el libro: Air Conditioning and Refrigeration, de Jennings and Lewis, pag. 419, y resultó ser la más adecuada para todos los ductos la siguiente: lámina de aluminio calibre 16 B & S. La unión entre láminas escogida por ser la más indicada, es la "Standing Seam Ribeteada"; y la forma de colocar o fijar el ducto en el techo o paredes es por medio de abrazaderas de solera de fierro de una pulgada y media, colocadas a 2 pies de distancia de cada unión."

"-Todos los datos acerca de los ductos y sistemas empleados para fijarlos y unirlos entre sí fueron tomados de tablas insertadas en el libro mencionado en el párrafo anterior.



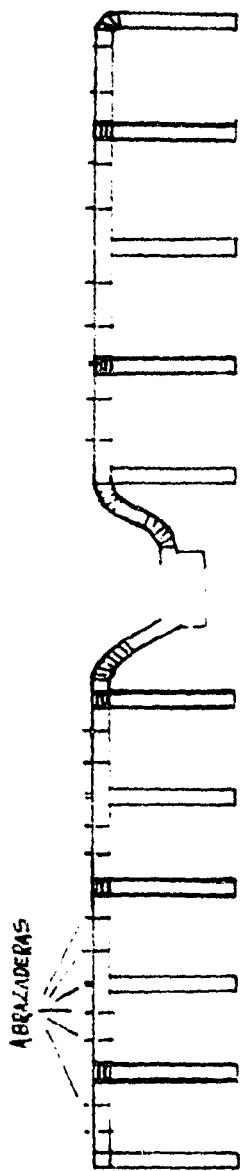
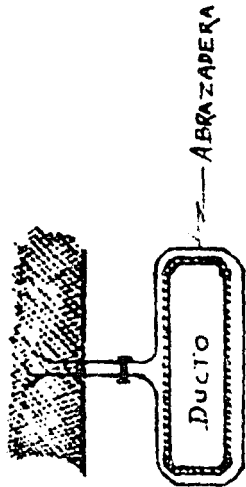
T = TERMOSTATO } COLOCADOS A 140 METROS DE ALTURA
 H = HUMIDISTATO }

 PARED

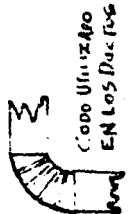
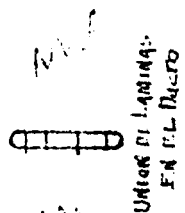
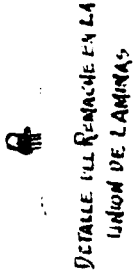
LOS DUCTOS NO ESTAN A ESCALA

FIGURA N° 6.

FIGURA N° 7



SECCION B



SECCION A

IV

CONTROL AUTOMATICO PROPUESTO.

TIPO DE CONTROL PARA EL SISTEMA.

Con el objeto de evitar hasta donde sea posible la intervención de operarios que accionen el sistema de humidificación y calentamiento en una forma continua y directa, se ha pensado que el uso de alguno de los tipos de control automático existentes, puede ser considerado como una mejora para el sistema.

Sin embargo tenemos que considerar que los controles automáticos son bastante costosos y que para nuestro caso particular no es necesario un control demasiado preciso, por lo que el tipo de control que se usará deberá reunir dos condiciones fundamentales: a) precisión adecuada y b) costo-bajo.

Atendiendo a estas dos condiciones, se ha diseñado un sistema de control automático, que pensamos será suficientemente adecuado para accionar el sistema de acondicionamiento calculado. (Diagrama # 8).

El control sugerido pertenece a la clasificación de los sistemas de control llamados de "Dos posiciones" (On-Off), y consta esencialmente de elementos primarios o sensibles (termostatos y humidistatos), sistema de transmisión de las señales (cables eléctricos), y elementos finales o actuadores, que obedecen a la señal enviada a través de los cables eléctricos por el elemento primario (los elementos finales que serán usados en el sistema son: una válvula solenoide para controlar la entrada de vapor al serpentín y sistemas de arranque y desconexión de motores para los ventiladores y la bomba centrífuga).

Una de las ventajas mayores que reúne el sistema escogido es la rapidez de transmisión de la señal, por usarse un tipo de control eléctrico, que indudablemente es más rápido que el tipo neumático y mucho más económico.

Las conexiones de todo el sistema de control se pueden localizar en el-

diagrama # 8, así como los aparatos utilizados en el sistema.

Breve descripción del funcionamiento del sistema propuesto.

a) Características de los elementos primarios.-Termostátos.-Se usarán cuatro termostátos para toda la bodega, lo que quiere decir que se usarán 2 - para cada serpentín y juego de ventiladores y bomba. El elemento sensible de cada termostáto sera un bimetal, que consiste en dos pequeñas láminas - de metal soldadas o unidas entre sí de alguna otra forma; cada una de esas láminas es de un metal diferente, ya que es necesario que tengan diferentes coeficientes de expansión térmica. Cuando este elemento (el bimetal) - es calentado, se arquea en dirección al metal que tiene menor coeficiente de expansión de los que componen el bimetal. El cambio de longitud de cada lámina de las que componen el elemento, es siempre proporcional a la temperatura y a la longitud original de la lámina, aunque ésta última relación varíe para diferentes metales. Por lo tanto el movimiento correspondiente de el lado libre del elemento es proporcional a la longitud, así mismo un cambio mínimo en longitud es requerido para hacer que el bimetal se arquee con un pequeño cambio de temperatura y consecuentemente se logre un - contacto o desconexión que serán los responsables del control.

El porcentaje de error al registrar el valor de 2 a 4% en la gran mayoría de los termostátos. El tiempo necesario en estos aparatos para responder a un cambio en forma completa es de 100 a 140 segundos (nos referimos a un cambio de temperatura).

Los termostátos serán los responsables de cortar o abrir el circuito -- que accionará la válvula solenoide, y también actuarán sobre los motores - de ventiladores y bomba conjuntamente con los humidistátos. (ver diagrama - # 8).

el margen de registro que se necesitará es desde 0 grados centígrados, - hasta 50 grados centígrados; por tanto nuestra variable temperatura sien-

pre estará localizada en el valor medio de la capacidad de registro del — termostato.

HUMIDISTATOS.

El humidistato es un elemento primario de control ampliamente utilizado en las instalaciones de acondicionamiento de aire.

Existen humidistatos de diferentes características, de acuerdo con la naturaleza del elemento sensible, parte esencial del aparato (por ejemplo cabellos, madera, sales minerales, sistemas electrónicos, sistemas eléctricos en los que la resistencia varía de acuerdo con la humedad, etc.)

Para nuestro caso particular, se aconseja un humidistato cuyo elemento sensible esté formado por cabellos, elemento bastante sensible para confiar en la eficiencia del sistema propuesto; además, el precio de estos elementos es económico, y hace que el tipo de control a utilizar sea de muy bajo precio.

Usaremos cuatro humidistatos en toda la bodega, o sean dos de ellos por serpentín y juego de bomba y ventiladores. El elemento sensible es el cabello humano arreglado en forma de pequeños racimos con el mismo número de cabellos y de la misma longitud; la razón por la cual se acomoda en racimos es la de dar mayor resistencia al elemento, ya que un solo cabello sería muy poco resistente pudiéndose romper muy fácilmente. El cabello humano tiene la propiedad de cambiar su longitud cuando su humedad cambia; cuando la humedad del ambiente aumenta, los cabellos absorben humedad y aumentan su longitud, de igual modo, cuando la humedad del ambiente disminuye, los cabellos ceden humedad al aire y al perder humedad, su longitud es menor.

Los cabellos deben estar separados, (no lo bastante para que pierdan resistencia), con objeto de que la circulación del aire ambiental pueda ser libre. La tensión a la que deben ser sujetados los cabellos debe ser igual

para todos ellos, así como para todos los pequeños racimos que compongan - el elemento sensible del humidistato.

El margen de medición recomendado para estos aparatos es: desde 15% de humedad relativa, hasta 90% y con respecto a la temperatura, los límites - son de 0 hasta 160 grados Fahrenheit.

La precisión del instrumento depende principalmente de la capacidad de la persona que lo ajusta, ya que su calibración debe ser checada cuando me nos cuatro veces al año; por tanto si se ajusta correctamente y si se lleva un control en forma regular, la precisión del humidistato puede ser adecuada para un sistema de control automático. En caso de que el elemento - sea sometido a condiciones de temperatura y humedades mayores de las indicadas como límites, será necesario chechar con más frecuencia el elemento-sensible del humidistato y en muchas ocasiones reponerlo por otro elemento nuevo.

Los humidistatos serán los responsables de accionar los arrancadores de los motores de los ventiladores y de la bomba centrífuga del sistema, en - conjunción de los termostatos.

Aprovechando la sensibilidad del cabello a los de humedad, se ha ideado un método para accionar, automáticamente y por medio de un humidistato, un elemento final (p. ej. válvulas solenoide, arrancador magnético, etc.); al controlar automáticamente el sistema de acondicionamiento de aire, se podrán evitar variaciones considerables en el valor de la humedad relativa.

Funcionamiento del humidistato de cabellos.-Llamaremos "A" a la terminal fija en el humidistato (ver diagrama), y "B" a la terminal movible, - que podrá cambiarse de posición mediante el tornillo de ajuste "C".

Según sea el valor de la humedad relativa deseada, se ajustará la distancia existente entre dos platinos o terminales por medio del tornillo - "C", que hará cambiar de posición a la terminal "B", de tal manera que, -

cuando el valor de la variable por controlar sea requerido, los cabellos aumentarán su longitud y el circuito se desconectará debido a que se separarán las terminales por el cambio de longitud del elemento sensible.

Desconectado el circuito, la señal eléctrica no llegará al elemento final y el sistema dejará de funcionar automáticamente.

Al disminuir la humedad relativa, los cabellos disminuirán su longitud, y la terminal "B" se conectará con la terminal "A", estableciendo el circuito y enviando la señal eléctrica al elemento final. Así se acciona automáticamente el sistema.

Como podrá observarse, este tipo de humidistato es indicado para un sistema de control de los llamados "Dos posiciones" (on-off).

Funcionamiento del sistema de control.—Como ya se explicó al hablar de las características de los elementos sensibles, éstos son los que serán — los encargados de enviar la señal a los elementos finales al cerrar el circuito eléctrico, finalizando el envío de la señal cuando el circuito se — abra.

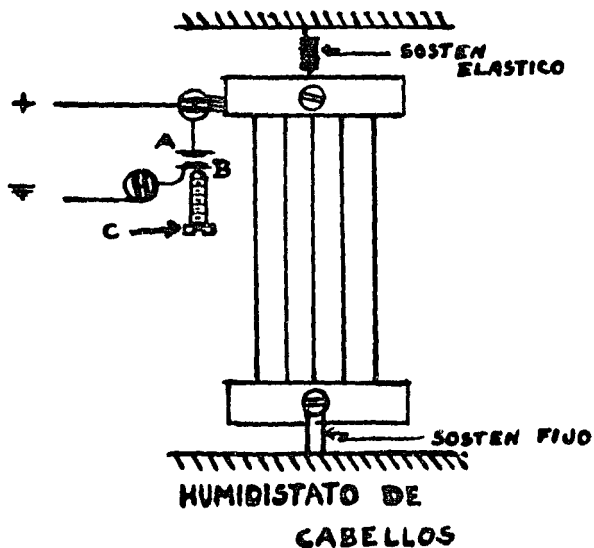
El termostato cerrará el circuito cuando la temperatura de la bodega — sea menor a 22 grados centígrados, mandando la señal al arrancador magnético de los motores de los ventiladores y a su vez a los relevadores magnéticos de la válvula solenoide y del motor de la bomba. Cuando la temperatura alcance los 22 grados el bimetálico se arqueará abriendo los contactos del — elemento primario, que a su vez, al abrirse el circuito del sistema no dejará pasar ninguna señal eléctrica a los elementos finales, y éstos no — aportarán ninguna energía al sistema de acondicionamiento del aire.

El humidistato cerrará el circuito cuando la humedad relativa de la bodoga sea menor a 55% mandando la señal al arrancador magnético de los motores de los ventiladores y al relevador magnético del motor de la bomba centrífuga. Cuando la humedad relativa alcance el valor de 55% se abrirá el —

circuito eléctrico y no llegará ninguna señal a los elementos finales, finalizando el abastecimiento de energía al sistema.

Cuando ambos elementos primarios registren valores inferiores a los fijados, tanto de temperatura como de humedad relativa, por estar conectados al mismo sistema, enviarán una señal simultánea a los elementos finales, finalizando ésta cuando los valores de las dos variables alcancen los puntos prefijados.

La válvula solenoide mencionada en uno de los párrafos anteriores nos servirá para cortar el suministro de vapor al serpentín de calentamiento del aire cuando así sea requerido; como ya se dijo estará conectada a un relevador magnético, y éste a su vez al termostato.



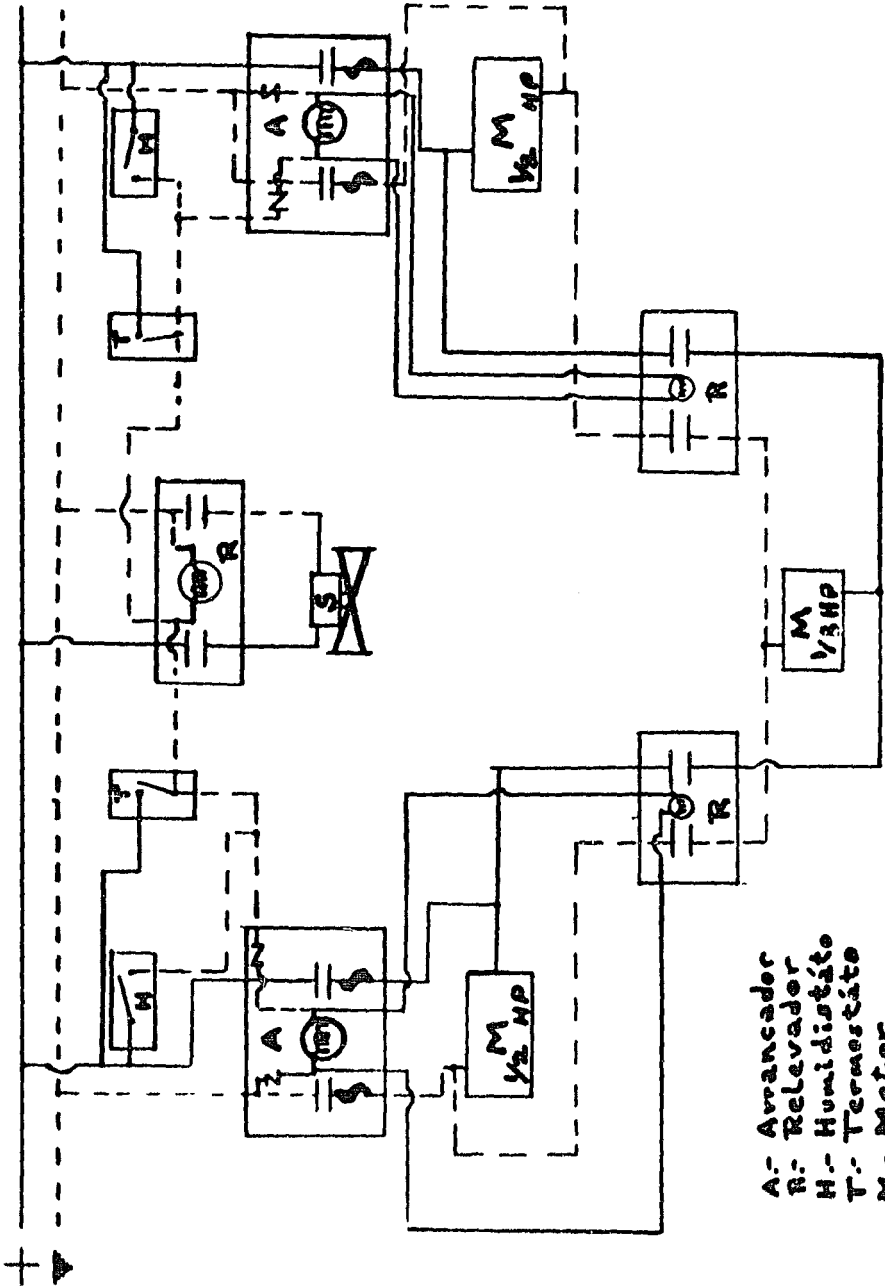


Fig 8

- A- Avançador
- R- Relevador
- H- Humidistato
- T- Termestato
- M- Motor
- S- Solenoide

V

COSTOS Y CONCLUSIONES.

COSTO DE CALIBRADORES DE CALOR.

Las dimensiones de las láminas que serán utilizadas como aletas en el calentador son las siguientes

altura:	24"
largo:	11.25"
grueso:	0.012"

El volumen por lámina es: 3.24 pulgadas cúbicas.

El volumen de las 24 láminas: 77.76 pulgadas cúbicas = .045 pies³

El peso específico del material es: 547.3 lb/pie³

El peso total de las láminas es: 24.5 lb = 11.1 kg

Como el precio por kg. es de 30 pesos el costo de las láminas será de: 334.00 pesos.

El metro de tubería de cobre para el cambiador de calor vale 18 pesos/m Se requieren: 5 bancos x 10 tubos/banco x 2 pies/tubo = 100 pies = 30.5 m.

Consideraremos 35 metros en vez de 30.5, tomando en cuenta que se usarán algunos metros más de tubería para conectar el serpentín con la línea principal de vapor.

El precio de la tubería será de 630 pesos.

Además de la tubería y de las aletas se necesitarán 50 codos de 90°, cuyo costo unitario es de 10 pesos; y el costo total será de 500 pesos.

El costo de la trampa de vapor que se colocará antes del serpentín para evitar que entre condensado al cambiador es de 260 pesos.

Y el costo del material para un serpentín es de: 1724 pesos/serpentín.

El costo de montaje e instalación, debido a que en todas las industrias de fabricación de cigarrillos se cuenta con un taller mecánico de primera, el cual tiene su asociación de soldadura, tubería etc., y que los mecánicos y operarios son personas asalariadas, lo estimaremos en 2000 pesos.

Costo total por serpentín: 3725.00 pesos.

Costo de los dos serpentines: 7450.00 pesos.

El costo de los gabinetes, prensa de humidificación, tuberías, etc., -

se estima en 4000 pesos. El costo de instalación, etc. se calcula en 2500-
pesos.

Por lo tanto el costo total será de: 6500 pesos

El costo de las bombas con sus respectivos motores se calcula en 1500 -
pesos ya instalados.

El costo de los 4 ventiladores con sus motores ya instalados se estima-
en 4000 pesos.

Costo de bombas y ventiladoras: 5500 pesos.

El costo de los ductos de aluminio se calculará a continuación:

La superficie de lámina 16 B&S que se utilizará en las secciones A se -
duplicará, ya que consideraremos iguales las secciones B para esta estima-
ción de costo.

Superficie necesaria sección A

Primer tramo: Perimetro x longitud:	$28.4/12 \times 19.7 \text{ pies} = 46.5 \text{ pies}^2$
Segundo tramo:	$28/12 \times 16.4 \text{ pies} = 38.4 \text{ pies}^2$
Tercer tramo:	$26/12 \times 16.4 \text{ pies} = 35.5 \text{ pies}^2$
Cuarto tramo:	$23/12 \times 16.4 \text{ pies} = 31.4 \text{ Pies}^2$
Quinto tramo:	$21/12 \times 16.4 \text{ pies} = 28.7 \text{ pies}^2$
Sexto tramo y ductos secundarios..:	$18/12 \times 158 \text{ pies} = 236 \text{ pies}^2$
Codos.....	$18/12 \times 10 \text{ codos} \times 5 \text{ pies} = 45 \text{ pies}^2$

Total : 461.5 pies^2

Y para todo el sistema: $461.5 \times 4 = \underline{1846 \text{ pies}^2}$ de lamina

El volumen total necesario es de: $1846 \times .0508/12 = 7.825 \text{ pi-}$
 es^2

El peso enpecifico es de 165 lb/pie^3

Por tanto el peso de lámina necesario es de: $7.825 \times 165 = 1295 \text{ lb}$ y el
costo del material será: $1295/2.2 \times 25 \text{ pesos}$.

Costo = 14,720 pesos.

El costo de instalación, abrazaderas, remaches, etc., se estima en 6000 pesos.

Por tanto el costo total será: 20,720 pesos

El costo del control automático se estimará a continuación:

4 termostátos.....	: 1500 pesos
4 humidistátos.....	: 1500 pesos
2 válvulas solenoide.....	: 950 pesos
4 arrancadores magnéticos con — protección de elementos térmi- cos, 2 polos, para .5 H.P.,....	: 2160 pesos
6 relevadores magnéticos para .5 H.P., de 2 polos.....	: 1280 pesos
Cable y tubería conduit para — conexiones, etc.,.....	: 1800 pesos

Total.....: 9190 pesos

El costo total del sistema se estima en: 49360 pesos.

O sean:

Costo: 50000 pesos

Si aumentamos el costo en un 10% para prevenir cualquier imprevisto y - para tener un pequeño margen de seguridad, el costo del sistema se elevará a:

Costo estimado final: 55000 pesos

AMORTIZACION DE LA INVERSION EN EL EQUI .

En una bodega de estas características se pueden almacenar aproximada- mente de 860000 kg. a 900000kg. Si consideramos que un 5% del tabaco alma- cenado se desperdicia sin el uso del aire acondicionado, nos encontramos - que se pierden aproximadamente 45000 kg solamente por concepto de desperdi- cios.

Si con el uso de aire acondicionado podemos ahorrar 10000 kg. de esos - 45000 kg. que se desperdician, y considerando que el tabaco vale como pre-

medio 5 pesos el kg., podremos decir que el ahorro será de aproximadamente 50000 pesos.

Si tomamos en cuenta que se procesan aproximadamente 25 toneladas semanales de este tabaco, llegaremos a la conclusión que en un año sería suficiente para contrarrestar el gasto inicial ocasionado por el equipo.

Por otra parte, si se considera que el tabaco que no se desperdicia, aumentará en calidad, o por lo menos la conservará, por las razones expues—tas en el primer capítulo, se puede decir que en un año el costo del equi—po, así como los gastos de mantenimiento que puedan ocasionarse estarán —mía que compensados.

CONCLUSIONES.

1.-Tabaco Rubio.—El tabaco rubio es mas sensible a cambios de temperatu—ra y humedad relativa que el tabaco negro, y es muy aconsejable utilizar —un sistema de calefacción y humidificación en la bodega donde se almacenó.

2.—Para almacenar Tabaco obscuro no es necesario equipar la bodega con—algún sistema de acondicionamiento de aire, debido a que este tipo de taba—co es muy resistente a cambios tanto de humedad relativa como de temperatu—ra.

3.—Se puede asegurar que la calidad de tabaco almacenado en una bodega—con los sistemas mencionados, es muy superior a aquella que posee el taba—co que está almacenado en una bodega sujeta a cambios climatológicos muy —drásticos.

4.—La humedad relativa es directamente proporcional a la humedad del ta—baco. La temperatura ambiental es inversamente proporcional a la humedad —del tabaco.

5.—La calidad original del tabaco es un factor que influye en la resis—tencia que tendrá posteriormente a cambios climatológicos. Ejemplo: si con—sideramos un tabaco de primera calidad y un tabaco de segunda calidad, an—

bos con el mismo contenido de humedad, y almacenados bajo condiciones de - humedad relativa idénticas y si estas condiciones las cambiamos rápidamente, podremos observar que el tabaco de primera calidad cambiará su humedad en menor proporción que aquel que posee una calidad inferior.

6.-Los climas fríos o secos son causa de que el tabaco sufra daños que posteriormente redundarían en porcentajes elevados de desperdicio.

7.-No es necesario equipar los almacenes de tabaco con sistemas de enfriamiento o de humidificación en la ciudad de México, debido a:

- a) Que los cambios sufridos por el tabaco almacenado en bodegas sin estos sistemas, se consideran despreciables.
- b) El costo del equipo es muy elevado.
- c) Los periodos de tiempo en los cuales la temperatura y humedad relativa son mas altos que los aconsejables, son muy pequeños y muy aislados.

8.-Después de terminar el análisis estadístico se puede concluir que - las condiciones mas favorables para almacenar un tabaco rubio son:

Temperatura 22 grados C.

Humedad relativa 55 $\frac{1}{2}$

9.-Se aconseja utilizar un sistema sencillo para controlar el sistema - de calefacción-humidificación de las bodegas de tabaco rubio.

10.-El costo del sistema de humidificación-calefacción propuesto, cuyo - valor se ha estimado es de \$ 55,000.00 (precios de Noviembre de 1963) se - considera que es similar al precio del tabaco que se podrá ahorrar en un - año con el uso de este sistema en las bodegas.

VI

A P E N D I C E .

En los siguientes cuadros se encuentran los resultados experimentales - obtenidos para los cinco diferentes tipos de tabaco, y con los cuales se - construyeron las igualdades que correlacionan las tres variables menciona- das en el segundo capítulo.

Las letras que encabezarán cada columna, significan lo siguientes:

Y = humedad de equilibrio para las condiciones x_1 y x_2 , dada en base se ca.

x_1 .--Humedad relativa.

x_2 .--temperatura.

Los valores que se encuentran al final de los cuadros corresponden a los valores medios encontrados para cada tipo de tabaco, siendo las letras uti lizadas para denominar esas variables, las mismas que se utilizaron en di- chos cuadros.

TABACO TEPIC.

Muestra Núm.	Y	x_1	x_2	Muestra Núm.	Y	x_1	x_2
1	13.00	56	29	18	15.90	72	22
2	14.58	66	29	19	16.25	75	20
3	14.58	66	21	20	12.10	50	26
4	13.48	56	21	21	12.35	52	25
5	14.00	61	25	22	12.50	55	25
6	14.75	65	20	23	15.00	66	20
7	15.45	70	22	24	14.40	65	25
8	12.70	52	24	25	13.50	56	20
9	14.25	60	22				
10	15.30	68	20				
11	14.47	62	22		$\bar{Y} = 14.1404$		
12	14.20	62	25		$x_1 = 61.36$		
13	13.25	55	21		$x_2 = 22.68$		
14	13.83	58	23				
15	14.39	60	20				
16	13.15	54	20				
17	15.95	70	20				

TABACO VIRGINIA.

Muestra Núm.	Y	x_1	x_2
1	13.20	56	29
2	14.00	66	29
3	14.70	66	21
4	13.80	56	21
5	13.40	61	25
6	14.66	65	20
7	14.85	70	22
8	12.95	52	24
9	14.26	60	22
10	15.25	68	20
11	14.30	62	22
12	13.50	62	25
13	13.70	55	21
14	13.90	58	23
15	14.33	60	20
16	13.65	54	20
17	15.96	72	20
18	15.86	72	22
19	16.20	75	20
20	12.85	50	20
21	13.00	52	25
22	13.25	55	25
23	15.00	66	20
24	14.10	65	25
25	13.95	56	20

$$\bar{Y} = 14.1872$$

$$x_1 = 61.36\%$$

$$x_2 = 22.68^\circ\text{C}$$

TABACO BURLEY.

Muestra Núm.	Y	x_1	x_2
1	13.00	5.6	29
2	13.80	6.6	29
3	14.60	6.6	21
4	13.60	5.6	21
5	13.35	6.1	25
6	14.55	6.5	20
7	14.90	7.0	22
8	12.75	5.2	24
9	14.10	6.0	22
10	15.20	6.8	20
11	14.20	6.2	22
12	13.33	6.2	25
13	13.55	5.5	21
14	13.75	5.8	23
15	14.15	6.0	20
16	13.40	5.4	20
17	15.66	7.2	20
18	15.33	7.2	22
19	16.15	7.5	20
20	12.66	5.0	26
21	12.80	5.2	25
22	13.25	5.5	25
23	14.80	6.6	20
24	13.90	6.5	25
25	13.70	5.6	20

$$\bar{Y} = 14.0192$$

$$x_1 = 61.36\%$$

$$x_2 = 22.68^\circ\text{C}$$

TABACO HUASTECO.

Muestra Núm.	Y	x_1	x_2
1	12.40	56	29
2	13.35	66	29
3	14.50	66	21
4	13.15	56	21
5	12.75	61	25
6	14.30	65	20
7	14.90	70	22
8	12.25	52	24
9	13.70	60	22
10	15.00	68	20
11	13.90	62	22
12	12.80	62	25
13	12.95	55	21
14	13.00	58	23
15	14.05	60	20
16	12.70	54	20
17	15.40	72	20
18	15.25	72	22
19	15.60	75	20
20	12.10	50	26
21	12.17	52	25
22	12.50	55	25
23	14.75	66	20
24	13.50	65	25
25	13.20	56	20

$$\bar{Y} = 13.6068$$

$$x_1 = 61.36\%$$

$$x_2 = 22.60^\circ\text{C}$$

TABACO VALLE.

Muestra Núm.	Y	x_1	x_2
1	12.6	56	29
2	13.5	66	29
3	14.30	66	21
4	13.35	56	21
5	13.00	61	25
6	14.20	65	20
7	14.65	70	22
8	12.40	52	24
9	13.70	60	22
10	14.70	68	20
11	13.75	62	22
12	13.05	62	25
13	13.15	55	21
14	13.25	58	23
15	13.80	60	20
16	12.95	54	20
17	15.00	72	20
18	14.80	72	22
19	15.30	75	20
20	12.20	50	25
21	12.25	52	25
22	12.75	55	25
23	14.50	66	20
24	13.60	65	25
25	13.45	56	20

$$\bar{Y} = 13.608$$

$$x_1 = 61.36\%$$

$$x_2 = 22.60^\circ\text{C}$$

VII

BIBLIOGRAFIA

- 1.- Air Conditioning and Refrigeration. Jennings & Lewis. Cuarta Edición. International Textbook Company, 1958.
- 2.- Applied Statistics for Engineers. Volk. Primera Edición. Mc Graw-Hill Book Co., 1958.
- 3.- Apuntes tomados durante el Curso de Máquinas Térmicas. Ing. Alejandro Purón, 1962.
- 4.- Apuntes tomados durante el Curso de Instrumentación. Ing. Francisco - Farré, 1962.
- 5.- Apuntes tomados durante los cursos Primero y Segundo de Ingeniería - Química. Ings. Salvador Pérez Duarte y Marcelo de la Cueva. 1960/1961.
- 6.- Automatic Control of Heating and Air Conditioning. Haines. Segunda - Edición. John Wiley & Sons Inc., 1961.
- 7.- Automatic Process Control. Eckman, Primera Edición. John Wiley & Sons Inc., 1958.
- 8.- Calefacción, Ventilación y Acondicionamiento. C. Bumor y G. Strohmen-ger, Segunda Edición. Editorial Científico-Médica, Barcelona, 1961.
- 9.- Chemical Engineering Cost Estimation. Aries & Newton, Primera Edición Mc Graw-Hill Book Co., 1955
- 10.- Chemical Engineering Fundamentals. Kirkbride, Primera Edición. Mc — Graw-Hill Book Co., 1947.
- 11.- Chemical Engineer's Handbook. John H. Perry, Editor in Chief. Tercera Edición. Mc Graw-Hill Book Co., 1950.
- 12.- Chemical Engineering, Junio 8 de 1964. Condensing from Vapor-Gas Mix-tures. Ferdinand Votta Jr, University of Rhode Island.
- 13.- Chemical Reactions during Curing and Fermentation, U.S. Department of Agriculture, New Haven Conn., U.S.A.
- 14.- Comunicaciones Personales. Sr. Otilio Meneses M.

- 15.- Elements of Thermodynamics & Heat Transfer. Obert & Young, Segunda Edición. Mc Graw-Hill Book Co., 1962.
- 16.- Engineering Statistics. Bowker & Lieberman, Primera Edición, Cuarta Impresión. Prentice Hall Inc., 1961.
- 17.- Fluid Dynamics and Heat Transfer. Knudsen & Katz, Primera Edición. Mc Graw-Hill Book Co., 1958.
- 18.- Heating and Air Conditioning. Allen, Walker and James, Sexta Edición - Mc Graw-Hill Book Co., 1946.
- 19.- Heat and Thermodynamics. Zemansky, Cuarta Edición. Mc Graw-Hill Book Co., 1958.
- 20.- Heating Design and Practice. Emerick, Primera Edición. Mc Graw-Hill Co. 1951.
- 21.- Heat Transmission. Mc Adams, Tercera Edición. Mc Graw-Hill Book Co., - 1954.
- 22.- Introduction to Chemical Engineering. Badger & Banchero, Primera Edición. Mc Graw-Hill Book Co., 1955.
- 23.- Introduction to Heat Transfer. Brown & Marco, Tercera Edición. Mc Graw-Hill Book Co., 1958.
- 24.- Marks' Mechanical Engineers' Handbook. Baumeister, Editor, Sexta Edición. Mc Graw-Hill Book Co., 1958.
- 25.- Manual for Process Engineering Calculations. Clarke & Davidson, Segunda Edición. Mc Graw-Hill Book Co., 1962.
- 26.- New Developments in Tobacco. J.J. Berliner & Staff, Reports # 1816, - New York.
- 27.- Plant Design and Economics for Chemical Engineers. Peters, Primera Edición. Mc Graw-Hill Book Co., 1958.
- 28.- Principles of Chemical Engineering. Walker, Lewis, Mc Adams & Gilliland, Tercera Edición. Mc Graw-Hill Book Co., 1937.

- 29.- Process Control. Harriot, Primera edición. Mc Graw-Hill Book Co., —
1964.
- 30.-Process Instruments and Controls Handbook. Considine, Editor, Pri —
mera Edición. Mc Graw-Hill Book Co., 1957
- 31.- Process Heat Transfer. Kern, Primera Edición, Mc Graw-Hill Book Co.,
1950.
- 32.- Pumps. Kristal & Annet, Segunda Edición, Mc Graw-Hill Book Co., 1953
- 33.- Refrigeration and Air Conditioning. Stoecker, Primera Edición, Mc —
Graw-Hill Book Co., 1958
- 34.- Standard Handbook for Electrical Engineers. Knowlton, Editor in Chi-
ef, Novena Edición, Mc Graw-Hill Book Co., 1957.
- 35.- Statistical Analysis in Chemistry and the Chemical Industry. Bennet-
and Franklin, Primera Edición, John Wiley & Sons Inc., 1954.
- 36.- Statistical Methods in Research and Production. Davies, Tercera Edi-
ción, Oliver & Boyd for Imperial Chemical Industries., 1958.
- 37.- Thermodynamic Properties of Steam. Keenan & Keyes, Primera Edición -
impresión # 33, John Wiley & Sons Inc. 1961.
- 38.- Tobacco Conditioning. J.J. Berliner & Staff, Reports # 3273. New —
York.
- 39.- Tobacco Leaf. J.J. Berliner & Staff, Reports # A 2504, New York.
- 40.- Unit Operations of Chemical Engineering. Mc Cabe & Smith, Primers —
Edición, Mc Graw-Hill Book Co., 1956.