

L9
250
J



**UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTONOMA DE MEXICO**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN**



**“DISEÑO Y MODELACION FLUIDODINAMICA DE
SOPLADORES DE HOLLIN RETRACTILES DE
CHORRO ANCHO, PARA PRECALENTADORES
DE AIRE REGENERATIVOS”**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A :

GERARDO MARTINEZ TEPOZ

ASESORES: M. I. MARCO A. MARTINEZ FLORES (I.I.E.)

ING. AGAPITO RODRIGUEZ NAVA (F.E.S.-C)

CUAUTITLAN IZCALLI, EDO. DE MEX.

1993

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



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 está 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.

INDICE

CAPITULOS

1.	INTRODUCCION Y OBJETIVOS	1
2.	ANTECEDENTES, PROBLEMATICA Y ALTERNATIVAS	5
2.1	Generación eléctrica	5
2.1.1	Centrales Termoeléctricas (CT's)	7
2.1.2	Generador de Vapor	9
2.1.3	Circuito aire-gases	10
2.1.4	Circuito agua-vapor de agua	12
2.2	Precalentador de Aire	12
2.2.1	Precalentadores de aire regenerativos (PAR's)	13
2.2.2	Precalentador de aire Ljungstrom	15
2.2.3	Precalentador de aire Rothemuhle	18
2.2.4	Estadísticas de fallas	20
2.3	Ensuciamiento y corrosión	22
2.3.1	Combustibles	25
2.3.2	Combustión	27
2.3.3	Deposición ácida	28
2.3.3.1	Zona fría	30
2.3.3.2	Zona intermedia y caliente	30

2.4	Sistema de limpieza	30
2.4.1	Sopladores de Hollín	31
2.4.1.1	Soplador de hollín brazo oscilante	32
2.4.1.2	Soplador de hollín retráctil	33
2.4.1.3	Sopladores de hollín zona caliente	33
2.4.1.4	Sopladores de hollín zona fría	33
2.4.2	Sistema de lavado	34
2.5	Alternativas de solución	39
2.5.1	Disminuir la depositación ácida	39
2.5.1.1	Incrementar la temperatura media de lado frío (T_{mf}), de los PAR's	40
2.5.1.2	Optimizar los sistemas de limpieza	41
2.5.1.3	Selección de la T_{mf} y la tobera óptima	43
3.	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE TOBERAS EXPERIMENTALES	44
3.1	Toberas	44
3.1.1	Relación de presión crítica	49
3.2	Operación de toberas de acuerdo al tipo de expansión	51
3.3	Procedimiento de diseño y evaluación de toberas convergentes-divergentes utilizando aire como fluido de operación	53
3.3.1	Diseño de una tobera convergente-divergente	53
3.3.2	Evaluación de una tobera convergente-divergente	58
3.3.3	Toberas construidas	62

3.4	Toberas de sopladores de hollín típicas de los PAR's	65
4.	MODELO Y EQUIPO EXPERIMENTAL	68
4.1	Modelación Fluidodinámica	68
4.1.1	Diseño de experimentos	68
4.1.2	Banco de pruebas experimentales	69
4.1.3	Instrumentos de medición	71
4.1.3.1	Instrumentación para la región sónica y supersónica del chorro	71
5.	METODOLOGIA EXPERIMENTAL	79
5.1	Determinación de los patrones de flujo y coeficientes de descarga de las toberas	80
5.1.1.	Flujo de vapor en la tobera	82
5.2	Determinación en la descarga de la tobera de presiones estática, total y dinámica, temperatura y velocidad	83
5.3	Determinación de dirección del eje axial del chorro, presión dinámica, presión estática y velocidad, así como el flujo de aire y fuerza de impacto a diferentes distancias axiales y radiales	88
5.3.1	Localización del eje axial del chorro	88
5.3.2	Mediciones de parámetros en secciones transversales del chorro	90
6.	RESULTADOS	97
6.1	Flujo de aire	98
6.2	Coefficiente de descarga	98
6.3	Flujos de vapor	98
6.4	Presión dinámica a la salida de la tobera	98
6.5	Velocidad a la descarga de la tobera	99

6.6	Variaciones de presión dinámica con el radio del chorro	99
6.7	Variaciones de velocidad con el radio del chorro	100
6.8	Variaciones de la presión dinámica a lo largo del eje axial (centro) del chorro	101
6.9	Variaciones del radio de dispersión con la distancia axial del chorro	101
6.10	Variación de la fuerza de impacto con la presión de trabajo	102
6.11	Análisis fotográfico	136
7.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	145

BIBLIOGRAFIA

APENDICES

- Apéndice A. Tablas de resultados de la tobera óptima
- Apéndice B. Plano de construcción de tubo de Venturi
- Apéndice C. Planos de construcción de toberas empleadas en los sopladores de hollín de los Precalentadores de Aire Regenerativos

NOMECLATURA

S I M B O L O	D E S C R I P C I O N	U N I D A D E S
N_M	Número de Mach.	(Adim.)
V	Velocidad del aire.	$\left(\frac{m}{s}\right)$
a	Velocidad del sónico.	$\left(\frac{m}{s}\right)$
A	Area de sección de la tobera.	(m^2)
ρ	Densidad del aire.	$\left(\frac{Kg}{m^3}\right)$
h	Entalpía del aire.	$\left(\frac{Kcal}{Kg}\right)$
P	Presión del aire.	(Pa abs.)
T	Temperatura del aire.	(°C)
K	Relación de calores específicos del aire.	(Adim.)
C_p	Calor específico a presión cte.	$\left(\frac{Kcal}{Kg-^{\circ}K}\right)$

C_v	Calor específico a volumen cte.	$\left(\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}}\right)$
R_U	Constante universal de los gases ideales.	$\left(\frac{\text{New-m}}{\text{Kg}_{\text{mol}} \cdot ^\circ\text{K}}\right)$
R_A	Constante particular para el aire.	$\left(\frac{\text{New-m}}{\text{Kg}_{\text{mol}} \cdot ^\circ\text{K}}\right)$
F_M	Flujo másico del aire en la tobera.	$\left(\frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right)$
D_{PC}	Decremento de presión proporcional, en la sección convergente.	(Pa abs.)
D_{PD}	Decremento de presión proporcional, en la sección divergente.	(Pa abs.)
n_c	Número de divisiones en la sección convergente.	(Adim.)
n_d	Número de divisiones en la sección divergente.	(Adim.)

SUBINDICES

- o** Condiciones del aire en la entrada de la tobera, "estancamiento".
- i** Condiciones del aire en cualquier punto de la tobera.
- *** Condiciones del aire en la garganta de la tobera, "críticas".
- 1** Condiciones del aire en el primer punto de la sección convergente de la tobera.
- s** Condiciones del aire a la salida de la tobera.
- s1** Condiciones del aire en el primer punto propuesto, de la sección divergente de la tobera.
- s2** Condiciones del aire en el segundo punto propuesto, de la sección divergente.
- sn** Condiciones del aire en el enesimo punto propuesto, de la sección divergente.

CAPITULO 1

1. INTRODUCCION Y OBJETIVOS

Actualmente, la generación de electricidad en México es, en su mayor parte, proporcionada por las centrales termoeléctricas (CT's) (1).

Dentro de las mismas, se consideran tres sistemas principales que componen cada unidad, los cuales son: el generador de vapor, el turbogenerador y los auxiliares. Particularmente, la operación del generador de vapor y su eficiencia térmica suministran gran impacto. Por consiguiente, sus equipos auxiliares de recuperación de calor, economizador y precalentador de aire repercuten ampliamente en la eficiencia global.

Los precalentadores de aire regenerativos (PAR's) alcanzan en la recuperación de calor un valor cercano al 8% de la eficiencia global del generador de vapor; aproximadamente por cada 20 °C en la reducción de la temperatura de salida de los gases de combustión, se obtiene un 1% en ahorro de combustible (2).

De diversas visitas realizadas a las CT's para efectuar mediciones en las unidades generadoras de vapor, se han registrado bajas eficiencias ocasionadas por problemas en los PAR's.

Los problemas de operación y eficiencia de las CT's se derivan en gran parte del ensuciamiento y deterioro del generador de vapor, constituyendo una de las causas más grandes de indisponibilidad, particularmente dependiente de las condiciones del combustible empleado.

La calidad de los combustibles utilizados en las CT's, principalmente el combustóleo, ha cambiado en los últimos años como consecuencia de la incorporación del crudo maya a los procesos de refinación (3). El resultado del cambio originó la necesidad de adecuar los parámetros de operación de los sistemas de combustión, con respecto a las nuevas características del combustible, a fin de contribuir a recuperar la disponibilidad de los mismos, restituyendo su eficiencia a los valores de diseño.

El ensuciamiento en los PAR's trae como consecuencia obstrucción en secciones de paso, con lo cual disminuye la transferencia de calor de las superficies de los mismos, posteriormente, al alcanzar condiciones propicias de temperatura, corrosión severa, repercutiendo en el deterioro de los equipos.

La recuperación de calor en los PAR's es disminuida por la condensación ácida del SO₂ y de la acumulación de partículas de combustión en sus superficies de transferencia de calor, resultando

más crítica en la zona de baja temperatura. Como consecuencia, se han realizado estudios de la determinación de la velocidad de corrosión en tales zonas, en función de la temperatura media de lado frío y de su grado de ensuciamiento⁽⁶⁾.

El objetivo principal del trabajo anterior fue determinar una temperatura media en el lado frío, cuya característica permita con un buen sistema de limpieza, arrastrar la mayor cantidad posible de las partículas provenientes de la combustión y así minimizar las condiciones adversas. En la actualidad, los sistemas de limpieza se consideran insuficientes para soportar los diferentes grados de ensuciamiento producidos.

Los dispositivos de limpieza, particularmente el soplador de hollín, se constituye de una tobera que proporciona en operación un chorro de fluido para limpieza. El estudio detallado de las condiciones de operación (patrones de flujo), a diferentes presiones y flujos de la tobera en su chorro emitido, permiten conocer sus características, a variadas condiciones de trabajo en los precalentadores de aire regenerativos.

De los aspectos más sobresalientes que implica cuantificar los patrones de flujo se enumeran los siguientes:

- a) Determinar a diversas presiones de operación, los flujos y fuerzas de impacto de las toberas típicas de los sopladores de hollín, utilizadas en los precalentadores de aire regenerativos, así como en 2 toberas experimentales de chorro ancho.
- b) Plantear alternativas de limpieza basándose en la modelación de las toberas.
- c) Selección de la tobera óptima, de acuerdo a su comportamiento fluidodinámico, para fines de limpieza.

El objetivo de conocer las condiciones de flujo, es reducir el grado de ensuciamiento en operación y como consecuencia, minimizar las pérdidas.

La modelación efectuada se realiza con aire a través de un modelo físico (banco experimental), las toberas analizadas son 4 actualmente utilizadas en los sopladores de hollín de cuatro CTE's del país; así como dos experimentales. Los objetivos del trabajo a desarrollar son:

1. Determinar e interpretar los patrones de flujo que se obtienen a la salida de las toberas, mediante la simulación física a escala natural para varias presiones de operación.

2. Determinar los mejores patrones de flujo y por consecuencia la tobera más eficiente.
3. Visualizar el chorro emitido por la tobera en las regiones subsónicas y supersónicas del mismo, a variadas condiciones de funcionamiento.

Alcanzados los objetivos planteados en el desarrollo del trabajo; se intentará extrapolar los resultados obtenidos en la modelación, a características de operación con vapor.

En seguida se presenta un resumen del contenido de los capítulos que integran el trabajo.

En el Capítulo 2 se presentan los antecedentes, problemática y alternativas de solución. De manera breve se muestra, en éste, la importancia de las CT's, en la generación eléctrica de México. Se describe el generador de vapor, como parte integrante de los sistemas principales que componen una CT; así mismo se destaca la relevancia térmica de los PAR's, en la recuperación de calor y por consecuencia en la eficiencia global. Se describen los diseños típicos de los PAR's (Ljungstrom y Rothemuhle); se puntualiza en este capítulo la trascendencia de los PAR's, en cuanto a su importancia en las estadísticas de fallas en las CT's (indisponibilidad). Se detalla el problema del ensuciamiento y la corrosión desarrollada en las diferentes zonas de los PAR's, relacionándolas con las características adversas actuales del combustible empleado. Se destacan y describen los dispositivos de limpieza utilizados en los PAR's, particularmente los sopladores de hollín, con los tipos y sus características de operación; por lo que respecta al sistema de lavado, se destacan de manera breve algunas condiciones relevantes.

De las alternativas planteadas en el capítulo 2, se destaca para la disminución de la depositación ácida en los PAR's, incrementar la temperatura media de lado frío (T_{gr}), optimizar los sistemas de limpieza (sopladores de hollín) y seleccionar conjuntamente la T_{gr} óptima, así como la tobera con mejores condiciones fluidodinámicas.

En el capítulo 3 se plantean conceptos teóricos de las toberas (relación crítica y operación de las toberas). En seguida se describe el procedimiento teórico de diseño y evaluación utilizado, para una tobera convergente-divergente (chorro ancho), en seguida se muestran los diseños construidos y sus características geométricas. En la parte final del capítulo 3 se destacan los diseños de toberas de sopladores de hollín, utilizadas en los PAR's y una serie de fotografías de los diseños que se experimentaron, así como su geometría en los planos del apéndice C.

En el capítulo 4 se realiza la conceptualización para la modelación fluidodinámica, los elementos que la componen y que representan: el

diseño de los experimentos, antes de la salida de la tobera los instrumentos de medición empleados (banco de pruebas experimentales), instrumentación a la salida de la tobera (región supersónica y sónica de los chorros emitidos por las toberas).

En el capítulo 5 se plantea la descripción cronológica de la metodología experimental en las tres pruebas que representan:

- La determinación de patrones de flujo y coeficientes de descarga de las toberas.
- La determinación en la descarga de la tobera de presiones estática, total y dinámica, temperaturas y velocidad.
- La determinación de la dirección del eje axial del chorro, presión dinámica, presión estática y velocidad, así como el flujo de aire y fuerza de impacto a diferentes distancias axiales y radiales.

Para el capítulo 6 se realiza la presentación de los resultados obtenidos en las tres pruebas realizadas, que se mencionaron en el capítulo 5.

En el capítulo 7 se enuncia la tobera o toberas que mejores condiciones fluidodinámicas presentaron, además se vislumbran estudios futuros.

CAPITULO 2

2. ANTECEDENTES, PROBLEMATICA Y ALTERNATIVAS

2.1 GENERACION ELECTRICA

La industria eléctrica en México es, después de la del petróleo, la segunda más importante del país; se encuentra ubicada de acuerdo a la capacidad instalada entre las primeras, su inversión es considerada como un servicio estratégico económico de gran importancia desde el punto de vista de energético.

La producción de energía eléctrica generada durante los últimos años es en su mayor parte a través de centrales Termoeléctricas (CT)⁽¹⁾, tabla 2.1.

Tabla 2.1. Capacidad efectiva año: 1991, sistema eléctrico nacional

T I P O	M E G A W A T T S	PARTICIPACION (%)
T O T A L	26797.43	100.00
HIDROELECTRICA	7,931.00	29.60
TERMOELECTRICA	18,866.43	70.40
VAPOR	12,552.70	46.84
TURBOGAS:		
FIJAS	1,634.8	6.10
MOVILES	114.99	0.53
CICLO COMBINADO	1,826.66	6.82
COMBUS. INTERNA	114.99	0.43
TOTAL HIDROCARB.	16,271.43	60.72
GEOTERMIA	720.00	2.69
NUCLEAR	675.00	2.52
CARBON	1,200.00	4.48

De la capacidad eléctrica nacional, instalada y efectiva se observa la gran importancia de las CT's(1), tabla 2.2.

La industria eléctrica plantea líneas de acción en materia de ahorro y uso eficiente de la energía, la alternativa consiste en el mejoramiento de la infraestructura en: generación, transmisión y distribución de energía. Por lo cual, el analizar y dar solución a los problemas surgidos en las CT's es un campo de desarrollo trascendental para la economía.

Tabla 2.2. Capacidad efectiva e instalada, por centrales y unidades año: 1991, sistema eléctrico nacional

T I P O	NUMERO DE		MEGAWATTS	
	CENTRALES	UNIDADES	INSTALADA	EFFECTIVA
HIDROELECTRICAS	74	208	7,930.284	7,930.998
%	44	38	28.73	29.60
TERMoeLECTRICAS	96	342	19,676.266	18,866.429
%	56	62	71.27	70.40
TOTAL	170	550	27,660.550	26,797.427
%	100	100	100.00	100.00

2.1.1 Centrales Termoeléctricas (CT's)

Las centrales Termoeléctricas pueden clasificarse a su vez en:

- .-Centrales Termoeléctricas Vapor
- .-Centrales Termoeléctricas Turbo-gas
- .-Centrales Termoeléctricas Ciclo combinado
- .-Centrales Termoeléctricas Combustión interna
- .-Centrales Geotermoeléctricas.

Por su disposición física y relación de funciones, se puede hablar de tres sistemas que componen cada unidad de una CT figura 2.1; los cuales son:

- a) El generador de vapor
- b) El turbogenerador
- c) Auxiliares.

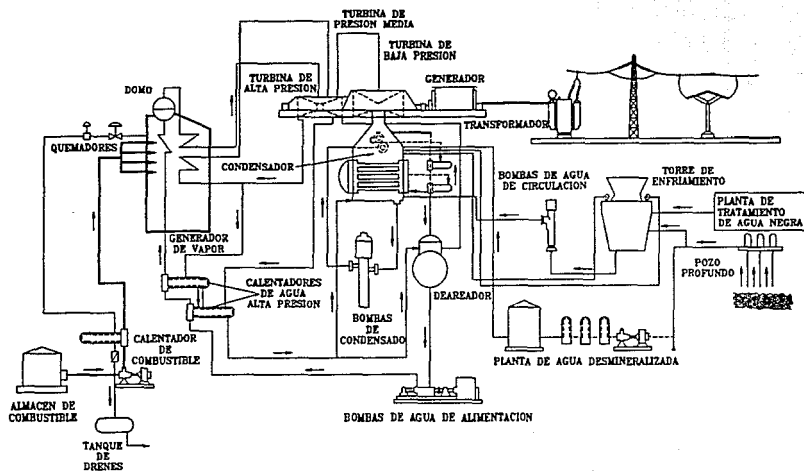


Figura 2.1 Central Termoelectrica y su diagrama de flujo.

2.1.2 Generador de vapor

Para propósitos de estudio, el generador de vapor es la parte más relevante. En un generador se lleva a cabo el proceso de obtención de vapor por medio de un grupo de equipos de transferencia de calor, los cuales aprovechan el calor generado durante el proceso de combustión de combustibles fósiles, tales como el carbón, el combustible y el gas natural, sus elementos auxiliares importantes son:

a) Hogar de la Caldera

El hogar está constituido por paredes de tubos dentro de los cuales circula agua que se convertirá en vapor. En las paredes se localizan los quemadores, que pueden ser de tipo frontal, instalados en las paredes o de tipo tangencial, instalados en las esquinas del hogar. En el hogar se realiza la mezcla de aire combustible adecuada para la reacción de combustión.

b) Domo

El domo es el recipiente que recibe la mezcla agua-vapor producida en las paredes del hogar, así como la proveniente del economizador, además contiene equipos auxiliares para la separación del vapor de agua que se manda al sobrecalentador. Geométricamente el domo requiere dimensiones específicas para el alojamiento de equipos en su interior para purificación del vapor, en la eliminación del agua arrastrada.

c) Sobrecalentador

Equipo de transferencia de calor formado por bancos de tubos arreglados, para obtención de máxima transferencia de calor con espacio mínimo. El vapor fluye internamente en los tubos aumentando su temperatura desde la saturación hasta condiciones adecuadas para la turbina.

d) Recalentador

Construido en forma similar al sobrecalentador, con la limitante de caída de presión del vapor circulante. En el recalentador se aumenta la temperatura al vapor proveniente de las primeras etapas de la turbina, hasta adecuarlo.

e) Economizador

Es un intercambiador de calor, en el cual los tubos tienen un diámetro igual o mayor que los del hogar de la paredes. En el economizador se busca minimizar con arreglos, las caídas de presión de los gases de combustión. Este equipo es usado para mejorar la eficiencia de la unidad generadora de vapor.

f) Precalentador de aire

Los precalentadores de aire regenerativos (PAR's), son equipos de recuperación de calor, los cuales transfieren el calor procedente de los gases de combustión al aire para el quemado del combustible, éstos incrementan la eficiencia térmica del generador de vapor, y son semejantes en ese sentido a los economizadores.

2.1.3 Circuito aire-gases

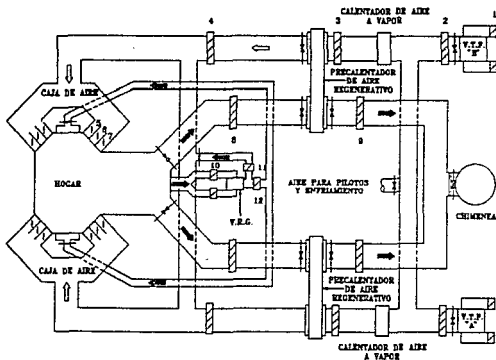
El aire para combustión es introducido al sistema por medio de los ventiladores de tiro forzado (VTF), el aire circula por el calentador de aire vapor y llega al lado frío del precalentador de aire regenerativo (PAR); a través de su superficie de transferencia de calor, el PAR extrae la mayor cantidad de calor posible que llevan los gases de combustión. El calor recuperado por el aire se envía al hogar para el quemado del combustible, ver figura 2.2.

Los gases de combustión se forman con la reacción de los componentes del combustible y el oxígeno del aire. Estos gases transfieren la mayor parte del calor generado durante la combustión, al agua que fluye por las paredes del hogar.

Los gases de combustión salen del hogar y atraviesan los bancos de tubos del sobrecalentador y recalentador, donde intercambian su calor con el vapor de agua que circula por los tubos. Progresivamente siguen a través del economizador y es ahí donde el agua de alimentación eleva su temperatura recuperando parte del calor que llevan los gases.

Los productos de combustión continúan su trayectoria hacia la salida pasando por el precalentador de aire, cediendo una fracción más de calor, el cual es recuperado al precalentar el aire de combustión completándose el ciclo regenerativo del PAR.

Por último, los gases de combustión, con el calor que conservan después de pasar por el precalentador de aire, salen hacia la chimenea para ser arrojados a la atmósfera.



SIMBOLOGIA

	FLUJO DE AIRE
	FLUJO DE GASES
	VANO TEMPORAL
	COMPUERTA

1	V.T.F. COMPUERTA DE ENTRADA
2	V.T.F. COMPUERTA DE SALIDA
3	P.A.R. COMPUERTA DE AIRE DE ENTRADA
4	P.A.R. COMPUERTA DE AIRE DE SALIDA
5	COMPUERTA DE AIRE PARA COMBUSTIBLE
6	COMPUERTA DE AIRE AUXILIAR
7	CONTROL DE EXCESO DE AIRE
8	COMPUERTA DE GASES DE ENTRADA
9	COMPUERTA DE GASES DE SALIDA
10	V.R.G. COMPUERTA DE ENTRADA
11	V.R.G. COMPUERTA DE CALENTAMIENTO
12	V.R.G. COMPUERTA DE SALIDA

Figura 2.2 Diagrama de flujo del circuito aire - gases en un generador de vapor de 300 MW.

2.1.4 Circuito agua-vapor de agua

El agua que fluye de las bombas de agua de alimentación, entra al economizador y se eleva su temperatura, hasta alcanzar un valor ligeramente inferior a la de saturación, correspondiente a la presión de trabajo del domo. El agua de alimentación, sale del economizador y llega al domo, distribuyéndose por las paredes de agua del hogar. El agua circula por las paredes del hogar y se evapora parcialmente absorbiendo parte del calor generado en la cámara de combustión.

El vapor de agua producido se separa en el domo y sale del mismo, pasando primero por un sistema de purificación y secado que elimina al máximo la humedad arrastrada. El vapor, casi seco, entra a los tubos de sobrecalentador, donde aumenta su temperatura hasta el valor especificado por las condiciones de operación de la turbina. El vapor sobrecalentado sale del generador de vapor dirigiéndose hacia la turbina, donde será utilizado para generación eléctrica.

El vapor recalentado es parte del circuito de vapor de agua, este vapor como ya ha sido expandido en las primeras etapas de la turbina, sale por una extracción de la misma y entra al recalentador, para elevar su temperatura con calor recuperado de los gases de combustión.

El vapor recalentado sale con una temperatura similar a la del vapor sobrecalentado, dirigiéndose a la turbina nuevamente y así a la generación de energía eléctrica.

2.2 PRECALENTADORES DE AIRE

El precalentador de aire es un equipo auxiliar de gran importancia en calderas modernas. El principio de operación de los precalentadores se basa en obtener la mayor cantidad de calor posible del flujo de gases proveniente de la combustión a la salida de la caldera, aprovechando un medio material para la transferencia de calor hacia el aire que se introduce al hogar, para el proceso de quemado del combustible.

Los precalentadores de aire son equipos de mejoramiento de la eficiencia de generadores de vapor. Los beneficios de eficiencia para condiciones dadas en flujo de gases fluctúa entre 8 y 10%, valores dependientes de las dimensiones de los precalentadores y de los niveles de temperatura y de flujo que se manejen (4).

Algunos de los aspectos favorables de los precalentadores en el mejoramiento de la eficiencia de la caldera y ahorro de combustible son:

- Perfeccionamiento de la eficiencia en combustión relacionado a reducción de aire requerido como exceso para una completa combustión
- Estabilización de la ignición del combustible y como consecuencia mayor flexibilidad de carga incluyendo carga baja de operación
- Mayor capacidad de producción de vapor respecto al incremento en la temperatura en el hogar.

Las dimensiones físicas del precalentador de aire están determinadas por los arreglos y las dimensiones de pasajes de aire y gases, espacio disponible para el precalentador, combustión final deseada (temperaturas del flujo de gases), requerimientos en flujo de gases, así como gradientes y caídas de presión.

De acuerdo a su principio de operación, los precalentadores de aire se dividen en regenerativos y recuperativos.

2.2.1 Precalentadores de aire regenerativos (PAR's)

Los precalentadores de aire regenerativos (PAR's) tienen gran relevancia en el funcionamiento de los generadores de vapor. El proceso de transferencia de calor desarrollado en el PAR consiste esencialmente en hacer pasar una corriente de gases a través de una masa acumuladora de calor (canastas), este calor es transmitido al aire por contacto directo del mismo con las canastas. En la figura 2.3 se muestra un arreglo típico de precalentadores regenerativos.

Las ventajas de este precalentador abarca:

- Adaptabilidad para varios arreglos de ductos.
- Compacto y más ligero que las unidades recuperativas.
- Reducción de ensuciamiento por pasajes de flujos más cortos.
- Operación a temperatura de salida más bajas que las unidades recuperativas.

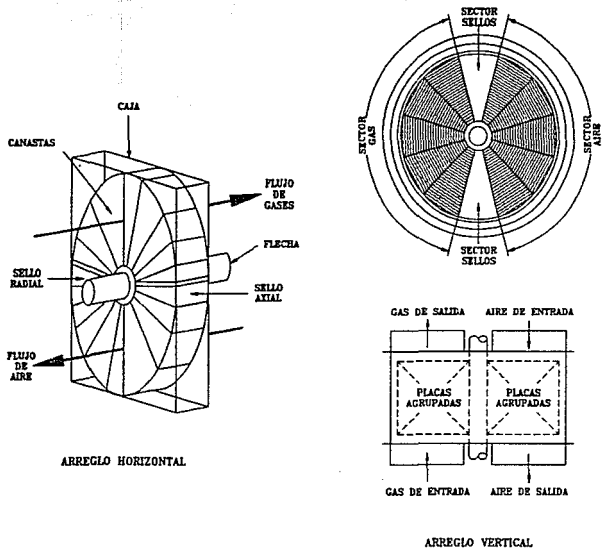


Figura 2.3 Precalentador de Aire Regenerativo con flujo de aire y gases en contracorriente.

2.2.2 Precalentador de aire Ljungtrom

El precalentador de aire regenerativo (PAR) Ljungtrom, es un intercambiador de calor cuyo diseño puede abarcar tamaños desde 7 hasta 36 pies del diámetro del rotor y profundidades de 20 pulgadas en los pequeños y hasta 120 en los grandes. Los diseños de dimensiones mayores son los empleados en las CT's.

El Ljungtrom, absorbe el calor de los gases que provienen del hogar y lo transfieren al aire de combustión mediante los elementos calefactores contenidos en las canastas, elementos de alta eficiencia espaciados y acomodados en forma compacta. Las canastas son elementos que giran continuamente y se localizan en el rotor, el cual es impulsado por la unidad motriz en su periferia.

En la operación de una caldera se requiere una cantidad de calor para poder generar el vapor, tal calor es obtenido mediante la combustión producida en el hogar de la caldera, sin embargo, después de aprovechar este calor las temperaturas de los gases que provienen de la combustión puede fluctuar entre los 288 y 454 °C, dependiendo de la unidad y proceso. En el uso del Ljungtrom el mismo calor de la caldera proviene de dos fuentes:

- a) Combustible
- b) Calor recuperado.

Consecuentemente, tendremos un ahorro de combustible equivalente al calor recuperado

Los componentes del Ljungtrom son:

- 1.- Unidad motriz principal.
- 2.- Sistema de circulación de aceite.
- 3.- Rotor.
- 4.- Soplador de Hollin
 - Motor
 - Reductor de velocidad.

En la figura 2.4 se presenta el precalentador de aire regenerativo Ljungstrom. Los diseños se construyen del tipo:

- a) vertical
- b) horizontal.

El diseño depende de la posición del eje y de la dirección del flujo de aire y gases; en la figura 2.5 se muestran los típicos arreglos.

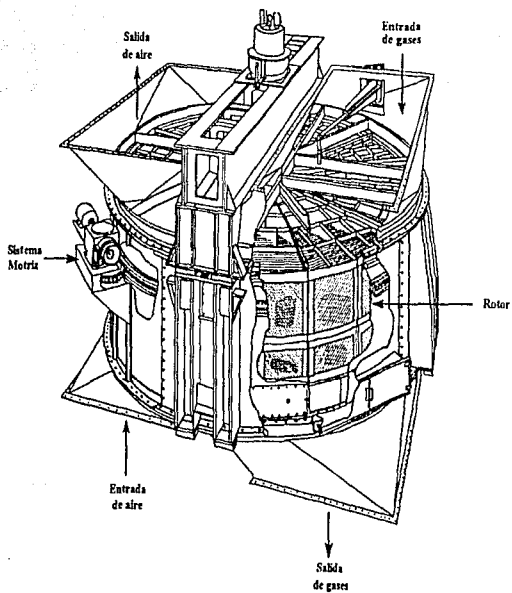


Figura 2.4 **Pre calentador de Aire Regenerativo Ljungtrom.**

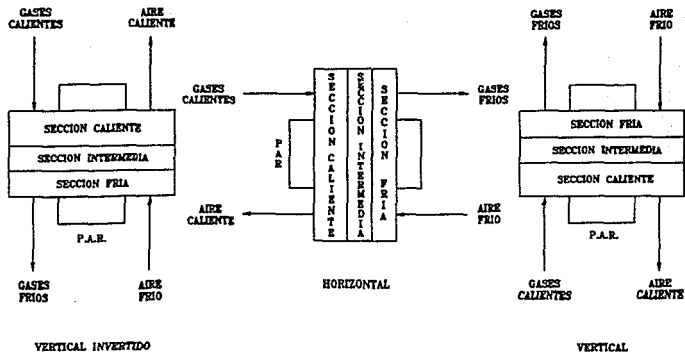


Figura 2.5 Arreglos existentes de Precalentadores de Aire Regenerativos.

2.2.3 Precalentador de aire Rothemuhle

El precalentador de aire regenerativo (PAR) Rothemuhle, que se muestra en la figura 2.6, opera bajo el mismo principio que el Ljungstrom, utiliza placas como elementos almacenadores de calor que se localizan dentro del estator; el estator interactúa internamente con la corriente de flujo de gases y con dos condiciones simétricas de aire que giran progresivamente por encima del mismo. Montadas arriba y abajo de la superficie de transferencia de calor, están el par simétrico de campanas rotantes de flujo de aire.

Durante la operación, el flujo de gases calientes en su salida, provenientes del economizador, entran al precalentador de aire por la parte de arriba y pasan hacia abajo atravesando la superficie de elementos almacenadores de calor, localizados en el estator, cediendo así su calor.

Por otra parte, el aire frío proveniente de los ventiladores de tiro forzado, pasa internamente por la campana rotante atravesando el estator en donde absorbe la cantidad de calor que fue cedida por el flujo de gases; de este modo, el calor almacenado es transferido al flujo de aire que se dirige al hogar del generador de vapor.

Los PAR's Rothemuhle contienen un sistema de sellos deslizantes, incorporados dentro de cada una de las campanas de aire, para minimizar las fugas de aire hacia el flujo de gases.

Cada campana es ensamblada de forma circular para unirse con el ducto de aire y presentar dos sectores simétricos en la superficie del estator, cada campana transportadora de aire está soportada por un marco y un eje, el cual es acoplado al eje principal.

El sistema motriz consiste de un motor eléctrico con su unidad de engranaje montada verticalmente sobre una estructura unida a la parte externa del estator.

Los componentes del Rothemuhle son:

- 1.- Unidad motriz principal.
- 2.- Estator (Contiene las superficies calefactoras).
- 3.- Conducto de entrada y salida de los gases de combustión.
- 4.- Campanas, de aire frío y caliente.
- 5.- Soplador de hollín.

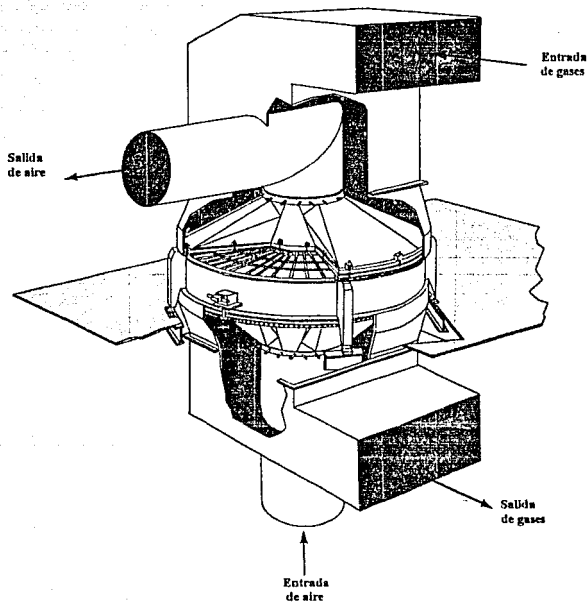


Figura 2.6 Precalentador de Aire Regenerativo Rothemuhler.

2.2.4 Estadísticas de fallas

En la tabla 2.3₍₃₎, se presentan los porcentajes relativos de fallas por equipo en Centrales Termoeléctricas, como puede observarse, el equipo que mayor índice de indisponibilidad tiene es el generador de vapor.

Los componentes que producen la indisponibilidad en el generador de vapor como fuente de falla, se detallan en la tabla 2.4₍₃₎. La tabla muestra la importancia que tienen los precalentadores de aire en los índices de indisponibilidad del generador de vapor, a diferentes capacidades de generación.

Tabla 2.3. Porcentajes relativos de fallas por equipo, para diferentes grupos de generación

POTENCIA DE PLACA(MW)	37-40	75-90	150-158	300	Global
Generador de vapor	68.34	44.91	49.71	55.30	52.57
Turbogenerador	9.91	39.40	13.60	22.22	23.75
Auxiliares	9.37	15.32	36.02	20.11	21.72
Otros	12.38	0.37	0.67	2.36	1.97

Tabla 2.4 Porcentajes relativos de fallas, en el generador de vapor, para diferentes grupos de generación

POTENCIA DE PLACA (MW)	37-40	75-80	150-158	300	Global
Tubería	21.99	23.02	13.58	34.73	28.03
Precalentadores	16.61	6.55	13.21	6.11	7.85
Combustión	6.11	4.69	7.69	5.33	5.66
Ventiladores	10.39	3.15	8.56	4.00	4.87
Ensuciamiento por limpieza de caldera	8.70	2.90	4.82	2.12	2.99
Otros generador de vapor	2.52	2.51	0.94	0.50	1.06
Misceláneos del generador de vapor	0.32	0.01	0.14	1.52	0.92
Colectores por distribuidores del ciclo agua-vapor	0.66	0.77	0.28	0.64	0.60
Válvulas	1.02	1.32	0.47	0.34	0.5

Analizando los datos estadísticos de indisponibilidad causada por los precalentadores de aire, así como del comportamiento operativo, se establecieron dos categorías de problemas que son los causantes de la indisponibilidad, los cuales son:

1. Por diseño

- Mala calidad del combustible (3-4% de azufre)
- Bajas temperaturas ambiente
- Puntos de rocío ácidos altos (140 ° C)
- Bajas temperaturas de canastas lado frío
- Insuficiencia dimensional del sistema de limpieza de canastas (particularmente sopladores de hollín).

2. Por operación y/o mantenimiento

- Ensuciamiento de las canastas
- Depositación ácida
- Corrosión de canastas y sellos
- Taponamiento de canastas
- Mal ajuste y/o mantenimiento de sellos
- Fugas de aire hacia gases
- Lavado insuficiente de canastas
- Otros (sistema motriz, eléctrico, incendios, etc.).

2.3 ENSUCIAMIENTO Y CORROSION

Con relación al precalentador de aire regenerativo, los dos factores que más preocupan al explotador de una instalación de calderas, son el ensuciamiento y la corrosión de la masa acumuladora de calor (canastas, figura 2.7),

Por un lado, la corrosión es considerada de menor relevancia en comparación con el ensuciamiento, ya que éste influye directamente en la operación de los PAR's en forma perjudicial durante la generación de vapor.

La influencia es el resultado del aumento de las pérdidas de carga que se establecen en los generadores de vapor, producto de la disminución en la sección de paso de los PAR's (taponamiento) y por

tanto, del aire necesario para el quemado del combustible. Esta pérdida de carga puede motivar: prematura interrupción del PAR, lavado de las canastas, así como el paro de la caldera, operaciones todas ellas costosas, tanto en lo que al tiempo como a los gastos se refiere.

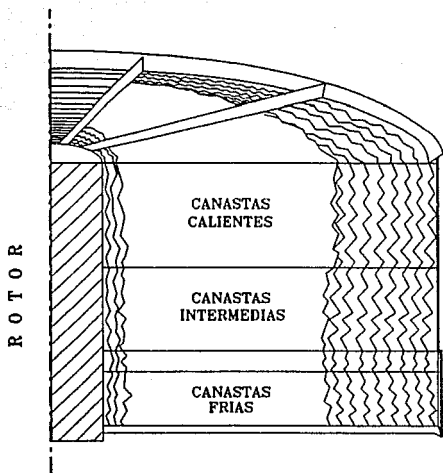
Dadas las características adversas para asegurar el correcto funcionamiento de la caldera, es condición decisiva dominar las causas de ensuciamiento de las canastas (elementos almacenadores de calor) y así poder mantener en condiciones de máxima carga el generador de vapor.

El ensuciamiento y por lo consiguiente la corrosión de las canastas se debe a las siguientes causas principales:

1. Incremento del contenido de azufre y cenizas en los combustibles y por tanto elevación en el punto de rocío del ácido sulfúrico.
2. Frecuencia de servicio de la caldera con carga reducida e intermitente, derivándose:
 - a) Extralimitaciones del punto de rocío ácido.
 - b) Elevada producción de partículas sólidas (hollín).
 - c) Corrosión durante la interrupción del servicio (por asimilación de humedad).
3. Características inadecuadas de operación del soplador de hollín del precalentador de aire como:
 - a) Mala selección del punto de toma de vapor (insuficiencia en presión y temperatura o ambas).
 - b) Inconveniente purgado y precalentado de las tuberías que alimentan de vapor a el soplador de hollín.
4. Frecuencia excesiva de lavado del precalentador de aire o de una forma incompleta.

En las fotografías 2.1 y 2.2, se muestran las canastas del precalentador de aire regenerativo durante el mantenimiento menor realizado a la U-3 de la CT Francisco Pérez Ríos, Tula Hgo. Como se observa, las canastas calientes (fotografía 2.1) se muestran limpias, de color óxido y sin aparente deterioro, sin embargo, en la zona fría éstas tienen un color azulado, propio de la depositación ácida existente, además de adelgazamiento en su superficie.

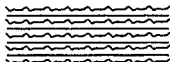
Como puede observarse, una de las causas principales del ensuciamiento, son las características del combustible.



SECCION DEL ROTOR DE UN PRECALENTADOR DE AIRE
MOSTRANDO LA COLOCACION DE LAS CANASTAS



PERFIL TIPICO DE CANASTAS
CALIENTES E INTERMEDIAS
(DU DOBLE CORRUGADO)



PERFIL TIPICO DE CANASTAS
FRIAS (NP PLANO Y CORRUGADO)

Figura 2.7 Sección del rotor de un PAR mostrando
colocación y detalles de canastas.

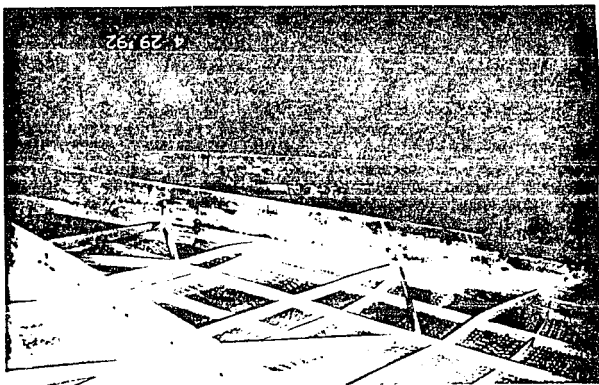
2.3.1 Combustibles

Combustible es toda sustancia que combinada con el oxígeno contenido en el aire produce luz, calor y desprendimiento de gases, el cual es obtenido de la naturaleza en distintas formas físicas.

Los combustibles pueden clasificarse en tres grandes grupos: sólidos, líquidos y gaseosos.

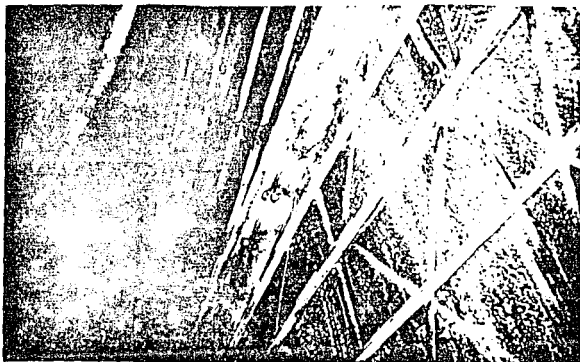
Los combustibles líquidos son considerados de gran importancia ya que la mayor parte de la energía eléctrica del país es generada a partir de ellos. El combustóleo, es el tipo líquido empleado en generadores de vapor, constituye un derivado del petróleo, llamado también, aceite residual del petróleo⁽⁵⁾.

Los combustibles contienen tres elementos químicos de significancia: el carbono, el hidrógeno y el azufre. El azufre normalmente es el de menor significancia como fuente de calor, pero es el de mayor importancia en los problemas de corrosión y contaminación.



Fotografía 2.1

Canastas zona caliente del PAR; y soplador de hollín.



Fotografía 2.2 Canastas zona fría del PAR, nótese la coloración de los elementos.

En los generadores de vapor, el cambio de calidad de los combustibles en los últimos años produjo un incremento de problemas de operación. Desde entonces, se vienen estudiando las propiedades básicas de los combustóleos empleados en las Centrales Termoeléctricas (CT's). La tabla 2.5 muestra los valores promedio de algunos componentes de los combustóleos mexicanos.

Tabla 2.5. Variaciones en el contenido de algunos componentes de los combustibles mexicanos.

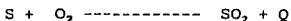
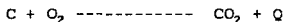
COMPONENTE	1979 (promedio)	1982-1985 (promedios)	1990 (promedios)
Azufre (%peso)	3.3	3.7	4.2
Vanadio (ppm)	110	184	260
Asfaltenos (%peso)	5.0	13.2	18
Viscosidad (SSF a 50 °C)	350	453	550

Como puede observarse en esta tabla, las características del combustible se han degradado en forma considerable, trayendo como consecuencia los problemas ya vistos.

2.3.2 Combustión

La combustión, es un proceso químico rápido del oxígeno con los elementos combustibles, con desprendimiento de calor. El objetivo fundamental de una buena combustión es liberar la mayor cantidad de calor contenido en los combustibles, minimizando así las pérdidas por combustión imperfecta; es decir, que mientras más completa y limpia sea la combustión mayor es el calor producido y aprovechado, de esta manera la eficiencia del generador de vapor se eleva y disminuye consecuentemente la contaminación del ambiente.

En la combustión, el oxígeno es suministrado por el aire atmosférico y la combinación con el combustible tiene lugar de acuerdo con las siguientes reacciones principales:



Donde Q es el calor liberado por cada componente: 7,837 Kcal/Kg por el carbono quemado, 33874 Kcal/Kg de hidrógeno y 2212 Kcal/Kg para el azufre, representando estos tres elementos los suministradores de la energía térmica útil durante la combustión. Cuando se realiza la combustión y sólo se obtienen productos sin quedar combustible u oxígeno libre, se produce una combustión estequiométrica⁽⁵⁾.

En los sistemas reales la combustión estequiométrica, es prácticamente inalcanzable, sobre todo con combustibles líquidos no volátiles. Es por esto que es necesario un exceso de oxígeno para llevar a cabo en forma completa las reacciones de combustión. Lo anterior significa que se requiere una cantidad mayor que la calculada estequiométricamente.

La razón de emplear cierto exceso de aire, se debe a la dificultad de lograr un contacto perfecto entre las moléculas del aire y las partículas del combustible, para ser oxidadas. El exceso de aire utilizado asegura una combustión completa y evita la creación de productos incompletos de combustión.

En los generadores de vapor, sin embargo, el empleo de exceso de oxígeno elevado provoca disminuciones en su eficiencia térmica, ya que el aire introducido en exceso debe de ser calentado por medio de calor liberado por la combustión. Esto a su vez motiva disminución en temperatura de flama e incremento en masa de gases de combustión, originándose pérdidas de más calor con los gases que escapan por la chimenea del generador de vapor.

De lo expuesto se destaca la importancia de trabajar con los más bajos excesos de aire posibles, evitando así una disminución de la eficiencia térmica y minimizando la producción de corrosión ocasionada por los compuestos como son el V_2O_5 y el SO_3 .

2.3.3 Depositación ácida

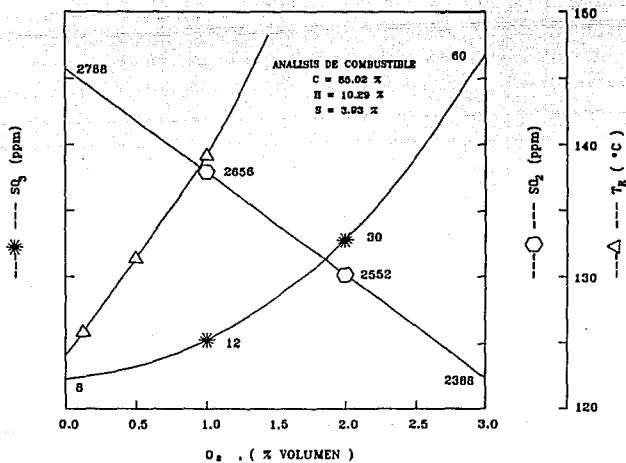
Si el proceso del quemado de combustible se realizara en condiciones estequiométricas, la reacción de azufre se reduciría a la formación de SO_2 , como resulta indispensable trabajar con excesos de aire en el Generador de Vapor para que exista una combustión completa, el oxígeno adicional hace posible la oxidación (de 1 a 3%) del SO_2 generado durante la combustión, obteniéndose otro producto conocido como SO_3 .

El SO_3 es el principal causante de la corrosión y ensuciamiento de los Precalentadores de Aire Regenerativos (PAR's), pero la formación de éste depende del contenido de azufre en el combustible y principalmente del exceso de aire con el que trabaja el Generador de Vapor, como se observa en la gráfica 2.1, si se tiene un exceso de oxígeno del cero por ciento, la formación de SO_3 es máxima mientras que la de SO_2 es mínima, pero a medida que el porcentaje de oxígeno aumenta, la concentración de SO_2 disminuye, en tanto que la concentración de SO_3 se incrementa, esto significa que entre mayor exceso de O_2 se tenga, se producirá mayor formación de SO_3 , por lo tanto, existirá mayor deterioro en los PAR's.

La formación del ácido sulfúrico (H_2SO_4) está íntimamente relacionada con la temperatura de rocío ácido (que es la temperatura a la cual un gas se condensa), ya que entre mayor concentración de SO_3 exista, mayor será la temperatura de rocío y por lo tanto, existirá mayor condensado de H_2SO_4 en la zona fría de los PAR's, si es que éstos se encuentran a una temperatura de metal por debajo de la temperatura de rocío, en la gráfica 2.1 se presenta la tendencia.

Además de lo mencionado con anterioridad, existe la correlación del de el exceso de oxígeno con la variación de la temperatura de rocío ácido; ya que a medida que el exceso de aire se incrementa da como producto que la temperatura de rocío ácido aumente, lo que ocasiona que se tenga una mayor concentración de SO_3 en los PAR's y por consiguiente un mayor deterioro de sus canastás frías.

Dedido a que los PAR's trabajan directamente con los gases de combustión y por consiguiente con SO_3 , es de suma importancia trabajar los PAR's con temperaturas de metal (T_M) superior a la temperatura de rocío (T_R) para evitar la condensación ácida del SO_3 y por consiguiente con la humedad asimilada la formación del H_2SO_4 .



Grafica 2.1 Variación de: SO₂, SO₃ y de la Temperatura de rocío ácido (H₂SO₄) con el exceso de aire.

2.3.3.1 Zona fría

En la zona fría de las canastas de los PAR's, figura 2.7, los componentes contenidos en los gases de combustión: humos en forma de vapor, y en la mayoría de los casos, ácido sulfúrico, se condensan en estado líquido si éstas se encuentran a temperaturas inferiores a la del punto de rocío ácido (condiciones extremadamente críticas); esta temperatura de metal se encuentra entre 20 y 30 °C por debajo del punto de rocío.

En los bordes fríos de las canastas, la temperatura está sometida a cambios periódicos, la condensación no se establece repentinamente, las canastas se sumergen sólo por breves momentos en la zona del rocío. La condición se hace crítica cuando se cae por debajo del punto de rocío, alcanzando al máximo la condensación, activándose de tal magnitud que se humedecen de forma permanente partes de las canastas. Este proceso conduce a un ensuciamiento rápido y progresivo, acompañado del estrechamiento de la sección de paso y del aumento de la resistencia en la circulación. Por este último fenómeno tienen que eliminarse con regularidad las precipitaciones.

Por lo anteriormente señalado, el problema del ensuciamiento es más importante por razones de servicio, de ahí la gran relevancia de la eficiencia del sistema de limpieza, específicamente de los sopladores de hollín, puesto que el precalentador de aire puede quedar obstruido en el curso de períodos breves de operación, dependiendo del grado de ensuciamiento.

Por lo tanto, es necesario operar las canastas del lado frío del PAR de trabajar a una temperatura mayor, o en caso extremo, igual que la del punto de rocío ácido.

2.3.3.2 Zona intermedia y caliente

En zonas intermedia y caliente de los PAR's, figura 2.7, en la mayoría de los casos, la temperatura de metal se encuentra arriba de la temperatura de rocío ácido del SO₃, por lo que las superficies por lo general se encuentran limpias y secas ofreciendo libre paso a las partículas de cenizas arrastradas por los humos, por lo que en estas zonas las canastas no sufren ensuciamiento.

2.4 SISTEMA DE LIMPIEZA

En los Precalentadores de aire regenerativos Ljungstrom (PAR's), se han tenido en cuenta muchos detalles de diseño en su construcción para disminuir y controlar la formación de depósitos⁽²¹⁾. A pesar de la intensa investigación que se realiza para determinar la naturaleza y causas de la formación de depósitos, no se han

encontrado los medios para prevenir su aparición completamente. Por lo tanto, se equipa al PAR con dispositivos para ayudar en el control y eliminación de los depósitos.

Estos dispositivos se muestran en las figuras 2.8, 2.9 y 2.10, donde se destacan sopladores de hollín típicos y las trayectorias seguidas dentro de los PAR's; en la figura 2.11 se muestran, de acuerdo a los diseños empleados, las posiciones y arreglos de tobera, toberas de sopladores de hollín y lavado de los PAR's.

2.4.1 Sopladores de hollín

Los sopladores de hollín están comúnmente localizados en el extremo caliente de los precalentadores, en dirección del flujo de gases. Hay dos tipos de sopladores de hollín dependientes del tamaño del precalentador de aire⁽¹¹⁾; el tipo con tobera montado en un brazo oscilante se muestra en la figura 2.8 y 2.9, el tipo retráctil se muestra en la figura 2.10.

El vapor sobrecalentado y el aire comprimido son los dos medios de limpieza utilizados en los sopladores de hollín de los PAR's. Existen diseños diversos de soplado y arreglos para las zonas caliente y fría de los mismos.

Algunas características relevantes para la efectividad de los sopladores de hollín⁽⁷⁾ son:

- a) Correcta instalación del sistema de soplado de hollín, es decir, reapriete de empaquetaduras de tuberías de alimentación de vapor (caso particular de sopladores con vapor).
- b) Control regular de las toberas de soplado durante el paro de los PAR's y substitución a tiempo de las deterioradas o desgastadas.
- c) Control riguroso de la toma de vapor en cada operación de soplado, purgando el agua y precalentando debidamente la tubería de alimentación de vapor al soplador de hollín.
- d) Soplar en condiciones propicias; cuando los depósitos, principalmente los de la zona fría, todavía estén secos y por consiguiente, puedan eliminarse fácilmente, es decir soplar inmediatamente después de poner en marcha el generador de vapor y al suspender su marcha.
- c) Soplar inmediatamente después de cada funcionamiento con carga parcial, por lo menos una vez por turno.

De acuerdo a la experiencia, se recomienda soplar una vez por turno; se aumenta el regimen de soplado especialmente cuando las

pérdidas de carga son superiores al 20% (caídas de presión altas dentro de los PAR's), consecuencia directa y determinante por la cantidad de depósitos acumulados.

2.4.1.1 Soplador de hollín brazo oscilante

Existen variados diseños de sopladores de hollín, un típico sistema es el que se muestra en la figura 2.8, este diseño es utilizado en los PAR's del tipo Ljungstrom; en la misma figura se destacan los componentes del soplador.

El movimiento que realiza el soplador dentro del los PAR's se observa en la figura 2.9, el sistema motriz consiste de un motor eléctrico acoplado a un reductor de velocidad ensamblado al engrane que conduce el mecanismo manivela, el cual se mueve alternadamente oscilando en las áreas de limpieza del precalentador de aire; el tubo tobera es llevado por medio de la cabeza giratoria con el respectivo tubo hasta la tobera en su extremo. Una junta rotatoria en la línea permite suministrar movimiento independiente a la cabeza giratoria mientras se encuentra conectada a la fuente de suministro. La acción del chorro limpiador de la tobera atraviesa el área completa del rotor (radios del los PAR's).

Los fluidos de limpieza, como se indicó anteriormente, pueden ser aire comprimido o vapor, en los dos casos para mantener la presión se utiliza una placa de orificio en la línea de suministro, esta placa debe de ser ajustada incrementando el diámetro del orificio para proporcionarnos la presión requerida, con incrementos de 1/16 de pulgada (1.6 mm aproximadamente) hasta obtener la presión en la tobera del soplador de hollín.

Los requerimientos de presión dependen de las necesidades de limpieza, así como del tamaño de PAR's y diseños de los mismos⁽¹¹⁾; las presiones de operación van desde 14 Kg/cm² para vapor y 12.65 Kg/cm² man. para aire comprimido y alcanzan valores máximos permisibles de 17.5 Kg/cm² para vapor y 14 Kg/cm² para el aire.

Las temperaturas, en caso de emplear vapor para limpieza, varían en relación a la toma (vapor sobrecalentado), éstas fluctúan entre 350 y 375 °C aproximadamente para los valores máximos y mínimos de presión respectivamente. Las presiones excesivas por un extenso período de tiempo pueden dañar los sellos del rotor y canastas de los PAR's.

De acuerdo a la experiencia, los tiempos de soplado varían con los tamaños de los PAR's y los diseños de sopladores de hollín.

En el soplador de hollín de tipo lanza, Figura 2.8, el tiempo de operación del soplador varía entre 30 y 41 minutos, caso particular de los precalentadores de 24 1/2 hasta 26 (dimensiones en pies del

diámetro del rotor). El gasto de vapor varía dependiendo del arreglo (número y diámetro de tobera o toberas), en esta aplicación se destaca un consumo de 0.2268 Kg/s con una presión de 14.06 Kg/cm² man..

La velocidad de recorrido del brazo (eslabón que sostiene la tobera o toberas limpiadoras) está coordinado con la velocidad del rotor (menos de una revolución por minuto) para asegurar la cobertura completa de la superficie del precalentador.

2.4.1.2 Soplador de hollín retráctil

El soplador de hollín retráctil figura 2.10, es el comúnmente empleado en precalentadores de aire regenerativos diseños Rothemuhle, este soplador esta constituido por varias toberas espaciadas en línea, el tamaño y número de toberas varían dependiendo de las dimensiones de los PAR's. La velocidad de movimiento está coordinada con la velocidad del rotor (menos de una revolución por minuto) para asegurar el completo barrido de la superficie a limpiar del precalentador. El tiempo de operación del soplador de hollín retráctil tiene un rango de 15 a 17 minutos sobre los calentadores con tamaños de 32 1/2 hasta 34 (dimensiones en pies del diámetro del rotor), estos sopladores de hollín son normalmente empleados únicamente en precalentadores de tamaños grandes.

2.4.1.3 Soplado de hollín zona caliente

Este procedimiento de soplado se realiza en el sentido de paso de los humos. El soplador de la zona caliente aprovecha la corriente de los humos para expulsar por completo los sedimentos depositados en las canastas, partículas transportadas por los humos, así como los depósitos debidos al soplado en la zona fría; en la figura 2.11 se detallan la tobera o toberas de sopladores de hollín según el diseño típico.

2.4.1.4 Soplador de hollín en la zona fría

Este tipo de soplado se realiza contra el sentido de paso de los humos (contra corriente). El soplado en la zona fría ha de estar en condiciones de desprender las incrustaciones en las canastas; la mejor forma de lograr este propósito es exitar localmente, mediante chorro de soplado de hollín, las partes de las canastas comprendidas entre dos corrugaciones, para que entren en vibración, al mismo tiempo que se aplica un alto impulso específico de soplado. Los sopladores en la zona fría pueden tener un alto efecto de penetración inferior al de la zona caliente. Los arreglos de acuerdo a los diseños se muestran en la figura 2.11.

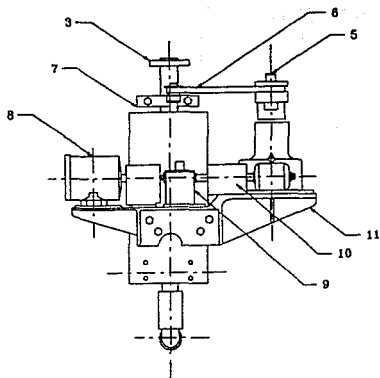
Los sopladores de hollín actuales están instalados sólo del lado caliente de los precalentadores de aire regenerativos y en algunos casos, también del lado frío, por lo cual el soplado se efectúa solamente de las canastas calientes a las frías, en dirección con los gases de combustión y a cierta profundidad del rotor, ver figura 2.8 y 2.9, soplador de hollín típico particularmente en el diseño Ljungstrom. De acuerdo a las características de los depósitos acumulados en las canastas de los PAR's los sistemas tanto de soplado como de lavado existentes resultan insuficientes, para removerlos. La fuerte adherencia de estos depósitos se debe en gran medida al ácido que contienen y a la depositación ácida que ocurre cuando la humedad y la temperatura de los gases son propicias.

2.4.2 Sistema de lavado

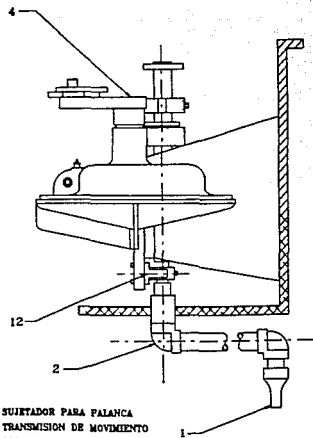
Cuando el sistema de deshollinado de los PAR's, ya no es suficiente para disminuir la pérdida de presión en las canastas de los PAR's (taponamiento), la carga de la unidad comienza a derratearse o a disminuir por insuficiencia de aire. Cuando la carga de la unidad se ve seriamente afectada, se hace necesario utilizar el sistema de lavado, ya sea en línea, es decir en operación a baja carga ó bien con la unidad fuera de servicio.

El lavado es el resultado del ensuciamiento extremo en aquellos casos donde los depósitos no se puedan eliminar con el soplado. La necesidad del lavado ha aumentado rápidamente en los últimos años por el empleo de combustibles de inferior calidad ligado a las bajas temperaturas obtenidas en el extremo frío de los PAR's. Algunos de los arreglos típicos de lavado empleados se muestran en la figura 2.11, las concentraciones más pesadas de depósitos se forman en el extremo frío; los chorros de fluido tienen un efecto erosivo sobre los mismos.

Existe el peligro en el lavado de los precalentadores de que éste se realice en forma incompleta. En muchos casos es peor el lavado incompleto que no hacerlo, ya que cualquier depósito humedecido por el agua y que no haya sido arrastrado tiende a formar una masa cementada sobre la superficie de calefacción, la cual es prácticamente insoluble en agua y por consiguiente muy difícil de remover. La tendencia de estos depósitos es de acelerar la formación de futuros taponamientos.



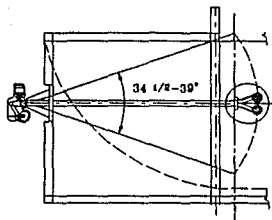
- 1.- TOBERA
- 2.- TUBO TOBERA
- 3.- CABEZA GIRATORIA
- 4.- BRAZO PALANCA
- 5.- PERNO EXCENTRICO
- 6.- ESILABON O PALANCA



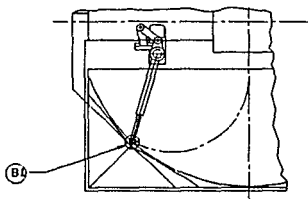
- 7.- SUJETADOR PARA PALANCA
- 8.- TRANSMISION DE MOVIMIENTO
- 9.- REDUCTOR DE VELOCIDAD
- 10.- ACOPLAMIENTO
- 11.- BASE DE UNIDAD MOTRIZ
- 12.- BLOQUE SOPORTADOR DE ENSAMBLE

Figura 2.8 Sopladores de hollin de PAR's Ljungtrom.

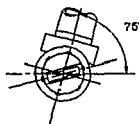
COLOCACIONES DEL EJE EN LOS SOPLADORES DE HOLLIN
DE LOS PRECALENTADORES DE AIRE



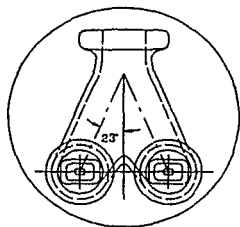
A) ARREGLO UTILIZADO CON TOBERAS PARALELAS
PARA TAMAÑOS DE 24 1/2 - 28.



B) ARREGLO EMPLEADO UTILIZANDO UNA TOBERA



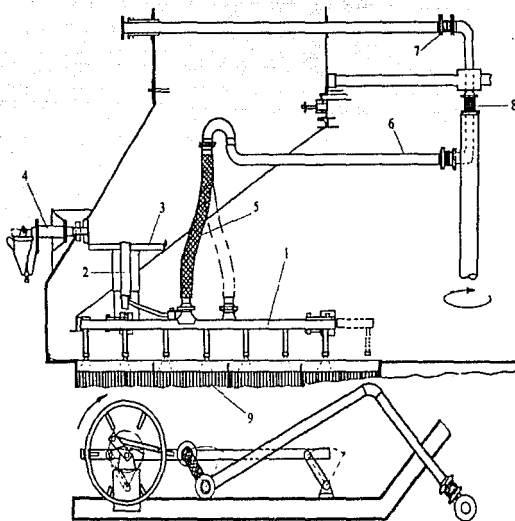
B1. TOBERA UNICA



A) TOBERAS PARALELAS

RANGO DE COLOCACION DEL EJE DE SOPLADO EN PRECALENTADORES PARA VARIOS TAMAÑOS		
T I P O	TAMAÑO DEL PRECALENTADOR	COLOCACION EN GRADOS
1	24 - 1/2 - 28	70°
2	28 - 1/2 - 30	80°
3	30 - 1/2 - 32	75°

Figura 2.9 Movimiento de los sopladores de hollín dentro de los PAR's de acuerdo a los diseños empleados.



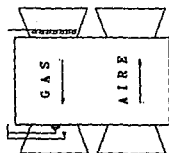
- | | |
|--------------------------------|----------------------------------|
| 1.- Multi-toberas _ | 6.- Línea de suministro |
| 2.- Manivela motriz | 7.- Junta de expansión |
| 3.- Rueda motriz | 8.- Sellos corredizos |
| 4.- Actuador | 9.- Superficies de calentamiento |
| 5.- Manguera de cinta metálica | |

Figura 2.10 Soplador de holín típico de PAR Rothemuhler.

DISPOSICION DE LOS EQUIPOS DE LAVADO Y SOPLADO
TIPICOS EN EL LADO GASES DE LOS PAR's

VERTICAL INVERTIDO

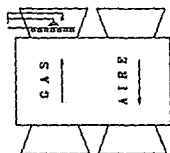
EXTREMO CALIENTE



EXTREMO FRIO

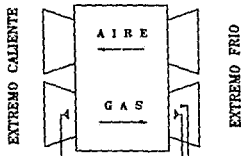
VERTICAL

EXTREMO FRIO



EXTREMO CALIENTE

HORIZONTAL



TOBERA UNICA



TOBERA ENSANCHADA



COMBINACION



MULTITOBERAS

Figura 2.11 Disposiciones típicas de los sopladores de bolita y equipos de lavado en los PAR's.

Algunos de los aspectos del lavado de los PAR's importantes para su ejecución se destacan a continuación⁽⁷⁾:

- a) Efectuar el lavado inmediatamente después de suspender el servicio de la caldera.
- b) Debe de ser efectuado ininterrumpidamente y con la mayor rapidez.
- c) La temperatura del agua elevada a aproximadamente 50-60 °C.
- d) Las condiciones del agua de lavado deben de ser netamente alcalinas, pH de 12, con los correspondientes humectantes y limpiadores de uso industrial.

Finalmente es de extrema seguridad después de lavar los PAR's secar perfectamente las canastas con aire caliente.

El procedimiento efectivo del sistema de lavado es oportuno cuando las pérdidas de carga se encuentran elevadas en un 50% aproximadamente (caídas de presión altas en los PAR's).

2.5 ALTERNATIVAS DE SOLUCION

De acuerdo a los diversos estudios realizados en las Centrales Termoeléctricas y particularmente en los PAR's, la problemática detectada y las principales condiciones de indisponibilidad, se deben al concepto de depositación ácida con el consecuente ensuciamiento. Las alternativas de solución que se proponen para evitar esta clase de problemas son los siguientes:

2.5.1 Disminuir la depositación ácida

La depositación ácida crítica, es consecuencia directa del control de las bajas temperaturas en los PAR's, principalmente en el lado frío, tal depositación depende del punto de rocío ácido del SO_3 contenido en los gases de combustión, el cual es causante directo de la condensación del ácido sulfúrico (H_2SO_4) en la superficie de las canastas. La formación del H_2SO_4 , además de lo que anteriormente se indicó, también depende del contenido de azufre en el combustible y del exceso de aire utilizado en la combustión, así como a las condiciones o grados de ensuciamiento de la caldera.

Como la eliminación del azufre en los combustibles utilizados en las Centrales Termoeléctricas (CT's) es impráctica, es condición decisiva coordinar en operación el funcionamiento de la caldera con bajos excesos de aire, lo cual traerá como consecuencia que las características de ensuciamiento sean mínimas en las mismas. Por lo que respecta al punto de rocío ácido producido en los PAR's, en

analogía con lo expuesto con anterioridad, se hace necesario evaluar algunas alternativas de solución que permitan abatirlo como requisito indispensable para minimizar el grado de depositación ácida en los PAR's.

Las alternativas que se contemplan para la solución de este problema son las siguientes:

2.5.1.1 Incrementar la temperatura media del lado frío (T_{mf}), de los PAR's

El objetivo que se pretende alcanzar al incrementar la temperatura media de lado frío (T_{mf}), es sobrepasar el punto de condensación ácida detectado actualmente en la mayor parte de las CRE's del país, el cual resulta ser del orden de 140°C para 30 ppm de SO_3 en los gases de combustión. Las opciones contempladas para incrementar la T_{mf} son las siguientes:

a) Modificación de los calentadores de aire a vapor (CAV's).

La función principal de los calentadores de aire a vapor (CAV's) es precalentar el aire proveniente del ventilador de tiro forzado (figura 2.12), para que promediado con la temperatura de los gases a la salida del PAR, ésta sobrepase la temperatura del punto de rocío ácido y se evite así la depositación del ácido sulfúrico.

No obstante, se ha encontrado que esta función se desempeña de manera inadecuada, por lo que se ha propuesto como una de las mejores alternativas de solución la modificación de los CAV's, para incrementar la temperatura media del lado frío de las siguientes formas:

- Incrementar la superficie de calentamiento y utilizar vapor sobrecalentado como servicio.
- Utilizar vapor saturado como servicio, manteniendo la misma superficie actual.
- Trabajar con una mezcla de ambos.

La solución más adecuada es la que se refiere a la utilización de vapor saturado como servicio, manteniendo así la misma superficie de intercambio de calor de los CAV's, ya que esta alternativa requiere de pocas modificaciones de los equipos actualmente en operación y por lo tanto de poca inversión monetaria.

b) Derivación "BY - PASS" de aire frío.

Esta alternativa consiste en desviar parte del flujo de aire que sale del CAV y dirigirlo hacia la salida lado aire del

precalentador de aire regenerativo (PAR), reduciendo así el volumen de aire que pasa a través del PAR y que se tiene que calentar, como se muestra en la figura 2.12.

El objetivo de empleo de esta alternativa de solución es incrementar la temperatura de salida lado gases de los PAR's, que a su vez se traducirá en un aumento de la temperatura media de lado frío y por consiguiente disminuirá la condensación de SO_3 .

En los Generadores de Vapor normalizados para 160 y 350 MW, se incluye en su diseño la utilización de la derivación "BY - PASS" de aire frío y los CAV's, para la protección de las canastas frías.

2.5.1.2 Optimizar los sistemas de limpieza

De acuerdo a las características de los depósitos acumulados en las canastas de los PAR's y principalmente en la zona fría, los sistemas tanto de soplado como de lavado existentes resultan insuficientes para remover dichos depósitos.

El grado de adherencia de estos depósitos se debe en gran medida al ácido que contienen, así como a la depositación ácida que ocurre cuando la humedad y la temperatura de los gases son propicias.

En la mayoría de las CT's, los sopladores de hollín están instalados del lado gases a la entrada de los PAR's y éstos actúan en la misma dirección del flujo de gases. La limpieza se realiza de las canastas calientes hacia las frías, con chorros de vapor a una presión de 18 a 20 Kg/cm² man. y temperaturas aproximadas de 230 °C. Cabe destacar que existen diferencias significativas en cuanto al sistema de movimiento y diseño de las toberas, así como las presiones y temperaturas de trabajo, tales diferencias originan que los sistemas de soplado de los PAR's, presenten dificultades semejantes a la de los sopladores de hollín de bancos de tubos.

El presente trabajo es un estudio en el cual se pretende optimizar los sistemas de limpieza, desde el diseño de toberas hasta la normalización de las presiones y temperaturas de operación, de tal forma que tanto el desarrollo del chorro como la fuerza de impacto evaluadas suministren las condiciones requeridas para remover los depósitos existentes.

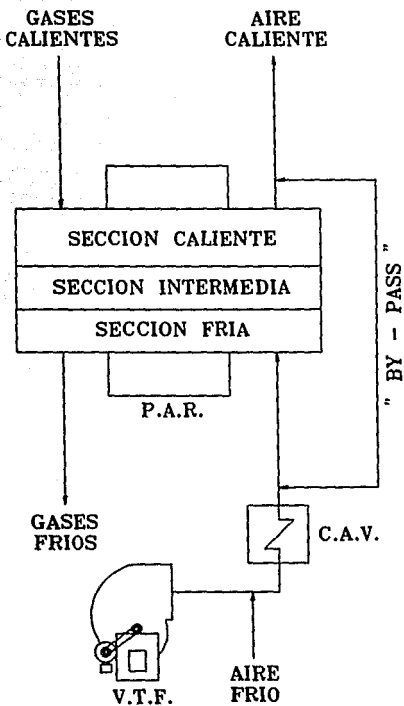


Figura 2.12 Diagrama de flujo de PAR Ljungstrom con "BY-PASS".

2.5.1.3 Selección de la T_{nf} y tobera óptima

Finalmente, de las alternativas de solución se desarrolló un estudio previo a la selección de la tobera óptima, en el cual, se encontró experimentalmente que para variadas condiciones de operación, de la temperatura promedio de las canastas en el extremo frío (T_{nf}), se producen diferentes grados de ensuciamiento.

Para la selección de las temperaturas promedio óptimas con las cuales se obtienen grados de ensuciamiento mínimos, se empleó un modelo físico experimental, a escala reducida para reproducir las condiciones reales de operación de las canastas de los PAR's, todo ello sin alterar el funcionamiento del generador de vapor y por consiguiente, obtener resultados representativos con bajos costos de experimentación⁽⁶⁾.

De los resultados obtenidos, se cuantificaron las temperaturas medias del lado frío para unidades con capacidad de 160 y 350 MW, en cada caso se obtuvo una T_{nf} de 125 y 132.5 °C, respectivamente.

Con los datos anteriormente expuestos, es importante resaltar que de mantenerse en operación estas condiciones y al efectuarse un eficiente sistema de limpieza "soplado de hollín", se minimizará ampliamente los grados de ensuciamiento resultantes.

El estudio representa la obtención mediante pruebas experimentales en campo, de la tobera óptima utilizando un modelo experimental, en el cual se probarán los diseños, actualmente utilizados en las Centrales Termoeléctricas, para variadas presiones de operación. La selección de la tobera óptima, traerá como resultado elevar la eficiencia del sistema de limpieza y en forma particular en la zona de baja temperatura, área crítica de ensuciamiento extremo.

El estudio del comportamiento fluidodinámico en el chorro emitido por las toberas, consiste en: flujos, presiones dinámicas y estáticas, velocidades en las secciones transversales y radiales de la tobera, así como sus fuerzas de impacto; todo ello parte integrante de la selección de la tobera con mejores condiciones fluidodinámicas.

Por las consideraciones anteriormente expuestas para la determinación de la tobera más eficiente y por tanto de un sistema de limpieza efectivo, se realizó un modelo físico para simular las condiciones operativas de las toberas en estudio.

Las toberas analizadas son seis, cuatro actualmente en funcionamiento en los sopladores de hollín de los PAR's y dos diseños desarrollados, el fluido de trabajo es aire a variadas condiciones de presión. Los diseños de las toberas, las pruebas principales y la metodología se describen en los capítulos siguientes.

CAPITULO 3

3. DISEÑO Y CONSTRUCCION DE TOBERAS EXPERIMENTALES

3.1 TOBERAS

Una tobera es un dispositivo cuya función es la de transformar la energía térmica (entalpía) de un fluido en energía cinética. En particular, una tobera convergente-divergente es un conducto de velocidad creciente; una tobera puede tener cualquier forma de sección transversal adecuada a su aplicación. Geométricamente una tobera está constituida por un tramo de sección convergente cuya característica de su zona de área transversal es decrecer hasta alcanzar una área mínima transversal denominada garganta, por último, en su parte final se desarrolla una sección divergente, área creciente. Las características de las zonas descritas se muestran en la figura 3.1.

Los diseños de las toberas buscan que la fricción en la pared sea mínima, la zona de más cuidado para la construcción de la misma es la sección divergente donde puede tener lugar la separación de la capa límite, para prevenir tal efecto es necesario cuidar que el ángulo de sección divergente sea pequeño (aproximadamente de 6°), dependiendo de la aplicación.

Los elementos de la superficie de la porción divergente generalmente son rectilíneos por conveniencia de fabricación, aún cuando algunas se construyen en forma de campana para control de expansión_{qm}.

El número de Mach (N_M) es un parámetro importante utilizado en el proceso de flujo de fluidos compresibles, cuando N_M es mayor que 0.3, se presentan variaciones apreciables de densidad. El N_M nos ayuda a describir el comportamiento de un gas a través de una tobera y representa la relación entre la velocidad del fluido (V) y la velocidad del sonido en el fluido (a), a las condiciones locales de presión y temperatura del fluido.

$$N_M = \frac{V}{a} \quad (3.1)$$

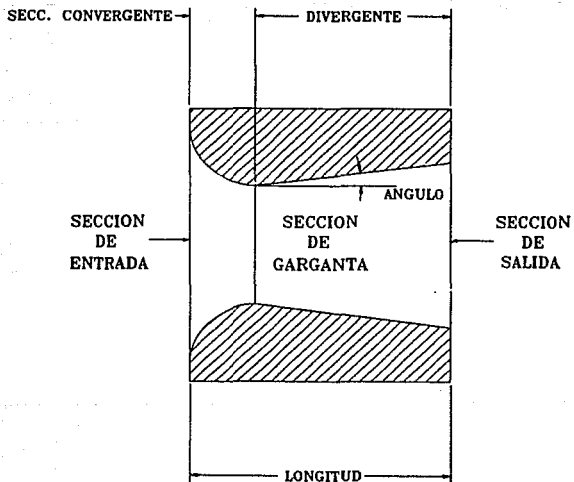


Figura 3.1 Tobera convergente-divergente.

De acuerdo al valor que tenga N_M ; ya sea menor que uno, uno o mayor que uno, el flujo recibe el nombre de: subsónico, sónico y supersónico, respectivamente.

El diseño geométrico óptimo de una tobera convergente-divergente y la correcta selección de los parámetros de operación del fluido de trabajo, determinan que ésta alcance velocidades a la salida de la tobera, superiores a la del sónico. Una tobera con las características anteriores son llamadas supersónicas.

La definición del comportamiento teórico de estos dispositivos, es considerada que ocurre en un proceso de expansión isentrópico de gas ideal. Las ecuaciones que rigen el comportamiento del fluido son:

Ecuación de continuidad

$$\frac{dA}{A} + \frac{dV}{V} + \frac{dp}{p} = 0 \quad (3.2)$$

Ecuación de Euler

$$\frac{dp}{\rho} + V dV = 0 \quad (3.3)$$

De las ecuaciones anteriores obtenemos para flujo isentrópico con área variable la ecuación 3.4₍₂₎, esta ecuación relaciona el cambio de área en términos del N_M .

$$dA = \frac{dV}{V} (N_M^2 - 1) \quad (3.4)$$

Considerando el objetivo principal de una tobera, el cual es generar velocidades crecientes en el fluido de trabajo, el cambio

de dV debe resultar positivo. Analizando la ecuación 3.4, los flujos resultantes para números de Mach diferentes son:

Cuando N_M es menor que la unidad, con cambio de área transversal decreciente (sección convergente), el flujo es subsónico.

Si el N_M es igual a la unidad y el cambio de área es nulo (garganta), el flujo es sónico.

Por último, si el N_M es mayor que la unidad y el cambio de área es creciente (sección divergente), el flujo es supersónico.

Considerando una corriente de fluido que se desplaza por la sección de área variable de la tobera en forma adiabática, permanente, unidimensional e isentrópico, la energía a través de cualquier plano o sección transversal es constante e igual a la suma de la energía cinética más la entalpía del fluido, esto es:

$$\text{Energía total} = h_i + \frac{1}{2} V_i^2 \quad (3.5)$$

Si se considera que a la entrada de la tobera, la velocidad del fluido es nula ($V_o=0$), se tienen condiciones de estancamiento o estagnación, por lo tanto, la energía del fluido es la entalpía de estancamiento (h_o). De ahí que:

$$h_o = \text{energía total}$$

sustituyendo la igualdad anterior en la ecuación 3.5, se tiene

$$h_o = h_i + \frac{1}{2} V_i^2 \quad (3.6)$$

Despejando la velocidad obtenemos:

$$V = \sqrt{2(h_o - h_i)} \quad (3.7)$$

Esto indica que la velocidad en una sección dada se puede expresar en términos de la entalpía de estancamiento en ese plano.

Si se considera como proceso de expansión isentrópico de gas ideal (ecuación 3.8), tanto la presión como la temperatura del fluido a través de cualquier sección puede expresarse entonces en términos de las condiciones de estancamiento:

$$\frac{T_i}{T_o} = \left[\frac{P_i}{P_o} \right]^{\frac{K-1}{K}} \quad (3.8)$$

Donde K es la relación de calores específicos del gas

$$K = \frac{C_p}{C_v} \quad (3.9)$$

De la ecuación de los gases ideales se obtiene la densidad como:

$$\rho_i = \frac{P_i}{R T_i} \quad (3.10)$$

El valor de la constante universal de los gases ideales es:

$$R_U = 8.314 \left[\frac{\text{New} - \text{m}}{\text{mol} - \text{oK}} \right]$$

Donde el área asociada a cualquier sección de la tobera puede determinarse utilizando la ecuación de continuidad:

$$F_M = A_i V_i \rho_i \quad (3.11)$$

La garganta, como sección de área mínima, determina el flujo a través de la tobera.

3.1.1 Relación de presión crítica

Las propiedades de flujo en la garganta de una tobera, donde $N_M=1$, son significativas, pues tal estado sirve como referencia; estas propiedades se denominan críticas denotándose como: p^* , T^* (presión y temperatura críticas, respectivamente).

En los cálculos de las propiedades críticas se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$\frac{T_o}{T^*} = \frac{K+1}{2} \quad (3.12)$$

$$\frac{P_o}{P^*} = \left[\frac{K+1}{2} \right]^{\frac{K}{K-1}} \quad (3.13)$$

Si la ecuación 3.13 se invierte (P^*/P_o), la expresión se denomina relación crítica. De tal manera que la presión crítica P^* resulta función de K y de la presión de estancamiento (presión de entrada).

La importancia de las condiciones críticas en la garganta es que una vez alcanzadas, tanto la densidad como la velocidad del fluido son constantes; así como también el flujo másico. Estas condiciones caracterizan efecto de "flujo sofocado", es decir, la tobera no puede admitir un flujo mayor. En la tabla 3.1 se muestran las tendencias de flujo de gas subsónico ideal, adiabático, isentrópico, a través de las toberas₀₀.

Tabla 3.1 Tendencias en flujo subsónico de gas ideal a través de toberas.

PROPIEDAD	TOBERA - SECCION CONVERGENTE
Area de flujo	Decrece
Velocidad	Incrementa
Presión estática	Decrece
Densidad	Decrece
Temperatura	Decrece
Número de Mach	Incrementa
Temperatura total	Constante

3.2 OPERACION DE TOBERAS DE ACUERDO AL TIPO DE EXPANSION.

Una condición para clasificar las toberas convergentes-divergentes es respecto a las diferentes presiones de descarga del fluido al ambiente⁽²⁴⁾.

Con tal consideración, éstas pueden clasificarse como:

a) Tobera subexpansionada.

Si la presión a la que descarga la tobera el gas, es mayor que la presión ambiente; ésta trabaja subexpansionada, sección A-A de la figura 3.2.

b) Tobera completamente expansionada.

Cuando la tobera descarga el fluido de trabajo a la presión ambiente, se tiene una expansión completa, en esta condición se denomina tobera completamente expansionada, sección B-B de la figura 3.2.

c) Tobera sobreexpansionada

Cuando se presenta esta expansión, la tobera descarga el gas a una presión por debajo de la ambiente, sección C-C de la figura 3.2.

Una observación de tales condiciones consiste en que al ajustar las distancias de las secciones A-A, B-B y C-C; se puede lograr cualquiera de los comportamientos anteriormente indicados. Por otro lado, otra manera de obtener las condiciones operativas anteriores es modificando el funcionamiento de las toberas, a presiones de entrada diferentes; si a un diseño específico se le modifica su presión a la entrada, cambiará su presión de descarga⁽²⁵⁾.

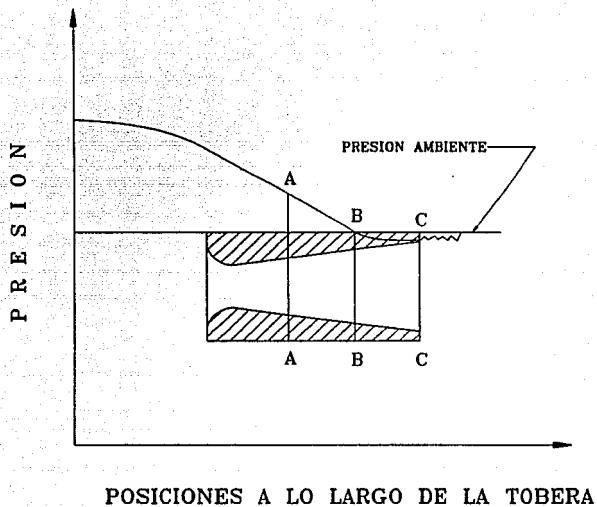


Figura 3.2 Tipos de expansión variando el área de salida de la tobera.

3.3 PROCEDIMIENTO DE DISEÑO Y EVALUACION DE TOBERAS CONVERGENTES DIVERGENTES UTILIZANDO AIRE COMO FLUIDO DE OPERACION

3.3.1 Diseño de una tobera convergente-divergente

El diseño de una tobera consiste en determinar sus dimensiones apropiadas, secciones de áreas transversales: entrada, garganta y salida de la misma. Los parámetros dependientes para el diseño son:

- a) Condiciones de operación del fluido de trabajo (presión y temperatura etc.).
- b) Flujo a manejar en la tobera.
- c) Presiones del fluido a la salida de la tobera.

A continuación se presenta la secuencia de cálculo para el diseño geométrico de una tobera convergente-divergente⁽³⁾, figura 3.3, utilizando aire como fluido de operación:

1.- Cálculo del área de entrada

Se considera que el aire entra a la tobera con una presión y temperatura en condiciones de estancamiento, por lo tanto, la velocidad del aire en este punto es igual a cero.

A condiciones de estancamiento con la temperatura (T_o), se determinan, calor específico (Cp_o) y la entalpía a la entrada de la tobera (h_o):

Donde el cálculo del Cp_o se realiza utilizando la siguiente función:

$$Cp_o = 1.079 \times 10^{-7} T_o^2 + 0.2402 \quad (3.14)$$

T_o -Temperatura de estancamiento.

Las unidades del Cp_o son (Kcal/Kg-°C)

y la entalpía de entrada (h_o), se determina con:

$$h_o = Cp_o T_o \quad (3.15)$$

Para determinar el área en la entrada, el cálculo se inicia con la cuantificación de la presión que tendrá el aire en la garganta de la tobera, relación crítica, para lo cual se utiliza la ecuación:

$$\frac{P^*}{P_o} = \left[\frac{2}{K+1} \right]^{\frac{K}{K-1}} \quad (3.13a)$$

donde $K=1.4$, para el aire.

Utilizando el valor de presión crítica (P^*) y el valor de la presión de estancamiento (P_o), como rango de caída de presión en la sección desde la entrada hasta la garganta (sección convergente), se divide la caída de presión en intervalos (n_c), la finalidad es obtener un decremento de la presión proporcional, dependiente del número de puntos que se quiera en la sección, esto es:

$$D_{pc} = \frac{P_o - P^*}{n_c} \quad (3.16)$$

respectivamente:

D_{pc} -Decremento de presión proporcional en sección convergente

n_c -Número de divisiones en la sección convergente

P_o -Presión de estancamiento o de diseño.

Para el cálculo del valor de presión que tendrá el aire en el primer punto de la sección convergente, se resta a la presión de diseño el valor D_{pc} calculado:

$$P_1 = P_o - D_{pc}$$

P_1 - Presión del aire en el primer punto de sección convergente.

Con el valor de P_1 se calculan las variables restantes, y el área obtenida (A_1) es considerada como el valor de área en la entrada.

Los parámetros del aire en la sección y su cálculo consisten progresivamente en: temperatura (T_1), calor específico (C_{p1}), entalpía (h_1), velocidad (V_1), la densidad considerando gases perfectos ρ_1 ; las ecuaciones empleadas son: 3.8, 3.14, 3.15, 3.7 y 3.10 respectivamente.

$$R_A = 287.1 \left[\frac{New - m}{Kg - ^\circ K} \right] \quad (\text{Para el aire}).$$

En el diseño de la tobera, es necesario proporcionar el flujo de aire a manejar por ésta; con el valor de flujo en la ecuación de continuidad se puede determinar el área de entrada en la tobera (A_1) despejando de la ecuación 3.11:

$$A_1 = \frac{F_M}{V_1 \rho_1} \quad (3.11a)$$

2.- Cálculo del área de garganta

El área de garganta en la sección transversal de la tobera es determinante para el conocimiento del flujo a manejar por la misma. La obtención con aire de las variables en esta zona son importantes en su diseño.

El procedimiento de cálculo de las variables involucradas en la garganta representan: la presión (P^*), la temperatura (T^*), calor específico (C_p^*), entalpía (h^*), velocidad (V^*) y densidad (ρ^*) del aire considerando gases perfectos; las ecuaciones empleadas para la obtención de tales parámetros son: 3.13a, 3.8, 3.14, 3.15, 3.7 y 3.10, respectivamente.

Con los datos de flujo de aire por medio de la ecuación de continuidad, ecuación 3.11a, obtenemos el área de garganta de la tobera (A_*).

3. Cálculo del área de salida

Como dato de diseño, la tobera debe descargar el aire a una presión determinada, para el cálculo de las propiedades del aire a la salida de la tobera y el área de descarga.

Las variables para el cálculo de las condiciones a la salida de la tobera representan:

La temperatura (T_2), calor específico (C_p), entalpía (h_2), velocidad (V_2), y la densidad del aire considerando gases perfectos (ρ_2); las ecuaciones empleadas para la obtención de tales parámetros son: 3.8, 3.14, 3.15, 3.7, y 3.10, en cada caso.

Para obtener el área que tendrá la tobera a la salida (A_2), se utiliza la ecuación de continuidad (3.11), con el dato de flujo de aire.

El número de Mach a la salida de las toberas (N_{M_2}) es un parámetro cuantitativo de las velocidades supersónicas alcanzadas, se calcula aplicando la ecuación 3.17.

$$N_{M_2} = \sqrt{\frac{2}{K-1} \left\{ \left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right\}} \quad (3.17)$$

En el diagrama de bloques de la figura 3.3, se muestra la secuencia de cálculo para la obtención de los parámetros de diseño de una tobera convergente-divergente.

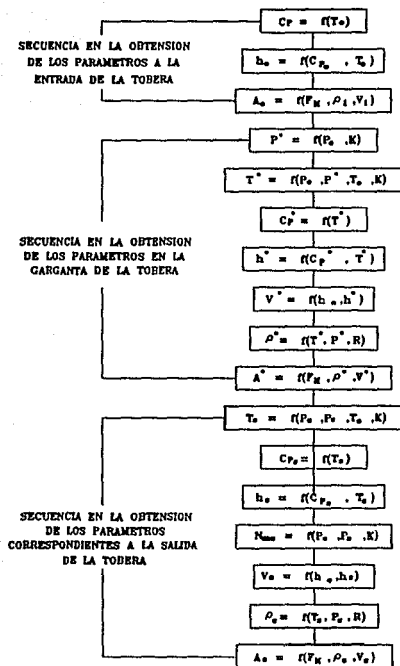


Figura 3.3 Secuencia de obtención de los parámetros en el diseño de una tobera convergente-divergente.

3.3.2 Evaluación de una tobera convergente-divergente.

Una tobera diseñada posee características geométricas propias, es decir, área de entrada, área de garganta y de salida definidas, además de que permite el paso a un flujo determinado.

La evaluación de una tobera convergente-divergente se efectúa con la finalidad de cuantificar su comportamiento, es decir, determinar los parámetros que tendrá el aire en la garganta, así como también el flujo másico máximo que manejará, y lo más importante, las condiciones a las que expandirá el aire al ambiente; esta evaluación, permitirá determinar cuando una tobera trabaja de manera sobre o subexpansionada⁽²⁵⁾.

La siguiente metodología de cálculo se realiza para la evaluación de una tobera convergente-divergente, utilizando las condiciones de aire a la entrada de la tobera: presión (P_0), flujo a manejar (F_M), presión ambiente (P_{amb}), diámetros (entrada, garganta, salida), eficiencia de la tobera.

El procedimiento de cálculo de las variables involucradas (utilizando aire como fluido), en las tres secciones de la tobera y su secuencia para la evaluación consiste en:

1. Entrada de la tobera

En esta sección se determina la condición de estancamiento (entrada de la tobera), con la temperatura de estancamiento (T_0), esto es: el calor específico (Cp_0) y la entalpía (h_0); las ecuaciones empleadas son 3.14 y 3.15, respectivamente.

2. Garganta de la tobera

Las variables a determinar en la garganta (condiciones críticas), son: presión (P^*), temperatura (T^*), calor específico (Cp^*), entalpía (h^*), velocidad (V^*) y la densidad (ρ^*); las ecuaciones empleadas para obtener tales parámetros son: 3.13a, 3.8, 3.14, 3.15, 3.7 y 3.10, respectivamente.

Con la ecuación 3.11 a partir de V^* y de ρ^* conocidas, se obtiene el flujo másico que manejará la tobera a las condiciones de operación planteadas.

3. Salida de la tobera

La metodología de cálculo empleada para determinar la presión del aire que se tendrá a la salida es de manera iterativa; se utiliza como punto de partida, el valor de presión en la garganta (presión crítica P^*) y como punto final la presión atmosférica (presión ambiente P_{amb}).

El procedimiento iterativo consiste en dividir la caída de presión, a través de la sección divergente, con la finalidad de obtener un decremento de la presión proporcional, dependiente del número de puntos que se quiera en la sección, con la siguiente ecuación.

$$D_{pd} = \frac{P^* - P_{amb}}{n_d} \quad (3.18)$$

donde:

D_{pd} -Decremento de presión proporcional sección divergente

n_d -Número de decrementos en la sección divergente.

El primer valor de presión de salida propuesto (P_{s1}) en la sección divergente, se determina con el valor obtenido de la ecuación 3.18, por medio de:

$$P_{s1} = P^* - D_{pd}$$

Conocido este valor de presión, se determinan los demás parámetros de aire en la sección en este primer punto iterativo, que consisten en: la temperatura (T_{s1}), calor específico (Cp_{s1}), entalpía (h_{s1}), velocidad (V_{s1}) y la densidad (ρ_{s1}); las ecuaciones empleadas son: 3.8, 3.14, 3.15, 3.7 y 3.10 en cada caso.

Con el valor de flujo que manejará la tobera, utilizando la ecuación 3.11, se determina el área de la sección correspondiente al punto propuesto; esta área calculada en la primera iteración (A_{s1}), se compara con el área de salida de la tobera (dato de entrada A_s) y esto a su vez puede caer en dos casos:

a) Caso en que $A_s > A_{s1}$.

Si resulta esta condición, se tendrá que proponer otra presión en el eje de la sección divergente de la tobera, repitiéndose los cálculos anteriores; y ahora se considerará el valor de presión propuesto anteriormente (P_{s1}), como el valor inicial en la nueva iteración (ésto es $P^* = P_{s1}$), dando como resultado el segundo valor de presión de salida propuesto (P_{s2}) y se tendría:

$$P_2 = P_1 - D_{pd}$$

b) Caso en que $A_1 = A_m$.

Parte de la evaluación consiste en comparar la presión de salida obtenida (presión de descarga) con la presión ambiente, y la finalidad de ello es determinar cuál será el tipo de expansión que tiene la tobera.

Cuando el valor de área calculada a la salida de la tobera (A_m), para una presión propuesta, es igual al valor de área de salida (A_1), se dirá que éste es el valor de presión que tiene el aire a la salida de la tobera; procediendo posteriormente a calcular los demás parámetros del aire en su salida.

En la figura 3.4 se muestra el procedimiento de obtención de los parámetros en la evaluación de una tobera convergente-divergente.

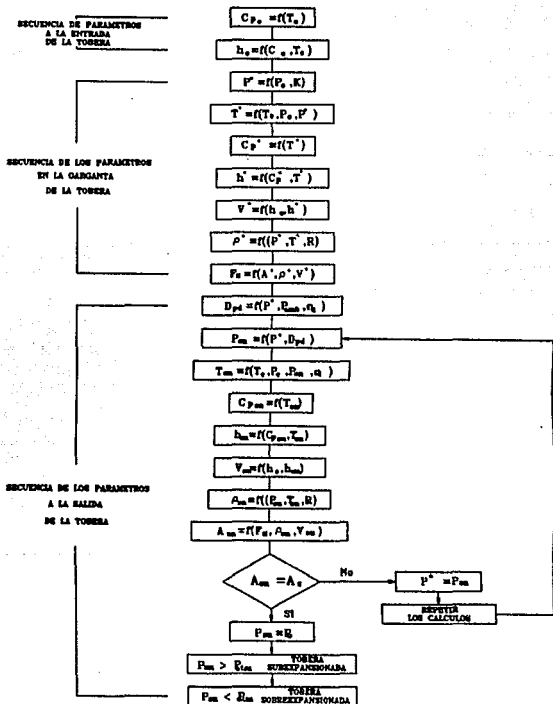


Figura 3.4 Secuencia de obtención de los parámetros en la evaluación de una tobera convergente-divergente.

3.3.3 Toberas construídas

Se construyeron 2 toberas experimentales de chorro ancho (convergentes-divergentes), para el diseño de éstas, se tomaron en consideración dos parámetros primordiales durante su operación⁽²⁵⁾, los cuales son:

- a) Presión dinámica.
- b) Relación de áreas (entrada-salida).

La primera tobera construída se basó en que la presión dinámica a la descarga de la tobera fuera mayor. La segunda tobera construída se basó en que el chorro abarcara durante su desarrollo, secciones transversales de radio mayor a diferentes distancias de la tobera.

En el caso de la geometría de la sección convergente, radios de curvatura, se emplearon los radios óptimos, obtenidos en pruebas experimentales⁽⁸⁾.

Para la condición de sub y sobreexpansionamiento a la descarga de la sección divergente de los diseños construídos, se utilizó el procedimiento de evaluación de una tobera convergente-divergente, sección 3.3.2.

La condición utilizada para evaluar en la sección divergente los diseños y así variar las distancias, es que las toberas descargaran el fluido subexpansionadamente; para los cálculos iterativos se utilizó un programa de cómputo, de diseño y evaluación de toberas convergentes-divergentes.

En la figura 3.5 y 3.6 se presentan los diseños de las toberas con su geometría; la construcción se realizó en la CT "Rio Escondido" y el material para la fabricación utilizado fue acero inoxidable 304.

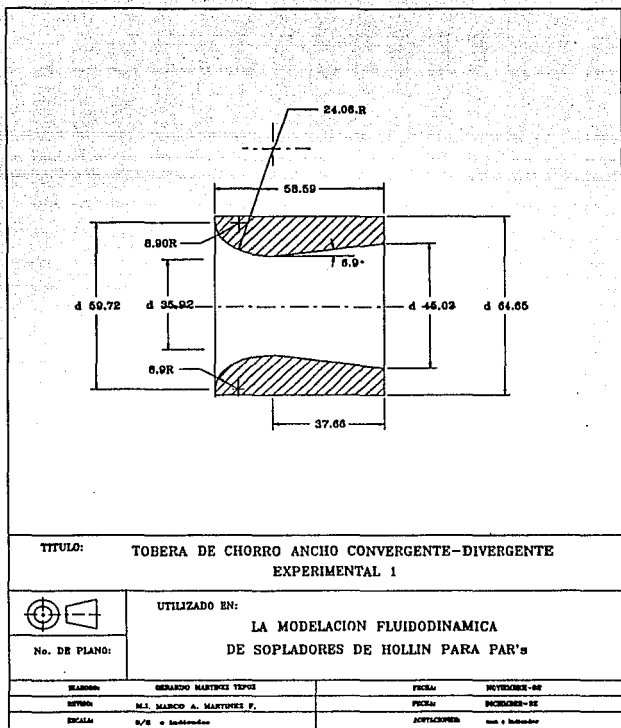
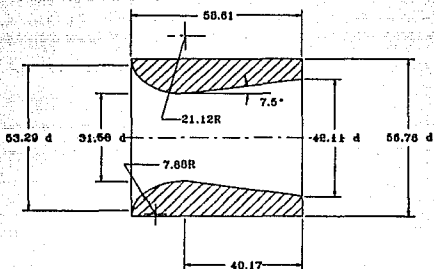


Figura 3.5 Plano de construcción de tobera experimental 1, (I).



TITULO:

TOBERA DE CHORRO ANCHO CONVERGENTE-DIVERGENTE
EXPERIMENTAL 2



UTILIZADO EN:

LA MODELACION FLUIDODINAMICA
DE SOPLADORES DE HOLLIN PARA PAR's

No. DE PLANO:

ELABORA:

GERARDO MARTINEZ TEJERO

FECHA:

NOVIEMBRE - 92

REVISOR:

M.S. MARCO A. MARTINEZ P.

FECHA:

DICIEMBRE - 92

ESCALA:

3/4 = 1:1000000

ACTIVACION:

con el instructor

Figura 3.6 Plano de construcción de tobera experimental 2, (II).

3.4 TOBERAS DE SOPLADORES DE HOLLIN TÍPICAS DE LOS PAR's

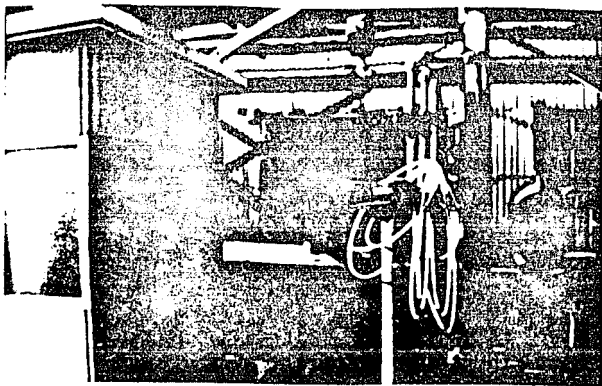
La tobera es el medio de limpieza final en los sopladores de hollín, de los precalentadores de aire regenerativos (PAR's). Las toberas en estudio, de las diferentes Centrales Termoeléctricas (CTE's), presentan geometrías diferentes (entrada, garganta y salida); en la tabla 3.2 se presenta el cuadro de toberas analizadas y la CTE a la que pertenecen:

Tabla 3.2 Toberas de PAR's empleadas durante la experimentación.

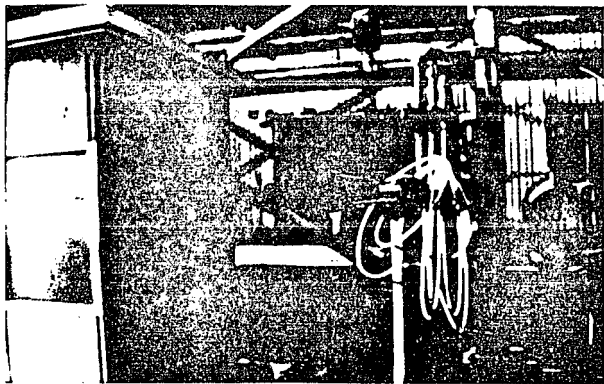
TOBERA	CENTRAL TERMOELECTRICA
III	Manzanillo
IV	Tula
V	Monterrey
VI	Río escondido

Las geometrías de las toberas se muestran en los planos del Apéndice C; es importante destacar que las pruebas se realizaron con las toberas reales que utilizan los sopladores de hollín de los PAR's en operación.

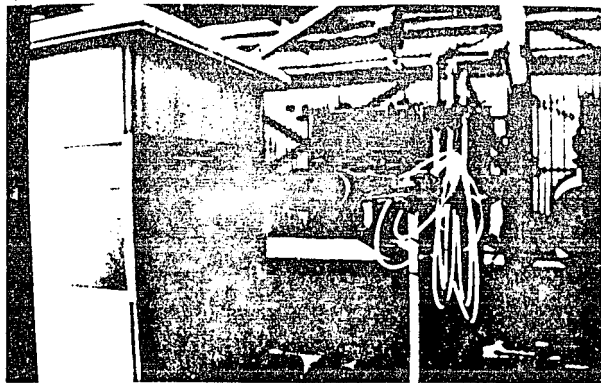
En las fotografías 3.1, 3.2, 3.3 y 3.4 se muestran los diseños de las toberas de PAR's modelados fluidodinámicamente.



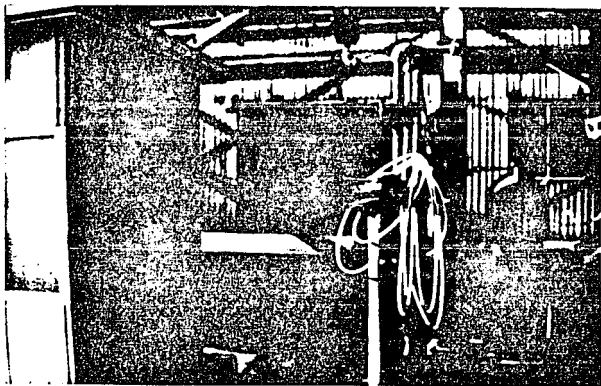
Fotografía 3.1 Tobera de la CT Manzanillo, (III).



Fotografía 3.2 Tobera de la CT Tula, (IV).



Fotografía 3.3 Tobera de la CT Monterrey, (V).



Fotografía 3.4 Tobera de la CT Río Escondido, (VI).

CAPITULO 4

4. MODELO Y EQUIPO EXPERIMENTAL

4.1 MODELACION FLUIDODINAMICA

La modelación fluidodinámica es el resultado de medir y evaluar el desarrollo del fluido de trabajo a la salida y a lo largo del eje axial y radial de influencia, a diferentes condiciones operativas de las toberas. Las mediciones efectuadas de la tobera se realizan en la geometría de salida de los flujos (chorros de fluido) y constituyen: presiones, temperaturas, y flujos; posteriormente al cuantificar estas mediciones experimentales se determinan las fuerzas de impacto.

El objetivo de la evaluación pretende, de acuerdo a los datos experimentales, seleccionar la tobera que presente mejores condiciones de operación para fines de limpieza.

La modelación por cuestiones económicas y de diseño se realiza por medio de aire a altas presiones.

Los elementos para la experimentación están constituidos por: diseño de los experimentos, selección de instrumentación requerida, métodos de prueba y cálculos (tratados en el capítulo 5).

4.1.1 Diseño de experimentos

El objetivo del diseño experimental es determinar con precisión el comportamiento fluidodinámico de los chorros supersónicos producidos por las toberas, este trabajo se ha dividido en dos etapas.

La primera pretende determinar los patrones de flujo de cada tobera tanto teóricamente como en forma práctica; utilizando aire como fluido de trabajo y variando la presión de operación durante las pruebas o tomas de lectura. Obtenidos los flujos de aire, en función de la presión de operación, se determinan los coeficientes de descarga de aire de cada tobera, a través de éstos es posible obtener los de flujo de vapor por medio de la presión de trabajo, seleccionando la temperatura de la toma.

La segunda etapa se basa en obtener los parámetros que entran en función una vez que el fluido abandona la tobera y sale atomizado en forma de chorro. Esta etapa de medición se identifica, en el chorro de aire, por dos regiones, la supersónica y la subsónica, cuyos parámetros de operación en ambas son muy particulares.

Las variables involucradas en el desarrollo de la caracterización de los chorros son: presiones dinámicas (presiones de velocidad), presiones totales y presiones estáticas; así como las temperaturas y el ángulo de dispersión de cada chorro.

Es determinante medir cada una de las variables anteriormente mencionadas en cada chorro producido, desde la salida de cada tobera y a lo largo de su desarrollo, en las direcciones axiales y radiales; para así por último, poder cuantificar las fuerzas de impacto a las diferentes distancias de las toberas en estudio.

4.1.2 Banco de pruebas experimentales

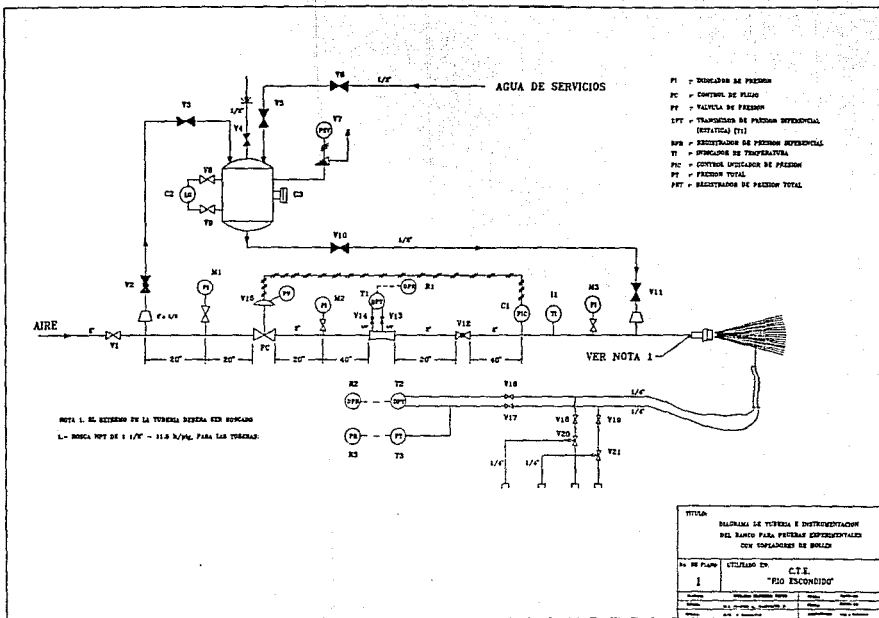
Para la realización de la experimentación se diseñó un banco de pruebas experimentales, el cual consiste básicamente en:

- a) Un arreglo de tubería de 2" de diámetro, cédula 40.
- b) Un tanque para almacenamiento y dosificación de agua de 50 lts. de capacidad.
- c) La instrumentación requerida para medición de presiones, flujos, temperaturas y diferenciales de presión, tanto a la entrada como a la salida de la tobera.

La construcción del banco se realizó en la CT Rio Escondido, dado que esta central es la única en el país que opera con aire sus sopladores de hollín en todos sus niveles. El departamento Mecánico de esta Central, brindó el apoyo necesario para la construcción, tanto del banco de pruebas como de las toberas experimentales I y II.

Los detalles de diseño y construcción se pueden observar en la figura 4.1 y de las fotografías 4.1 a la 4.8.

Figura 4.1 Banco de pruebas experimentales.



4.1.3 Instrumentos de medición

Los instrumentos empleados para la modelación, en la etapa de prueba, se dividen en dos partes.

La primera está constituida por el banco experimental; es en éste donde se procede a cuantificar cada una de las variables antes de la salida de la tobera.

La segunda parte la constituyen los instrumentos encargados de medir las condiciones a la descarga de los chorros emitidos por las toberas, en la región subsónica y supersónica, en tales zonas, es de gran importancia conocer cómo se comportan estos chorros emitidos.

Los equipos para medir y controlar: flujo, presión y temperatura antes de la salida de la tobera se presentan con detalle en la figura 4.1. Las especificaciones del tubo venturi, termómetros, manómetros, válvulas de control, válvulas de alivio, etc. se detallan en la tabla 4.1.

La construcción del tubo Venturi se realiza empleando la norma ASME MFC-3M 89₍₃₀₎; en el Apéndice B se muestra su plano de construcción.

4.1.3.1 Instrumentación para la región sónica y supersónica del chorro.

Para medir los parámetros en el chorro de aire se utilizan una serie de instrumentos especiales, sobre todo para obtener la velocidad y presión estática en la parte supersónica del mismo.

Los instrumentos requeridos para esta etapa de la experimentación, se describen a continuación de acuerdo a la tabla 4.2

En la figura 4.2 se presentan la colocación de los instrumentos primarios de medición, así como también los parámetros obtenidos en la caracterización de los chorros emitidos por las distintas toberas.

Tabla 4.1 Instrumentación de banco experimental

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN
VALVULAS	
V_1	VALVULA DE 2" Ø (300 psi) DE COMPUERTA
V_2	VALVULA DE 1/2" Ø (300 psi) DE COMPUERTA
V_3	VALVULA DE 1/2" Ø (300 psi) DE OLOBO
V_4	VALVULA DE 1/2" Ø (300 psi) DE COMPUERTA
V_5	VALVULA DE 1/2" Ø (300 psi) DE COMPUERTA
V_6	VALVULA DE 1/2" Ø (300 psi) DE COMPUERTA
V_7	VALVULA DE ALIVIO DE PRESION (21 kg/cm ²)
V_8	VALVULA DE 1/4" Ø (300 psi) DE COMPUERTA
V_9	VALVULA DE 1/4" Ø (300 psi) DE COMPUERTA
V_{10}	VALVULA DE 1/2" Ø (300 psi) DE COMPUERTA
V_{11}	VALVULA DE 1/2" Ø (300 psi) DE OLOBO
V_{12}	VALVULA DE 2" Ø (300 psi) DE COMPUERTA
V_{13}	VALVULA DE 1/4" Ø (300 psi) DE COMPUERTA
V_{14}	VALVULA DE 1/4" Ø (300 psi) DE COMPUERTA
V_{15}	VALVULA REGULADORA DE PRESION DE 2" Ø (7-15 kg/cm ²)
V_{16}	VALVULA DE 1/4" Ø (125 psi) DE COMPUERTA
V_{17}	VALVULA DE 1/4" Ø (125 psi) DE COMPUERTA
V_{18}	VALVULA DE 1/2" Ø (125 psi) DE COMPUERTA
V_{19}	VALVULA DE 1/2" Ø (125 psi) DE COMPUERTA
V_{20}	VALVULA DE 3 VIAS 1/4" Ø (125 psi) DE COMPUERTA
V_{21}	VALVULA DE 3 VIAS 1/4" Ø (125 psi) DE COMPUERTA
INSTRUMENTOS	
M_1	MANOMETRO DE CARATULA 4" (0-21 kg/cm ²)
M_2	MANOMETRO DE CARATULA 4" (0-21 kg/cm ²)
M_3	MANOMETRO DE CARATULA 4" (0-21 kg/cm ²)
I_1	TERMOMETRO DE CARATULA 4" (0-100°C)
C_1	CONTROL INDICADOR DE PRESION (0-21 kg/cm ²)
C_2	INDICADOR DE NIVEL DE TANQUE (0-100%)
C_3	FUERTO DE INSPECCION DE 6" Ø INTERIOR (300 psi)
T_1	TRANSMISOR DE PRESION DIFERENCIAL (0-500" H ₂ O)
R_1	REGISTRADOR DE (5-20 mA)
T_2	TRANSMISOR DE PRESION DIFERENCIAL (0-2000" H ₂ O)
R_2	REGISTRADOR DE (5-20 mA)
T_3	TRANSMISOR DE PRESION TOTAL (0-75 psi)
R_3	REGISTRADOR DE (5-20 mA)
TUBERIA	
	TUBERIA DE 2" CEDULA 40 SOPORTERIA A 1.5 m DE ALTURA

Tabla 4.2 Instrumentos de medición, regiones supersónica y subsónica de los chorros.

INSTRUMENTO	MEDICION	DESCRIPCION
CILINDRO PITOT	PRESIONES: - DINAMICA - TOTAL - ESTATICA.	EN LA REGION. - SUPERSONICA DEL CHORRO.
TUBO DE PITOT	PRESIONES: - DINAMICA - TOTAL - ESTATICA.	EN LA REGION. - SUBSONICA DEL CHORRO.
SONDA DE 5 ORIFICIOS	LOCALIZACION: - EJE AXIAL - Y ANGULO DE ATAQUE DEL CHORRO.	EN PLANOS RADIALES. - PARA 1m, 1.5m, Y 2m DE DISTANCIA, DE LA SALIDA DE LA TOBERA.
TERMOPAR TIPO "K"	TEMPERATURAS. - EN EL CHORRO.	EN LAS REGIONES: - SUPERSONICA - Y SUBSONICA DEL CHORRO.
POSICIONADOR DE CUATRO MOVIMIENTOS	EN POSICION: - AXIAL - RADIAL.	POSICIONA: - CILINDRO PITOT - TUBO PITOT - SONDA DE 5 ORIFICIOS - TERMOPAR.
TRANSMISOR DE PRESION DIFERENCIAL (DINAMICA)	PRESION. -DINAMICA.	EN LA REGION SUPERSONICA. - CON RANGO DE (0-1) Kg/cm ² .
TRANSMISOR DE PRESION TOTAL Y ESTATICA	PRESION. -TOTAL.	EN LA REGION SUPERSONICA. - CON RANGO DE (0-75) PSI.
COLUMNA DE AGUA	PRESION: -DINAMICA -ESTATICA.	EN LA REGION SUBSONICA. - CON RANGO DE (0-1500) mm.
COLUMNA DE MERCURIO	PRESION: -DINAMICA -ESTATICA.	EN LA REGION SUPERSONICA. - CON RANGO DE (0-1500) mm.

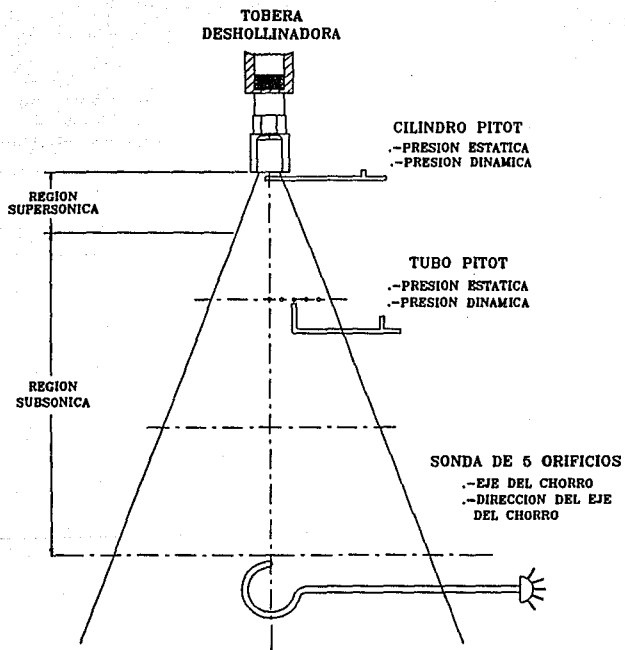
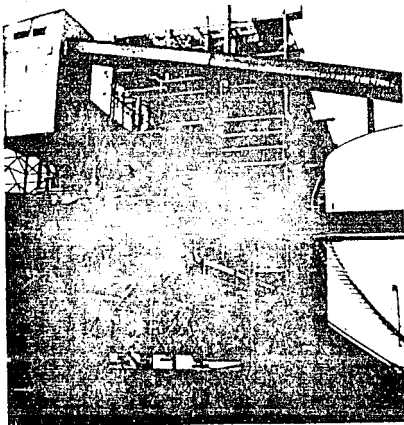
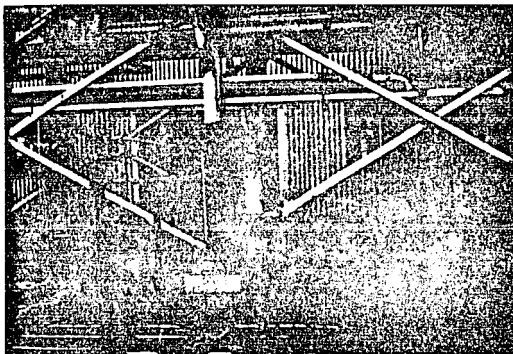


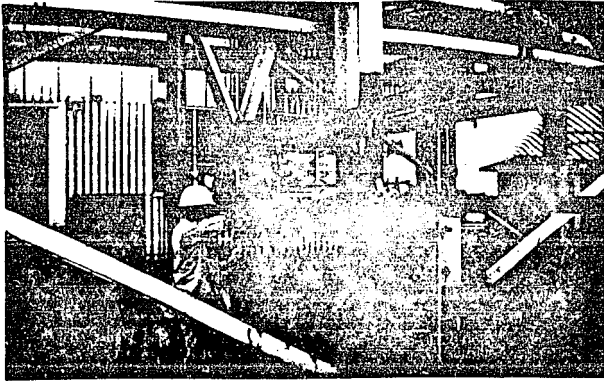
Figura 4.2 Instrumentos primarios en las regiones de estudio y parámetros obtenidos en cada sección.



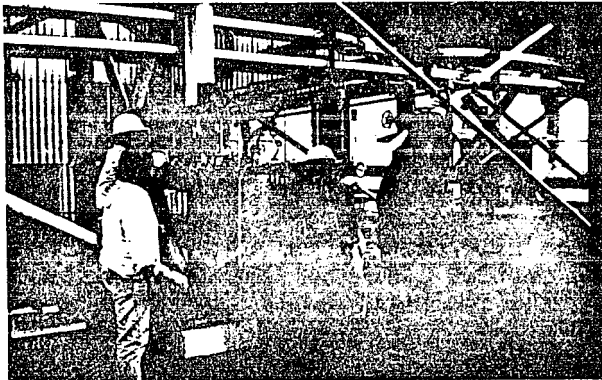
Fotografía 4.1 Vista general de la CT Río Escondido.



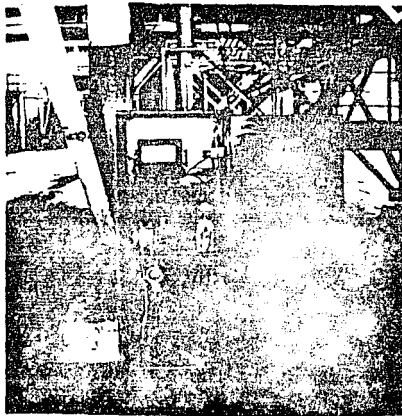
Fotografía 4.2 Etapa inicial del banco de pruebas.



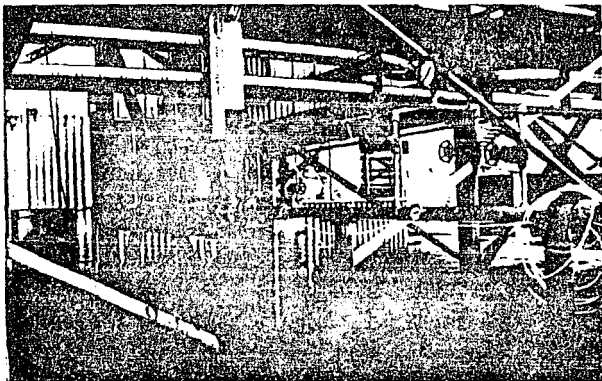
Fotografía 4.3 Instalación de válvula controladora de presión.



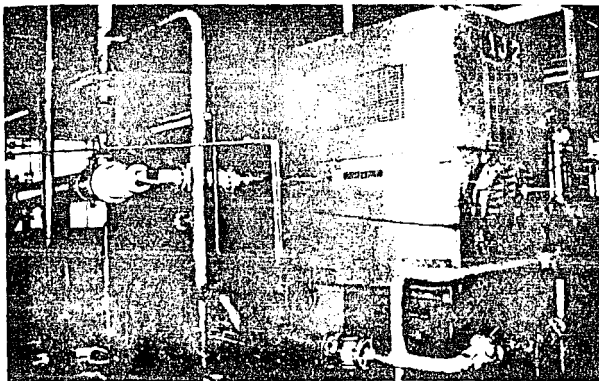
Fotografía 4.4 Instalación de tubo Venturi para sensar flujo de aire, e instrumentación del tanque de almacenamiento.



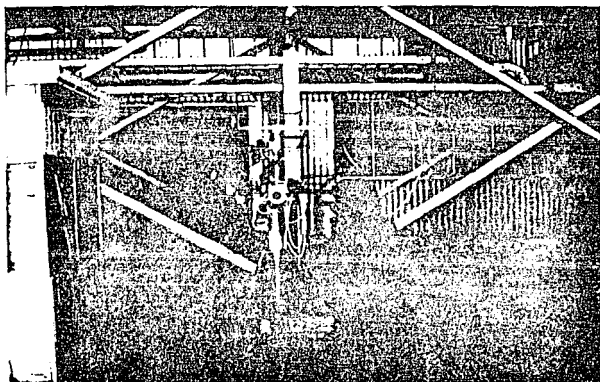
Fotografía 4.5 Gabinete de los instrumentos de medición y control.



Fotografía 4.6 Instalación general del banco de pruebas terminado.



Fotografía 4.7 Vista general del Moto-Compresor y su gabinete de instrumentos.



Fotografía 4.8 Instalación y reemplazo de las toberas a modelar.

CAPITULO 5

5. METODOLOGIA EXPERIMENTAL

El procedimiento para la caracterización fluidodinámica y el análisis de los chorros de fluido, de las toberas actualmente empleadas en los sopladores de hollín de los Precalentadores de Aire Regenerativos (PAR's), así como de los dos diseños experimentales; consiste en tres pruebas principales:

1.- Determinación de:

- Patrones de flujo.
- Coeficientes de descarga.

2.- Determinación de:

- Presiones dinámica y estática.
- Temperatura.
- Velocidad de descarga.

3.- En distintas distancias axiales y radiales determinación de:

- Dirección del eje axial del chorro.
- Presiones dinámica y estática.
- Velocidad.
- Flujo de aire.
- Fuerzas de impacto.

5.1 Determinación de patrones de flujo y coeficientes de descarga de las toberas.

Inicialmente se determina a diferentes presiones de trabajo los flujos de aire de cada tobera (patrones de flujo), tanto de manera teórica como experimental₍₂₅₎.

Los flujos de aire en esta prueba fueron calculados para presiones de operación desde 2 Kg/cm² man. hasta la máxima de 8 Kg/cm². La restricción de la presión máxima de 8 Kg/cm² man., se justifica por el carácter comparativo requerido por las toberas durante la experimentación.

Las experimentación consiste en determinar:

- a) Flujo real.
- b) Flujo teórico.

y finalmente, a partir de a) y b) obtenemos;

- c) Coeficientes de descarga promedio para cada tobera

a) Flujo real de aire

Con los parámetros medidos de presión y temperatura del aire a la entrada del tubo de Venturi, así como la presión diferencial registrada en el mismo, se calculó el flujo real de aire mediante la siguiente ecuación, adaptada y simplificada

$$W_{RA} = 0.188 Y \sqrt{\frac{P_1 \Delta P}{(T_1 + 273)}} \quad (5.1)$$

- W_{RA} - Flujo de aire real en la tobera, (Kg/s).
- P_1 - Presión absoluta a la entrada del Venturi, (KPa).
- ΔP - Presión diferencial medida en, (KPa).
- T_1 - Temperatura de entrada, (°C).
- Y - Factor de expansión del aire, (Adim.).

$$Y = 1.293 \sqrt{\frac{(1 - r^{0.286}) (1^{1.429})}{(1 - r) (1 - 0.522 r^{1.429})}} \quad (5.2)$$

Donde también:

$$r = \frac{P_2}{P_1} = \frac{\text{Presión absoluta en la garganta}}{\text{Presión absoluta a la entrada.}}$$

Nota.- La ecuación para el factor de expansión (Y), sólo es válida para el aire₂₇.

b) Flujo teórico de aire

Este cálculo se determina a partir de los valores medidos de presión y temperatura a la entrada de cada tobera, dando como resultando la ecuación simplificada de flujo ideal del aire como:

$$W_{IA} = 31.733 \sqrt{\frac{P_A d_t^4}{T_A + 273}} \quad (5.3)$$

Donde:

- W_{IA} - Flujo de aire ideal en la tobera, (Kg/s).
- P_A - Presión absoluta entrada de la tobera, (KPa).
- T_A - Temperatura de entrada, (°C).
- d_t - Diámetro de garganta de la tobera, (m).

Nota.- En el caso de las toberas experimentales III, IV y V, se calculó un diámetro equivalente para la garganta (d_e).

c) Coeficiente de descarga

Empleando los flujos, tanto reales como teóricos, correspondientes a cada presión de trabajo de las toberas, se procedió con el cálculo del coeficiente de descarga. El valor del coeficiente de descarga obtenido, para cada una de las toberas, se determinó a partir del promedio aritmético de los valores de coeficientes de descarga, calculados para cada presión de trabajo.

El coeficiente de descarga se define como el cociente del flujo real de aire en la tobera, medido en el Venturi, entre el valor del flujo ideal teórico de la misma.

$$C_d = \frac{W_{RA}}{W_{IA}} \quad (5.4)$$

Donde:

C_d - Coeficiente de descarga, (Adim.).

W_{RA} - Flujo de aire real en la tobera, (Kg/s).

W_{IA} - Flujo de aire ideal en la tobera, (Kg/s).

5.1.1 Flujo de vapor en la tobera

El flujo de vapor se obtiene utilizando el valor del coeficiente de descarga, para las toberas, calculado anteriormente, así como el flujo ideal de vapor que maneja cada una, al variar las presiones de trabajo.

Para el cálculo de estos flujos se consideró vapor sobrecalentado con una temperatura de 340 °C y a las presiones evaluadas durante las pruebas. La expresión resultante que se utiliza es la siguiente:

$$W_{RV} = C_d A_e p_e \sqrt{2 (H_E - H_e)} \quad (5.5)$$

Donde:

- W_{Rv} - Flujo real de vapor, (Kg/s).
- C_d - Coeficiente de descarga, (adim.).
- A_g - Area de sección en la garganta, (m^2).
- ρ_g - Densidad de vapor en la garganta, (Kg/m^3).
- H_E - Entalpía de entrada, (Joules/Kg).
- H_g - Entalpía en la garganta, (Joules/Kg).

Para determinar ρ_g y H_g se utilizan las tablas de vapor empleando los valores de presión y temperatura a la entrada de cada tobera, se considera que el proceso de expansión es isentrópico. La presión en la garganta se calcula utilizando la relación de presión crítica para vapor de agua₍₂₂₎, esto es:

$$P_g = 0.545 P_E \quad (5.6)$$

Donde:

- P_E - Presión absoluta de vapor a la entrada.
- P_g - Presión absoluta del vapor en la garganta o presión crítica.

Las unidades de estas variables se manejan en congruencia con las tablas de vapor.

5.2 Determinación en la descarga de la tobera de presiones estática, total y dinámica, temperaturas y velocidad.

Esta prueba involucra la obtención de los parámetros que entran en función una vez que el fluido abandona la tobera; las características del flujo se evalúan empleando para ello las ecuaciones para flujo compresible supersónico₍₂₃₎.

Los puntos de medición, de esta prueba en cada tobera, se definieron al dividir la sección transversal de salida en puntos equidistantes. En el caso de las toberas I, II y VI (toberas experimentales y de Río Escondido respectivamente), como resultado de su convergencia-divergencia con sección circular; se considera

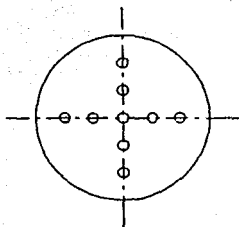
cinco puntos equidistantes a lo largo de la sección transversal y tres en cada caso, en su salida como se presenta en la figura 5.1.

En las toberas III, IV y V (toberas de Manzanillo, Tula y Monterrey respectivamente), de acuerdo a su geometría cuadrada en su salida; se consideró en las tres cinco puntos equidistantes en la posición horizontal de su sección transversal y tres puntos en la posición vertical, ver figura 5.1.

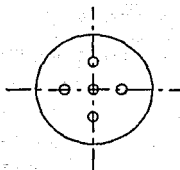
Para la determinación de los parámetros del chorro, en la salida de las toberas, se utilizó el cilindro de Pitot y un termopar, con los cuales se efectuaron a las presiones de entrada (1.25, 2.5, 3.75, 5, 6, 7, 8 Kg/cm² man.), las siguientes mediciones:

- a) Presión dinámica.
- b) Presión total.
- c) Presión estática.
- d) Temperatura.
- e) Velocidad.

TOBERAS DE SECCION CIRCULAR
EN LA SALIDA

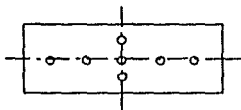


TOBERA: I, II.



TOBERA: VI.

TOBERAS DE SECCION CUADRADA
EN LA SALIDA



TOBERA: III, IV, V.

Figura 5.1 Puntos de medición equidistantes a la salida de las toberas analizadas.

a) Presión dinámica

La presión dinámica en cada uno de los puntos de medición, equidistantes de la sección de salida de la tobera, se determina empleando el cilindro de pitot ubicado en el posicionador de cuatro movimientos, cada señal medida es enviada al registrador de presión dinámica (R_2), por medio de un transmisor de presión dinámica (T_2), banco de pruebas experimentales figura 4.1.

El valor de presión dinámica de cada uno de los puntos de medición se obtiene al multiplicar el registro, en porcentaje, por el valor de rango del transmisor ($0 - 1 \text{ Kg/cm}^2 \text{ man.}$).

b) Presión total

Las señales de mediciones de presión total se envían al registrador (R_1), por medio de un transmisor de presión total (T_1), como se puede ver en la figura 4.1. El valor de presión total de cada uno de los puntos de medición se obtiene al multiplicar el registro, en porcentaje, por el valor de rango del transmisor ($0 - 75 \text{ psi}$).

c) Presión estática

Finalmente, para la obtención de la presión estática, en cada uno de los puntos en la sección transversal de salida, se restó al valor de la presión total obtenida el correspondiente valor de presión dinámica.

d) Temperatura

Los valores de temperatura medidos, se obtuvieron por medio de un termopar tipo K, colocándolo en la corriente del flujo de aire a la salida de cada tobera.

e) Velocidades a la descarga de la tobera

Obtenidas las lecturas de presión dinámica, total y estática, así como las temperaturas, en los distintos puntos seleccionados en el área transversal de salida; se procedió a calcular las velocidades a la descarga en los mismos.

Las velocidades en los puntos son normalmente supersónicas, por lo que se aplica una ecuación con validez y exactitud para números de Mach mayores o cercanos a uno_{0.7}.

En la expresión para el cálculo de la velocidad se utiliza el flujo real del aire (W_{RA}), para cada una de las presiones de trabajo evaluadas.

El método de cálculo es iterativo, por lo que, para agilizar la obtención de datos se hizo uso de un programa en computadora.

El modelo matemático se describe a continuación, el análisis considera la relación isentrópica, $K=1.4$, en flujo compresible supersónico:

De las ecuaciones:

$$W_{RA} = \rho_s V_s A_s \quad (\text{Ec. de continuidad})$$

$$7N_M^2 - 7.7447 \left[\frac{P_{Es}}{P_o} \right] N_M^{\frac{14}{5}} = 1 \quad (\text{Ec. para flujo supersónico})$$

se obtiene la siguiente ecuación, utilizada para el cálculo de las velocidades a la salida de la tobera:

$$0.01742 \frac{V_s^2}{(T_s + 273)} - 0.018548 \frac{V_s^{24}}{(T_s + 273)} \left[\frac{W_{RA}}{d_s^2 P_o} \right] = 1 \quad (5.7)$$

Donde:

- ρ_s - Densidad del aire a la salida, (Kg/m³).
- A_s - Area de sección a la salida, (m²).
- P_{Es} - Presión estática a la salida, (Pa).
- T_s - Temperatura del aire de salida, (°C).
- V_s - Velocidad del aire a la salida, (m/s).
- W_{RA} - Flujo de aire real en la tobera, (Kg/s).
- P_o - Presión total absoluta del aire a la salida, (Pa).
- d_s - Diámetro de sección a la salida, (m).

De las velocidades obtenidas para cada presión en cada punto de las secciones de salida, se obtiene el perfil promedio de velocidad. El perfil promedio nos indica como varía la velocidad a la salida con la presión de trabajo.

5.3 Determinación de la dirección del eje axial del chorro, presión dinámica, presión estática y velocidad, así como el flujo de aire y fuerza de impacto a diferentes distancias axiales y radiales.

En esta prueba se analiza el comportamiento y las características de los chorros de aire una vez que éstos salen de las toberas.

La realización de esta tercer prueba comprende dos etapas; en la primera se determina la dirección del eje axial del chorro y en la segunda se efectúan mediciones de parámetros del chorro en tres ejes (secciones transversales del chorro).

5.3.1 Localización del eje axial del chorro.

En la primera etapa se determina la dirección del eje axial del chorro y para visualizar el desarrollo del mismo en cada una de las toberas en estudio, se inyecta a la tobera una mezcla saturada de aire con agua, a una presión de trabajo de 4 Kg/cm^2 .

Durante esta etapa se introdujo en el chorro mezclado la sonda de 5 orificios a una distancia aproximada de 2 mts. de la salida de la tobera, de manera tal que la sonda quedara en las cercanías del centro del chorro, todo ello visualmente.

Posteriormente a la localización visual del centro del chorro y suspendido el suministro del agua, se procede a registrar señales de presión con la sonda de 5 orificios, la sonda se utiliza como instrumento para determinar la dirección del flujo; como consecuencia se emplean tres orificios: el orificio central y dos laterales, registrando con el primero la presión total (P_w) y con los dos últimos (P_1 y P_2) la diferencia de presión ocasionada por el desalineamiento de la sonda con la dirección del flujo de aire, caso se puede observar con más detalle en la figura 5.2.

El procedimiento para la localización del centro del chorro con la sonda de 5 orificios consiste en utilizar dos columnas, una de mercurio y otra de agua, manteniendo la sonda en el flujo de aire. El centro del chorro queda localizado cuando por el orificio central se registra la máxima presión total, columna de mercurio; la dirección del eje del mismo se determina cuando en la columna de agua la diferencia de presión entre los dos orificios laterales P_1 y P_2 es cero, con lo cual se asegura el alineamiento de la sonda con la dirección del flujo.

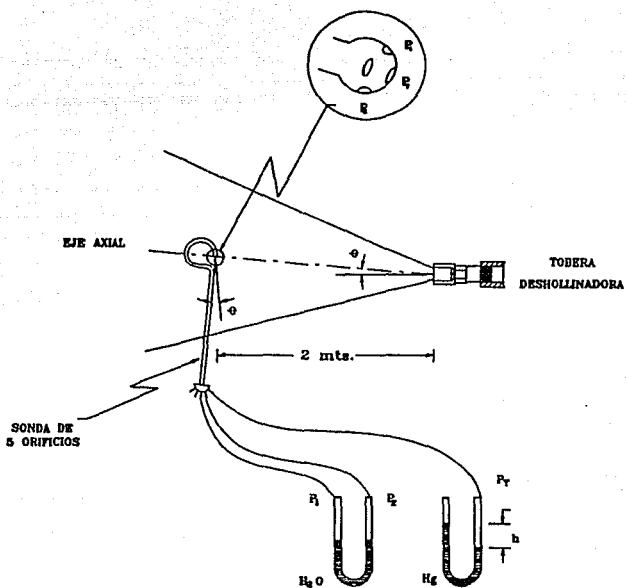


Figura 5.2 Localización del centro y dirección del chorro mediante la sonda de 5 orificios.

5.3.2 Mediciones de parámetros en secciones transversales del chorro.

Determinada la dirección del eje axial del chorro en la prueba anterior, se procede a efectuar mediciones en tres planos (secciones transversales del chorro), localizados a 1.0, 1.5 y 2.0 metros de distancia de la tobera.

En cada uno de los planos transversales definidos se efectúan las siguientes mediciones para presiones de trabajo de 2, 4, 6 y 8 Kg/cm man.

a) Distancia radial del chorro.

Esta medición se efectúa tomando el eje axial del chorro como punto de referencia y partiendo de él se realiza un barrido de la sección transversal, con la sonda de 5 orificios, registrando de manera continua la presión total del flujo (en la columna de mercurio) y además cuantificando la distancia recorrida por la sonda, para cada tobera.

El límite del chorro queda definido cuando se registra la presión total mínima en la columna de mercurio, en tanto que el radio del mismo, se define con la distancia recorrida por la sonda durante el barrido, desde el centro del chorro hasta el límite del mismo; el procedimiento de localización se observa en la figura 5.3.

b) Presiones dinámicas y estáticas.

Definido el radio de la sección, se procede a dividirlo en cinco puntos equidistantes, tanto en el plano horizontal como en el vertical figura 5.4, midiéndose en cada punto presión dinámica y estática mediante un tubo de pitot normalizado, el registro de las lecturas se efectúa en las columnas de agua y de mercurio, dependiendo del valor de las mediciones.

La localización del tubo pitot en cada punto de medición se realiza empleando un posicionador de 4 movimientos.

d) Temperaturas del aire.

La medición de las temperaturas del aire en el chorro se realiza en los mismos puntos de medición definidos para las presiones estáticas y dinámicas, empleando para ello un termopar tipo K.

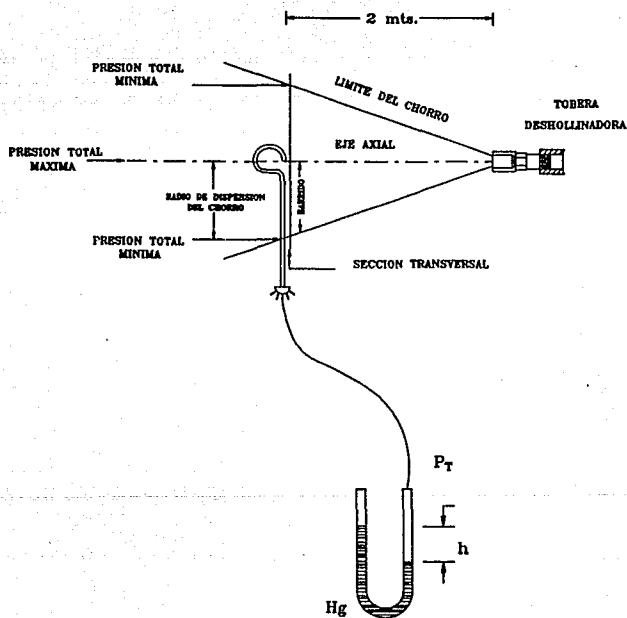


Figura 5.3 Medición del radio de dispersión del chorro.

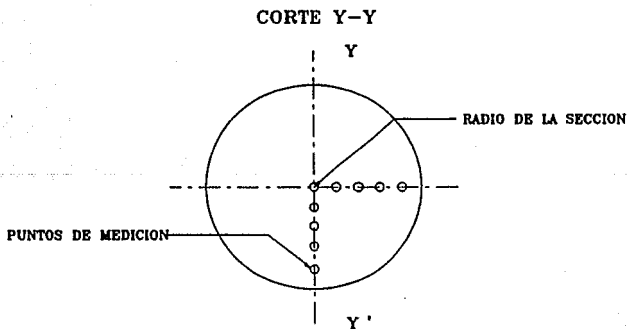
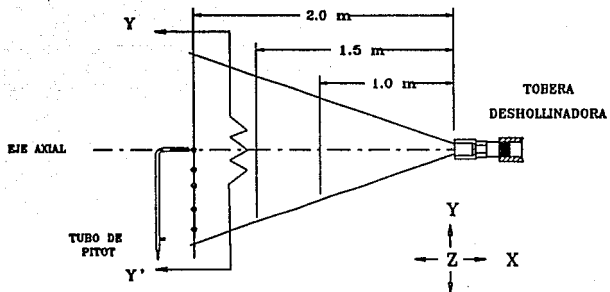


Figura 5.4 Distribución de los puntos de medición en los planos o secciones transversales del chorro.

d) Velocidades en las secciones del chorro.

Obtenidas las lecturas de presión dinámica, estática y temperatura, se calculan las velocidades en cada punto de medición de las secciones transversales del chorro.

Debido a que las velocidades que se manejan en el chorro de aire son mayores a 0.2 del número de Mach, es necesario el empleo de la ecuación de velocidad para flujo compresible subsónico₍₂₈₎, la cual se expresa como:

$$V_i = \sqrt{2009(T + 273) \left[\left(\frac{P_{TA}}{P_{EA}} \right)^{0.2835} - 1 \right]} \quad (5.8)$$

Donde:

V_i - Velocidad del aire en el punto de medición, (m/s).

T - Temperatura del aire, (°C).

P_{TA} - Presión total absoluta del aire, (KPa).

P_{EA} - Presión estática absoluta del aire, (KPa).

De los parámetros anteriores, se obtienen los perfiles de presión dinámica y velocidad que se desarrollan a lo largo del chorro y a las diferentes distancias axiales, para diferentes presiones de trabajo.

e) Flujo total de aire en la sección transversal del chorro.

El flujo total de aire que pasa por la sección transversal del chorro, es la suma del flujo de aire que sale de la tobera y del aire ambiente que por efecto del "entreament" o sifón se adiciona al chorro principal.

El cálculo del flujo de aire se realiza empleando un método numérico de integración, método de Simson₍₂₉₎, para resolver la expresión matemática que define el flujo másico en una sección circular, empleándose la siguiente ecuación:

$$W_{AT} = 2 \pi \rho \int_0^R (V \cdot r) dr \quad (5.9)$$

Donde:

W_{AT} - Flujo de aire sección transversal del chorro, (Kg/s).

ρ - Densidad promedio del aire, (Kg/cm³).

R - Radio de dispersión del chorro, (m).

V - Velocidad en el punto de radio r , (m/s).

r - Distancia radial del punto de medición, (m).

e) Fuerza de impacto.

La fuerza de impacto se calcula como el semi-producto del flujo de aire que pasa a través de una sección transversal del chorro, por la velocidad promedio del mismo:

$$F_I = \frac{1}{2} W_{AT} V_P \quad (5.10)$$

Donde:

F_I - Fuerza de impacto, (Newtons).

W_{AT} - Flujo total de aire, (Kg/s).

V_P - Velocidad promedio, (m/s).

O bien, como el producto de la presión dinámica promedio por el área de la sección de medición:

$$F_I = 1000 \pi R^2 \Delta P \quad (5.11)$$

Donde:

F_I - Fuerza de impacto (Newtons).

R - Radio máximo de la sección, (m).

ΔP - Presión dinámica promedio, (Kpa).

El cálculo de la fuerza de impacto es el parámetro más importante, ya que indica cuál es la fuerza que alcanzará el chorro a diferentes distancias y presiones de trabajo; además es una magnitud de comparación para evaluar la efectividad de limpieza de cada tobera.

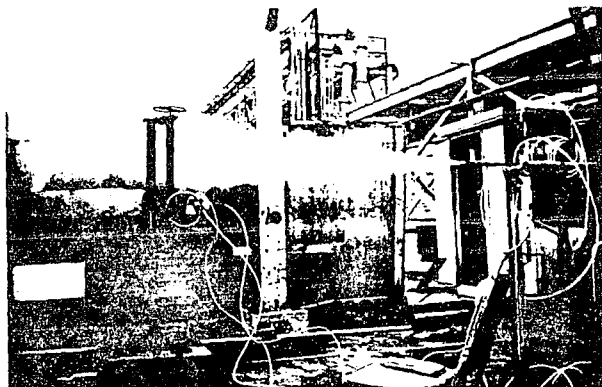
En el capítulo siguiente se presentan los resultados obtenidos de manera gráfica con los valores obtenidos durante la evaluación de cada tobera analizada.

La repetitividad de los cálculos y el gran número de datos manejados, durante el análisis de cada tobera, trae como consecuencia que a manera de ejemplo ilustrativo, se presenten en el apéndice C, en forma de tablas, los datos obtenidos durante las pruebas realizadas en la evaluación de la tobera que mejores condiciones fluidodinámicas presentó.

En las fotografías 5.1 y 5.2 se muestra el posicionador de 4 movimientos y la localización del centro del eje del chorro.



Fotografía 5.1 Posicionador de 4 movimientos.



Fotografía 5.2 Localización del centro del eje del chorro.

CAPITULO 6

6. RESULTADOS

Los resultados obtenidos de la experimentación se presentan en forma gráfica, de tal forma que, mediante un somero análisis de la información, se puedan inferir las conclusiones del presente trabajo, también, se presenta una serie de fotografías de los chorros emitidos por cada una de las toberas a diferentes condiciones de operación.

Se enumeran a continuación, los parámetros más importantes necesarios para realizar la modelación fluidodinámica de cada una de las toberas:

- a) Flujos de aire.
- b) Coeficientes de descarga.
- c) Flujos de vapor.
- d) Presión dinámica a la salida de la tobera.
- e) Velocidad a la descarga de la tobera.
- f) Variaciones de la presión dinámica con el radio del chorro.
- g) Variaciones de la velocidad con el radio del chorro.
- h) Variaciones de la presión dinámica a lo largo del eje axial (centro) del chorro.
- i) Variación de la velocidad a lo largo del eje axial del chorro.
- j) Variación del radio de dispersión con la distancia axial del chorro.
- k) Variación de la fuerza de impacto con la presión de trabajo.

Las gráficas resultantes y su descripción se presentan a continuación:

6.1 FLUJO DE AIRE

Las variaciones del flujo de aire en función de la presión de trabajo se grafican en la figura 1. Como se observa, existe una variación del flujo congruente con la presión y el diámetro de la garganta: de tal forma que para mayor diámetro de garganta y mayor presión, se maneja mayor flujo.

La tobera que mayor gasto de flujo de aire maneja es la tobera experimental 1, la cual tiene un diámetro de garganta de 35 mm. De las toberas que se emplean en las diferentes Centrales Termoeléctricas (CT's), la que mayor gasto de flujo tiene es la que se utiliza en la CT Manzanillo I y la de menor es la de la CT Río Escondido.

6.2 COEFICIENTE DE DESCARGA

Los coeficientes de descarga (C_d) o factores de flujo se presentan en la figura 2. Como puede observarse, el coeficiente de descarga fue incrementándose a medida que el diámetro de la garganta también se incrementa. Sin embargo, la tobera Manzanillo I presenta un coeficiente menor que las toberas Monterrey y Tula, lo anterior se debe a que la presión absoluta a la entrada del Venturi y la presión diferencial medida es menor que la producida por las otras toberas. Otra característica importante es el perfil geométrico de esta tobera, el cual es cuadrado en todas sus secciones. Las toberas experimentales I y II presentan el mayor coeficiente de descarga.

6.3 FLUJOS DE VAPOR

Los flujos de vapor como función de la presión de trabajo, se calcularon de acuerdo al coeficiente de descarga obtenido para cada tobera, así como de los flujos de aire calculados. Los resultados se presentan en la figura 3, de la cual se observa comportamientos similares a los de la figura 2.

6.4 PRESION DINAMICA A LA SALIDA DE LA TOBERA

En la figura 4 se presenta la variación de presión dinámica a la salida de la tobera en función de la presión de trabajo, como se observa las toberas que mayor presión dinámica manejaron son las que se utilizan en las CT's Manzanillo I y Monterrey. La tobera empleada en la CT Tula, es la que presenta los mejores incrementos de presión dinámica conforme la presión de trabajo también se incrementa, y la tobera de Río Escondido no presentó variación alguna a partir de una presión de trabajo de 4 Kg/cm² man., las toberas experimentales tuvieron una presión dinámica de descarga

aproximadamente de la mitad de las que actualmente están en operación.

Lo anterior se debe al grado de expansión asociado a cada tobera y al valor de presión estática con que descarga cada una de ellas; por consiguiente, las toberas que presentan mayor grado de expansión (R, relación de áreas de salida y de garganta), en este caso, las toberas experimentales descargan el aire a presiones estáticas altas y densidades menores que las otras, desarrollando así presiones dinámicas menores.

6.5 VELOCIDAD A LA DESCARGA DE LA TOBERAS

La variación de la velocidad a la salida de la tobera como función de la presión de trabajo se presenta en la figura 5.

Como se observa, la velocidad permanece constante al variar la presión de trabajo; lo anterior se debe a que para cada tobera se establece una relación de presiones de entrada y salida (R), que también es constante para todas las presiones de entrada.

De la figura 5 se observa que las toberas que mayor velocidad de descarga tienen son las toberas experimentales, de las toberas que se utilizan en las diferentes CT's, la de la CT Monterrey es la de mayor velocidad de descarga, la tobera de Río Escondido presenta las peores características dinámicas.

Nuevamente, el grado de expansión de cada tobera es fundamental en la caracterización fluidodinámica, de tal forma, que es posible establecer que: A menor grado de expansión (R), se obtiene mayor presión de descarga, mayor presión dinámica y menor velocidad a la salida.

6.6 VARIACIONES DE PRESION DINAMICA CON EL RADIO DEL CHORRO

En las figuras 6 a la 14, se muestran las variaciones de la presión dinámica como función del radio del chorro, a 1.0, 1.5 y 2.0 m de la salida de la tobera y a las presiones de 4, 6, 8 Kg/cm² man.

Los valores reportados de presión dinámica son los promedio de todas las mediciones efectuadas y se presentan en forma simétrica, tomando en cuenta para ello que éste es el comportamiento que siguen los chorros de aire para cualquier radio de medición. Es importante señalar que las mediciones efectuadas a las toberas Manzanillo I, Monterrey y Tula fueron tanto en forma vertical como horizontal, ya que su geometría de salida (rectangular), así lo requería. Por lo anterior, las coordenadas horizontales también se presentan para estas toberas y su representación es con el mismo color. En las mismas figuras, dado que las presiones dinámicas

resultantes de las toberas experimentales son mayores, comparadas con las que actualmente están en operación, se hizo uso de una escala especial para estas toberas la cual se localiza en el lado izquierdo de cada una de las gráficas.

De las figuras 6, 7 y 8 se observa que las toberas experimentales fueron las que mayor presión dinámica presentaron, éstas son 7 veces mayores que los diseños actualmente en operación. Las toberas Manzanillo I y Monterrey, son las que actualmente en operación mayor presión dinámica desarrollarán a 1.0 mts. de distancia, a las tres presiones de trabajo, sobresaliendo en forma notoria la tobera Manzanillo I. El radio de alcance de estas dos toberas es considerablemente mayor que cualquiera de las dos toberas analizadas. Una observación importante es que para la tobera Manzanillo I, a la máxima presión de trabajo, la diferencial existente entre las mediciones horizontal y vertical desaparece, es decir, se comporta como una tobera de geometría circular.

La tobera empleada en la CT Tula presenta valores y distribución de presión dinámica de poca magnitud. El perfil de distribución de presión dinámica para la tobera Rio escondido es prácticamente chato y de muy baja magnitud.

En las figuras 9, 10 y 11, se observa que a 1.5 mts. la presión dinámica de descarga de la tobera de Monterrey al centro del radio del chorro, tiene mayor magnitud que la tobera de Manzanillo. Por otro lado, a medida que tanto la presión de trabajo como la distancia de medición se incrementan, el comportamiento de los chorros tienden a ser de forma circular.

Es importante hacer notar que las magnitudes de presión dinámicas disminuyen en forma considerable en tan sólo 50 cm de separación, ya que de una máxima de 74 KPa se redujo a una máxima de 32 KPa para la tobera experimental 1, no así el radio del chorro, el cual se incrementa de 15 a 25 cm aproximadamente.

En las figuras 12, 13 y 14 se observa que a 2 m de distancia, las toberas experimentales tienen el mejor desempeño; tanto por concepto de presión dinámica como de radio de dispersión, teniendo un radio de alcance de 35 cm a las tres presiones de trabajo. De la misma forma, las presiones dinámicas disminuyen su valor a medida que la evaluación se efectúa a mayores distancias de la tobera. De lo anterior, se puede mencionar que la presión dinámica tiende a cero mientras que el radio de alcance o dispersión tiende a infinito.

6.7 VARIACIONES DE VELOCIDAD CON EL RADIO DEL CHORRO

Las variaciones de velocidad como función del radio del chorro en diferentes secciones transversales del mismo, se muestran de la figura 15 a la 23. En estas gráficas se presentan los perfiles de

velocidad del chorro a las distancias de 1, 1.5 y 2 m, a las presiones de 4, 6 y 8 Kg/cm² man. para cada distancia.

Dado que para determinar las velocidades del chorro se utilizan los datos de presión dinámica ya vistos, por lo que los comentarios que se derivan de estas gráficas son parecidos a las gráficas de presión dinámica ya analizados. Sin embargo, es importante señalar que las toberas que se encuentran actualmente en operación en las CT's Manzanillo I y Monterrey son las que presentan los mejores perfiles de velocidad, tanto de magnitud como de radio de acción. La observación final del inciso anterior, también es válida en estos resultados, ya que a medida que el chorro avanza, su velocidad tiende a infinito.

6.8 VARIACION DE LA PRESION DINAMICA A LO LARGO DEL EJE AXIAL (CENTRO) DEL CHORRO

En las figuras 24, 25, y 26, se grafican los valores promedios de la variación de la presión dinámica a lo largo del eje axial del chorro, a las presiones de trabajo de 4, 6 y 8 Kg/cm² man. Como se observa, las presiones dinámicas generadas por las toberas experimentales I y II, son 4 y 3 veces mayores que las presiones generadas por las toberas actualmente en operación. Es importante observar que a una presión de trabajo de 8 Kg/cm² man. y a 2 mts. de operación de la tobera, la tobera experimental II genera una presión dinámica equivalente a la que tiene la tobera Manzanillo I a 1 m de separación, es decir, es posible esperar factores de limpieza mayores cuando se emplean las toberas experimentales.

Analizando las toberas actualmente en operación, se observa que la presión dinámica generada en el sentido vertical es siempre mayor que la generada en el sentido horizontal, sin embargo, a medida que el chorro se separa de la tobera, éstas tienden a igualarse. De lo anterior, resalta la importancia de la óptima colocación de la tobera en el sistema de limpieza, ya que se podría alcanzar mayor eficiencia en el soplado si se aprovecha al máximo el desarrollo generado por las toberas. En este sentido, podemos observar que las toberas utilizadas en la CT Manzanillo I son las de mejor desempeño.

6.9 VARIACION DEL RADIO DE DISPERSION CON LA DISTANCIA AXIAL DEL CHORRO

En la figura 30, se presenta una de las características más importantes en el estudio fluidodinámico de las toberas, ya que de esta característica dependerá el ancho del chorro y por lo tanto, el radio de acción de éste, el cual se determinó para las distintas distancias axiales, a una presión de trabajo de 4 Kg/cm² man.

Como se observa en la figura, la tobera experimental II diseñada para este fin, es la que mayor radio de dispersión tiene a 1 m de la tobera y lo anterior es importante ya que a esa distancia (o menos inclusive) es a la cual el chorro impacta contra los elementos térmicos de los precalentadores de aire regenerativos.

También en esta figura se observa, que la tobera de la CT Monterrey tiene un radio de dispersión en el sentido vertical comparable con la experimental II, sin embargo su radio de acción en el sentido horizontal es muy pobre. Para la tobera de Manzanillo I, las características del radio del chorro a 1 m de la tobera son inversas a la de Monterrey, es decir, el radio que se obtiene para el sentido horizontal es mayor, aunque a medida que éste avanza, el radio de dispersión se invierte. El diseño empleado en la CT Río Escondido comparada con los diseños existentes, tiene un radio de dispersión de buenas dimensiones, sin embargo, sus pobres características dinámicas disminuyen su eficiencia en forma considerable. La tobera de la CT Tula, genera un radio de acción de menor dimensión comparada con todas las demás toberas, es importante señalar que a pesar de que esta tobera tiene el doble de diámetro equivalente de la tobera de Río Escondido, sus características fluidodinámicas son semejantes a las de esta tobera, por lo que su diseño geométrica es de muy baja eficiencia.

6.10 VARIACION DE LA FUERZA DE IMPACTO CON LA PRESION DE TRABAJO

En las figuras 31, 32 y 33, se presenta la variación de la fuerza de impacto con la presión de trabajo a las distancias de 1, 1.5 y 2 m, respectivamente de la salida de las toberas en estudio.

Como se observa, las fuerzas de impacto para las toberas experimentales I y II a la presión de trabajo de $8 \text{ Kg/cm}^2 \text{ man.}$, son del orden de 5 y 6 veces mayores que las fuerzas de impacto para el mejor diseño actualmente en operación. Para esta característica fluidodinámica, la tobera utilizada en la CT Manzanillo I es, de los diseños actualmente en operación, la de mejor comportamiento. Sin embargo, el diseño de la CT Monterrey mejora mucho a medida que el chorro se desarrolla, la fuerza de impacto resultante para estas toberas varía entre 500 y 600 Newtons para $8 \text{ Kg/cm}^2 \text{ man.}$ Los diseños de Río Escondido y Tula presentan las menores fuerzas de impacto, por lo que sus características geométricas deben de ser modificadas en forma sustancial.

FIGURA 1 VARIACION DEL FLUJO DE AIRE CON LA PRESION DE TRABAJO

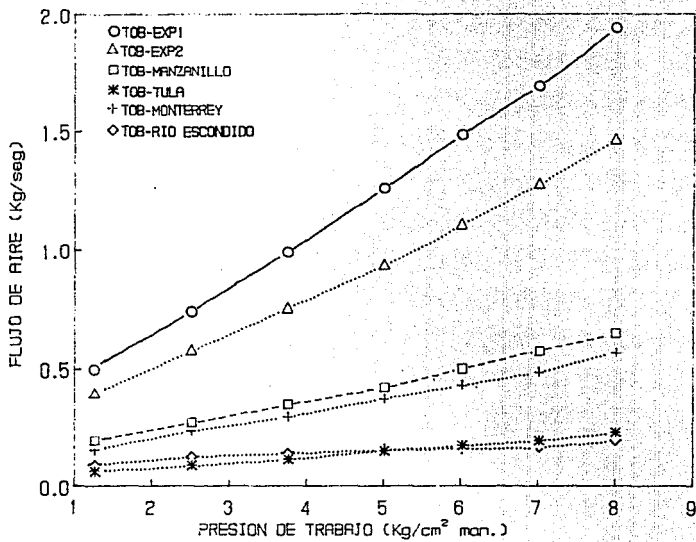


FIGURA 2 VARIACION DEL COEFICIENTE DE DESCARGA
COMO FUNCION DEL DIAMETRO DE GARGANTA

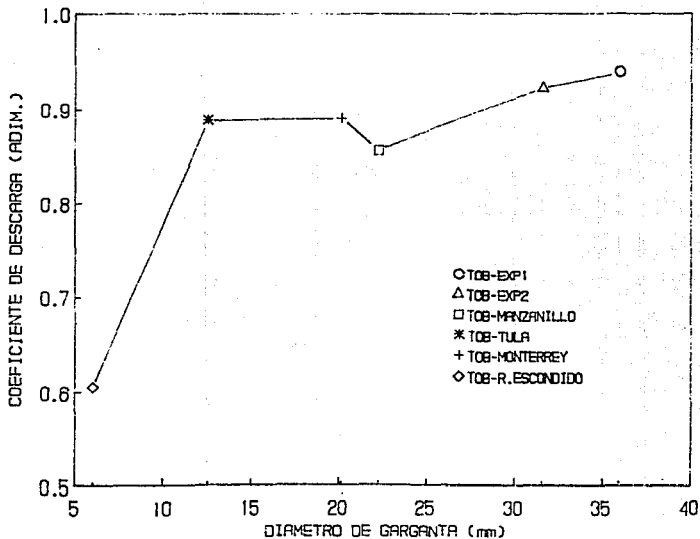


FIGURA 3 VARIACION DEL FLUJO DE VAPOR CON LA PRESION DE TRABAJO.

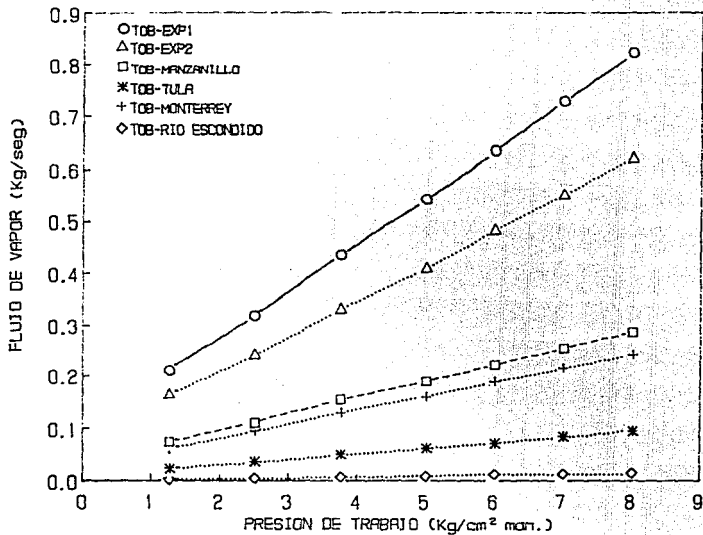


FIGURA 4. VARIACION DE LA PRESION DINAMICA A LA SALIDA DE LA TOBERA CON LA PRESION DE TRABAJO

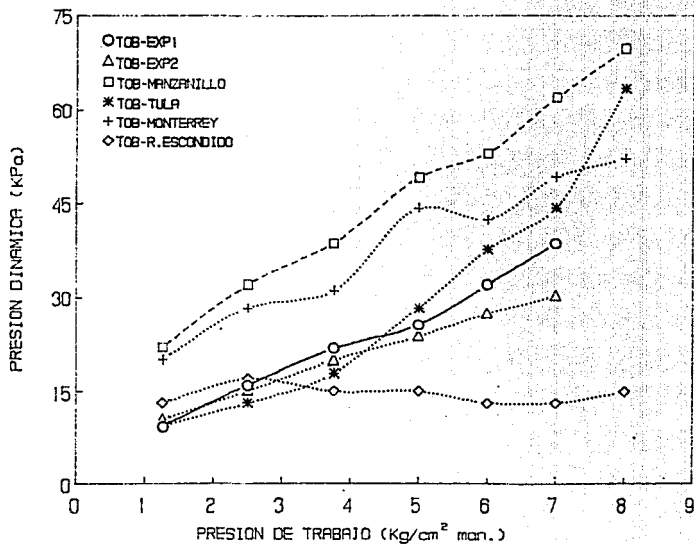


FIGURA 5. VARIACION DE LA VELOCIDAD A LA SALIDA DE LA TOBERA CON LA PRESION DE TRABAJO

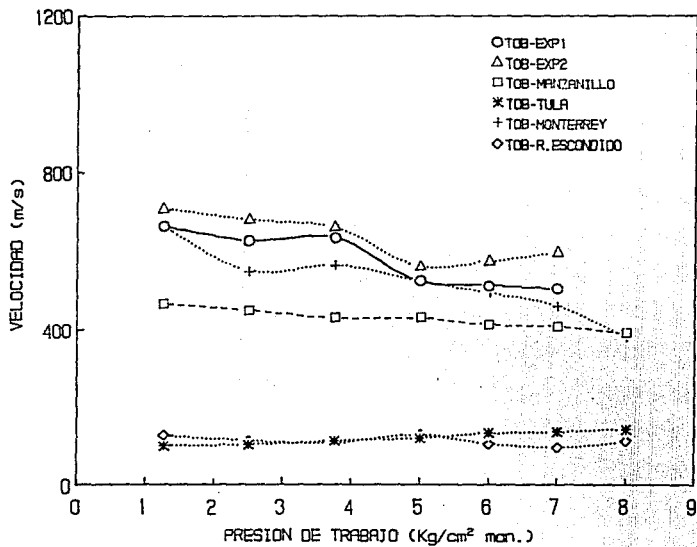


FIGURA 6. VARIACION DE LA PRESION DINAMICA COMO FUNCION DEL RADIO DEL CHORRO.

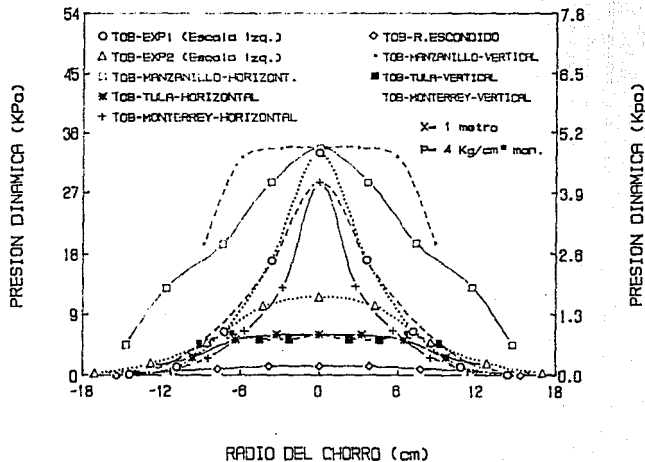


FIGURA 7. VARIACION DE LA PRESION DINAMICA COMO FUNCION DEL RADIO DEL CHORRO.

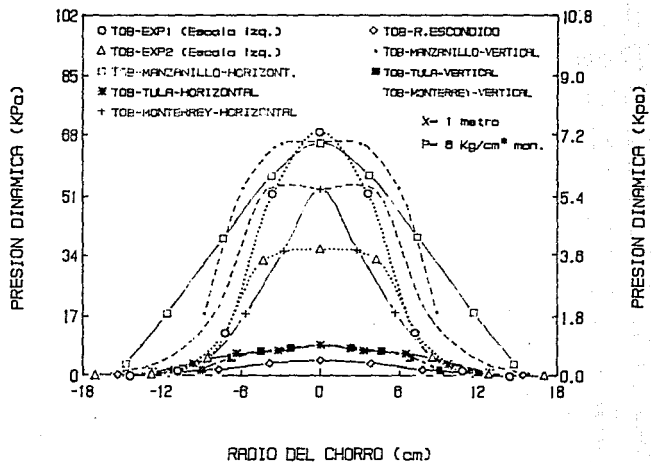


FIGURA 8. VARIACION DE LA PRESION DINAMICA COMO FUNCION DEL RADIO DEL CHORRO.

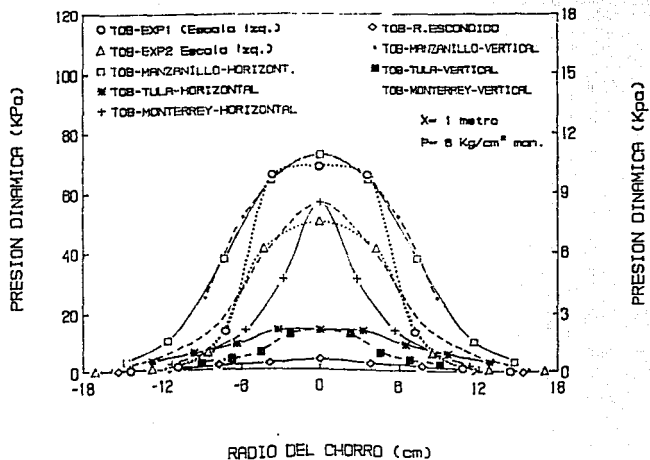


FIGURA 9. VARIACION DE LA PRESION DINAMICA COMO
 FUNCION DEL RADIO DEL CHORRO.

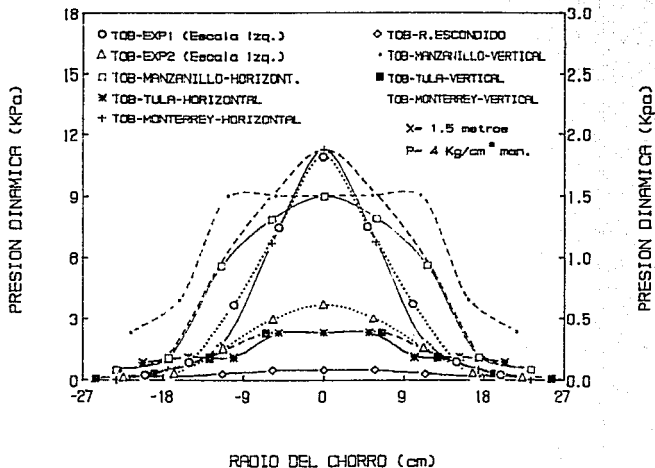


FIGURA 10. VARIACION DE LA PRESION DINAMICA COMO FUNCION DEL RADIO DEL CHORRO.

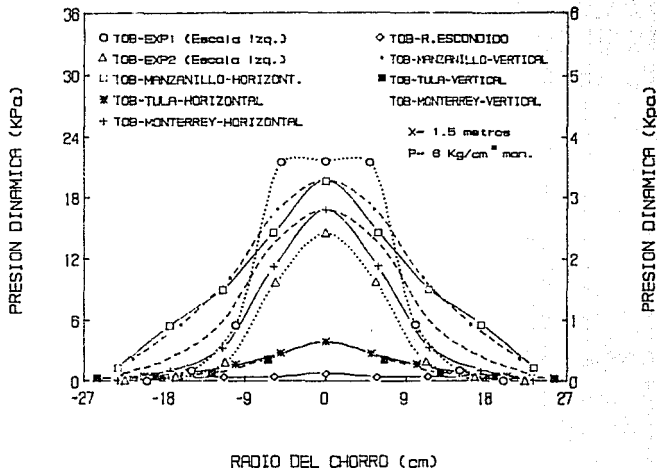


FIGURA 11. VARIACION DE LA PRESION DINAMICA COMO FUNCION DEL RADIO DEL CHORRO.

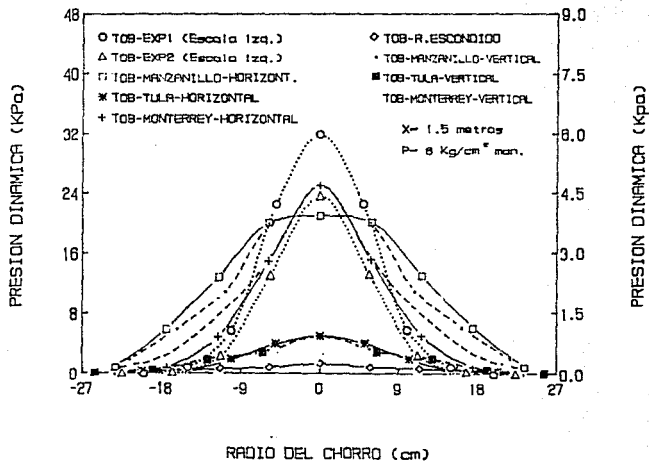


FIGURA 12. VARIACION DE LA PRESION DINAMICA COMO FUNCION DEL RADIO DEL CHORRO.

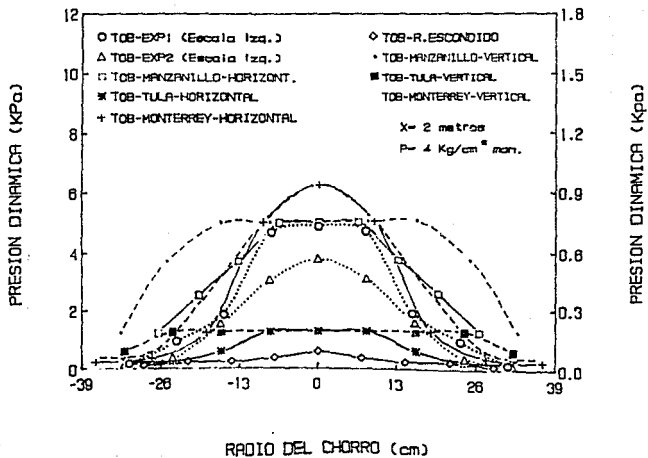


FIGURA 13. VARIACION DE LA PRESION DINAMICA COMO FUNCION DEL RADIO DEL CHORRO.

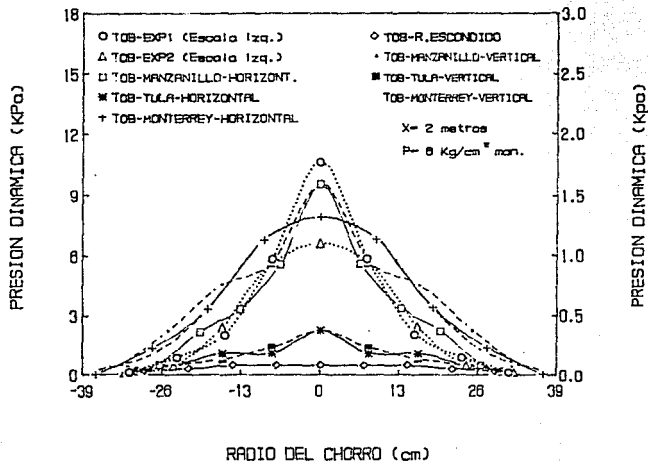


FIGURA 15. VARIACION DE LA VELOCIDAD COMO FUNCION DEL RADIO DEL CHORRO.

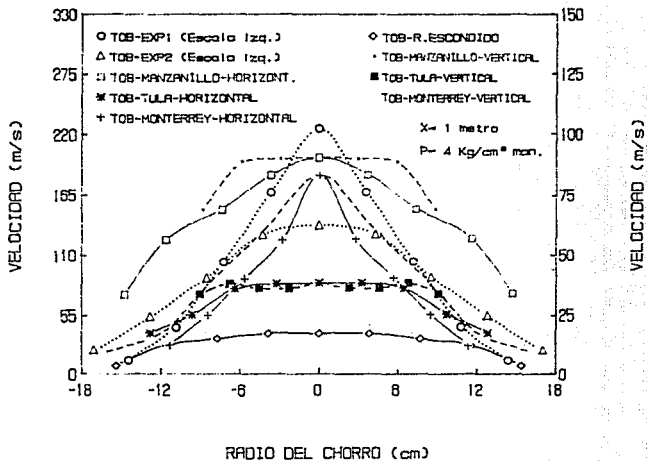


FIGURA 16. VARIACION DE LA VELOCIDAD COMO FUNCION DEL RADIO DEL CHORRO.

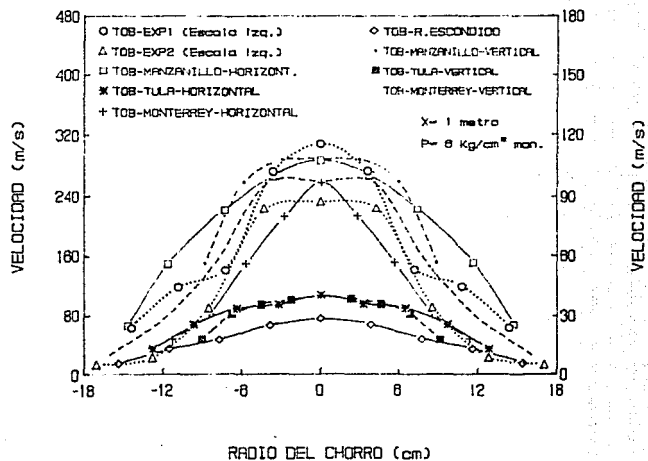


FIGURA 18. VARIACION DE LA VELOCIDAD COMO FUNCION DEL RADIO DEL CHORRO.

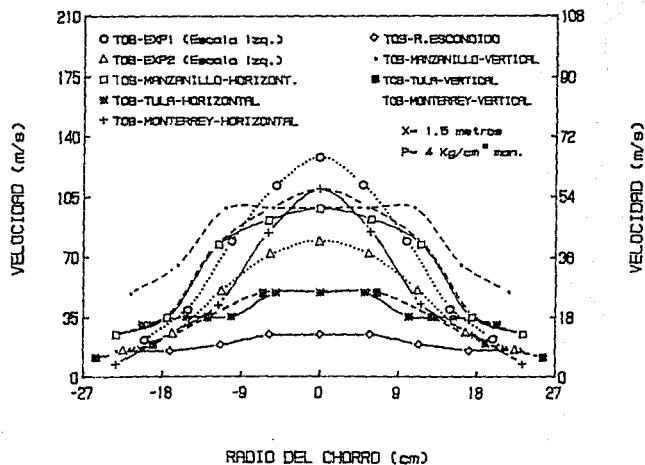


FIGURA 19. VARIACION DE LA VELOCIDAD COMO FUNCION DEL RADIO DEL CHORRO.

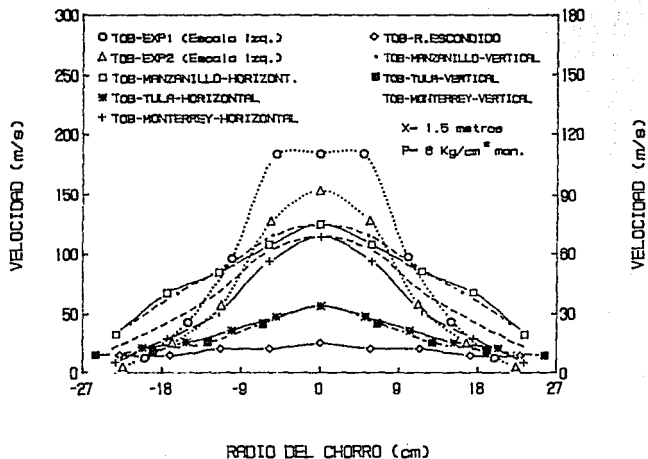


FIGURA 20. VARIACION DE LA VELOCIDAD COMO
 FUNCION DEL RADIO DEL CHORRO.

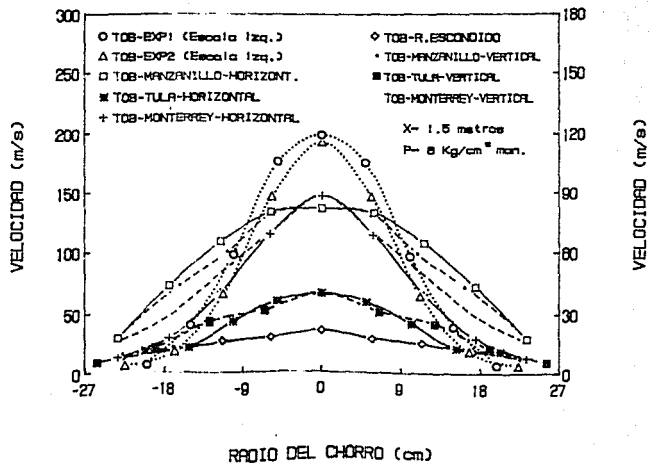


FIGURA 21. VARIACION DE LA VELOCIDAD COMO FUNCION DEL RADIO DEL CHORRO.

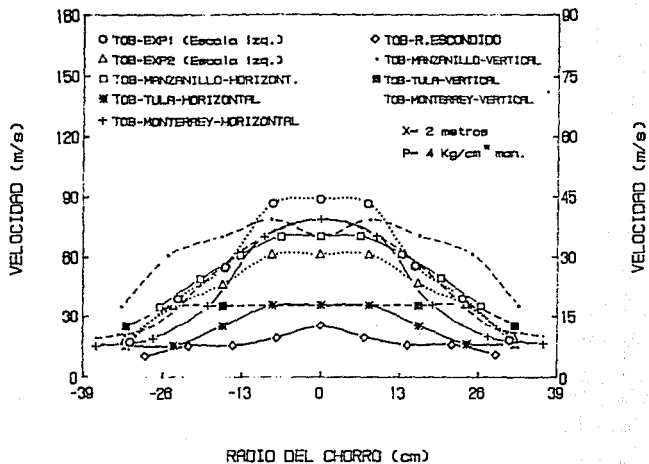


FIGURA 22. VARIACION DE LA VELOCIDAD COMO FUNCION DEL RADIO DEL CHORRO.

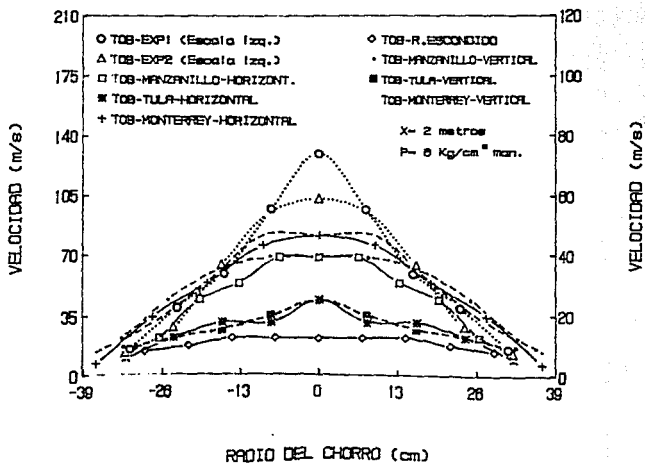


FIGURA 24. VARIACION DE LA PRESION DINAMICA A LO LARGO DEL EJE AXIAL DEL CHORRO.

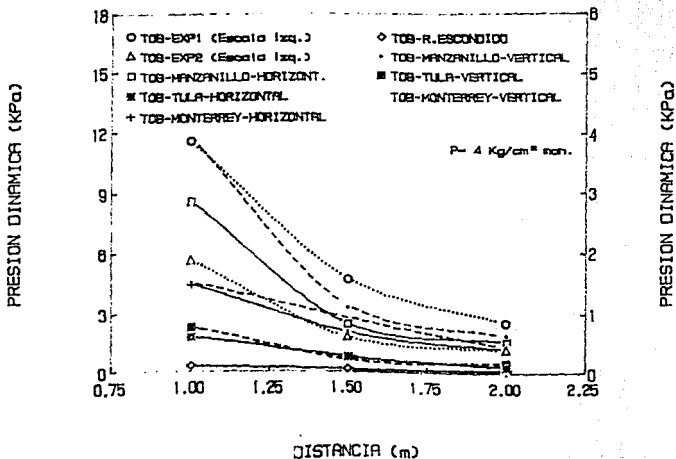


FIGURA 25. VARIACION DE LA PRESION DINAMICA A LO LARGO DEL EJE AXIAL DEL CHORRO.

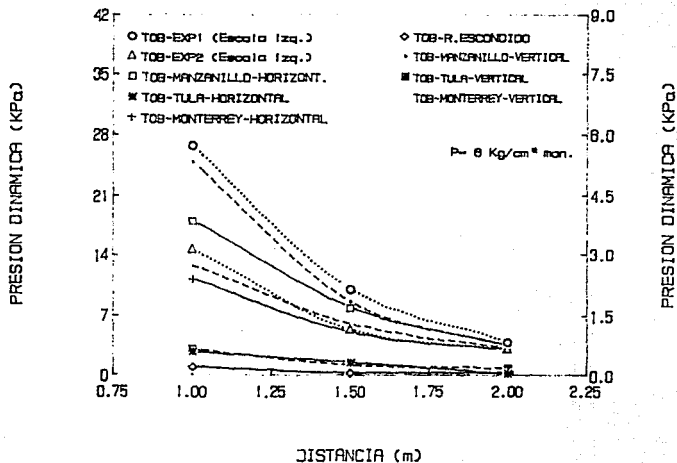


FIGURA 26. VARIACION DE LA PRESION DINAMICA A LO LARGO DEL EJE AXIAL DEL CHORRO.

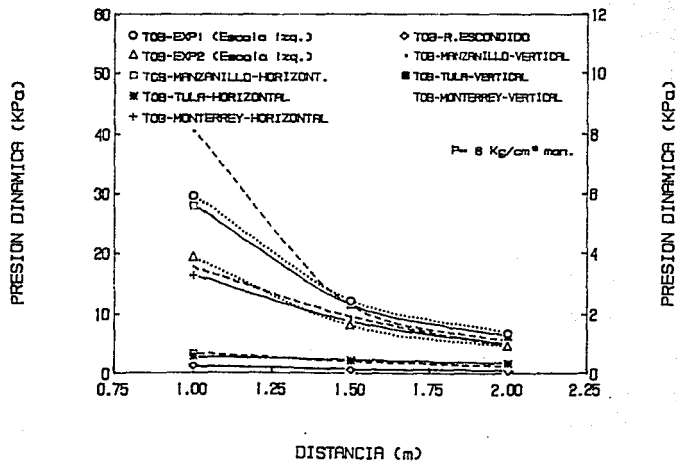


FIGURA 27. VARIACION DE LA VELOCIDAD A LO LARGO DEL EJE AXIAL DEL CHORRO.

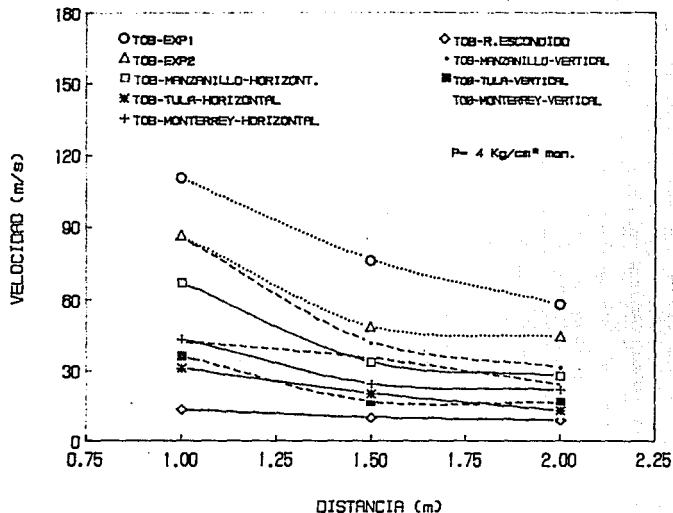


FIGURA 28. VARIACION DE LA VELOCIDAD A LO LARGO DEL EJE AXIAL DEL CHORRO.

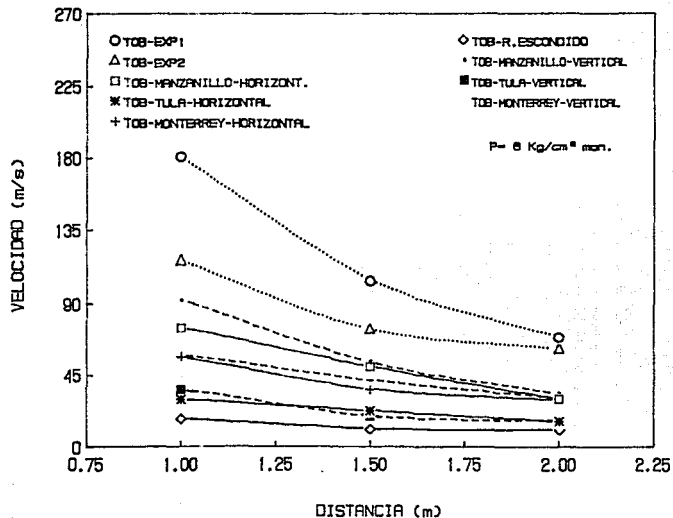


FIGURA 29. VARIACION DE LA VELOCIDAD A LO LARGO DEL EJE AXIAL DEL CHORRO.

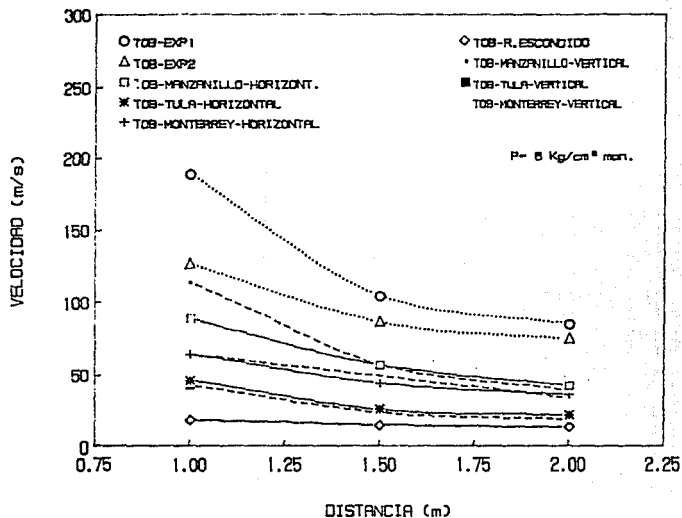


FIGURA 30. VARIACION DEL RADIO DE DISPERSION
CON LA DISTANCIA AXIAL DEL CHORRO.

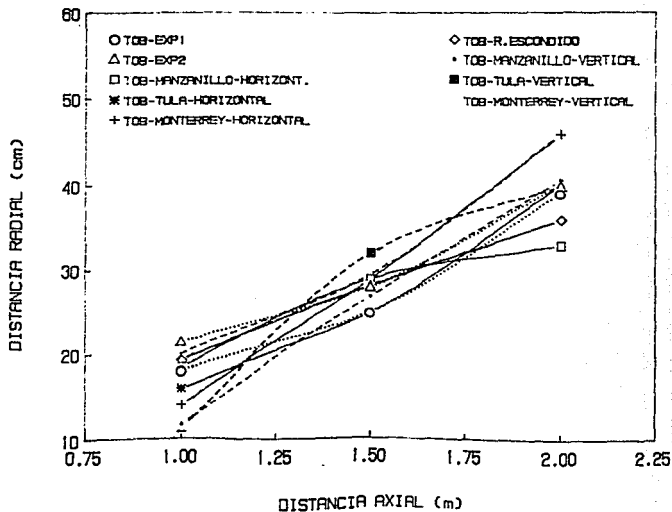


FIGURA 31 VARIACION DE LA FUERZA DE IMPACTO
CON LA PRESION DE TRABAJO.

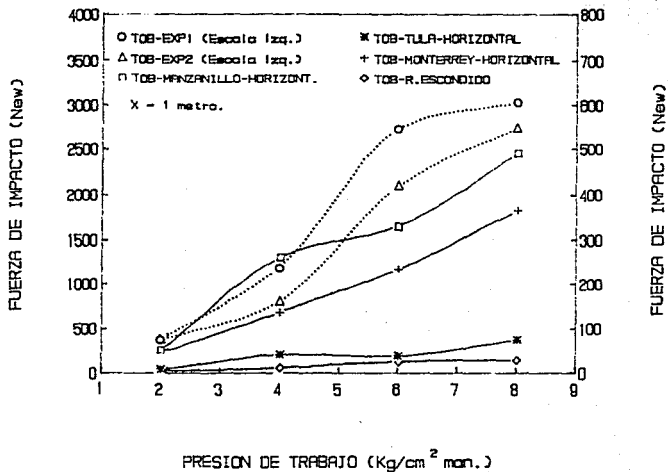


FIGURA 32 VARIACION DE LA FUERZA DE IMPACTO
CON LA PRESION DE TRABAJO.

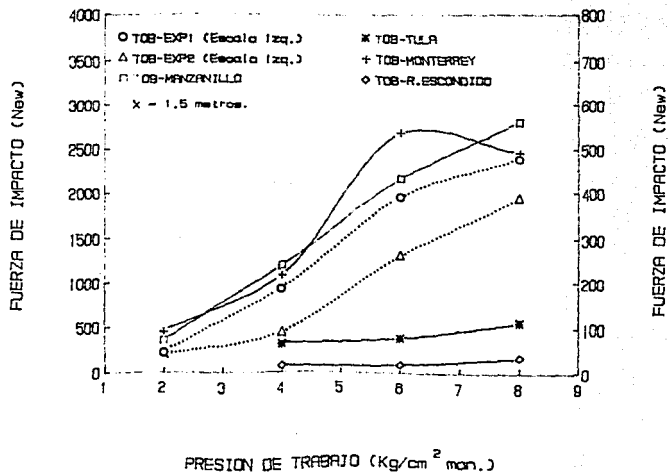
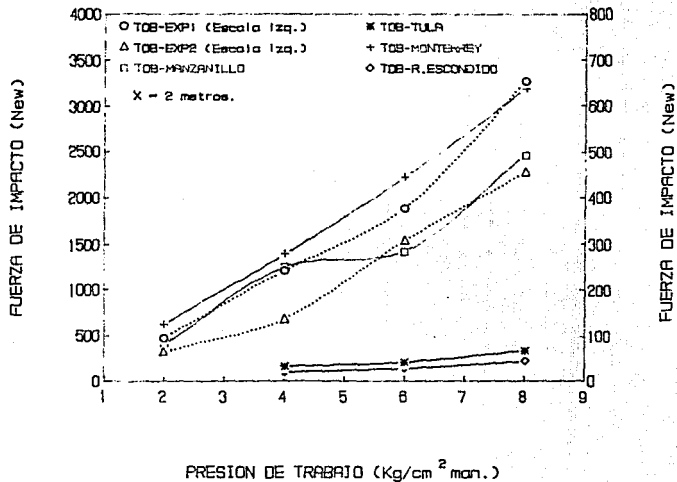


FIGURA 33 VARIACION DE LA FUERZA DE IMPACTO
CON LA PRESION DE TRABAJO.



6.11 ANALISIS FOTOGRAFICO

A fin de realizar un análisis de los chorros emitidos por cada una de las toberas en estudio, se tomaron una serie de fotografías a cada una de ellas en operación. Las impresiones que se presentan a continuación corresponden a presiones de trabajo de 6 y 8 Kg/cm² man.

Las fotografías 6.1 y 6.2 muestran los chorros generados por la tobera experimental I, como se observa cuando la tobera opera a 6 Kg/cm² man. fotografía 6.1, el ancho del chorro a 1 m de distancia es aproximadamente de 18 cm y se encuentra bien definido, sin embargo, a 2 m de separación el chorro se abre considerablemente y las características dinámicas se observan disminuidas. Para cuando la tobera opera a 8 Kg/cm² man. (fotografía 6.2), se observa las ondas de choque que genera este diseño, las cuales tienen una distancia aproximada de 40 cm, en esta separación las ondas se extinguen y generan un chorro aunque angosto, de muy buenas características dinámicas. El ancho del chorro a 2 m de separación tiene una distancia aproximada de 40 cm.

En las fotografías 6.3 y 6.4 se presentan los chorros generados por la tobera experimental II. El ancho del chorro generado por esta tobera es mayor que el obtenido con la tobera experimental I, aunque sus características dinámicas son menores, lo anterior se observa preferentemente en la periferias del chorro, donde la intensidad de éste disminuye. Para cuando la tobera opera a 8 Kg/cm² man. (fotografía 6.4), el ancho del chorro no cambia, sin embargo, las características dinámicas se observan muy mejoradas, ya que los límites del chorro se encuentran bien definidos y sin la aparente interrelación con el ambiente, las ondas de choque generadas por esta tobera alcanzan una separación de la salida de la tobera menor a la de la tobera experimental I, lo anterior resulta lógico ya que el ángulo de salida de la sección divergente de la tobera experimental II es mayor que la experimental I.

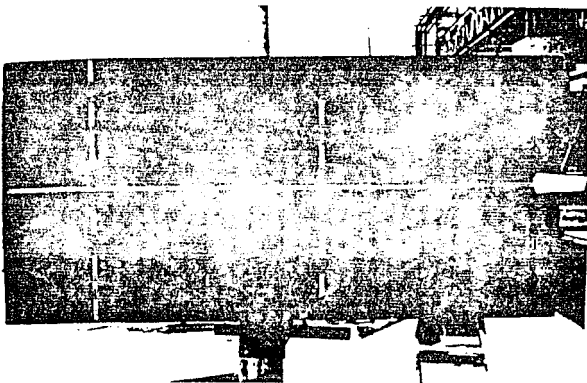
Los chorros generados por las toberas actualmente en operación se muestran de la fotografía 6.5 a la 6.13. Es importante realizar un análisis entre los diseños de Manzanillo I, Monterrey y Tula, ya que éstos operan con idénticas características de fluido de trabajo (presiones y temperaturas). En las fotografías 6.5 y 6.6 se muestran los chorros generados por el diseño de toberas Manzanillo I, como se observa, para la presión de trabajo de 6 Kg/cm² man. (fotografía 6.5), el ancho del chorro a 1 m de separación de la tobera, es aproximadamente 30 cm, aunque la intensidad del chorro emitido en sus extremos se observa un tanto difuso. Una vez que el chorro se aleja más de la tobera, el ancho se incrementa en forma considerable, aunque su velocidad y fuerza de impacto se ven disminuidas. Este chorro comparado con los generados por las toberas Tula y Monterrey (fotografías 6.7 y 6.9, respectivamente), se visualiza de mediana intensidad, ya que el chorro generado por

la tobera de Tula (fotografía 6.7) se expande demasiado, observándose que sus características dinámicas son muy pobres y aparentemente estratificadas y muy variables. Por lo contrario, el chorro generado por la tobera de la CT Monterrey se muestra bien definido, con poca interrelación con el ambiente dadas sus buenas características fluidodinámicas, sin embargo, su radio de acción es más angosto que las otras dos toberas. Durante la experimentación, se observó la importancia del radio de acción generado por estas toberas dadas sus características geométricas, de tal forma, que su posición en el sistema de limpieza influirá en forma determinante en el grado de limpieza de cada tobera. Lo anterior se puede observar en la fotografía 6.10, la cual corresponde al chorro generado por la tobera Monterrey a 6 Kg/cm² man. pero con la tobera girada 90° con respecto a su posición de la tobera tomada en la fotografía 6.9.

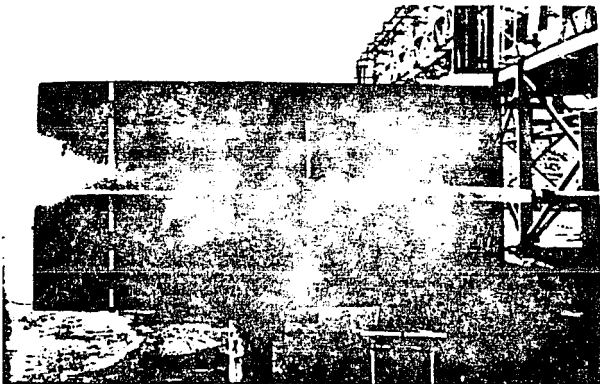
Como se observa, el radio de acción en esta posición se incrementa, conservando las mismas características dinámicas ya descritas, con lo cual es posible mejorar la limpieza de las canastas, cuidando únicamente la correcta posición de tobera en servicio.

Para cuando las toberas operan a 8 kg/cm² man., en las fotografías 6.6, 6.8 y 6.11, se presentan los chorros generados por las toberas Manzanillo I, Tula y Monterrey, respectivamente, como se observa las características dinámicas mejoran para cada tobera, sin embargo, los comentarios realizados para cuando estas operan a 6 Kg/cm² man., prácticamente son los mismos.

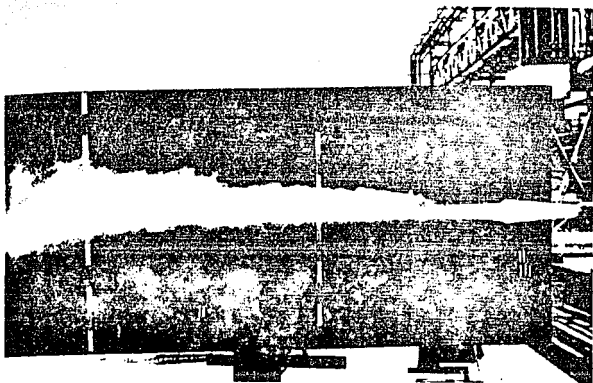
Descripción especial requiere el diseño que se utiliza en la CT Rio Escondido, cuya tobera en un principio operaba a una presión de trabajo de 18 Kg/cm² man., sin embargo, debido a problemas de adelgazamiento de los elementos metálicos de las canastas, los cuales se hacían más patentes cuando el sistema de desplazamiento sufría algún desperfecto, obligó al Departamento Mecánico a disminuir la presión de trabajo a tan sólo 4 Kg/cm² man. Del estudio realizado, se observa que dadas las características geométricas de esta tobera, los principales parámetros fluidodinámicos (fuerza de impacto, presión dinámica y radio del chorro) no sufren modificación cuando la tobera opera a presiones arriba de 4 Kg/cm² man., por lo que la decisión del Departamento Mecánico fue acertada, sin embargo, las características dinámicas de esta tobera son muy pobres y por lo tanto la baja eficiencia de soplado. En las fotografías 6.12 y 6.13 se muestran los chorros generados por esta tobera a 8 Kg/cm² man., como se observa, el chorro emitido se ve afectado por el medio ambiente a una distancia muy corta de la salida de la tobera, por lo que éstas en operación se verán también afectadas por el flujo de gases, repercutiendo en forma considerable en el factor de limpieza generado por esta tobera.



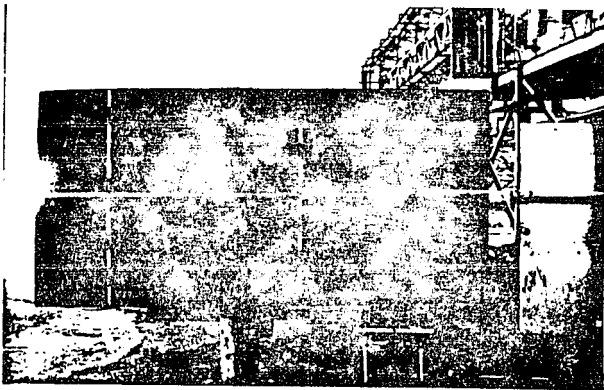
Fotografía 6.1 Tobera Experimental 1, operando a una presión de trabajo de 6 Kg/cm² man.



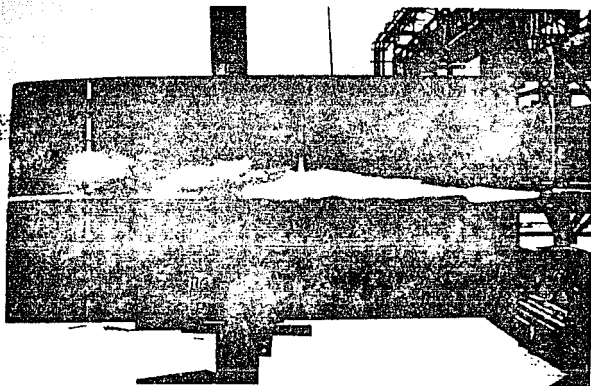
Fotografía 6.2 Tobera Experimental 1, operando a una presión de trabajo de 8 Kg/cm² man.



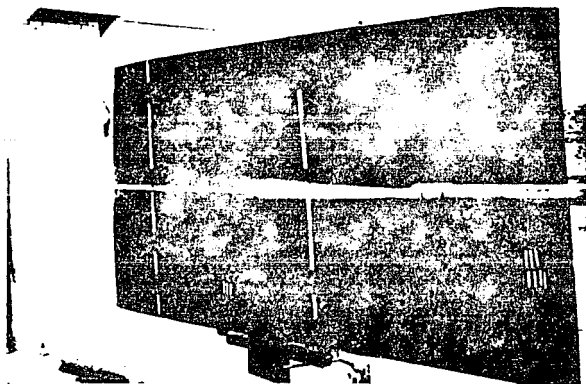
Fotografía 6.3 Tobera Experimental 2, operando a una presión de trabajo de 6 Kg/cm² man.



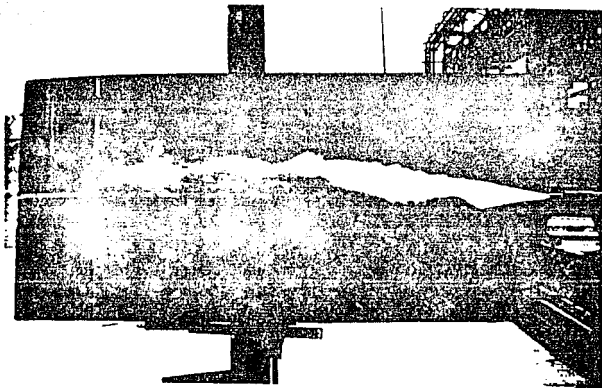
Fotografía 6.4 Tobera Experimental 2, operando a una presión de trabajo de 8 Kg/cm² man.



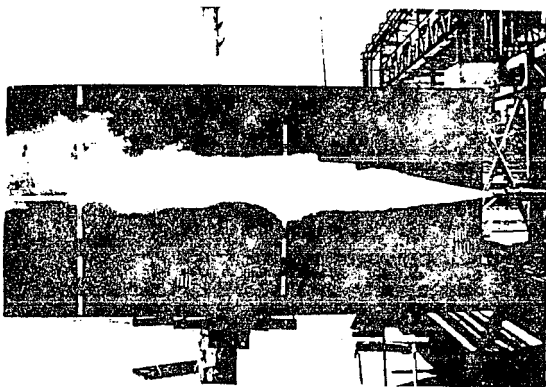
Fotografía 6.5 Tobera Manzanillo I (III), operando a una presión de trabajo de 6 Kg/cm² man.



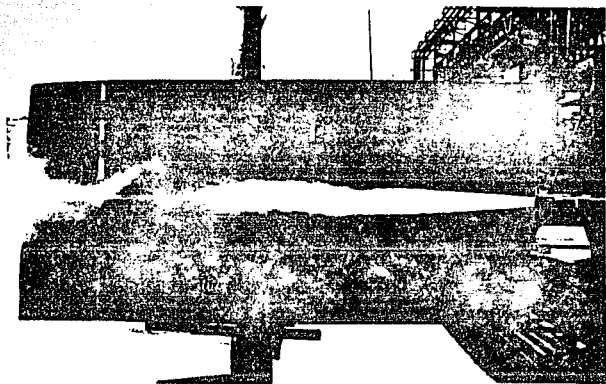
Fotografía 6.6 Tobera Manzanillo I (III), operando a una presión de trabajo de 8 Kg/cm² man.



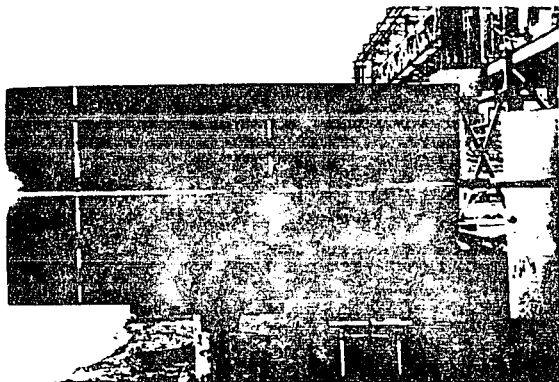
Fotografía 6.7 Tobera Tula (IV), operando a una presión de trabajo de 6 Kg/cm² man.



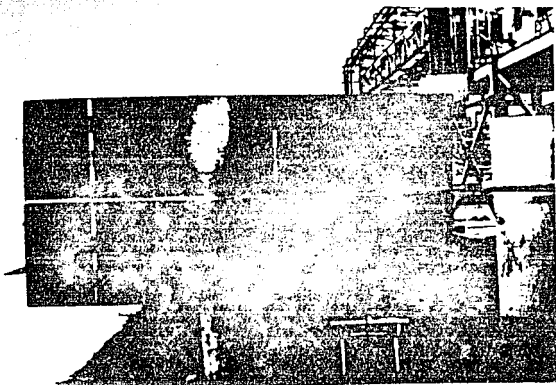
Fotografía 6.8 Tobera Tula (IV), operando a una presión de trabajo de 8 Kg/cm² man.



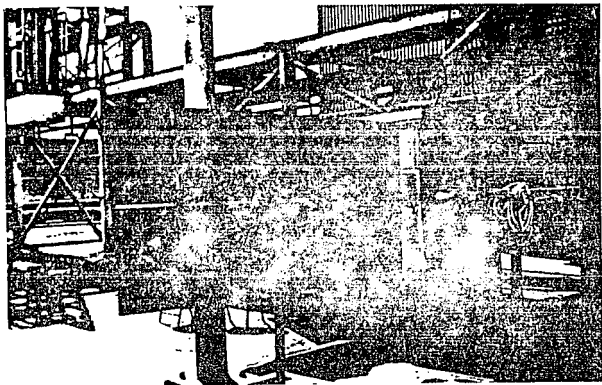
Fotografía 6.9 Tobera Monterrey (V), en posición vertical, operando a una presión de trabajo de 6 Kg/cm² man.



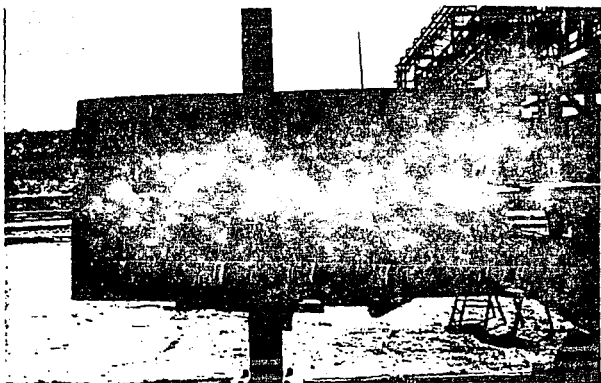
Fotografía 6.10 Tobera Monterrey (V), operando a una presión de trabajo de 6 Kg/cm² man.



Fotografía 6.11 Tobera Monterrey (V), operando a una presión de trabajo de 8 Kg/cm² man.



Fotografía 6.12 Tobera Río Escondido (VI), operando a una presión de trabajo de 6 Kg/cm² man.



Fotografía 6.13 Tobera Río Escondido (VI), operando a una presión de trabajo de 8 Kg/cm² man.

CAPITULO 7

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Los resultados obtenidos en el presente trabajo permiten concluir que la modelación fluidodinámica experimental, realizada a los diferentes diseños de toberas de los sopladores de hollín de los PAR's, es una herramienta valiosa, de fácil interpretación y económica para seleccionar aquel diseño que brinda las mejores condiciones de limpieza.

Las conclusiones derivadas de los resultados obtenidos son:

- a) Existe una variación del flujo de aire congruente con la presión y el diámetro de la garganta, ya que a mayor diámetro y mayor presión se maneja mayor flujo.

De los diseños de toberas analizadas el flujo de aire que maneja la tobera experimental 1 es 6 veces mayor que la tobera de Río Escondido. Sin embargo, esta central por diseño opera con 7 toberas a la vez, por lo que los gastos que manejan estas toberas son equivalentes, aunque los coeficientes de limpieza de la tobera experimental 1 son mucho mayores que la de la CT Río Escondido.

- b) El coeficiente de descarga de las toberas analizadas, es directamente proporcional al diámetro de la garganta, es decir a mayores diámetros de garganta, mayores coeficientes de descarga, a excepción del diseño Manzanillo I cuyo coeficiente es menor a las toberas Monterrey y Tula, las cuales tienen un diámetro menor.
- c) Para las mismas presiones de trabajo, las toberas manejan aproximada el 80% más de flujo de aire que de vapor.
- d) Las toberas que desarrollan mayor velocidad a la descarga no son las que mejor desempeño tienen durante el deshollinado, sino las que mayor presión dinámica proporcionan en el desarrollo del chorro. En este sentido, los mejores diseños actualmente en operación son los empleados en la CT Manzanillo I y Monterrey.
- e) De los resultados obtenidos, se concluye que el grado de expansión de cada tobera es fundamental, ya que a menor grado de expansión (R), se obtiene mayor presión de descarga, mayor presión dinámica y menor velocidad a la salida.
- f) De los resultados de las variaciones de presión dinámica, velocidad promedio y radio de dispersión, las cuales en forma conjunta conforman la fuerza de impacto, se concluye que

los diseños experimentales I y II, pueden proveer de coeficientes de limpieza mayores que los diseños actualmente en operación, aunque los flujos de vapor con los que operan estas toberas son hasta 6 veces mayores que los diseños originales.

Las fuerzas de impacto de los diseños de sopladores de hollín para PAR's en operación, son comparables con las fuerzas de impacto que producen los sopladores de hollín de los diferentes bancos de tubos, sin embargo, es importante tomar en consideración que el tipo de ensuciamiento tanto en los PAR's como en los bancos de tubos es muy diferente, siendo más difícil de remover el que se genera en los PAR's. Por otro lado, el espaciamiento entre tubos es mayor que el espaciamiento entre elementos metálicos de las canastas de los PAR's, por último, el ancho del PAR no es comparable con el ancho de cualquier banco de tubos, por lo que la fuerza de impacto debería en principio ser mayor que la que se emplea para limpiar los bancos de tubos.

Tomando en cuenta las consideraciones anteriores, se recomienda sustituir los diseños de toberas actualmente en operación por el diseño experimental 2, cuyo gasto de vapor es 2 veces mayor que el que se emplea en la CT Manzanillo y Monterrey. La diferencia de gastos de vapor se puede compensar al reducir los tiempos de soplado, al incrementar la eficiencia del soplado para fines de limpieza.

De los diseños actualmente en operación, el de mayor efectividad es el empleado en la CT Monterrey, ya que el radio de dispersión de esta tobera es comparable con el generado por la tobera experimental 2. En cuanto a la fuerza de impacto se magnitud es casi la misma que la producida por el diseño de la CT Manzanillo, sin embargo, tanto los flujos de vapor como las dimensiones internas de la tobera son menores que los diseños Manzanillo, con lo cual se concluye que el diseño geométrico de esta tobera es óptimo.

El diseño empleado en la CT Manzanillo es de buenas características dinámicas, aunque su radio de acción es de menor dimensión que las experimentales y la empleada en la CT Monterrey.

Las toberas utilizadas en la CT Río Escondido y Tula son de muy pobres características dinámicas y de radio de acción reducido, el empleo de estas toberas trae como consecuencia bajas eficiencias de soplado. Si tomamos en consideración que estas centrales operan con carbón y combustóleo, cuyos contenidos de ceniza, azufre y asfaltenos son muy elevados, el problema se agrava en forma considerable.

- g) Como regla general es imposible esperar que, a medida que la evaluación se realiza en puntos más lejanos de la tobera, la presión dinámica tiende a cero mientras que el radio de alcance o radio de dispersión tiende a infinito.
- h) Es importante aprovechar al máximo el desarrollo del chorro generado por cada diseño actualmente en operación, ya que dada su geometría existe una posición adecuada en la cual la eficiencia del soplado es máxima, caso específico la tobera utilizada en la CT Monterrey.
- i) Del estudio realizado, se alcanzaron las condiciones operativas óptimas (presión, temperatura y geometría) para mejorar la fuerza de impacto sobre las superficies sucias. Por otro lado, el método de simulación del trabajo resultó ser eficaz al permitirnos conocer los límites de operación, por medio del empleo de aire como fluido de simulación.
- j) De los resultados obtenidos de la modelación, el problema del ensuciamiento se puede minimizar sustancialmente, al operar los sopladores de hollín con aquellas características dinámicas y geométricas que hacen que la eficiencia del soplado sea la óptima. Específicamente, de los diseños modelados es recomendable operar con el diseño **experimentales 2, 6** bien de los diseños actualmente en operación el de la CT Monterrey.
- k) Una vez concluida la modelación, es recomendable realizar pruebas en campo, sustituyendo en uno de los precalentadores el diseño actual en operación por la tobera **experimental 2**, y comparar la limpieza de los precalentadores en un periodo de 1 año de operación. Esta alternativa se está manejando con la CT **Tuxpan**, donde se sustituirán las toberas originales por el diseño recomendado.
- l) A fin de complementar el estudio, se visualiza la posibilidad de promover el estudio más detallado de otras variables importantes durante el soplado de los PAR's, tales como: movimiento interno, tiempos de operación, etc.

BIBLIOGRAFIAS

1. MEXICO, COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD, Unidades generadoras en operación (Sistema eléctrico nacional) (México, D.F. : CFE, DICIEMBRE, 1991) pp. 1-11.
2. MEXICO, COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD, Informe mensual de operación (Sector eléctrico nacional) (México, D. F. : CFE, ABRIL, 1992) pp. 4-10.
3. MEXICO, COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD. Tablas de indisponibilidad de Centrales Termoeléctricas. (México, D.F. CFE, 1985) 70p.
4. ESPINOZA, J. [Y] BAUTISTA, R. Análisis de operación y propuestas de alternativas para disminuir la indisponibilidad causada por Precalentadores de Aire. México: Instituto de Investigaciones Eléctricas, División de Fuentes de Energía. Junio 1986. 17p.
(IIE/12/1911/I)
5. MEXICO. COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD, Teoría y pruebas de Combustión. Celaya,Gto, México: Subdirección de Producción, 18991, 150p.
6. GUSTAVO A. TAMAYO-FLORES, "Determinación de la velocidad de corrosión en canastas frías de los precalentadores de aire regenerativos en función de la temperatura media del lado frío y del grado de ensuciamiento" (Tesis para obtener el grado de Ingeniero Mecánico Electricista; Morelia Michoacán de San Nicolás de Hidalgo, 1992) pp. 1-12, 126-129.
7. KRAFTLAGEN AG HEIDELBERG, Precalentadores de Aire "Ljungtrom" Aplicados en Calderas con Combustión Fuel-Oil. 33p.
8. SARJEANT, M. Sootblowers-Jet Aerodynamics and Nozzle Design London: Central Electricity Generating Board, Research Department Marchwood Engineering Laboratories. December 1973. 88p. (R/M//R188)
9. Measurement of Fluid Flow in Pipes Using Orifice, Nozzle and Venturi. 1989. American Society of Engineers. (MF-3M-89) pp. 1-16.
10. MACDUFF E. J and CLARK N. D. "Ljungtrom Air Preheater Design and Operation - Part I". En: COMBUSTION; DEVOTED TO THE ADVANCEMENT - OF POWER GENERATOR, DESIGN AND OPERATION, V.47 (January 1976), pp. 711.

11. MACDUFF E. J and CLARK N.D "Ljungtrom Air Preheater Design and Operation - Part II". En : COMBUSTION; DEVOTED TO THE ADVANCEMENT -OF POWER GENERATOR, DESIGN AND OPERATION, V. 47 (March 1976), pp. 24-30.
12. OSTLIE DAVID and STEMPER FRANK "Cleaning Regenerative Air Heater". En: POWER; THE MAGAZINE OF POWER GENERATION AND PLANT ENERGY SYSTEM. V. 123 No. 9 (September 1979), pp. 101-102.
13. CADRECHA, MANUEL "Preventing acid Corrosion in Air Heater". En: POWER ENGINEERING; THE ENGINEERING MAGAZINE OF POWER GENERATION. V. 84 (January 1980), pp. 54-56.
14. COURANT R. and FRIEDRICH K.O. "Flow in Nozzles and Jets" En: Supersonic Flow and Shock Waves. pp. 377-396, Ed. by Applied Mathematical Sciences, New York, USA: Springer-Verlang, c1948, 464p.
15. BABCOCK and WILCOX. "Economizer and Air Heaters" En: Steam/its generation and use. pp. 13-1 - 13-8. Ed. by Babcock and Wilcox company, c1975.
16. TREVIÑO, F. "Precalentador de Aire Regenerativo Ljungstrom". XI Reunión Internacional sobre Calderas y recipientes a presión. Irapuato, Gto, México: 1988, 3 tomos.
17. MALONEY, K.L. and BENSON R.C. Failure Cause Analysis Air Preheaters. California: Electric Power Research Institute. July 1981. 110p. (EPRI CS-1927)
18. SARJEANT, M. Sootblowers-Deposit Removal, Erosion and Economics. London: Central Electricity Generating Board, Research Department Marchwood Engineering Laboratories. June 1974. 10p. (R/M/N748)
19. Measurement of Gas Flow by Means of Critical Flow Venturi Nozzles. 1987. American Society of Mechanical Engineers/American National Standards Institute. (c1987) pp. 1-5
20. YAVERBAUM, L. H. "Efficiency Improvement Equipment" En: Energy Saving By Increasing Boiler Efficiency. pp. 120-157, Ed Noyes Data Corporation. New York, USA: Energy Tecnology Review, c1979.
21. THE AIR PREHEATER CORPORATION WELLSVILLE, Corrosión y depósitos en Precalentadores de Aire de calderas a petróleo. New York, USA: 1961, 24p.

22. VIRGIL MORING FAIRES and CLIFFORD MAX SIMMANG. "Toberas, difusores y medidores de flujo". En: Termodinámica. pp. 507-533, Ed. UTEHA, México, D.F.: c1982, 662p.
23. FRANK M. WHITE. "Flujo compresible". En: Mecánica de fluidos. pp. 555-556, Ed. Mc Graw-Hill, México D. F. : c1985.
24. IRVING H. SHAMES. "Flujo compresible unidimensional". En: Mecánica de fluidos. Ed. Mc Graw-Hill, México, D. F. : c1979, pp. 456-462.
25. ESPINOZA, J. y GARCIA, G. Sopladores de hollín comportamiento de toberas y caracterización de materiales. De Fuentes de Energía. Noviembre 1988, 80p. (IIE/12/2228/I01/F)
26. BLEVING D. ROBERT. "Nozzles, Diffusers, and Venturis". En: Applied Fluid Dynamics Handbook. pp. 124-134, Ed by VND, New York, USA: c1984.
27. OWER, E. and PANKHURST. "Pitot and static observation in compressible flow". En: The measurement of Air flow. pp 57-74, Ed by Pergamon Press, New York, USA: c1977, 355p.
28. LUTHE OLIVERA SCHUTZ. "Aproximación funcional". En: Métodos Numéricos. pp. 155-181, Ed. LIMUSA, México, D. F. : c1986, 443p.
29. MATAIX, C. "Algunas aplicaciones de la ecuación de Bernoulli. Instrumentos de medida de velocidad. Instrumentos de medida de caudal en flujo cerrado". En: Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas. pp. 125-160, Ed. HARLA, México, D. F., c1982, 660p.
30. Measurement of Fluid Flow in Pipes Using Orifice, Nozzle, and Venturi. 1989. American Society of Mechanical Engineers/American National Standards Institute. (c1990) pp. 32-43.

APENDICE A

TABLAS DE RESULTADOS DE TOBERA OPTIMA

TABLA 1. Mediciones efectuadas a la tobera de la CT Monterrey (V), correspondiente a la prueba No. 1.

PRESION DE ENTRADA Kg/cm ² man.	PRESION DE TRABAJO Kg/cm ² man	TEMPERATURA DE ENTRADA °C	ΔP REGISTRADA EN EL VENTURI mm Hg
1.9	1.25	18	7
2.9	2.5	14	10.4
3.8	3.75	17	12.5
5	5	18.5	16
6	6	19.5	18.8
7	7	20	20.9
8	8	21	25.15

TABLA 2. Resultados de la tobera V, correspondiente a la prueba No. 1.

PRESION DE ENTRADA Kg/cm ² man.	PRESION DE TRABAJO Kg/cm ² man	COEFICIENTE DE DESCARGA ADIM.	COEFICIENTE DE DESCARGA PROMEDIO ADIM.
1.9	1.25	0.9475	0.8911
2.9	2.5	0.9279	
3.8	3.75	0.8652	
5	5	0.8733	
6	6	0.8712	
7	7	0.8611	
8	8	0.8917	

TABLA 3. Mediciones efectuadas a la tobera V, correspondientes a la prueba No. 2 a una presión de trabajo de 6 Kg/cm² man.

FUNTO DE MEDICION	DISTANCIA RADIAL mm.	PRESION DINAMICA (AP) %	TEMPERATURA DE SALIDA °C	PRESION ESTATICA Kg/cm ² man.
1	5.69	50	9.8	3.61
2	11.38	40	9.5	3.45
3 Centro	17.07	40	9.5	3.45
4	11.38	40	9.5	3.45
5	5.69	50	9.6	3.61

TABLA 4. Mediciones efectuadas a la tobera V, correspondientes a la prueba No. 2 a una presión de trabajo de 7 Kg/cm² man.

FUNTO DE MEDICION	DISTANCIA RADIAL mm.	PRESION DINAMICA (AP) %	TEMPERATURA DE SALIDA °C	PRESION ESTATICA Kg/cm ² man.
1	5.69	51	9.7	3.65
2	11.38	51	9.4	3.65
3 Centro	17.07	53	9.4	3.68
4	11.38	51	9.4	3.65
5	5.69	51	9.7	3.65

TABLA 5. Mediciones efectuadas a la tobera V, correspondientes a la prueba No. 2 a una presión de trabajo de 8 Kg/cm² man.

FUNTO DE MEDICION	DISTANCIA RADIAL mm.	PRESION DINAMICA (ΔP) %	TEMPERATURA DE SALIDA °C	PRESION ESTATICA Kg/cm ² man.
1	5.69	54	10	3.94
2	11.38	55	9.3	3.97
3 Centro	17.07	57	9.3	4.07
4	11.38	55	9.3	3.97
5	5.69	54	10	3.94

TABLA 6. Resultados de la tobera V, correspondiente a la prueba No. 2 para las presiones de: 6, 7 y 8 Kg/cm² man.

PRESION DE TRABAJO Kg/cm ² man.	FLUJO DE AIRE Kg/seg	PRESION DINAMICA PROMEDIO KPa	VELOCIDAD A LA SALIDA m/seg
6	0.4328	42.44	495.90
7	0.4883	49.05	460.34
8	0.5678	51.88	381.02

TABLA 7. Mediciones realizadas a la tobera V, correspondientes a la prueba No. 3.

Distancia axial: 1.0 mts.

Presion de trabajo: 6 Kg/cm² man.

Temperatura del aire: 13.5 °C.

Radio del chorro, en posición horizontal: 14.1 cm.

PUNTO DE MEDICION	DISTANCIA RADIAL cm.	PRESION DINAMICA (AP)	PRESION ESTATICA	VELOCIDAD m/seg
		m.m. c.a. KPa	m.m. c.a.	
1 Control	0	600 5.64	60	97.19
2	2.42	400 3.76	30	76.66
3	5.64	200 1.88	40	56.55
4	8.46	60 0.56	20	31.08
5	11.28	20 0.19	14	17.96

TABLA 8. Mediciones de la tobera V, correspondientes a la prueba No. 3.

Distancia axial: 1.0 mts.

Presion de trabajo: 6 Kg/cm² man.

Temperatura del aire: 13.5 °C

Radio del chorro, en posición vertical: 20 cm

PUNTO DE MEDICION	DISTANCIA RADIAL cm.	PRESION DINAMICA (ΔP)	PRESION ESTATICA	VELOCIDAD
		mm c.s. KPa	mm c.s.	m/seg
1 Centro	0	600 1.13	60	97.19
2	4	600 0.75	60	97.19
3	8	200 0.47	40	56.35
4	12	50 0.19	20	28.37
5	16	6 0.14	7	9.84

TABLA 9. Mediciones realizadas a la tobera V, correspondientes a la prueba No. 3.

Distancia axial: 1.0 m.

Presion de trabajo: 8 Kg/cm² man.

Temperatura del aire: 13.5 °C.

Radio del chorro, en posición horizontal: 14.1 cm.

FUNTO DE MEDICION	DISTANCIA RADIAL cm.	PRESION DINAMICA (AP) mm c.s. KPa	PRESION ESTATICA mm c.s.	VELOCIDAD m/seg
1 Centro	0	900 8.47	80	118.34
2	2.82	500 4.70	60	88.87
3	5.64	220 2.07	40	59.29
4	8.46	100 0.94	30	40.67
5	11.28	30 0.28	20	21.99

TABLA 10. Mediciones realizadas a la tobera V, correspondientes a la prueba No. 3.

Distancia axial: 1.0 mts.

Presion de trabajo: 8 Kg/cm² man.

Temperatura del aire: 13.5 °C.

Radio del chorro, en posición vertical: 20 cm.

PUNTO DE MEDICION	DISTANCIA RADIAL cm.	PRESION DINAMICA (ΔP) mm c.s. KPa	PRESION ESTATICA mm c.s.	VELOCIDAD m/seg
1 Centro	0	900 8.47	80	118.34
2	4	650 8.11	70	101.03
3	8	240 2.26	50	61.87
4	12	80 0.75	30	35.86
5	16	7 0.07	10	10.63

TABLA 11. Resultados de la tobera V, correspondientes a la prueba No. 3, para las presiones de 4,6 y 8 kg/cm² man.

Distancia axial: 1.0 m.

Radio de dispersión,
horizontal: 14.1 cm.

PRESION DE TRABAJO Kg/cm ² man.	VELOCIDAD PROMEDIO EN LA SECCION m/seg	FLUJO DE AIRE EN LA SECCION Kg/seg	FUERZA DE IMPACTO Nw (Newton)
4	43.66	4.60	137.90
6	56.49	6.31	235.62
8	65.75	7.05	366.22

TABLA 12. Resultados de la tobera V, correspondientes a la prueba No. 3, para las presiones de 4, 6 y 8 kg/cm² man.

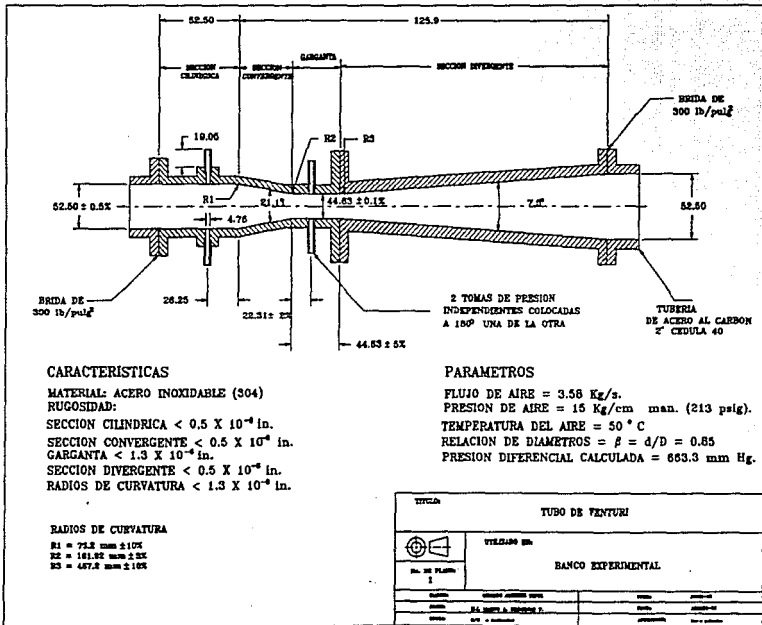
Distancia axial: 1.0 mts.

Radio de dispersión,
vertical: 20 cm.

PRESION DE TRABAJO Kg/cm ² man.	VELOCIDAD PROMEDIO EN LA SECCION m/seg	FLUJO DE AIRE EN LA SECCION Kg/seg	FUERZA DE IMPACTO Nw (Newton)
4	43.66	4.60	137.90
6	56.49	6.31	235.62
8	65.75	7.05	366.22

APENDICE B

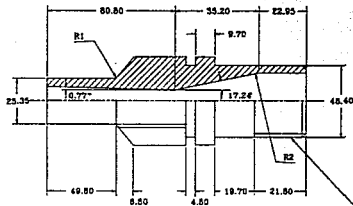
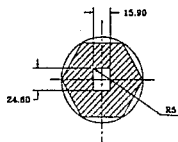
PLANO DE CONSTRUCCION DE TUBO VENTURI



APENDICE C

PLANOS DE CONSTRUCCION DE TOBERAS EMPLEADAS EN LOS
SOPLADORES DE HOLLIN DE LOS PRECALENTADORES DE AIRE
REGENERATIVOS

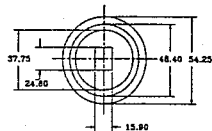
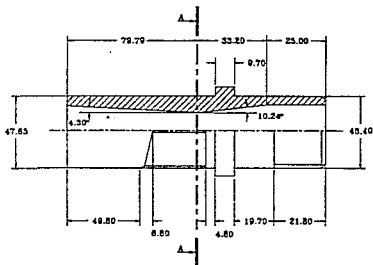
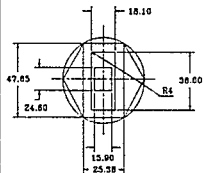
CORTE A-A



RADIOS DE CURVATURA

- R1 = 6.60 ± 0.15
- R2 = 31.40 ± 1.25
- R3 = 31.40 ± 1.25
- R4 = 2.05 ± 1.25
- R5 = 2.05 ± 1.25

ROSCA NPT
DE 1 1/2"
11.6 h/plg



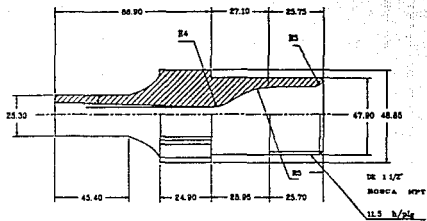
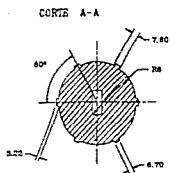
TÍTULO TORERA DE SOPLADOR DE ROLIN
C.T.E. "MANTANILLO"



VESTIGIO DE

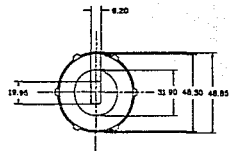
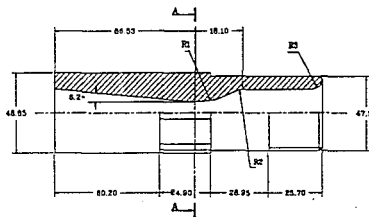
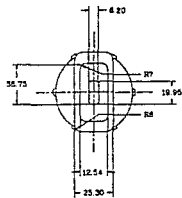
FRECALDADOR DE AIRE
REGENERATIVO

NO. DE PLANO 1	PROYECTO	REVISIÓN	FECHA
ELABORADO	REVISADO	PROYECTADO	APROBADO
VERIFICADO	REVISADO	PROYECTADO	APROBADO



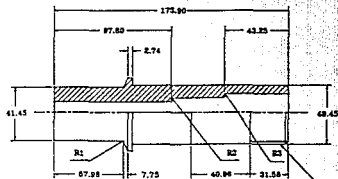
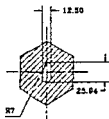
RADIOS DE CURVATURA

R1	=	28	±	1%
R2	=	30	±	1%
R3	=	14	±	1%
R4	=	20	±	1%
R5	=	24	±	1%
R6	=	7	±	1%
R7	=	4	±	1%
R8	=	2	±	1%
R9	=	12.6	±	1%



ESTILO	TUBERA DE SOPLADOR DE HOLLIN	
	C.T.E. "TULA"	
	VILLALBA EN	
	PRECALENTADOR DE AIRE	
	REGENERATIVO	
No. DE PLANO	2	
Autores	Calculos	Revisado
Director	C.E. TUBERA	Verificado

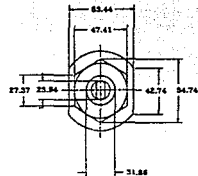
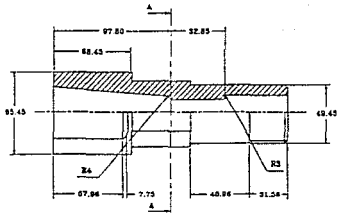
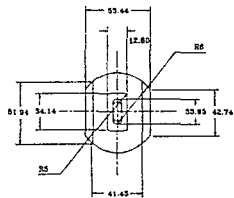
CORTE A-A



RADIOS DE CURVATURA

- R1 = 2.50 ± 12
- R2 = 2.50 ± 12
- R3 = 2.50 ± 12
- R4 = 2.50 ± 12
- R5 = 2.50 ± 12
- R6 = 2.50 ± 12
- R7 = 2.50 ± 12

ROSCA R77
 DE 1 1/8"
 11.6 N/96

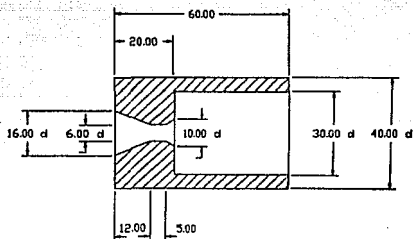


TITULO: TOBERA DE Soplador de NOLIM
 C.T.E. "MONTERREY"



UTILIZADO EN:
 PERCALENTADOR DE AIRE
 REGENERATIVO

No. de Plano:	3
Elaborado:	Revisado:
Verificado:	Aprobado:
Fecha:	Elaborado:



TITULO:

TOBERA DE SOPLADOR DE HOLLIN
C.T.E. "RIO ESCONDIDO"



UTILIZADO EN

PRECALENTADOR DE AIRE
REGENERATIVO

No. DE PLANO
4

ELABORO	GERARDO MARTINEZ TOPEZ	FECHA	NOVIEMBRE-92
REVISO	HL MARCO A. MARTINEZ P.	FECHA	DICIEMBRE-92
ESCALA	1/1	NOTACIONES	no a indicadas