



# Universidad Nacional Autónoma de México

Facultad de Ingeniería

## “SIMULACION EN FRIO DE UN HORNO CON QUEMADORES TANGENCIALES”

**T E S I S**

Que para obtener el título de:  
**INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**

**P r e s e n t a :**

**CESAR ALFREDO ROMO MILLARES**

**Director: DR. JAIME CERVANTES DE GORTARI**



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.

## I N D I C E

CAPITULO 1	PAG.
INTRODUCCION	1
CAPITULO 2	
PLANTAMIENTO DE LA PROBLEMATICA	
ANTECEDENTES	4
CAPITULO 3	
DESCRIPCION DEL APARATO EXPERIMENTAL	12
CAPITULO 4	
EXPERIMENTACION	28
CAPITULO 5	
RESULTADOS INTERPRETACION ANALISIS	40
CAPITULO 6	
CONCLUSIONES	63
REFERENCIAS	66
APENDICE A	69
APENDICE B	72
APENDICE C	75

## CAPITULO 1

### INTRODUCCION.

El presente trabajo tiene como objetivo fundamental la caracterización física, mediante una simulación "en frío", de los fenómenos que tienen lugar en el interior del horno de un generador de vapor, utilizado para producir energía eléctrica.

Para el desarrollo del proyecto, se estableció una simulación "en frío", es decir, que los flujos que en un horno se producen por una mezcla en combustión, serán ahora representados por chorros de aire a temperatura ambiente. Esta consideración hace necesariamente que los resultados obtenidos sean limitados; sin embargo, a través del trabajo se verá la conveniencia de usar este tipo de simulación.

Es un hecho que la mejor forma de caracterizar un fenómeno, es la medición física de éste en su lugar de origen, lo cual asegura que lo que se mide es lo que está ocurriendo; no obstante, esta práctica resulta a veces imposible de realizar por innumerables causas que tienen que ver en la mayoría de los casos con factores que implican altos costos adicionales. En virtud de lo anterior, una gran cantidad de fenómenos tienen que ser modelados en laboratorios experimentales a fin de poder averiguar, mediante el uso de equipos e instrumentos de medición adecuados, las características del fenómeno bajo consideración.

En nuestro caso particular, interesa conocer los patrones y las características del flujo que tienen lugar en el hogar de una caldera; este proceso implica tener en cuenta varios aspectos de distinta índole como son la combustión, la turbulencia, el mezclado, etc., que por sí mismos representan gran complejidad en su estudio; por otra parte, se tiene la imposibilidad de efectuar dichos estudios en el sitio preciso donde se llevan a cabo, por lo que podemos concluir que es verdaderamente difícil un análisis completo de casos como los que hemos mencionado.

Teniendo en cuenta lo anterior, muchas veces conviene el estudiar procesos de combustión con altas temperaturas, efectuar simulaciones "en frío" que nos permitan dar una simplificación al análisis del problema, además de poder contar con facilidad para realizarlo dentro de un laboratorio que posea equipo de experimentación básico.

En la presente tesis, los trabajos destinados a la caracterización de los flujos existentes en el interior del horno de una caldera de vapor, están apoyados básicamente en el modelado experimental y en diversas técnicas de análisis, teniéndose como objetivo fundamental el poder extrapolar la información de nuestro modelo a escala hacia el prototipo, que en este caso es un generador de vapor de quemadores tangenciales de 300 MW de capacidad.

A continuación se presenta un breve resumen del contenido de los capítulos subsecuentes.

En el capítulo 2, se trata de dar un panorama general-

de la operación de un generador de vapor que cuente con sistema de quemadores tangenciales. Así mismo, se plantean -- los antecedentes que dieron origen a esta investigación y -- se presentan los objetivos de ésta.

En el capítulo 3, describimos el proceso de diseño y -- construcción del aparato experimental, tratando todo lo concerniente a modelación, secuencia de construcción, material y equipo utilizado.

Dentro del capítulo 4, describimos la manera en la que fueron efectuadas todas las pruebas experimentales.

En el capítulo 5, se resume toda la información obtenida de la experimentación, analizándola e interpretándola.

Por último, en el capítulo 6 se dan las conclusiones y recomendaciones en torno a este proyecto de investigación.

## CAPITULO 2

### PLANTEAMIENTO DE LA PROBLEMATICA. ANTECEDENTES.

Consideramos necesario antes de entrar de lleno en el estudio que nos ocupa, mencionar la importancia que representa la operación de las plantas termoeléctricas dentro del panorama energético nacional. De datos publicados recientemente (ref.1), podemos encontrar que un 65.6% de la capacidad de generación de energía eléctrica del país, corresponde a dichas centrales, con una aportación de 12 472 Megawatts.

Aunque existe toda una gama diversa de centrales termoeléctricas (ciclo combinado, turbo-gas, combustión interna), enfocaremos nuestro interés únicamente en las centrales termoeléctricas de vapor.

Se puede decir que el corazón de una planta termoeléctrica, es el generador de vapor y éste puede ser de diferentes tipos; una de sus clasificaciones se origina de la disposición de los quemadores en el interior del horno. -- Así pues, tenemos:

- a) Generadores de vapor con quemadores tangenciales (fig.1)
- b) Generadores de vapor con quemadores frontales (fig.2)

Cada arreglo, presenta ventajas y desventajas, como veremos más adelante, pero el hecho es que ambos diseños estén vigentes en las centrales existentes en operación.

En nuestro país, la Comisión Federal de Electricidad

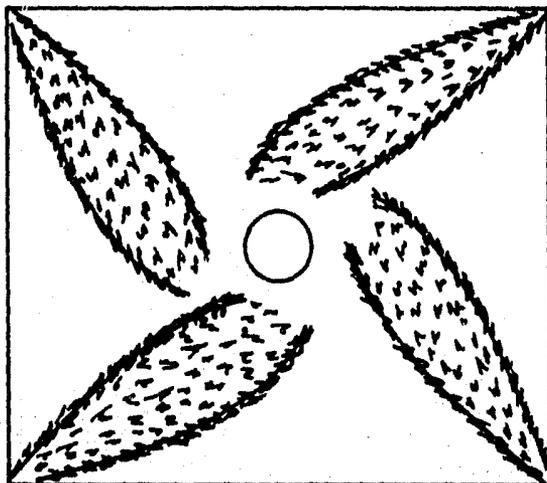


FIG. 1 QUEMADORES TANGENCIALES

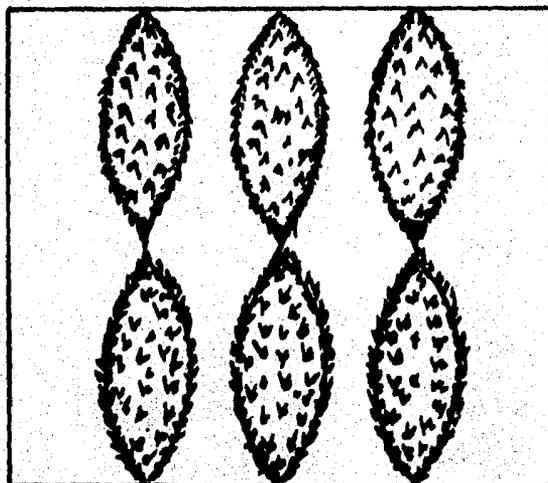


FIG. 2 QUEMADORES FRONTALES

tiene instaladas 16 unidades que operan con el sistema de quemadores tangenciales (patente de Combustion Engineering), las cuales aportan alrededor del 30% de la energía generada a partir de centrales termoeléctricas. En virtud de que este tipo de diseño es el de más reciente adaptación por CFE. los problemas que se han venido presentando no han podido ser estudiados con la profundidad suficiente para darles -- una solución enteramente satisfactoria.

En la Fig.3 se esquematiza el sistema de operación con quemadores tangenciales, en el cual, la mezcla de aire combustible es expelida tangencialmente por las cuatro esquinas, de acuerdo a la distribución mostrada en la Fig. 4, -- donde se presenta la estructuración de una de las cuatro es quinas; si uniéramos en uno solo a los cuatro segmentos mos trados, observaríamos una columna con ocho niveles de quemadores (cuatro de combustóleo en la parte superior y cuatro de gas en la inferior), a su vez, cada esquina presenta com partimientos distribuidos a los lados de los quemadores por donde circula el aire necesario para la combustión.

Dado que todo el ensamblaje de toberas y quemadores es tán dirigidos tangencialmente a un pequeño círculo situado en el centro del horno, al causarse el choque entre los cua tro flujos de aire-combustible, se propicia un estado de -- turbulencia y de intermezclado, lo que tiende a producir -- una combustión completa.

A su vez, este diseño tiene como una forma de control la variación de la altura del ciclón de flamas, lográndose -

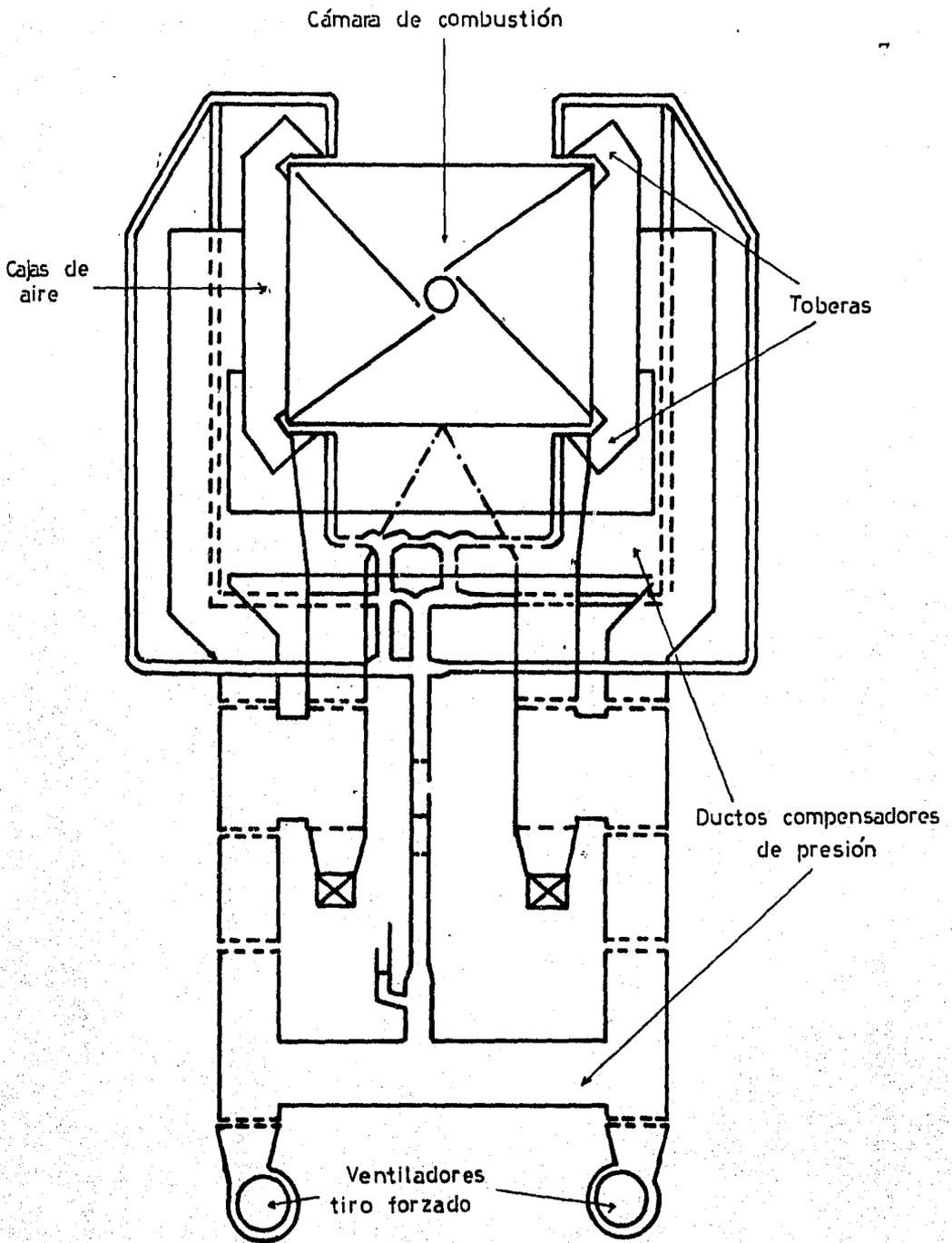


FIG. 3 CORTE TRANSVERSAL. GENERADOR DE VAPOR.



esto mediante la inclinación en conjunto del sistema tobera-quemador. La regulación presentada tiene como objetivo el control de la temperatura del vapor recalentado, y así suprimir la necesidad de un recirculador de gases, el cual es necesario en los sistemas que poseen quemadores frontales.

Existen otras diferencias significativas entre los dos sistemas mencionados, en lo que se refiere a diseños y materiales de construcción de los quemadores (ref.2), y a los diferentes volúmenes de excesos de aire requeridos para una combustión eficiente. A este respecto, se han presentado una serie de problemas en la operación con quemadores tangenciales, los cuales en primera instancia, propiciaron el inicio de las investigaciones aplicadas en este campo por parte del Instituto de Investigaciones Eléctricas (I.I.E.), y por la Facultad de Ingeniería de la UNAM.

Lo que se observó fue que en periodos de tiempo relativamente cortos (10 a 20 meses), las toberas de suministro de aire sufrían un deterioro excesivo que hacía obligatorio el paro de la unidad para reparación y sustitución de las mismas, con las consecuentes y muy altas pérdidas económicas que esto representa.

En principio, al analizar los factores responsables del daño, se pensó en varias causas como son:

- 1) Daño causado por diseño inadecuado de las estructuras internas de las toberas de aire, me refiero a deflectores y mamparas, de manera que propiciaran la creación de zonas

de recirculación y de separación en forme inconveniente.

2) Alto grado de corrosión causado por el depósito de partículas que son expelidas a muy altas temperaturas por el ciclón de flamas.

A fin de analizar el primer punto, se investigó a fondo el problema con varios trabajos de simulación en frío - por parte de I.I.E. (ref.3), en donde se construyeron a escala dos de las cuatro esquinas presentes en este tipo de hornos; el estudio se encaminó a determinar distribución - del aire por los ductos, prueba de distintos tipos de estabilizadores de flama, y experimentos con varias configuraciones de toberas de aire a fin de encontrar sus diferencias.

De estos trabajos, se concluyó que el diseño presentado por los fabricantes, era adecuado en cuanto a la distribución del aire, pero no en lo que se refería a estabilizadores de flama y toberas, ya que se lograron mejoras sustanciales en el diseño que permitieron mayores eficiencias y ahorros de material.

El segundo factor de interés antes mencionado, fue el que dió origen a la presente tesis, teniendo como objetivo el llegar a conocer el comportamiento del ciclón de flamas; es decir, en nuestro trabajo tratamos de ampliar el estudio del I.I.E. ya mencionado, en el cual se experimentaron sólo 2 esquinas, con la construcción de un modelo en el cual se simularan las 4 esquinas del horno, pudiendo así configurar el proceso en el interior del horno.

Para esto, fue que se pensó en construir un modelo a escala reducida, en el cual se pudieran representar con flujos de aire expelidos tangencialmente, la operación de cuatro de los quemadores que se encontraran trabajando normalmente pero a diferentes cargas.

Para obtener información bibliográfica que sustentara nuestros experimentos, se hizo una revisión bibliográfica de los Simposios Internacionales de Combustión, donde se compendia gran parte de la información referente al campo de la combustión (ref.4), encontrándose sólo un trabajo referente a modelaje "en frío" de cámaras de combustión (ref. 5); en dicho trabajo, haciendo uso de anemometría laser, se logró concluir que la única diferencia significativa entre flujos "calientes" y flujos en "frío", residía en las magnitudes de las zonas de recirculación, ya que éstas tendían a ser más pequeñas cuando la simulación se efectuaba "en frío".

Como se verá en capítulos subsecuentes, la construcción del modelo trata de aportar, mediante experimentación básica, información que sienta una base para estudios específicos en este campo.

## CAPITULO 3

### DESCRIPCION DEL APARATO EXPERIMENTAL.

Para la construcción del aparato experimental, que -- consta de cuatro toberas por las que sale aire, y que vienen representando a cuatro de los quemadores instalados dentro de un horno, se tomaron como referencia, a fin de tener la proporción adecuada, los datos consignados en planos de generadores de vapor facilitados por el I.I.E.; utilizando la escala conveniente a nuestros fines y considerando los -- siguientes aspectos:

- a) facilidad de construcción,
  - b) posibilidad de modelar los gastos de aire en las toberas de salida con una velocidad adecuada,
  - c) factibilidad de usar un ventilador de tipo comercial para el suministro de aire,
  - d) facilidad para una experimentación completa,
- decidimos adoptar una escala de reducción 1:10, la que nos presenta dimensiones accesibles de construcción e instalación, además de ser adecuada en lo que respecta al manejo -- del gasto de aire por las cuatro toberas.

### 3.1 DIMENSIONAMIENTO DEL APARATO EXPERIMENTAL.

#### ANALISIS DIMENSIONAL.

Como se indicó en el capítulo 1, la modelación del fenómeno de estudio en un modelo con magnitudes idénticas a -- las reales, sería totalmente prohibitivo debido a los costos que esto implicaría, sin embargo, si hacemos uso de un-

análisis dimensional y de semejanza, podemos encontrar una serie de ventajas que ya hacen factible la experimentación en condiciones más fáciles y cómodas.

El análisis dimensional es un método creado para reducir el número y la complejidad de las variables experimentales que involucra un fenómeno físico; de esta manera se pueden formar grupos adimensionales de variables, que faciliten su manejo experimental. En nuestro caso, el análisis dimensional nos provee de leyes de escalamiento que convierten la información obtenida de nuestro modelo experimental, a información que sería obtenida de una experimentación con el prototipo.

Se puede decir que cuando una ley de escalamiento se cumple, existe semejanza entre el modelo y el prototipo. A su vez, existen tres tipos de semejanza: geométrica, cinemática y dinámica.

Se dice que existe semejanza geométrica entre modelo y prototipo, si todas las dimensiones del cuerpo en las tres coordenadas, guardan la misma proporción; así también, la semejanza cinemática requiere, además de cumplir con la condición anterior, que se presente similitud en las líneas de corriente, es decir, que partículas homólogas estén en homólogos lugares a un mismo tiempo. Para que se cumpla con la semejanza dinámica, se deben cumplir las dos condiciones anteriores, y también que las fuerzas presentes en puntos correspondientes a modelo y prototipo sean las mismas.

Desde luego, para que se tenga una semejanza dinámica-estricta, los números de Reynolds, de Mach, de Froude y de Weber, deberán tener el mismo valor en el modelo y en el prototipo. El cumplimiento estricto de los anteriores requisitos suele ser imposible de lograr, excepto cuando se tiene una relación de escalas 1:1. Afortunadamente en la mayoría de los casos sólo dos fuerzas son del mismo orden de magnitud, necesitándose el mismo valor para uno solo de los parámetros antes mencionados.

En nuestro caso, que se tiene un flujo permanente a través de un ducto, las fuerzas de inercia y las viscosas son las únicas de importancia; por tanto, cuando se cumple con la semejanza geométrica, el mismo número de Reynolds en modelo y prototipo asegura la semejanza dinámica.

En el número de Reynolds, los términos del numerador se relacionan con las fuerzas de inercia, es decir, fuerzas debidas a la aceleración o desaceleración del fluido. El término en el denominador es la causa de las fuerzas cortantes viscosas.

$$Re = \frac{\text{fuerzas de inercia}}{\text{fuerzas viscosas}} = \frac{\rho L^2 V^2}{\mu VL} = \frac{\rho LV}{\mu} \quad (3.1)$$

donde:  $\rho$  = densidad del fluido

$L$  = longitud característica o radio hidráulico

$V$  = velocidad del fluido

$\mu$  = viscosidad dinámica.

a su vez se tiene que:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (3.2)$$

donde  $\nu$  = viscosidad cinemática.

si sustituimos (3.2) en (3.1), encontramos una relación más simplificada del número de Reynolds:

$$Re = \frac{LV}{\nu} \quad (3.3)$$

Si observamos las variables que maneje el número de Reynolds, notamos que para nuestro experimento, éste dependerá únicamente de las variaciones en la velocidad del aire, ya que las longitudes están definidas y la viscosidad cinemática se mantiene constante.

Para el análisis del número de Reynolds presentado en las toberas de salida de un horno convencional de quemadores tangenciales, fue necesario considerar los siguientes valores: velocidad del aire igual a 70 m/s, longitud equivalente igual a 0.761 m, viscosidad cinemática con un valor de  $3.017 \times 10^{-5}$  m<sup>2</sup>/s; sustituyendo estos valores en (3.3), obtenemos el número de Reynolds para el prototipo:

$$Re = \frac{(0.761)(70)}{3.017 \times 10^{-5}} = 1.765 \times 10^6$$

No obstante ser este valor bastante alto y difícil de alcanzar en un modelo a escala, de referencias bibliográficas (ref. 6), encontramos que en un sistema donde el Reynolds (Re) es mayor a 10 000, y el sistema consta de ductos, codos y cambios irregulares de sección, el patrón de flujo y el factor de fricción, llegan a ser substancialmente independientes del Reynolds. Esto nos resulta más claro al observar un diagrama de Moody en la región de altos números de Reynolds, en donde al no variar el valor del factor de fricción (f) con el Re, la viscosidad ya no interviene en la pérdida de carga correspondiente.

En estas circunstancias, nuestro modelo está en condiciones de proporcionar información útil aunque opere a números de Reynolds muy inferiores a los del prototipo, sólo -- asegurando que se excede un valor de 10 000.

Haciendo la estimación del valor mínimo necesario de -- la velocidad del aire en el modelo, de tal manera que se -- cumpla con la condición antes señalada, tenemos:

Para una escala 1:10, las dimensiones de las toberas -- de salida son: 0.0697m. de largo por 0.0273m. de alto; la -- longitud equivalente viene dada por la relación:

$$L = \frac{4 A}{P} \quad (3.4)$$

donde: A= área (m<sup>2</sup>)

P= perímetro (m)

sacando los valores de A y P :

$$P = (2)(0.0697) + (2)(0.0273) = 0.194 \text{ m.}$$

$$A = (0.0697)(0.0273) = 1.903 \times 10^{-3} \text{ m}^2.$$

sustituyendo estos valores en la ecuación (3.4):

$$L = \frac{(4)(1.903 \times 10^{-3})}{0.194} = 0.0392 \text{ m.}$$

Si ahora despejamos de la ecuación 3.3 la velocidad, -- y sustituimos los valores de Re= 10 000, viscosidad cinemática (ν) (condición ambiente) = 1.857 x10<sup>-5</sup> m<sup>2</sup>/s, y longitud característica L = 0.0392 m., tenemos:

$$V = \frac{(10\ 000)(1.857 \times 10^{-5})}{(0.0392)} = 4.74 \text{ m/s}$$

Este valor, es el mínimo que debemos cumplir para asegurar una experimentación fidedigna. Así mismo, dicho valor es bastante factible de lograrse por un ventilador nor-

mal, con posibilidades de poder aumentarlo, y mejorar de --  
 esta manera la calidad de la investigación, detalle que --  
 abordaremos en la parte de visualización del siguiente capí-  
 tulo.

### 3.2 SELECCION DEL VENTILADOR Y DIMENSIONAMIENTO DEL DUCTO.

La selección del ventilador y el dimensionamiento del ducto, es un proceso que tiene que ser abordado conjunta---  
 mente, tomando en cuenta los siguientes parámetros:

a) para el ventilador:

potencia desarrollada, gasto de aire proporcionado, ve---  
 locidad del aire en la salida, presión total proporciona-  
 da.

b) para los ductos:

caídas de presión debidas a cambios de sección, codos, -  
 tes, caída debida al factor de fricción, gasto y veloci-  
 dad del aire en las toberas de salida.

Aunado a lo anterior, hay que considerar también la --  
 disponibilidad en el mercado nacional del ventilador, ducto  
 y reducciones, además de las partes correspondientes a las  
 toberas de salida del aire.

El proceso de cálculo para la capacidad del ventilador  
 se inició estimando para nuestros fines, una velocidad del-  
 aire a la salida de la tobera de 20m/s.

De las dimensiones de las toberas de salida, y de la -  
 velocidad propuesta, podemos aplicar la relación de conti---

nuidad para hallar el gasto de aire necesario:

$$Q = A V \quad (3.5)$$

donde:  $Q$  = gasto volumétrico en  $m^3/s$

sustituyendo valores:

$$Q = (1.903 \times 10^{-3})(20) = 0.03806 \text{ m}^3/s.$$

Teniendo en cuenta que son 4 las toberas de salida, el gasto total que requeriríamos sería:

$$Q_t = 4 \cdot Q \quad (3.6)$$

$$Q_t = (4)(0.03806) = 0.15222 \text{ m}^3/s.$$

Hallando la equivalencia en pies cúbicos por minuto:

$$Q_t = 0.15222 \text{ m}^3/s \times 35.31 \text{ pies}^3/\text{min} \times 60 \text{ s}/\text{min}.$$

$$Q_t = 322.54 \text{ pies}^3/\text{min}.$$

Con este gasto volumétrico, ya podemos considerar el - rango de capacidad para nuestro ventilador.

El siguiente punto a considerar, fue el planteamiento de una configuración de ductos, los cuales alimentaran aire a las cuatro toberas de salida, con las menores pérdidas durante la trayectoria.

El diseño del ducto propuesto por nosotros, se consideró en principio, similar a los diseños de ductos en hornos originales, tratando que en las partes correspondientes a las toberas de salida, éstas presentaran una configuración lo más semejante posible, es por esto que se modelaron las toberas con los deflectores mostrados en la fig. 7.

En lo que respecta a los ductos, se hicieron algunas - modificaciones recomendadas de restringir las pérdidas a un

mínimo. Dichas recomendaciones se refieren a longitudes - mínimas que deben existir después de un cambio de dirección, ángulos máximos para la reducción de secciones, forma de co dos y tes, y otros detalles de construcción.

La Fig. 5, muestra una vista de planta del arreglo de ductos presentado por nosotros, mientras que las figuras -- 6 y 7 enseñan el detalle de cada tobera de salida.

La otra variable a tomar en consideración para la se-- lección del ventilador es la presión, siendo la forma de e-- valuarla, la cuantificación de todas las pérdidas de carga presentes a lo largo del ducto, así como la carga dinámica del aire a la salida de la tobera.

Estas pérdidas ya se encuentran graficadas (refs. 7 y 8) teniendo como variables, la velocidad con que circula - el aire y el diámetro del ducto correspondiente.

El siguiente paso, fué la búsqueda en manuales de ven-- tiladores existentes en el mercado, para poder ver la con-- veniencia en la selección. Aquí se presentaron dos alterna-- tivas:

- 1) Seleccionar un ventilador de mediana velocidad para aire en la descarga, pero con alta presión estática que nos pu-- diera compensar las reducciones de sección que tendríamos - que hacer para aumentar la velocidad.
- 2) Seleccionar un ventilador de alta velocidad a la salida pero con una menor presión estática.

Sólo se tuvo opción a la segunda alternativa, debido a no existir en el mercado ventiladores de bajo gasto y alta presión.

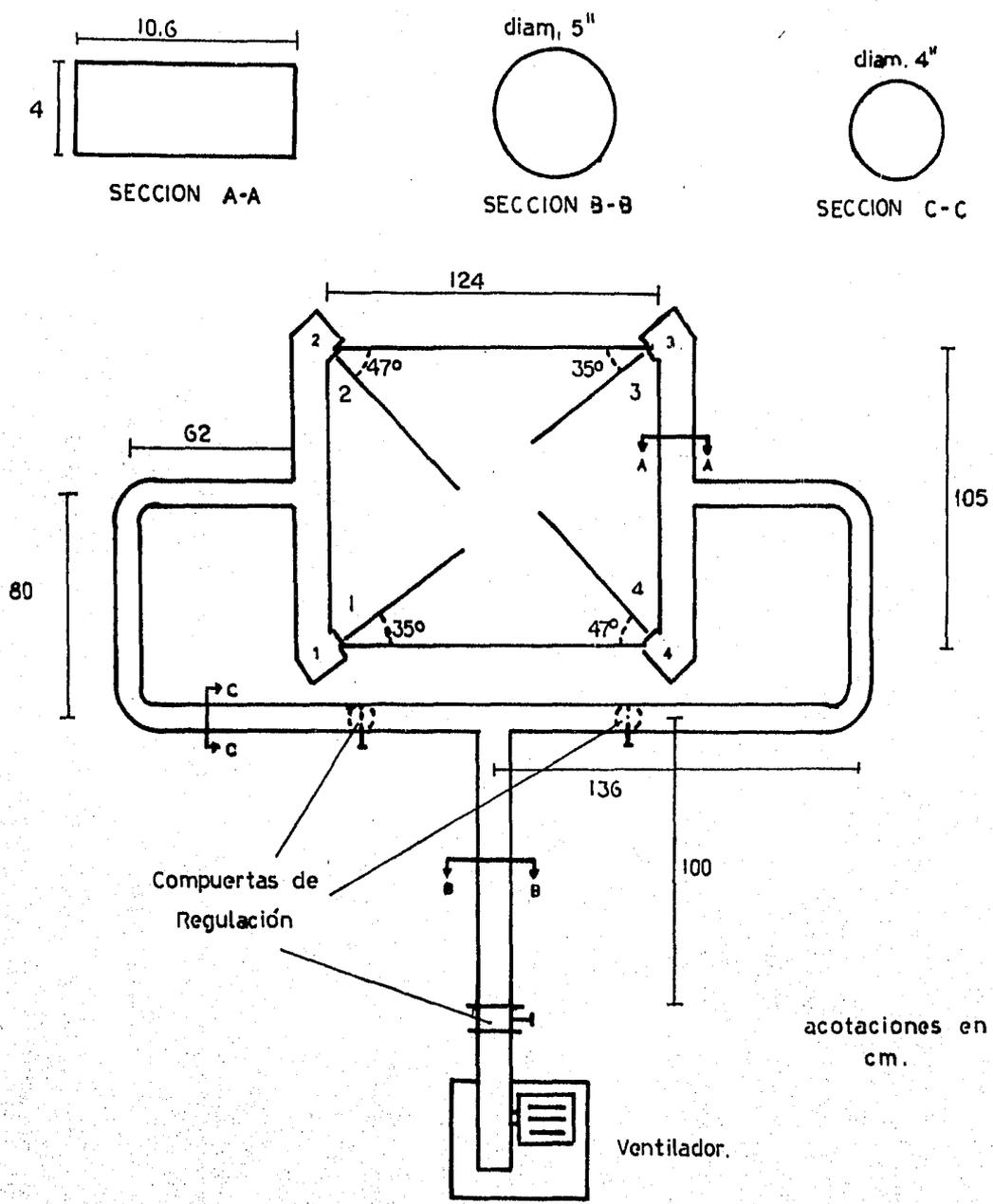


FIG 5. VISTA EN PLANTA DEL APARATO EXPERIMENTAL.

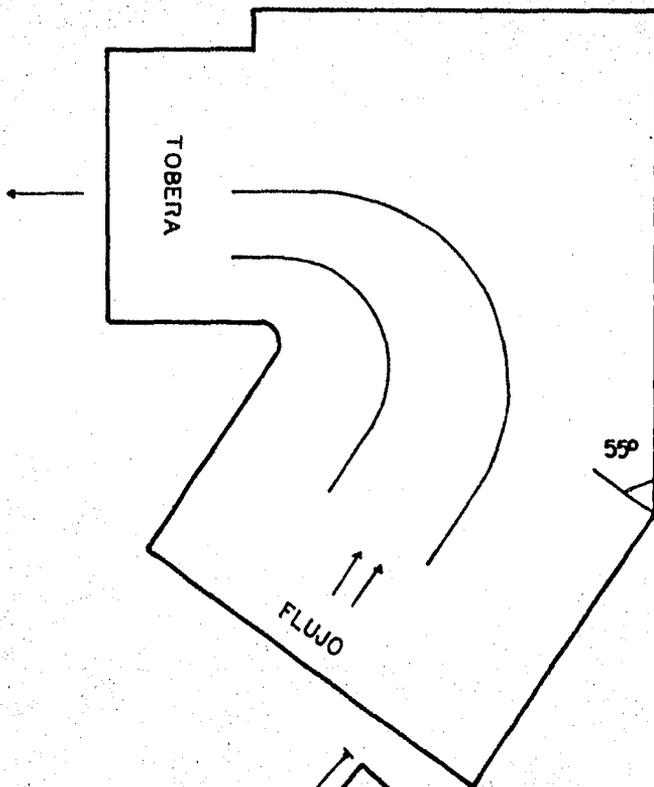
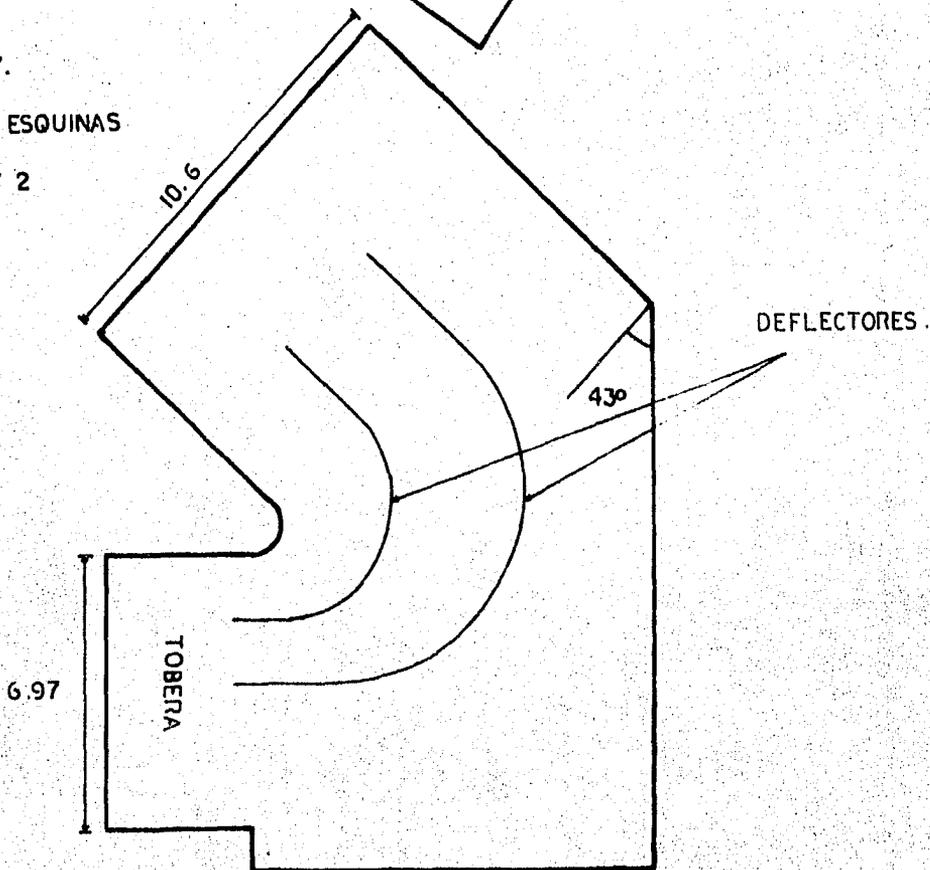


FIG. 6  
DETALLE ESQUINAS  
3 Y 1

FIG 7.  
DETALLE ESQUINAS  
4 Y 2



A continuación, se procedió a consultar catálogos de ventiladores de la marca ARMEK-CHICAGO, y se encontró que los del tipo centrífugo-turbo cumplían con los requisitos establecidos.

En dichos catálogos, el gasto mínimo manejado por estos ventiladores es de 500 pcm (pies<sup>3</sup>/min), mientras que la presión a este gasto corresponde a 13 "c.a. (pulgadas columna de agua). La velocidad del aire a la salida tenía un valor de 3625 pies/min., que equivalen a 18.42 m/s. La Fig. 8 muestra una fotografía del ventilador seleccionado.

En este momento, el proceso de dimensionamiento del ducto, se ajusta a la selección del ventilador mediante un proceso iterativo en el cual se propone una velocidad de salida del aire, y se escoge un diámetro de ducto adecuado para mantener esta velocidad; a continuación, se evalúan todas las caídas de presión debidas a los accesorios presentes (codos, tes, reducciones de sección), y a la carga dinámica. Los cálculos numéricos correspondientes a esta parte, pueden ser consultados en el Apéndice A.

Cabe hacer aquí una consideración de interés en el dimensionamiento del ducto, y se refiere a la proyección de la sección transversal del mismo. En fábricas dedicadas a la construcción de ductos de aire acondicionado, la manufactura es más fácil y económica si la sección es proyectada de forma cuadrada o rectangular, mientras que en talleres de hojalatería, resultaba más económico proyectar una sección circular.

Por razones del tamaño de las engargoladoras, no fue posible utilizar los servicios de ninguna compañía de ventilación industrial, ya que en nuestros planos (Fig. 5) existen ciertas medidas demasiado pequeñas para ser manejadas por estas máquinas.

La opción fue entonces, acudir a un taller de hojalatería, donde la manufactura sí fue aceptada, nada más teniendo que hacer una modificación en la dimensión de la sección rectangular de la tobera. Por razones de construcción, se tuvo que ampliar la dimensión correspondiente a la altura de la tobera de 2.73 cm. a 4 cm., teniendo esto sus implicaciones en cuanto a la velocidad de salida del aire (es menor), sin embargo, si nos referimos a los planos originales observando la manera como se alimenta el aire (Figs. 3,4), veremos que éste se distribuye por igual en un gran número de toberas de aire, o sea, que al ampliar la dimensión no se afecta de ninguna manera la dirección de salida del flujo, que es al fin y al cabo lo que nos interesa.

En el Apéndice A, podemos ver que haciendo esta pequeña ampliación, la velocidad teórica con la cual se trabaja sigue siendo bastante aceptable (22.2 m/s), con un número de Reynolds de 46 862, que se ajusta con las suposiciones hechas anteriormente.

El ventilador seleccionado tomando en cuenta las operaciones y correcciones estimadas en el Apéndice A, fue un ventilador centrífugo-turbo, marca ARMEE-CHICAGO, de 3 H.P. de potencia, con un gasto de 525 pcm, y una presión de ---

13.85 pulgadas de columna de agua ("c.a.).

### 3.3 PROCESO DE CONSTRUCCION DEL APARATO EXPERIMENTAL.

Una vez determinada la forma del ducto y sus medidas, éste se mandó fabricar por tramos, de manera que se tuviera facilidad en su manejo y montaje. Se empleó lámina galvanizada #26 como material de construcción, debido a su ligereza, y a la durabilidad que presenta por ser resistente a la acción del medioambiente.

En lo que respecta al ventilador, éste se compró tal - cual, es decir, sin hacer ninguna modificación a las medidas presentadas en catálogo. Acompañando al ventilador, se adquirió una compuerta de regulación de flujo, la cual dió gran versatilidad a nuestros experimentos, al poder tener un control de la velocidad del aire en las toberas.

El ducto y el ventilador fueron los únicos elementos - del aparato fabricados por proveedores, ya que en el laboratorio se construyó la estructura soporte del ducto, el soporte del ventilador, el atril para posicionar el tubo de Pitot, se hicieron también los cortes de las paredes del modelo, y otras actividades menores, señalando que en general todas estas tareas representaron alto tiempo invertido.

El aparato experimental se diseñó de manera que dos de sus paredes ofrecieran una visión hacia su interior, es así, que mientras dos de sus paredes están construidas con lámina galvanizada #18, las otras dos son de acrílico transpa--

rente de 6 mm. de espesor.

Otro detalle que se implementó por nosotros, fue la adición de dos compuertas reguladoras (válvulas de mariposa), colocadas inmediatamente después de la primera separación del flujo en dos ramales; dichos aditamentos fueron de gran utilidad, ya que permitieron hacer ajustes finos en el balanceo del ducto, así como también provocar desbalances en los flujos de aire expelidos por las esquinas.

Dentro de los accesorios que también se construyeron, está la estructura soporte de la placa utilizada para visualizaciones, construyéndose ésta a manera de poder variar la altura según se deseara.

Por último, hay que mencionar también, el trabajo que se hizo para disminuir la vibración propia del ventilador, y que consistió en la instalación de gomas de hule en las patas del banco soporte del ventilador, así como también en la junta entre el banco y el ventilador.

Una vez completados todos los detalles de instalación, se puso a funcionar el ventilador, de manera que pudiéramos detectar todas las posibles fugas de aire en el sistema; éstas se corrigieron mediante un sellado con silicón.

Las Figs. 9, 10 y 11 muestran la instalación del modelo experimental en diferentes vistas; nótese que la placa para impresiones se encuentra posicionada.

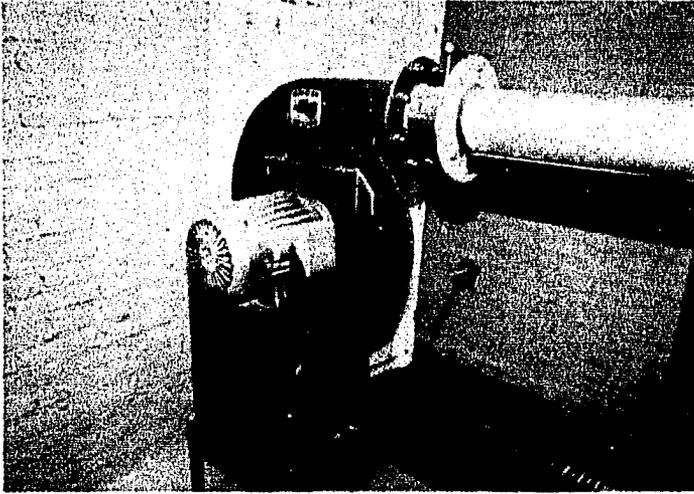


FIG. 8 Ventilador utilizado en la experimentación.  
Tipo Centrifugo-turbo. 3 H.P.

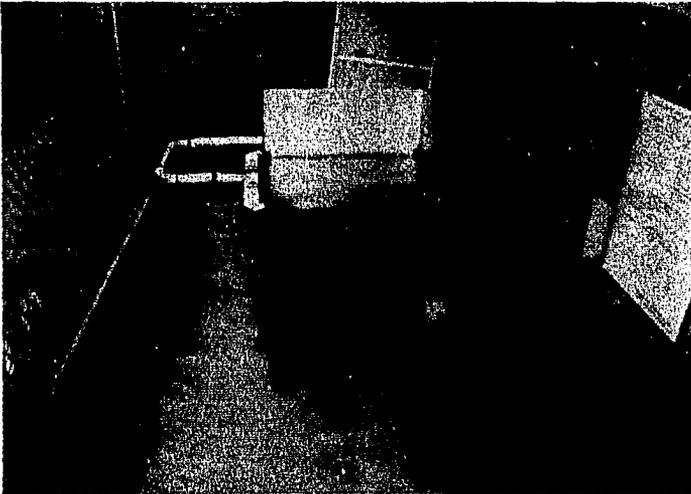


FIG. 9 Vista frontal del modelo experimental.

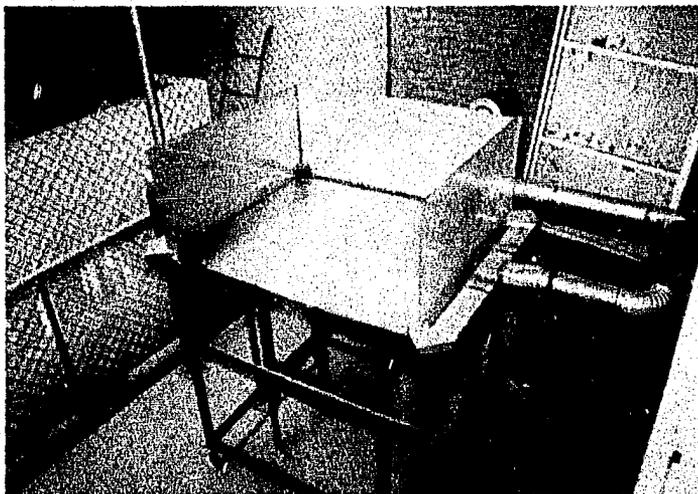


FIG. 10 Modelo experimental.

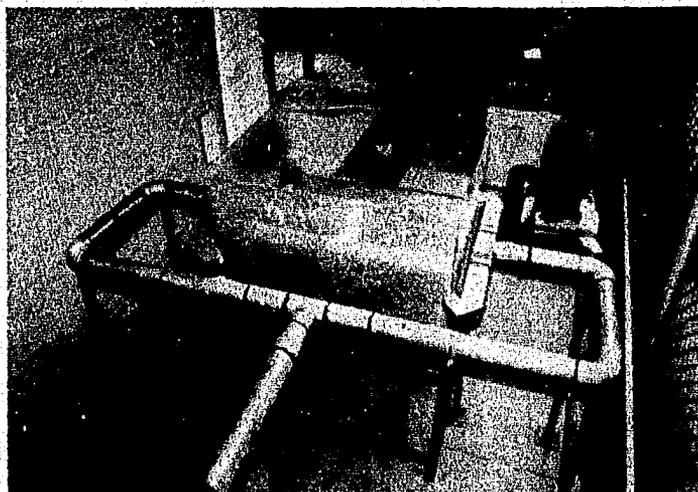


FIG. 11 Vista posterior del modelo experimental.

## CAPITULO 4

## EXPERIMENTACION.

Este capítulo comprende la descripción de todas las pruebas experimentales llevadas a cabo en este trabajo, y que representan el objetivo principal de éste. La experimentación realizada en nuestro modelo, se enfocó principalmente a determinar los perfiles de velocidad en la cercanía de las toberas, y la visualización completa de los flujos existentes en el interior del modelo.

Las primeras pruebas efectuadas, consistieron en tratar de conocer las velocidades reales que se estaban obteniendo en las toberas de salida, y así poder estimar el desbalance de flujos presentado por nuestro aparato, llamando desbalance a la diferencia existente entre el flujo de aire en una esquina, con los existentes en las restantes

Estas primeras pruebas se realizaron con la ayuda de un tubo de Pitot y un manómetro diferencial. En el Apéndice B se precisa el funcionamiento y la descripción física de estos instrumentos.

Durante estos sondeos preliminares, encontramos una ligera variación entre los flujos de las esquinas 1 y 2 con respecto a las 3 y 4 (ver Fig. 5 para identificar las esquinas), sin embargo, no se percibieron desbalances entre las esquinas pertenecientes a un mismo ramal, es decir entre la 1 y la 2.

#### 4.1 SONDEOS CON TUBO DE PITOT.

Para balancear las cuatro esquinas, se procedió a manipular las compuertas reguladoras de flujo, colocadas en los ramales secundarios, y que vienen a controlar cada una a dos esquinas.

Cabe señalar que fue éste un proceso difícil que llevó bastante tiempo, porque con mínimas variaciones en las aberturas de las compuertas reguladoras, (válvulas de mariposa), se obtenían considerables variaciones en la cantidad de flujo.

Después de muchos ensayos y del manejo conjunto de ambas válvulas, se logró balancear el ducto.

La forma en que se obtuvieron las mediciones de velocidad del aire, se esquematiza en la Fig. 12, haciéndose éstos en las cuatro esquinas. En el siguiente capítulo, se pueden consultar los valores arrojados en esta práctica.

El siguiente punto a investigar, fué el perfil de velocidades presente en la sección transversal de la tobera, para lo cual se tomaron lecturas en diferentes puntos, a medida que desplazábamos la sonda de Pitot en dirección X, esta medición también se esquematiza en la fig. 12.

La siguiente serie de datos se tomaron haciendo un alejamiento del tubo de Pitot de la tobera, (dirección Y) para cuatro posiciones de la misma (A,B,C,D), tal como se



muestra en la Fig. 13. Los datos producto de estas mediciones se encuentran tabulados y graficados en el capítulo 5.

Un parámetro que manejamos bastante a lo largo de los siguientes experimentos, es lo que llamemos como carga del ventilador, y que viene a ser el porcentaje de flujo que suministra el ventilador, operando la válvula de salida con una abertura determinada; es decir cuando mencionamos que se trabaja con una carga del 50%, se está manejando un flujo por los ductos correspondiente al 50% del total que podría dar el ventilador.

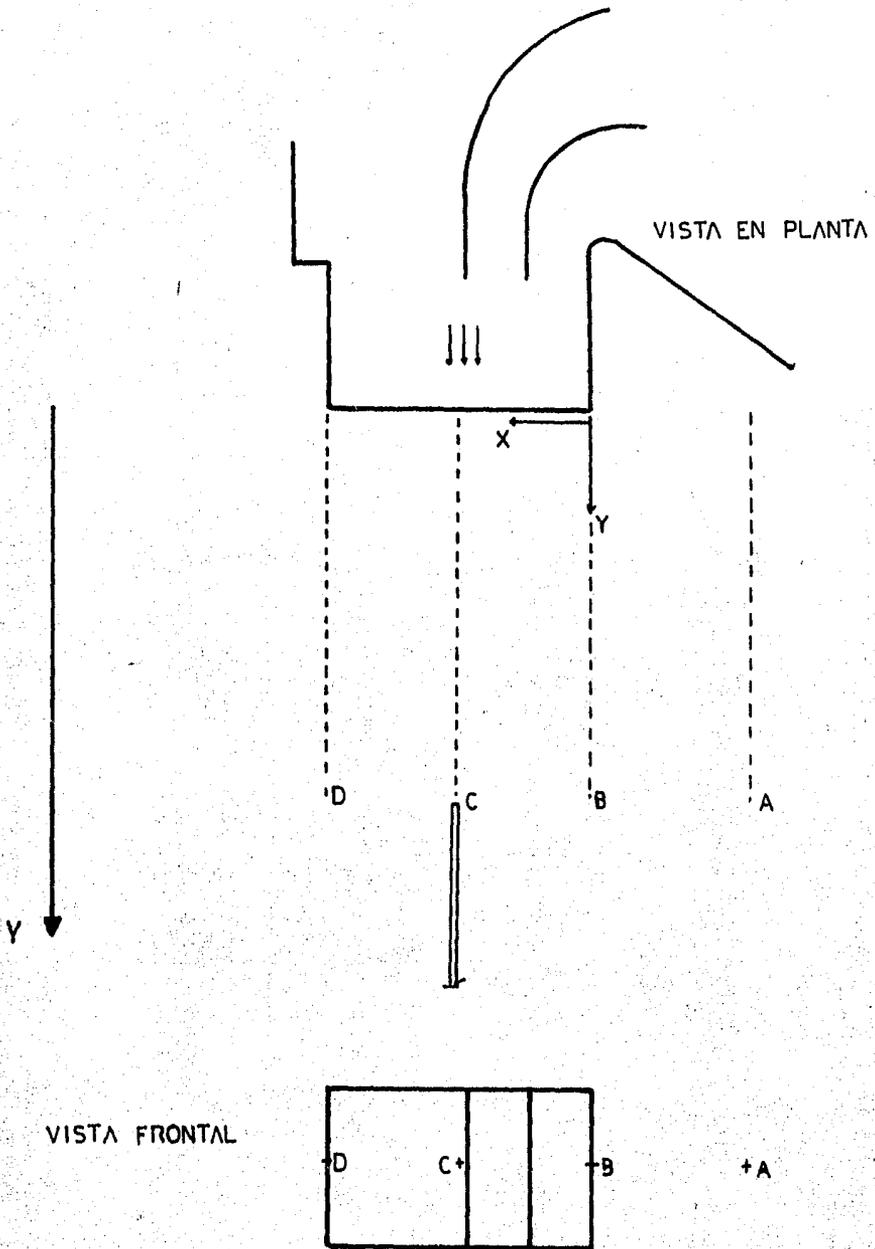


FIG. 13. TOMA DE LECTURAS CON TUBO DE PITOT.

## 4.2 TECNICAS DE VISUALIZACION.

En muchos fenómenos físicos, sobre todo en los relacionados con la mecánica de fluidos, una buena técnica de visualización puede dar información tan valiosa como la que pudiera obtenerse con aparatos de medición de complicado análisis de datos. Es pues, la visualización de flujos una herramienta que está al alcance de la mayoría de los investigadores, y que puede ser útil en muchos casos para dar conclusiones acerca del comportamiento de flujos.

Primordialmente, estas técnicas están enfocadas a determinar líneas de flujo en el interior o en la frontera de estos, y a proporcionar información sobre turbulencia, comportamiento de capa límite, zona de transición, esfuerzos cortantes, etc.

Generalmente se clasifica la visualización de acuerdo con la técnica utilizada, teniéndose tres tipos:

- a) Métodos de pared.
- b) Métodos de trazadores.
- c) Métodos ópticos.

A continuación se hace una breve descripción de estos métodos.

- a) Métodos de pared.

Son útiles para visualizar el flujo cerca de una frontera sólida. Muchas veces es necesario visualizar el flujo-

cerca de la pared, que por efectos viscosos suele ser diferente del flujo en el interior. Dentro de este método encontramos:

- 1.- Orientación del flujo mediante hilos.
- 2.- Capas de películas como son: aceite, carbón y diesel, hollín, caolín.

b) Métodos de trazadores.

Estos métodos consisten en trazar una porción del fluido con una característica distinta a éste, y seguir su trayectoria aguas abajo, para poder así tener una visualización que nos de información de las líneas de corriente. El trazador debe tener una densidad parecida a la del fluido, siendo que cuando éste es líquido, lo más común es utilizar algún tipo de colorante ya sea generándolo o inyectándolo; para flujos de gases se utiliza con buenos resultados el humo, y en algunos casos partículas sólidas.

c) Métodos ópticos.

En estos métodos, se emplean las propiedades ópticas del fluido en movimiento para la visualización. Estas técnicas se emplean con bastante éxito en flujos compresibles, donde el índice de refracción es una función de la densidad del fluido, siendo esto aprovechado pasando un haz de luz a través de la densidad cambiante del fluido. Entre estos métodos encontramos a los llamados de sombras, estrioscopia, interferómetro y birrefringencia.

Como se puede observar, se ha llegado a un alto grado-

de avance dentro de los métodos de visualización, sobre todo en los ópticos, pero teniéndose el inconveniente de ser difíciles de implementar dentro de un laboratorio.

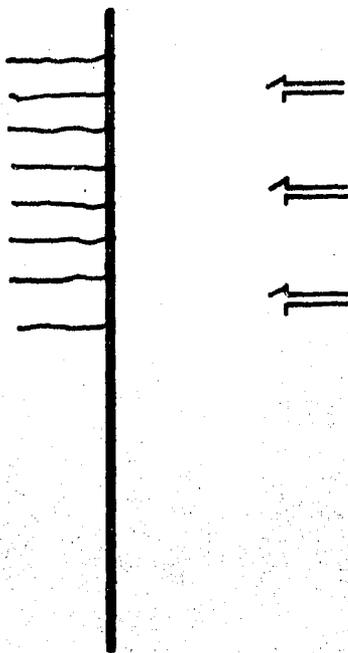
En este proyecto, utilizamos los dos primeros métodos antes descritos, porque la facilidad de desarrollarlos nos alentó a intentarlos de una manera empírica, practicando -- ideas propias que fueron surgiendo en el curso de nuestro -- trabajo de investigación.

Como hemos mencionado, uno de los objetivos primordiales de esta tesis, es el de poder caracterizar el ciclón -- que se forma dentro de este tipo de hornos; para esto, la -- primera interrogante que surgió fue si realmente se formaba un ciclón en el interior del modelo; para responderla era -- necesario visualizar los flujos existentes.

Sabemos que todo ciclón presenta en su centro lo que -- llamamos "zona de estancamiento", donde la velocidad es nula. A partir de esta afirmación, lo primero que se intentó -- fue encontrar esa zona muerta; para ello, se ataron a lo -- largo de un alambre de 30 cm. de longitud, una gran cantidad de hilos, como se muestra en la Fig. 14. A continuación se puso a funcionar el ventilador a toda su capacidad, y se hizo transitar el alambre por todas las zonas del interior del modelo. Al colocar éste en la zona central, efectivamente los hilos decayeron, mostrando que no había flujo -- que los mantuviera en movimiento.

La segunda prueba de visualización fue una combinación

ZONAS CON FLUJO DE AIRE.



ZONAS SIN FLUJO



FIG. 14  
VISUALIZACION MEDIANTE  
HILITOS.

de dos métodos (trazadores y de pared), y se dedujo a partir de la verificación del componente circular presente en todo ciclón. Para esta prueba se utilizó la mesa especialmente construida para las pruebas de visualización, colocándose en el interior del aparato, inmediatamente por debajo de las toberas de salida de aire. A continuación, se esparcieron sobre esta superficie, una gran cantidad de partículas de unicel (nieve seca en forma de estrella), y al poner a funcionar el aire a baja carga del ventilador, efectivamente se mostró ese componente de movimiento circular que es característico de todo ciclón. Esto quedó consignado en la Fig. 25 mostrada en el siguiente capítulo, lográndose captar dicha rotación en las partículas.

El siguiente método de visualización empleado por nosotros, fue el del "carbón y diesel", con el cual se obtuvieron buenos resultados que significaron un gran aporte para esta tesis.

Con dicho método, se hicieron una gran cantidad de pruebas, sometiendo el modelo a diferentes condiciones de trabajo y de operación, tomándose después de cada prueba una serie de fotografías que se encuentran detalladas en el siguiente capítulo.

Básicamente, la técnica de visualización del carbón y diesel, requiere de tres elementos: de una superficie lisa (preferentemente de aluminio) a la que llamaremos "placa de impresión", una mezcla homogénea de carbón finamente pulverizado y diesel, y como tercer elemento, un flujo que inci-

da sobre estos elementos, de manera que deje plasmada sobre la placa de impresión, una huella característica de los patrones de flujo.

Se probaron diferentes proporciones de carbón en el diesel, siendo la relación 1:6 (una parte de carbón por seis de diesel), la que dió mejores resultados.

El procedimiento de esta práctica, consistió en mezclar muy bien las partes, de manera que no se formaran grumos, posteriormente vaciar esta mezcla de carbón y diesel sobre la placa de impresión en cantidades similares; esta aplicación se hizo generalmente en la parte contigua a las salidas de aire. A continuación, se abría lentamente la compuerta de regulación de aire hasta el punto deseado, con lo que la mezcla comenzaba a fluir lentamente.

Se observó que el tiempo ideal para obtener una buena impresión, era de tres a cinco minutos, después de los cuales, el diesel se acumulaba en demasía en ciertas zonas, con lo cual se empezaba a alterar la huella dejada en primera instancia.

Cabe aclarar que de todas las prácticas efectuadas con este método, aproximadamente se logró éxito en el 50% de los casos, algunos de los cuales (los más representativos), están presentados por medio de fotografías.

Las prácticas efectuadas siguieron el siguiente orden:

A) Placa de impresión unida a las toberas y ventilador a plena carga.

Práctica 1.- Con el ducto balanceado, se suministró -- mezcla de carbón y diesel a las cuatro esquinas.

Práctica 2.- Con el ducto balanceado, se suministró -- mezcla de carbón y diesel sólo en una esquina.

Práctica 3.- Con el ducto desbalanceado, se suministró mezcla de carbón y diesel en las cuatro esquinas.

B) Placa de impresión unida a las toberas y ventilador a media carga.

Práctica 4.- Con el ducto balanceado, se suministró -- mezcla de carbón y diesel en las cuatro esquinas.

C) Placa de impresión unida a las toberas y ventilador con arranque a 1/2 carga, y variación posterior a 3/4.

Práctica 5.- Con el ducto balanceado se suministró -- mezcla de carbón y diesel en las cuatro esquinas.

D) Con la placa de impresión separada 10 cm. por debajo de las toberas y el ventilador a plena carga.

Práctica 6.- Con el ducto balanceado, se suministró -- mezcla de carbón y diesel en las cuatro esquinas.

Los resultados de tales prácticas, son ampliamente discutidos en el capítulo siguiente.

## CAPITULO 5

## RESULTADOS. INTERPRETACION. ANALISIS.

En este capítulo se tratará de analizar los datos obtenidos de la experimentación efectuada y detallada en el capítulo anterior.

## 5.1 SONDEOS CON TUBO DE PITOT.

Como se explicó en el capítulo anterior, las siguientes mediciones se realizaron con la ayuda de un tubo de Pitot y un manómetro diferencial.

En el proceso de balance de flujos de las cuatro esquinas, obtuvimos la siguiente serie de datos finales, donde indicamos el número de la esquina, la lectura del manómetro en mm. columna de agua, y la velocidad que representa tal indicación de presión (ver Apéndice B).

Tabla 1. Datos con el ventilador a plena carga.

Esquina	mm.c.a.	Velocidad (m/s)
1	77	40.04
2	77.5	40.17
3	78	40.3
4	77.5	40.17

Cabe aclarar que las medidas de presión son valores medios que presentan una incertidumbre de  $\pm 1$  mm. c.a., que -

traducidos a valores de velocidad, vendrían representando - una desviación máxima de la velocidad de 1 m/s.

Tabla 2. Datos con el ventilador a 50 % de su carga.

Esquina	mm.c.a.	Velocidad (m/s)
1	33	26.21
2	33	26.21
3	34	26.61
4	34	26.61

En las dos tablas anteriores, los datos se obtuvieron colocando la sonda de medición en el punto central de cada una de las toberas.

En base a las lecturas obtenidas, podemos asegurar que nuestro modelo presenta un buen balance de sus flujos a -- cualquier carga del ventilador.

El siguiente grupo de datos se obtuvo a partir de la - colocación de la sonda en diferentes puntos a lo largo de - la sección transversal de la tobera, siendo esto con el fin de delinear un perfil de velocidad a la salida del aire.

Tabla 3. Lecturas con ventilador a plena carga.

X (cm)	mm.c.a.	Velocidad (m/s)
0.5	73	39.0
1	78	40.3
1.6	92	43.8
↓	↓	↓

2.1	85	42.07
3	87	42.5
3.5	79	40.5
4.3	62	36.0
5	45	30.6
6	53	33.2

La gráfica correspondiente a esta tabla se ilustra en la Fig. 15.

A continuación se muestra una serie de datos tomados de una forma similar a los anteriores, sólo diferenciándose en la carga del ventilador.

Tabla 4. Datos con el ventilador a media carga.

X (cm)	mm.c.a.	Velocidad (m/s)
0.5	32	25.8
1	34	26.6
1.6	40	28.8
2.1	37	27.7
3	38	28.1
3.5	34	26.6
4.3	27	23.7
5	20	20.4
6	24	22.3

Con estos datos tabulados, se delineó una curva la cual se ilustra en la Fig. 16.

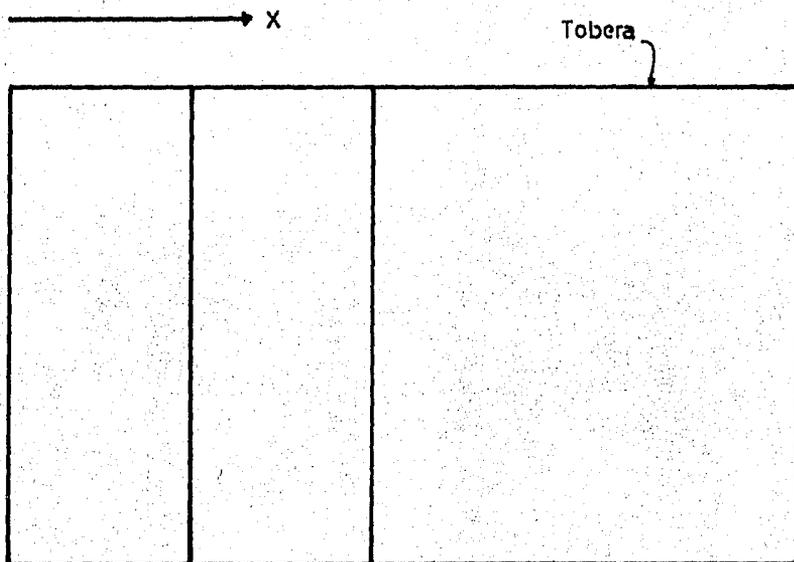
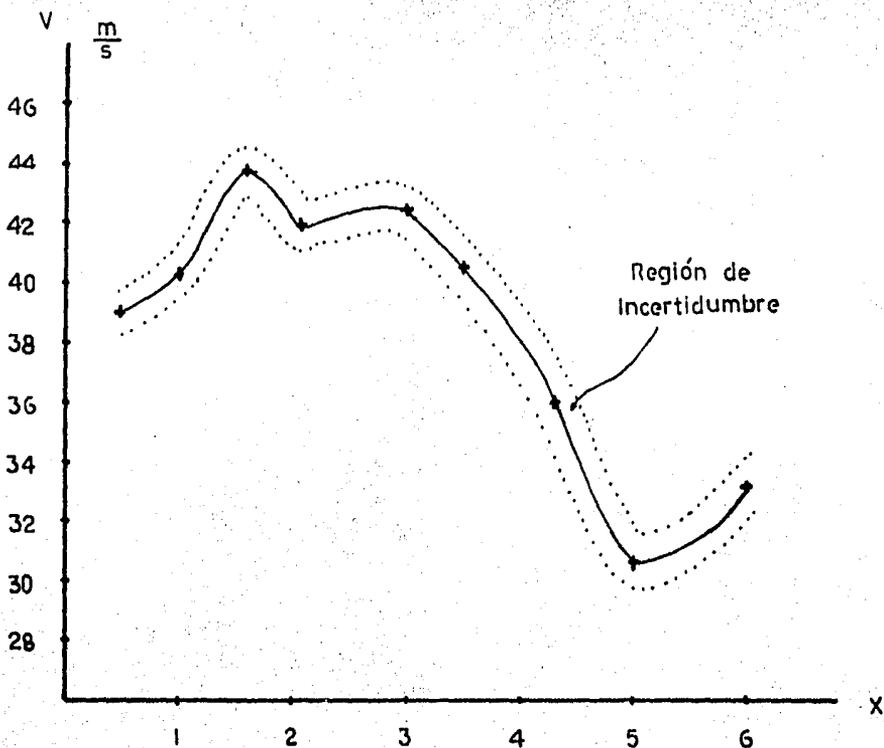
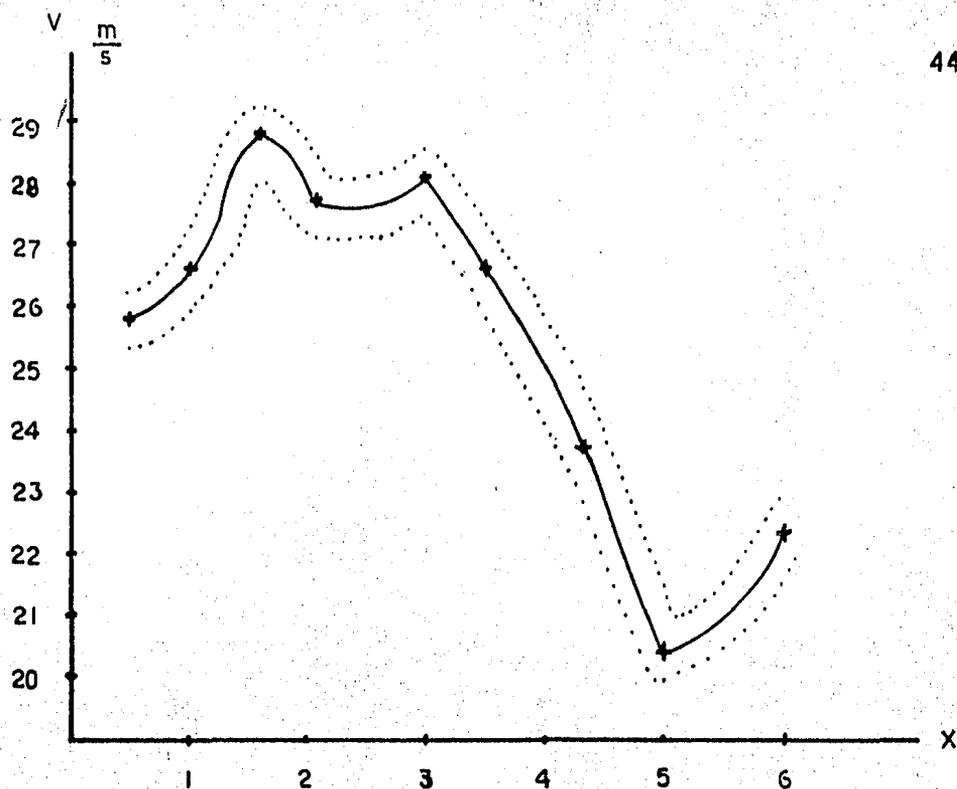


FIG.15 PERFIL DE VELOCIDADES EN LA TOBERA CARGA TOTAL DEL VENTILADOR.



→ X

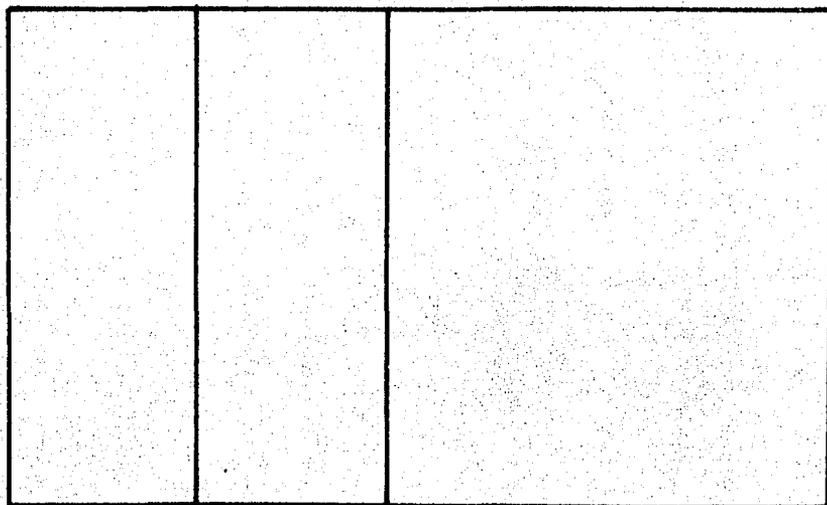


FIG.16 PERFIL DE VELOCIDADES EN LA TOBERA.  
MEDIA CARGA DEL VENTILADOR.

Como podemos observar de las Figs. 15 y 16, la magnitud de los vectores de velocidad presentan variaciones a lo largo de la sección, presentándose diferencias de orden considerable que pueden ser significativas para favorecer ciertas zonas de recirculación en el borde externo de la tobera (ver Fig 17). Esta diferencia en la magnitud de los vectores de velocidad, es causada en gran parte por el arreglo geométrico de los deflectores curvos, colocados en el interior de las cajas de aire. Se nota que la distribución de velocidades se ve acentuada en la parte correspondiente a los deflectores (parte interna), y podríamos suponer que estos actúan acelerando el flujo, y proporcionándole una velocidad mayor.

Otra causa que posiblemente tenga que ver con la variación de velocidad, es la esquina externa de la caja, ya que como se puede ver en la Fig. 17, presenta un obstáculo grande que tiende a entorpecer el flujo. Desde luego, al diseñar de esta manera las cajas de aire, los fabricantes tuvieron sus razones, y por desgracia, uno no puede tener acceso a tales.

La siguiente serie de datos, fueron producto de la práctica mostrada en la Fig. 13 del capítulo anterior, donde se hizo un elejamiento en los puntos de medición, para cuatro posiciones (A,B,C,D).

En la tabla 5 se muestran los datos obtenidos de este sondeo en mm.c.a., mientras que en la tabla 6 se traducen estas medidas de presión en velocidad.

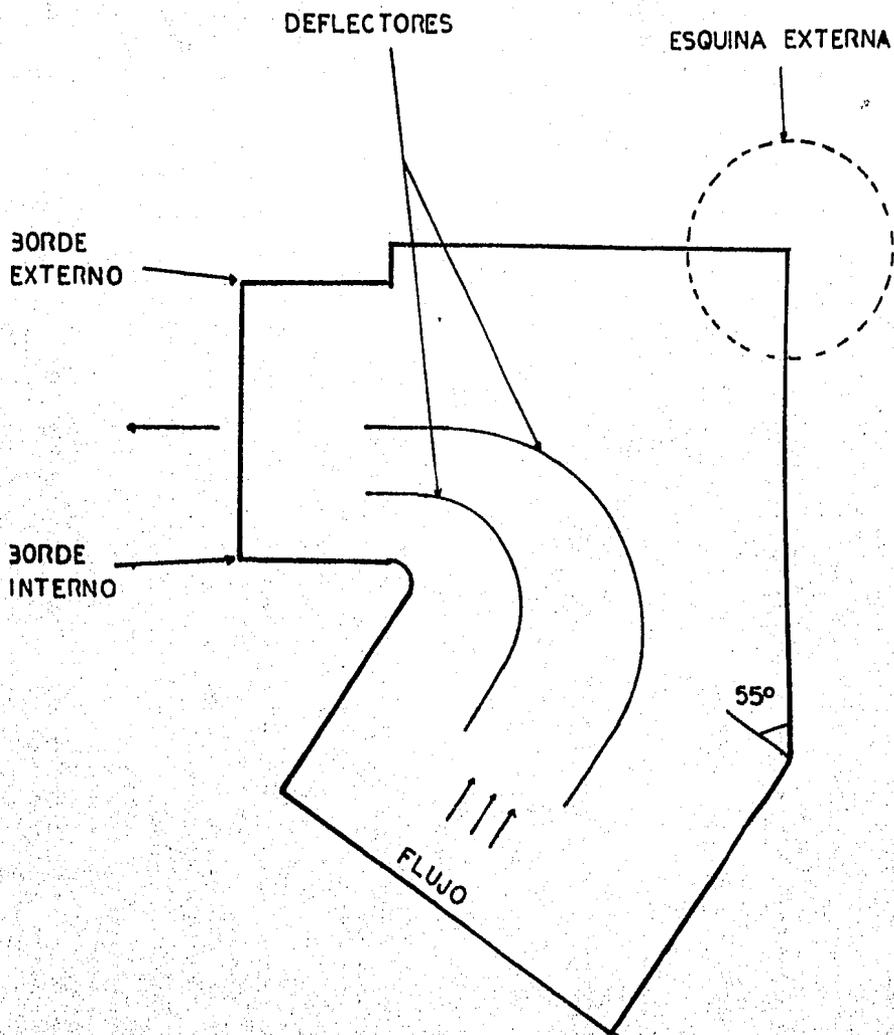


FIG. 17 DETALLES DE LAS ESQUINAS.

Tabla 5. Lecturas de presión obtenidas en mm.c.a.

Y (cm)	A	B	C	D
10	3	63	40	24
12	7	58	36	16
14	10	54	34	14
16	12	48	32	12
18	14	44	30	9
20	15	39	29	7

Tabla 6. Lecturas de velocidad en m/s.

Y (cm)	A	B	C	D
10	7.9	36.2	28.8	22.4
12	12.1	34.7	27.4	18.3
14	14.4	33.5	26.6	17.0
16	15.8	31.6	25.8	15.8
18	17.1	30.2	25.0	13.7
20	17.6	28.5	24.6	12.0

De los anteriores datos, es posible generar las Figuras 18, 19 y 20; estas dos últimas, tratan de ampliar la información obtenida.

Analizando las gráficas obtenidas de este último grupo de mediciones, observamos que el perfil de velocidades se encuentra defasado en su punto máximo con respecto al eje central de la tobera; podemos observar también, que el punto A, el cual está en las afueras de la tobera, las velocidades tienden a crecer a medida que nos alejamos de la tobera

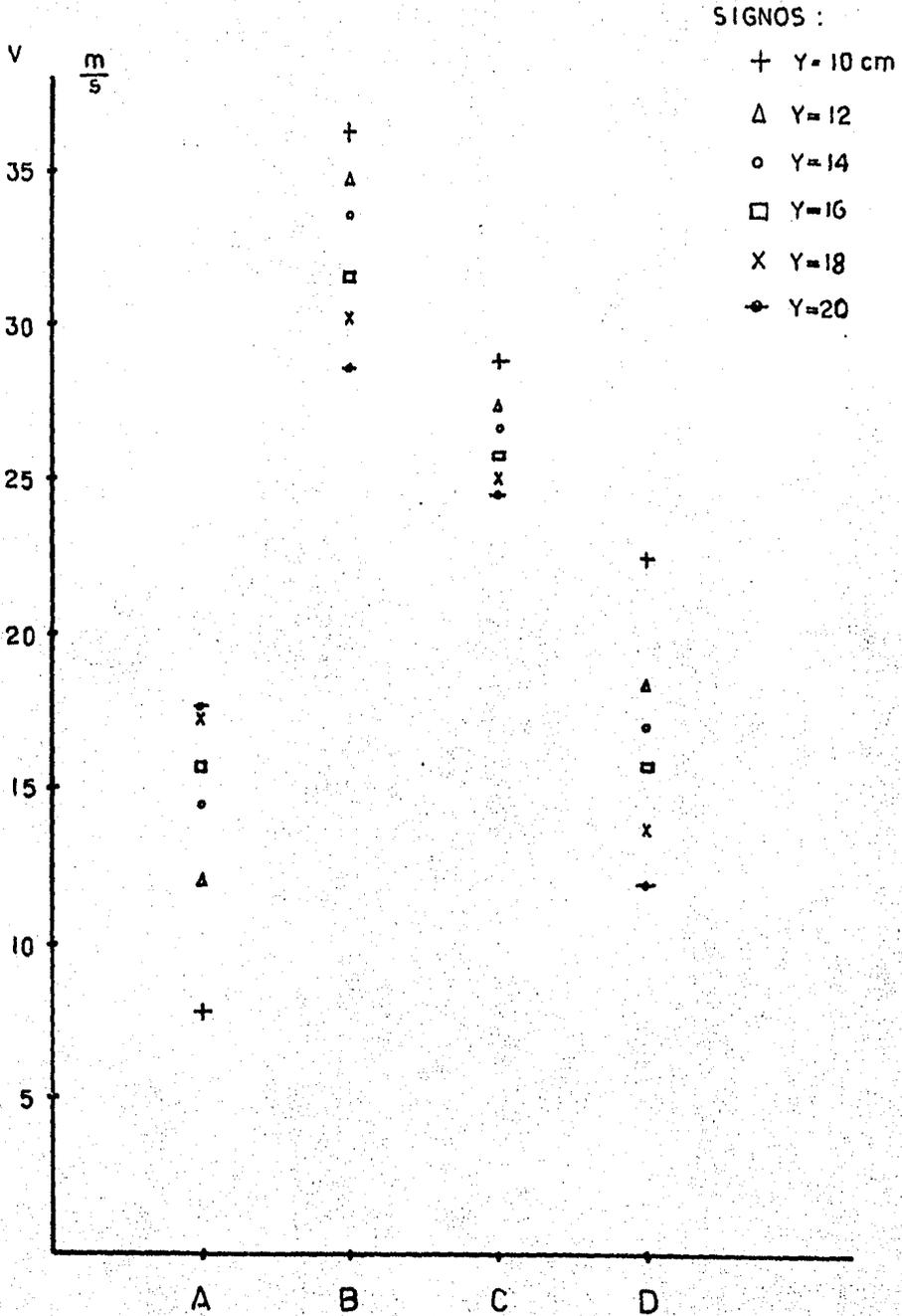


FIG. 18. PERFIL DE VELOCIDADES  
ALEJAMIENTO DE LA TOBERA.

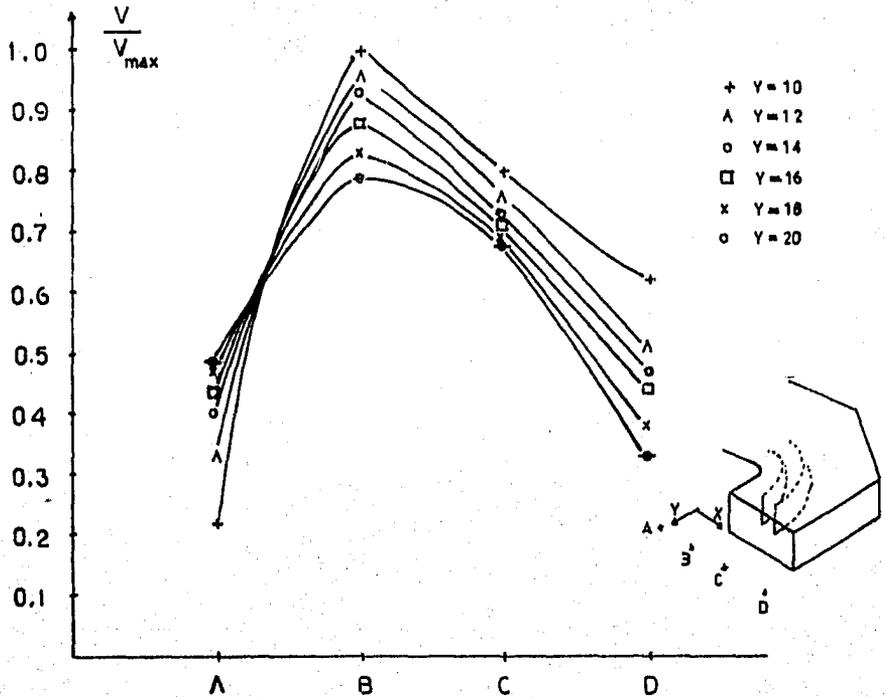


FIGURA 19.

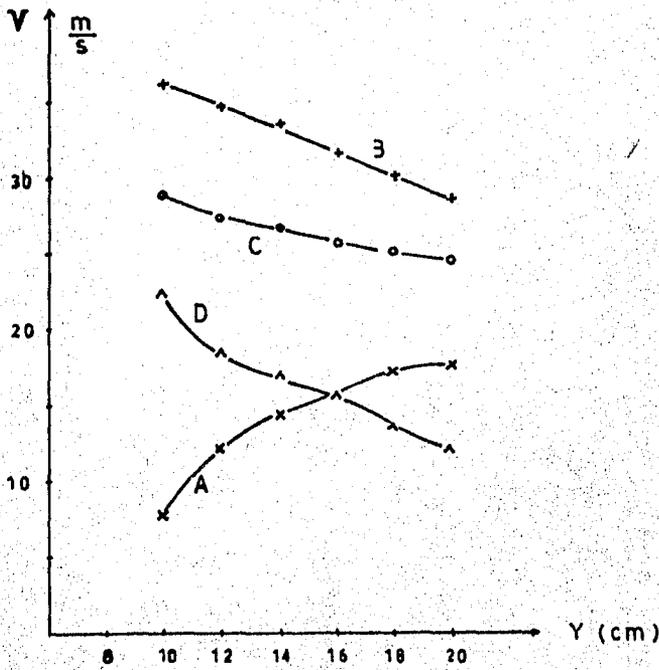


FIGURA 20.

en tal dirección, es decir, la sonda empieza a detectar mayores velocidades mientras más se aleja, demostrándonos que hay una ampliación del perfil .

## 5. 2 VISUALIZACIONES.

Al realizar ahora el análisis de las fotografías que se obtuvieron como resultado impreso de las visualizaciones con carbón y diesel, numeramos a las fotos más representativas de la experimentación con esta técnica, de manera de poder hacer un análisis individual de cada impresión.

Cabe señalar, que no todas las fotos tomadas reunieron los requisitos necesarios para su publicación, es pues, que las siguientes fotos tratan de englobar el programa de prácticas descrito en el capítulo anterior.

### FIGURA 21.

Esta fotografía muestra la visualización de los flujos a una condición de balance en el aire expulsado por las cuatro toberas; representa lo que denominaremos como una condición normal de trabajo de un horno con quemadores tangenciales. No obstante haber resultado la foto un poco brillante en su parte inferior izquierda, podemos observar los cuatro flujos de aire, por su trayectoria impresa sobre la placa.

El primer efecto interesante que notamos, es la configuración diferente entre los chorros emitidos por las esquinas 2 y 4 (remitirse a la Fig. 5 para la identificación de

las esquinas), con los emitidos por las esquinas 1 y 3; - mientras que estos últimos son cortos de alcance y tienden a pegarse a la pared, los chorros de las esquinas 2 y 4 son de mayor alcance, presentando un menor efecto sobre la pared adyacente. Esto, claro está, es debido a la diferente inclinación de los ángulos respecto a la pared, con que son diseñados estos hornos; mientras que las esquinas 1 y 3 presentan un ángulo de  $35^{\circ}$  con respecto a la pared externa, -- las esquinas 2 y 4 lo presentan de  $47^{\circ}$ .

Al observar esta foto, notamos cuatro grandes zonas oscuras de sección semicircular (que aún cuando en esta foto no es posible identificar su procedencia, en subsecuentes fotos sí es posible hacerlo); también se notan cuatro pequeñas zonas oscuras, que corresponden a la mezcla inicialmente depositada, y que no hay que tomar en cuenta.

Para explicar la existencia de estas zonas oscuras, necesitamos aclarar dos puntos, que están involucrados con la técnica de visualización empleada.

1. Al iniciar la práctica, se depositan en la salida de cada tobera cantidades similares de mezcla de carbón y diesel, la cual es obligada a fluir por la corriente de aire - que incide sobre ella, dejando así una huella seca que es debida esencialmente a las partículas de carbón.

2. La corriente de aire sigue transportando a la porción de mezcla aún húmeda hasta los lugares donde encuentra zonas de estabilidad, es decir, zonas donde la mezcla no se

vea obligada a seguir fluyendo por la lámina.

Estas dos consideraciones son muy útiles para la interpretación que se puede hacer de una huella como la mostrada en la fotografía, ya que las partes claras serán las zonas en las cuales la corriente de aire está fluyendo, mientras que las zonas oscuras indicarán un estancamiento del flujo.

Concretando un poco más lo anterior, las zonas manchadas de oscuro, serán las zonas en las cuales el flujo de -- aire ha llevado consigo cierta cantidad de mezcla carbón -- diesel, pero por las características del flujo, esta mezcla no ha podido trasladarse de allí. Estas áreas son claramente indicativas de zonas de recirculación, haciendo la aclaración de que no son zonas muertas, ya que sí existe flujo, pero éste tiende a permanecer ahí en un constante movimiento rotacional.

Por otra parte, se percibe en la parte central de la - placa de impresión lo que llamaremos como el "cuerpo del ciclón", y que es la clara evidencia de la trayectoria del -- flujo. Notamos que no es un ciclón de forma circular, sino más bien ovalado, tendiendo a la forma elipsoidal. Esto se explica porque los flujos de aire no son lanzados a un mismo ángulo, también porque la sección de planta del horno no es cuadrada, sino rectangular

En las siguientes fotografías, son aclarados otros posibles puntos de interés surgidos a partir de esta primera fotografía (Fig. 21).

## FIGURA 22.

Esta fotografía es un complemento de la Fig. 21, y -- muestra el aspecto presentado por la esquina que aparece de masiado brillante. Se puede observar el cuerpo del ciclón, -- pero ahora desde otro ángulo. Así también, es presentado en esta foto el detalle de la posición de la placa visualizado ra con respecto a las toberas.

## FIGURA 23.

Esta figura muestra una fotografía muy interesante, -- que trata de representar una condición de desbalance en los flujos de aire del horno. Lo que se hizo en el aparato expe rimental fue restringir el paso de aire en las esquinas 3 y 4, mediante el accionamiento de la compuerta reguladora de ese ramal; la compuerta reguladora del ramal correspondien te a las esquinas 1 y 2 se mantuvo en la misma posición que presenta cuando el ducto está balanceado. Aproximadamente -- el flujo en el ramal obstruido decreció un 25 %, lo mismo -- que su velocidad. Cabe hacer notar, que esta obstrucción -- del 25 % fue la máxima con que se pudo obtener una impre--- sión nítida.

Lo primero que percibimos al observar la foto, es la -- desfiguración de lo que anteriormente llamamos como "cuerpo del ciclón", no llegándose a cerrar y cargándose hacia el -- lado de las toberas restringidas; se observa también que en éstas la mezcla de carbón y diesel tendió a fluir muy poco, depositándose en las partes cercanas.

Es de notar en esta foto, que ya no aparecen las zonas de recirculación en el lado derecho, siendo esto señal inequívoca de que dichas zonas sólo aparecen cuando las salidas de aire están balanceadas (condición normal de los generadores de vapor).

Hay que aclarar que en la práctica, esta condición de desbalance es difícil de encontrar, principalmente porque existen unos ductos compensadores de presión entre los ramales, que permiten una buena distribución del aire de alimentación (ver Fig. 3). Sin embargo, es interesante poder simular en nuestro aparato esta condición, ya que aún en calderas con buen balance, existen diferencias de hasta el 15% en la cantidad de flujo entre las esquinas de un mismo nivel, señalando que las compuertas utilizadas en una caldera, operan similarmente a las válvulas de mariposa, con la diferencia de que mientras que éstas son de geometría circular, las compuertas reguladoras son rectangulares.

Desgraciadamente no siempre se tiene un buen control de dichas compuertas, ya que se suelen presentar casos en que las compuertas principales llegan a fallar, obstruyendo totalmente el flujo de aire, con lo que de acuerdo a nuestra visualización, podemos asegurar un daño cuantioso en las paredes del horno, específicamente en los tubos de agua cercanos a la esquina en que el flujo de aire es menor; dicho daño sería producido por el excesivo calentamiento dado por el desplazamiento del ciclón.



FIG. 23 Huella formada al desbalancearse los flujos.

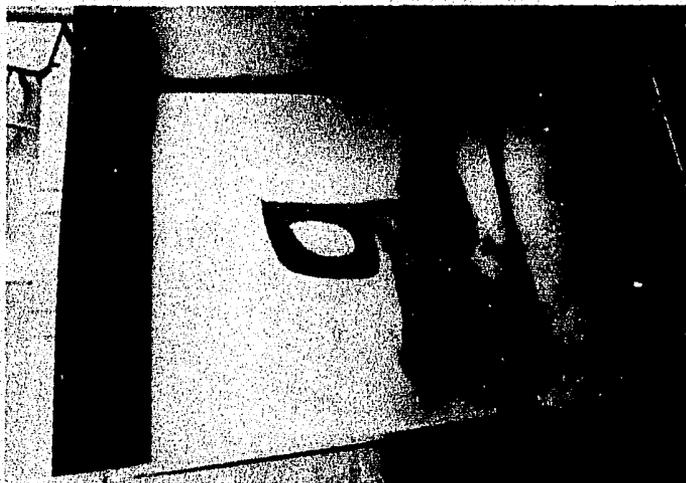


FIG. 24 Huella formada colocando diesel-carbón en una esquina. Flujos balanceados.

## FIGURA 24.

Esta fotografía nos aporta información muy útil sobre la procedencia de las zonas de recirculación. Las condiciones presentes fueron de balanceo en las cuatro esquinas, y mezcla de carbón-diesel sólo en la esquina #2.

En otras palabras, estamos visualizando cual es la contribución de una esquina para la configuración presentada en la Figura No. 21; en ésta, habíamos evidenciado la presencia de cuatro grandes zonas de recirculación. Ahora, al analizar la Figura No.24, observamos que la esquina #2, con ángulo de salida de  $47^{\circ}$ , contribuye a la formación de dos zonas de recirculación. Extrapolando esta observación a lo visto en la Fig.21, podemos identificar hacia dónde y en que forma se distribuye la mezcla correspondiente a una esquina, y así, poder inferir la participación de las otras tres esquinas en la formación de dichas zonas. Por último, podemos observar la configuración del cuerpo del ciclón de una manera más clara que en las fotos anteriores.

## FIGURA 25.

Esta foto es indicativa del método de trazadores, en el cual se utilizaron pequeñas estrellas de unicel como medio de visualización del flujo.

Aunque la foto no es muy clara, por ser este método ideal para observarlo "en vivo", se llegan a observar las mencionadas zonas de recirculación, mostreadas en las placas



FIG. 25 Visualización con partículas de unicel.



FIG. 26 Impresión formada con una carga del 50 %.

anteriores, además se alcanza a percibir la rotación de las partículas, indicativa del movimiento circular del ciclón. Hay que mencionar que este efecto sólo se logró a una determinada carga del ventilador (30%), ya que las partículas -- tienden a ser expelidas fuera del aparato cuando sobrepasamos esa carga.

#### FIGURA 26.

Esta fotografía muestra un cambio en las condiciones -- de operación del ventilador, ya que se disminuyó su carga -- al 50%, mediante el accionamiento de la compuerta reguladora del gasto de aire. Se hicieron pequeñas modificaciones también a la mezcla en su proporción carbón-diesel, con el objeto de disminuir su densidad y hacerla fluir con mayor -- facilidad.

La foto muestra como no se alcanza a formar el cuerpo del ciclón; sin embargo lo que consideramos interesante de esta exposición, son las líneas características que denotan claramente la trayectoria seguida por la corriente de aire.

#### FIGURA 27.

Esta fotografía muestra el experimento de sobreponer -- sobre una placa ya formada, otra configuración con diferente carga del ventilador. Lo que se hizo fué formar la huella correspondiente a la Figura No. 26, y posteriormente a esto, llevar el ventilador hasta un 75% de su carga, dejando que la misma mezcla ya configurada fuera la que delinea-



FIG. 27 Huella formada al sobreponer los flujos de cargas del 50 % y 75 %.



FIG. 28 Huella formada con la placa de impresión 10 cm. por debajo del nivel de toberas.

ra las nuevas formas características de esta carga.

Es posible observar claramente el efecto producido -- por esta variación de carga, ya que se muestran dos zonas concéntricas correspondientes a cargas de 50 y 75%, lo que es indicativo del mayor alcance del chorro a medida que es mayor la velocidad de salida del aire.

#### FIGURA 28.

En esta última fotografía, bastante difícil de lograrse, se trasladó la placa de visualización 10 cm. por debajo del nivel trabajado anteriormente, y con el objeto que pudiéramos captar la forma en que incide el flujo de aire en un nivel inferior.

Como se observa en la fotografía, la configuración presentada difiere en gran medida de las presentadas con la -- placa al ras de las toberas, no obstante, es característico que se mantiene la zona muerta en el centro de la placa, ya que las demás trayectorias sí sufren un gran cambio en su -- dirección. En este caso, los flujos se dirigen de la parte media central hacia las toberas, no llegando a tocar las es quinas, sino que sufren la desviación que se ve en la foto.

Esto es una prueba evidente de la existencia de componentes tridimensionales dentro del horno, y que se dirigen tanto hacia abajo como hacia arriba, cosa que podría ser -- causante de graves daños en las toberas de aire adyacentes que estuvieren cerradas, o que mantuvieran un menor flujo

de aire; de hecho esto es lo que sucede, ya que mientras -- las compuertas de alimentación de aire principal manejan -- ángulos de apertura que permiten la máxima cantidad de flujo de aire (ref. 17), las de aire secundario operan con bas tante restricción en su flujo para evitar altos excesos de aire. Mencionando algunos valores de mediciones hechas en centrales, se encontró que las compuertas principales manejan aperturas promedio del 94% y las compuertas auxiliares aperturas del orden del 45%.

## CAPITULO 6

## CONCLUSIONES.

Después de llevar a cabo el análisis completo de las experiencias efectuadas en el laboratorio, podemos concluir que el objetivo establecido al inicio de la presente tesis, consistente en la caracterización "en frío" del ciclón de flamas, fué satisfecho en buena medida, dentro de las limitaciones existentes, justificándose así el tiempo invertido y el esfuerzo realizado en el experimento.

De acuerdo a las visualizaciones realizadas, podemos afirmar que el ciclón ejerce una fuerte influencia en el deterioro de las toberas de aire auxiliar y secundario, ya que éstas al operarse generalmente con flujos de aire menores a los de las toberas principales, propician que ciertos patrones de flujo tiendan a dirigirse hacia las esquinas, con la consecuente formación de zonas de alta temperatura muy cercanas a las toberas.

Esta condición de operación, es con el fin de evitar excesos de aire que además de bajar la eficiencia térmica causen indisponibilidad de la unidad.

Si aunamos a lo anterior la existencia de desbalances entre los flujos expelidos por las esquinas, pensamos que el daño tiende a acentuarse en gran medida.

Dar solución a este problema en específico, pensa--

mos que requiere de la implementación de varias medidas --- tentativas como son: tener un mejor control de las compuertas de aire para combustión con el fin de evitar desbalances entre las diferentes esquinas; evitar que por fallas se llegue a el cierre total de las compuertas de aire auxiliar y secundario, que provocarían sobrecalentamientos y corrosión; tratar de reforzar el material con que son construidas dichas toberas con el fin de que su sustitución se programara por periodos más largos de tiempo.

En lo que se refiere a la configuración del ciclón de flamas, consideramos que las placas obtenidas, siguiendo las técnicas de visualización, describen claramente su --- constitución bidimensional, aspecto que hasta ahora permanecía inédito.

Es nuestro deseo hacer notar las limitaciones existentes en este trabajo y que son:

1.- Se hizo una modelación "en frío" de un proceso --- donde la combustión es un factor muy importante.

2.- Las técnicas de visualización proporcionaron una información incompleta; con carga en el ventilador inferior al 50%, no fué posible obtener huella del flujo en la placa mediante la técnica del carbón y diesel.

Nuestro estudio, que en principio sólo pretendió dar --- una caracterización al proceso existente en este tipo de --- hornos, creemos que abre muy buenas expectativas para estu-

dios más específicos en el área que puedan hacer uso de --  
instrumentación más avanzada y que consideren factores que  
en éste no pudieron tomarse en cuenta.

Pensemos que el aspecto aerodinámico presentado por --  
las toberas y cajas de aire, tiene buenas perspectivas de  
estudio que podrían traducirse en mejoras en el diseño, --  
que llevaran a una optimización del perfil de flujo a la --  
salida al hogar.

## REFERENCIAS.

1. Instituto de Investigaciones Eléctricas.  
"Boletín IIE" Vol. 8, Num. 3  
Mayo / Junio de 1984
2. Otto de Lorenzi.  
"Combustion Engineering"  
Publicado por Combustion Engineering Inc. 1957.
3. Martínez Flores, Marco Antonio.  
"Modelación Fluidodinámica de Quemadores Tangenciales -  
correspondiente a un Generador de Vapor de 973,950 ---  
Kg/hr. usado para generación de Energía Eléctrica"  
Tesis de Licenciatura. Facultad de Ingeniería. UNAM.  
1984
4. Combustion Institute.  
Symposium (International) on Combustion.  
Años: 1964, 1966, 1968, 1970, 1972, 1974, 1976, 1978.
5. R.J. Baker, P. Hutchinson, E.E. Khalil, and J.H. Whitelaw.  
Measurements of three velocity components in a model --  
furnace with and without combustion"  
Combustion Institute Symposium (1974). p. 553
6. Johnson, R.E. and Thring, M.N.  
"Pilot Plants, Models, and Scale up Methods"  
Mcgraw Hill. 1957

7. Manual de Aire Acondicionado.  
Publicado por Carrier Air Conditioning Company.  
McGraw Hill. 1974.
8. Jennings, Burgess. Lewis, Samuel.  
"Aire Acondicionado y Refrigeración".  
Edit. Continental. México, 1970.
9. Streeter, Victor L., Wylie, Benjamin.  
"Fluid Mechanics"  
6th Edition. N.Y. McGraw Hill, 1975.
10. Holman, J.P.  
"Métodos experimentales para ingenieros".  
McGraw Hill, 1977.
11. Severns. Dogler. Miles.  
"Energía mediante vapor, aire o gas".  
Edit. Reverté, S.A. México 1976.
12. Bradshaw, Peter.  
"Experimental Mechanics of Fluids"  
Pergamon Press, 1964.
13. Merzkirch, W.  
"Flow Visualization"  
Academic Press, 1974.
14. White, Frank M.  
"Fluid Mechanics".  
International Student Edition. McGraw Hill. 1979.

15. Mataix, Claudio.  
"Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas".  
Edit. Harla. Segunda Edición. 1982.
  
16. Hutchinson. J.W.  
"ISA Handbook of Control Valves"  
2nd Edition. Instrument Society of America.  
Pittsburgh, Penn. 1976.
  
17. Milán, Julio.  
Investigador del Depto. de Combustibles Fósiles del  
Instituto de Investigaciones Eléctricas.  
Comunicación personal.

## APENDICE A

### CALCULO DE LAS AREAS CORRESPONDIENTES A LAS DIFERENTES PARTES DEL DUCTO.

Para el ramal principal, considerando una velocidad de 20 m/s. y un gasto de 525 pcm ( $0.2478 \text{ m}^3/\text{s}$ ), y aplicando la relación de continuidad (5), tenemos:

$$A = \frac{Q}{V} = \frac{0.2478}{20} = 0.01239 \text{ m}^2$$

Si la sección que se propone es circular, el diámetro vendrá dado por la siguiente relación:

$$\text{Diam.} = D = (4 A / \pi)^{1/2} = ((4) (0.01239) / \pi)^{1/2}$$

$$D = 0.1256 \text{ m.} = 4.94 \text{ pulg.}$$

Utilizamos en el ducto un diámetro de 5 pulg.

En los ramales secundarios, considerando también una velocidad de 20 m/s. y un gasto de la mitad del flujo inicial de  $0.1239 \text{ m}^3/\text{s}$

$$A = \frac{Q}{V} = \frac{0.1239}{20} = 0.006195 \text{ m}^2$$

$$D = ((4) (0.006195) / \pi)^{1/2} = 0.0888 \text{ m} = 3.5 \text{ pulg.}$$

Utilizamos un diámetro comercial de 4 pulg.

En los 4 ramales terminales, el gasto es una cuarta parte del total, es decir  $0.0619 \text{ m}^3/\text{s}$ , y el área ya está determinada por el valor de  $4.24 \times 10^{-3} \text{ m}^2$  (de planos); sacando la velocidad teórica del aire:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.0619}{4.24 \times 10^{-3}} = 14.61 \text{ m/s}$$

Finalmente para encontrar la velocidad teórica con que el aire sale de las toberas, sustituimos los valores del -- área de la tobera ( $2.788 \times 10^{-3}$ ), y la del gasto ( $0.0619 \text{ m}^3/\text{s}$ ) que corresponde a 1/4 del gasto total.

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.0619}{2.788 \times 10^{-3}} = 22.2 \text{ m/s.}$$

Con esta velocidad nos es posible calcular el número - de Reynolds a la salida de las toberas;

$$Re = \frac{(22.2)(0.0392)}{1.857 \times 10^{-5}} = 46\ 862.$$

Con los valores encontrados de velocidad, y con las - áreas ya determinadas, entramos a gráficas para sacar las - pérdidas de presión en pulgadas de columna de agua ("c.a.)- presentes en el ducto.

Pérdida debida a:	"c.a.
Fricción en el ducto principal	0.164
Fricción en el ramal secundario	0.73
Fricción en el ramal terminal	0.24
Primer codo	0.216
Segundo codo	0.216
Primera "T"	1.377
Segunda "T"	1.377
Codo de la tobera y contracción	0.216
Carga dinámica ( $v^2/2g$ )	2.21
	<hr/>
Total	6.74

Haciendo la corrección necesaria, dada la altura de la Ciudad de México:

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_0} = \frac{\gamma_0}{\gamma_1} \quad (A)$$

donde:  $\Delta p_0$  = pérdida de presión, nivel del mar.

$\Delta p_1$  = pérdida de presión, Cd. de México.

$\gamma_0$  = peso específico del aire al nivel del mar.

$\gamma_1$  = peso específico del aire en Cd. de México.

despejando  $\Delta p_1$  de la ecuación (A), y sustituyendo los valores correspondientes, tenemos:

$$\Delta p_1 = \Delta p_0 \frac{\gamma_0}{\gamma_1} = 6.74 \left( \frac{0.075}{0.057} \right) = 8.86 \text{ "c.a.}$$

De este valor concluimos que el ventilador seleccionado debe dar como mínimo 9 "c.a. de presión.

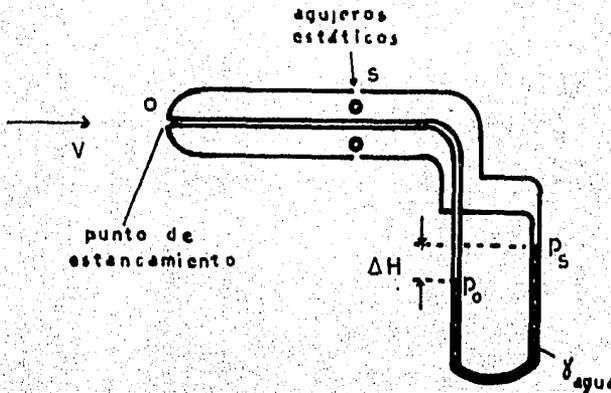
## APENDICE B

### TUBO DE PITOT Y MANOMETRO DIFERENCIAL EMPLEADOS EN EL CALCULO DE LA VELOCIDAD.

El tubo de Pitot es un instrumento ideado para medir - la presión total, también llamada presión de estancamiento - (suma de la presión estática y de la presión dinámica), ya que mediante la medición de estas presiones, y la aplicación de la Ecuación de Bernoulli, es posible calcular la velocidad del flujo sobre el cual está colocado el tubo.

Los manómetros diferenciales, son los instrumentos más comunes para la medición de la presión. La diferencia de altura en los dos brazos ( $\Delta H$ ), es proporcional a la diferencia de presiones.

A continuación se esquematiza un arreglo similar al -- presentado en nuestro experimento:



TUBO DE PITOT

El Tubo de Pitot al ser introducido en el flujo, produce una perturbación que se traduce en la formación de un punto de estancamiento (punto 0), de manera que la velocidad en dicho punto sea cero ( $V_0 = 0$ )

Debido a que las dimensiones son pequeñas, se pueden considerar despreciables las pérdidas de fricción entre el agujero de estancamiento y los agujeros estáticos, de manera que al aplicar la ecuación de Bernoulli tenemos:

$$P_S + \rho \frac{V_S^2}{2} + \rho g z_S = P_0 + \rho \frac{(0)^2}{2} + \rho g z_0 \quad (B)$$

Si consideramos que  $V_S = V$ , y que la elevación de presiones debida a  $\rho g(z_S - z_0)$  es insignificante, la ecuación (B) se reduce a:

$$V = \left( \frac{2(P_0 - P_S)}{\rho} \right)^{1/2} \quad (C)$$

Sabemos también que:

$$P_0 - P_S = (\gamma_{\text{man.}} - \gamma_{\text{aire}}) \Delta H \quad (D)$$

Si sustituimos (D) en (C):

$$V = \left( \frac{2(\gamma_{\text{man.}} - \gamma_{\text{aire}}) \Delta H}{\rho_{\text{aire}}} \right)^{1/2} \quad (E)$$

En nuestro caso, el manómetro diferencial utilizado nos da lecturas directas en milímetros de columna de agua por lo que para obtener la velocidad, sólo basta sustituir los siguientes valores en la ecuación (E):

$$\gamma_{\text{aire}} (\text{Cd. de México}) = 9.24 \text{ N/m}^3$$

$$\rho_{\text{aire}} (\text{Cd. de México}) = 0.942 \text{ Kg/m}^3$$

$$\gamma_{\text{agua}} = 9810 \text{ N/m}^3$$

sustituyendo tales valores en (E):

$$v = \left( \frac{2 (9810 - 9.24)}{0.942} \Delta H \right)^{1/2}$$

Si hacemos las operaciones indicadas, encontramos la siguiente expresión:

$$v = 144.32 (\Delta H)^{1/2} \quad (F)$$

Esta última expresión simplificada, nos sirve para hallar la velocidad del aire, con sólo sustituir el valor encontrado en metros de columna de agua (m.c.a.)

APENDICE C

COSTOS DE MANUFACTURA.

A continuación se presentan los costos del equipo y de los materiales utilizados en el desarrollo de este proyecto.

EQUIPO Y MATERIALES	COSTO (incluye IVA)
1 Ventilador centrífugo-turbo y 1 motor de 3 H.P.	\$ 117 311
1 Ducto para inducir aire (materia- les y mano de obra)	\$ 9 497
2 Placas de acrílico transparente	\$ 6 944
2 Hojas de lámina galvanizada (calibre 18)	\$ 4 320
6 Tramos de perfil (tubular) (calibre 18)	\$ 3 600
1 Solera de 1/8 x 1"	\$ 300
1 Tramo de ángulo 1 1/4 x 1/8"	\$ 640
2 Rollos de gomas para soportar el ventilador	\$ 1 000
2 Rollos fotográficos con revelado	\$ 3 300
Otros	\$ 1 000
Total	<hr/> \$ 147 912

También es necesario mencionar que gran parte de los insumos menores (tornillería, soldadura, etc.), fue proporcionado por el almacén del Depto. de Fluidos y Térmica de la Fac. de Ingeniería de la UNAM.