

*Universidad Iberoamericana*

INCORPORADA A LA U.N.A.M.

ESCUELA DE CIENCIAS QUIMICAS

**SECADO INSTANTANEO DE UNA FRACCION  
RICA EN PARENQUIMA DE BAGAZO DE  
CAÑA DE AZUCAR**

**TESIS PARA OPTAR POR EL TITULO DE  
INGENIERO QUIMICO**

**ENRIQUE GARCIA CORONA**

1964



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.

**UNIVERSIDAD IBEROAMERICANA**

**Incorporada a la U. N. A. M.**

**ESCUELA DE QUIMICA**

**SECADO INSTANTANEO DE UNA FRACCION  
RICA EN PARENQUIMA DE BAGAZO DE CAÑA  
DE AZUCAR**

**TESIS**

**que para obtener el título de**

**INGENIERO QUIMICO**

**presenta**

**ENRIQUE GARCIA CORONA**

**México, D. F.**

**1964**

**Deseo expresar mi reconocimiento a la Dirección Técnica y supervisores del Instituto Mexicano de Investigaciones Tecnológicas, A.C., a la Sección de Ingeniería de Procesos del mismo, y particularmente al Ing. Pedro Reyes, por la asistencia y facilidades que me fueron brindadas para la realización de esta tesis**

**A mis padres y hermanos**

**A mis maestros y compañeros**

**A la Srta. Rosa M. Carrera**

## C O N T E N I D O

### INTRODUCCION

- I. ANTECEDENTES SOBRE EL SECADO Y LOS HORNOS DE BAGAZO DE CAÑA DE AZUCAR.
- II. TRABAJO EXPERIMENTAL EN UN SECADOR INSTANTANEO PILOTO
- III. DISEÑO DE UN SECADOR INSTANTANEO CON UNA CAPACIDAD DE 6.5 TONELADAS POR HORA, DE UNA FRACCION RICA EN PARENQUIMA DE BAGAZO DE CAÑA DE AZUCAR.
- IV. EVALUACION ECONOMICA. INVERSION TOTAL Y COSTO DEL SECADO
- V. CONCLUSIONES

### APENDICE

### BIBLIOGRAFIA

## INTRODUCCION

El Instituto Mexicano de Investigaciones Tecnológicas, A.C. ha venido realizando diversos estudios experimentales sobre el aprovechamiento del bagazo de caña de azúcar. Dentro de estos estudios se encuentra el uso que pueda tener la fracción del bagazo que generalmente no tiene aplicación como materia prima para la fabricación de pulpas celulósicas para papel. Esta fracción consiste principalmente parénquima y fibras muy cortas.

Entre los usos que puede tener la mencionada fracción, se pueden consignar los siguientes: (6, 12, 20, 24, 27, 29)

- a). - Combustible
- b). - Materia prima para la fabricación de laminados aislantes y decorativos para la construcción
- c). - Soporte de mieles incristalizables y otros nutrientes en la elaboración de forrajes
- d). - Literas para aves de corral
- e). - Materia prima en la obtención de algunos productos químicos, con particular referencia al furfural

Para algunos de estos usos es necesario secar previamente la aludida fracción del bagazo, ya que al

**salir de los molinos tiene una humedad de aproximadamente 50%, base húmeda.**

**El objetivo de este trabajo ha sido el estudio del secado de dicha fracción, y las especificaciones de diseño de un equipo con la capacidad suficiente para procesar una cantidad de 6,5 toneladas de bagazo húmedo por hora.**

I. ANTECEDENTES SOBRE EL  
SECADO Y LOS HORNOS DE  
BAGAZO DE CAÑA DE  
AZUCAR

## A.- Secado del bagazo

Los métodos industriales más antiguos que registra la literatura técnica sobre el secado del bagazo datan de 1845-1846, y se refieren principalmente a unas patentes de Merrick y Crosley (6) tendientes a mejorar la eficiencia de este desperdicio como combustible en los hornos de las calderas de los ingenios. En ellas se propone el uso de unas bandas metálicas sin fin, arregladas horizontalmente en una cámara de ladrillos refractarios en donde se mueven a una velocidad de 2 a 3 metros por minuto. Los gases de combustión que salen de las calderas se pasan a través de las bandas antes de ser enviados a la chimenea. El bagazo va pasando de la banda superior, a la inmediata inferior, y así hasta que llega a la última banda, de la cual cae a un transportador que lo lleva a las cámaras de combustión. El tiempo de secado varía de 15 a 20 minutos. Ambos diseños fueron usados en la isla de Mauritius para secar el bagazo del 50% al 35% de humedad (6).

En 1862 Gros-Desormeaux patentó una torre vertical a través de la cual cae el bagazo, mientras que los gases de secado pasan a contracorriente. En 1908 Kerr y Nadler le agregaron una serie de charolas inclinadas dentro de la torre (6).

Otro tipo de secador reportado en operación en Egipto el año de 1907, es el conocido como tipo Huillard que consiste en una cámara vertical de ladrillo a través de la cual el bagazo cae siguiendo un curso en espiral (6).

Con la aparición en años posteriores de mejores diseños de los hornos de combustión de bagazo se hizo posible utilizar con una elevada eficiencia este combustible a la humedad de salida de los molinos. Por lo anterior perdió importancia transitoriamente la aplicación de otros métodos de secado que pudieran utilizarse para suministrar bagazo seco a los hornos de las calderas.

La aplicación del bagazo de caña a otros usos, además de utilizarlo como combustible, condujo al desarrollo y adopción de otras técnicas de secado (6, 7, 12). A continuación se citan algunas de las más importantes:

a. - Para pequeñas cantidades de bagazo es aplicable en algunos casos el secado al sol; en este caso se requiere una superficie de aproximadamente 200 m<sup>2</sup>/ton-día y un alto porcentaje de mano de obra.

b. - Una técnica ampliamente conocida consiste en utilizar para el secado el calor desprendido durante la fermentación del azúcar residual del bagazo, mediante el embalado previo del material, el cual es suficiente para reducir el contenido de humedad desde el 50 al 25%. Sin embargo, el bagazo sufre determinadas modificaciones y mermas.

c. - En los últimos años el empleo de bagazo seco para diversos usos industriales condujo al diseño de seca

dores más eficientes, algunos de los cuales no hacen uso de los gases de combustión de la salida de las calderas. Los secadores modernos permiten ajustar adecuadamente las relaciones de tiempos de residencia a volumen de bagazo y de este último a la masa de gases calientes, con lo que se ha reducido a un mínimo el peligro de incendios. Los modelos más característicos registrados a la fecha son:

1. - Torres verticales con mamparas en las cuales el bagazo cae en forma de cascada. En algunos tipos se pasan gases de combustión en paralelo durante la primera parte del secador empleando aire caliente a contracorriente durante la última parte del secado (16), en tanto que en otros únicamente se emplean gases de combustión a contracorriente (9).

2. - Secadores de los tipos rotatorio e instantáneo, los cuales aún cuando no han sido desarrollados específicamente para bagazo, son adaptables para llevar a cabo la operación en este material. En lo que se refiere a secadores rotatorios, se registran como especialmente adaptables algunos modelos como los secadores directos Louisville, Modelo H, y los directos-indirectos de tipo Heil (27), estando el material sometido en el cilindro a flujo combinado de cascada y arrastre axial, en ambos tipos de equipo. En el modelo Rotolouvre los gases pasan a través de un lecho del material, que se mueve continuamente a lo largo del cilindro cuando éste está girando.

Por último, también se han utilizado secadores instantáneos, en los cuales se seca el bagazo en suspensión en gases calientes, y con un tiempo de contacto de algunos segundos. La disposición de los ductos de seca-

do puede ser vertical, como en los secadores de los tipos Pawert y Raymond, o puede ser horizontal.

No obstante la sensibilidad del bagazo a las altas temperaturas, en general se pueden usar en este método temperaturas más altas que en los otros métodos de secos, ya que debido al alto contenido de humedad que tiene el bagazo al principio de la operación, éste se mantiene a la temperatura adiabática de saturación hasta el final de la operación y para entonces la temperatura de los gases ya ha bajado lo suficiente para no deteriorar el material, ni presentar peligro de provocar un incendio (7), ya que además el bagazo solo está en contacto con los gases por un tiempo muy corto.

Para el presente estudio se seleccionó un secador de tipo instantáneo, en base a la relativa simplicidad de construcción del equipo, a las ventajas que presenta especialmente para las fracciones finas del bagazo, a la posibilidad de obtener experimentalmente datos para el diseño, y tomando en cuenta que en los ingenios en general no se tendrán límites de espacio para alojar el equipo.

## B. - Hornos de bagazo

Como fuente de calor para el secado de la fracción de bagazo objeto de este estudio, se utilizará una parte de esta misma fracción.

Existe una gran variedad de hornos para quemar el bagazo en los ingenios, los cuales se han desarrollado tratando de que se efectúe una combustión completa del bagazo, antes de que los gases calientes entren en contacto con las superficies de calentamiento de agua de

las calderas.

Los principales tipos de horno que existen, son el horno de tipo holandés y el tipo Abel, en los cuales el bagazo se quema en una rejilla inclinada, y las cenizas caen al fondo del horno. El aire para la combustión entra a través de la rejilla, y el bagazo cae por la parte superior del horno. El horno Godillot es del tipo holandés, pero alimenta el bagazo por medio de un tornillo, y las rejillas de combustión están arregladas de modo de formar una pirámide de tres lados. Otros tipos de hornos utilizan gradillas planas, en lugar de ser inclinadas.

Uno de los tipos más usados es el horno Cook, o de herradura, en el cual el bagazo se quema en forma de una pila cónica en el centro de un hogar con paredes en forma de herradura, que facilitan la limpieza de las cenizas. El aire necesario para la combustión entra a través de varias filas de toberas colocadas horizontalmente a los lados del hogar. Una modificación de este horno es el horno Ward, en el cual se le agrega a la parte superior del hogar, uno o dos arcos que reflejan el calor sobre la pila de bagazo, y facilitan la combustión del material.

Un tipo de horno desarrollado para quemar carbón, y que se ha adaptado últimamente para la combustión de bagazo, es el horno esparcidor, o "Spreader Stoker", en el cual el bagazo se esparce dentro de la cámara de combustión, ya sea por medio de aspas mecánicas, por medio de aire o vapor a presión, o combinación de los dos efectos. En este tipo de horno, la mayor parte del bagazo se quema en suspensión y sólo caen al fondo los pedazos más grandes, que ahí se aca-

## ban de consumir.

The following text is extremely faint and largely illegible. It appears to be a list or a series of entries, possibly related to a ban on consumption. The text is too light to transcribe accurately, but it seems to contain several lines of information, possibly including names, dates, or categories of items. The overall structure is that of a document with multiple lines of text, possibly a list or a set of regulations.

The bottom section of the page contains more faint text, which is also largely illegible. It appears to be a continuation of the document's content, possibly providing further details or a conclusion. The text is too light to transcribe accurately, but it seems to contain several lines of information, possibly including names, dates, or categories of items. The overall structure is that of a document with multiple lines of text, possibly a list or a set of regulations.

## **II. TRABAJO EXPERIMENTAL EN UN SECADOR INSTANTANEO PILOTO**

Para el diseño adecuado de un secador instantáneo industrial, se requieren datos específicos no solo de las máximas temperaturas que resisten los materiales sin deterioración durante el secado y de las velocidades de transporte convenientes, sino además de los coeficientes volumétricos de transmisión de calor que resultan para cada material en las condiciones de trabajo. Es por tanto que se consideró útil determinar los principales factores de secado mediante un secador instantáneo construido en el I. M. I. T., en el cual se llevó a cabo el trabajo experimental. El ducto de secado de este equipo tiene un diámetro de 15 cm., y una longitud de 22.6 m., dividido en dos secciones verticales, una ascendente de 11.6 m. y una descendente, de 11 m. Está aislado con una capa de 7.5 cm. de espesor de asbesto-magnesia, en los primeros y últimos 4 m. y una capa de 7.5 cm. de espesor de lana mineral, cubierta con un recubrimiento asfáltico impermeable, en la parte superior del ducto que queda a la intemperie.

Al final de la parte descendente se encuentra un colector ciclónico de 46 cm. de diámetro, con capacidad de 1,500 metros cúbicos por hora.

Tanto la alimentación como la descarga se efectúan con válvulas rotatorias tipo estrella, que evitan la entrada de aire en esos puntos.

pel del I. M. I. T. Dicha fracción es la que pasa la criba U. S. Standard No. 8, o sea de partículas menores de 2.38 mm. y puede considerarse como la fracción de bagazo no utilizable para la fabricación de pulpa de papel, y por lo tanto se puede emplear como combustible.

Para efectuar las pruebas de secado, el procedimiento fué el siguiente:

Se calentaba el secador hasta alcanzar la temperatura seleccionada para la prueba, y se estabilizaba a dicho valor. Entonces se alimentaba bagazo con 50% de humedad, base húmeda, a una velocidad constante de alimentación hasta que la temperatura se estabilizaba nuevamente ó sea hasta obtener un régimen permanente de condiciones en el sistema. En este momento se alimentaba a la misma velocidad, una cantidad de bagazo previamente pesado, se medían las temperaturas a lo largo del secador, la temperatura atmosférica, la de bulbo húmedo a la salida de los gases, la del material seco, la presión dinámica de los gases, el peso de bagazo seco obtenido, su humedad y el tiempo de la prueba.

Para facilitar las operaciones de cálculo se construyó un nomograma (Fig. 1) por medio del cual se puede calcular el gasto de aire conociendo su presión dinámica y su temperatura de salida del extractor, y con dichos valores sacar el flujo volumétrico y la velocidad de los gases en cualquier otro punto del secador en el cual se conozca la temperatura.

Para efectuar los cálculos se utilizaron las siguientes fórmulas, en donde los subíndices 1 y 2 de las literales se refieren a la entrada y salida del secador,

Para dosificar la alimentación a regímenes permanentes se utilizó un alimentador vibratorio antes de la válvula rotatoria de carga.

El sistema trabaja a la succión y tiene un ventilador centrífugo de velocidad variable que se localiza después del ciclón.

La cámara de combustión está equipada con un quemador de gas propano-butano de capacidad variable con ajuste manual para secado a altas temperaturas; para uso alternado, se tiene un calentador de aire a base de vapor para secado a bajas temperaturas. En la experimentación se utilizó la cámara de combustión con quemador de gas.

Las mediciones de temperatura se hicieron por medio de 5 termopares de hierro-constantán colocados a lo largo del ducto en los puntos siguientes: en la alimentación, a los 2 metros, 5 metros y 10 metros; el quinto está colocado en el ciclón, a la salida de los gases.

La velocidad de los gases se determinó con un tubo Pitot colocado en un ducto recto de 20,3 cm. de diámetro, a una distancia de 1,5 m. de la descarga del ventilador. La presión dinámica en dicho ducto se midió en un manómetro diferencial inclinado, con aceite de densidad  $0,827 \text{ g/cm}^3$ , de modo que una pulgada indicada por la escala del manómetro equivale a una presión de 0,062 pulgadas de agua.

La fracción de bagazo de caña con la que se trabajó fué proporcionada por la Sección de Celulosa y Pa-

pel del I. M. I. T. Dicha fracción es la que pasa la criba U. S. Standard No. 8, o sea de partículas menores de 2.38 mm. y puede considerarse como la fracción de bagazo no utilizable para la fabricación de pulpa de papel, y por lo tanto se puede emplear como combustible.

Para efectuar las pruebas de secado, el procedimiento fué el siguiente:

Se calentaba el secador hasta alcanzar la temperatura seleccionada para la prueba, y se estabilizaba a dicho valor. Entonces se alimentaba bagazo con 50% de humedad, base húmeda, a una velocidad constante de alimentación hasta que la temperatura se estabilizaba nuevamente ó sea hasta obtener un régimen permanente de condiciones en el sistema. En este momento se alimentaba a la misma velocidad, una cantidad de bagazo previamente pesado, se medían las temperaturas a lo largo del secador, la temperatura atmosférica, la de bulbo húmedo a la salida de los gases, la del material seco, la presión dinámica de los gases, el peso de bagazo seco obtenido, su humedad y el tiempo de la prueba.

Para facilitar las operaciones de cálculo se construyó un nomograma (Fig. 1) por medio del cual se puede calcular el gasto de aire conociendo su presión dinámica y su temperatura de salida del extractor, y con dichos valores sacar el flujo volumétrico y la velocidad de los gases en cualquier otro punto del secador en el cual se conozca la temperatura.

Para efectuar los cálculos se utilizaron las siguientes fórmulas, en donde los subíndices 1 y 2 de las literales se refieren a la entrada y salida del secador,

respectivamente. Los resultados se encuentran en la tabla I.

$$W_s = \frac{Wh}{1 - Wh} \quad (1)$$

$$F_1 = \bar{F} (1 - W_{s1}) \quad (2)$$

$$F_2 = F (1 - W_{s2}) \quad (3)$$

$$v_p = 0.8 v_m \quad (4)$$

$$L = \Theta v_p \quad (5)$$

$$W = W_{s1} - W_{s2} \quad (6)$$

$$W' = W F = H \quad (7)$$

$$q_s = w c_p (T_1 - T_a) \quad (8)$$

$$q_u = w c_p (T_1 - T_2) \quad (9)$$

$$\Delta t_m = \frac{(T_1 - T_{s1}) - (T_2 - T_{s2})}{\frac{T_1 - T_{s1}}{T_1 - T_{s2}}} \quad (10)$$

$$G = v_m \rho = \frac{w}{S} \quad (11)$$

$$q_u = U_a V_s \Delta T_m \quad (12)$$

$$L_t = \frac{G c_p}{U_a} \quad (13)$$

$$N_t = \frac{L}{L_t} = \frac{T_1 - T_2}{T_m} \quad (14)$$

$$H = H_2 - H_1 \quad (15)$$

$$\eta = \frac{100 q_u}{q_s} = \frac{100 (T_1 - T_2)}{T_1 - T_a} \quad (16)$$

$$\eta_e = \frac{100 (T_1 - T_2)}{T_1 - T_w} \quad (17)$$

$$B = F \Theta_t \quad (18)$$

Datos experimentales (DE)

**Gaato en Peso**  
 lb/min    Kg/min

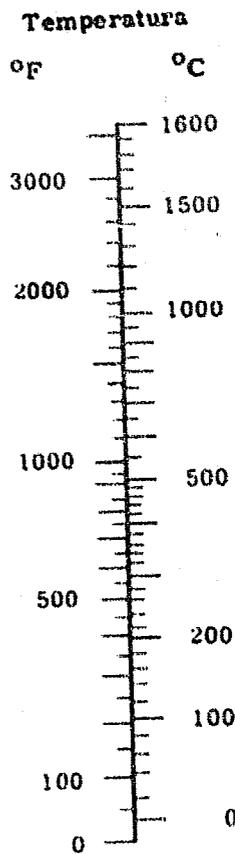
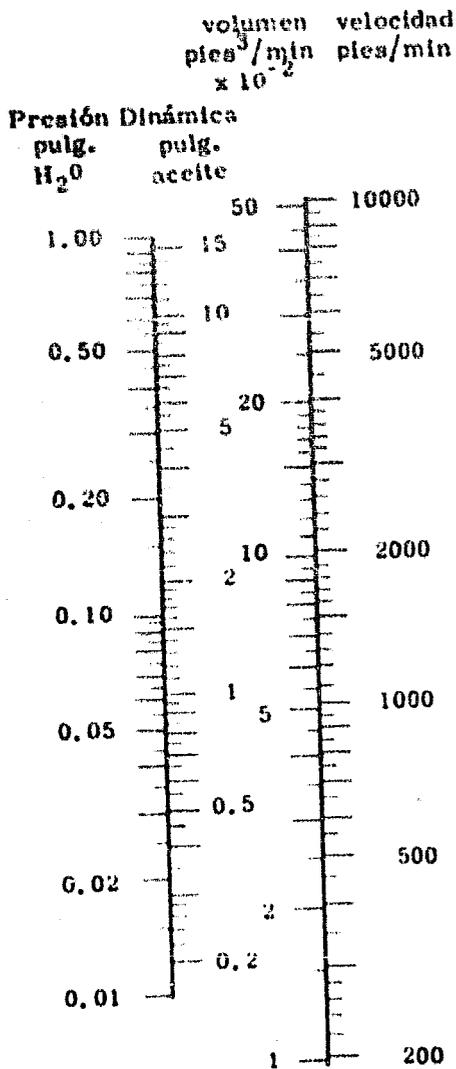
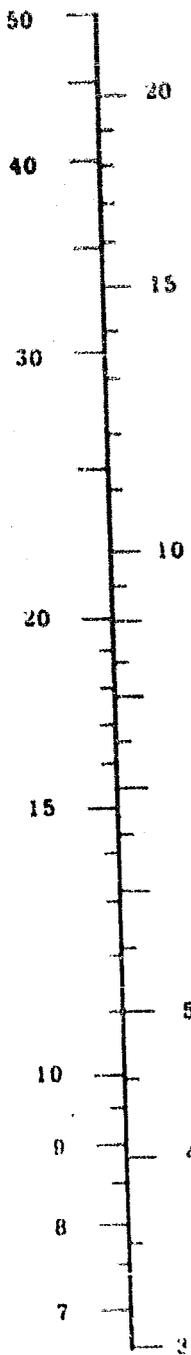


Fig. 1.- Peso, Volumen y velocidad de los gases en el ducto de secado, utilizando su temperatura y la presión dinámica medida en el ducto de descarga del extractor del secador instantáneo del I. M. I. T. (1954).

Nomograma (N)  
Tablas de vapor (T)

Las literaturas significan:

A	Aire
B <sub>1</sub>	Cantidad de bagazo húmedo
B <sub>2</sub>	Cantidad de bagazo seco
c <sub>p</sub>	Calor específico del gas o aire
F	Bagazo totalmente seco/unidad de tiempo
F <sub>1</sub>	Cantidad de bagazo/unidad de tiempo, a la entrada del secador
F <sub>2</sub>	Cantidad de bagazo/unidad de tiempo, a la salida del secador
G	Masa velocidad de los gases
H	Agua evaporada/peso de aire
H <sub>1</sub>	Humedad del aire a la entrada del secador
H <sub>2</sub>	Humedad del aire a la salida del secador
L	Longitud del ducto del secado
L <sub>t</sub>	Longitud de una unidad de transferencia
N <sub>t</sub>	Número de unidades de transferencia
qs	Cantidad de calor suministrado/unidad de tiempo
qu	Cantida de calor usado en el secador/unidad de tiempo
S	Superficie transversal del ducto del secado
Ta	Temperatura atmosférica
Te	Temperatura de los gases en el tubo Pitot
Ts	Temperatura del sólido
Tw	Temperatura de bulbo húmedo
T <sub>1</sub>	Temperatura de los gases de entrada
T <sub>2</sub>	Temperatura de los gases de salida
T <sub>m</sub>	Temperatura media logarítmica
Ua	Coficiente volumétrico de transmisión de calor
V	Flujo volumétrico de los gases
Vs	Volumen del ducto de secado

$v_1$	Velocidad de los gases de entrada
$v_2$	Velocidad de los gases de salida
$v_m$	Velocidad media logarítmica
$v_p$	Velocidad media de las partículas
$W$	Peso de agua evaporada/peso de bagazo seco
$W_s$	Humedad del bagazo, base húmeda, tanto por uno
$W'$	Peso de agua evaporada/unidad de tiempo
$w$	Cantidad de aire/unidad de tiempo
	Eficiencia térmica
$e$	Eficiencia de evaporación
	Peso específico del aire
$\theta$	Tiempo de residencia de una partícula en el ducto de secado
$\theta_t$	Tiempo total de una prueba

TABLA I

RESULTADOS DE LAS PRUEBAS EXPERIMENTALES

Variable	Fórmula empleada	Unidades	N U M E R O D E P R U E B A						
			1	2	3	4	5	6	7
Ta	DE	°F	75	75	79	79	79	66	68
T <sub>1</sub>	DE	°F	600	700	800	900	600	700	800
T <sub>2</sub>	DE	°F	330	380	400	455	240	310	350
T <sub>b</sub>	DE	°F	485	560	605	680	410	515	590
T <sub>c</sub>	DE	°F	480	555	600	675	400	410	590
T <sub>d</sub>	DE	°F	390	440	460	520	275	390	470
T <sub>e</sub>	DE	°F	270	298	316	345	190	203	248
T <sub>w</sub>	DE	°F	123	138	124	132	131	131	131
T <sub>s1</sub>	DE	°F	68	68	68	68	66	66	66
T <sub>s2</sub>	DE	°F	136	145	176	185	135	149	158
P <sub>v</sub>	DE	pulg. manómetro dif.	3.2	2.9	2.8	2.4	0.7	0.6	0.6
B <sub>1</sub>	DE	Kg	12	12	12	12	12	12	12
B <sub>2</sub>	DE	Kg	6.4	6.3	6.3	6.2	6.3	6.3	6.2
Q <sub>t</sub>	DE	min	16	16	16	16	16	16	16
W <sub>h1</sub>	DE	%	49.8	49.8	49.8	49.8	49.8	49.8	49.8
W <sub>h2</sub>	DE	%	7.7	7.5	6.5	3.4	6.5	3.4	2.5
W <sub>1</sub>	1	lb H <sub>2</sub> O / lb B.S.	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99
W <sub>2</sub>	1	lb H <sub>2</sub> O / lb B.S.	0.0832	0.0811	0.0695	0.0353	0.0695	0.0353	0.0257
w	N	lb A / min	34.5	32	32	30.5	17.1	15.8	14.8
w	N	lb A / h	2070	1920	1920	1830	1026	948	888
V <sub>1</sub>	N	pies <sup>3</sup> /min	1200	1250	1320	1360	595	610	580
v <sub>1</sub>	N	pies/min	2380	2450	2600	2630	1180	1200	1140
v <sub>2</sub>	N	pies/min	1770	1720	1780	1820	800	780	770
v <sub>m</sub>		pies/min	2060	2070	2150	2300	970	1000	940
v <sub>m</sub>		pies/seg	34.33	34.98	35.83	38.33	16.16	16.65	15.66
v <sub>p</sub>	4	pies/seg	27.5	28	29.6	30.6	12.9	13.4	12.6
Q	5	seg	2.69	2.64	2.59	2.41	5.72	5.51	5.88
F <sub>1</sub>	18	lb B/min	1.65	1.65	1.65	1.65	1.65	1.65	1.65
F	2	lb B.S. / min	0.825	0.825	0.825	0.825	0.825	0.825	0.825
F <sub>2</sub>	3	lb B / min	0.894	0.891	0.881	0.855	0.881	0.855	0.847
W	6	lb H <sub>2</sub> O / lb B.S.	0.9058	0.9029	0.9205	0.9541	0.9205	0.9541	0.9643
W'	7	lb H <sub>2</sub> O / min	0.748	0.750	0.760	0.790	0.750	0.780	0.798
C <sub>p</sub>	T	Btu / lb °F	0.245	0.245	0.245	0.245	0.255	0.255	0.250
Q <sub>h</sub>	8	Btu / min	4600	5950	5950	6340	2240	2800	2710
Q <sub>h</sub>		Btu / h	276.000	363.600	351.000	380.400	134.400	150.000	162.600

3	E <sub>2</sub>	DE	Kg	6.4	6.3	6.3	6.2	6.3	6.3	6.2
4	E <sub>1</sub>	DE	min	16	16	16	16	16	16	16
5	W <sub>H1</sub>	DE	%	49.8	49.8	49.8	49.8	49.8	49.8	49.8
6	W <sub>H2</sub>	DE	%	7.7	7.5	5.5	3.4	6.5	3.4	2.5
7	W <sub>1</sub>	1	lb H <sub>2</sub> O / lb BS	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99
8	W <sub>2</sub>	1	lb H <sub>2</sub> O / lb BS	0.0832	0.0811	0.0695	0.0353	0.0695	0.0353	0.0257
9	w	N	lb A / min	34.5	32	32	30.5	17.1	15.8	14.8
0	w		lb A / h	2070	1920	1920	1830	1026	948	898
1	V <sub>1</sub>	N	pies <sup>3</sup> /min	1200	1250	1320	1360	595	610	590
2	v <sub>1</sub>	N	pies/min	2380	2450	2600	2630	1160	1200	1140
3	v <sub>2</sub>	N	pies/min	1770	1720	1780	1820	800	780	770
4	v <sub>m</sub>		pies/min	2060	2070	2150	2300	970	1000	940
5	v <sub>m</sub>		pies/seg	34.33	34.98	35.83	38.33	16.16	16.66	15.66
6	v <sub>p</sub>	4	pies/seg	27.5	28	28.6	30.6	12.9	13.4	12.6
7	Θ	5	seg	2.69	2.64	2.58	2.41	5.72	5.51	5.88
8	F <sub>1</sub>	18	lb B/min	1.65	1.65	1.65	1.65	1.65	1.65	1.65
9	F	2	lb B/min	0.825	0.825	0.825	0.825	0.825	0.825	0.825
0	F <sub>2</sub>	3	lb B/min	0.894	0.891	0.881	0.855	0.881	0.855	0.847
1	W	6	lb H <sub>2</sub> O / lb B. S.	0.9068	0.9089	0.9205	0.9541	0.9205	0.9541	0.9643
2	W'	7	lb H <sub>2</sub> O / min	0.748	0.750	0.760	0.790	0.760	0.790	0.796
3	C <sub>p</sub>	T	Btu / lb °F	0.245	0.245	0.245	0.245	0.255	0.255	0.250
4	q <sub>s</sub>	8	Btu / min	4600	5050	5850	6340	2270	2500	2710
5	q <sub>s</sub>		Btu / h	276,000	303,000	351,000	380,400	136,200	150,000	162,600
6	q <sub>u</sub>	9	Btu / min	2,320	2,550	3,200	3,390	1,440	1,540	1,640
7	q <sub>u</sub>		Btu / h	139,200	153,000	192,000	203,400	84,600	92,400	98,400
8	ΔT <sub>m</sub>	10	°F	335	398	447	510	285	344	402
9	G	11	lb / pies <sup>2</sup> min	176	163	163	156	87.2	80.6	75.4
0	G		lb / pies <sup>2</sup> h	10,560	9780	9780	9360	5232	4836	4524
1	U <sub>a</sub>	12	Btu / min °F pie <sup>3</sup>	0.478	0.444	0.493	0.458	0.349	0.310	0.283
2	U <sub>a</sub>		Btu / h °F pie <sup>3</sup>	28.68	26.64	29.58	27.48	20.94	18.6	16.98
3	I <sub>1</sub>	13	pies	92	92	83	85	62.6	65	66.7
4	N <sub>1</sub>	14		0.865	0.805	0.895	0.871	1.18	1.14	1.11
5	H <sub>1</sub>	T	lb H <sub>2</sub> O / lb A	0.0062	0.0062	0.0062	0.0062	0.0032	0.0032	0.0032
6	H <sub>2</sub>	T	lb H <sub>2</sub> O / lb A	0.0278	0.0296	0.0299	0.0321	0.0477	0.0532	0.0570
7	H	15	lb H <sub>2</sub> O / lb A	0.0216	0.0234	0.0237	0.0259	0.0445	0.0500	0.0538
8	qs/W'		Btu / lb H <sub>2</sub> O	3,100	3,400	4,220	4,280	1,895	1,950	2,060
9	qu/W'		Btu / lb H <sub>2</sub> O	6,150	6,710	7,590	8,010	2,990	3,160	3,410
0	F/w		lb BS / lb A	0.0239	0.0257	0.0257	0.0270	0.0482	0.0521	0.0558
1	q/F		Btu / lb BS	2,820	3,098	3,880	4,100	1,750	1,865	1,990
2	q/w		Btu / lb A	67.3	79.9	100	111	84.3	97.5	111
3	e	16	%	50.75	50.63	54.64	53.49	62.97	61.71	61.48
4	e	17	%	56.60	56.94	59.17	57.94	71.43	68.54	67.26

III. DISEÑO DE UN SECADOR  
INSTANTANEO CON UNA  
CAPACIDAD DE 6.5 TONE-  
LADAS POR HORA, DE UNA  
FRACCION RICA EN PAREN-  
QUIMA DE BAGAZO DE CAÑA  
DE AZÚCAR.

## 1.- Capacidad del secador

Para el diseño del secador se estimó que habría una producción de 490 tons. de bagazo por día, o sea que la cantidad disponibles de la fracción rica en parénquima después de haberla separado del resto del bagazo sería de aproximadamente 108 ton/día de la mencionada fracción.

El material húmedo proveniente del sistema de fraccionado tiene una humedad inicial de 50% (B.H.); y se desea secarla hasta 5% (B.H.). Esto corresponde, por kilogramo de bagazo seco, a 1.00 Kg agua y 0.0526 Kg agua respectivamente.

Tomando en cuenta las interrupciones en el tren de molienda de caña y en el sistema de fraccionado del bagazo por secarse, se fijó un tiempo de 20 h/día de trabajo del secador. Los cálculos se basaron sobre una capacidad en un 20% mayor que la de trabajo, correspondiente al factor de seguridad del diseño en cuanto a capacidad (30) resultando:

6.5	Ton bagazo húmedo alimentado/h
3.42	Ton bagazo seco (5% H) producido/h y
3.08	Ton agua evaporada/h

El plano de conjunto anexo muestra en planta y elevación las principales partes del sistema.

## 2. - Condiciones de operación

Con base en las pruebas de secado efectuadas en la unidad de laboratorio, se determinó como temperatura de entrada de los gases  $425^{\circ}\text{C}$  ( $800^{\circ}\text{F}$ ), ya que a temperaturas más altas el bagazo sale tan caliente que se empieza a pirolizar. La temperatura de salida de los gases se fijó en  $115^{\circ}\text{C}$  ( $250^{\circ}\text{F}$ ), por ser una temperatura promedio entre las que menciona la literatura sobre secada. Las temperaturas de entrada y salida del material se determinaron experimentalmente, y fueron  $20^{\circ}\text{C}$  y  $65^{\circ}\text{C}$  respectivamente.

Estas temperaturas proporcionan una temperatura media logarítmica de los gases de  $495^{\circ}\text{F}$ , una diferencia de temperaturas media entre los gases y el sólido de  $318^{\circ}\text{F}$ , y un número de unidades de transferencia de 1.73, lo cual se encuentra entre los límites que señala la literatura para secadores de tipo instantáneo (25).

La cantidad de calor que se debe suministrar al secador, calculada según el método descrito en el apéndice, resultó ser de 2,220,000 Kcal/h.

La velocidad de los gases de secado mencionada en la literatura varía de 15 a 60 m/seg. Como se trata de un material muy ligero, de un peso específico aparente de 0.05, cuya velocidad de transporte es de cerca de 5 m/seg (19), se escogió para velocidad media de los gases de secado 15.2 m/seg (3000 pies/min).

Los coeficientes volumétricos de secado obtenidas en las pruebas experimentales, corresponden a velocidades de gases inferiores a la seleccionada, por lo tanto, el valor del coeficiente volumétrico para el diseño se obtuvo graficando los coeficientes obtenidos experimentalmente contra las velocidades empleadas, y extrapolando a 3000 pies/min, según se indica en la figura 2. El resultado fué de 35 Btu/h<sup>o</sup>F pie<sup>3</sup>, valor que está cercano al de coeficientes que se encuentran en instalaciones comerciales (25).

La secuencia del cálculo se continuó con estos datos, utilizando las mismas fórmulas usadas en los cálculos de las pruebas experimentales, y los resultados obtenidos se encuentran en la tabla II.

### 3.- Especificaciones del ducto de secado

El ducto del secador tendrá una longitud de 28 m, un diámetro de 1.02 m, y se construirá de placa de 0.48 cm (3/16 pulg) de espesor, pesando 3,500 Kg., tendrá dos codos de 45<sup>o</sup>, de 4 m de radio, o sea equivalentes a 4 diámetros. Estos codos son necesarios para alcanzar la altura del ciclón. Estará soportado por 4 estructuras de acero, colocadas cada 4.5 m, de 2.20 m. de altura, 1.52 m de largo y 0.61 m de ancho. Ya que la expansión térmica del ducto al calentarse hasta la temperatura de trabajo causará un alargamiento de aproximadamente 20 cm., es necesario soportar el ducto sobre la estructura de tal forma que la expansión no afecte ni la cámara de combustión ni el colector ciclónico, por tanto cada estructura deberá soportar al ducto por medio de rodillos, de tal forma que éste pueda deslizarse.

Dicha expansión será absorbida por una junta de

expansión, colocada antes del primer codo hacia el ciclón.

Estará provisto de 4 compuertas para limpieza, y un pasillo de 61 cm. de ancho, con dos escaleras metálicas en sus extremos.

Ya que en cualquier sistema que maneje polvos existe el peligro de una explosión tanto el ducto de secado como el colector ciclónico llevarán unas puertas de explosión, que estarán colocadas para el ducto, en la parte superior de la contracción que está localizada antes de ciclón, con un área de venteo de  $2.46 \text{ m}^2$ , y para el colector, en las paredes de la parte cilíndrica de la cabeza de salida de aire del ciclón, con una área de venteo de  $1.76 \text{ m}^2$ .

#### 4. - Especificaciones del horno

Debido a su buena eficiencia para la combustión de bagazo (12), se seleccionó un horno de tipo Ward. El utilizar un horno quemador de bagazo puede presentar el problema de que si el bagazo no se consume totalmente, algunas partículas incandescentes pueden entrar en contacto con el bagazo que se está secado, y provocar una explosión. Este peligro es muy grande, de modo que podría considerarse el utilizar un horno que queme gas o petróleo en lugar de bagazo. Sin embargo, el peligro disminuye bastante en el presente caso, debido a las siguientes razones:

a. La distancia del hogar hasta el punto de entrada de bagazo en el ducto de secado es de aproximadamente 13 metros, o sea un 70% mayor de la recomendada por la literatura para que el bagazo se queme totalmente en

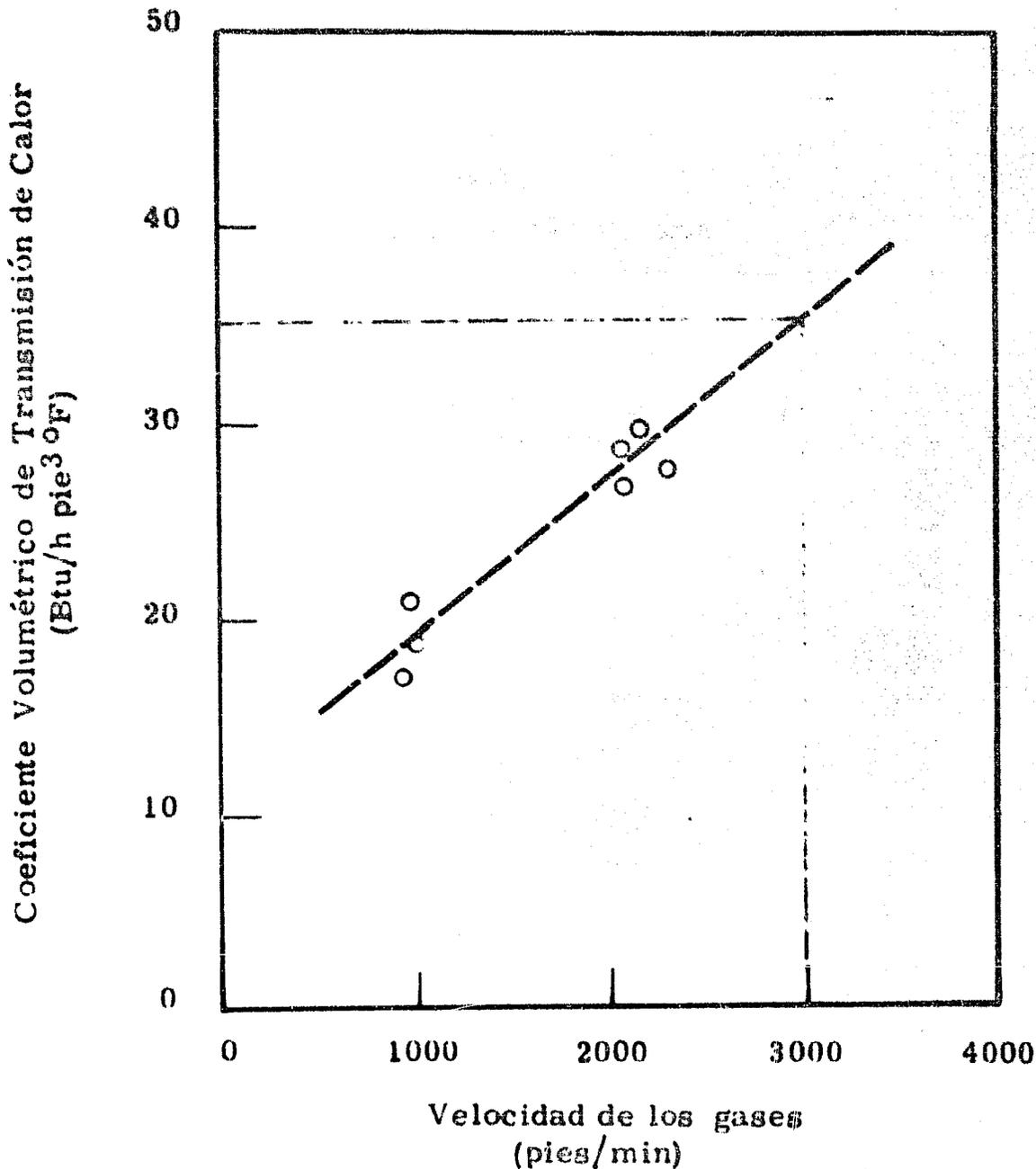


Fig. 2.- Relación entre el coeficiente volumétrico de transmisión de calor y la velocidad de los gases.

TABLA II  
CARACTERISTICAS DEL SECADOR

VARIABLE	FORMULA	UNIDADES	VALOR
$F_1$	D	lb/h	14,300
$F_2$	D	lb/h	7,526
$F'$	D	lb/h	7,150
$T_1$	D	°F	800
$T_2$	D	°F	250
$T_{s1}$	D	°F	68
$T_{s2}$	D	°F	150
$T_m$		°F	495
$\Delta T_m$	10	°F	318
$N_t$	14		1.73
$q_u$		Btu/h	8,814,000
$v_m$	D	pie/min	3,000
$U_a$	D	Btu/h <sup>o</sup> Fpie <sup>3</sup>	35
$q_B$	8	Btu/h	11,800,000
$w$	9	lb/h	64,400
$G$	11	lb/hpie <sup>2</sup>	7,400
$S$	11	pie <sup>2</sup>	8.7
$D$		pies	3.34
$L_t$	13	pies	52.9
$L$	14	pies	91.5
$V_B$		pie <sup>3</sup>	796
$v_1$		pies/min	3,950
$v_2$		pies/min	2,220
$v_p$	4	pies/min	2,400
$\Theta$	5	seg	2.29
$\eta$	16	%	75
$\eta_c$	17	%	85

los hogares de las calderas, que es de 7 a 8 metros(12).

b. El bagazo se quemará con un 75% de exceso de aire, para asegurar una buena combustión.

c. El bagazo se va a secar entra con una humedad del 50%, en la cual no existe peligro de explosión, y mientras el secado se lleva a cabo el bagazo va en suspensión y en paralelo con los gases, y se mantiene a la temperatura adiabática de saturación, que es relativamente baja.

d. Cuando el bagazo ya se ha secado lo suficiente como para que exista peligro de explosión, los gases ya se han enfriado considerablemente, y es muy poco probable que aún existan partículas incandescentes de bagazo.

e. El sistema de instrumentación operará el secador en tal forma que no se pueda alimentar bagazo para secarse sin que el extractor general este trabajando, o sea que se evitará que el bagazo se acumule accidentalmente en el ducto.

Además el horno llevará un quemador auxiliar de petróleo combustible, para utilizarse en lugar del bagazo si este llegara a faltar, y aún se podría utilizar exclusivamente si en la práctica las razones expuestas anteriormente no fueran suficientes para evitar las explosiones.

Las dimensiones del horno serán las siguientes:

Ancho	- 2.45 m
Largo	- 4.58 m
Altura	- 4.28 m

Altura de la pared interna	- 3.05 m
Largo del hogar	- 2.14 m
Ancho del hogar	- 1.53 m
Altura del hogar	- 1.53 m

Como combustible quemará bagazo húmedo, que tiene un poder calorífico superior de 4,453 cal/g. y un poder calorífico neto de 1,750 cal/g. Para proporcionar los 2,960,000 Kcal/h necesarios para el secado, el horno quemará 1,700 Kg de bagazo húmedo/h.

Las relaciones entre la cantidad de calor y las dimensiones del horno, y la cantidad de bagazo y las dimensiones del hogar, equivalen a una capacidad del horno de 260,000 Kcal/m<sup>3</sup> de volumen, y 660 Kg de bagazo/h metros cuadrados de área del piso del hogar.

Los cálculos de la temperatura de los gases se efectuaron (Apéndice A) suponiendo un 75% de exceso de aire, ya que con menor cantidad de aire se obtendría una temperatura demasiado alta, y con mayor cantidad de aire los gases se enfriarían demasiado, impidiendo una buena combustión del bagazo. La temperatura resultante fué de 1000°C.

En el plano general del equipo se muestra la forma del horno, con el hogar ovalado y el arco superior que caracteriza al horno Ward. El arco sirve para reflejar el calor sobre la pila de bagazo, propiciando una mejor combustión, y la forma ovalada del hogar sirve para facilitar la limpieza de las cenizas, que se lleva a cabo por medio de una compuerta suficientemente amplia para sacar las cenizas en forma manual.

Estas cenizas son de naturaleza escoriificante, y forman un "clinker" de apariencia vidriada si se dejan

acumular, lo cual se evitará limpiando el horno cada 6h 40 min.; con lo que la altura de la pila cónica de cenizas será de 0.95 m.

En las paredes del hogar se encuentran tres filas de toberas por donde entra el aire para la combustión. Este aire se calienta previamente, haciendolo pasar por la sección vacía del arco de la cámara de combustión, según se muestra en el plano general, para lograr una mayor eficiencia en la combustión.

El horno deberá tener paredes de ladrillo refractario de base sílice-alúmina, para altas temperaturas (1370-1540°C), que es el tipo de refractario recomendado para hornos de bagazo; el espesor será 22.8 cm y estarán aislados con 6.3 cm de espesor de lana mineral, cubierta con una capa de asbesto-cemento monolítico, y una de asfalto impermeabilizante de 1 cm de grueso en total. El espesor del refractario se determinó en función de los costos del refractario y del calor perdido. La pérdida del calor a través de las paredes del horno será de 158,000 Kcal/h (Apéndice B).

Para su encendido, el horno contará con una chimenea de 1.5 x 1.5 metros de lado y 11.4 metros de altura, protegida de la lluvia, que funcionará hasta que el horno alcance su temperatura de trabajo. En ese momento se pondrá a funcionar el ventilador, y se moverá una compuerta situada en la chimenea hasta dejar una abertura que resultó de un 20% del área transversal de la chimenea. Esta abertura servirá como fuente de entrada del aire secundario necesario para bajar la temperatura de los gases desde 1000°C hasta 425°C, que es la temperatura seleccionada para la entrada de los gases al ducto de secado.

La cimentación del horno constará de una loza de concreto armado de 4.40 m de ancho por 8.0 m de largo, soportada por un cimiento de piedra brasa de 0.5 m de ancho por 1 metro de altura, colocado en la periferia de la loza.

El aislamiento del ducto tomando como base una temperatura media de 257°C, a lo largo del ducto será de lana mineral de 7.5 cm de espesor, con una capa de cemento monolítico impermeable de 1 cm de grueso, de acuerdo con lo recomendado como el más económico por las casas especialistas en aislamientos. Las pérdidas de calor a lo largo del ducto son 22,300 Kcal/h.

Las pérdidas de calor totales del sistema aislado, corregidas en 5% por efectos de las corrientes de aire, es de 186,000 Kcal/h, o sea 9.4% de la carga neta de calor calculada originalmente.

##### 5.- Especificaciones del equipo auxiliar

La alimentación al horno y al secador se efectuará por medio de bandas que descarguen a una tolva, al fondo de la cual se tendrá una válvula rotatoria que controle la alimentación e impida el paso del aire. La válvula del horno tendrá una entrada de 25.4 cm y se hará funcionar por medio de un motorreductor de 3/4 H. P. La válvula del secador tendrá una entrada de 50.8 cm y funcionará con un motorreductor de 1 1/2 H. P. La descarga del ciclón será con una válvula con entrada de 50.8 cm y funcionará con un motorreductor de 1 1/2 H. P. Las tres válvulas girarán a 30 R. P. M. Las potencias indicadas arriba se seleccionaron de acuerdo con datos de catálogo de fabricantes de válvulas.

El extractor se seleccionó del tipo de aspas inclinada aerodinámicas (tipo "Airfoil"), que se caracteriza por presentar una eficiencia hasta del 90% o sea mayor que los ventiladores centrífugos de aspas planas, radiales o inclinadas, cuyas eficiencias máximas alcanzan únicamente hasta el 70%. Para el volumen de aire necesario, y para vencer una caída de presión de 127 mm  $H_2O$ , se seleccionó el tamaño 36½ de un ventilador de una marca comercial, trabajando a 1144 R. P. M. y gastando 20 HP al freno. Tomando en cuenta la eficiencia del sistema (Apéndice A), el ventilador estará movido por un motor de 50 HP, 60 ciclos, 440 v, a 1750 R. P. M., con poleas de 26 y 40.6 cm de diámetro respectivamente, para 4 bandas trapezoidales de tamaño C.

Para introducir el aire al horno, se seleccionó un ventilador de tamaño 18½, trabajando a 1300 R. P. M. con una capacidad de 8,600 metros cúbicos de aire/h a 20°C, contra una presión de 127 mm de agua, y consumiendo 6.5 HP, por lo que estará movido por un motor de 10 HP.

La separación del bagazo de los gases de secado se efectuará mediante un colector de tipo ciclónico. Teniendo en cuenta que el tamaño de las partículas del bagazo es grande (entre 100 y 2000 micras), y que el diámetro del ciclón necesario también es grande, se optó un colector del tipo de alta eficiencia promedio, aún cuando sus relaciones geométricas producen una caída de presión relativamente alta en comparación con los llamados de alta capacidad. Sus dimensiones, calculadas según el método de Lapple, fueron tomadas de catálogos de modelos comerciales de colectores ciclónicos, y son de 2.18 m de diámetro, 7.20 m de altura, con lámina de espesor del número 10 (3.4 mm), dando un peso de 2180 Kg.

**Estará soportado por una estructura de acero de perfil angular de 7.6 cm x 0.95 cm, con un peso de 637 Kg, y como protección contra vientos se deberá proveer de cables tensores amarrados a la parte superior del ciclón.**

**Los instrumentos que es conveniente que lleve el equipo son los siguientes:**

**a. Un registrador-controlador de temperatura de gases calientes de entrada con un activador en el sistema de dosificación de bagazo al horno.**

**b. Un registrador-controlador de temperatura de gases de salida del colector ciclónico, actuando en el sistema de dosificación de la fracción de bagazo por secarse.**

**c. Tres alarmas visibles y audibles: de temperatura baja en los gases de combustión y de temperatura baja a la entrada del colector, y de ausencia de presión en el ducto de descarga del extractor general.**

**d. Dos indicadores de temperatura, uno para los gases de entrada al ducto de secado y otro en la salida del colector ciclónico.**

**e. Una válvula motorizada para cerrar la compuerta de aire de la chimenea cuando se encuentre en funcionamiento el ventilador general.**

**IV. EVALUACION ECONOMICA.  
INVERSION TOTAL Y COSTO  
DEL SECADO**

Con objeto de aportar información que pueda utilizarse posteriormente para comparar el costo del equipo en funcionamiento y la operación de secado con los que darían otros tipos de secadores, se llevó a cabo una determinación de la inversión total requerida, así como del costo de secado.

#### A. - INVERSION TOTAL

##### 1. - Equipo básico

##### a). - Costo del horno

El precio de la pared de ladrillo refractario de 229 mm (9 pulg) de espesor, incluyendo instalación se calculó con un costo de 758 \$/m<sup>2</sup> (Apéndice B), y el horno tiene las siguientes superficies de construcción.

Pared exterior	-	71.1 m <sup>2</sup>
Pared interior	-	21.8 m <sup>2</sup>
Piso del horno	-	14.9 m <sup>2</sup>
Hogar	-	13.1 m <sup>2</sup>
Total		<u>120.9 m<sup>2</sup></u>

considerando un 10% por roturas y desperdicios, con base en la recomendación de los aplicantes, el costo del ladrillo resulta:

$$120.9 \times 1.1 \times 758 = 100,500 \text{ pesos}$$

El aislamiento de lana mineral, cubierta con una capa asfáltica, cuesta 70 \$/m<sup>2</sup> para un espesor de 2½ pulgadas. Como el área recubierta son 71.1 m<sup>2</sup>, el costo del aislante, considerando un 10% de desperdicio es de:

$$71.1 \times 1.1 \times 70 = 5,500 \text{ pesos}$$

La chimenea se construirá de ladrillo refractario para temperatura de servicio menor que el de la cámara, costando 435 \$/m<sup>2</sup>. Para una superficie de construcción de 69.0 m<sup>2</sup>, con un 10% de desperdicio, el costo es:

$$69 \times 1.1 \times 435 = 33,000 \text{ pesos}$$

Por concepto de ligamentos, soportes estructurales del arco, puerta de limpieza y tolva de alimentación se considerará un 15% del costo del horno, o sea:

$$21,000 \text{ pesos}$$

El costo total del horno será:

$$160,000 \text{ pesos}$$

b). - Costo del ducto del secado

El ducto del secador se construirá de placa de acero al carbono comercial de 4.75 mm (3/16 pulg) de espesor, de 37.3 Kg/m<sup>2</sup>. La superficie externa es de 96m<sup>2</sup>, por lo que su peso es de 3,500 Kg.

Considerando un precio de pailería de equipos de acero de este espesor, con codos de varios gajos, compuertas, bridas, e incluyendo tornillos, empaques y pin-

tura anticorrosiva, el costo sería de 8 \$/Kg, fabricado en talleres del ingenio. Dando un 10% de margen, el costo del ducto de secado es:

$$3,500 \times 1.1 \times 8 = 30,800 \text{ pesos}$$

c). - Costo del colector ciclónico

El ciclón, según especificaciones, pesa 2,180 Kg (4,800 lb.).

Para un precio de 10 \$/Kg (25), y considerando un 10% de margen debido a las puertas de explosión, se obtendrá un costo de:

$$2,180 \times 10 \times 1.1 = 24,000 \text{ pesos}$$

d). - Costo de las estructuras metálicas

El peso de los soportes del ducto de secado es de 890 Kg; el del soporte del ciclón es 682 Kg; y el del pasillo de limpieza con sus escaleras es de 550 Kg. Considerando un precio de 8 \$/Kg. y un 10% de margen, el costo de las estructuras es:

$$2,122 \times 1.1 \times 8 = 18,700 \text{ pesos}$$

e). - Costo del aislante del ducto de secado y del ciclón

El costo del aislamiento para 3 pulgadas de espesor es de 84 \$/m<sup>2</sup>. El área del ducto de secado es de 96 m<sup>2</sup>, y del colector ciclónico es de 34 m<sup>2</sup>, por lo que dando un margen de 10%, el costo del aislante es:

$$130 \times 1.1 \times 84 = 12,000 \text{ pesos}$$

**e). - Costo de los ductos del extractor**

El peso del ducto del ciclón al extractor es de 705 Kg. y el de descarga del extractor pesa 588 Kg. Para ducto cuadrado, con costos, sombrero de intemperie, bridas, tornillos, empaques y pintura, el costo es de 10 \$/Kg, lo que dá un total de:

$$1.293 \times 10 = 12,930 \text{ pesos}$$

**g). - Costo de los ventiladores**

El precio de lista de un ventilador centrífugo air-foil, tamaño 36 $\frac{1}{2}$ , tipo A, Clase II, arreglo 1, entrada sencilla, descarga fija, de una marca comercial de manufactura nacional es de 16,700 pesos, y el de tamaño 18 $\frac{1}{2}$ , Clase II, arreglo 4, entrada sencilla, descarga móvil, es de 4,080 pesos, o sea un total de:

$$20,780 \text{ pesos}$$

**h). - Costo de las válvulas rotatorias**

El peso de las válvulas es de 140 Kg. para la que tiene 12 pulgadas de entrada y 205 Kg para la de 20 pulgadas de entrada. El precio de este tipo de válvulas es de 3,400 pesos para la de 12 pulgadas, y 4,800 pesos para cadauna de las de 20 pulgadas.

El total es de:

$$3,400 + 4,800 + 4,800 = 13,000 \text{ pesos}$$

**i). - Costo del equipo eléctrico**

Para los ventiladores:

1 motor de 50 HP, 1750 RPM, 60 ciclos, 440 v	15,335 pesos
1 arrancador a voltaje reducido para 50 HP, 440 v	4,521
1 interruptor de 200 amp, 50 HP, 600 v	1,610
1 motor de 10 HP, 1750 RPM, 60 ciclos, 440 v	3,915
1 arrancador para 10 HP, 440 v, a voltaje completo	664
1 interruptor de 50 amp, 10 HP, 600 v	650

Para las válvulas rotatorias:

1 motorreductor de 3/4 HP	4,800
2 motorreductores de 1½ HP a \$ 5,600 c/u	11,200
3 arrancadores tipo magnético, a \$ 664 c/u	1,992
3 interruptores de 30 amp, a \$ 70 c/u	210
Líneas de conducción, tableros, so- portes, luces, pilotos etc(12%)	4,760
Suma del costo del equipo eléctrico	40,657 pesos

El costo del equipo básico, o sea la suma de los costos antes mencionados, resulta ser:

343,137 pesos

2.- Costo de instrumentación y accesorios diversos

Por este concepto se recomienda tomar, para

este concepto, un 20% del costo del equipo (15) o sea:

68,600 pesos

### 3. - Fletes

Por concepto de fletes se tomará el 2% sobre el precio del equipo (14), o sea:

6,860 pesos

### 4. - Cimentaciones

Una loza de concreto armado cuesta considerando mano de obra, limpieza de terreno, excavación y material, 117.5 \$/m<sup>2</sup> (23). Para el horno, los soportes estructurales del ducto de secado, ciclón y ventilador se necesitan 55 m<sup>2</sup> o sea:

$55 \times 1.1 \times 117.5 = 7,150$  pesos

Un cimiento de piedra braza cuesta 150 \$/m<sup>3</sup>. Para un perimetro de 20.8 m, 1 m de altura y 0.5 m de ancho, son 11.1 m<sup>3</sup> o sea:

$11.1 \times 1.1 \times 150 = 1,850$  pesos

Total:  $7,150 + 1,850 = 9,000$  pesos

### 5. - Costo de instalación

Para la partes metálicas, o sea para todas las partidas de equipo básico, excluyendo el horno y el aislamiento, se tomó por concepto de instalación, el 15% de su costo, o sea:

25,600 pesos

Por mano de obra y supervisión especializada para la instalación del horno, se consideró un 15% del costo de los materiales refractarios y estructurales del horno, (30) o sea:

$$160,000 \times 0.15 = 24,000 \text{ pesos}$$

El costo de instalación del aislamiento es del 30% de su costo, o sea:

$$17,500 \times 0.30 = 5,250 \text{ pesos}$$

Por tanto, el costo total de instalación del secador, excluyendo las cimentaciones, es de:

54,850 pesos

#### 6.- Gastos Indirectos de construcción

Se pueden tomar como el 50% del costo de instalación (14), o sea:

27,425 pesos

#### 7.- Imprevistos

Se pueden tomar como el 12% del costo del equipo, (14) o sea:

41,100 pesos

#### 8.- Costo de Ingeniería y Diseño

Se tomará como el 20% del costo del equipo(14),

o sea:

68,600 pesos

La inversión total es la suma de todos los conceptos anteriores y alcanza la cantidad de:

619,582 pesos

## B. - COSTO DEL SECADO

### 1. - Cargos Fijos:

#### a). - Depreciación del equipo.

Se puede considerar una depreciación en 10 años, o sea un 10% anual, es decir 61,958 pesos/año. Como se trabajan 3,600 h al año se tiene un costo de 17.20 \$/h. El costo por tonelada de producto es:

5.00 pesos/tonelada producto

#### b). - Seguro del equipo

Se tomará como el 0.5% anual sobre el valor del equipo, o sea:

0.25 pesos/tonelada producto

#### c). - Impuesto sobre el capital

Se puede considerar como el 3% del costo del equipor, (14) o sea:

1.50 pesos/tonelada producto

d). - Total de cargos fijos:

6.75 pesos/tonelada producto

2. - Costo de operación

a). - Mano de obra

Con un obrero por turno será suficiente para la operación del secador (14), con un sueldo de 55 \$/turno de 6.60 hr efectivas o sea 8.25 \$/h. El costo por tonelada de producto es:

2.40 pesos/tonelada producto

b). - Supervisión directa

Se puede tomar un 15% del costo por mano de obra (14) o sea:

0.36 pesos/tonelada producto

c). - Combustible

Suponiendo un precio de 17.80 \$/MKcal (Apéndice A) o sea como si fuera equivalente a petróleo combustible, y para un consumo de 2,960,000 Kcal/h, resulta un costo de 53.1 \$/h. El costo por tonelada de producto es:

15.50 pesos/tonelada producto

d). - Energía eléctrica

El consumo de energía eléctrica tomando en -

cuenta las eficiencias de transmisión y de los motores, será el siguiente:

Motor del ventilador general	24.5 HP
Motor del ventilador del horno	7.0 HP
Motorreductores de las válvulas reductoras	3.75 HP
Total:	<u>35.25 HP</u>

$$35.25 \text{ HP} \times 0.746 = 26.3 \text{ Kw}$$

para un costo de 0.20 \$/Kw-h, se tendrá 5.26 \$/h, o sea:

1.54 pesos/tonelada producto

e). - Mantenimiento

La literatura (14, 25, 30) recomienda tomar para secado instantáneo sin desintegración, el 5% del costo del equipo, o sea:

2.50 pesos/tonelada producto

f). - Misceláneos indirectos

Se tomará como el 15% del total de cargos fijos (14), o sea:

0.34 pesos/tonelada producto

g). - Abastecimiento de operación

Se tomará como el 10% del costo de la mano de obra (14), o sea:

0.24 pesos/tonelada producto

El costo total de operaciones es:

22.82 pesos/tonelada producto

B. - El costo total de periodo resultante es:

Cargos Fijos	Pesos/ton	%
Depreciacion del equipo	5.00	21.88
Salario del operario	0.25	1.04
Impuesto sobre el capital	1.50	6.56
<b>Total de cargos fijos</b>	<b>6.75</b>	<b>29.48</b>
<b>Costos de Operaciones</b>		
Mano de obra	2.40	10.10
Supervision directa	0.36	1.52
Comisioane	15.50	62.81
Impuesto electrico	1.54	6.15
Mantenimiento	2.50	10.10
Mantenimiento indirecto	0.24	1.01
Amortizaciones de operacion	1.24	5.11
<b>Costo total de operacion</b>	<b>22.82</b>	<b>94.22</b>
<b>Costo total de periodo</b>	<b>29.57</b>	<b>128.70</b>

Este equivale a 22.82 pesos/tonelada agua evaporada

## V. CONCLUSIONES

De los resultados obtenidos del presente estudio de secado, así como de los correspondientes al cálculo del secador y la evaluación económica, se pueden derivar las siguientes conclusiones.

1.- El secado de la fracción de bagazo de caña menor de 2.38 mm se efectuó en forma satisfactoria en un secador instantáneo experimental.

2.- Para temperaturas de secado comprendidas entre 315°C y 480°C, y velocidades de los gases de secado de 5.1 a 11.7 m/seg, el número de unidades de transferencia varía de 0.80 a 1.18, la longitud de dichas unidades fue de 19 a 28 m, y los valores del coeficiente volumétrico de transmisión de calor variaron de 300 a 470 Kcal/h°Cm<sup>3</sup>.

3.- A temperaturas de los gases de salida superiores a 235°C, comenzó a tener lugar una pirólisis parcial de la fracción.

4.- Para secar 6.5 ton de esta fracción por hora, se requiere un secador industrial con ductos aislados de 28.9 m de largo, y 1.02 m de diámetro.

5.- El consumo de energía eléctrica es de 26.3 Kw.

6.- La cantidad de calor requerida fue de 2,960,000 Kcal/h, que equivalen a un consumo por hora de 1700 Kg de bagazo con 50% de humedad.

7.- La inversión total necesaria para el equipo de secado es de 619,582 pesos.

8.- El costo de la operación de secado es de 29.65 pesos por tonelada de producto, y 33.00 pesos por tonelada de agua evaporada.

**APENDICE**

## A.- CALCULO DE LAS CANTIDADES DE CALOR Y AIRE NECESARIOS.

La cantidad de calor necesaria para efectuar el secado se estimó tomando en cuenta el calor necesario para calentar el sólido desde la temperatura de entrada a la de salida; el agua desde la temperatura de entrada hasta su temperatura de evaporación; el calor latente de evaporación del agua; y el calor para calentar el agua desde su temperatura de evaporación hasta su temperatura de salida.

Esto se indica en la siguiente ecuación:

$$q = Fc_p s (Ts_2 - Ts_1) + Wt \text{ cpH}_2\text{O} (Ts_2 - Ts_1) + W' \lambda + W' \text{ cpv} (T_2 - Ts_2)$$

en donde  $Wt$  significa la cantidad total de agua presente en el bagazo, y los demás símbolos lo mismo que en el capítulo II.

Si se considera que el calor específico del bagazo seco es 0.40 Btu/lb °F (24); la evaporación se lleva a cabo a la temperatura de bulbo húmedo, que se supondrá igual a la temperatura de salida del sólido, el calor latente de evaporación a esta temperatura de 1,008 Btu/lb y el calor específico del vapor de agua de 0.45

Btu/lb °F, entonces la cantidad de calor necesaria para el secado es:

$$q = 8,013,000 \text{ Btu/h}$$

Considerando que las pérdidas a través de las paredes del secador y el horno serán de aproximadamente 10%, el calor utilizado en el secado es:

$$q = 8,814,000 \text{ Btu/h}$$

La cantidad de aire necesario para la carga neta transferida y de radiación, desde la temperatura de entrada hasta la de salida; está dada por la fórmula:

$$q_u = w c_p (T_1 - T_2)$$

$$w = 64,400 \text{ lb/h}$$

Por tanto, la cantidad de calor que se debe suministrar a los secadores:

$$q_s = w c_p (T_1 - T_a)$$

$$q_s = 11,800,000 \text{ Btu/h}$$

El poder calorífico neto para la fracción de bagazo al 50% de humedad, que servirá de combustible, resultó ser 3,250 Btu/lb, por lo que se necesitan: 3,630 lb de bagazo/h.

Si se quema con 75% de exceso de aire, la cantidad de gases producida se obtiene por la ecuación siguiente, en donde  $P_g$  es la relación en peso de gases a bagazo, y  $m$  es la cantidad de aire, expresada en tanto por uno (12).

$$P_g = 5.75 (1 - W) m + 1$$

$$P_g = 5.75 (1 - 0.5) (1.75) + 1$$

$$P_g = 6.01 \text{ Kg Gases/Kg Bagazo}$$

$$w_1 = 6.01 \times 3,690$$

$$w_1 = 22,000 \text{ lb Gases/h}$$

Temperatura que alcanzarán los gases de combustión para estas condiciones:

$$(\Delta T) = \frac{11,800,000}{23,000 \times 0.25} = 2,050 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$T = 2,050 + 70 = 2,120 \text{ }^\circ\text{F}$$

Cantidad de aire adicional para enfriar los gases de combustión hasta 800  $^\circ\text{F}$  que es la temperatura de entrada de gases de secado:

$$(23,000) (0.25) (2,120 - 800) = w_2 (0.25) (800 - 70)$$

$$w_2 = 41,400 \text{ lb/h}$$

Cantidad total de gases:

$$23,000 + 41,400 = 64,400 \text{ lb/h}$$

## B.- CALCULO DEL HORNO

Para los hornos de tipo Ward, Hugot (12) especifica una capacidad de generación de calor de 10,000 a 35,000 Btu/h pie<sup>3</sup> de volumen del horno y de 100 a 300 lb de bagazo/h pie<sup>2</sup> de área del piso del hogar.

Para las dimensiones especificadas en el capítulo III, se tiene un volumen de 490 pies<sup>3</sup> y 29.5 pies<sup>2</sup> de área del piso, lo que equivale a una capacidad de -

28,000 Btu/h pie<sup>3</sup> y 135 lb de bagazo/h pie<sup>2</sup>.

Ya que estos valores están dentro de los límites arriba mencionados, se requiere un solo hogar para proporcionar la cantidad de calor requerido, y quemar la cantidad de bagazo húmedo necesaria según los cálculos efectuados.

La cantidad de cenizas que tiene el bagazo según la determinación experimental que se efectuó, es de 2.67%, y tienen una densidad aparente de 0.143 g/cm<sup>3</sup>, (8.93 lb/pie<sup>3</sup>).

Ya que se trabajan 3 turnos por día, con un tiempo efectivo de operación de 6 h.40 min. por turno (20 h. por día), suponiendo que la limpieza se efectúe una vez por turno, se tiene un peso de 324 lb/turno, con un volumen de 34 pies cúbicos. Para un área de 29.5 pie<sup>2</sup> y suponiendo una pila cónica, la altura de ésta es de 3.06 pies (0.95 m), que no llegaría a tapar las toberas de entrada de aire, por lo que es suficiente una limpieza por turno.

Para calcular el espesor de las paredes del horno, se estimó la temperatura de la pared exterior y la cantidad de calor perdido por hora y por pie cuadrado, por medio de dos gráficas que dan ambos valores para ladrillo refractario de una conductividad promedio de las clases usuales en hornos de combustión (28).

Para el balance económico del costo perdido, se supuso este costo en función del poder calorífico del bagazo, comparándolo a dos niveles con petróleo cuyo poder calorífico es de 18,000 Btu/lb, y de su precio para el primer caso de 0.20 \$/kg, para el segundo de la mitad de ese precio, el resultado es de 4.50 y 2.25 \$/MBtu, respec

tivamente.

Se consideró un uso anual de 180 días de zafra, y 20 h/día, o sea 3,600 h/año.

El precio del ladrillo refractario seleccionado es de 4,950 \$/1,000 ladrillos. El mortero refractario cuesta 2,880 \$/Ton, y se utilizan 200 Kg. para la colocación de 1,000 ladrillos. La mano de obra es de 15 \$/m<sup>2</sup>, (1.40 \$/pie<sup>2</sup>) para una pared de 4½ pulg. Utilizando 17 ladrillos por pie cúbico, y suponiendo pérdidas por rotura de 10%, el costo de la pared es de 8,988 \$/pie<sup>2</sup> - pulg. de espesor.

El costo de aislamiento de lana mineral, con recubrimiento monolítico impermeable es de 40 \$/m<sup>2</sup> pulg. o sea 3.75 \$/pie<sup>2</sup> pulg. espesor.

Con los datos anteriores, y suponiendo 10 y 15 años de depreciación, se efectuó un balance económico para cinco valores de espesores de pared de refractario, y dos de pared recubierta con aislante, las cuales se muestran en la tabla III. Como se nota en la tabla, resulta más económico el uso de una pared de 9 pulgadas de espesor recubierta de una capa de aislamiento de 2½ pulgadas de espesor.

### C.- CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION EN EL HORNO

Los cálculos de las caídas de presión se hicieron suponiendo que la potencia para vencer la caída de presión debido a la entrada del aire de combustión con el 75% de exceso, hasta las toberas, estará suministrada por un ventilador de tiro forzado, que proporcionará

23,000 lb/h a 70°F, o sea 5,170 pie<sup>3</sup>/min. La velocidad en las toberas debe ser de 900 pies/min (12), por lo que se necesita un área de 5.72 pies<sup>2</sup>; esta área la pueden proporcionar 3 filas de 6 orificios de 15 x 20 cm (6 x 8 pulg).

La caída total de presión en el horno será la suma de las siguientes caídas parciales:

1.- Caída de presión en la cámara principal (21):

Dentro de la cámara de combustión la temperatura es de 2120°F, el volumen de los gases es de 25,660 pie<sup>3</sup>/min, y el área transversal es de 80 pie<sup>2</sup>, dando una velocidad de 321 pie/min.

$$L = 14 \text{ pies}$$

$$A = 80 \text{ pies}$$

$$v = 321 \text{ pies/min}$$

$$\mu = 0.121 \text{ lb/pie h}$$

$$\rho = 0.0149 \text{ lb/pie}^3$$

$$G = v \rho = 287 \text{ lb/pie}^2 \text{ h}$$

$$Re = \frac{DG}{\mu} = 23,300$$

$$f = 0.0070$$

$$h_2 = \frac{2 G^2 f L}{g_c D \rho}$$

$$h_2 = 0.000051 \text{ pulg. H}_2\text{O}$$

2.- Caída de presión en la cámara secundaria.

Se calcula de la misma forma que en el párrafo anterior:

$$h_3 = 0.00028 \text{ pulg. H}_2\text{O}$$

TABLA III  
BALANCE PARA LA SELECCION DEL ESPESOR MAS ECONOMICO PARA LAS PAREDES DEL HORNO

Esesor de la pared (Pulg.)	4½	6	8 + 2½	13½	13½ + 2½	16	27	
Temperatura exterior (°F)	840	480	560	400	320	355	295	
Calor perdido: (Btu/pla <sup>2</sup> h)	3,000	1,550	820	1,060	670	815	500	
Costo a 2.35 \$/MBtu (\$/pla <sup>2</sup> año)	24.30	12.55	6.65	8.59	5.42	6.60	4.05	
Costo a 4.50 \$/MBtu (\$/pla <sup>2</sup> año)	48.60	25.10	13.30	17.18	10.84	13.20	8.10	
Costo de Construcción (\$/pla <sup>2</sup> )	40.45	60.60	90.25	121.35	130.70	161.80	242.70	
Costo a 10 años (\$/pla <sup>2</sup> año)	4.05	6.09	9.03	12.14	13.07	16.18	24.27	
Costo a 15 años (\$/pla <sup>2</sup> año)	2.70	5.39	6.02	8.09	8.71	10.79	16.18	
Costo Total \$/pla <sup>2</sup> año	2.35 \$/MBtu 10 años	29.35	20.64	15.68**	20.73	18.49	22.78	28.32
	2.35 \$/MBtu 15 años	27.00	17.94	12.67**	16.68	14.13	17.39	20.23
	4.50 \$/MBtu 10 años	52.65	33.19	22.33**	29.32	23.91	29.36	32.37
	4.50 \$/MBtu 15 años	51.30	30.49	19.32**	25.27	19.55	23.89	24.28

\*Pared de refractario, más una capa de lana mineral de 2½ pulgadas de espesor.

3.- Caída de presión por la contracción, y expansión en el arco (11):

$$v_2 = v_1 \left( \frac{A_1}{A} \right)$$

$$v_2 = 321 \left( \frac{80}{24} \right)$$

$$v_2 = 1,070 \text{ pies/min}$$

$$pv = \left( \frac{1,070^2}{1,096} \right) 0.0149$$

$$pv = 0.0142 \text{ pulg. H}_2\text{O}$$

$$h_4 = 2.4 pv$$

$$h_4 = 0.0341 \text{ pulg. H}_2\text{O}$$

4.- Caída de presión por la contracción de la cámara principal a la secundaria (19):

$$h_5 = \left( \frac{1}{C^2} - 1 \right) pv$$

$$pv = \left( \frac{642}{1,096} \right)^2 0.0149$$

$$pv = 0.00515 \text{ pulg. H}_2\text{O}$$

$$\text{para } A_2/A_1 = 0.5, \frac{1}{C^2} - 1 = 0.32$$

$$h_5 = (0.32) (0.00515)$$

$$h_5 = 0.001645 \text{ pulg. H}_2\text{O}$$

5.- Caída de presión por los cambios de dirección (1):

Para un cambio abrupto, en ductos cuadrados:

1.15 pv

Factor por la relación rectangular 8:5:

0.95 pv

Factor por ángulo de  $180^\circ$  :

1.65 pv

$$h_6 = (0.00515) (1.15) (0.95) (1.65) + (0.00515) (1.15) (0.95)$$

$$h_6 = 0.0093 + 0.0056$$

$$h_6 = 0.0149 \text{ pulg. H}_2\text{O}$$

6.- Caída total de presión en el horno.

$$h_1 = 0.000051$$

$$h_2 = 0.000280$$

$$h_3 = 0.034100$$

$$h_4 = 0.001645$$

$$h_5 = 0.014900$$

$$\underline{0.050976 \text{ pulg. H}_2\text{O}}$$

#### D.- CALCULO DE LA CHIMENEA.

Para un volumen de gases de combustión de 25,660 pie<sup>3</sup>/min, De Lorenzi (17) especifica un diámetro de 5.5 pies para chimeneas de tiro natural, y una velocidad económica de 18.2 pie/seg. (1090 pie/min). La presión dinámica en esta sección será:

$$pv = \left( \frac{1.090}{1.096} \right)^2 0.0149$$

$$pv = 0.0148 \text{ pulg. H}_2\text{O}$$

Esta parte presenta las siguientes caídas de presión:

Un cambio abrupto ( $180^\circ$ ):

1.81 pv

Un codo rectangular (1):

1.85 pv

El total es:

$$(1.81 + 1.85) (0.0148) = 0.055 \text{ pulg. H}_2\text{O}$$

Para una velocidad de 1,090 pies/min, y un diámetro de 5.5 pie la caída de presión es 0.02 pulg. H<sub>2</sub>O/100 pies (3).

Suponiendo como cálculo preliminar una altura de 50 pies, la caída de presión es:

$$h = 0.01 \text{ pulg. H}_2\text{O}$$

Por tanto, la caída total en la chimenea será aproximadamente:

$$0.065 \text{ pulg. H}_2\text{O}$$

El horno necesita tener un vacío de 0.2 pulg H<sub>2</sub>O (10), por lo tanto, el tiro que necesita proporcionar la chimenea es de:

$$0.051 + 0.065 + 0.200 = 0.316 \text{ pulg. H}_2\text{O}$$

La altura de la chimenea se obtuvo por medio de la ecuación para el tiro teórico en pulgadas de agua que proporcione una chimenea según las temperaturas del gas dentro de ella, y la temperatura atmosférica (10).

Dicha ecuación es la siguiente:

$$h = 7.6 \left( \frac{p}{760} \right) \left( \frac{T_s - T_a}{T_s T_a} \right) H$$

$$0.316 = 7.6 \left( \frac{755}{760} \right) \left( \frac{2,450 - 530}{2,450 \times 530} \right) H$$

$$H = \frac{0.316}{0.0106}$$

$$H = 29.4 \text{ pies}$$

Considerando que el tiro disponible es aproximadamente el 80% del teórico, se necesita una chimenea con una altura de:

$$H = \frac{29.4}{0.8}$$

$$H = 37 \text{ pies}$$

Un ducto circular de diámetro de 5.5 pies, equivale a un ducto cuadrado de 5 x 5 pies (3), por lo que las dimensiones de la chimenea serán:

Base cuadrada:	5 pies por lad
Altura:	37 pies

#### E. - CALCULO DEL COLECTOR CICLONICO

Se tiene un volumen de 19,350 pies<sup>3</sup>/min a 250°F (710°K). La corrección del volumen por la temperatura, para una caída de presión de 3 pulg. H<sub>2</sub>O es:

$$K = \frac{3 \times 710}{(19,400)^2}$$

$$K = 5.68 \times 10^{-6}$$

$$V = \frac{530 \times 3}{1}$$

$$V = 16,700 \text{ pie}^3/\text{min}$$

Para este volumen es necesario un ciclón con 2.16 metros (86 pulgadas) de diámetro y 7.20 metros (283 pulgadas) de altura.

#### F. - CALCULO DE LAS CAIDAS DE PRESION

1. - Caída de presión por la entrada de aire secundario:

Entran 41,400 lb/h a 70°F, o sea 9,300 pie<sup>3</sup>/min., a 277 pie/min.

La caída de presión es de 0.0025 pulg. H<sub>2</sub>O/100 pies y se tiene que tomar en cuenta un factor de corrección igual a 2, por la aspereza de las paredes (3) o sea:

$$h = \frac{2 \times 0.0025 \times 37}{100} = 0.00185 \text{ pulg. H}_2\text{O}$$

Para una entrada abrupta y un codo cuadrado, la caída de presión es (1):

$$h = 0.93 \text{ pv} + (0.95 \times 1.05) \text{ pv} = 1.93 \text{ pv}$$

$$\text{pv} = \left( \frac{277}{4,008} \right)^2 = 0.0048 \text{ pulg. H}_2\text{O}$$

$$h = 1.93 (0.0048)$$

$$h = 0.0093 \text{ pulg. H}_2\text{O}$$

$$h_c = 0.0019 + 0.0093$$

$$h_c = 0.0112 \text{ pulg. H}_2\text{O}$$

Para que entre la cantidad requerida de aire, debe existir la misma caída de presión en el lugar donde se juntan las dos entradas de aire. Esta presión es la del horno, o sea 0.251 pulg. H<sub>2</sub>O, por lo que se debe poner una válvula que proporcione una caída de 0.251 - 0.0112 ó sea 0.2398 pulg. H<sub>2</sub>O. Esto equivale a:

$$\frac{0.2398}{0.0048} = 50 \text{ pv}$$

Esta caída la puede proporcionar una válvula de compuerta situada en la chimenea, en tal forma que al estar en posición de obturación deje libre para el paso del aire de enfriamiento, aproximadamente un 20%

del área transversal de la chimenea (25).

2. - Caída de presión en la unión de los gases del horno y el aire secundario (1, 11):

$$\begin{aligned}h_1 &= 0.5 \text{ pv} \\h_2 &= 0.5 (0.00519) \\h_3 &= 0.0026 \text{ pulg. H}_2\text{O}\end{aligned}$$

3. - Caída de presión en la contracción desde la unión de los gases calientes hasta el principio del ducto de secado: (19):

$$\begin{aligned}D_1/D_2 &= 2.12 \quad \therefore h = 0.5 \text{ pv} \\pv &= \left(\frac{3,950^2}{1,096}\right) 0.0312 \\pv &= 0.406 \text{ pulg. H}_2\text{O} \\h_3 &= 0.5 \times 0.406 \\h_3 &= 0.203 \text{ pulg. H}_2\text{O}\end{aligned}$$

4. - Caída de presión en el ducto de secado (8):

Las pérdidas de energía debidas al material son las siguientes, en donde M es la cantidad de bagazo en lb/h, f un factor de fricción, y las demás literales significan lo mismo que en fórmulas anteriores.

a). - Aceleración del material:

$$\begin{aligned}E_1 &= \frac{Mv^2}{2g} \\E_1 &= \frac{(238)(40)^2}{(2)(32)} \\E_1 &= 5,910 \text{ lb pie/min}\end{aligned}$$

**b). - Trayecto horizontal:**

$$\begin{aligned} E_2 &= M L f \\ E_2 &= (238) (91.5) (1) \\ E_2 &= 21,800 \text{ lb pie/min} \end{aligned}$$

**c). - Elevación del material:**

$$\begin{aligned} E_3 &= M z \\ E_3 &= 238 (10.1) \\ E_3 &= 2,350 \text{ lb pie/min} \end{aligned}$$

**d). - Fricción en los codos:**

$$\begin{aligned} E_4 &= \frac{M v^2 \text{ de } f}{g R} \\ E_4 &= \frac{(238) (1600) (14.1)}{32.2 \times 8.95} \\ E_4 &= 18,500 \text{ lb pie/min} \end{aligned}$$

**e). - El total de las pérdidas de energía es:**

$$\begin{aligned} E &= E_1 + E_2 + E_3 + E_4 \\ E &= 48,500 \text{ lb pie}^3/\text{min}^4 \\ V_m &= 3,000 \text{ pies/min} \times 8.70 \text{ pies}^2 \\ V_m &= 26,100 \text{ pies}^3/\text{min} \end{aligned}$$

Transformando las pérdidas de energía a caída de presión, se tiene:

$$\begin{aligned} h &= \frac{E}{5.2 V_m} \\ h_4 &= \frac{48,500}{5.2 (26,100)} \\ h_4 &= 0.387 \text{ pulg. H}_2\text{O} \end{aligned}$$

f. - Caída de presión debido a los gases (3):

La caída de presión para un flujo medio de 26,100 pie<sup>3</sup>/min a una velocidad de 3,000 pie/min. es de 0.24 pulg H<sub>2</sub>O/100 pies.

La corrección debida a la densidad de los gases es:

$$h_o = h_s \left( \frac{p_o}{p_s} \right)$$

$$h_o = 0.24 \left( \frac{0.0412}{0.075} \right)$$

$$h_o = 0.132 \text{ pulg. H}_2\text{O}/100 \text{ ft.}$$

Como el ducto tiene una longitud de 91.5 pies, la caída de presión es:

$$h_s = 0.132 \times 0.915$$

$$h_s = 0.121 \text{ pulg. H}_2\text{O}$$

5. - Caída de presión en la entrada al colector ciclónico:

La entrada del colector tiene un área de 5.5 pie<sup>2</sup>, lo que proporciona una velocidad de 3,040 pie/min.

La presión dinámica es:

$$p_v = \left( \frac{3,040^2}{1,096} \right) 0.0554$$

$$p_v = 0.425 \text{ pulg. H}_2\text{O}$$

La caída de presión para una contracción gradual es (19):

$$h_6 = 0.05 p_v$$

$$h_g = 0.02125 \text{ pulg. H}_2\text{O}$$

**6. - Caída de presión en el colector ciclónico:**

El colector ciclónico seleccionado causa de acuerdo con los datos de catálogo de los fabricantes una caída de presión de 3 pulg. H<sub>2</sub>O.

**7. - Caída de presión en el ducto del ciclón al ventilador.**

La salida del ciclón es un ducto de 24 3/4 x 42 1/4 pulg. y tiene un área transversal de 7.27 pie<sup>2</sup>, y un flujo de 19,350 pies<sup>3</sup>/min a lo que corresponde una caída de presión de 0.17 pulg. H<sub>2</sub>O/100 pies, (3). Para una longitud de 30 pies, esto equivale a 0.057 pulg. H<sub>2</sub>O.

Tiene dos codos de 90°, que producen una caída de:

$$h = 0.2 \text{ pv}$$

$$\text{pv} = \frac{2,300^2}{1,096} 0.0412$$

$$\text{pv} = 0.182 \text{ pulg. H}_2\text{O}$$

$$h = 2(0.2)(0.182)^2$$

$$h = 0.073 \text{ pulg. H}_2\text{O}$$

La caída total es:

$$h_g = 0.130 \text{ pulg. H}_2\text{O}$$

**8. - Caída por el ducto de descarga del extractor**

Suponiendo un diámetro de 37 pulg. y un volumen de 19,350 pie<sup>3</sup>/min., a 250°F, su velocidad será

de 2,700 pies/min.

Su caída de presión es de 0.12 pulg  $H_2O$ /100 pies, (3) y para una altura de 30 pies, es de 0.036 pulg.  $H_2O$ .

La caída por el sombrero de intemperie es de 0.10 pv. (19)

$$pv = \left( \frac{2,700^2}{1,050} \right) 0.0412$$

$$pv = 0.25 \text{ pulg. } H_2O$$

$$h = 0.025 \text{ pulg. } H_2O$$

La caída total es:

$$h_0 = 0.061 \text{ pulg. } H_2O$$

Resumiendo, la caída total de presión en el sistema es:

$h_1$	-	0.2510	Cámara de combustión
$h_2$	-	0.0026	Unión de los ductos de mezcla de gases calientes, aire frío.
$h_3$	-	0.2030	Contracción de entrada al ducto de secado
$h_4$	-	0.3870	Conducción neumática del material
$h_5$	-	0.1210	Ducto de secado
$h_6$	-	0.0213	Contracción de entrada al colector ciclónico
$h_7$	-	3.0000	Colector ciclónico
$h_8$	-	0.1300	Ducto del colector al extractor
$h_9$	-	0.0610	Ducto de descarga del extractor
$h_t$	-	4.1769	Total

dando un 20% de margen de seguridad,  $h_t = 5 \text{ pulg. } H_2O$

## G. - CALCULO DEL VENTILADOR

El ventilador será con aspas curvas aerodinámicas, tipo Airfoil, y manejará 19,350 pies<sup>3</sup>/min. a 250°F, con una caída de presión de 5 pulg. H<sub>2</sub>O. Ya que la selección se hace en tablas de condiciones a 70°F, es necesario usar un factor de corrección debido a la temperatura que en este caso es 1.34. Por tanto, al ventilador a buscar en el catálogo será uno que trabaje a 19,350 pies<sup>3</sup>/min. y 6.7 pulg. H<sub>2</sub>O. Se encontró que el tamaño 36½ de una marca de manufactura nacional, clase II, entrada sencilla, puede manejar 20,280 ft<sup>3</sup>/min. a 7 in H<sub>2</sub>O, a 1,144 RPM, consumiendo 26.88 HP al freno. Dividiendo esta potencia entre el factor de corrección usado previamente, se obtienen 20 HP al freno para trabajo a 250°F. Considerando que el motor trabaje al 65% de su capacidad, para estas potencias se tiene una eficiencia del 86% (4), y suponiendo que la eficiencia del sistema de transmisión sea del 95%, se necesita un motor de 38 HP de potencia. Siendo más común el uso de un motor de 50 HP que en uno de 40 HP, y para proveer un amplio margen de seguridad, se escogió un motor de 50 HP, trifásico, de 60 ciclos, 440 v. y 1,750 RPM.

La transmisión necesaria es un juego de poleas de 4 bandas trapezoidales tamaño C, calculadas de acuerdo con los tamaños y potencias recomendados por los fabricantes de estas piezas.

## H. - CALCULO DE LAS VALVULAS ROTATORIAS DE ALIMENTACION Y DESCARGA

### 1. - Alimentación en el horno

La alimentación en el horno será de 3,630 lb.

de bagazo/h, con una densidad aparente de 6.5 lb/pie<sup>3</sup>, o sea un volumen de 9.33 pies<sup>3</sup>/min. Como las válvulas tienen su máxima capacidad a 30 RPM, se necesita una con capacidad de 0.311 pies<sup>3</sup>/revolución. Si la válvula sólo se llena hasta un quinto de su capacidad, es necesario una válvula para 1.64 pies<sup>3</sup>/revolución.

Esto corresponde a una válvula con 12 pulgadas de entrada y se moverá con un motorreductor de 3/4 HP.

La dosificación del bagazo se hará por medio de la apertura de una válvula de compuerta ajustable que estará colocada abajo de un transportador de tablillas que traerá el bagazo proveniente del equipo de clasificación previo al secador.

## 2. - Alimentación al secador

Serán 14,300 lb/h, o sea 36.6 pies<sup>3</sup>/min, ó 1.22 pies<sup>3</sup>/rev. Se necesita, por tanto, una válvula con capacidad para 6.3 pies<sup>3</sup>/rev., que corresponde a una entrada de 20 pulgadas, accionada con un motorreductor de 1½ HP. La dosificación del bagazo se efectuará por el mismo método que para la alimentación del horno.

## 3. - Descarga del colector ciclónico

Manejará 7,526 lb/h, con una densidad aparente de 4.25 lb/pie<sup>3</sup>, o sea 29.6 pies<sup>3</sup>/min (0.989 pies<sup>3</sup>/revolución) por lo que se usará una válvula con capacidad para 6.3 pies<sup>3</sup>/rev., que corresponde a una entrada de 20 pulgadas, accionada con un motorreductor de 1½ HP. De aquí se transportará neumáticamente al almacén, ó al proceso siguiente.

## I. - CALCULO DE LAS PUERTAS DE EXPLOSION

Para este tipo de equipo, es suficiente una relación de área de venteo de  $1 \text{ pie}^2$  por cada 30 pies cúbicos de volumen del sistema. (23) El volumen del ducto de secado es de  $796 \text{ pies}^3$ , por lo que se necesita un área de venteo de  $26.4 \text{ pie}^2$ .

La parte superior de la contracción antes del ciclón es una trapezoid con 40 y  $18 \frac{3}{4}$  pulgadas en sus bases, por lo que necesita tener 11 pies de largo.

El colector ciclónico escogido tiene una sección cilíndrica de 7.16 pies de diámetro y 10.25 pies de altura, unida a un cono truncado de 7.16 y 0.83 pies de diámetros y 10.4 pies de altura, lo que da un volumen de  $568 \text{ pies}^3$ . Para este volumen se necesitan  $18.9 \text{ pies}^2$  de superficie, los cuales se pueden proporcionar con 18 puertas de explosión de 1 pie de largo por 1.1 pies de altura, separadas cada 3 pulgadas, colocadas en las paredes de la parte cilíndrica de la cabeza del ciclón. Ya que el sistema trabaja a la succión, las puertas consistirán en tapas sueltas de las dimensiones mencionadas, que actuarán como puertas de explosión tan pronto como exista presión positiva dentro del ducto de secado.

## J. - CALCULO DE LA JUNTA DE EXPANSION

El alargamiento del ducto de secado, debido a la expansión térmica del acero, durante los períodos de calentamiento y secado, está dado por la siguiente fórmula (2, 18).

$$L_t = L_0 (1 + 0.1158 \times 10^{-4} t + 0.0053 \times 10^{-6} t^2)$$

La temperatura media a que estará sujeto el ducto es de 495°F, (257°C).

Sustituyendo los valores y efectuando las operaciones, se obtiene:

$$l_t = 92.0926 \text{ pies}$$

El alargamiento es  $92.0926 - 91.5 = 0.5926$  pies, por tanto la junta de expansión debe permitir un alargamiento del ducto de hasta 8 pulgadas.

#### K. - ESPECIFICACIONES DE LOS SOPORTES DEL SECADOR.

La parte horizontal del secador estará soportada por 4 soportes separados 4.5 m. entre sí.

Medirán 2.2 m. de altura, 0.61 m. de ancho, y 1.52 m. de largo, con 12 tensores inclinados y 12 horizontales, el peso total de los soportes será de 710 Kg.

El contacto entre el soporte y el secador será por medio de unos cilindros rotatorios, para que no se deforme por la dilatación térmica.

El soporte del ciclón medirá 4.80 m. de altura, y 2.30 m. de ancho, tendrá 12 soportes horizontales y 16 inclinados. Su peso será 682 Kg, según especificaciones.

#### L. - PERDIDAS DE CALOR A TRAVES DE LAS PAREDES DEL HORNO Y DEL SECADOR

##### 1. - Paredes del horno.

El área exterior del horno es de 764 pies<sup>2</sup>, y pa

ra un espesor de 9 pulgadas recubiertas con  $2\frac{1}{2}$  pulgadas de lana mineral, la pérdida de calor es de 820 Btu/pie<sup>2</sup> (28), lo que da un total de 628,000 Btu/h.

2. - El ducto de secado estará aislado con una capa de lana mineral de 7.6 cm (3 pulg) de espesor, la cual tiene un coeficiente de conductividad térmica que a 500°F vale 0.05 Btu/h·pie<sup>2</sup> (°F/pie). El diámetro interno es de 3.34 pies y el externo es de 3.84 pies. La ecuación para calcular las pérdidas de calor es la siguiente (25):

$$q = \frac{2.73 L k \Delta T}{\log \frac{D_2}{D_1}}$$

$$q = \frac{2.73 \times 91.5 \times 0.05 (495 - 70)}{\log \frac{3.84}{3.34}}$$

$$q = 88,500 \text{ Btu/h}$$

3. - El calor total perdido es:

$$628,000 + 88,500 = 716,500 \text{ Btu/h}$$

Los cálculos anteriores son para equipos dentro de edificios, o sea suponiendo ausencia de corrientes de aire. Como el secador estará a la intemperie, para vientos de 30 millas por hora (13.5 m/seg) las pérdidas de calor para aislamiento de 3 pulg. de espesor se incrementan un 5% (13), por lo tanto, las pérdidas totales son de 752,500 Btu/h, o sea un 9.4% de la cantidad de calor calculada originalmente.

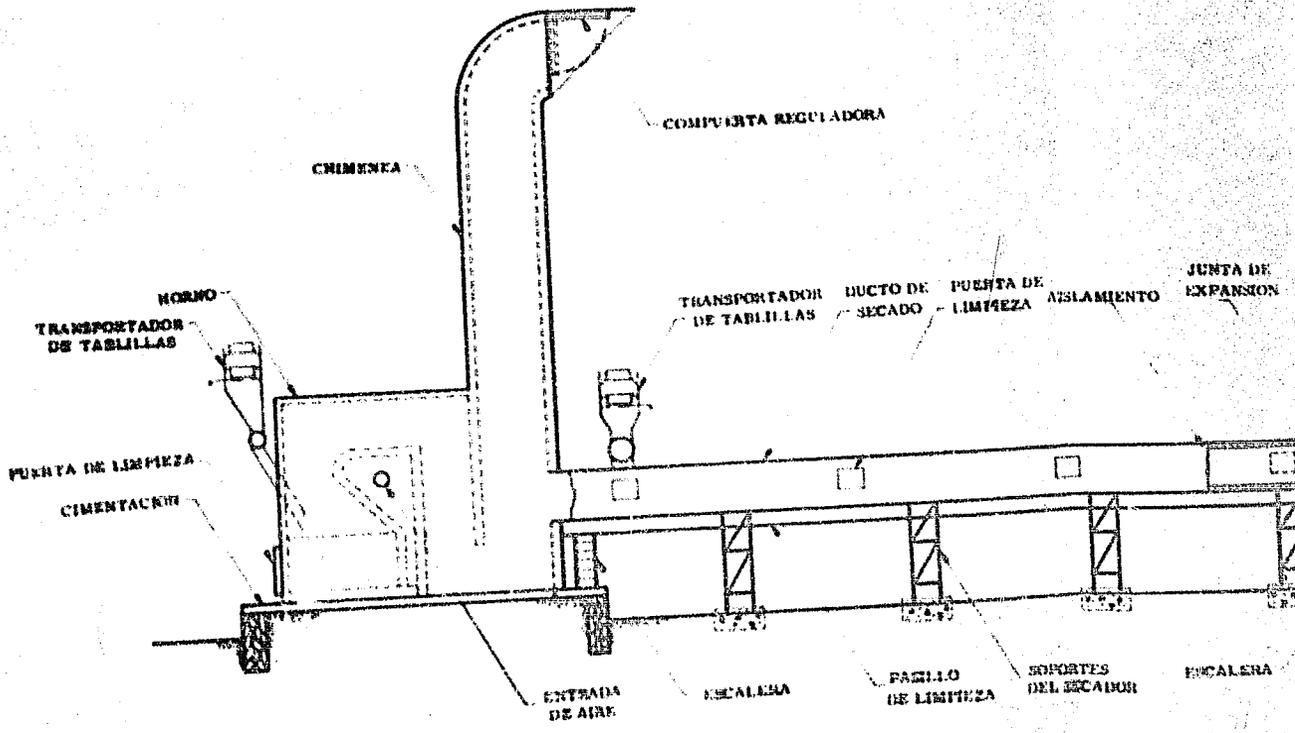
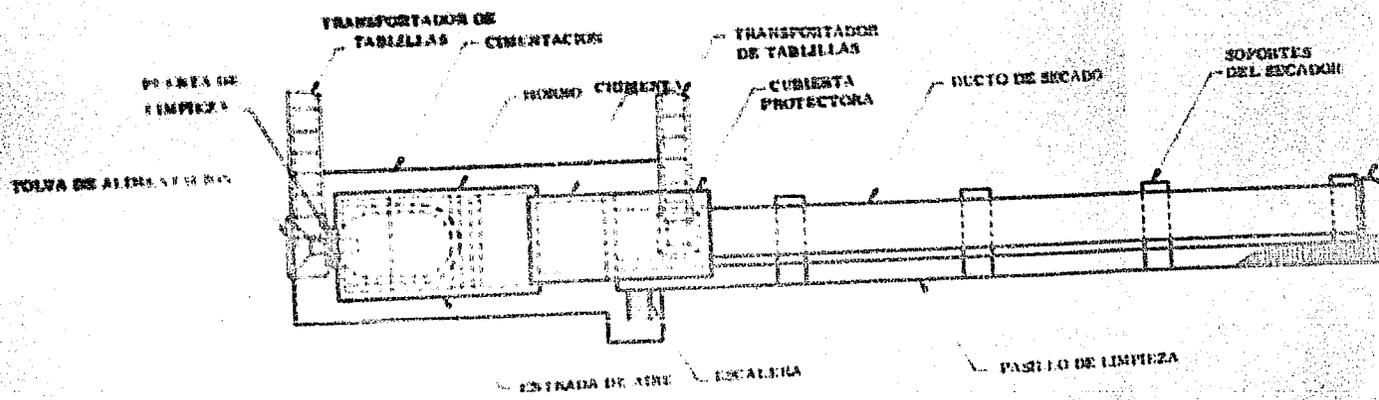
**BIBLIOGRAFIA**

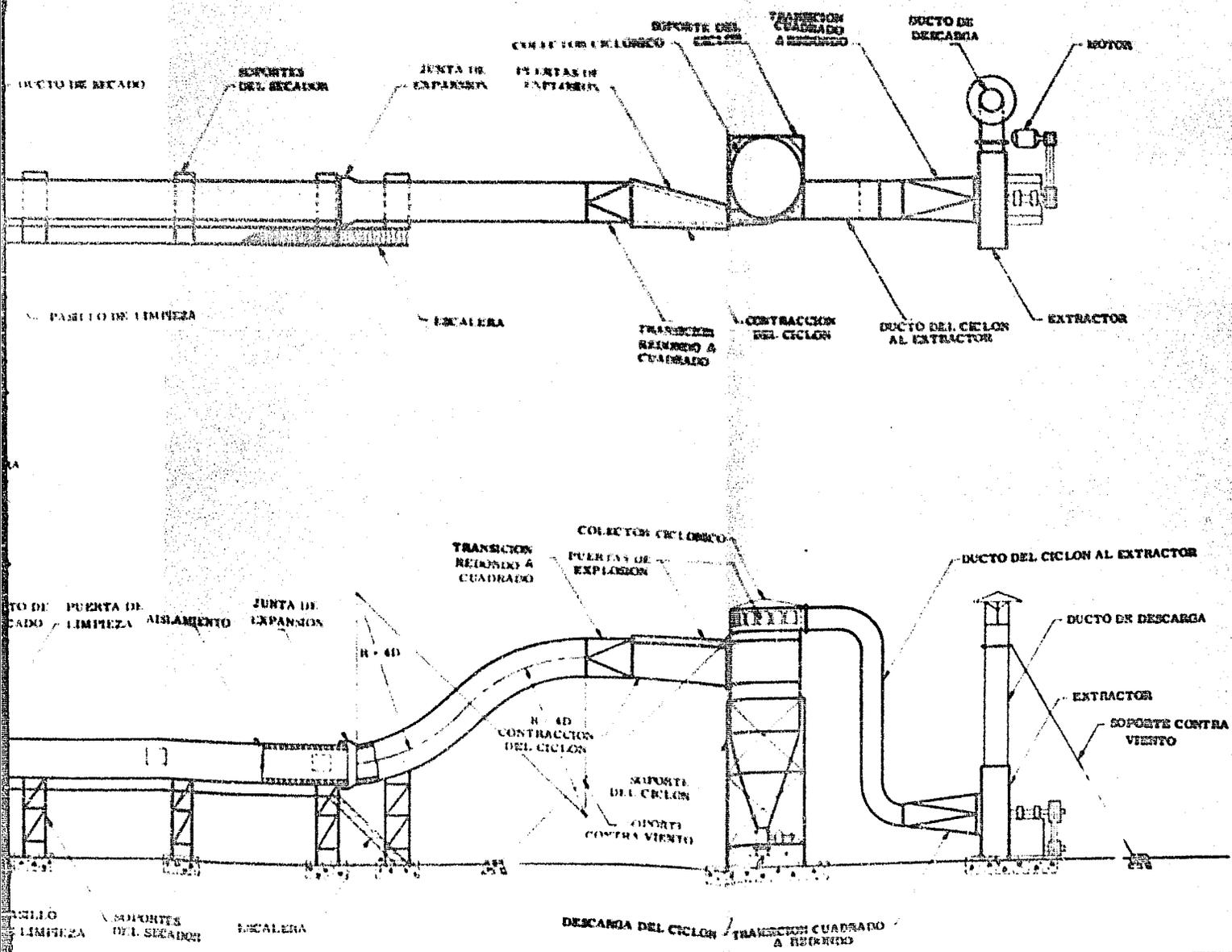
1. - Alden, J. L. - Design of Industrial Exhaust Systems. 3a. Ed. The Industrial Press, New York, 1959.
2. - American Institute of Steel Construction. - Steel Construction, 9a. Ed. A.I.S.C., New York, 1949.
3. - American Society of Heating and Ventilation Engineers. - Heating Ventilating, Air Conditioning Guide, Vol. 31, A. S. H. V. E., New York, 1953.
4. - Clarke, L. and Davidson, R. L. - Manual for Process Engineering Calculations, 2a. Ed., McGraw Hill Book Co. Inc., New York, 1962.
5. - Compañía Fundidora de Fierro y Acero de Monterrey, S. A. - Manual para Constructores, 5a. Ed., Sistemas y Servicios Técnicos, S. A. Monterrey, 1954.
6. - Deerr, N. - Cane Sugar, 2a. Ed., p. 454-472, Norman Rodger, Ed. London, 1921
7. - Diaz Compañía, J. - XXXIV Memoria Anual, p. 75-87., A. T. A. C. Habana, 1961

8. - Fischer, J. - Chem. Eng. p. 114-118, June 2, 1958.
9. - Fuller, C.W. - U.S. Pat. No. 2,481,305, Sept. 6, 1949
10. - Griswold, J. - Fuels, Combustion and Furnaces, p. 297-376, McGraw Hill Book Co., Inc., New York, 1946
11. - Hemeon, W.C.L. - Plant and Process Ventilation, The Industrial Press, New York, 1955
12. - Hugot, E. - Manual para Ingenieros Azucareros, p. 617-650, Cía. Editorial Continental, S.A. México, D.F., 1963
13. - Johnson, A.J., and Auth, G.H. - Fuels and Combustion Handbook, 1a. Ed. p. 671-702, McGraw Hill Book C., Inc., New York, 1951
14. - Lapple, W.C., and Clark, W.E. - Chem. Eng. p. 177-200, Nov. 1955
15. - Larraza, P. - Chem. Eng. Prog. 56, No. 6, p. 41-43, June, 1960.
16. - Lipscomb, J. - U.S. Pat. No. 2,134,229, Oct. 25, 1938.
17. - de Lorenzi, O. - Combustion Engineering, Combustion Engineering-Superheater Inc., New York, 1949.

18. - Manual Azucarero Mexicano, 7a. Ed., Cía. Editora del Manual Azucarero, S.A., México, 1964.
19. - Madison, R.D. - Fan Engineering, 5a. Ed., Buffalo Forge Co, Buffalo, 1949.
20. - Martínez, S.E. - Power, Vol. 180 No. 1, p. 52-55, Jan. 1964.
21. - Mc Cabe, W.L., and Smith, J.C. - Unit Operations of Chemical Engineering, McGraw Hill Book Co., Inc., New York, 1956.
22. - Morelos, O. - Comunicación privada.
23. - National Fire Protection Association. - Guide for Explosion Venting, N. F. P. A., Boston, 1954
24. - Organización para la Agricultura y la Alimentación. - Perspectivas de la Industria del Papel y Celulosa en la América Latina, F.A.O., O.N.U., New York, 1955.
25. - Perry, J.H. - Chemical Engineers' Handbook, 4a. Ed., McGraw Hill Book Co., Inc., New York, 1963.
26. - Rase, H.F. and Barrow, M.H. - Project Engineering of Process Plants, J. Wiley and Sons, New York, 1957.
27. - Spencer, G.L., and Meade, C.P. - Cane Sugar Handbook, 8a. Ed., p. 60-60, - J. Wiley and Sons, New York, 1957.

28. - **Trinks, W. - Industrial Furnaces, Vol. I, 3a. Ed, p. 75-100, J. Wiley and Sons, New York, 1934.**
29. - **U.S. Department of Agriculture. - Possibilities for Expanding the Market for Sugar Cane Bagasse, Agricultural Marketing Service, Washington, 1955.**
30. - **Vilbrant, F.C., and Dryden, C.E. - Chemical Engineering Plant Design, 4a. Ed, McGraw Hill Book Co. Inc., New York, 1959**





U.T.A	PLANO DEL EQUIPO DE SECADO		
ESCUELA DE CIENCIAS QUIMICAS	I. M. I. T.	ENRIQUE GARCIA COLENA	FIGURA 2 3
	MEXICO, D.F.	1954	1004