

UNIVERSIDAD DEL VALLE
FACULTAD DE CIENCIAS Y HUMANIDADES
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

EVALUACION DEL DESARROLLO DE UN
SECADOR SOLAR-COMBUSTION PARA MADERA ASERRADA

**BIBLIOTECA
DE LA
UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA**

ELABORADO POR: CARLOS ENRIQUE ASENSIO
CARNET No.: 80081

Guatemala, 31 de agosto de 1987

CONTENIDO GENERAL

	<u>Pag</u>
I. INTRODUCCION	
A. GENERALIDADES SOBRE SECADO	2
B. FACTORES QUE AFECTAN EL TIEMPO DE SECADO	3
C. CONDICIONES QUE DEBEN PREVALECER EN EL SECADOR	3
II. ANTECEDENTES	5
III. OBJETIVOS	6
IV. DESARROLLO EXPERIMENTAL	7
A. PARAMETROS DE DISEÑO	14
B. CARACTERISTICAS DEL SECADOR	14
V. PRUEBAS Y DISCUSION DE RESULTADOS	
A. PRUEBAS INICIALES	18
B. PRUEBAS DE ENSAYO DE COMBUSTION	21
C. ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DEL SECADOR TRABAJANDO CON EL SISTEMA DE COMBUSTION	25
D. DISEÑOS ALTERNATIVOS PROPUESTOS	28
E. EVALUACION DEL SISTEMA FINAL	38
VI. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	46
VII. ANEXOS	
A. CALCULO DE LAS CARACTERISTICAS DEL INTECAMBIADOR DE CALOR	50
B. CALCULO DEL TIRO DE LA CHIMENEA	54
VIII. BIBLIOGRAFIA	57

I. INTRODUCCION

Debido a que el proceso de secado de madera se hace tradicionalmente al aire libre, el ICAITI ha venido trabajando en el diseño e instalación de secadores solares para madera, que contribuyan a mejorar el aprovechamiento de este recurso.

Con el propósito de mejorar la eficiencia de un secador solar para madera, se pensó en dotarlo de una fuente alternativa de energía diferente de la energía solar, que permitiera mantener una operación continua del secador. Ya que el aserrín es un subproducto del trabajo de la madera en los talleres de carpintería, y puede aprovecharse para generar energía al quemarlo, el proyecto se orientó hacia el diseño e implementación de un sistema de generación de energía a base de la combustión del aserrín.

El propósito de este trabajo es presentar el desarrollo de los pasos que se siguieron en la implementación del sistema auxiliar de generación de energía haciendo énfasis en la utilización de equipos diseñados y fabricados localmente, lo cual presenta un aspecto novedoso en cuanto a que permitirá su aplicación a otros campos, y contribuirá al desarrollo de la ingeniería autóctona.

Debido a lo anterior, y a que se deseaba que la tecnología fuese asequible a los distintos niveles tecnológicos de Centroamérica, el desarrollo de la unidad implicó la aplicación tanto de ingeniería básica como de un proceso de prueba y error. Tal metodología es la que se describe y evalúa en el presente trabajo.

INDICE DE FIGURAS

- FIGURA 1: Diagrama Esquemático de la Configuración Original del Sistema de Combustión
- FIGURA 2: Diagrama Esquemático de la Primera Modificación del Sistema
- FIGURA 3: Diagrama Esquemático de la Inclusión del Ciclón en el Sistema de Combustión
- FIGURA 4: Plano de Elevación de Conjunto: Cámara de Combustión e Intercambiador de Calor Instalados
- FIGURA 5: Plano de Planta del Conjunto: Cámara de Combustión e Intercambiador de Calor Instalados
- FIGURA 6: Diagrama de las Partes del Secador Solar
- FIGURA 7: Diagrama del Sistema de Transmisión de Movimiento
- FIGURA 8: Diagrama del Sistema Mostrando las Temperaturas Registradas en la Pared del Intecambiador Cuando los Ventiladores están Parados
- FIGURA 8A: Diagrama del Sistema Mostrando las Temperaturas Registradas en la Pared del Intercambiador de Calor Cuando los Ventiladores están Operando
- FIGURA 9: Diagrama de Modificaciones Sugeridas a la Salida de la Cámara
- FIGURA 10: Diagrama de Modificaciones Sugeridas Utilizando otra Modalidad de Intercambiador de Calor
- FIGURA 11: Diagrama de Modificaciones Sugeridas Eliminando el Ciclón y Conectando Directamente la Salida de la Cámara al Intercambiador
- FIGURA 12: Diagrama de Modificaciones Sugeridas Utilizando un Tipo Diferente de Quemador (vista en elevación)
- FIGURA 12A: Vista en Planta del Diagrama Anterior

- FIGURA 13: Diagrama de Modificaciones Sugeridas Utilizando otro Modelo de Quemador (vista en elevación)
- FIGURA 13A: Vista en Alzado del Diseño Anterior
- FIGURA 14: Plano de la Modificación Final Adaptada (vista planta)
- FIGURA 14A: Plano de la Modificación Final Adaptada (vista en elevación)
- FIGURA 15: Diagrama de la Polea Doble Instalada en el Eje del Motor
- FIGURA 16: Diagrama del Eje del Ventilador
- FIGURA 17: Diagrama del Sistema de Transmisión de Movimiento Modificado

A. GENERALIDADES SOBRE SECADO

Los tejidos vegetales pueden contener agua en diversas formas, pero desde el punto de vista del secado, solamente interesan el agua libre o capilar y el agua ligada.

El agua libre, también llamada agua extracelular, es aquella que se encuentra llenando las cavidades intercelulares y es la más sencilla de extraer. El agua ligada es aquella que está incluida en la pared celular formando parte de ella. Cuando se inicia la extracción de esta humedad, también comienzan los cambios en las propiedades de la madera, por ello, es importante lograr un proceso controlado en la extracción de este tipo de humedad mediante un sistema funcional.

Una madera adecuadamente secada tiene las siguientes ventajas:

1. Se disminuyen los cambios en el tamaño de las piezas, ya que estos ocurren cuando hay un proceso no controlado de secado: estabilidad dimensional
2. Las juntas y ensambles son más resistentes.
3. Aumenta la resistencia contra la pudrición y las manchas.
4. La madera aumenta su trabajabilidad permitiendo mejores cortes y acabados.
5. Los barnices y pinturas pueden aplicarse más uniforme y efectivamente.

Movimiento de la Humedad en la Madera:

Durante el proceso de secado, el agua empieza a emigrar desde el interior de la pieza debido a dos fenómenos físicos: la difusión y la capilaridad.

El agua que llega a la superficie se elimina con rapidez por evaporación en la corriente de aire no saturado que se usa para el proceso de secado.

Pero si el aire está muy caliente y las temperaturas en el interior de la cámara son muy altas, puede ocurrir un secado brusco que ocasione una contracción violenta de la superficie de la pieza cerrando los poros con lo cual se impide la salida de la humedad que aún se encuentra en el interior de la pieza, lo que ocasiona el apareamiento de grietas y rajaduras como consecuencia

de un proceso no controlado de secado.

B. Factores que Afectan el Tiempo de Secado:

1. Contenido de Humedad Inicial:

Dependiendo de la edad del árbol y su situación geográfica, la madera aserrada puede tener distintos contenidos de humedad inicial. Esto puede aprovecharse a la hora de secarla, pues las tablas más húmedas deberán colocarse abajo para permitir retirar antes las menos húmedas colocadas arriba de la pila y sustituirlas por otras hasta que las más húmedas se sequen y puedan ser retiradas también.

2. Grosor de la Pieza:

Esta es la característica más influyente en los programas de secado, pues dependiendo del espesor de las tablas, se acortará o se alargará el tiempo de secado.

Lo que se recomienda es que todo el lote que se va a secar sea del mismo grosor de la tabla.

3. Semejanza de las Especies:

Cada especie posee diferentes períodos de secado, por eso, se recomienda que los lotes a secar sean de la misma especie.

4. Ventilación adecuada:

Correcta ventilación removiendo el aire saturado e introduciendo aire fresco.

5. Secuencia de Secado:

Tiempo de calentamiento efectivo en el cual se aprovecha la energía para la remoción de humedad. Mientras mayor sea la secuencia de secado, menor será el tiempo que se utilice en procesar cada lote.

C. Condiciones que deben Prevaler en un Secador:

1. Que el aire que circula en el interior del secador y que será utilizado para secar las piezas de madera en contacto con él, esté lo más seco po-

- sible, para lo cual deberá proporcionársele calor.
2. Que el aire saturado de humedad sea adecuadamente removido y sustituido por aire fresco con contenido bajo de humedad para proseguir el proceso. (Que se mantenga un gradiente de humedad.)
 3. Que la pila del lote de madera que se va a secar esté correctamente dispuesta en el interior de la cámara de secado, para lo cual es menester:
 - a) Que la cara de la pila que da al plenum (frente) esté completamente plana y vertical.
 - b) Que exista una separación mínima de 2 cms (3/4") entre las piezas a secar.
 - c) Que el ancho máximo de pila no pase de 1.20 m (4 pies) para que se logre un secado más uniforme.
 - d) Que los polines o separadores estén correctamente alineados y que no hayan en exceso.
 - e) Que el aire circule adecuadamente entre la pila, lo cual se logra colocando orientadores a distintas alturas en el área del plenum.

II. ANTECEDENTES

Desde hace aproximadamente 5 años, el ICAITI inició el estudio y desarrollo de secadores solares para madera, dentro del Proyecto "Leña y Fuentes Alternas de Energía".

Fue en 1985, cuando se obtuvo un secador solar tipo, el cual se ha difundido bastante debido a la necesidad de secar madera para mejorar sus características y su trabajabilidad.

A partir de entonces, se ha pensado en crear un sistema alternativo de generación de energía que utilice los desperdicios de madera de los talleres y aserraderos donde están instalados estos secadores.

Por ello, en 1986, se inició el estudio y desarrollo del secador solar híbrido, dentro del Proyecto "Leña y Fuentes Alternas de Energía" con el objeto de dotar al secador solar de una fuente alterna de energía que pueda reproducir las condiciones de secado solar durante las horas de no insolación o servir de auxiliar cuando las condiciones de secado así lo demanden, aprovechando el aserrín, viruta o pedacería de madera que resultan del trabajo de la misma.

III. OBJETIVOS

Objetivos Generales:

El presente trabajo tiene la finalidad de evaluar la creación de un sistema alternativo de generación de energía que sea capaz de reproducir las condiciones de secado para un secador solar en horas de no insolación y que a la vez, pueda usarse como complemento cuando las condiciones de secado así lo demanden.

Objetivos Específicos:

1. Dar seguimiento a:
 - El desarrollo de un diseño óptimo de quemador que pueda aprovechar los desechos del trabajo de la madera como por ejemplo, el aserrín.
 - El diseño de un intercambiador de calor que permita transferir la energía generada por la combustión hacia el interior del secador para poder ser aprovechada en el proceso de secado.
 - La implementación de un sistema que siendo sencillo de operar, ayude a la productividad del secador utilizando materiales que pueden obtenerse localmente para su construcción.
2. Evaluar la eficiencia del equipo de combustión trabajando con el secador.

IV. DESARROLLO EXPERIMENTAL

Los estudios se iniciaron ensayando la combustión en suspensión del aserrín debido a que éste ofrece ciertas ventajas en cuanto al manejo y es el producto más abundante en los talleres de carpintería.

La combustión en suspensión se utiliza mucho cuando se queman combustibles sólidos como el carbón mineral y en este caso, el aserrín, y el objetivo principal es diseñar una cámara de combustión que permita un tiempo de residencia cabal para que la combustión se lleve a cabo en la manera más eficiente posible.

Se ensayaron varios tipos y el diseño que dio los mejores resultados fue el de la forma de cono invertido.

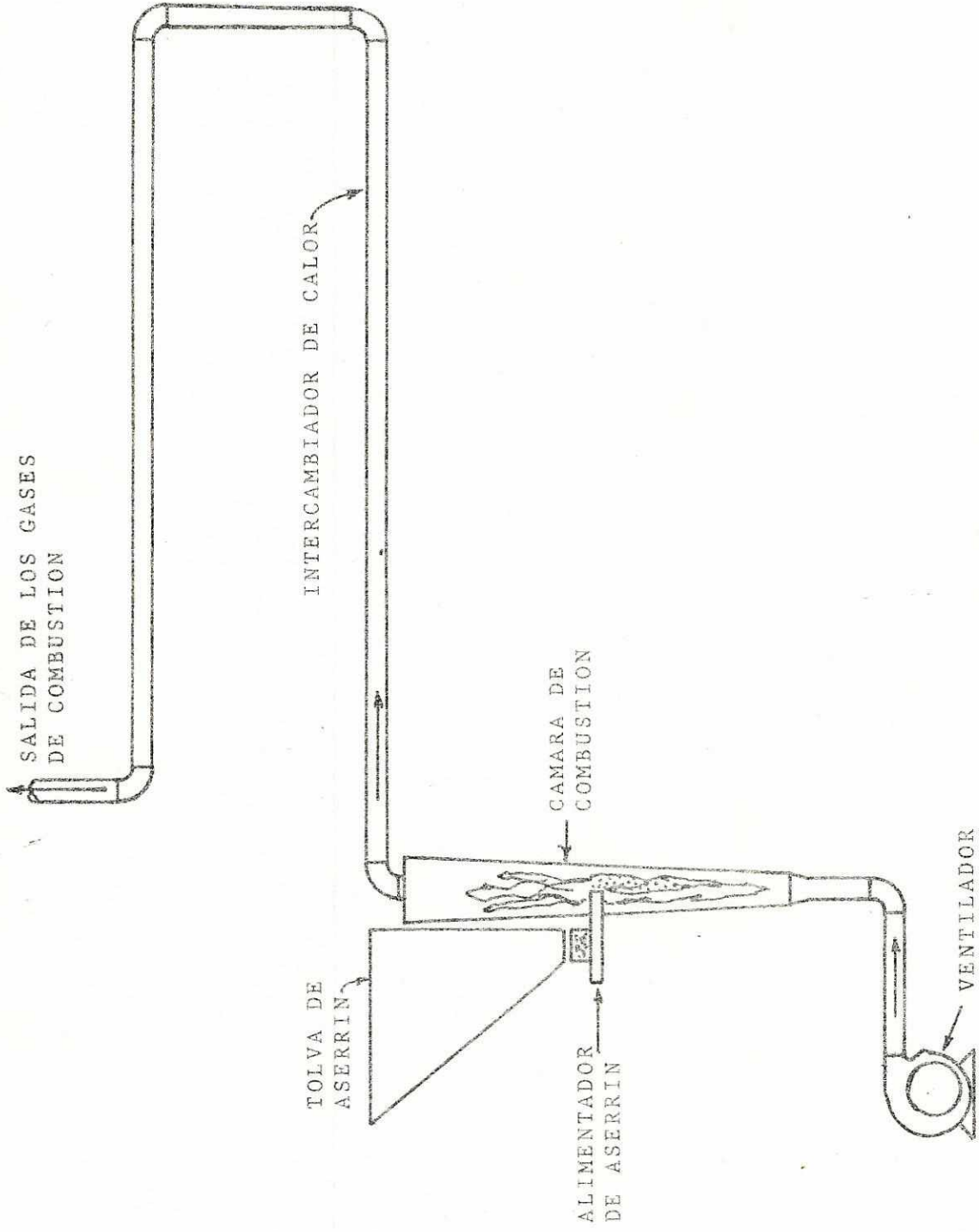
Se procedió, entonces, a construir el equipo como se muestra en la Figura 1 y se iniciaron las pruebas sobre este diseño.

Los resultados obtenidos fueron prometedores, pero surgieron algunos problemas que nos condujeron a introducir las primeras modificaciones.

Nos encontramos con que el aire suministrado por el ventilador arrastraba muchas partículas de aserrín no combustionadas o parcialmente combustionadas, las cuales podrían ocasionar problemas posteriores de incrustación en el intercambiador de calor. Este problema también provocaba un bajo rendimiento entre el aserrín alimentado y la relación de combustión generada, puesto que solamente un porcentaje podía ser aprovechado para quemarlo y generar energía calorífica. El resto se perdía al ser arrastrado sin quemar.

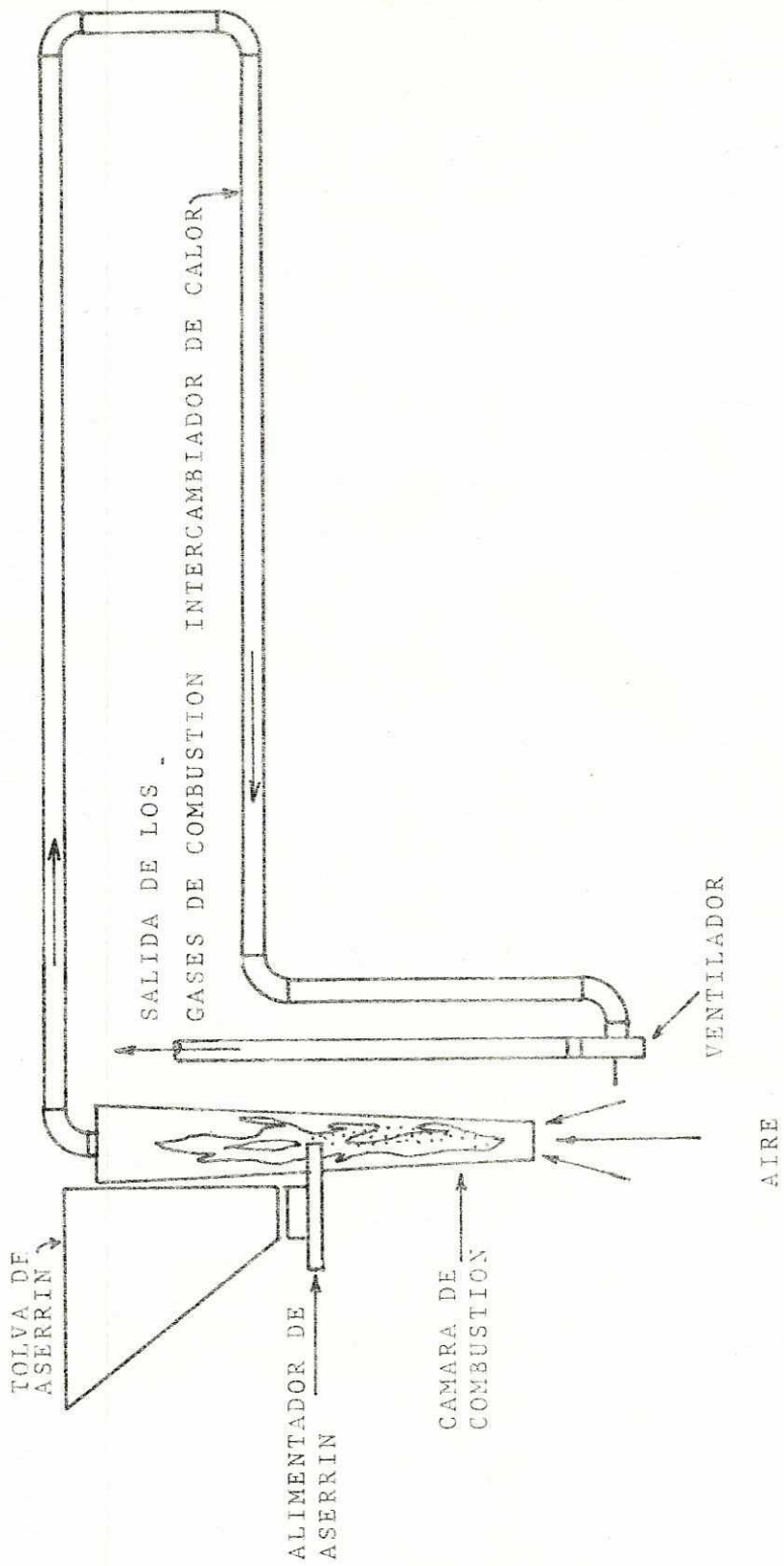
Se decidió, entonces, colocar el ventilador en el lado opuesto e inducir la entrada del aire en lugar de forzarla. El sistema quedó como se muestra en la Figura 2.

Se probó nuevamente el equipo y su funcionamiento fue bastante satisfactorio. A pesar de la modificación introducida, el problema de los arrastres de aserrín persistía, lo que obligó a instalar un aditamento para coleccionar las



SECADOR SOLAR HIBRIDO
SIN ESCALA

NOV. 1986
DIAGRAMA ESQUEMATICO DEL DISEÑO ORIGINAL
FIG. 1



SECADOR SOLAR HIBRIDO
SIN ESCALA

DIAGRAMA ESQUEMATICO DE LA PRIMERA MODIFICACION
FIG. 2

DIC. 1986

partículas de aserrín y las cenizas, que lograban escaparse de la cámara de combustión.

La nueva modificación quedó como se muestra en la Figura 3.

Se probó nuevamente el equipo y los resultados fueron satisfactorios ya que el ciclón recogía un buen porcentaje de partículas y cenizas, logrando con ello un trabajo más eficiente del sistema.

Se hicieron varias pruebas con esta configuración y las temperaturas alcanzadas en la cámara de combustión eran tan altas que provocaron que la lámina de hierro con la que estaba hecha empezara a fundirse.

Debido a esto, se decidió eliminar la cámara metálica y construir en su lugar una nueva cámara con las mismas características, pero utilizando ladrillo de barro sólido para hacerla más resistente al calor. La nueva modificación se muestra en la Figuras 4 y 5.

Se construyó la cámara de ladrillo sobre una loza de cemento a la par de la pared oeste del secador solar y se procedió a instalar el resto del equipo para evaluar las características del sistema de combustión con esta nueva configuración.

Se hicieron las primeras pruebas con el propósito de ajustar la alimentación de aserrín y el aire de combustión para obtener la combustión más completa prácticamente posible del aserrín.

Luego se procedió a evaluar el comportamiento del secador trabajando conjuntamente con el equipo de combustión, y a pesar de los cambios que se hicieron para ajustar la relación aire-combustible, esta configuración no permitió obtener los resultados deseados. Después de una evaluación, se llegó a la conclusión de que el ciclón acumulaba la energía generada en la cámara. Se propusieron varias alternativas para no descartar la configuración inicial, pero ninguna fue adoptada (Ver Figs. 9, 10 y 11). Fue entonces cuando se decidió descartar el calentamiento del aire del interior del secador mediante el uso de un intercambiador y sustituirlo por un sistema alternativo que permitiera la introducción de aire ya calentado

AIRE PARA CAPTACION DE CALOR

CICLON

TOLVA DE ASERRIN

ALIMENTADOR
DE ASERRIN

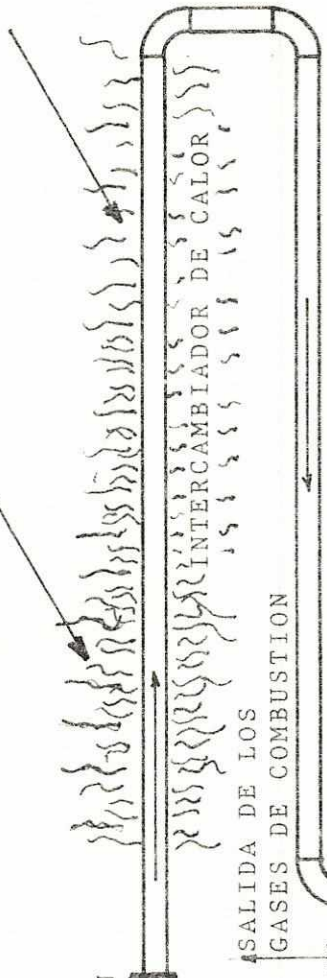
CAMARA DE COMBUSTION

CENIZAS

INTERCAMBIADOR DE CALOR

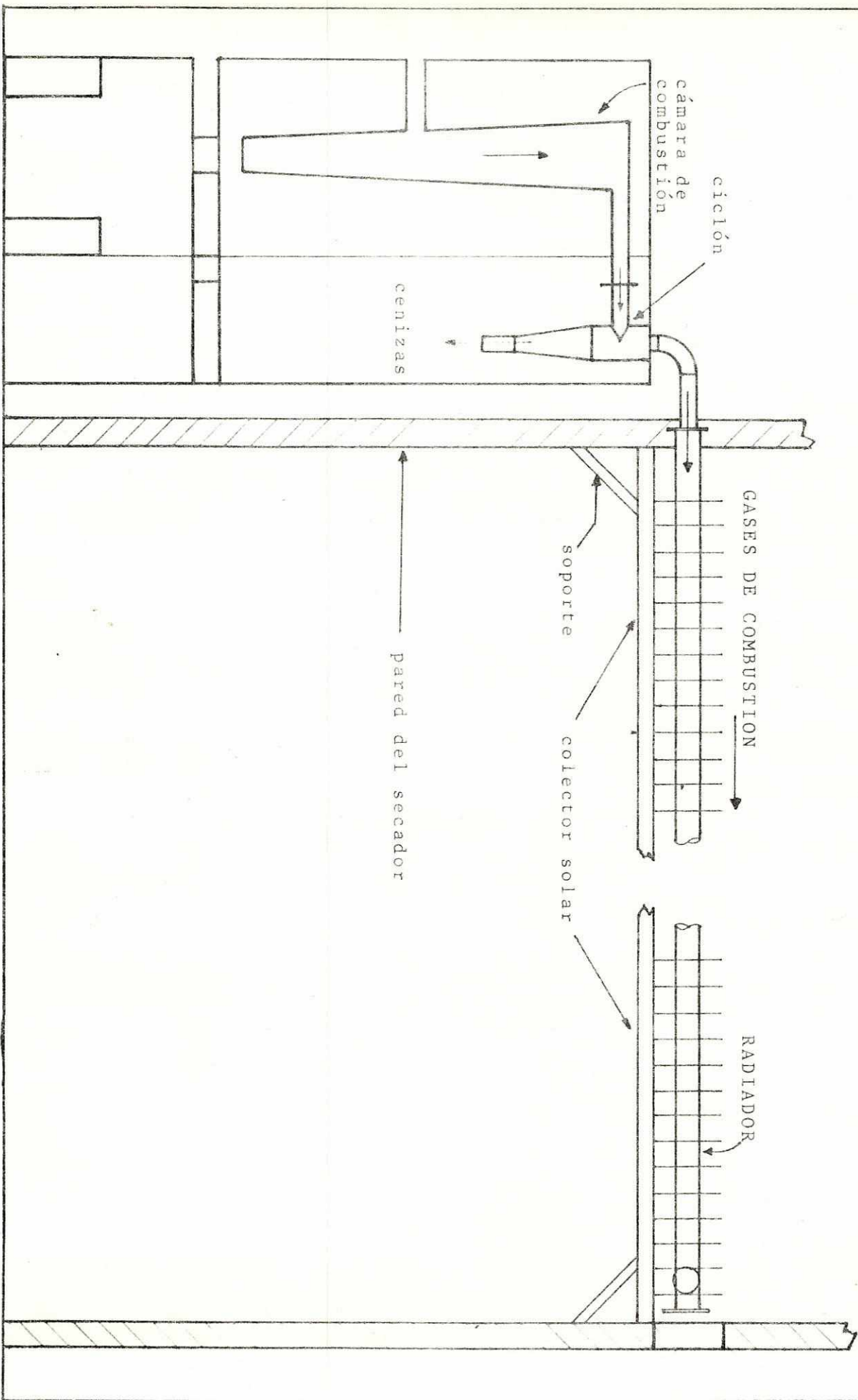
SALIDA DE LOS
GASES DE COMBUSTION

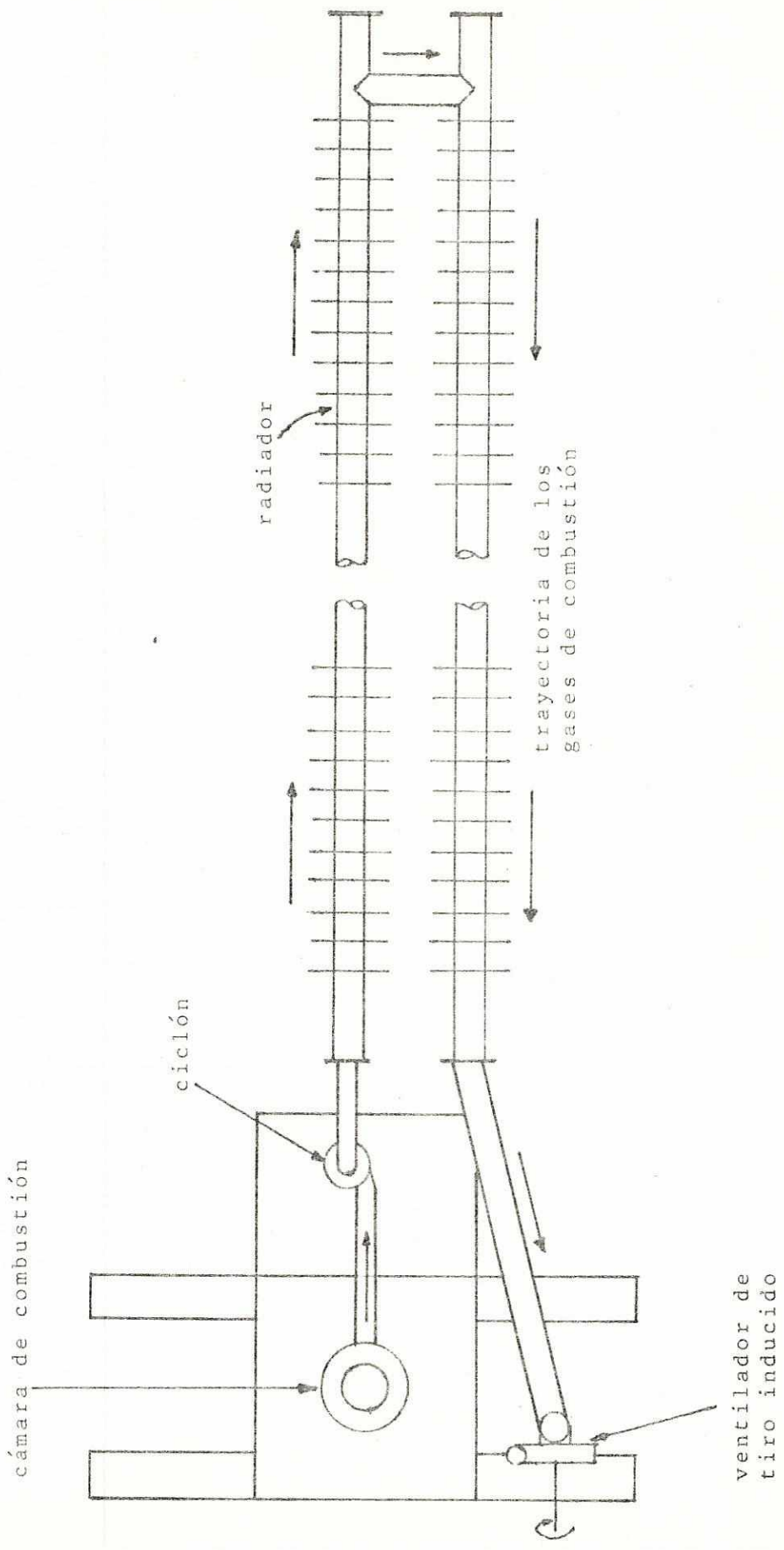
VENTILADOR



SECADOR SOLAR HIBRIDO
SIN ESCALA

DIAGRAMA ESQUEMATICO DE LA INCLUSION DEL CICLON
DIC. 1986
FIG. 3





SECADOR SOLAR HIBRIDO
 ESCALA: 1:20
 FIG. 5
 VISTA EN PLANTA DE LA CAMARA DE COMBUSTION CICLON
 Y RADIADOR. INSTALACION INICIAL. DIC. 1986

a la cámara de secado. Se evaluaron también varias alternativas y se decidió adoptar la configuración que se muestra en las Figuras 14 y 14A.

Se descartó el uso del intercambiador de calor y del ciclón y en su lugar se instaló una campana de radiación y una chaqueta. El tiro inducido por el ventilador fue sustituido por el tiro natural y el ventilador se utilizó para hacer circular el aire a través del espacio anular originado por la campana de radiación y la chaqueta y lograr que se caliente durante el trayecto para luego ser introducido ya caliente y seco a la cámara de secado.

Este diseño dio mejores resultados y mayor versatilidad de trabajo, ya que la temperatura de la cámara de secado puede controlarse regulando la cantidad de aire que pasa por el nuevo intercambiador mediante una compuerta.

A. Parámetros de Diseño:

Debido a que el equipo de combustión debe generar la energía necesaria para mantener las condiciones de secado provocadas por la energía solar, el diseño se basa en los requerimientos energéticos del secador solar.

B. Características del Secador:

El secador solar utilizado para ensayar el equipo de combustión tiene las siguientes características:

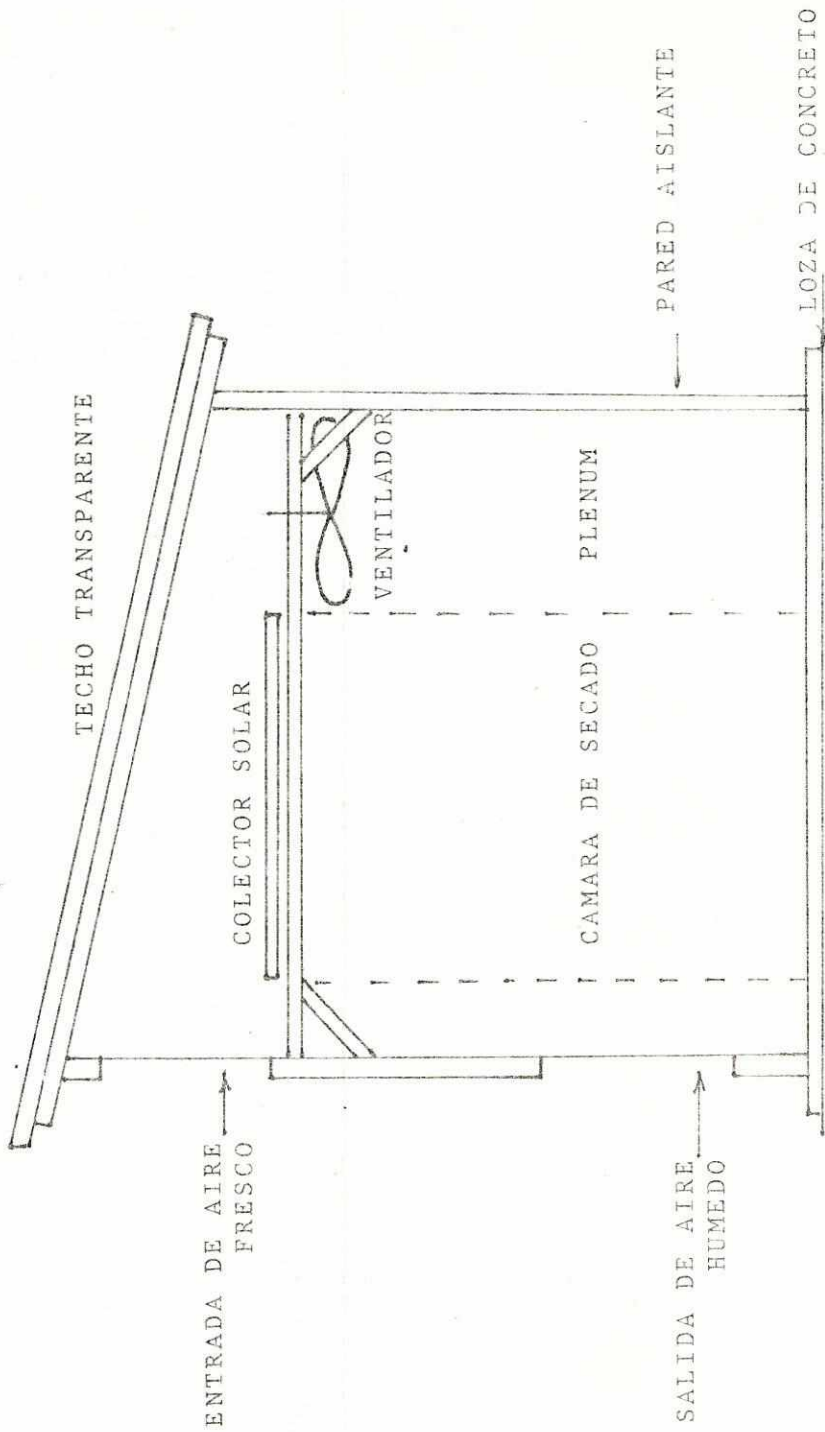
1. Capacidad: 2,000 pies tablares/tanda
2. Requerimientos Energéticos: Basado en el área del colector, el secador puede percibir aproximadamente $50 - 55 \times 10^6$ cal/día de las cuales puede aprovechar de $22 - 25 \times 10^6$ cal/día (87,000 - 100,000 Btu/día).
Los ventiladores aportan aproximadamente 1/7 de la energía solar aprovechable, es decir, entre 3 y 3.5×10^6 cal/día (12,000 - 14,000 Btu/día).
En total, la energía aprovechable es de $25 - 28 \times 10^6$ cal/día.
3. Incrementos de Temperatura: El secador solar es capaz de manejar un alza de temperatura de 15°C a 25°C .
4. Descensos de Humedad Relativa: El secador solar es capaz de generar

descensos de humedad relativa que oscilan entre 25% y 35% comparados con la humedad relativa del ambiente exterior.

Estas características permiten obtener humedades finales en la madera seca de hasta 8% (Base seca) en períodos que oscilan ente 4 y 20 días según la clase, los espesores y las condiciones iniciales de humedad de la madera a secar.

6. Componentes: (Ver Figura 6)

- a) Colector Solar: Formado por láminas acanaladas pintadas de negro mate en ambos lados. Se encarga de captar la energía solar necesaria para calentar el aire que servirá para secar la madera.
- b) Ventiladores: Se encargan de hacer circular el aire en el interior del secador. Son dos unidades de 1/3 HP y 4,000 pies³/minuto, dispuestos horizontalmente.
- c) Control de Humedad: Integrado por un humidostato y cuatro ventanas de paletas, se encarga de controlar la humedad del aire en el interior del secador. Cuando el aire está cargado de humedad, el humidostato manda una señal a las ventanas, las cuales se abren para permitir la salida del aire húmedo y el ingreso de aire fresco. Cuando el aire húmedo ha salido, el humidostato manda nuevamente una señal para que las ventanas se cierren y pueda continuar el proceso de secado.
- d) Otros Componentes:
 - Puerta de Acceso
 - Forros Aislantes
 - Techo Transparente



SECADOR SOLAR HIBRIDO
SIN ESCALA

DIAGRAMA DE LAS PARTES DEL SECADOR SOLAR
DIC. 1986

V. PRUEBAS Y DISCUSION DE RESULTADOS

A. PRUEBAS INICIALES

Determinación de la razón de alimentación y el flujo de aire proporcionado por el ventilador.

1. Configuración Original (Ver Diagrama de Transmisión de Movimiento Fig. 7)

2. Datos:

La prueba se realizó variando el diámetro de la polea del motor (diámetro variable) para determinar el intervalo de alimentación de aserrín y aire de combustión.

<u>Ø DE LA POLEA</u> (pulgadas)	<u>VELOCIDAD DEL VIENTO</u> (pies/min)	<u>ALIMENTACION</u> (grs/min)
4.00	275	17.1
4.50	320	18.6
5.00	380	19.3
5.25	400	19.5

3. Resultados de la Prueba:

* MODELO DE CALCULO DE LA ALIMENTACION:

$$\text{lbs/hr} = 17.1 \frac{\text{grs}}{\text{min}} \times 60 \frac{\text{min}}{\text{hr}} \times \frac{1 \text{ lb}}{454 \text{ grs}} = 2.26 \text{ lbs/hr}$$

* MODELO DE CALCULO DEL FLUJO DE AIRE:

$$\text{pies}^3/\text{min} = \text{área} \times \text{velocidad}$$

$$\text{área de ducto} = \frac{\pi D^2}{4} \quad \text{con } D = 2.75''$$

$$= \frac{3.1416 \times (2.75)^2}{4} = 5.94 \text{ pu}^2 \times \frac{1 \text{ pie}^2}{144 \text{ pu}^2}$$

$$= 0.041 \text{ pie}^2$$

$$\text{Velocidad} = 175 \text{ pie/min}$$

$$\text{Flujo Volumétrico} = 0.041 \text{ pie}^2 \times 175 \text{ pie/min} = 7.175 \text{ pie}^3/\text{min}$$

<u>ALIMENTACION</u>	<u>FLUJO VOLUMETRICO</u>	<u>Ø POLEA</u>
(lbs/hr)	(pie ³ /min)	(pulg)
2.26	13.50	4.00
2.46	15.71	4.50
2.74	18.65	5.00
2.79	19.63	5.25

VELOCIDAD DEL VENTILADOR

* MODELO DE CALCULO:

Velocidad del Motor: 1,745.0 RPM
 Diámetro de la Polea del Ventilador: 4.5"
 Diámetro de la Polea del Motor: 4.0"

$$1,745 \text{ RPM} \times \frac{4 \text{ pulg}}{4.5 \text{ pulg}} = 1,551 \text{ RPM}$$

<u>DIAMETRO DE LA POLEA</u>	<u>VELOCIDAD DEL VENTILADOR</u>	<u>FLUJO VOLUMETRICO</u>
(pulg)	(RPM)	(pie ³ /min)
4.00	1,551	13.50
4.50	1,745	15.71
5.00	1,939	18.65
5.25	2,133	19.63

VELOCIDADES DE LOS DIFERENTES COMPONENTES

Diámetros de las Poleas para el Cálculo de las Velocidades:

- Ø Polea del Motor: 4" - 6"
- Ø Polea del Ventilador: 4.5"
- Ø Polea del Eje del Ventilador: 2"
- Ø Polea del Eje Reductor: 9"
- Ø Polea del Eje Reductor - Tornillo: 2"
- Ø Tornillo Alim.: 8"

<u>POLEA DEL MOTOR</u>	<u>VENTILADOR</u>	<u>TORNILLO ALIMENTADOR</u>
4.00 plg.	1,551 RPM	8.51 RPM
4.50 plg.	1,745 RPM	9.57 RPM
5.00 plg.	1,939 RPM	10.64 RPM
5.25 plg.	2,133 RPM	11.17 RPM

RESULTADOS GLOBALES

<u>Ø POLEA (pulg)</u>	<u>FLUJO VOL. (pie³/min)</u>	<u>ALIMENTACION (lbs/hr)</u>	<u>VELOC. VENTI. (RPM)</u>	<u>VELOC. ALIMENT. (RPM)</u>
4.00	13.50	2.26	1,551	8.51
4.50	15.71	2.46	1,745	9.57
5.00	18.65	2.74	1,939	10.64
5.25	19.63	2.79	2,133	11.17

4. OBSERVACIONES SOBRE LA PRIMERA PRUEBA

Después de obtener los datos correspondientes a la alimentación y a la velocidad del aire para la determinación de la razón de alimentación y del flujo volumétrico, se procedió a encender el quemador para observar la combustión. Se trabajó el equipo durante algún tiempo y se determinó que la combustión era incompleta debido a la inestabilidad de la flama y a la producción de gran cantidad de humos.

En base a estas observaciones, se tomó la decisión de reducir el diámetro de la polea del ventilador de 4.5" a 3" con el objeto de aumentar el flujo volumétrico de aire y mejorar la combustión.

También se decidió aumentar la razón de alimentación con el objeto de generar mayor cantidad de calor quemando más combustible, ya que el diseño lo permite.

B. PRUEBAS DE ENSAYO DE COMBUSTION

1) Se colocó la polea del ventilador con el nuevo diámetro y se procedió a instalar una polea de 6.5" de diámetro en sustitución de la polea de 9" en el eje reductor.

Los datos obtenidos fueron:

Tara de la Canoa: 3 oz.

Muestra # 1	2.00 oz.	tiempo	1 min.
Muestra # 2	3.00 oz.	tiempo	1 min.
Muestra # 3	2.00 oz.	tiempo	1 min.
Muestra # 4	<u>2.00 oz.</u>	tiempo	<u>1 min.</u>
No. Muestras = 4	$\bar{X} = 2.25$ oz.		1 min.

Los datos obtenidos arrojaron los siguientes resultados:

Alimentación $\bar{x} = (2.25 \text{ oz}) / \text{min} \times 60 \text{ min/hr} \times 1 \text{ lb}/16 \text{ oz} = 8.44 \text{ lbs/hr}$

Velocidad del ventilador: (Se trabajó la polea del motor en 5" para estas pruebas)

$$1,745 \text{ RPM} \times 5/3 = 2,908 \text{ RPM}$$

Velocidad del Alimentador: 45.89 RPM

Observaciones: Se pudo notar que con esta relación de velocidades, la alimentación era muy pobre por lo que se decidió probar una polea más pequeña en el eje reductor.

- 2) Se colocó una polea de 3" en sustitución de la 6.5" y se procedió a obtener datos.

Datos obtenidos con la polea de 3"

Tara de la Canoa: 3 oz.

Muestra # 1	5.000 oz.	tiempo	1 min.
Muestra # 2	5.000 oz.	tiempo	1 min.
Muestra # 3	<u>5.500 oz.</u>	tiempo	<u>1 min.</u>
	$\bar{X} = 5.167$ oz.		1 min.

Los datos arrojaron los siguientes resultados:

Alimentación: $5 \text{ oz/min} \times 60 \text{ min/hr} \times 1 \text{ lb}/16 \text{ oz} = 19.37 \text{ lbs/hr}$

Velocidad del Ventilador: 2,908.0 RPM

Velocidad del Alimentador: 215.4 RPM

Se probó el quemador con esta nueva relación y se determinó que la razón de alimentación era demasiado para la cámara de combustión, puesto que por la gran cantidad de aserrín, la cámara se congestionaba y no permitía la combustión.

Se decidió probar con una polea de 5".

- 3) Se colocó una polea de 5" en el eje reductor y se obtuvieron los siguientes datos:

Alimentación:

Muestra # 1	4 oz	tiempo	1 min
Muestra # 2	4 oz	tiempo	1 min
Muestra # 3	<u>4 oz</u>	tiempo	<u>1 min</u>
No. Muestras = 3	$\bar{X} = 4 \text{ oz}$		1 min

Los datos arrojaron los siguientes resultados:

Razón de alimentación: $4 \text{ oz/min} \times 60 \text{ min/hr} \times 1 \text{ lb}/16 \text{ oz} = 15 \text{ lbs/hr}$

Velocidad de Ventilador: 2,907.00 RPM

Velocidad del Alimentador: 77.56 RPM

Se probó la combustión después de la toma de datos y los resultados fueron buenos. Se consiguió una combustión casi perfecta con producción casi nula de humo y gran estabilidad de la flama, la cual ocupaba la mayor parte de la longitud de la cámara de combustión.

Durante la experimentación realizada para lograr una eficiencia máxima en la combustión del equipo, se pudo observar que la tolva de aserrín ocasionaba muchos problemas, puesto que en ella se formaban cavernas, las cuales impedían el flujo continuo de aserrín hacia el alimentador.

Esto impulsó a diseñar un sistema rompedor de cavernas que no era sino un eje pequeño provisto de varias aletas e impulsado por el eje del tornillo alimentador. Esta nueva adaptación ayudó mucho a mantener una operación más continua y autónoma del equipo al favorecer el flujo de aserrín

hacia el alimentador, lo cual incidió favorablemente en la mantención de una buena y continua combustión.

Otra observación que pudimos hacer fue acerca del problema que representaba el tener que tamizar el aserrín para evitar que virutas o astillas de madera se atoraran en el tornillo alimentador.

También se hicieron pruebas de combustión con aserrines de diferentes contenidos de humedad y se pudo notar que el aserrín húmedo, es decir el aserrín proveniente de la madera recién cortada, curiosamente fluía con más facilidad y provocaba una flama más intensa que el aserrín secado especialmente para la experimentación en el sistema de combustión.

Se deduce que estas características pueden deberse a un mayor contenido de brea en el aserrín, pero no nos detuvimos a investigar las verdaderas razones por estar fuera del alcance del experimento.

Después de haber determinado las condiciones adecuadas para una combustión eficiente mediante los cambios en la relación aire-combustible, se dio inicio a la segunda fase del proyecto, la cual consistía en estudiar los efectos del sistema de combustión sobre el secador solar para el cual había sido diseñado. (Ver Figuras 4 y 5, donde se representa la configuración inicial del Sistema).

C. ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DEL SECADOR TRABAJANDO CON EL SISTEMA DE COMBUSTION

Después de haber determinado la razón correcta aire-combustible, se comenzó a evaluar el comportamiento del intercambiador trabajando conjuntamente con el quemador y su influencia en la temperatura de la cámara de secado. El primer paso fue evaluar la temperatura de los gases de combustión en la salida de la cámara y en la salida de la chimenea para conocer la caída de temperatura a través del intercambiador:

<u>TEMP. DE LOS GASES SALIDA DE LA CAMARA</u>	<u>TEMP. DE LOS GASES EN LA CHIMENEA</u>	<u>CAIDA DE TEMP.</u>
1,200.0°C	52.0°C	1,148.0°C
1,100.0°C	40.5°C	1,059.0°C
1,200.0°C	48.5°C	1,151.5°C
$\bar{X} = 1,166.7^\circ\text{C}$	$\bar{X} = 47.0^\circ\text{C}$	$\bar{X} = 1,119.7^\circ\text{C}$

Después de conocer las temperaturas al inicio y al final del proceso, se presume que hay una tremenda eficiencia en la transferencia de calor del intercambiador a la cámara de combustión.

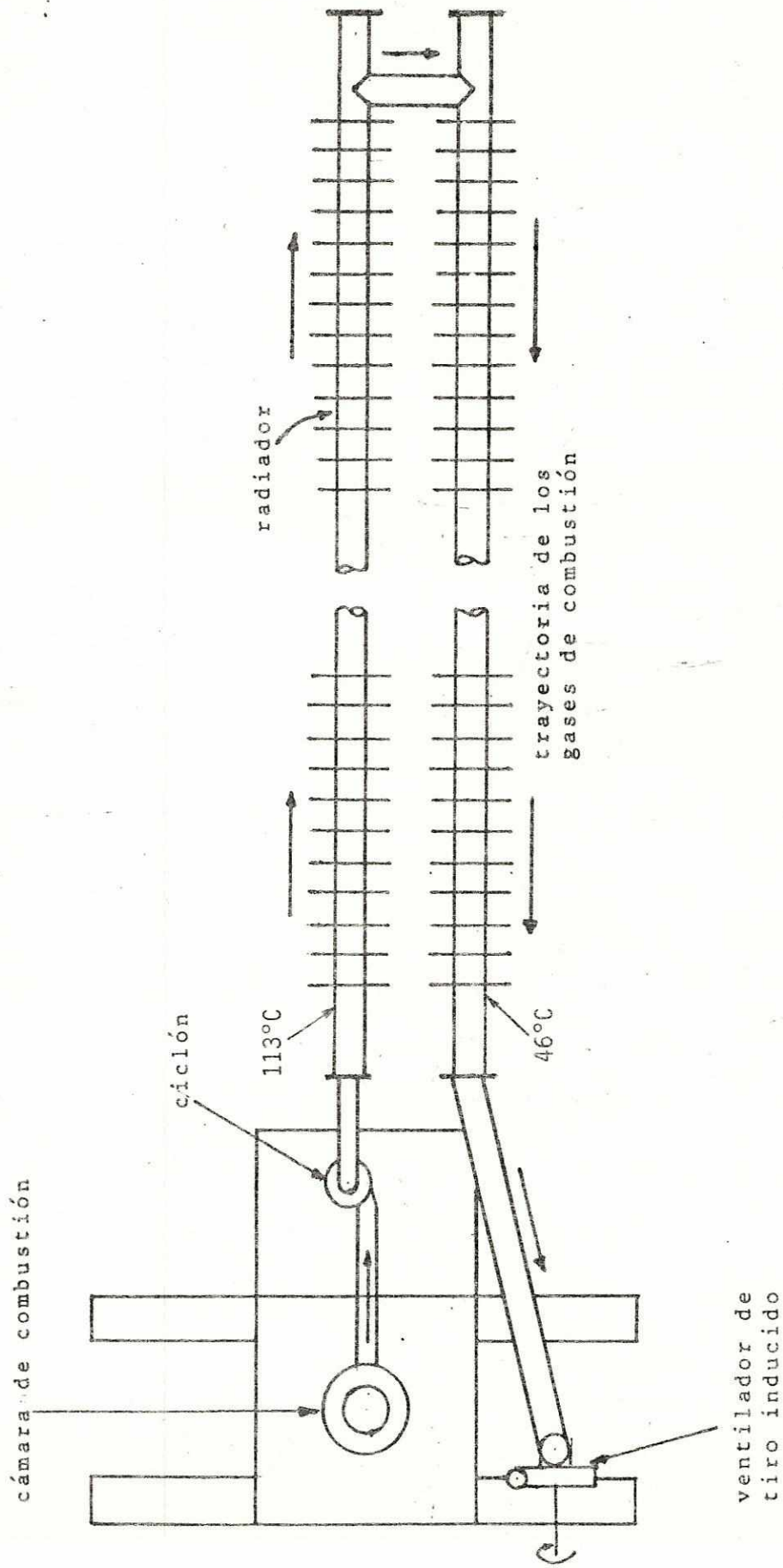
Procedimos a evaluar el comportamiento del sistema trabajándolo por varias horas durante el día y durante parte de la noche.

Se trabajó varios días haciendo pruebas y experimentos y los resultados fueron siempre los mismos: No se lograba pasar de 45°C en el secador y nuestra meta era la de alcanzar alrededor de 70°C.

Procedimos, entonces, a medir las temperaturas sobre la pared del intercambiador para establecer si estaba trabajando como se había diseñado.

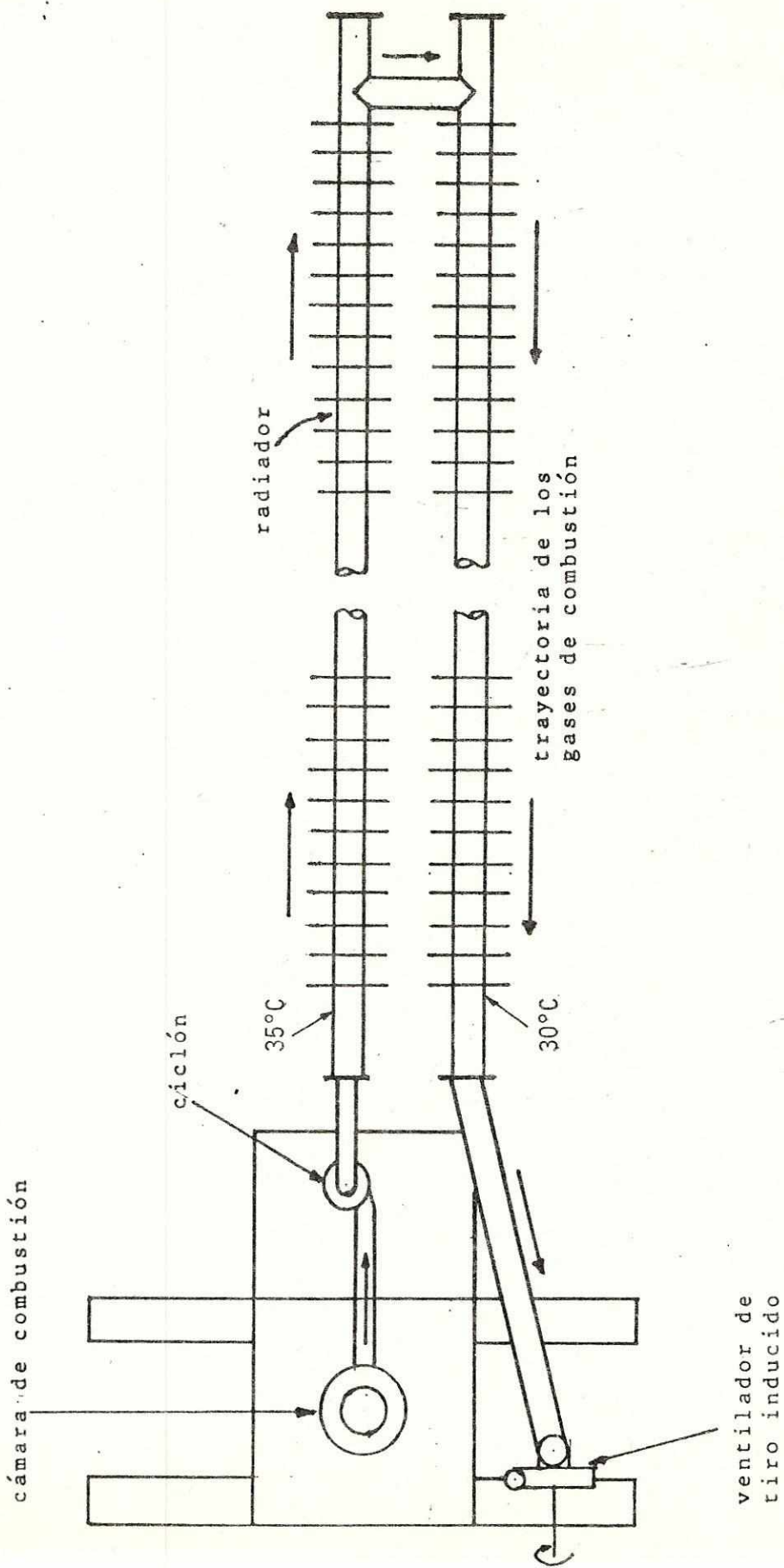
Los resultados fueron: (Ver Figura 8 y 8A)

BIBLIOTECA
DE LA
UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA



CASO A: Teniendo los ventiladores de circulación de aire interior parados.

FIGURA 8



CASO B: Teniendo los ventiladores de circulación de aire operando.

Nos sorprendió el hecho de que con una combustión tan bien lograda, no se estuviera obteniendo casi nada de transferencia de calor.

Se comenzó a investigar las causas y al tomar la temperatura de la arena que servía como aislante del ciclón en el foso, se pudo observar que el ciclón estaba absorbiendo toda la energía generada en la cámara de combustión e impidiendo su ingreso al secador.

1) Problemas Encontrados:

- a) Poca eficiencia en la transferencia de calor generado en la cámara hacia el radiador y de éste al aire circundante.
- b) Poca versatilidad en el manejo del aserrín.
- c) Desordenada circulación del aire en el interior del secador.

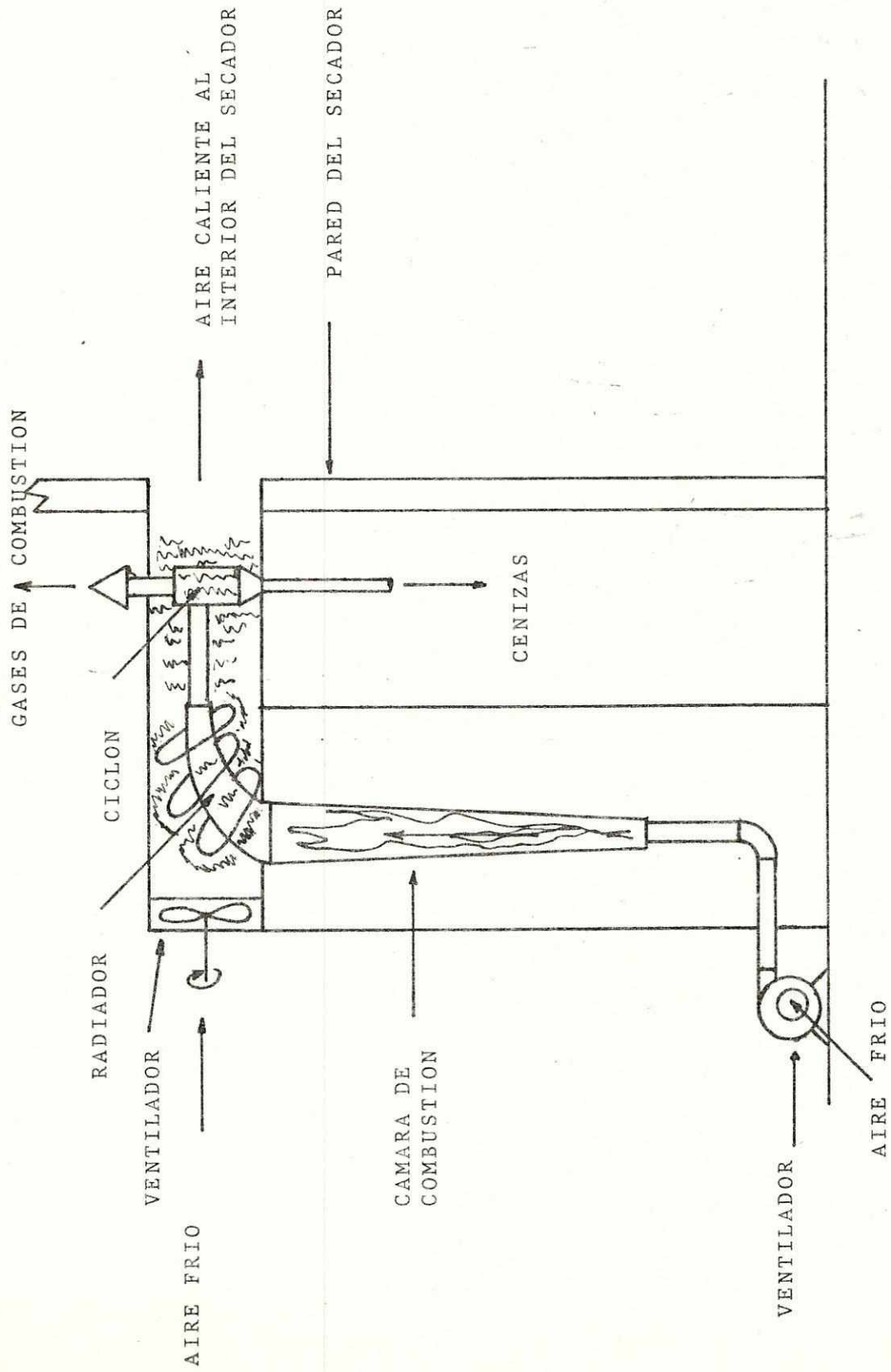
2) Soluciones Planteadas:

- a) Eliminar el radiador del interior del secador y en su lugar, hacer entrar aire calentado a la cámara de secado.
- b) Mejoramiento de la circulación del aire en el interior del secador mediante la instalación de orientadores de flujo.
- c) Diseñar e implementar un sistema alternativo de alimentación de combustible para disminuir el manejo de aserrín y obtener la capacidad de usar cualquier otro tipo de residuo de madera (viruta, astillas, etc.).

Debido a estos problemas, se decidió eliminar el ciclón y buscar la mejor forma de hacer llegar el aire previamente calentado al interior del secador.

D. DISEÑOS ALTERNATIVOS PROPUESTOS

Se propusieron varias alternativas y después de evaluarlas, se decidió implementar el diseño que se muestra en la Figura 14 y 14A.

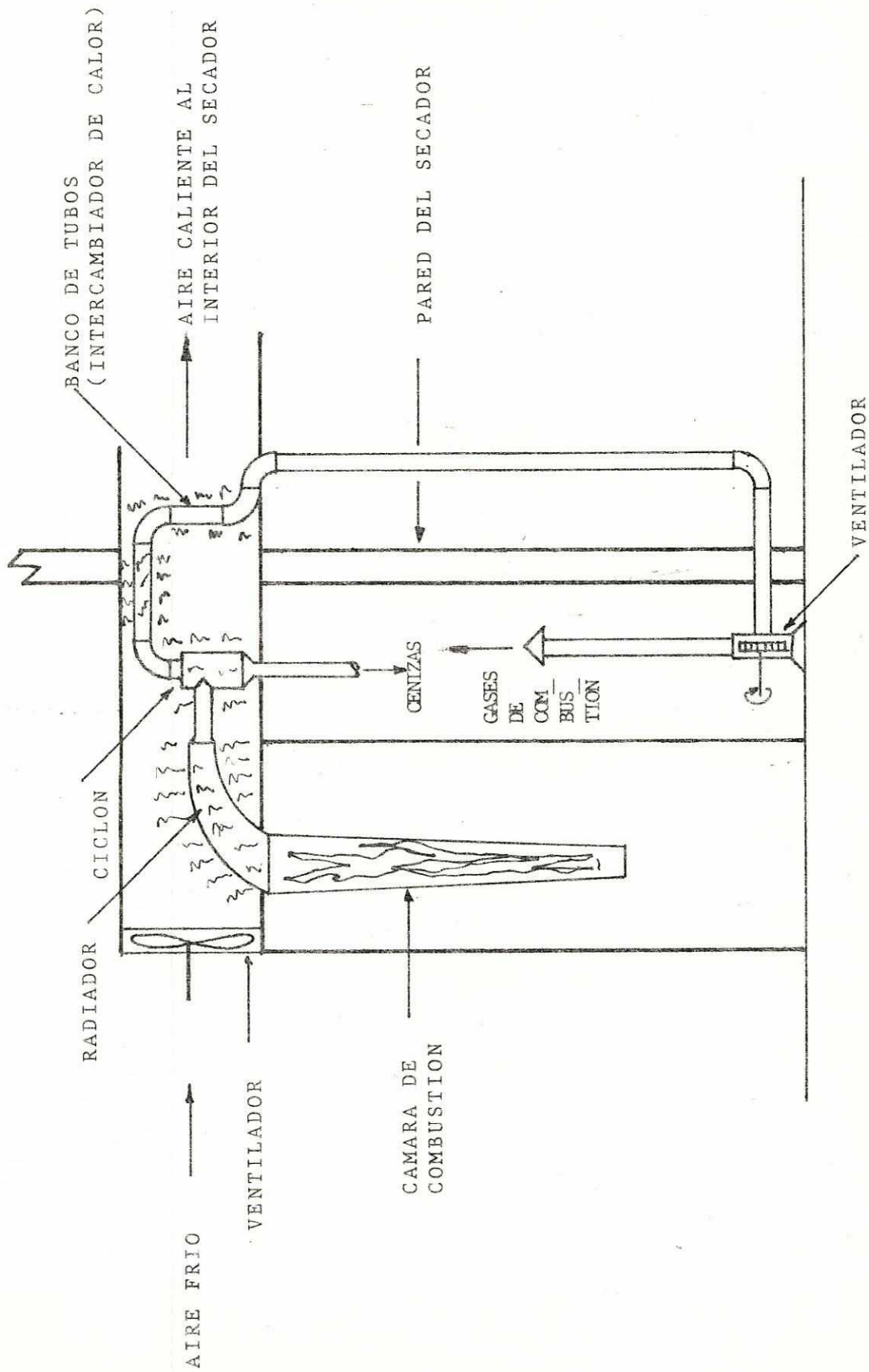


SECADOR SOLAR HIBRIDO
SIN ESCALA

MODIFICACIONES SUGERIDAS

DIC. 1986

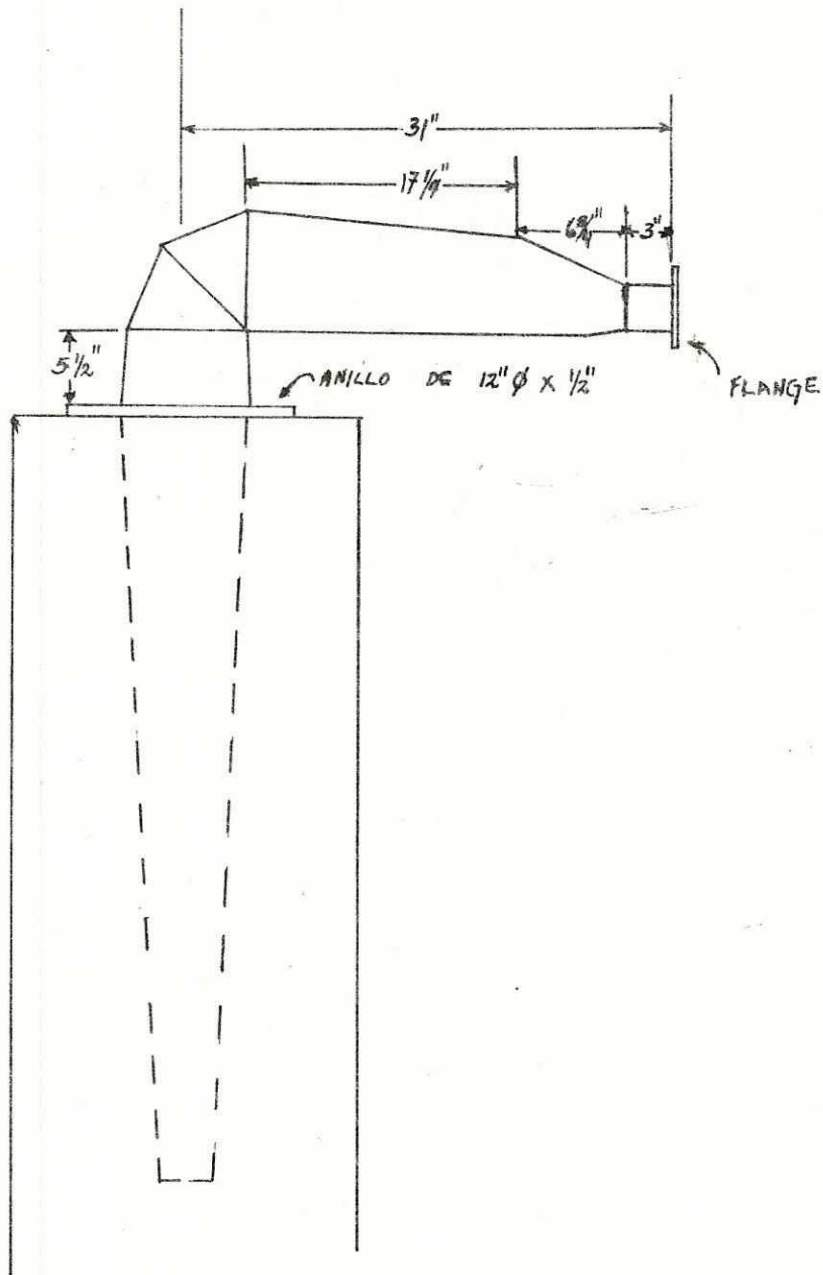
FIG. 9



SECADOR SOLAR HIBRIDO
SIN ESCALA

MODIFICACIONES SUGERIDAS
DIC. 1986

FIG. 10

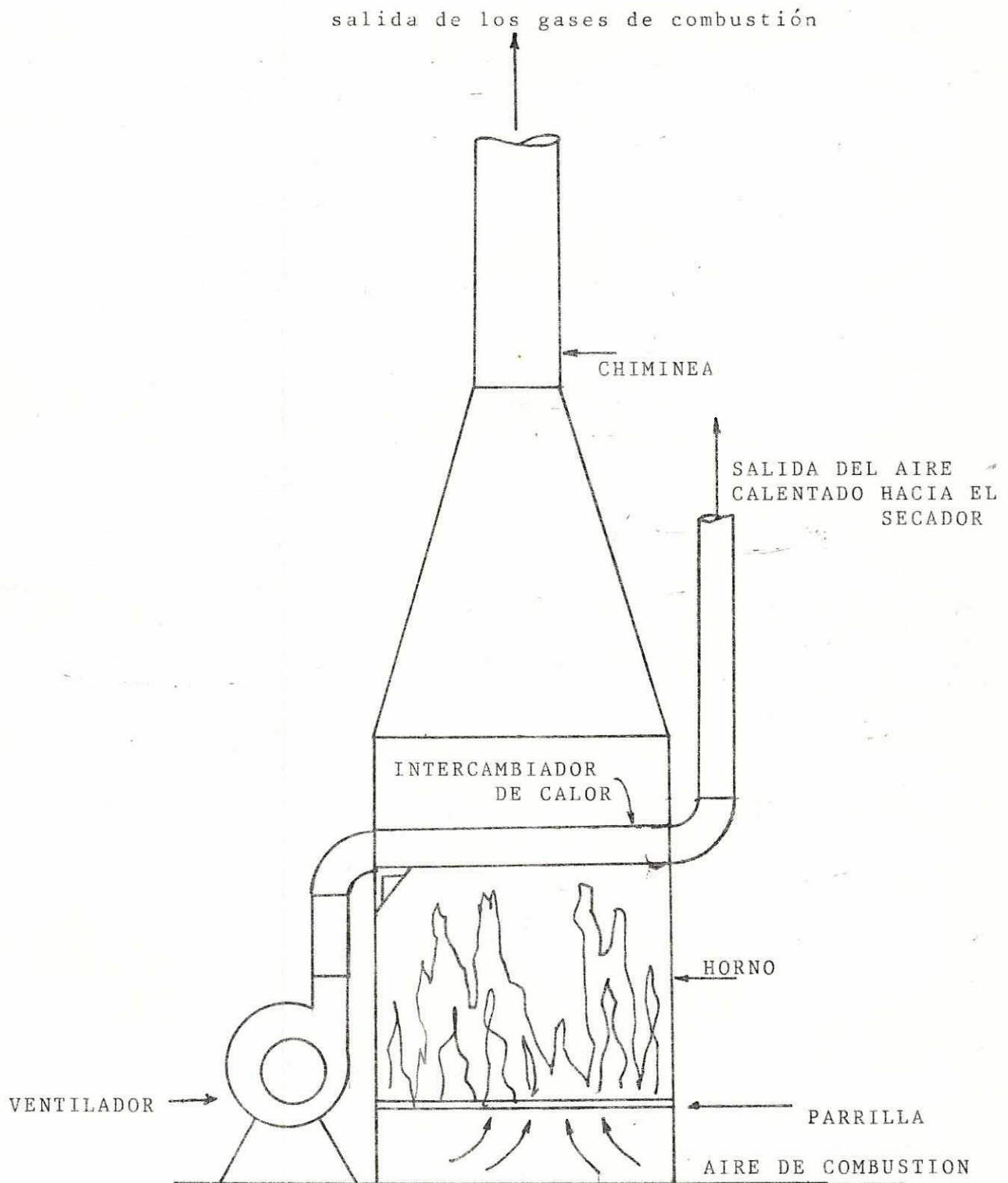


SECADOR SOLAR HIBRIDO
SIN ESCALA

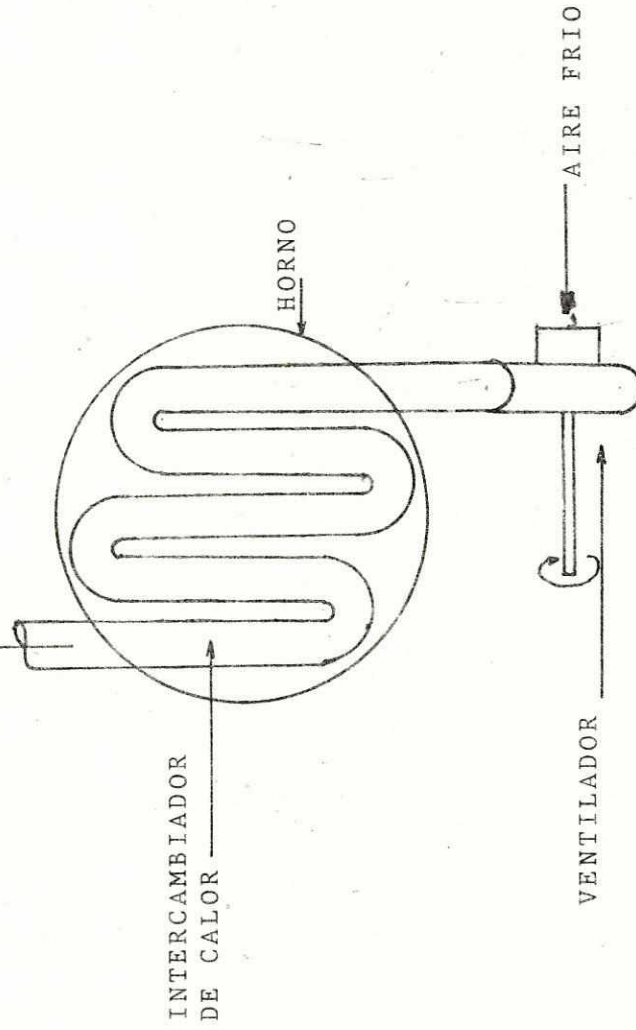
MODIFICACIONES A LA SALIDA DE LA CAMARA
ESQUEMA DE CONSTRUCCION

ENE. 1987

FIG. 11



SALIDA DEL AIRE CALENTADO



INTERCAMBIADOR
DE CALOR

HORNO

VENTILADOR

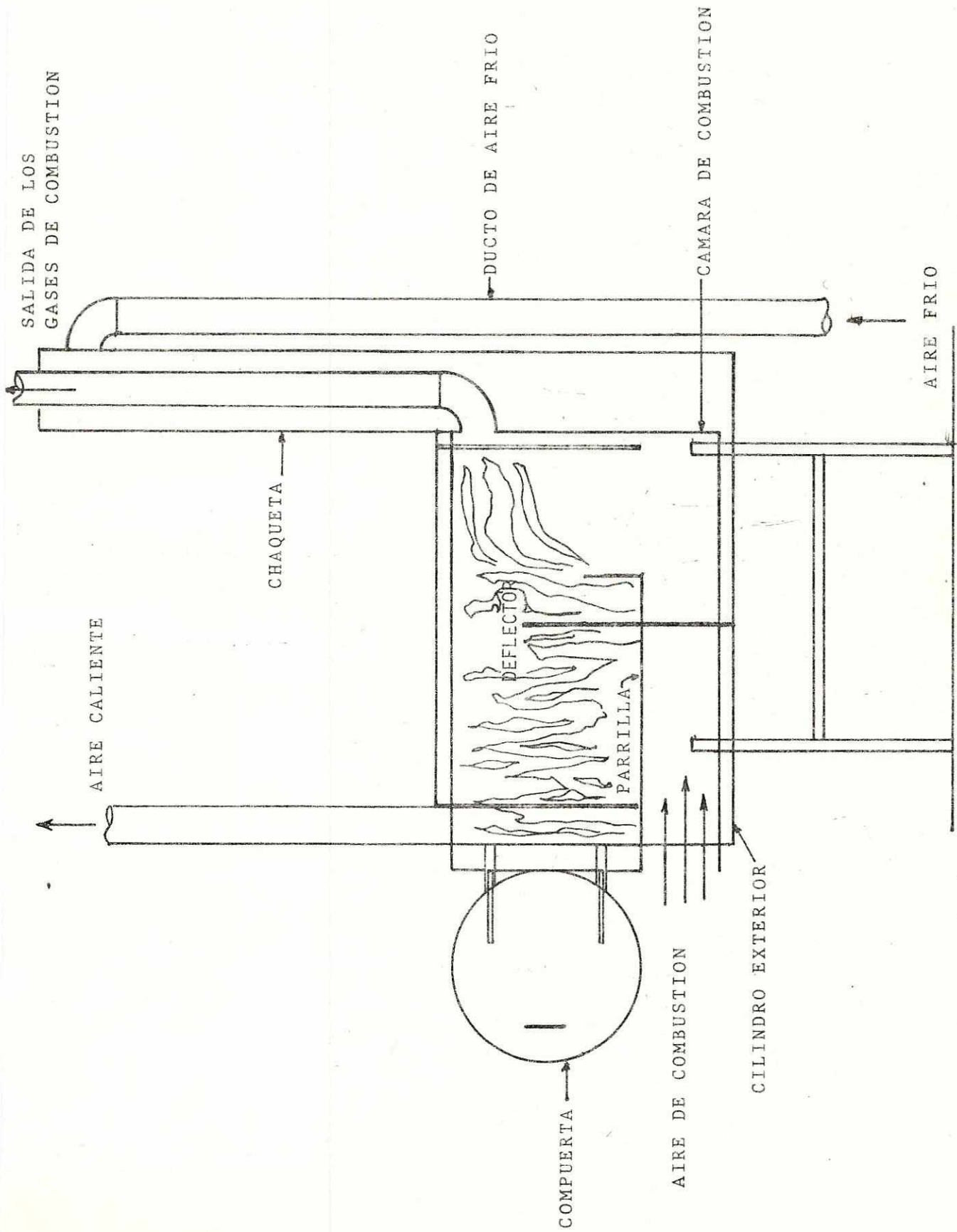
AIRE FRIO

SECADOR SOLAR HIBRIDO
SIN ESCALA

MODIFICACIONES AL QUEMADOR PROPUESTAS
PLANTA

FIG. 12A

FEB. 1987



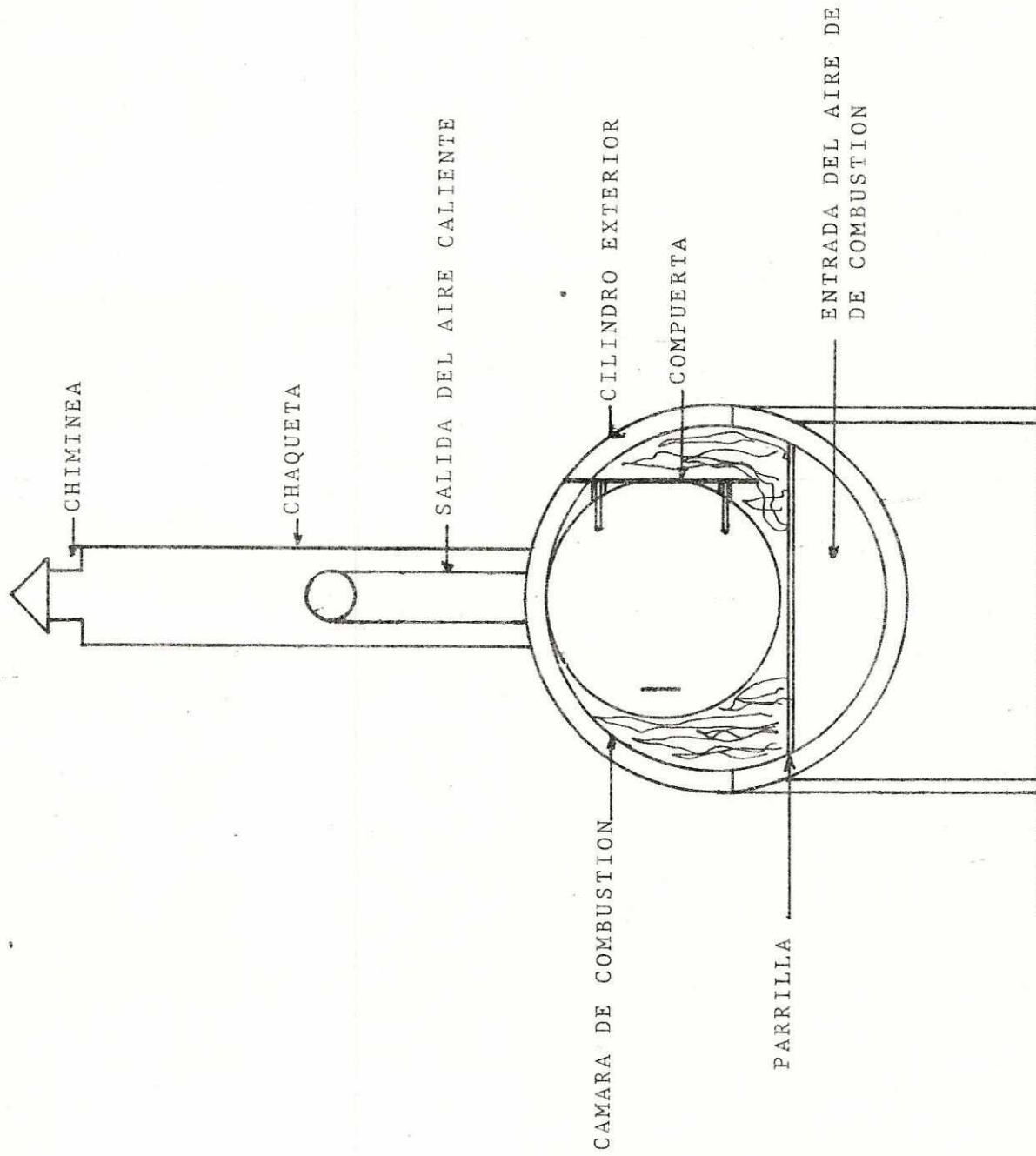


FIG. 13A

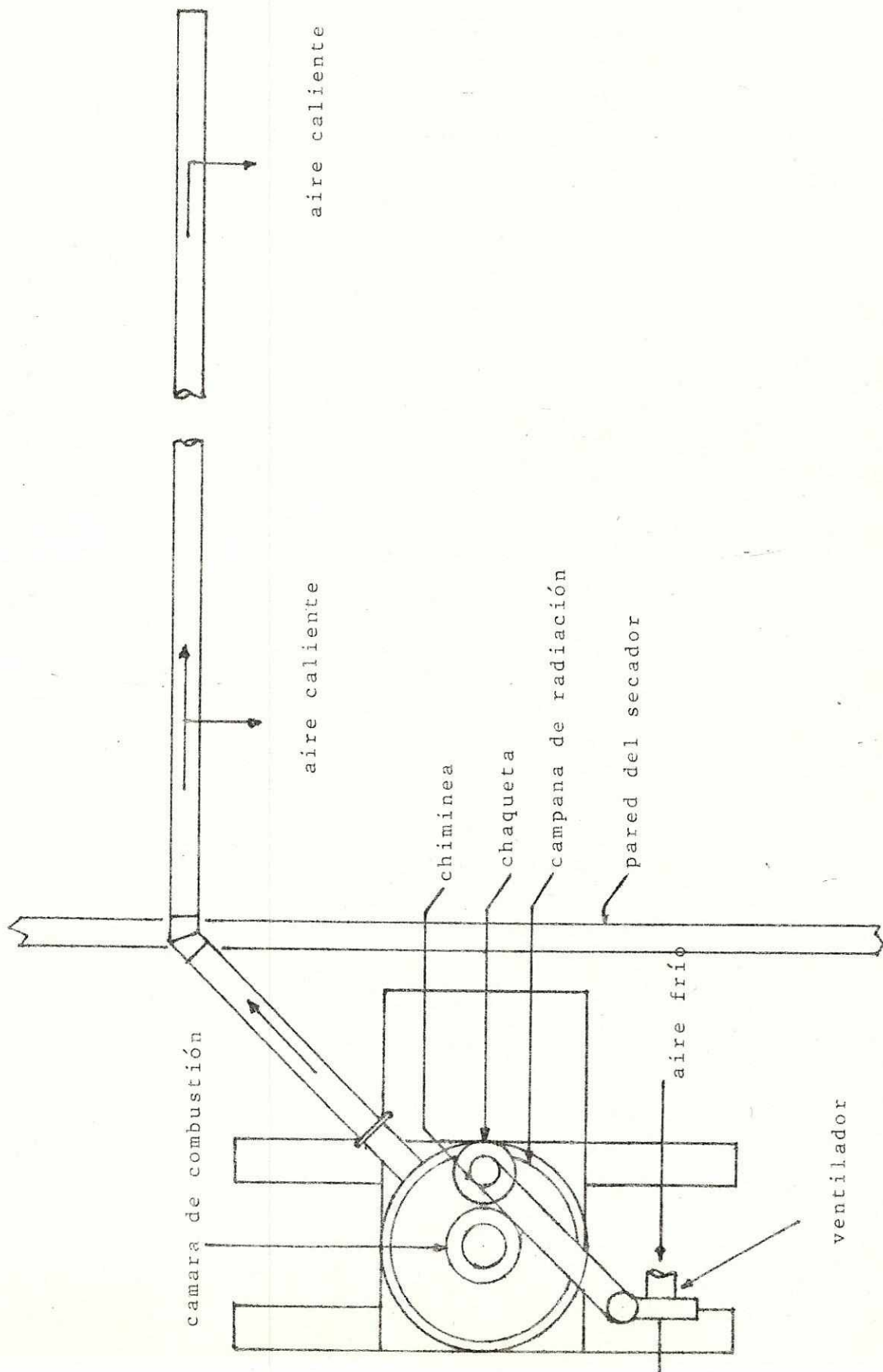
MODIFICACIONES PROPUESTAS

plano de alzado

FEB. 1987

SECADOR SOLAR HIBRIDO

ESCALA 1: 100



camara de combustión

aire caliente

aire caliente

chimenea

chaqueta

campana de radiación

pared del secador

aire frío

ventilador

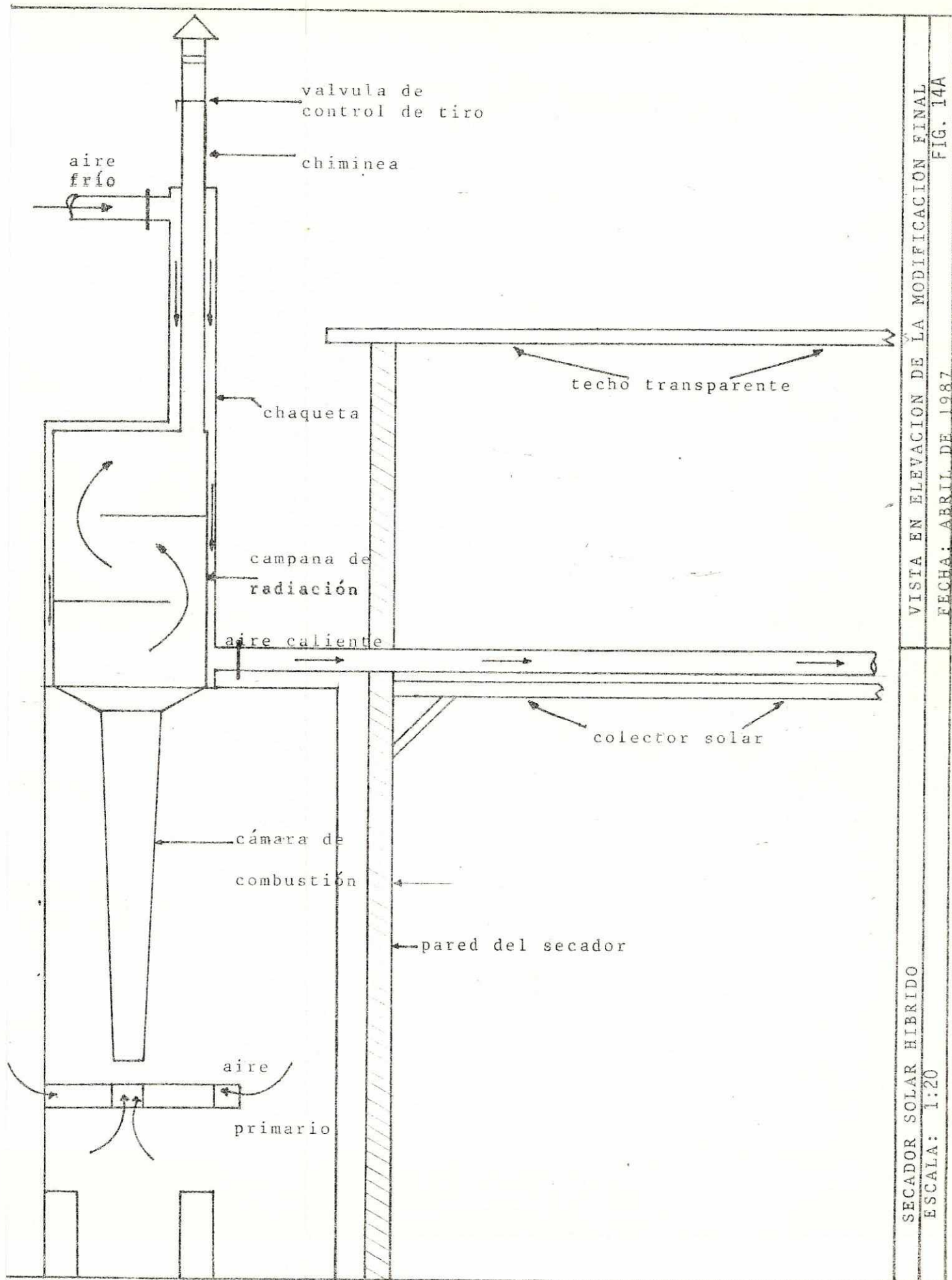
SECADOR SOLAR HIBRIDO

ESCALA 3/4" = 1 pie

VISTA EN PLANTA DE LA MODIFICACION FINAL

FECHA: ABRIL DE 1987

FIG. 14



VISTA EN ELEVACION DE LA MODIFICACION FINAL
 FECHA: ABRIL DE 1987
 FIG. 14A

SECADOR SOLAR HIBRIDO
 ESCALA: 1:20

E. EVALUACION DEL SISTEMA FINAL

Se procedió a desmontar el equipo original para instalar el nuevo y se procedió con la evaluación de la nueva modificación.

Se instaló una campana hecha de lámina de hierro negro de 1/8" de espesor y sobre ella se colocó una chaqueta dejando un espacio de 1" de cada lado. Se sustituyó el tiro mecánico por el tiro natural y se utilizó el ventilador para forzar el aire frío a pasar por el espacio anular generado por la chaqueta y la campana, en contra-corriente con respecto al flujo de los gases de combustión, para que se calentara.

Se conectó un tubo en la parte más baja de la chaqueta para hacer salir el aire caliente y hacerlo llegar al interior del secador.

Se probó el nuevo equipo y los resultados fueron muy prometedores:

Prueba 1:

Hora de Inicio: 18:00

Temperatura Inicial de la Cámara de Secado: 29°C

<u>Hora</u>	<u>Temperatura Ambiente °C</u>	<u>Temperatura Aire Saliendo del Intercambiador</u>	<u>Temp. Interior del Secador °C</u>
18:30		270	34.6
19:00		280	39.3
19:30	21.0	280	40.6
20:00	19.5	350	40.6
20:30	19.0	380	43.6
21:00	18.5	460	46.3
21:30	18.0	450	48.6
22:00	18.0	430	48.1

1) Observaciones:

a) Condiciones Ambientales: No hay viento, el cielo está completamente despejado y se trabajó con la compuerta de la chimenea totalmente abierta para lograr un tiro natural máximo.

Un problema importante es la ausencia de una alimentación estable, puesto que el aserrín se compacta en la parte inferior de la tolva y se vio la necesidad de estar rompiendo manualmente la cavernas formadas para lograr un flujo más constante de combustible.

Se observó que cuando no hay trozos de madera ardiendo,

en la base de la cámara de combustión, la temperatura del aire desciende notablemente y por consiguiente, la temperatura del secador.

Cuando se terminó el aserrín seco, se comenzó a usar aserrín húmedo y los resultados fueron muy curiosos. Se vio que el aserrín húmedo flufa con más facilidad que el seco, y la temperatura del aire en la salida de la chaqueta aumentó de 380° a 460°C , con lo que se registró un aumento en la temperatura del interior del secador de 43.6 a 46.3°C .

Del experimento anterior, se concluye que manteniendo una cantidad de tizones en la base de la cámara de combustión y una alimentación constante y uniforme, se pueden obtener hasta 48°C en el interior del secador.

Pero esto implica que debe existir siempre una persona que se ocupe constantemente de controlar estos dos factores.

Observando los anteriores resultados se hicieron algunos cambios:

Se eliminó la polea de diámetro variable del motor y se sustituyó por una polea doble de 2" y 4" para fajas trapezoidales tipo V:

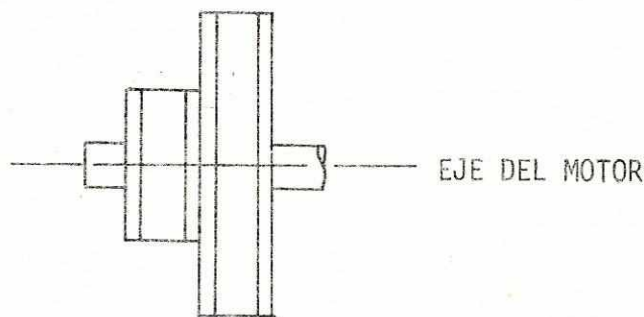


FIG. 15: Diagrama de la polea doble instalada en el eje del motor.

Se sustituyó la polea de 3" del ventilador y se colocó en su lugar una polea para faja trapezoidal tipo V de 2".

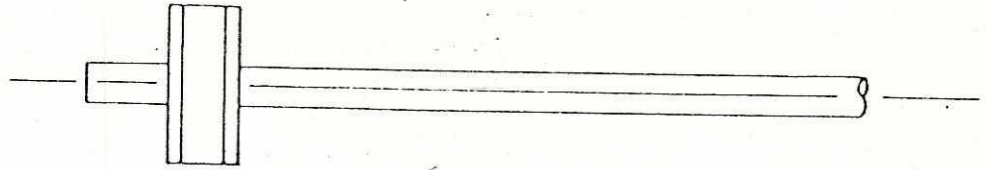


FIG. 15: Diagrama del Eje del Ventilador

El gusano alimentador de aserrín se sustituyó por uno mejor y más grande. Se instaló también un rompedor de cavernas en la tolva de alimentación, accionando por una polea acoplada en el eje del gusano alimentador. Debido a que se colocó una polea más pequeña para mover el ventilador, se tuvo que instalar un eje de reducción de velocidad adicional para no afectar la razón de alimentación al aumentar la velocidad del ventilador. El nuevo arreglo quedó como se muestra en la Figura 17.

Con este nuevo arreglo se aumentó la velocidad del ventilador para aumentar el caudal de aire que se estaba haciendo pasar por el intercambiador de calor hacia el secador, a 100 pies³/min.

Los resultados obtenidos fueron:

<u>Hora</u>	<u>Temperatura Ambiente °C</u>	<u>Temperatura del Aire Saliendo del Intercambiador °C</u>	<u>Temp. Interior del Secador °C</u>
18:00	19.0	425	56.3
18:30	18.5	500	59.2
19:00	18.5	530	61.1
19:30	18.0	440	61.4
20:00	18.0	320	55.2
20:30	17.5	345	53.8
21:00	17.5	450	56.4
21:30	17.5	500	58.4
22:00	17.5	525	62.3
22:30	17.5	260	59.6

Observaciones:

La lectura tomada a las 18:30 horas se obtuvo manteniendo tizones ardiendo en la parrilla de la base de la cámara de combustión con el objeto de ver hasta dónde subía la temperatura del interior del secador.

Las demás se hicieron manteniendo la combustión solamente mediante el alimentador.

Se logró una temperatura máxima de 61.4°C, la cual comenzó a descender al terminarse los tizones (ver la temperatura de las 19:30 horas).

Se observó un descenso drástico en la temperatura del aire saliendo del intercambiador así como la temperatura de la cámara de secado.

Las lecturas de las 22:00 y 22:30 horas respectivamente corresponden a un trabajo completamente independiente del equipo. No se colocaron más tizones sino hasta después de las 22:30 horas y se puede notar la influencia que ejercen en el trabajo del equipo.

Con el objeto de conocer el tiempo de respuesta del horno a un cambio en la temperatura del aire que está ingresando, se procedió a colocar tizones y anotar las temperaturas registradas.

<u>Hora</u>	<u>Aire Caliente °C</u>	<u>Horno °C</u>
08:50	380	53.8
08:55	430	54.6
09:05	450	56.4
09:10	475	56.9
09:25	485	58.5
09:30	500	58.4
09:40	525	59.3
09:50	545	60.8
$\Delta t=1hr$	$\Delta T=165^{\circ}C$	$\Delta T=7^{\circ}C$

Con la presencia de tizones ardiendo en la base de la cámara, la combustión se mejora notablemente y esto se atribuye a que al pasar el aire por las aberturas de entrada se pre-calienta por el calor que desprenden los tizones al quemarse, lo cual fomenta una mayor eficiencia en el proceso. La flama es de un amarillo muy intenso que casi no oscila o titila sino más bien, parece una cortina flameante muy homogénea.

De lo datos anteriores, se puede deducir que para un incremento de $7^{\circ}C$ en el interior de la cámara, es necesaria la presencia de los tizones y el tiempo de respuesta es de aproximadamente una hora.

Después de las 9:50 ya no se alimentaron más trocitos para hacer tizones y los cambios en las temperaturas son evidentes.

A las 10:30, se terminó el aserrín y ya no se colocó más. De manera que la lectura tomada a las 10:30 ya no es representativa.

Prueba 2:

<u>Hora</u>	<u>Temperatura Ambiente °C</u>	<u>Temperatura del Aire Saliendo del Intercambiador °C</u>	<u>Temp. Interior del Secador °C</u>
09:45	25.0	25	25.0
11:00	25.0	---	45.0
12:30	27.5	320	55.0
13:00	27.5	300	59.0
13:25	----	325	65.8
13:40	----	325	65.8
14:00	----	325	62.8
14:15	----	360	----
14:35	23.0	410	67.0
15:00	22.5	405	68.4
16:10	20.0	340	55.6

Este segundo experimento se hizo durante el día y podemos observar que las temperaturas obtenidas en la salida del intercambiador se vuelven a repetir comparando la prueba diurna con la nocturna para un trabajo estable del quemador.

Por otra parte, las temperaturas registradas en el interior del secador son un poco más altas en comparación, pero esto es lógico puesto que la insolación trabaja en beneficio del secador.

Prueba 3:

Se repitió la prueba nocturna para evaluar la reproducibilidad de los resultados durante las horas de no insolación.

Los resultados fueron los siguientes:

<u>Hora</u>	<u>Temperatura Ambiente °C</u>	<u>Temperatura del Aire Salida Intercambiador °C</u>	<u>Temp. Interior del Secador °C</u>
17:00	23.0	---	34.0
17:30	23.0	---	32.0
17:50	23.4	---	31.0
18:35	22.0	---	25.4
18:45	----	290	33.8
19:15	20.0	335	39.0
19:30	20.0	500	45.0
19:45	19.5	420	48.0
20:00	19.5	350	46.0
20:15	----	450	50.0
20:45	19.0	---	55.0
21:00	18.5	390	40.0
21:15	18.5	550	55.0
21:30	18.5	450	57.8
21:45	18.5	420	57.0
22:00	----	400	57.0
22:15	----	400	56.0
22:30	17.5	410	57.0

De los resultados anteriores, podemos observar la repetitividad de las temperaturas registradas tanto en la salida del intercambiador como las del interior del secador, lo cual nos indica que el equipo está trabajando establemente.

Las lecturas de las 19:30 y 21:15 horas se tomaron después de haber colocado tizones en la base de la cámara de combustión.

Las temperaturas alcanzadas nos resaltan nuevamente la influencia que tiene en la combustión la presencia de los tizones.

Con ésta se concluyeron las pruebas y las modificaciones en el equipo de combustión.

VI. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

La idea de mejorar los secadores solares mediante la instalación de sistemas alternativos de generación de energía merece todo el apoyo posible, puesto que en Guatemala, es necesaria la implantación de tecnologías propias que contribuyan al mejoramiento de los sistemas industriales y artesanales mediante el uso de fuentes de energía baratas como es el caso de la energía solar.

El diseño, la construcción y la operación de este sistema nos ha dejado mucho a todas las personas que participamos en el proyecto y en el futuro, esta tecnología podrá aplicarse a equipos más grandes y su utilidad podrá difundirse para que más usuarios lo posean y el procesamiento de la madera y otros productos pueda hacerse más eficiente.

El equipo inicial (cámara de combustión + intercambiador) era una idea muy original y su empleo podría justificarse con algunas modificaciones, como por ejemplo, la eliminación del ciclón.

No se justifica para este caso la modificación del ventilador o del alimentador, puesto que variando la velocidad o el diámetro del ducto y la relación de alimentación no se obtienen diferencias significativas en el calor transferido por el intercambiador como se puede observar en la siguiente tabla:

Condición	Velocidad Viento <u>pie/seg</u>	Diámetro Ducto <u>pulg</u>	h_{ci} <u>Btu/Hr°Fpie²</u>	Q <u>Btu/hr</u>
Inicial	4.5	3.260	35.4555	58,678.90
	5.0	3.260	38.5700 (8.80%)	58,980.83 (0.52%)
	5.5	3.260	41.6300 (17.43%)	59,234.39 (0.95%)
	4.5	6.065	31.3100 (-11.69%)	58,193.70 (-0.83%)
	5.0	6.065	34.0690 (- 3.92%)	58,529.64 (-0.25%)

La variable que más efecto produce es la velocidad, y esto se explica fácilmente puesto que h es función del N_{Pr} , el cual se basa en viscosidad (μ), el coeficiente de transferencia de calor por conducción (k) y el calor específico (c_p) de los gases, y la escogencia de la correlación para el cálculo

de h depende del régimen de operación (laminar o turbulento) del proceso, el cual está determinado por el N_{Re} . El N_{Re} a su vez, es función de la velocidad (v), el diámetro del ducto (\emptyset), la densidad (ρ) y la viscosidad (μ) de los gases.

En otras palabras, al aumentar el N_{Re} , se aumenta la turbulencia y por consiguiente la razón de transferencia de calor.

Para aumentar el N_{Re} , podemos aumentar la velocidad de los gases o el diámetro del ducto o ambos y el efecto de estos cambios se puede observar en la tabla anterior.

Como podemos observar a través de las pruebas, los cambios que se hacían mediante la modificación de la relación de velocidades del alimentador y del ventilador tenían su fundamento en el análisis anterior.

Desafortunadamente, no se pudo experimentar eliminando el ciclón del sistema, ya que la decisión de modificar el equipo y abandonar el proyecto original que usaba el intercambiador eliminó esa posibilidad.

El nuevo equipo funcionó mejor y con menos problemas que el anterior y tiene la ventaja de que las respuestas del secador a cambios en el fogueo son más rápidas (relativamente) lo cual beneficia al usuario, puesto que ofrece más versatilidad en el uso del secador.

Se puede experimentar un poco más haciendo cambios, por ejemplo, en el espacio anular generado por la campana de radiación y la chaqueta, para aumentar su volumen, o en el ducto de salida de la chaqueta al secador, pero sobre todo con el aumento del flujo de aire y su velocidad mediante la instalación de un ventilador de mayor capacidad.

Al poder introducir con facilidad aserrín y pedacera, se puede aprovechar mejor el principio de la combustión en suspensión y se lograría un efecto significativo puesto que al caer trozos más o menos grandes en la parrilla de la base de la cámara, se lograría el efecto de los tizones que tanto fa-

vorecen la combustión como pudimos observar durante las pruebas de la segunda modificación.

VII. ANEXOS

A. Cálculo de las Características del Intercambiador de Calor

Temperatura en la Cámara de Combustión: 1,500°F (815°C)

Propiedades evaluadas a $T_f = 1,500$ °F para una mezcla de N_2 , O_2 , CO ,
 CO_2 y H_2O

(Apéndice #3 de Krieth)

Material	ϕ (lbm/ft ³)	C_p (Btu/Lbm°F)	$\mathcal{A} \times 10^5$ (lbm/ftseg)	k (Btu/hrft°F)
O_2	0.0224	0.2635	3.320	0.0465
N_2	0.0197	0.2835	2.800	0.0423
CO	0.0196	0.2878	2.783	0.0414
CO_2	0.0308	0.2980	2.860	0.0420
H_2O	0.0133	0.5500	2.360	0.0530
Mezcla	0.0212	0.3366	2.8246	0.0450

$$\mathcal{A}_{mezcla} = 2.8246 \times 10^{-5} \text{ lbs/ftseg} \times 3,600 \text{ seg/hr} = 0.1017 \text{ lbm/ft.hr}$$

$$N_{Pr \text{ mezcla}} = \frac{C_p \cdot \mathcal{A}}{k} = \frac{0.3366 \times 0.1017}{0.0450} = 0.7606$$

Cálculo del h_{ci} (Ver Cap. 8 de Kreith)

$$\frac{h_{ci}}{0.3366 \times 343.44} = \left(\frac{0.1017}{(3.26/12) 343.44} \right)^{0.2} \times (0.7606)^{-2/3}$$

$$\frac{h_{ci}}{115.6019} = 0.2556 \times 1.2001 = 0.3067$$

$$h_{ci} = 0.3067 \times 115.6019 = \underline{35.4555 \text{ Btu/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Cálculo de h_{co} (Ver Cap. 9 de Kreith), Condiciones para el Aire Circulante

$$\frac{h_c D}{k} = (0.4 \text{Re}_D^{0.5} + 0.06 \text{Re}_D^{0.67}) \text{Pr}^{0.4} \left(\frac{\mu_s}{\mu_\infty}\right)^{0.25}$$

$$D = 3.26 + 0.12 = \frac{3.38 \text{ in}}{12 \text{ in/ft}} = 0.2817 \text{ ft}$$

$$k = 0.0154 \text{ Btu/hr pie } ^\circ\text{F}$$

$$\text{Re}_D = \frac{VD}{\mu} = \frac{3.34 \text{ ft/seg} \times 0.2817 \text{ ft} \times 0.071 \text{ lb/ft}^3}{1.285 \text{ lb/ft seg} \times 10^{-5}} = 5,198.6$$

$$\text{Pr} = 0.72$$

$$\frac{h_{co} \times 0.2817}{0.0154} = [0.4 (5,198.6)^{0.5} + 0.06 (5,198.6)^{0.67}] \times 0.72^{0.4} \left(\frac{3.0 \times 10^{-5}}{1.285 \times 10^{-5}}\right)^{0.25}$$

$$h_{co} \times 18.2922 = (28.8406 + 18.5266) 0.8769 \times 1.0544 = 43.795$$

$$h_{co} = \frac{43.795}{18.2922} = \underline{2.3942 \text{ Btu/hr } ^\circ\text{F pie}}$$

Calor que deberá ser proporcionado por el radiador.

$$q = UA\Delta T$$

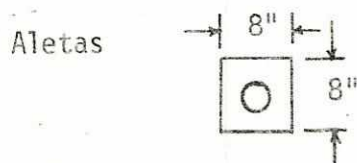
$$U = \frac{1}{1/h_{ci} + xw/km + 1/h_{co}} = \frac{1}{1/35.45 + 0.010/34.6 + 1/2.39}$$

$$= \underline{2.2376 \text{ Btu/ft}^2 \text{ hr } ^\circ\text{F}}$$

$$A = \pi \times D \times l = 9.42 \times 185.5 = 1,748.2 \text{ in}^2/\text{tubo} \times 2 \text{ tubos}$$

$$l = 185.5 \text{ " } = 3,496.59 \text{ pg}^2$$

$$D = 3 \text{ "}$$



$$A = 8 \times 8 = 64 \text{ pg}^2 - \frac{D^2}{4} = 64 - 7.0686$$

$$= 56.9314 \text{ pg}^2/\text{aleta} \times 110 \text{ aletas}$$

$$= 6,262.46 \text{ pg}^2$$

$$\text{Area Total} = 6,262.46$$

$$+ \frac{3,496.59}{9,759.05 \text{ pg}^2}$$

$$\frac{9,759.05 \text{ pg}^2}{144 \text{ in}^2/\text{pie}^2} = 67.77 \text{ pie}^2$$

$$A = \underline{67.77 \text{ pie}^2}$$

$$T = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}}$$

$$T_a = 1,472 - 482 = 990^\circ\text{F}$$

$$T_b = 176 - 77 = 99^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{990 - 99}{\ln(990/99)} = 891/2.3026 = \underline{386.9564 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$q = (2.2376 \text{ Btu/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}) (67.77 \text{ pie}^2) (386.96^\circ\text{F}) = \underline{58,678.9 \text{ Btu/hr}}$$

con lo cual se cuadruplica los requerimientos solares.

B. Cálculo del Tiro de la Chimenea:

Las principales funciones de la chimenea son inducir el aire de combustión a entrar al quemador y producir y mantener el tiro necesario para superar todas las obstrucciones al flujo de los gases de combustión mientras mantiene el sistema bajo presión negativa.

El tiro producido por una columna de gases de chimenea calientes depende de la diferencia de densidades entre el gas caliente y el aire ambiental.

El tiro en pulgadas de agua puede expresarse como:

$$(0.52) (L_s) (p') (1/T_a - 1/T_{ga}) = \text{Tiro (pg H}_2\text{O)}$$

Donde:

L_s = Altura de la chimenea en pies

p' = Presión atmosférica, psia

T_a = Temperatura ambiente, °R

T_{ga} = Temperatura de los Gases de Chimenea, °R

A causa de las pérdidas caloríficas a través de la trayectoria de la chimenea, la temperatura de los gases en la entrada difiere de la temperatura de los gases en la salida.

En la mayoría de los casos, la temperatura promedio en la chimenea puede asumirse como la temperatura de los gases en la entrada 75°F. (Regla Gruesa)

Para seleccionar el diámetro, puede asumirse una velocidad máxima de 0.75 a 1.0 lbs/seg/pie² siempre y cuando no haya un requisito de altura.

La situación más crítica con respecto al mantenimiento del tiro ocurre cuando los gases entran en la zona de convección, puesto que aquí se manifiesta una presión positiva.

Se recomienda que el diseño de la chimenea se base en una presión negativa de 0.05 pg de H₂O en el punto de entrada de esta zona.

Las pérdidas por fricción de los gases a través de la chimenea en pg. H₂O son:

$$\text{Pérdidas/pie de altura de chimenea} = \frac{(g)^2 (T_{ga})}{(211,000) (D')}$$

Donde:

g = velocidad máxima en la chimenea en lbs/seg/pie²

D' = diámetro de la chimenea en pies

El remanente de pérdida puede expresarse en términos de la cabeza de velocidad basada en la velocidad máxima de los gases y el sector en consideración:

$$\text{Cabeza de Velocidad: (pg H}_2\text{O)} = (0.0030) (g^2) (V_g)$$

$$V_g = \text{Volumen específico de los gases pie}^3/\text{lb}$$

Las pérdidas se estiman como el producto de la cabeza de velocidad por un factor en cada lugar. Para tubos desnudos de convección, este factor es 0.2/fila; para tubos con aletas, 1.0/fila; para la entrada de la chimenea, 0.5; para el damper, 1.4; y para la salida de la chimenea, 1.0.

El diseño de una chimenea basado solamente en el flujo de los gases no ofrece versatilidad para sobrellevar trabajo extra.

Por ello, se debe dar un 25% de sobre diseño para tener la seguridad de que la chimenea será capaz de manejar incrementos en la razón de fogeo. Debido a que la capacidad del equipo de combustión no es muy grande y se limita a una operación casi artesanal, sólo procederemos a ejemplificar el cálculo del tiro puesto que las pérdidas no influyeron significativamente en el mismo y puede asumirse que no existen.

Datos:

$$L_s = 15 \text{ pies}$$

$$p' = 640 \text{ mm H}_g \text{ (12.38 psia)}$$

$$T_a = 77^\circ\text{F} + 460 = 537^\circ\text{R}$$

$$T_{ga} = 500^\circ\text{F} + 460 = 960^\circ\text{R}$$

$$\text{Tiro} = 0.52 \times 15 \text{ pies} \times 12.38 \text{ psia} \left(\frac{1}{537^\circ\text{R}} - \frac{1}{960^\circ\text{R}} \right) = 0.0792$$

$$\text{Tiro} = \underline{0.07923 \text{ pulgadas de H}_2\text{O}}$$

BIBLIOGRAFIA

1. Kreith, Frank. Principles of Heat Transfer, Third Edition Haper & Rou Publishers, New York, 1976.
2. Mc Cabe, Warren/Smith, Julian. Unit Operations of Chemical Engineering, Third Edition, Mc Graw - Hill Book Company, New York, 1976.
3. Woodruff, E./Lammers, E./Lammers, T. Steam Plant Operation, Fifth Edition, Mc Graw-Hill Book Co., New York, 1984.
4. Chemical Engineers' Handbook, Robert Perry and Cecil Chelton Editors, Fifth Edition, Mc Graw-Hill - Kogakusha, Tokyo, 1973.
5. Plant Energy Systems/Energy Systems Engineering by the Editors of POWER. The Mc Graw-Hill Book Co., New York, 1967.
6. Berman, Herbert L. Fired Heaters, Chemical Engineering Magazine, Mc Graw Hill Publishing Co., June 19, 1978.
7. Shield, Carl. Calderas, Tipos, Características y sus Funciones, 5a. Impresión, Ed. CECSA, México, 1975.
8. Mc Adams, William H. Transmisión de Calor. Tercera Edición, Mc Graw-Hill Book Company, Inc., 1964.
9. ICAITI: Secado de Madera Proyecto Leña y Fuentes Alternas de Energía, ICAITI/ROCAP, Edición Preliminar, Guatemala, 1986.