

01162

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE INGENIERIA
DIVISION DE ESTUDIOS DE POSGRADO
SECCION DE HIDRAULICA

ANÁLISIS DEL PROBLEMA DE CAVITACIÓN PROVOCADO
POR EL FLUJO HELICOIDAL EN LA DESCARGA DE LAS
TURBINAS DE LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA CHICOASÉN
AL OPERAR A BAJAS CARGAS

Tesis que presenta

EDUARDO ANTONIO RODAL CANALES

para obtener el grado de

MAESTRO EN INGENIERÍA
(HIDRÁULICA)

Jurado:

PRESIDENTE: DR. GABRIEL ECHAVEZ ALDAPE
VOCAL: DR. RAFAEL CARMONA PAREDES
SECRETARIO: DR. JESÚS GRACIA SÁNCHEZ
SUPLENTE: DR. GUSTAVO PAZ SOLDÁN CÓRDOVA
SUPLENTE: DR. OSCAR FUENTES MARILES

Ciudad Universitaria, México D.F., Mayo de 2004



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

Agradecimientos

Quiero agradecer a mi madre, hermanos, esposa e hijas por el apoyo incondicional que siempre me han brindado y sin el cual nunca hubiera alcanzado los logros que he obtenido en la vida.

Al Dr Rafael Guarga Ferro a quién le debo gran parte de mi formación profesional y trayectoria, así como el entusiasmo que siento al participar en el estudio de problemas asociados a la Hidráulica aplicada.

Al Dr Rafael Carmona Paredes y al M en I Alejandro Sánchez Huerta por su apoyo y colaboración incondicional tanto en el desarrollo de este trabajo así como en el desempeño profesional que he realizado colaborando con ellos en el Instituto de Ingeniería.

Al Dr Luis Álvarez Icaza a por su apoyo brindado en la realización de este trabajo.

A los Dres Gabriel Echavez Aldape, Dr Jesús Gracia Sánchez, Dr Gustavo Paz Soldán Córdova, Oscar Fuentes Mariles, quien han sido mis profesores y asesores siempre dispuestos ha ayudarme asesorado en todo momento.

1.- INTRODUCCION	
1.1 Antecedentes	1
1.2 Descripción de las turbinas instaladas.	4
2.- CAVITACION EN LOS DESFOGUES DE LAS TURBINAS	
2.1 Inspección de los daños	8
2.2 Mecanismo de la cavitación	13
3.- DIAGNOSTICO DEL PROBLEMA	
3.1 Mecanismo de formación de la torcha	17
3.2 Modelo teórico del comportamiento de la torcha	24
3.3 Relación entre la torcha y la cavitación	30
4.- ALTERNATIVAS DE SOLUCION	
4.1 Zonas prohibidas de operación	32
4.2 Posibilidad de retirar la aletas del desfogue	36
5.- PRESENTACION DE RESULTADOS	50
6.- CONCLUSIONES	55
REFERENCIAS	57
ANEXOS	
AI . - Descripción de la instalación experimental	61
AII. - Estimación del comportamiento de la frecuencia y amplitud de la pulsación de la torcha en estas turbinas.	77
AIII.- Efecto producido sobre la torcha por la colocación de las aletas en el desfogue.	95
AIV. - Descripción de las mediciones realizadas en la U-3 con aletas en el desfogue.	119
AV . - Pruebas de operación sin aletas, con y sin inyección de aire en la U-3.	139

1. INTRODUCCIÓN.

1.1 Antecedentes.

La necesidad de generar energía eléctrica para satisfacer la demanda energética del país ha obligado a la construcción de Plantas Hidroeléctricas de gran magnitud localizadas en los lugares con gran potencial hidráulico el cual suele ubicarse a distancias considerables de los centros de consumo. La gran longitud que se requiere recorrer provoca que las líneas de transmisión de energía eléctrica presenten comportamientos reactivos de consideración. Cuando dichas líneas se encuentran operando a potencias menores a las de diseño presentan problemas de sobreelevación del voltaje, que convierten las maniobras de apertura ó cierre de líneas interconectadas en operaciones riesgosas que podrían ser detectadas en la red como fallas y que provocarían el disparo de las protecciones de las líneas en forma no controlada, arriesgando la estabilidad del sistema global interconectado.

Una forma de evitar este problema se consigue con la operación denominada "corrección del factor de potencia" que consiste en compensar los efectos reactivos de las líneas mediante la generación de reactivos de signo contrario, utilizando los mismos generadores síncronos operando a una potencia real baja respecto a su potencia nominal; esta operación tiene sentido fuera de las horas de demanda máxima de energía eléctrica y se denomina operación a bajas cargas.

Actualmente se opera los generadores en vacío liberando la turbina de su inmersión en agua mediante un volumen de aire inyectado estando la turbina fuera de servicio, de esta manera se trabaja al generador como motor síncrono.

En el caso de la Planta Hidroeléctrica Manuel Moreno Torres (Chicoasén, Chiapas) se tomaron dos generadores (unidades U-1 y U-2) para corregir factor de potencia, haciéndolos operar con 50 Mw y 170 MVA reactivos, obteniendo buenos resultados de operación de la red eléctrica. Sin embargo, al ser las turbinas instaladas ahí de tipo Francis y al ser operadas a potencias reales menores a las de diseño, tienden como efecto inevitable, a formar un flujo helicoidal conocido como la torcha, que es formado a la descarga del rodete y además tiene características de un flujo inestable.

Con la idea de prevenir riesgos de resonancia hidráulica entre la torcha y la tubería de presión, se instalaron cuatro aletas en la pared del cono del desfogue de cada turbina. La presencia de las aletas, en combinación con la operación antes mencionada trajo como consecuencia el desarrollo de severos daños de erosión por cavitación en la tubería de succión o desfogue de dichas turbinas.

Para investigar la posibilidad de disminuir estos daños, la Comisión Federal de Electricidad solicitó al Instituto de Ingeniería (I.I.) el estudio de este problema. En paralelo a los estudios experimentales, en el mismo I.I. fue necesario

mejorar las metodologías para determinación de la respuesta en frecuencia de plantas hidroeléctricas cuyos resultados apoyaron firmemente la solución adoptada para el problema de cavitación planteado. Tales metodologías quedan fuera del alcance de esta tesis, pero pueden ser consultadas en la referencia 13.

Dado que el origen y la magnitud del daño están ligados con la aparición de la torcha fue necesario caracterizar su comportamiento para las turbinas instaladas en Chicoasén, así como revisar los criterios que llevaron a la colocación de las aletas. Una vez analizados estos aspectos se determinó la interacción del problema de cavitación con la aparición de la torcha y las aletas de donde se propusieron como alternativas de solución:

1. Establecer un criterio de operación restringida a los intervalos de generación en los que no hay cavitación.
2. Retirar las aletas de desfogue.

La justificación de cada alternativa, así como la presentación de la solución adoptada son la parte medular de este trabajo.

1.2. Descripción de las turbinas instaladas.

La planta Hidroeléctrica "Manuel Moreno Torres" (Chicoasén), se localiza a 48 km al noroeste de Tuxtla Gutierrez, Chiapas, aprovecha el agua del río Grijalva que nace en Guatemala y se embalsa desde el "Cañón del Sumidero" hasta la cortina de la presa.

La casa de máquinas es subterránea localizada en la margen derecha del río, cuenta con cinco grupos generadores y con la posibilidad de ampliación a ocho; cada grupo lo constituye una turbina de tipo Francis de eje vertical de 300 Mw de potencia nominal, caída neta de diseño de 185 m, caudal máximo de 189.7 m³/s, velocidad angular de 163.64 RPM, acoplada a un generador marca ASEA de 300 MVA con 22 pares de polos, con voltaje nominal 17 Kv y 10180 Amps. nominal.

Las condiciones de operación para distintos niveles en el vaso están representadas por:

Carga neta (mca)	Gasto (m ³ /s)	Potencia (Mw)	Velocidad angular (RPM)
185.00	184.1	318	163.64
176.00	186.7	306	163.64
164.85	182.4	280	163.64

Niveles previstos de la presa:

Nivel máximo	392	(m.s.n.m.)*
normal	382	(m.s.n.m.)
mínimo	375	(m.s.n.m.)

* metros sobre el nivel del mar

Variación de niveles previstos de desfogue respecto al nivel mínimo de 202.7 m.s.n.m.:

No. de turbinas operando	Nivel
1	202.70 (m.s.n.m.)
2	203.63 (m.s.n.m.)
3	204.15 (m.s.n.m.)
4	204.60 (m.s.n.m.)

Los niveles normal y máximo de desfogue son respectivamente: 226.34 y 206.15 m.s.n.m.

La disposición física de las turbinas y su identificación se muestra respectivamente en las figs 1.1 y 1.2.

La fig 1.3 muestra el diagrama de colina de estas turbinas suministrado por el fabricante Mitsubishi Heavy Industries.

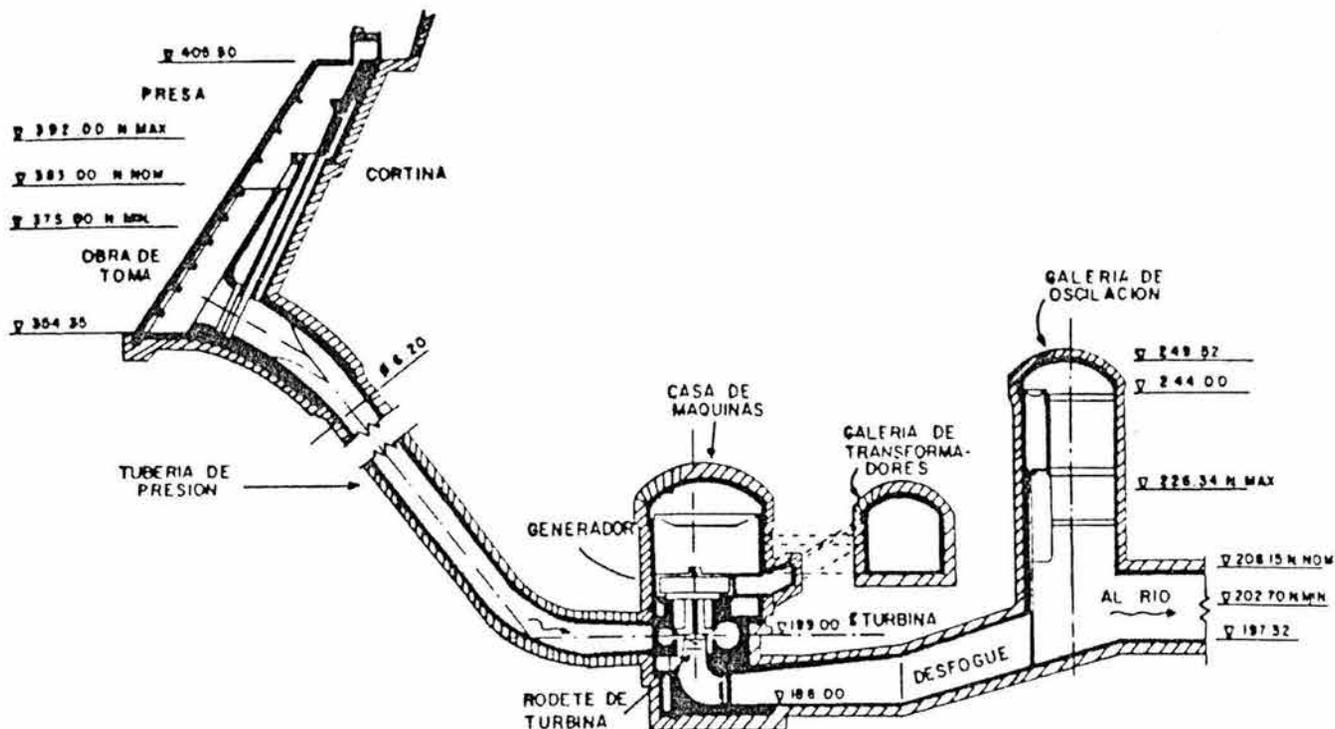


Figura 1.1 Esquema del corte de la instalación de las turbinas.

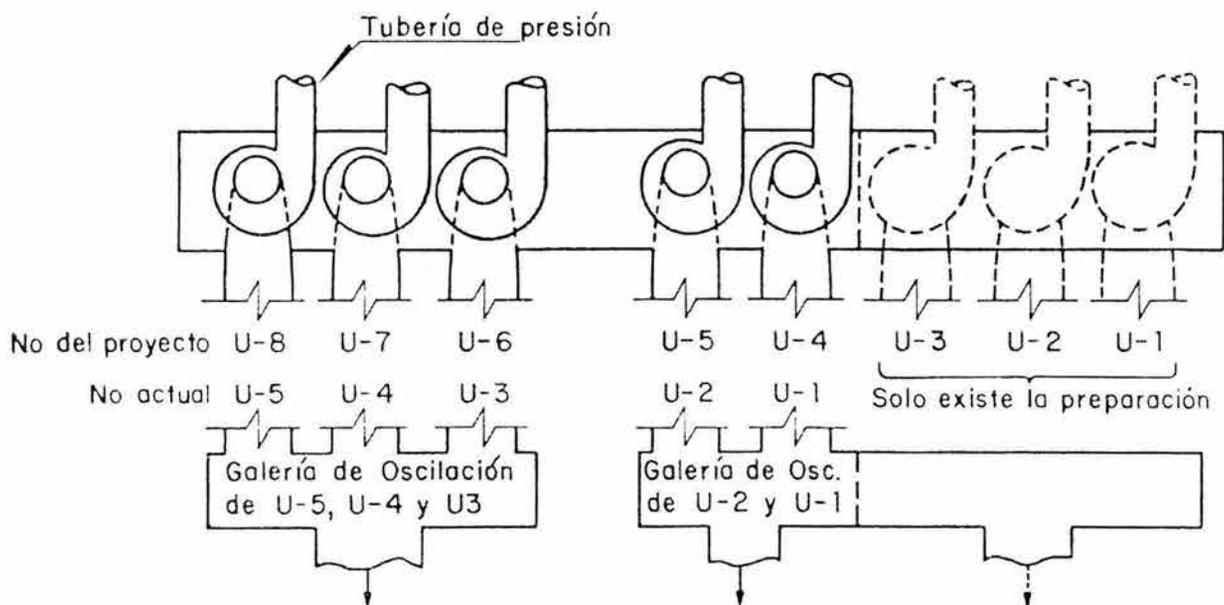


Figura 1.2 Vista en planta de la casa de máquinas.

WE-33129

CENTRAL HIDROELECTRICA MANUEL MORENO TORRES

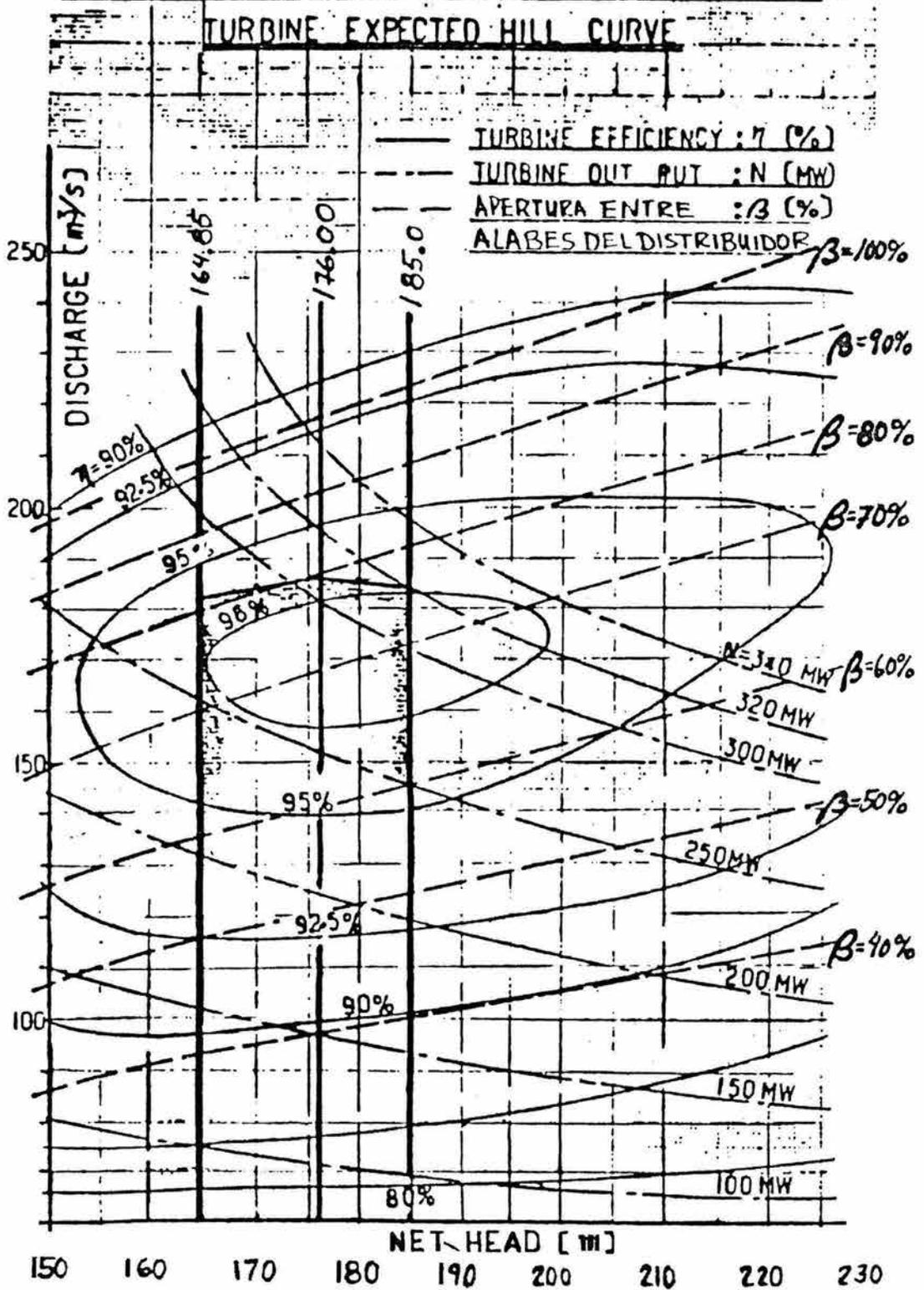


Figura 1.3 Diagrama de colina de las turbinas de la Central Hidroeléctrica Manuel Moreno Torres.

2. CAVITACION EN EL DESFOGUE DE LAS TURBINAS.

2.1 Inspección de los daños.

El problema fue detectado por la aparición de fugas importantes en la galería de acceso a los desfogues. Estas fugas se presentaron durante el transcurso de la política de operación de las turbinas a bajas cargas impuestas por las maniobras de corrección de factor de potencia.

A estas potencias menores a la de diseño, se presenta un flujo helicoidal descargado por el rodete el cual produce pulsaciones de presión. La combinación de éste flujo con la presencia de cuatro aletas en el cono del desfogue provocó severos daños identificados como cavitación en las paredes del desfogue, ocasionando así las fugas mencionadas.

La figura 2.1 indica la ubicación esquemática de las aletas, la fig. 2.2 muestra un levantamiento de los daños observados en la Unidad 1, la fig. 2.3 es una copia del informe realizado por la propia Central (ref 6) y la fig. 2.4 detalla las cotas y dimensiones de las aletas instaladas. La inspección se realizó al cabo de una operación de 6 meses con las políticas de bajas cargas.

La unidad 1 tuvo que ser retirada del servicio para su reparación debido a que las fugas estimadas alcanzaron 300 litros por minuto previniendo la pérdida de la integridad estructural del propio tubo de desfogue.

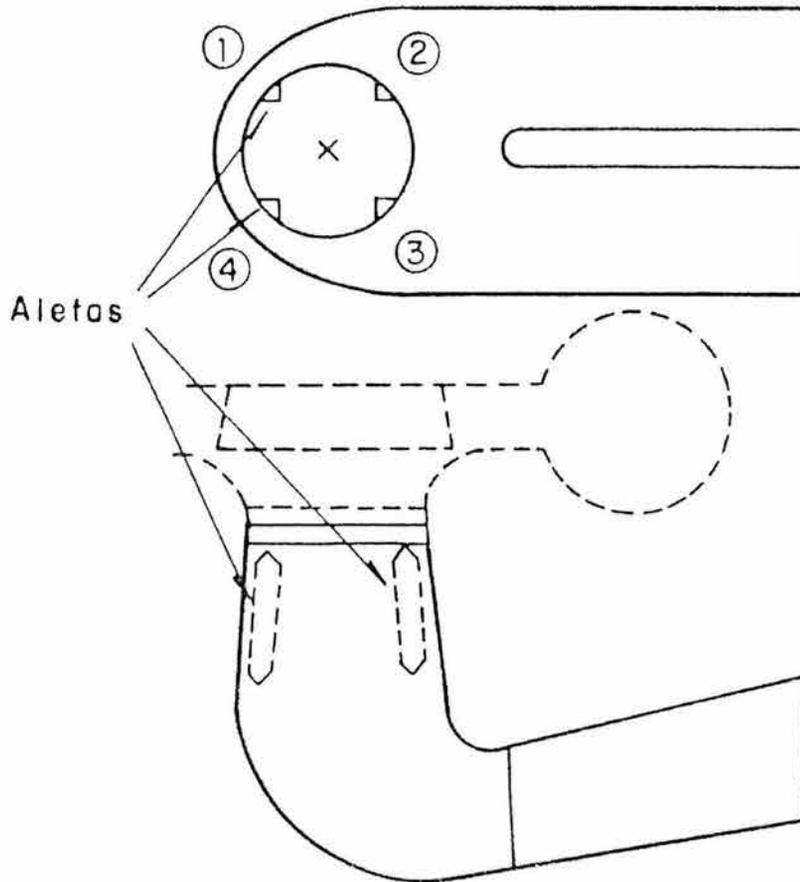


Figura 2.1 Esquema de la colocación y numeración de las aletas.

ALERONES DEL TUBO DE ASPIRACION
UNIDAD No 1

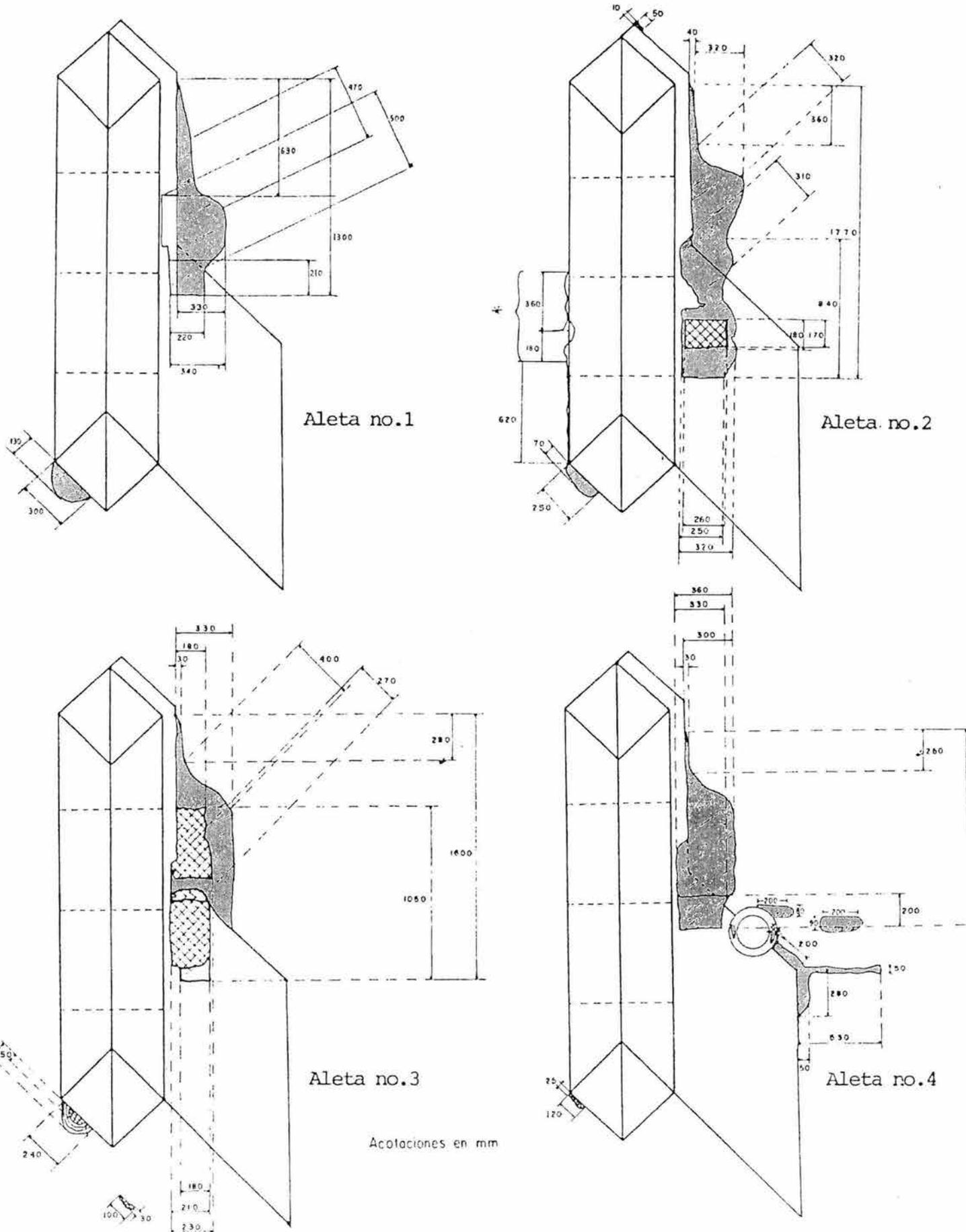
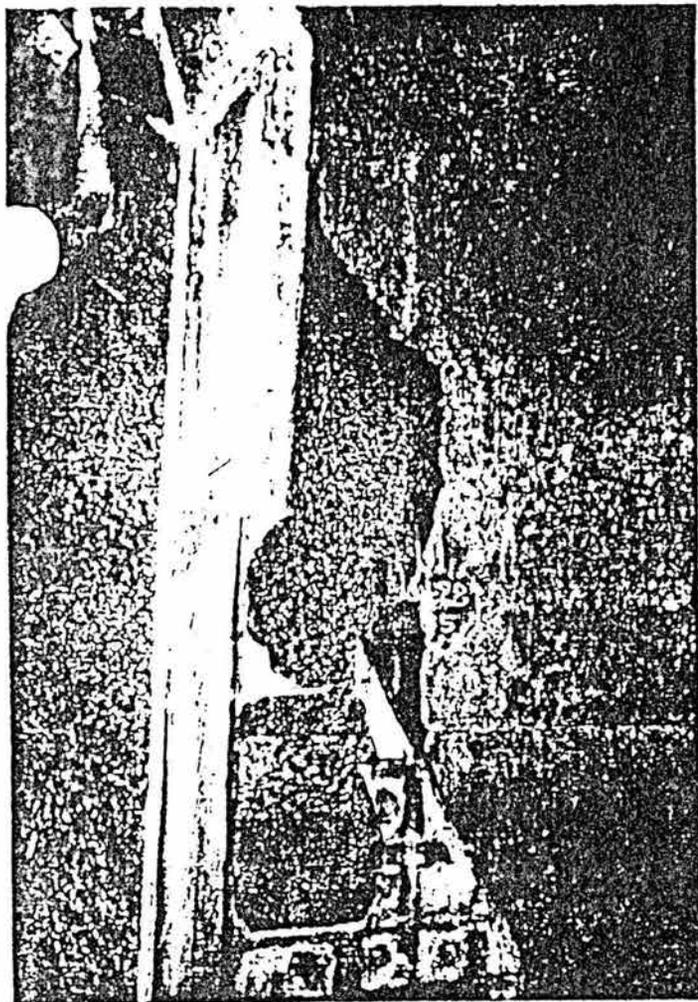


Figura 2.2 Levantamiento de los daños inspeccionados en la unidad 1



FOTOGRAFIA No. 13

ALERON No. 2 DEL TUBO DE ASPIRACION DE LA UNIDAD No. 1

Se observa la zona corroída definida por la humedad y color óxido, adicionalmente, hay una zona rectangular donde es la pared de concreto, ya no hay placa de acero.

FOTOGRAFIA No. 14

ALERON No. 2 DEL TUBO DE ASPIRACION DE LA UNIDAD No. 1

Se aprecia la placa cortada de acuerdo al plan de trabajo original, después de este corte se observó que la placa del tubo de aspiración pegada al alerón, presentaba zonas con 3 ó 4 mm. de espesor dimensiones que no presentaban seguridad para soldar, por lo que, se decidió desmontar el alerón y cambiar la placa total que soporta a éste.

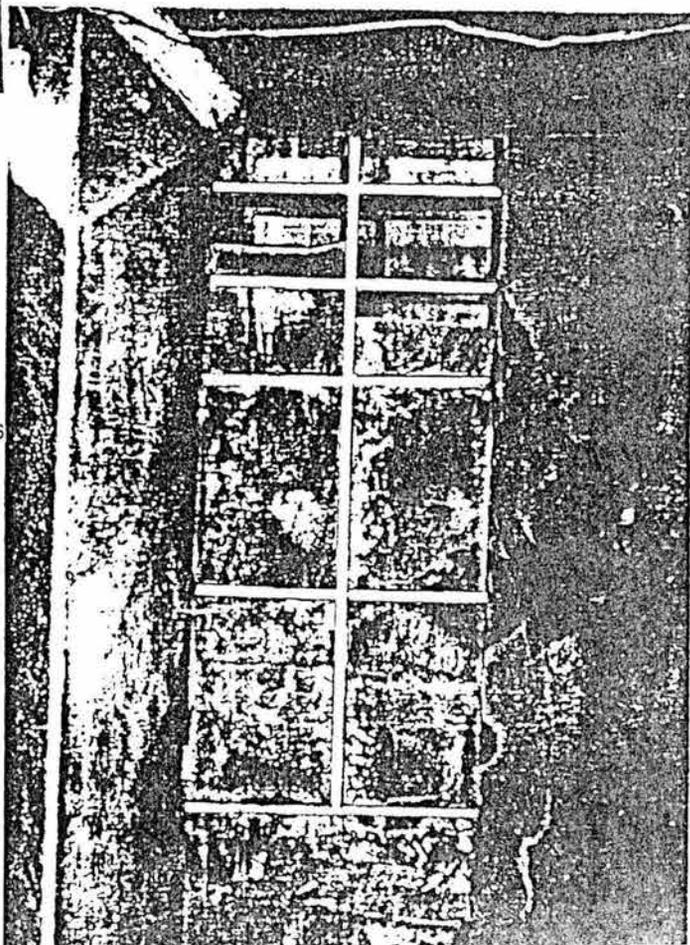
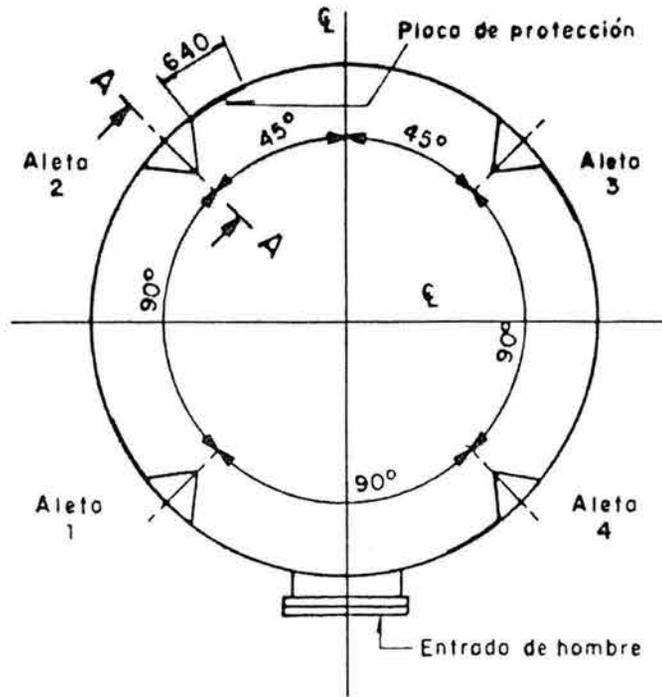


Figura 2.3 Detalle del refuerzo exterior de la pared del desfogue al costado de la aleta nº. 2.

Lado de la tubería de presión



Lado del desfogue

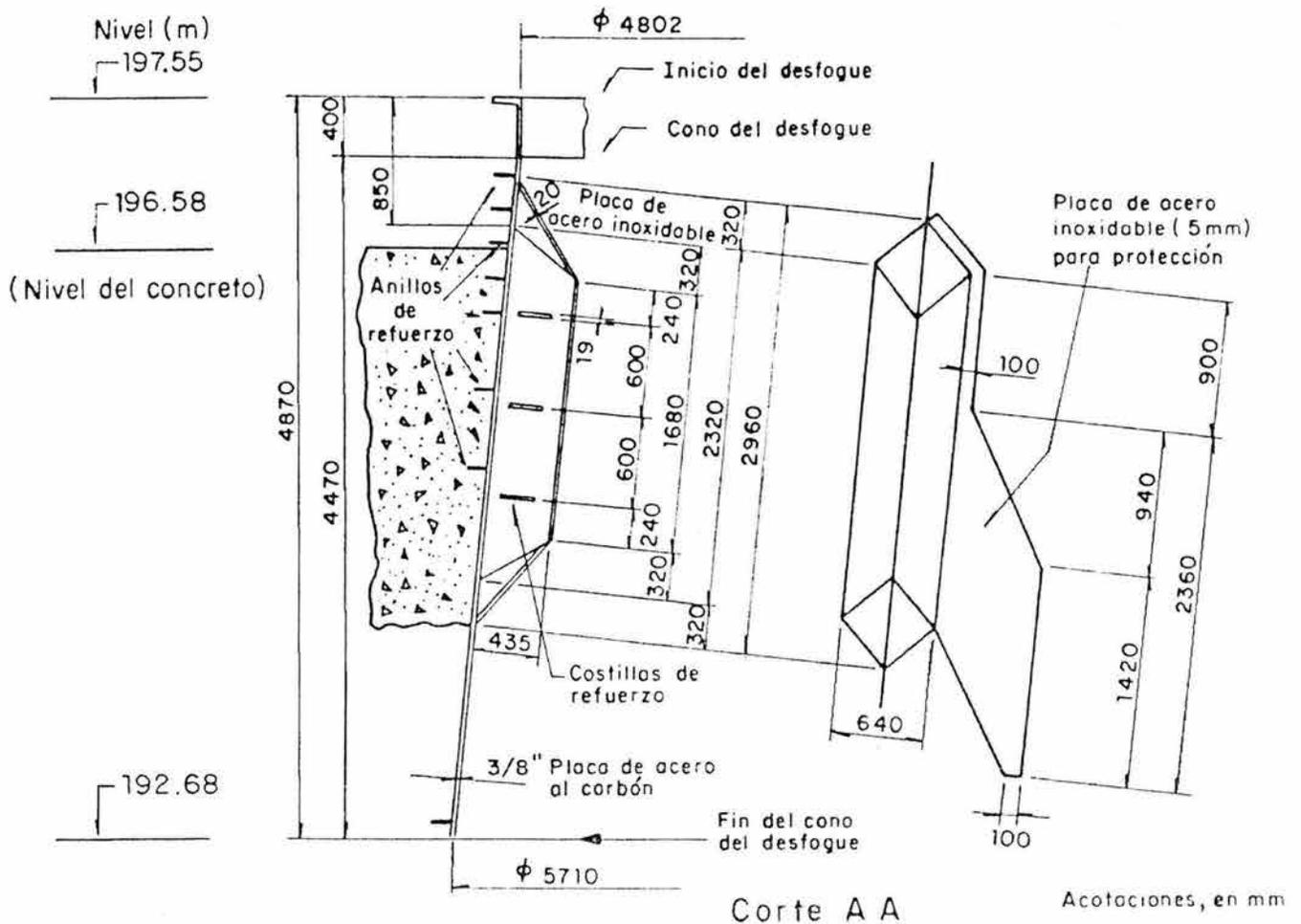


Figura 2.4 Dimensiones de las aletas.

La rotura total de un tubo de desfogue puede someter a la central hidroeléctrica a un riesgo muy grande debido a que podría inundar una parte importante de la planta puesto que las presiones medias del flujo a este nivel son del orden de 10 mca. Inspecciones posteriores de otras unidades en situaciones semejantes, mostraron daños similares por lo que pudo afirmarse que se presentó el mismo mecanismo de daño.

Debe señalarse que la instalación de las aletas surgió de las recomendaciones hechas por la Compañía Electroconsult al revisar el proyecto final de la central antes del inicio de su operación. Se recomendó la colocación de las aletas para prevenir la posibilidad de que se presentaran problemas de resonancia hidráulica excitada por la torcha (Refs. 3,4,5). Electroconsult determinó la forma de las aletas con la colaboración del fabricante de las turbinas, apoyándose en resultados observados en el ensayo directo del modelo. Durante estos ensayos se cuantificó la amplitud de la oscilación de la presión referida a la carga neta para distintos puntos de operación variando el valor del coeficiente de cavitación (ref 12). La mayor amplitud se registró para una apertura de los álabes del distribuidor de 50% respecto a la apertura máxima, operando el modelo con un coeficiente de cavitación particularmente crítico. Este punto de operación se usó para definir la forma de las aletas. La presencia de las aletas hace que las oscilaciones mantengan una amplitud de oscilación igual para cualquier valor del coeficiente de cavitación.

2.2 MECANISMO DE LA CAVITACIÓN.

El mecanismo de cavitación puede describirse como resultado de la combinación de dos efectos físicos.

El primero es producido sobre el líquido cuando a lo largo de su recorrido, la presión desciende hasta alcanzar el valor de vaporización, esto ocasiona que el líquido comience a ebullición formando pequeñas burbujas de vapor.

El segundo consiste en el arrastre de las burbujas de vapor a través de un gradiente de presión adverso donde las burbujas tienden a colapsar al alcanzar presiones mayores a la de vaporización.

Si el colapso de las burbujas se presenta en la vecindad de alguna frontera sólida, esto contribuye a la formación de un gradiente de presión que provoca un colapso de la burbuja adoptando la forma de toroide antes de desaparecer (ref 7). Este proceso de colapso engendra la aceleración violenta del flujo que ocupará el volumen de vapor de la burbuja formando pequeños microjets con la capacidad de erosionar a la frontera sólida. La rapidez de erosión del material depende de su resistencia estructural a la cavitación y del número de recurrencia de colapsos.

El proceso requiere de cierto período de incubación probablemente debido a que es necesario que el material se fatigue mecánicamente antes de iniciarse el daño. Posteriormente, una vez que el daño se ha presentado, los efectos de una nueva erosión son mayores ya que las

cavidades del material desprendido facilitan la concentración de la energía proveniente de nuevos colapsos.

Esto hace que en los fenómenos de cavitación la rapidez de erosión aumente con la magnitud de los daños.

Puede observarse que la formación de burbujas no necesariamente produce cavitación, podría darse el caso de generar burbujas y si estas colapsan lejos de la frontera sólida sólo producirán ruido sin generar erosión.

Por contraparte, no puede existir cavitación si no hay generación de burbujas.

Por esta razón la visualización del fenómeno en modelos físicos transparentes es el procedimiento más preciso para identificar un problema de cavitación y evaluar su posibilidad de daño.

En el caso de las paredes de los desfuegos de Chicoasén, se presentó un daño típico por cavitación, sin embargo la inspección de los daños mostró la evidencia de una zona preferentemente cavitada sobre la parte no reforzada de la pared dañada (ver figs. 2.2 y 2.3), mientras que donde se tenían refuerzos estructurales el daño era menos severo.

En la literatura técnica se han reportado daños por cavitación en máquinas debido a vibraciones mecánicas, de tal manera que es posible que en este caso particular la vibración acelerara la erosión por cavitación.

También se observó corrosión del material dañado. Aún cuando el material de las paredes de los desfuegos se supone

no activo la corrosión observada se explica como consecuencia de una activación del fenómeno químico de oxidación ya que la erosión por cavitación elimina la formación de óxido superficial que protege al material de una nueva oxidación.

A pesar de que fue posible identificar mecanismos que aceleraron el proceso de pérdida de material, el factor principal e inicial del mismo es la cavitación, por lo que la única forma de evitar la erosión es controlando la cavitación.

3. DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA

Para caracterizar al efecto de cavitación y definir un parámetro que permita tanto su reproducción en un modelo físico, como la predicción de su aparición en otros puntos de operación de la turbina, fue necesario, en primer lugar, describir el mecanismo de formación de la torcha, plantear un modelo teórico y, posteriormente, con ayuda de éste, definir un modelo físico para ensayar el fenómeno a estudiar.

3.1 Mecanismo de formación de la torcha.

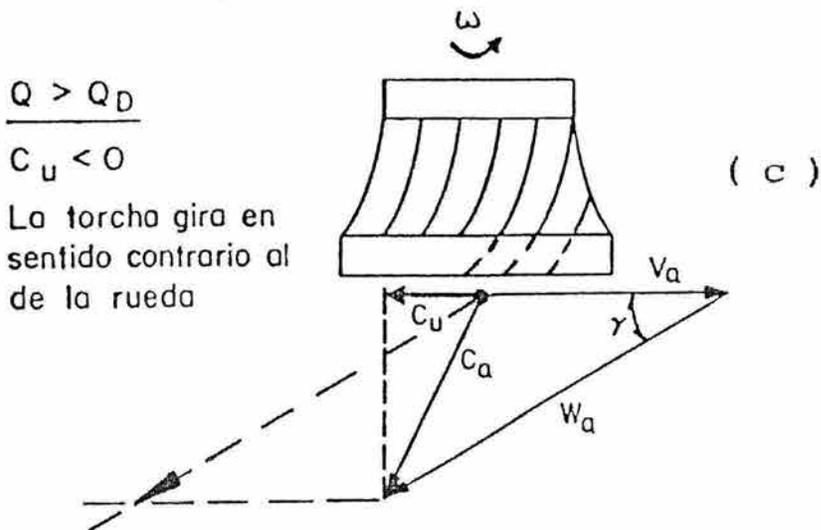
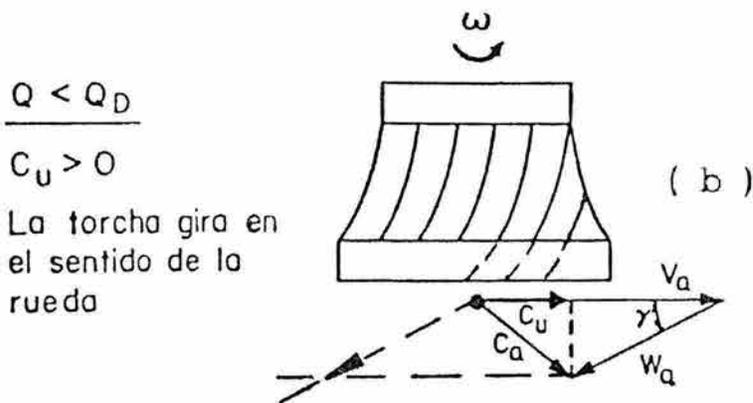
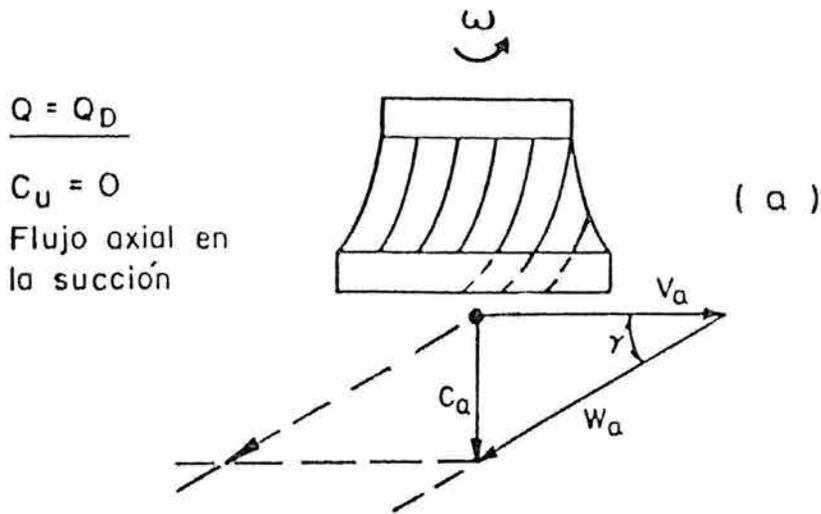
La geometría de los álabes del rodete de una turbina se diseña para trabajar con máxima eficiencia durante la operación en condiciones nominales de carga, gasto y velocidad angular. Para las turbinas Francis dicha geometría define la forma del rodete y éste es fabricado en una sola pieza, lo cual implica que los álabes del rodete quedan fijos respecto a su soporte. Para modificar el punto de operación de una turbina se modifica el caudal que circula por ella, puesto que la carga la fija el nivel de la presa y la velocidad la frecuencia de generación.

Analizando el flujo entre dos álabes del rodete puede observarse que para cualquier punto en la descarga, en condiciones de diseño, el flujo abandona el rodete moviéndose en dirección paralela al eje de giro de la turbina.

Tal situación se muestra esquematizada en la fig. 3.1. (a), donde se señala el triángulo de velocidades a la salida del rodete. Se puede observar la suma de los vectores que representan a la velocidad relativa del agua respecto a los álabes del rodete (W_a) y a la velocidad tangencial del rodete para el radio correspondiente (V_a).

Ahora bien, cuando el gasto de la turbina es diferente al gasto de diseño, la suma vectorial de las velocidades tangencial y relativa ya no resultará paralela al eje de la turbina, es decir el flujo que abandona al rodete tendrá una componente de velocidad tangencial (C_u) tal como se muestra en las fig. 3.1 (b) y (c). Dicho flujo corresponde a un movimiento de tipo helicoidal el cual genera la formación de una zona de estancamiento o bien flujo inverso ubicada en la parte central del mismo (ref. 1 y 2) denominada núcleo.

El flujo helicoidal descrito anteriormente es descargado en una conducción divergente, denominada tubo difusor o desfogue, y se ha observado que el eje del núcleo de dicho flujo, pierde su ubicación central, rompiendo su simetría radial (ref.2) describiendo un movimiento de precesión a cierta velocidad angular. Dicho flujo genera una asimetría del movimiento helicoidal capaz de imponer fluctuaciones de presión y gasto en el desfogue de la turbina. El flujo anterior es por tanto inestable y se le conoce comúnmente como la torcha (ver fig. 3.2).



- Q - Gasto
- Q_D - Gasto de diseño
- C_u - Velocidad perimetral
- C_a - Velocidad absoluta del agua en la succión
- V_a - Velocidad de arrastre del rotor
- W_a - Velocidad relativa del agua respecto al rotor
- γ - ángulo de salida del agua

Figura 3.1 Origen de la formación de la torcha.

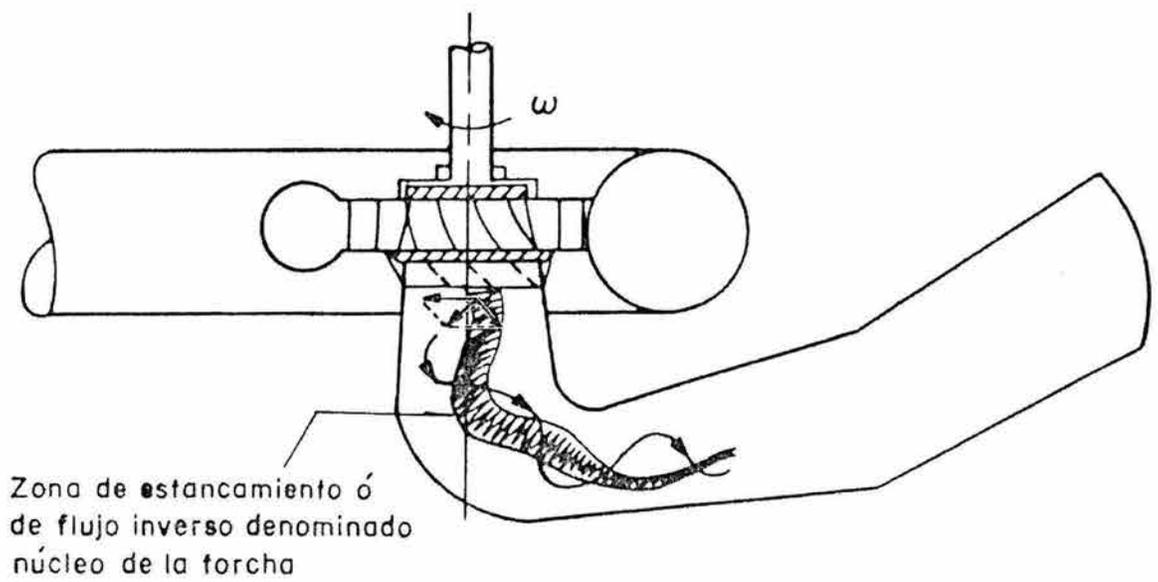


Figura 3.2 Esquema de la ubicación del núcleo de la torcha.

Ahora bien, la potencia en la flecha entregada por la turbina se evalúa como:

$$Pot = \gamma Q H \eta_t \dots(3.1)$$

donde:

γ	peso específico del agua (N/m)
Q	gasto de la turbina (m ³ /s)
H	caída neta de la turbina (mca)
η_t	eficiencia de la turbina

Dado que H y la velocidad angular de operación son constantes, y la eficiencia varía relativamente poco con el punto de operación, la potencia generada resulta ser entonces directamente proporcional al gasto de la turbina. Por tanto, la torcha sólo aparecerá para potencias distintas a las de diseño y alcanzará un giro cuya intensidad variará en proporción directa a la diferencia entre la potencia generada respecto a la potencia de diseño. Por otro lado la energía del flujo descargado varía proporcionalmente al gasto descargado por la turbina. Esto trae como consecuencia el que exista un intervalo de potencias donde la amplitud de las oscilaciones provocadas por la torcha sea máxima.

El análisis del triángulo de velocidades del agua que abandona al rodete muestra que para potencias menores a las de diseño el sentido de giro de la torcha siempre será igual al sentido de giro del rodete, mientras que para potencias mayores el giro se invertirá.

Varios autores han definido un parámetro adimensional S para describir en forma general la intensidad de giro de la torcha y para comparar directamente observaciones hechas en distintas instalaciones (ref 1). El parámetro recibe el nombre de parámetro de giro y se define como:

$$S = \Omega D / \rho Q^2 \quad \dots (3.2)$$

donde:

- Ω proyección sobre el eje de giro de la turbina del flujo de momento de la cantidad de movimiento del agua entrante al desfogue ($\text{kg m}^2/\text{s}^2$)
- ρ densidad del agua (kg/m^3)
- Q gasto descargado por la turbina (m^3/s)
- D diámetro de entrada al desfogue (m)

donde, el flujo de momento de la cantidad de movimiento se calcula como:

$$\Omega = \bar{e} \cdot \int_A \rho (\bar{P} - \bar{O}) \times \bar{V} (\bar{V} \cdot \bar{n}) dA \quad \dots (3.3)$$

donde:

- A es el área de la sección de entrada al desfogue (m^2)
- $(\bar{P} - \bar{O})$ es el vector de posición que va desde el origen "O" sobre el eje de giro de la turbina hasta el punto P (m)
- \bar{V} el vector velocidad del flujo en el punto P (m/s)
- \bar{n} el vector unitario normal a la superficie A
- \bar{e} el vector unitario paralelo al eje de giro del rodete dirigido en la dirección de la salida del flujo

Para caracterizar la frecuencia de la pulsación de presión provocada por la torcha se define también un parámetro adimensional de frecuencia F .

$$F = f D^3 / Q \quad \dots(3.4)$$

donde:

f es la frecuencia de pulsación de presión en Hz

3.2 Modelo teórico del comportamiento de la torcha

En la referencia 2 se describen varias formas de modelar teóricamente el flujo helicoidal dependiendo de la geometría que lo contiene. Dado que las aletas del desfogue se encuentran próximas al inicio del desfogue se seleccionó el modelo teórico denominado "Vórtice circular" (VC), este modelo considera la formación de un vórtice forzado concéntrico a un vórtice libre.

En el modelo VC se considera que el flujo axial transita solo en la periferia, formando un núcleo central sin velocidad axial. Este modelo surge de diversas observaciones experimentales.

La idea que preside la definición de este modelo surge de considerar al núcleo como la zona del fluido en la cual se concentra la vorticidad.

Modelo de Vórtice Circular (VC)

El modelo se basa en la definición de un radio del núcleo del flujo helicoidal. En la referencia 2 se respalda en forma experimental y teóricamente la existencia del radio del núcleo al cual se le denomina r^* , así como la existencia de una relación funcional entre r^* y el parámetro de giro S (ver fig 3.3).

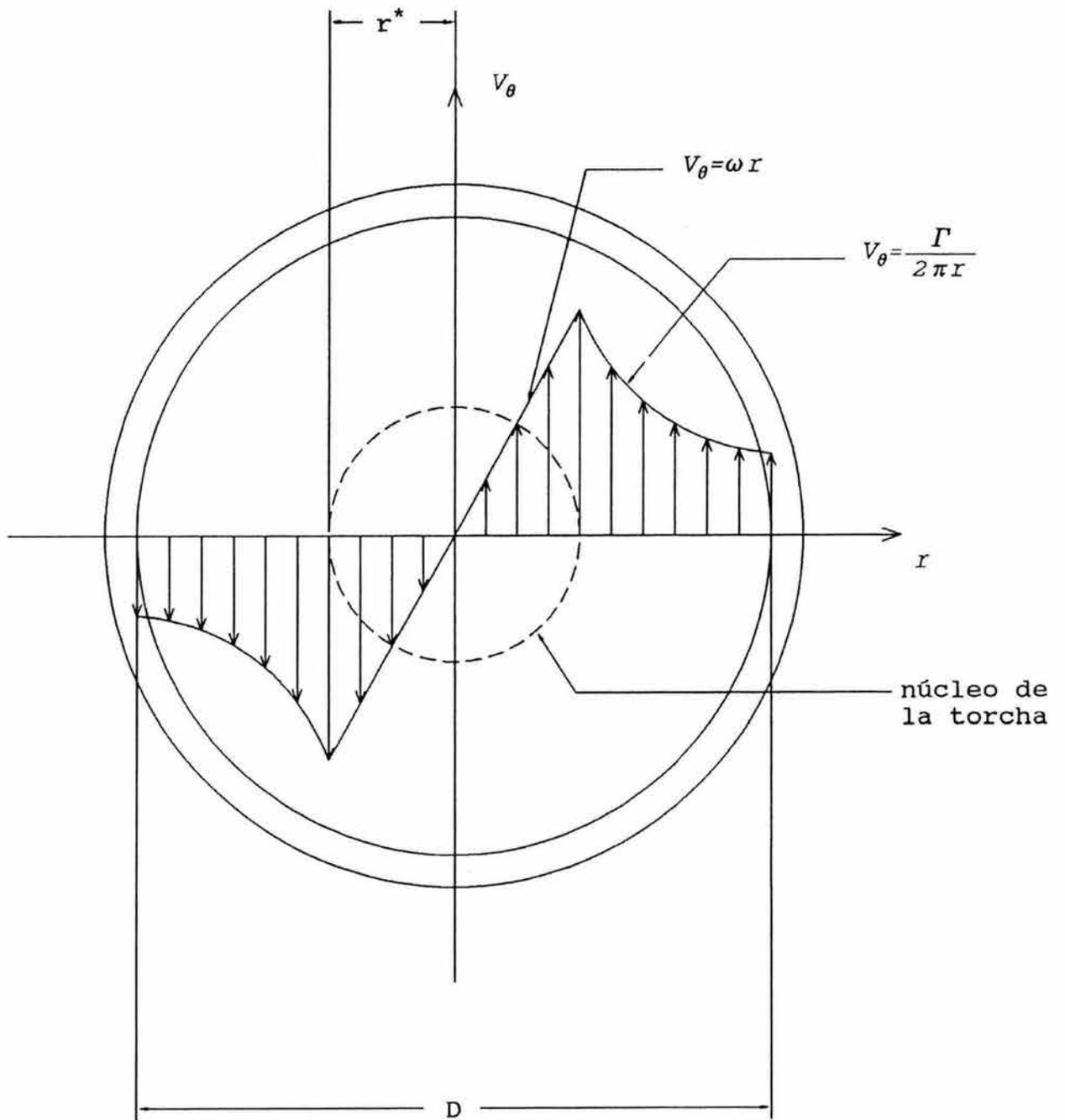


Figura 3.3 Distribución de velocidad tangencial según el modelo de vórtice circular.

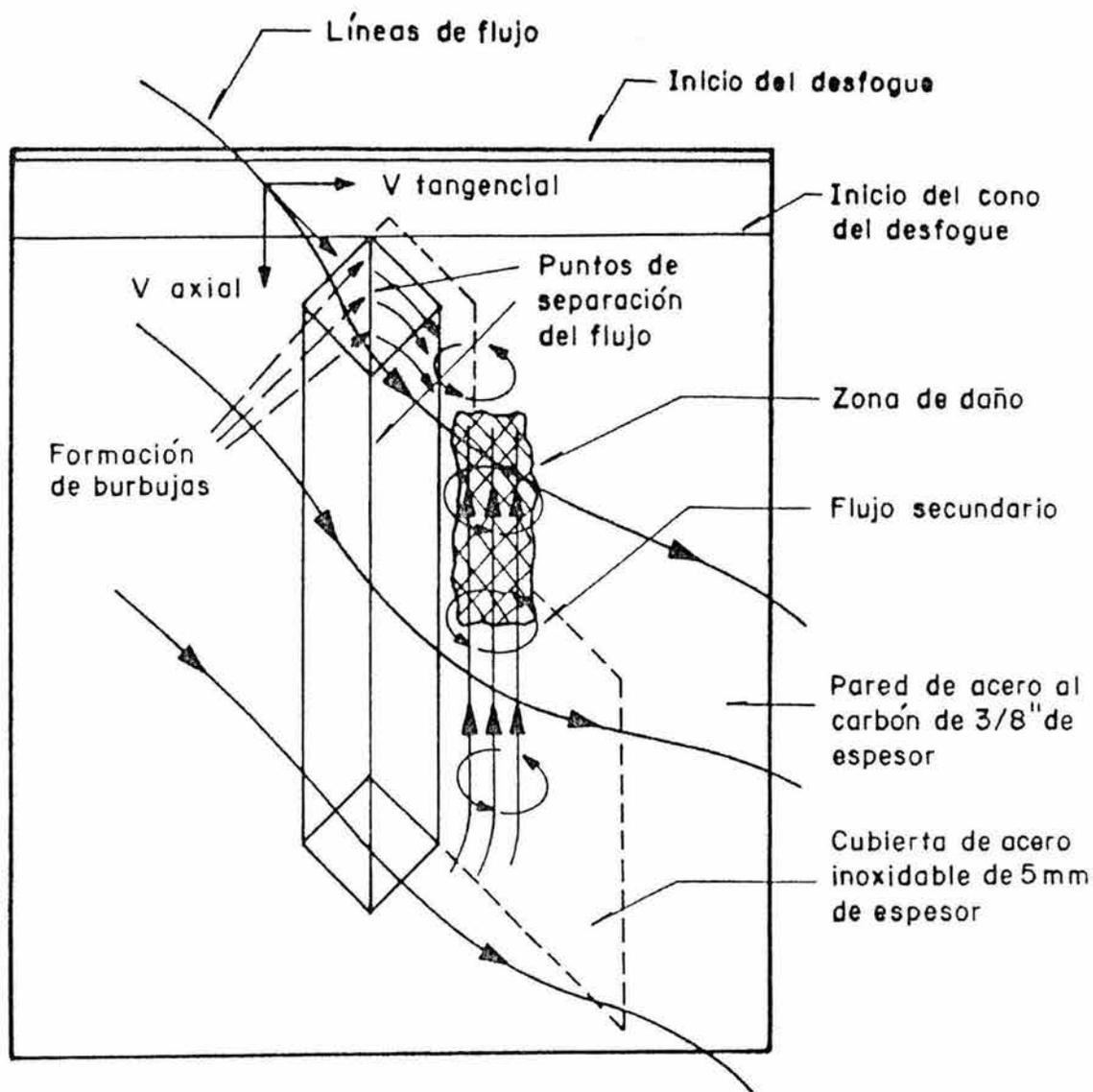


Figura 3.4 Esquema del daño provocado por la estela del flujo que incide sobre las aletas.

De esta manera se plantea el siguiente modelo tridimensional:

$$\begin{aligned}
 V_r = 0, \quad V_\theta = \omega r, \quad V_z = 0 \quad 0 \leq r \leq r^* \\
 V_r = 0, \quad V_\theta = \frac{\Gamma}{2\pi r}, \quad V_z = \frac{Q}{\pi(R^2 - r^{*2})} \quad r^* \leq r \leq R \quad \dots(3.5)
 \end{aligned}$$

Siendo V_r , V_θ , V_z las componentes de la velocidad en un sistema de coordenadas cilíndricas cuyo eje z coincide con el eje del tubo de desfogue, r^* es el radio del núcleo, $R = D/2$ y Γ es la circulación evaluada para $r^* < r < R$.

De la expresión 3.3 se puede calcular el valor de Ω con el modelo VC justo a la entrada del desfogue:

$$\Omega = \int_0^{2\pi} \int_{r^*}^R \rho r^2 V_\theta V_z dr d\theta \quad \dots(3.6)$$

como:

$$V_z = cte = \frac{Q}{\pi(R^2 - r^{*2})}$$

$$\Omega = 2\pi \rho V_z \int_{r^*}^R \frac{\Gamma r^2}{2\pi r} dr = \rho V_z \Gamma \frac{(R^2 - r^{*2})}{2}$$

$$\Omega = \frac{\rho Q \Gamma}{2\pi} \dots (3.7)$$

Luego despejando Ω de la definición del parámetro de giro (3.2), igualando con (3.7) y despejando Γ se obtiene:

$$\Gamma = \frac{\pi S Q}{R} \dots (3.8)$$

Reemplazando (3.8) en la componente tangencial de la velocidad, ecuación 3.5 y evaluando para $r = R$ se obtiene:

$$V_{\theta} = \frac{S Q}{2 R^2} = \frac{2 S Q}{D^2} \dots (3.9)$$

El valor de V_{θ} es de suma importancia ya que la cavitación se encuentra ligada a valores de V_{θ} distintos de 0. Así puede definirse un parámetro de cavitación local en las paredes del desfogue justo antes de interferir con las aletas.

Como puede verse es necesario conocer S en función de la potencia generada por las turbinas. Para evaluar S se intentaron dos caminos. El primero, a través del método planteado en la referencia 1 que supone que entre los álabes del distribuidor el flujo es uniforme. Quizá en el caso de Chicoasén esta hipótesis no se cumple y el uso de este método no, condujo a resultados aceptables. Entonces, el

parámetro S se obtuvo por comparación de medidas experimentales y de campo. En un modelo físico del desfogue en la instalación experimental del I.I. se realizaron ensayos para distintos valores de S , registrando también el parámetro de frecuencias F . En el prototipo, observando el parámetro de frecuencias F , se obtuvo el parámetro de giro S para distintas condiciones de operación de la máquina.

3.3 Relación entre la torcha y la cavitación.

Como ya hemos comentado la torcha se presenta a potencias menores a las de diseño. La relación V_0/V_z crece en proporción directa a la diferencia entre la potencia generada y la nominal. Para determinar el efecto local del flujo que genera la formación de burbujas hay que observar la geometría de las aletas. El flujo que incide sobre las aletas, en presencia de V_0 distinto de 0, llega a éstas en forma diagonal. Dicho flujo se separa de las aletas generando un flujo secundario semejante a la estela dejada por un obstáculo. Dicho flujo secundario lo constituye un pequeño vórtice tal como se indica esquemáticamente en la fig. 3.4.

Durante la operación a 50 MW, el flujo al separarse de la aleta es sometido a una aceleración violenta. Esto convierte al borde de la aleta en una zona local de baja presión que permite la vaporización del agua para convertirla en una fuente de burbujas. Las burbujas son arrastradas por el flujo secundario de la aleta hacia zonas

de mayor presión donde colapsan provocando los daños observados en la pared del desfogue. Es conveniente recordar que si $V_{\theta} = 0$ (condición de diseño), no hay posibilidad de formación de burbujas y por tanto no hay cavitación. De forma adicional la posibilidad de aparición y colapso de las burbujas se ve incrementada por las variaciones de presión impuestas por la torcha en el desfogue. Al entrar el flujo helicoidal al cono del desfogue, hay un efecto de difusión y el agua contenida en el núcleo de la torcha enfrenta un gradiente de presión adverso. Esto lo obliga a moverse hacia aguas arriba y a perder por consecuencia su simetría radial (ref. 2). Este comportamiento del núcleo provoca dos tipos de oscilación de presión, una localizada denominada rotatoria y otra generalizada denominada síncrona. El origen de la última no es claro, pero se sabe que está ligado a la variación del coeficiente global de pérdida de carga del desfogue (ref 8,9,10,11 y 12).

Por las razones anteriores una manera directa de caracterizar a la intensidad de la cavitación localizada en las aletas debe ser mediante la definición del siguiente parámetro:

$$\sigma_{\text{local}} = \frac{(P_{\text{mín}} / \gamma) - H_{\text{vap}} + H_{\text{atm}}}{V_{\theta}^2 / 2g} \quad \dots(3.10)$$

o, equivalentemente, en función de S:

$$\sigma_{\text{local}} = \frac{(P_{\text{mín}} / \gamma) - H_{\text{vap}} + H_{\text{atm}}}{2 \left(\frac{SQ}{D^2} \right)^2 / g} \quad \dots(3.11)$$

donde: $P_{\text{mín}}$, H_{vap} y H_{atm} , corresponden a los valores medidos en el prototipo.

Este parámetro, si bien define al fenómeno localmente, tiene el inconveniente de requerir la medición instantánea y directa de la presión en la cercanía de la zona dañada. Para manejar los resultados de manera más práctica y extrapolarlos a otras turbinas con equipo común, puede definirse otro parámetro que determina un criterio de comparación indirecto de la intensidad de cavitación. Este nuevo parámetro de cavitación se denomina con la letra K y se define como:

$$K = \frac{(P_{\text{med}} / \gamma) - H_{\text{vap}} + H_{\text{atm}}}{\left(\frac{4Q}{\pi D^2} \right)^2 / 2g} \quad \dots(3.12)$$

Es conveniente recordar que los daños por cavitación son más severos cuando menor sea el valor de σ_{local} . Siguiendo la metodología descrita fue posible generar las tablas 4.1 y 4.2 que se presentarán en el siguiente capítulo. Para ello fue necesario realizar previamente el ensayo del modelo físico y la calibración de los valores de S en el prototipo (ver anexo I y II). Además se agregó una descripción cualitativa basada en la observación directa de la intensidad de cavitación en el modelo (ver tabla 4.2) para verificar la tendencia del parámetro σ_{local} .

4. ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN

Una vez identificado el origen del problema de cavitación, se plantearon dos alternativas de solución:

- La primera consiste en evitar la operación en ciertas zonas del diagrama de colina de la turbina.
- La segunda consiste en retirar las aletas del tubo de desfogue.

A continuación se presentan ambas alternativas con su respectiva justificación.

4.1 Zonas prohibidas de operación

Para establecer un criterio que permita reconocer zonas prohibidas de operación de las turbinas con aletas se realizó el análisis de la intensidad de cavitación para la unidad no. 3 (U-3). Esto se hizo mediante el uso de los parámetros de cavitación σ_{local} y K , definidos en el capítulo anterior, apoyados en las mediciones practicadas en la U-3 de la Central y en el ensayo del modelo físico del desfogue.

Los anexos AI y AII resumen los resultados de dichas mediciones donde se registró la variación de la presión justo en entrada al desfogue en la cercanía de la zona del daño. Empleando estos registros, evaluando los parámetros de cavitación para el prototipo y reproduciendo las condiciones en el modelo se generaron las tablas 4.1 y 4.2.

Para la reproducción de los valores de K en el modelo físico utilizando los parámetros de giro S disponibles en la instalación experimental (ver anexo II) se constató que para las potencias correspondientes a 50, 110, 140, 170, 200 y 230 Mw se observó cavitación inducida por las aletas, siendo la menos intensa la correspondiente a 170 Mw.

La figura 4.1 muestra el comportamiento del parámetro σ_{local} para los valores de potencia medidos en la U-3. El punto más desfavorable fue el de 80 Mw por lo que la política de operación a 50 Mw estuvo cerca de ser la más dañina.

Resulta interesante ver que 230 Mw presenta un σ_{local} menor que en 200 Mw, esto resulta del incremento de la magnitud de la oscilación de la torcha, sin embargo a potencias mayores el valor de σ_{local} debe tender a infinito al desaparecer V_{θ}

Con base en las observaciones realizadas en el modelo pueden identificarse tres zonas con distintos niveles de intensidad de cavitación. Esto es sólo un indicador cualitativo ya que no es posible escalar de manera precisa al flujo cavitante (esto se debe a que no hay manera controlar la escala de las burbujas de vapor).

Tabla 4.1

Pot. (Mw)	Q (m ³ /s)	S	P _{mín} /γ (mca)	σ _{local}	P _{med} /γ (mca)	K
20	37	2.48	2.04	3.72	6.30	77.5
50	50	2.38	2.28	2.26	6.78	42.9
80	64	2.22	2.93	1.67	8.38	28.7
110	79	1.06	3.50	5.01	8.54	19.1
140	95	0.58	3.23	11.38	8.10	12.9
170	113	0.33	2.58	23.67	7.89	9.0
200	127	0.24	3.30	36.85	6.91	6.7
230	143	0.39	2.69	17.93	5.67	4.9

Tabla 4.2

Pot eq Prot (Mw)	S*	Q _{mod} (l/s)	P _{med} /γ (mca)	K*	Observaciones
50	2.126	19.71	6.19	42.00	Cavitación muy intensa al costado de las aletas
110	1.063	29.69	6.12	19.11	Cavitación intensa al costado de las aletas
140	0.507	34.43	4.94	12.97	Cavitación intensa al costado de las aletas
170	0.330	39.06	3.55	8.95	Cavitación incipiente al costado de las paletas
230	0.330	51.28	3.07	4.99	Cavitación poco intensa al costado de las paletas

* Valores utilizados en el modelo del desfogue.

La correlación entre el valor de σ_{local} y la magnitud de los daños por cavitación esta lejos del alcance de las pruebas realizadas. El único punto confiable resulta cuando se determina la presencia de cavitación incipiente en el

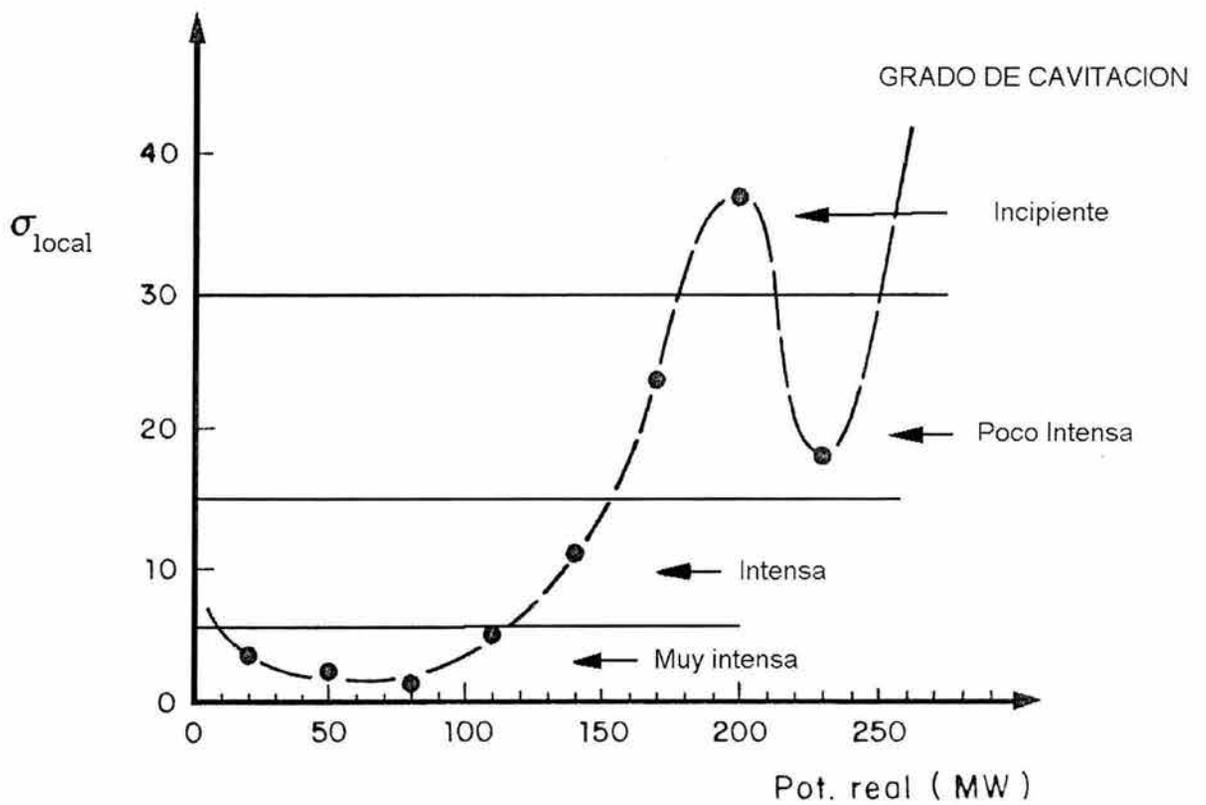


Figura 4.1 Curva de variación de σ_{local} en función de la potencia real generada.

modelo. Esto lleva a la conclusión de que la única garantía absoluta de la desaparición del daño se obtenga al operar a potencias superiores a los 260 Mw, la operación de las turbinas en las potencias comprendidas entre 260 y 170 Mw puede, o no, ser dañina, sin embargo el daño debe ser mucho menor que el registrado operando a potencias menores a 170 Mw. Estas conclusiones son válidas para una carga neta de 177 mca, la fig. 4.2 indica la generalización para cargas distintas en el diagrama de colina de la turbina.

En resumen, los daños por cavitación se pueden eliminar generando potencias superiores a 260 Mw con cada turbina. En caso de se necesaria la operación con potencias entre 260 y 170 Mw se recomienda un seguimiento de los daños de cavitación mediante la inspección directa del desfogue.

4.2 Posibilidad de retirar las aletas del desfogue

La segunda opción para solución del problema de cavitación consiste en eliminar las aletas del desfogue. Esta alternativa transforma el problema original en predecir qué puede pasar con el sistema hidráulico si se le opera sin aletas en el desfogue. Para resolver este problema se debe revisar en primer lugar el criterio empleado para colocar las aletas y posteriormente compararlo con la información que se ha reunido en el laboratorio y campo.

Las referencias 3, 4 y 5 informan sobre la revisión realizada por Electroconsult sobre el proyecto en su

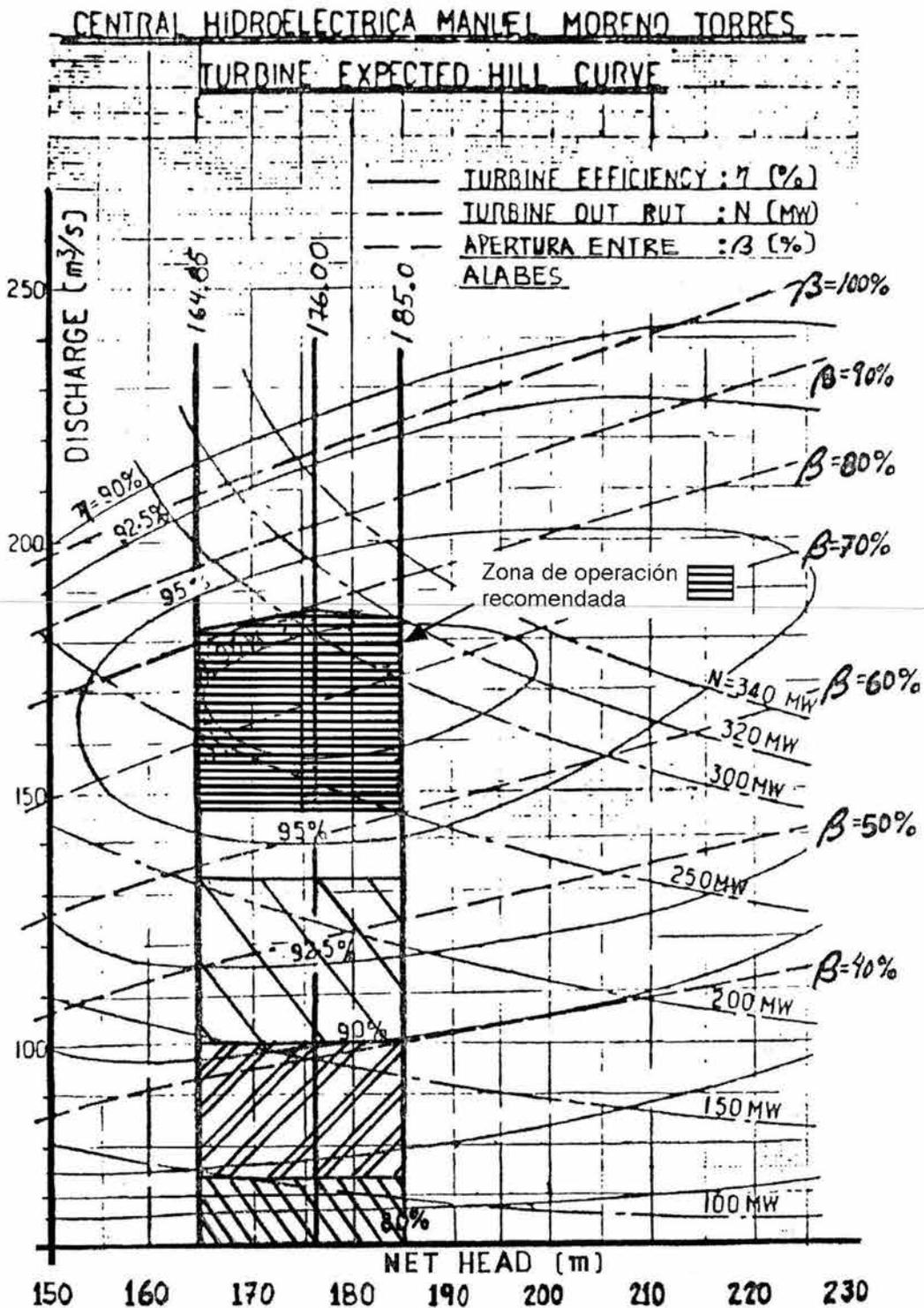


Figura 4.2 Indicación en el diagrama de colina de los distintos niveles cualitativos de intensidad de cavitación.

Cavitación poco intensa		Cavitación intensa		Cavitación muy intensa	
-------------------------	--	--------------------	--	------------------------	--

totalidad, antes del inicio de la operación. Ahí se recomienda, entre otras cosas, la colocación de las aletas en los desfogues como una medida preventiva para evitar la amplificación de las pulsaciones de presión originadas por la torcha. Electroconsult, basado en el conocimiento disponible por la técnica en ese momento, determinó mediante expresiones empíricas, que la frecuencia atribuible a la torcha debía de encontrarse entre 0.25 y 0.66 veces la velocidad de rotación del rodete (2.72 Hz), y para el análisis de la conducción hidráulica calculó el factor de amplificación esperado en función de la variación de la frecuencia de una perturbación de presión impuesta, encontrando un máximo dentro del intervalo de frecuencias estimadas para la torcha. De aquí se temía que pudiera presentarse un fenómeno de oscilación de presión amplificada por resonancia hidráulica.

Cabe mencionar que el cálculo de la amplificación de la oscilación se hizo analizando por separado la tubería de presión y la tubería de desfogue.

En la referencia 15 se expone un método de cálculo de la función de amplificación de la oscilación de presión como respuesta a un excitador con frecuencia variable realizado por el I.I., empleando nuevas metodologías que permiten considerar los efectos de acoplamiento entre las tuberías de presión y desfogue y la turbina. El resultado de emplear este nuevo enfoque (ref 16) lleva a concluir que el valor de la frecuencia de la posible excitación que genere

amplificación por resonancia está fuera del intervalo de frecuencias de pulsación de la torcha medidas en el prototipo.

Las experiencias recopiladas durante los ensayos del modelo del desfogue (anexo II) muestran que la amplitud de la oscilación de la torcha con aletas y sin ellas es similar para pruebas realizadas sin cavitación. De manera que si el sistema hidráulico se comportara de acuerdo a las predicciones realizadas por Electroconsult, en algún punto de la operación a bajas potencias debería amplificar a la torcha aún con la colocación de las aletas.

Comportamiento del modelo de la turbina sin aletas.

En el informe de las pruebas realizadas por Mitsubishi sobre el modelo de las turbinas se define un parámetro de cavitación σ_t (ver anexo III) empleado para evaluar el riesgo de cavitación de los álabes del rodete. En los ensayos del modelo se observa que al variar el valor del parámetro de cavitación σ_t hay un valor crítico del mismo para el cual la amplitud de la oscilación de la torcha aumenta. Este comportamiento ha sido descrito por M. Nishi (ref. 8,9,10) para las turbinas Francis operando a carga parcial. El mecanismo de magnificación de la amplitud de la pulsación está ligado a la formación de un núcleo cavitante (esto es una cavidad ocupada por vapor de agua) cuando las presiones en el eje del núcleo de la torcha descienden al orden de la presión de vapor. Dicho núcleo modifica la pérdida de carga

del desfogue en forma cíclica al interferir con el flujo que pasa por el codo del desfogue generando una pulsación conocida como síncrona (ver figura 4.3), debido a que se registra con la misma amplitud desde cualquier punto. La variación de σ_t implica la modificación de la dimensión del núcleo cavitante y por tanto hay un valor crítico para el cual la pulsación síncrona es máxima. En cambio la pulsación provocada por la torcha es independiente de σ_t y puede modelarse como una perturbación rotatoria local.

Este mecanismo de aparición de la pulsación síncrona lo llamaremos mecanismo de Nishi.

Las pruebas realizadas por Mitsubishi y Electroconsult demostraron que las aletas impiden la formación del mecanismo de Nishi.

Por lo dicho anteriormente, se puede concluir que la aletas ayudan a que el mecanismo de Nishi no aparezca; sin embargo de las pruebas realizadas sobre el modelo del desfogue (anexo II) se observa que no impiden la formación de la torcha y por tanto no protegen contra un efecto de resonancia hidráulica.

En la alternativa de retirar las aletas hubo que tomar en cuenta que la amplitud de las oscilaciones de presión provocadas por la torcha crecían bajo el mecanismo de Nishi y no por resonancia como lo señaló Electroconsult.

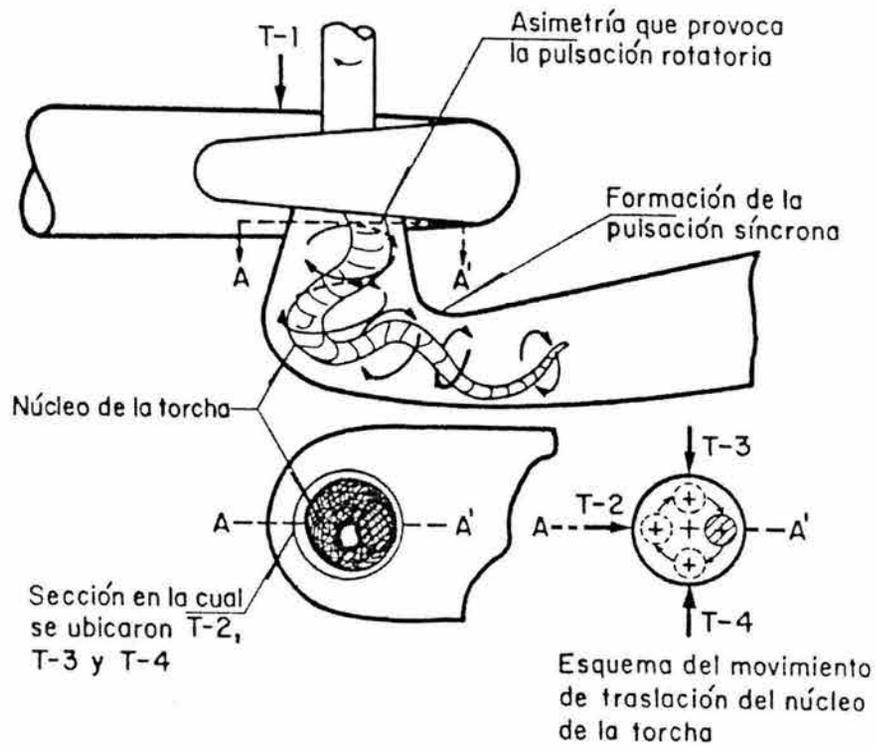
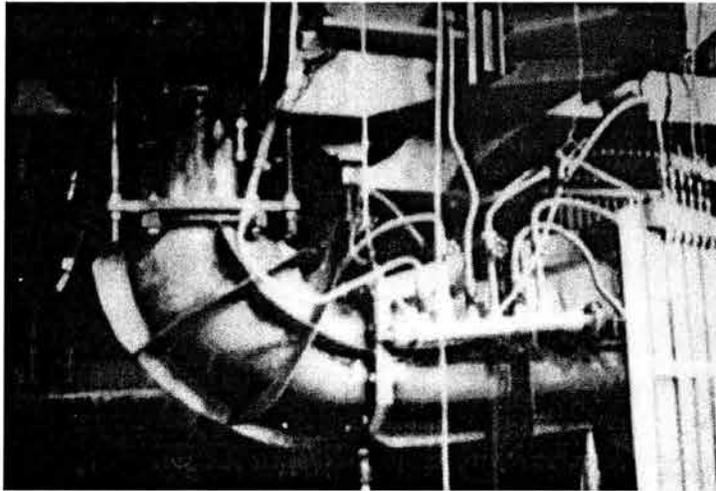


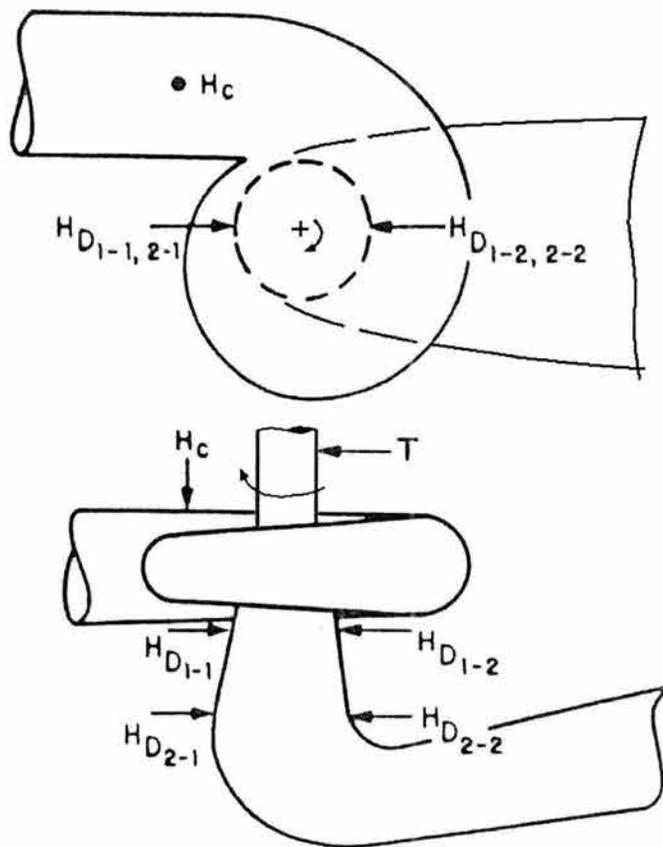
Figura 4.3 Esquema auxiliar en la explicación de los mecanismos que provocan la pulsación de presión originada por la torcha.

Las figs. 4.4, 4.5, 4.6, 4.7, 4.8 son copias de los registros obtenidos por los ensayos realizados en el modelo de las turbinas (ref. 12) para el caso en que no se tienen aletas colocadas en el cono del desfogue. De aquí se puede observar que el fenómeno de aparición de la pulsación síncrona se asocia a valores de la apertura de los álabes del distribuidor referida a la apertura máxima (β) entre 40 y 50 % y un valor de σ_t aproximadamente de 0.10.

La figura 4.9 muestra la extrapolación de estos datos al diagrama de colina, localizando las zonas esperadas con mayor fluctuación debida a la torcha. Para la aplicación de esta zonificación y en caso de que se requiriera operar dentro de estas zonas, puede inyectarse aire como un recurso adicional para disminuir la magnitud de la oscilación. Las figs. 4.6 y 4.7 muestran los beneficios de inyectar aire en el modelo completo de la turbina (sin aletas). Con base en estos resultados, se comprobó la factibilidad de esta alternativa directamente en el prototipo. No se consideró prudente intentar extrapolar los ensayos del modelo del desfogue del I.I., ya que contábamos con los ensayos realizados por Mitsubishi.



Fotografía del modelo de la turbina



Ubicación de los transductores utilizados por Mitsubishi en el modelo de la turbina

(Figuras 4.4, 4.5, 4.6, 4.7 y 4.8)

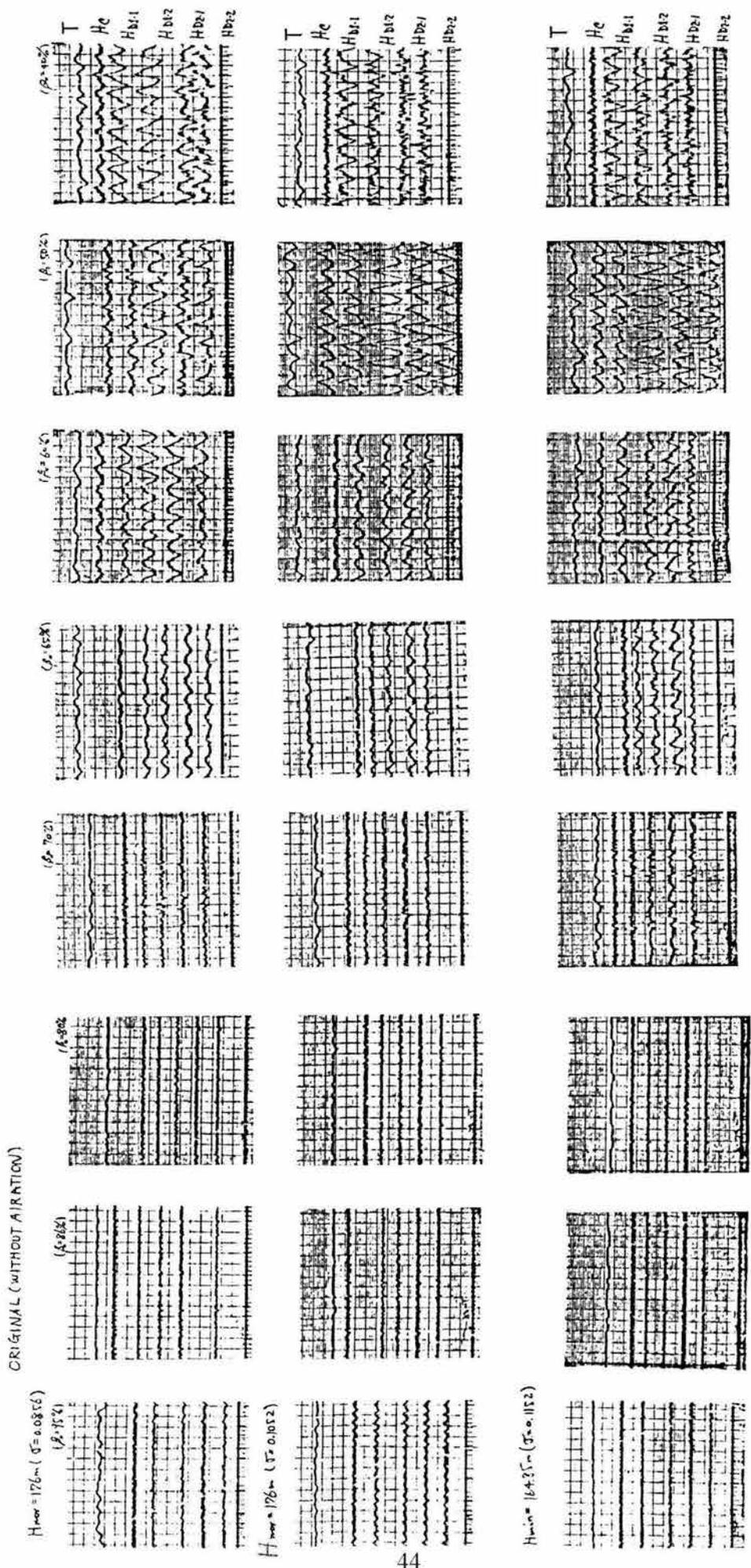
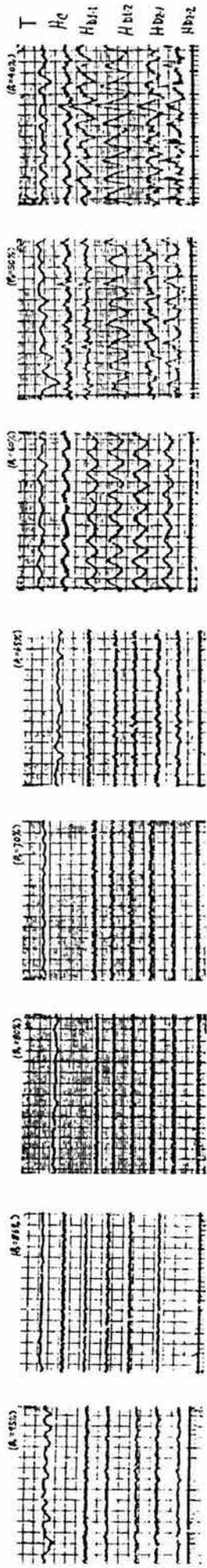


Fig 4.4

ORIGINAL (WITHOUT AIRRATION)

$H_{00} = 10.5m$ ($r = 0.0915$)



45

$H_{00} = 18.5m$ ($r = 0.0645$)

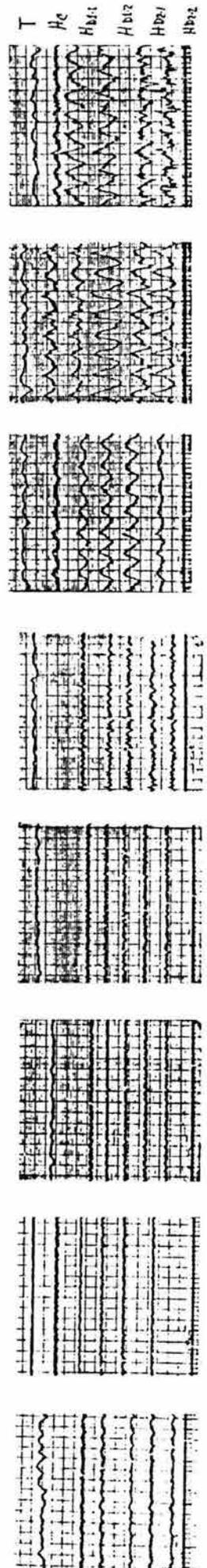
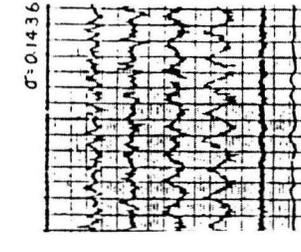
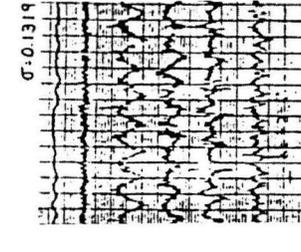
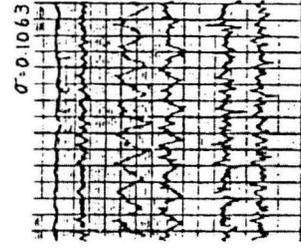
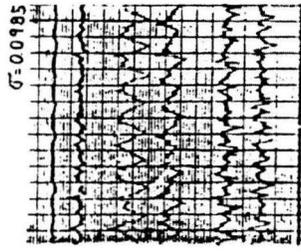
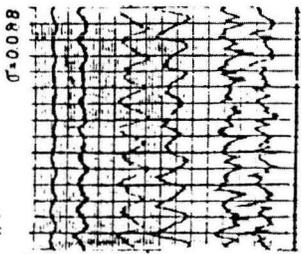
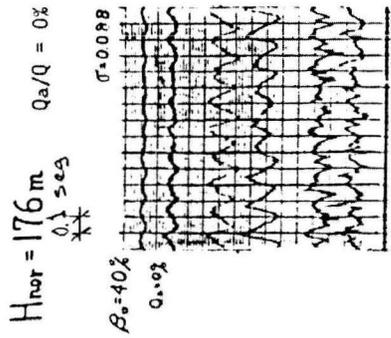
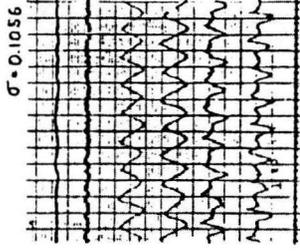


Fig 4.5

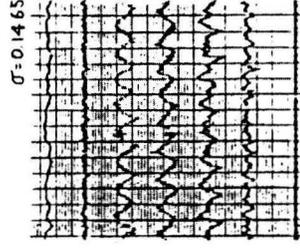
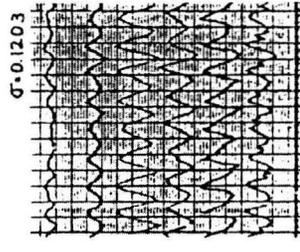
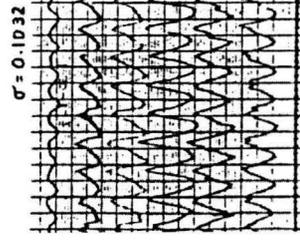
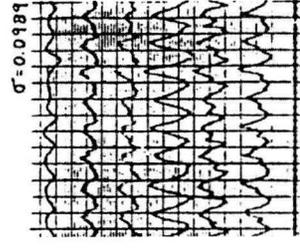
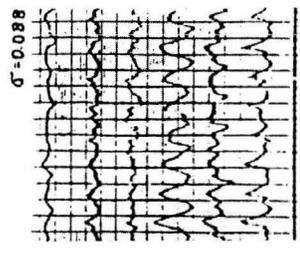
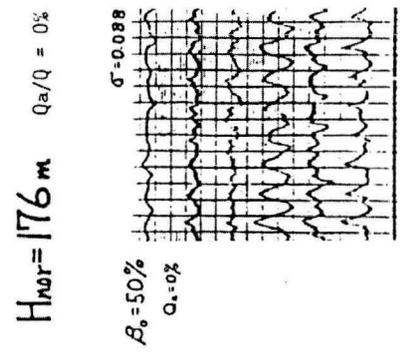


(inyección $Q_a/Q = 0.47\%$)
de aire

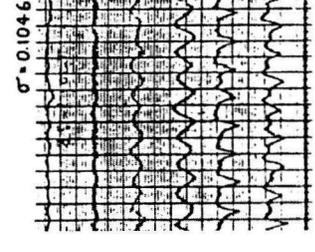


T
Hc
H_{D1-1}
H_{D1-2}
H_{D2-1}
H_{D2-2}

ORIGINAL (WITNESS TEST) 1978, 8/25



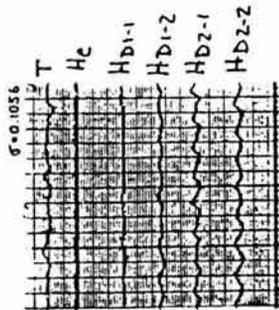
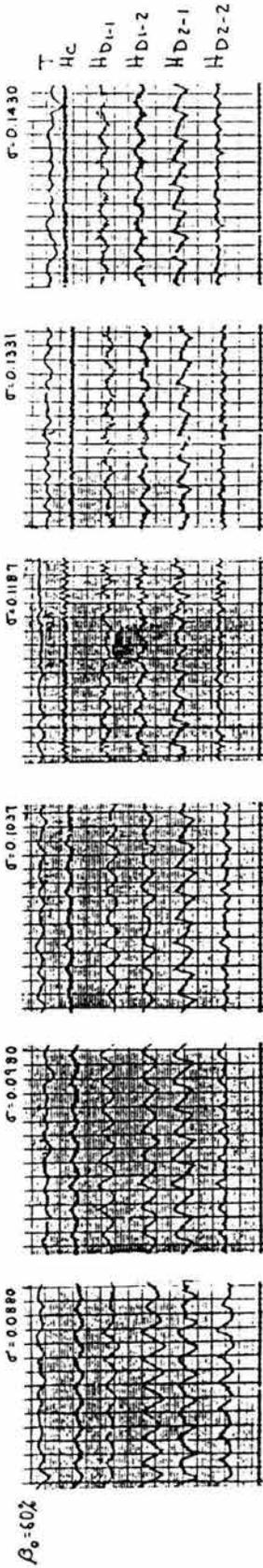
(inyección $Q_a/Q = 0.36\%$)
de aire



T
Hc
H_{D1-1}
H_{D1-2}
H_{D2-1}
H_{D2-2}

Fig 4.6

$H_{HOR} = 176 \text{ m}$ $Q_a/Q = 0\%$



(inyección $Q_a/Q = 0.29\%$
de aire)

ORIGINAL (WITNESS TEST) 1918, S.25

$H_{HOR} = 176 \text{ m}$ $Q_a/Q = 0\%$

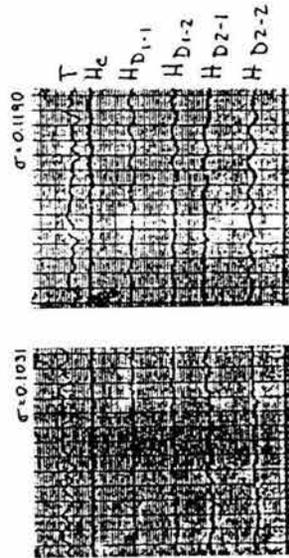
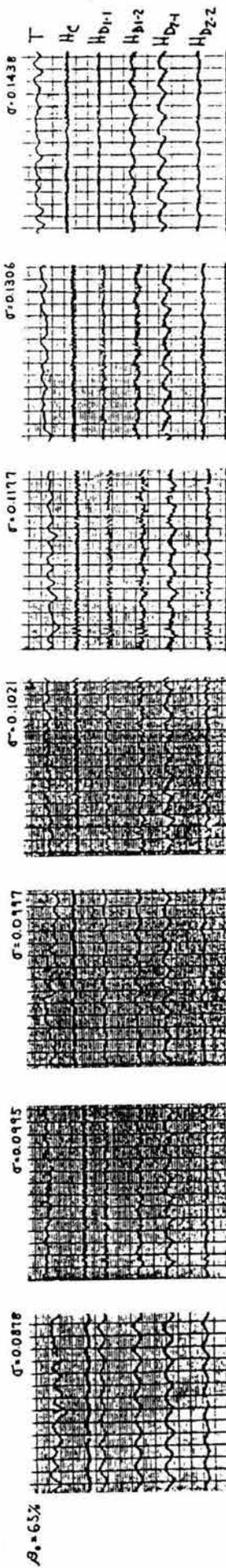


Fig 4.7

$H_{nor} = 176 \text{ m}$



ORIGINAL (WITNESS TEST) *25. Aug*

$H = 181.82 \text{ m}$

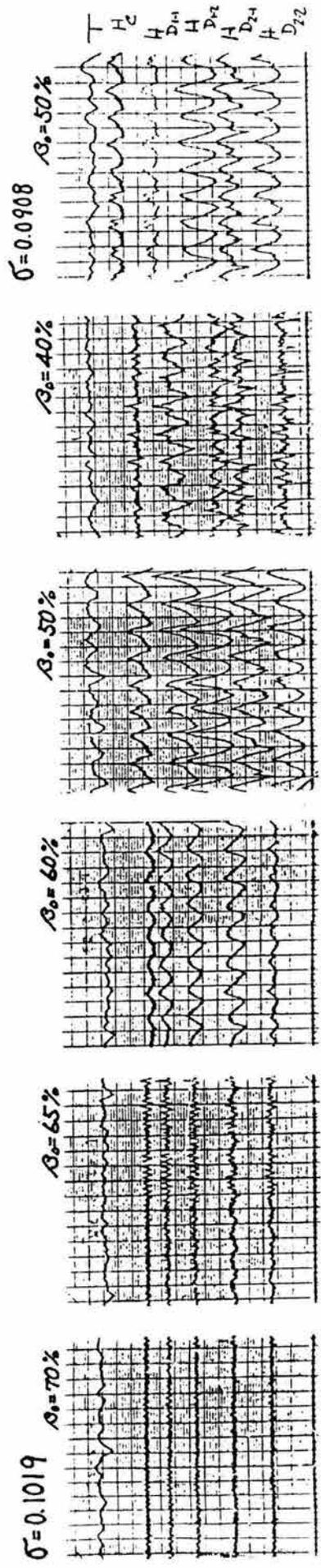
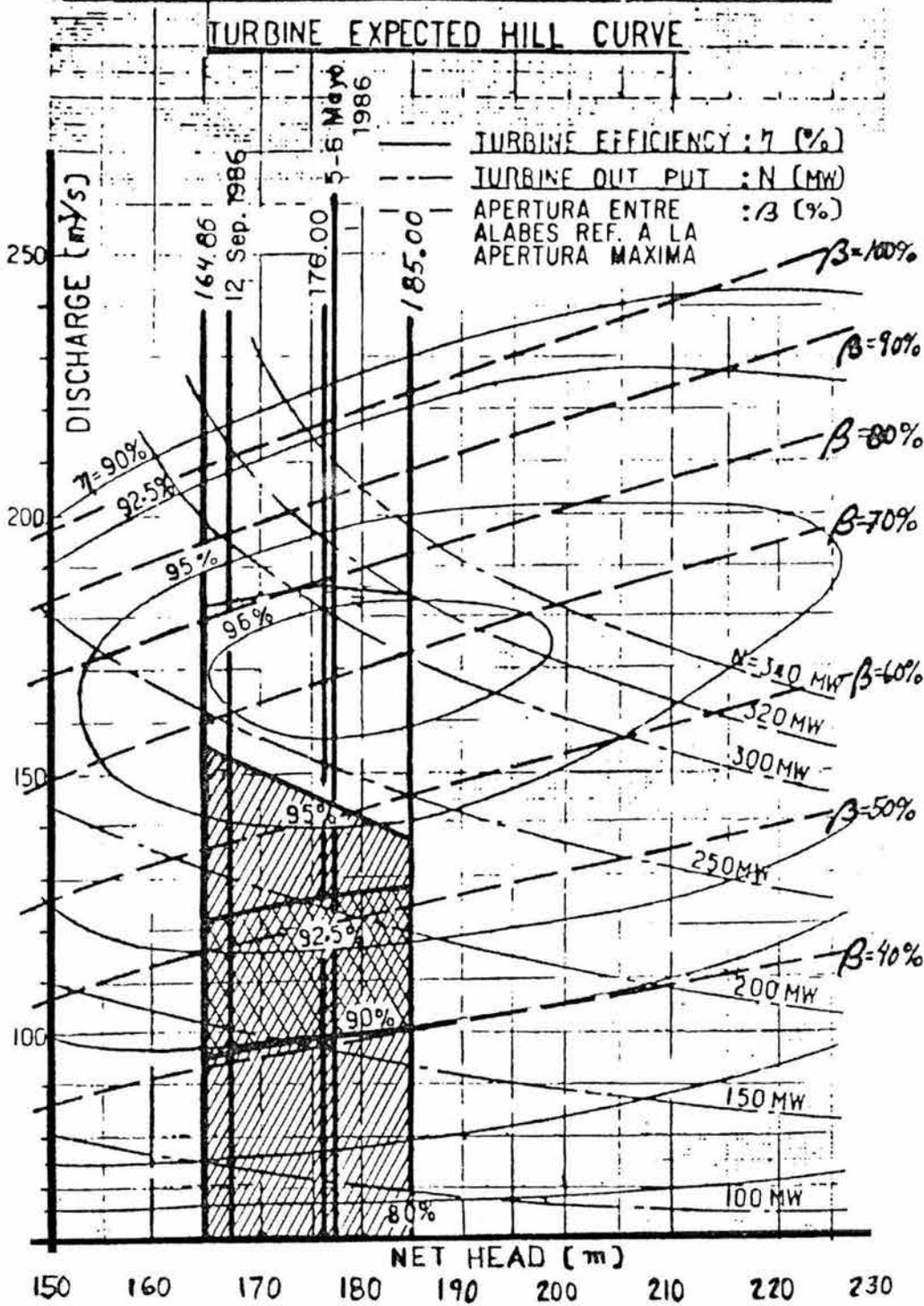
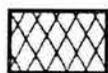


Fig 4.8

CENTRAL HIDROELECTRICA MANUEL MORENO TORRES



 Máxima amplitud de la torcha

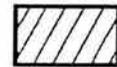
 Torcha

Figura 4.9 Indicación en el diagrama de colina de las mayores pulsaciones de presión extrapoladas del modelo al prototipo.

5.- PRESENTACIÓN DE RESULTADOS

La C. F. E. decidió probar la solución de retirar las aletas del desfogue, al ser avalada por Mitsubishi, estando de acuerdo en la conveniencia de probar la operación sin aletas en una sola unidad.

Al reparar el desfogue de la U-5, en mayo de 1988, no se le colocaron aletas con el fin de probar esta alternativa. Durante la puesta en marcha de la U-5, personal del Instituto de Ingeniería realizó la instrumentación de dicha unidad (ref 17).

Los resultados obtenidos fueron los esperados. Pudo observarse que no hubo efecto de amplificación por resonancia de las oscilaciones de presión producidas por la torcha.

Durante la puesta en operación de la unidad 5, se encontraban operando las otras 4 unidades. Al ascender la potencia entregada por la turbina, en forma lenta y continua de 180 a 190 Mw, se alcanzó un valor máximo de la amplitud de oscilación de presión de 28 mca en el tubo de desfogue y 37 mca en la tubería de presión (valores pico-valle). En contraste con estos resultados las turbinas con aletas presentaban valores máximos del orden de 12 mca de oscilación de presión medida en el desfogue.

Posteriormente, se repitió la prueba operando sólo la U-5 y no se obtuvieron las mismas amplitudes. Esto se explica

tomando en cuenta que dependiendo del número de turbinas en operación en forma simultanea el nivel de desfogue cambia (ver cap. 1), lo cual hizo que el coeficiente de cavitación σ_t variara lo suficiente como para observar la influencia del mecanismo de Nishi.

Analizando los ensayos del modelo de las turbinas realizados por Mitsubishi, se puede observar que la zona señalada en el capítulo 4.2 es congruente con los resultados obtenidos en prototipo. El anexo IV, describe la campaña de medición realizada en la U-3 con aletas en el desfogue y el anexo V presenta las mediciones de la misma unidad pero sin aletas. Las referencias 14, 15, 16 y 17 contienen los informes completos de todas las mediciones realizadas en prototipo.

Maniobras de inyección de aire

Una medida de control del mecanismo de Nishi consiste en la inyección forzada de aire al desfogue de la turbina. La presencia de aire forzado en el núcleo de la torcha altera su comportamiento de forma tal que la perturbación síncrona se ve disminuida, quedando solamente la perturbación rotatoria local.

Las figuras 4.6 y 4.7 indican los efectos de la inyección del aire en el modelo de la turbina por lo que se decidió probar la inyección forzada del aire a la turbina.

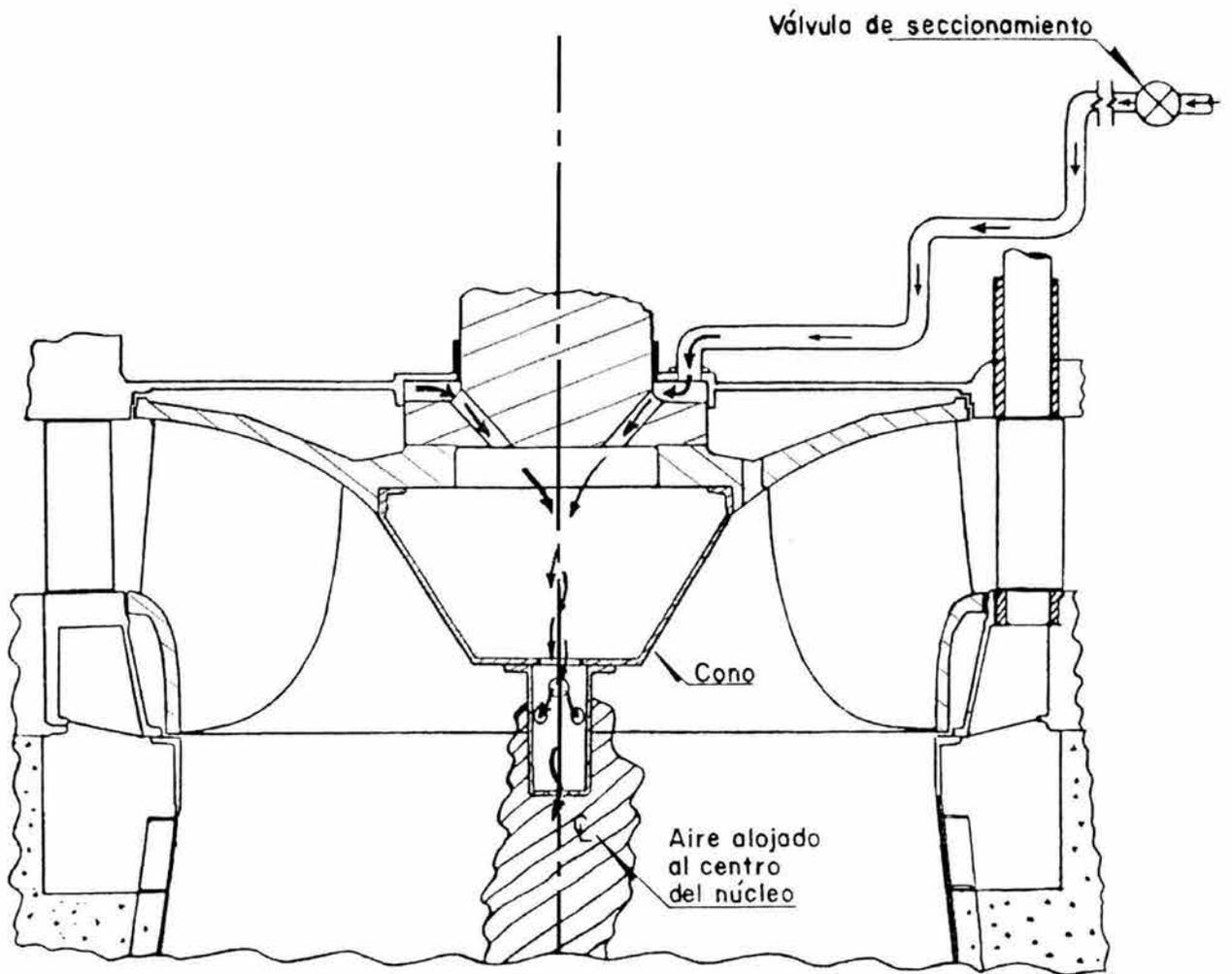


Figura 5.1 Esquema de la conexión de admisión de aire existente en el diseño original de las turbinas.

El diseño original de las turbinas cuenta con un circuito de aireación natural del desfogue. Dicho circuito puede observarse en la figura 5.1 y establece una conexión entre el escudo (ó tapa) de la turbina y el cono del rodete pasando a través de la flecha. Externamente el circuito conecta a una válvula de retención para alcanzar posteriormente a la atmósfera. Al operar a potencias menores a las de diseño aparece la torcha y la presión en el núcleo desciende por debajo de la presión atmosférica y debería succionar aire en forma natural, sin embargo se ha observado que esto no ocurre. Este hecho puede deberse a que la parte del circuito de aireación que se encuentra girando junto con en el rodete, presenta un gradiente de presión provocado por efecto centrífugo cuando está lleno de agua, impidiendo el ingreso natural del aire. Por este motivo es necesario forzar el ingreso del aire.

El personal de la propia Central realizó una prueba preliminar inyectando aire desde un tanque de almacenamiento cargado previamente por un compresor (ref 17), obteniendo reducciones muy favorables en la magnitud de las oscilaciones aunque sin poder determinar la correspondencia con el gasto instantáneo inyectado.

Por tal motivo se trasladó un compresor rotatorio de paletas deslizantes que permitió la inyección continua de aire forzado a la línea de aireación ya existente.

El personal del I.I. supervisó el diseño de la instalación y solicitó la colocación de una placa de orificio que permitiera completar la instrumentación de la prueba de inyección de aire. El anexo V describe el análisis de las mediciones realizadas y los resultados muestran que la inyección de aire a presión atmosférica de 0.23% del gasto de agua transitada por la turbina, logró disminuir la amplitud en 77% del valor de la pulsación síncrona sin aire. La energía invertida en la inyección del aire no representa un valor significativo que afecte de manera no aceptable a la eficiencia de la turbina.

Esto confirmó la factibilidad de la alternativa de operar las turbinas sin aletas en los desfogues.

6. CONCLUSIONES

- El diagnóstico correcto del problema de cavitación de los desfogues de la P.H. Chicoasén, permitió el entendimiento y descripción del fenómeno y a su vez, presentó las bases para determinar las alternativas de solución al problema.

- El daño observado se asoció a un fenómeno de cavitación. El daño observado se observó magnificado por dos factores adicionales que son: vibración de las paredes del desfogue

y corrosión del material afectado.

Sin embargo el factor primario y principal de ocurrencia de daño es por cavitación. Por tanto, la única forma de evitar que los desfogues se dañen es impidiendo la formación de cavitación en las cercanías de las paredes del desfogue.

- El origen del daño (por cavitación) resultó de la combinación de la operación de las turbinas a potencias cercanas a 50 Mw y a la presencia de aletas en sus desfogues.

- Sin retirar las aletas de los desfogues, sólo es posible controlar el problema evitando la operación de las turbinas por debajo de 260 Mw. La posibilidad de operar a potencias comprendidas entre 260 y 170 Mw, sin causar daños, debería determinarse mediante ensayos directos en prototipo. Esto requeriría operar en forma continua en este intervalo y realizar observaciones directas

periódicamente ó determinar, mediante algún método indirecto (por ejemplo el nivel de ruido en la vecindad de la zona afectada).

- Operaciones prolongadas por debajo de 170 Mw llevan a una operación riesgosa con alta probabilidad de daños severos por cavitación.

- Las aletas no impiden la formación de la torcha, contribuyen a impedir la generación de pulsaciones de presión síncrona (mecanismo de Nishi), disminuyendo el valor de la máxima amplitud de oscilación de presión .

- El retirar las aletas de los desfogues resuelve el problema de cavitación, sin embargo transforma el problema en la necesidad de control de la amplificación de la pulsación de presión síncrona, (producida por el mecanismo de Nishi). Esto puede resultar particularmente significativo para un coeficiente de cavitación s_t crítico, al generar de 150 a 200 Mw. Tal situación puede controlarse, forzando la inyección de aire al desfogue de la turbina en dicho intervalo.

- Las aletas no representan un medio efectivo para evitar la posibilidad de resonancia hidráulica en aquellas instalaciones donde la torcha pulse con una frecuencia cercana a la natural del sistema.

REFERENCIAS

- 1.-"Desarrollo de mejores métodos de control del vórtice en la descarga de turbinas Francis Parte 1, Estudio experimental del vórtice". R.Guarga, J.J.Torres, A.Solorio, E.Rodal, Proy. 2107, Mayo de 1983. Informe elaborado por el Instituto de Ingeniería de la UNAM para la C.F.E.
- 2.-"Modelo físico para prevenir oscilaciones en plantas hidroeléctricas: comportamiento oscilatorio del flujo helicoidal en los desfogues de turbinas Francis, Parte 2" R.Guarga, J.Gracia, E.Rodal, A.Sánchez, A.Solorio, L.Aguilar, A.Cafaggi. Proy. 4117, Diciembre de 1985. Informe elaborado por el Instituto de Ingeniería de la UNAM para la C.F.E.
- 3.-"Planta Hidroeléctrica Chicoasén". Informe No.1 elaborado para la C.F.E. por Electroconsult, Milano, Italia. Enero de 1978.
- 4.-"Planta Hidroeléctrica Chicoasén". Informe No.2 elaborado para la C.F.E. por Electroconsult, Milano, Italia. Abril de 1978.
- 5.-"Planta Hidroeléctrica Chicoasén". Informe No.3 elaborado para la C.F.E. por Electroconsult, Milano, Italia. Octubre de 1978.
- 6.-Informe interno de la Central Manuel Moreno Torres sobre la reparación del tubo de aspiración de la U-1 del 26 de Junio al 4 de Septiembre de 1985". Chicoasén, Chiapas.
- 7.-"Cavitation and multiphase flow phenomena". Hammitt, F.G.,Mc Graw Hill 1980.
- 8.-"Study on swirl flow and surge in an elbow type draft tube". M.Nishi, T.Kubota, S.Matsunaga, Y.Senoo. Proceedings of IARH 10th Symposium vol.1, Tokyo, 1980, p.557.
- 9.-"Flow regimes in an elbow type draft tubes". M.Nishi, S.Matsunaga, T.Kubota, Y.Senoo. Proceedings of IARH 11th Symposium vol.2, Amsterdam, 1982, no.38.

10.-"Surgin characteristics of conical and elbow type draft tubes". M.Nishi, S.Matsunaga, T.Kubota, Y.Senoo.

11.-"Contribution to clarifying the inception of nonstationary flow phenomena in the draft tube of high specific speed Francis turbines operating at part load". P.Ulith, E.U.Jaeger, M.Strscheletzky. VOITH.

12.-"Model test result for countermeasure of power swing for Chicoasen Power Plant, CFE México". Mitsubishi Heavy Industries, LTD, Takasago Technical Institute, WE-23829, WE-23830, WE-23831, WE-23832, WE-23833.

13.-"Consideraciones sobre la posibilidad de resonancia en sistemas hidroeléctricos que operan con turbinas Francis". J.L.Sánchez, R.Carmona, L.Carmona. Reporte interno, Instituto de Ingeniería UNAM, Enero de 1987.

14.-"Estudio sobre el daño por cavitación en el desfogue de las turbinas de la P.H. Manuel Moreno Torres por operar a bajas cargas. Medición del empuje axial hidráulico en la Unidad No.3". E.A.Rodal, J.L.Sánchez, L.Aguilar, R.Carmona, M.Navarrete, E.Franco, J.E.Estrella. Proyecto 6107, Junio de 1987. Informe elaborado por el Instituto de Ingeniería de la UNAM para la C.F.E.

15.-"Informe de la campaña de mediciones en las unidades 3 y 5 de la P.H.Chicoasén". R.Carmona, E.Rodal, L.Aguilar, L.Carmona, A.Sámano. Proyecto 6107 agosto de 1988. Informe elaborado por el Instituto de Ingeniería de la UNAM para la C.F.E.

16.-"Determinación del funcionamiento de las turbinas de la C.H. Manuel Moreno Torres al operar en carga parcial sin aletas en sus desfogues. Mediciones en la U-3. Mayo 1989". E. Rodal, R.Carmona, L.Aguilar, J.Y.Guevara, G.Castillo, A.Sámano. Proyecto 9105. Informe elaborado por el Instituto de Ingeniería de la UNAM para la C.F.E.

17.-"Informe de las pruebas de operación de la U-3 como generador y con inyección de aire, con objeto de disminuir las oscilaciones de presión y carga en el rango de 140 aa 200 Mw realizadas el día 18 de octubre de 1988, en la C.H.

Manuel Moreno Torres" Ing. René Avalos, Ing. Roberto del Angel, Ing. Sergio Avendaño. Elaborado para la C.F.E. por la Superintendencia Mecánica de la C.H. M.M.T. Chicoasén, Chiapas.

ANEXO I. DESCRIPCION DE LA INSTALACION EXPERIMENTAL

A I.1 Instalación experimental.

El modelo del desfogue fue construido a una escala geométrica de 1/48.02 con la finalidad de poder emplear la instalación experimental llamada "Generador de vórtices" existente en el "Laboratorio de Hidromecánica" del Instituto de Ingeniería de la UNAM. El modelo reproduce a la tubería de succión o desfogue que descarga en la galería de oscilación. La turbina es reemplazada por un sistema de álabes fijos cuyo propósito es el generar un flujo helicoidal con un parámetro de giro S conocido, el cual simula el flujo entregado por la turbina operando a carga parcial (Ref. 1,2 y 9). La galería de oscilación es reemplazada por un tanque de 2.81 m^3 . La figura A I.1 muestra un dibujo de la instalación. Mediante una conexión de una línea de aire comprimido, es posible mantener un nivel y una presión constantes en el tanque de descarga del desfogue. Dicho tanque cuenta con un tubo de nivel y con un manómetro diferencial de mercurio para determinar la presión de éste respecto a la atmósfera.

El generador de vórtices tiene prevista la posibilidad de alimentarse por medio de dos circuitos hidráulicos cerrados (ver fig. A I.1), el primero cuenta con una bomba centrífuga con gasto de diseño de $0.045 \text{ m}^3 / \text{s}$, y carga de diseño de 13.4 mca, acoplada a un motor de 15 Hp, utilizando un tanque a superficie libre que funciona como tanque aforador de gasto

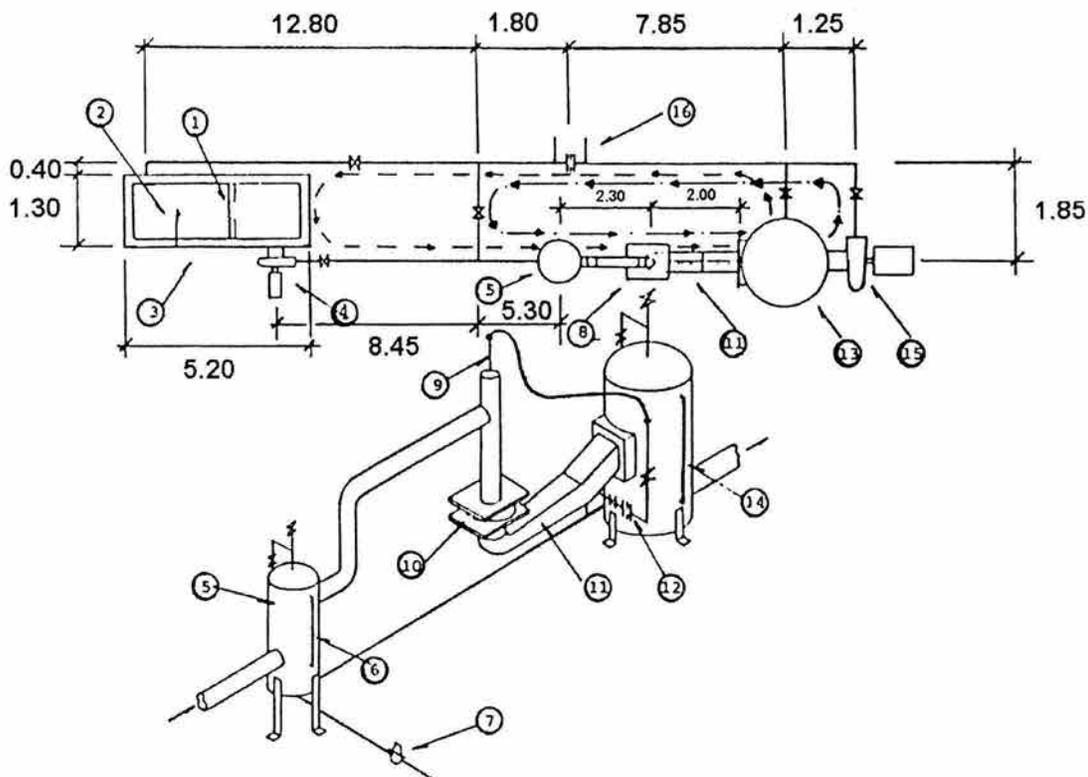


Fig AI.1 Esquema de la instalación

- ① Vertedor rectangular de pared delgada.
- ② Limnómetro.
- ③ Tanque de aforo y succión.
- ④ Bomba de 15 H.P.
- ⑤ Tanque hidroneumático de 0.40 m^3 .
- ⑥ Tubo de nivel.
- ⑦ Válvula reguladora de presión de aire.
- ⑧ Generador de vórtices.
- ⑨ Conducto de inyección de aire al centro de los álabes del G.V.
- ⑩ Tanque de entrada a los álabes.
- ⑪ Modelo del desfogue
- ⑫ Orificio aforador (para aire).
- ⑬ Tanque hidroneumático de descarga.
- ⑭ Tubo de nivel.
- ⑮ Bomba de 50 H.P.
- ⑯ Orificio aforador (para agua).

(utilizando un vertedor rectangular) y a su vez como cárcamo de succión de la bomba. El segundo circuito utiliza el tanque de descarga como cárcamo de succión de la otra bomba centrífuga con gasto de diseño de $0.065 \text{ m}^3/\text{s}$ y una carga de 60.0 mca, acoplada a un motor de 50 Hp. Este segundo circuito, emplea una placa de orificio de pared delgada como elemento de aforo, dimensionada de acuerdo con las normas "International Standard ISO5167-1980 (E)". Las figuras AI.2 y AI.3 muestran la disposición del modelo y la forma en que se produce el flujo helicoidal. Las referencias 1 y 2 indican con mayor detalle el diseño y uso de la instalación.

AI.2 Equipo de medición utilizado.

Las mediciones de fluctuaciones de presión se realizaron mediante transductores de presión electrónicos marca Gould-Sthatan modelo PA822-15 con un rango de presión de 0-15 psi (0-10.6 mca) con respuesta lineal y frecuencia de resonancia de 3 KHz. En la fig. AI.4 se puede observar uno de los transductores. La señal transmitida por el transductor es conducida a través de un cable blindado y recibida por un equipo acondicionador de señal que consiste en un conjunto amplificador-filtro. Este equipo de acondicionadores diseñados en el Instituto de Ingeniería dispone de un sistema de ganancia-atenuación variables y un sistema de filtros de tipo "paso bajas", pudiendo ajustarse cualquiera de ellos de acuerdo a las exigencias de las mediciones. El equipo de amplificación remite la señal a un osciloscopio que permite la visualización de la señal y a un analizador

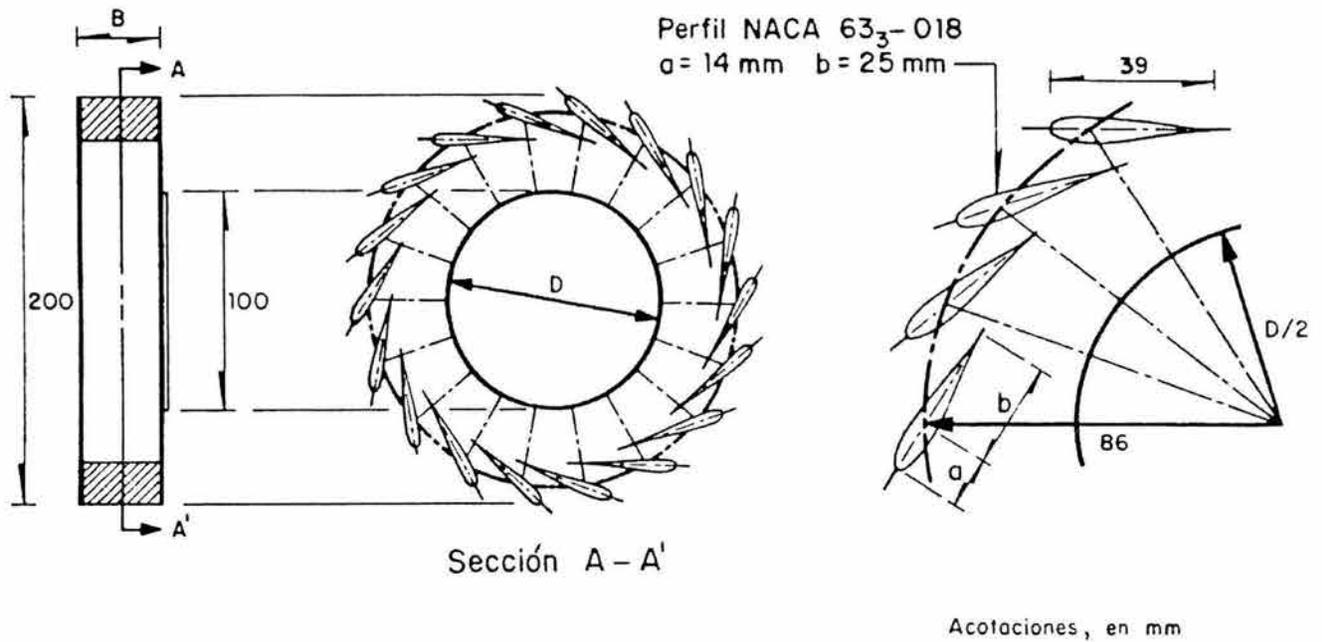
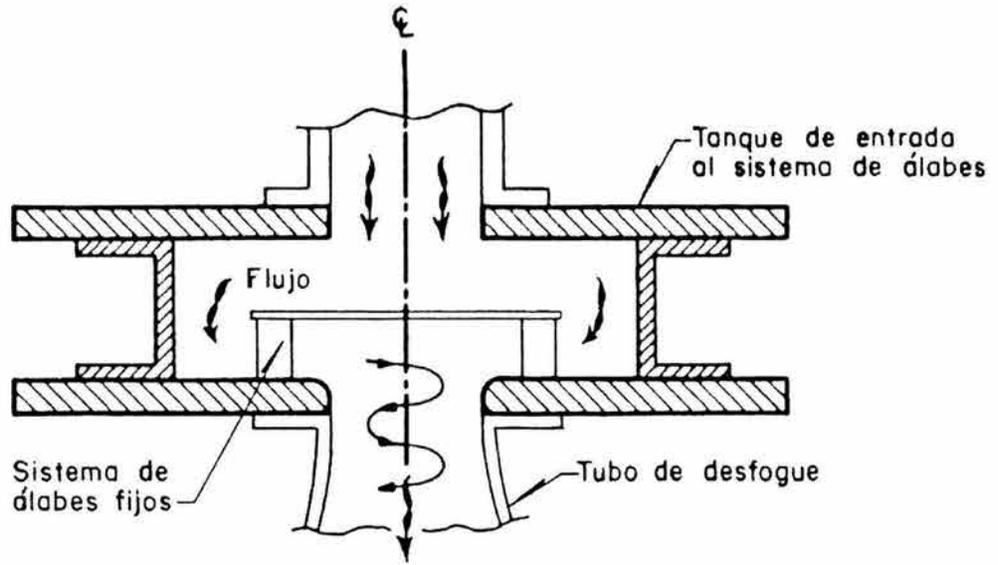
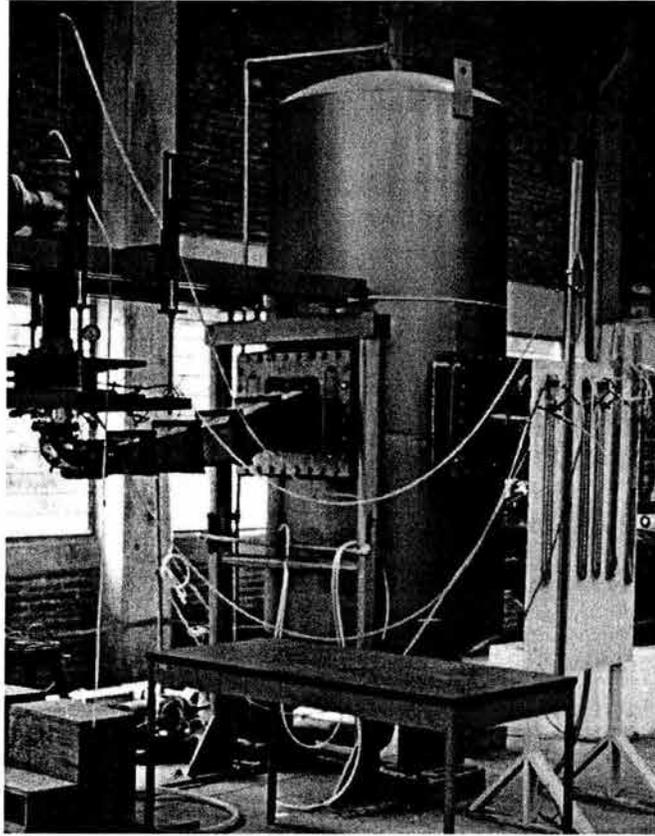
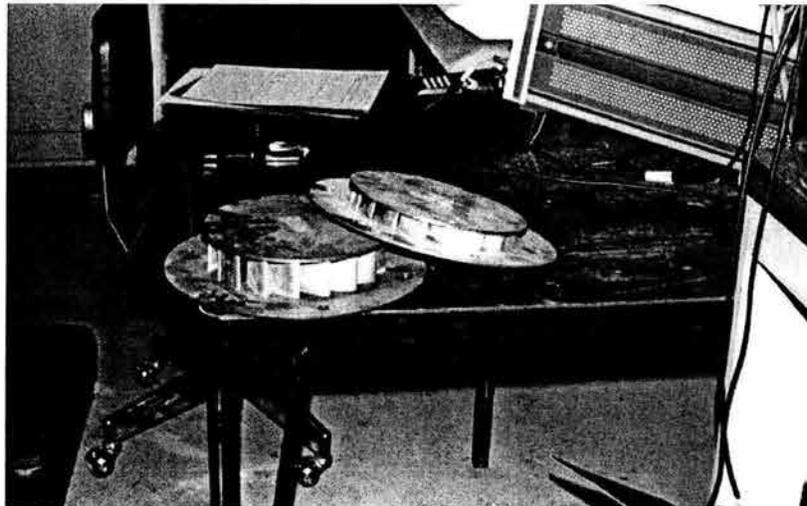


Fig A1.2 Esquema del generador de vórtices y del sistema de álabes fijos

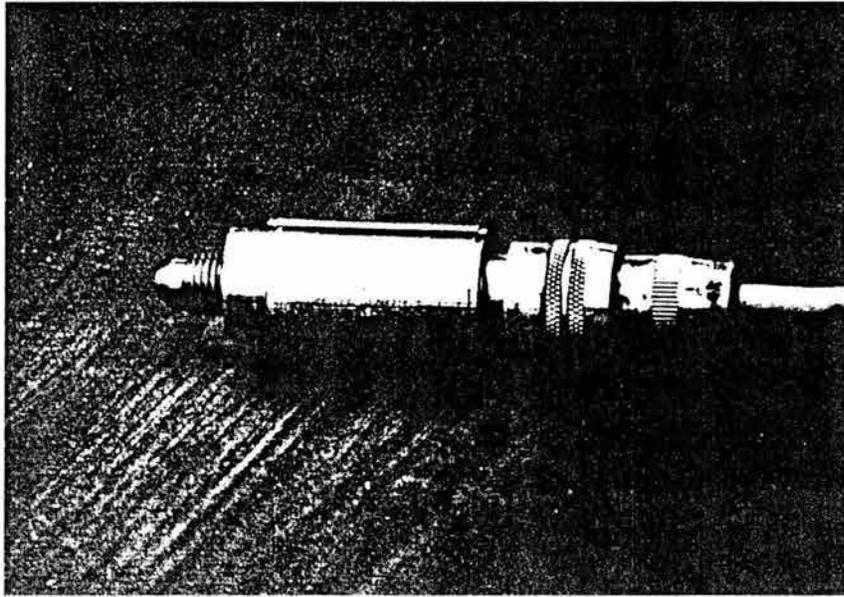


(a)

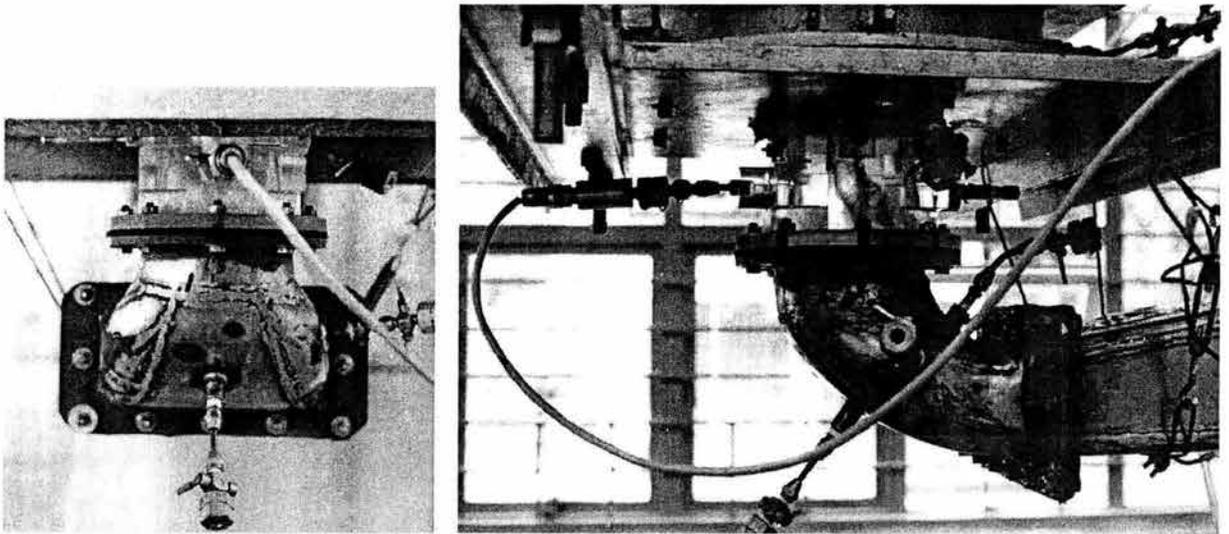


(b)

Fig AI.3 Fotografías del modelo instalado en el generador de vórtices (a) y de un sistema de álabes fijos (b)



(a)



(b)

Fig AI.4 Transductor de presión (a), colocación en el modelo del desfogue (b).

de espectros modelo HP3582A. Dicho analizador permite obtener los espectros de módulos y de fase para dos señales con capacidad de frecuencia de 0 a 25 KHz.

Este se encuentra interconectado con una computadora Apple II Plus la cual permite almacenar los espectros de la señal y graficarlos utilizando un graficador x - y modelo HP-7470A (ver figura AI.7).

En la fig. AI.5 se muestra un vista del conjunto del equipo utilizado para el procesamiento de la señal.

El registro de la presión media se realizó mediante el uso de manómetros diferenciales de mercurio referidos a la presión del tanque de descarga, y la presión de este a su vez fue determinado por otro manómetro diferencial de mercurio referido a la atmósfera.

La medición del gasto de agua se realizó por medio de dos métodos dependiendo del circuito utilizado (ver figura AI.1). Para el circuito de la bomba de 15 Hp se utilizó un vertedor rectangular de pared delgada y para el circuito de la bomba de 50 Hp se utilizó una placa de orificio de pared delgada de diámetro $\phi = 7,8$ cm según las normas "International Standard ISO 167 - 1980 (E)" observando la lectura a través de un manómetro diferencial de mercurio.

La medición del gasto de aire se realizó con una placa de orificio con diámetro de 4 mm respetando las mismas normas

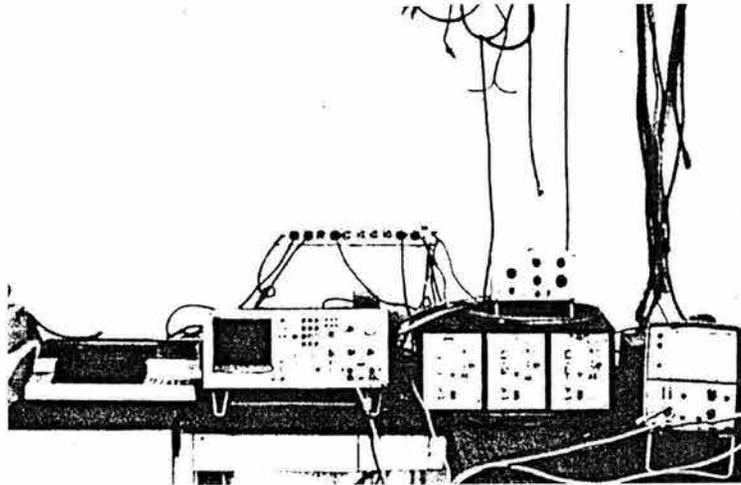
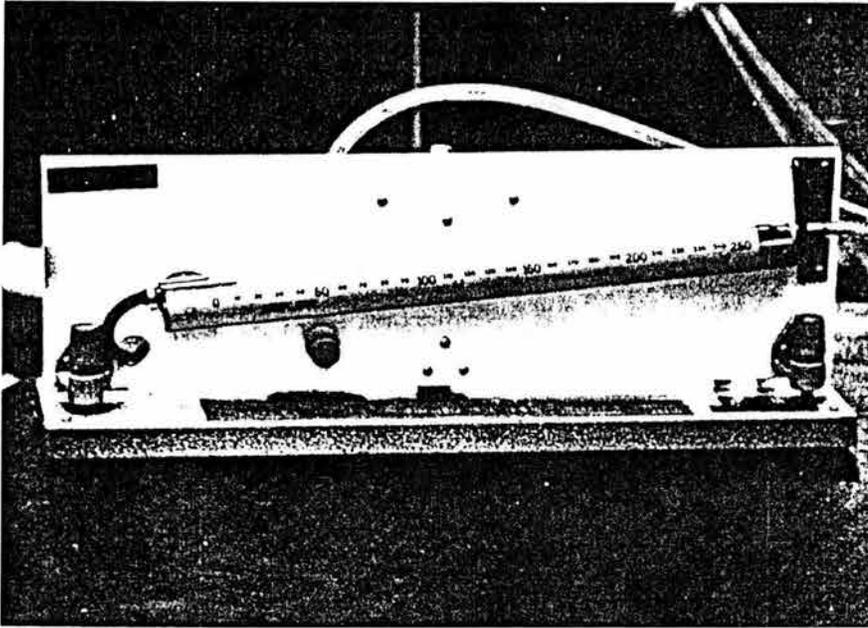
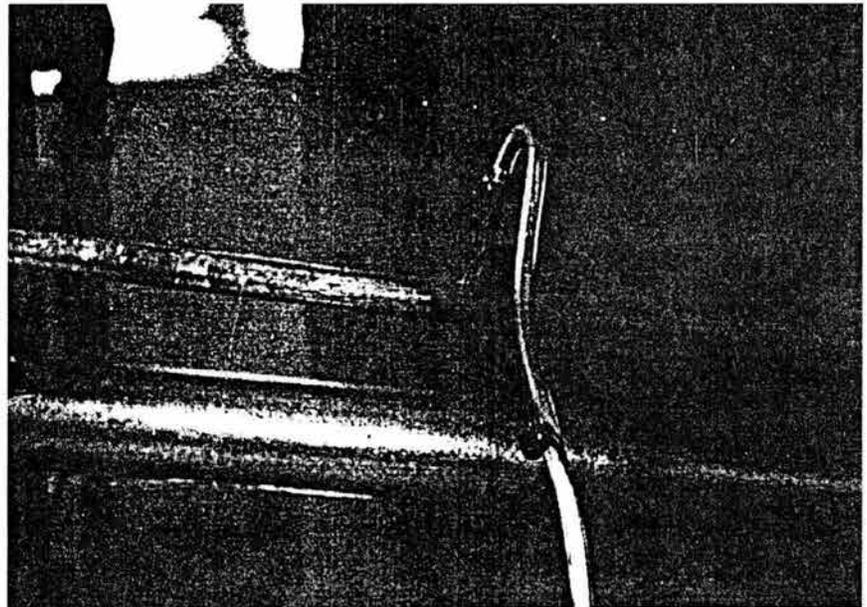


Fig AI.5 Vista general del equipo utilizado.



(a)



(b)

Fig AI.6 Fotografías del manómetro inclinable (a) y de la placa de orificio (b) instaladas para medir el Q de aire.

del orificio para agua, observando la lectura a través de un manómetro diferencial inclinable, con fluido manométrico de $\rho / \rho_{\text{agua}} = 0.784$ a $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ (ver figura AI.6) marca "Airflow tipo 5".

Para la determinación de la velocidad del fluido se utilizó un velocímetro Laser Doppler (VLD), marca TSI modelo 9100-3. Las características del flujo estudiado (flujo turbulento y poco espacio para maniobrar) obligó a la utilización de este tipo de instrumento. El flujo en el modelo dificulta el uso de otro instrumento sin perturbar en forma considerable al flujo en estudio, siendo el velocímetro laser una alternativa no invasiva de medición. El diagrama de bloques indicado en la figura AI.7, incluye la instalación esquemática del velocímetro y la figura AI.8 muestra una fotografía de dicha instalación. El velocímetro cuenta con un generador de luz Laser de He - Ne con potencia radiada en forma continua de 35 mW, se utilizó un sistema de lentes con una distancia focal de 250 mm, 50 mm de diámetro efectivo, con un volumen de medición de forma elipsoidal con un diámetro menor de 0.18 mm y diámetro mayor de 1.9 mm (resolución espacial del velocímetro). La señal emitida fue modulada por un variador de frecuencia y captada por un fotodetector el cual, manda la señal a un demodulador y de ahí a un procesador (contador de frecuencia Doppler) para interpretar la información de velocidad. El variador de frecuencia es necesario para poder distinguir el signo de la velocidad medida. El velocímetro puede medir velocidades que van de 0 a 100 m/s. La técnica implica medir la

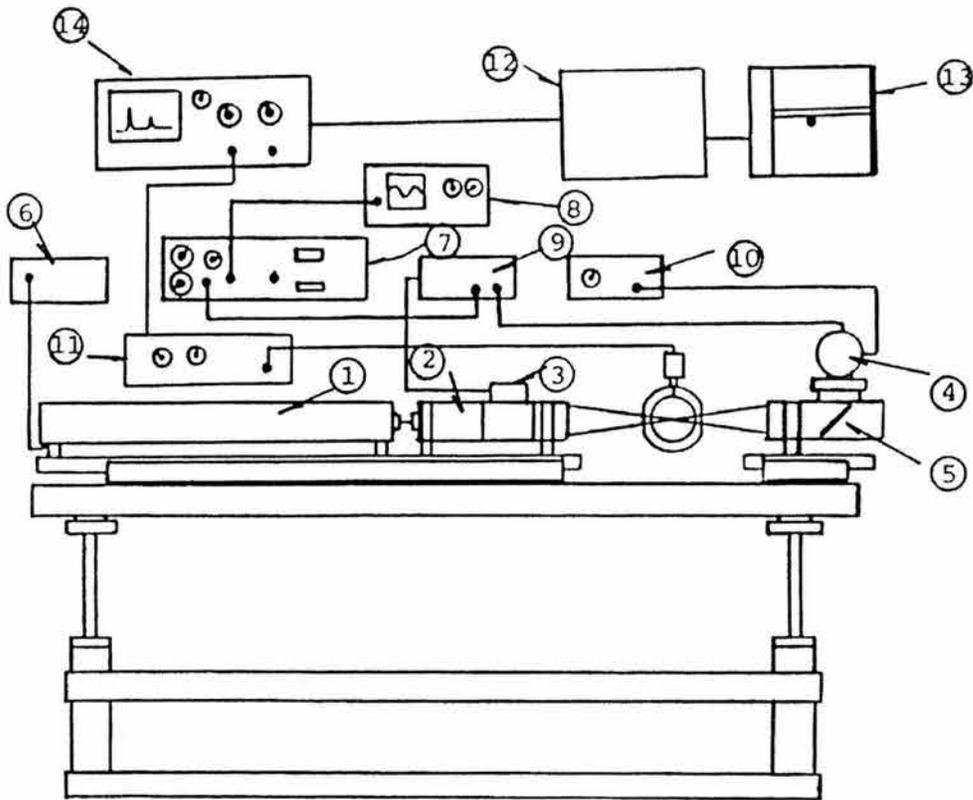


Fig A1.7 Esquema del velocímetro laser

- ① Generador de luz Laser.
- ② Separador del rayo del generador en dos rayos paralelos.
- ③ Variador de frecuencia.
- ④ Foto receptor.
- ⑤ Espejo a 45° para cambiar el plano de medición.
- ⑥ Fuente del generador laser.
- ⑦ Procesador de velocidad.
- ⑧ Osciloscopio monitor
- ⑨ Fuente y demodulador del variador de frecuencia.
- ⑩ Fuente del foto receptor.
- ⑪ Acondicionador de la señal de presión.
- ⑫ Computadora .
- ⑬ Graficador HP7470 .
- ⑭ Analizador de espectros.

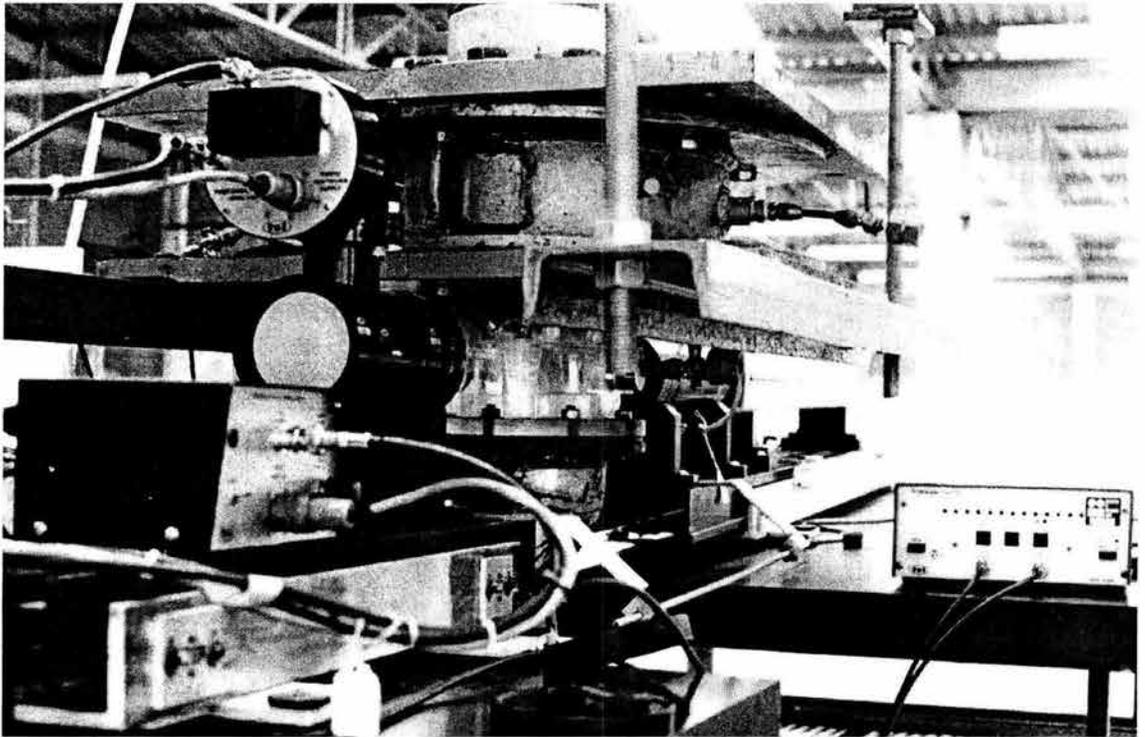
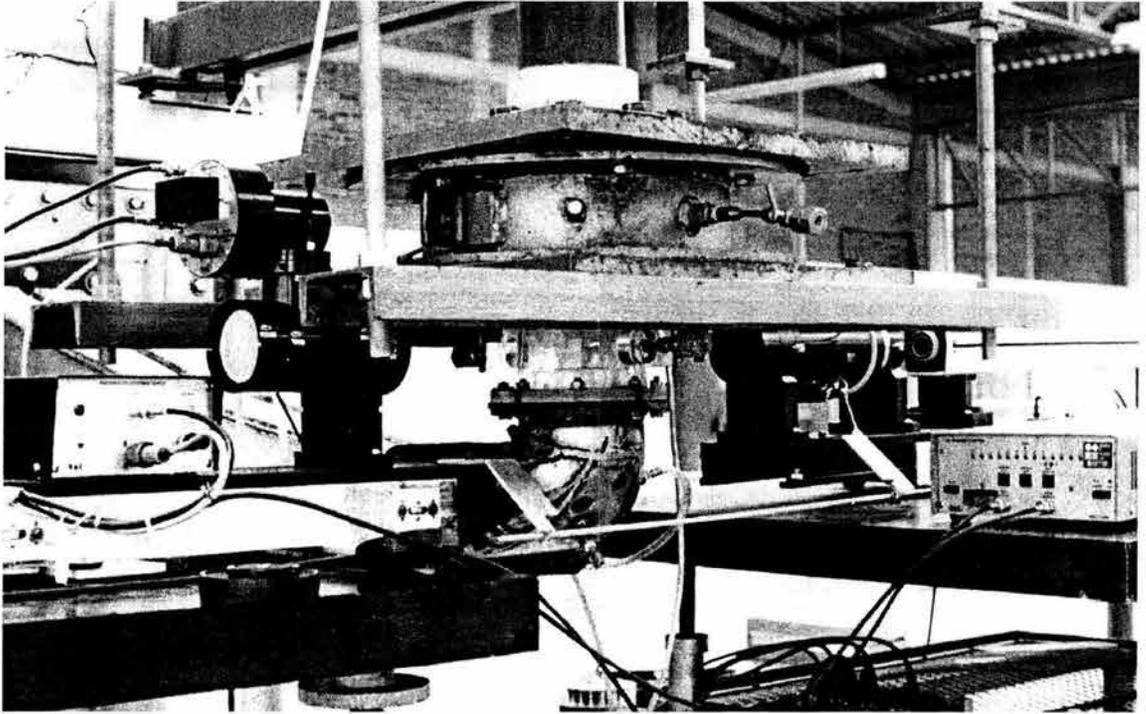


Fig AI.8 Dos fotografías de la instalación del velocímetro laser.

componente de la velocidad que es perpendicular al eje de la óptica del velocímetro y contenida en el plano definido por los dos rayos incidentes en el modelo, mediante un giro de 90° del plano de los rayos, es posible medir la componente de velocidad perpendicular a la anterior. La figura AI.6 muestra una fotografía del procesador de la señal y del osciloscopio empleado para observar la señal del velocímetro.

AI.2 Detalle del modelo del desfogue.

El modelo del desfogue fue escalado $1/48.02$ veces con el fin de que el diámetro de entrada al desfogue fuera de 10 cm (diámetro de descarga del generador de vórtices). La parte correspondiente al cono recto del desfogue fue fabricada en acrílico para permitir la visualización mediante luz estroboscópica del flujo cavitante y para poder medir la velocidad con la técnica de velocimetría láser fue necesario que las paredes exteriores fueran planas y paralelas para evitar que la curvatura desviara la dirección de los dos rayos del velocímetro láser la pasar de aire a acrílico, (el paso de acrílico al agua no produce una desviación significativa). Las dimensiones principales del modelo se detallan en la figura AI.9 y la figura AI.10 muestra una fotografía del cono de acrílico. En el cono se instalaron cuatro tomas y tres más en la curva con el fin de medir presión, ya sea mediante transductores o bien mediante manómetros de mercurio. La figura AI.11 describe la geometría típica de la toma de presión y colocación de las tomas en el desfogue se muestra en la figura AI.12

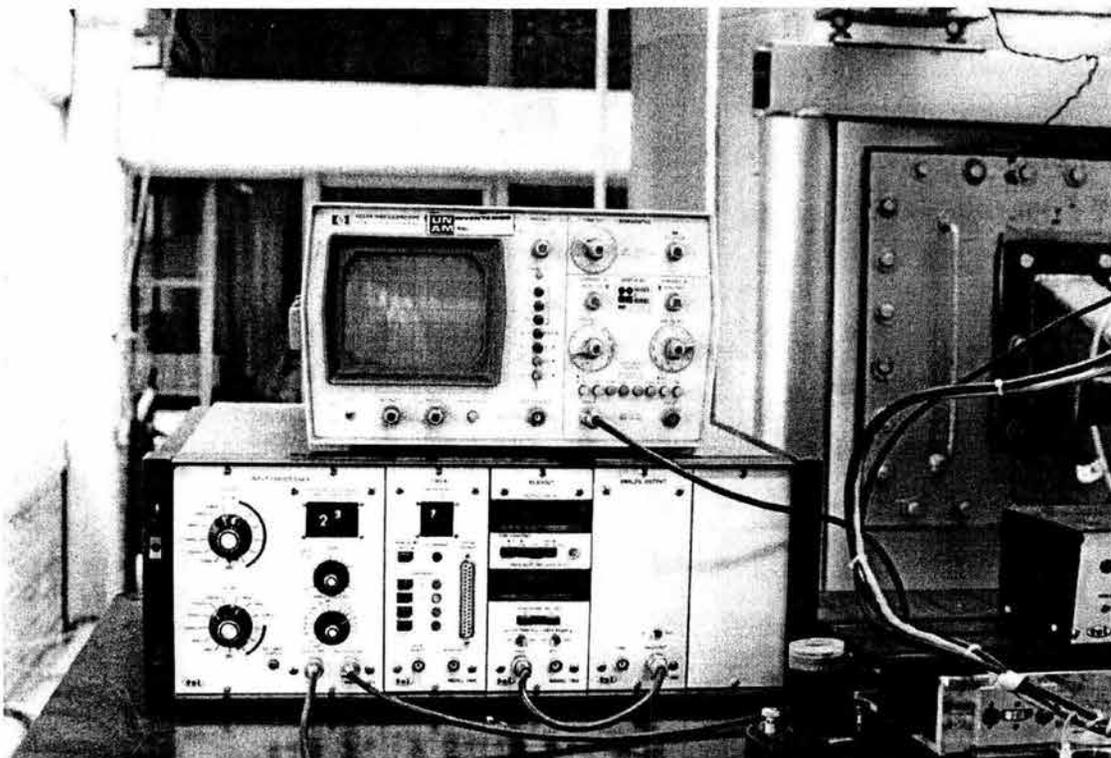


Fig AI.9 Fotografía del procesador del velocímetro laser.

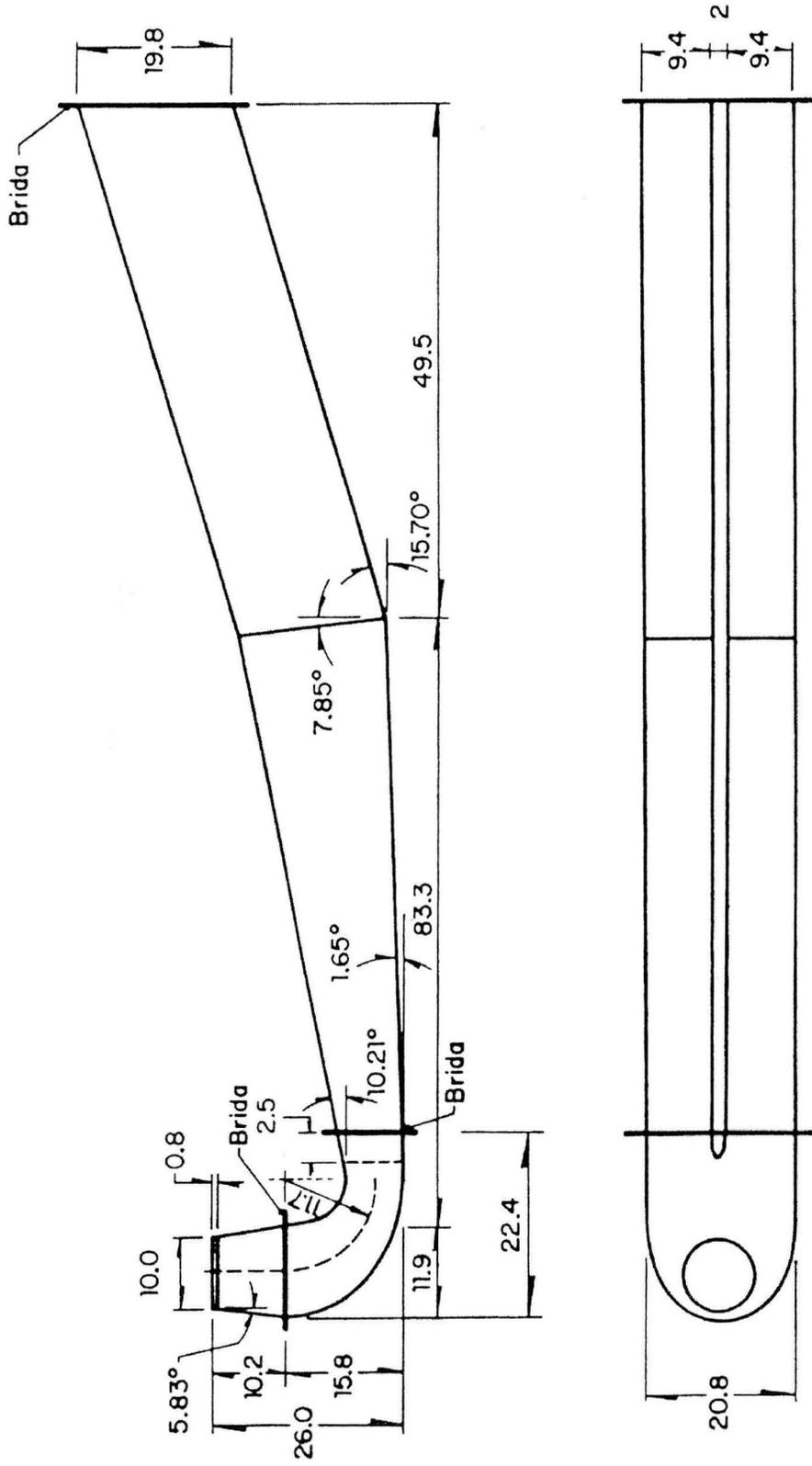


Figura AI.10 Dimensiones del modelo del desfoque de las turbinas de Chicoasén

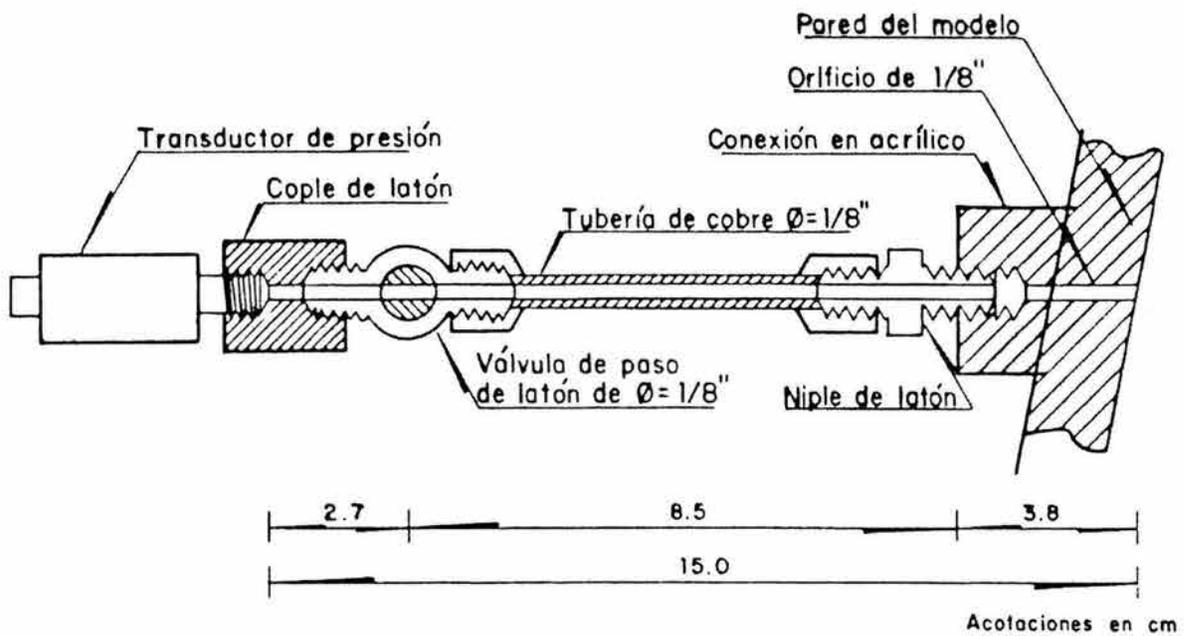


Fig AI.11 Croquis sobre las tomas de presión utilizadas para instalar los transductores de presión

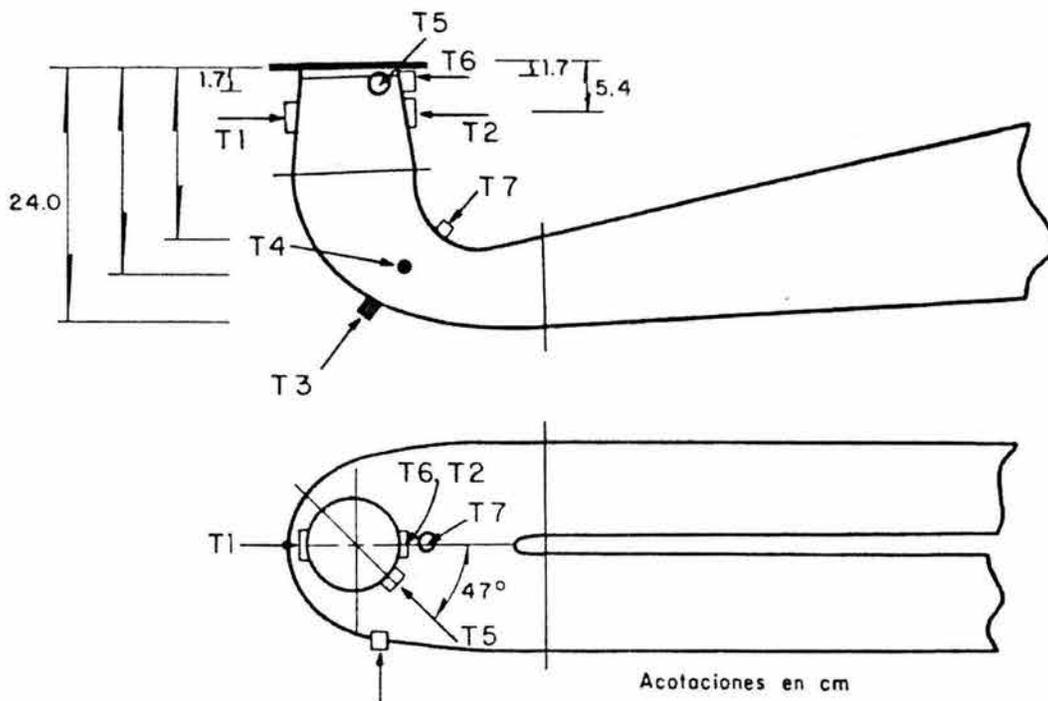


Fig AI.12 Ubicación de las tomas de presión instaladas en el modelo

ANEXO II.- Estimación del comportamiento de la frecuencia y amplitud de la pulsación de la torcha en estas turbinas

Como se mencionó en los capítulos anteriores el comportamiento de flujo que descarga la turbina a carga parcial juega un papel fundamental en el estudio del problema central de esta tesis.

Por tal motivo se realizó la construcción de un modelo físico del desfogue el cual fue ensayado en el laboratorio de Hidromecánica del Instituto de Ingeniería. La descripción del modelo y de su instalación se encuentran detallados en el anexo I y el resumen del comportamiento en frecuencia observado se describe a continuación.

AII 1. Definición de los parámetros adimensionados utilizados en la caracterización de la torcha.

Parámetro de Giro	$S = \Omega D / \rho Q^2$
Parámetro de Frecuencia	$F = f D^3 / Q$
Parámetro de amplitud de oscilación de presión	$P = D^4 (\sqrt{p^2}) / \rho Q^2$
Parámetro de Cavitación	

$$K = \frac{P_{tan} + P_{atm} - P_{vap}}{\frac{\rho}{2} \left(\frac{4Q}{\pi D^2} \right)^2}$$

referido a la descarga del desfogue ($P_{tan}/\gamma = -H_s$)

Número de Reynolds $Re = 4Q/\pi vD$

donde:

Ω - proyección sobre el eje de giro de la turbina del flujo de momento de la cantidad de movimiento del agua entrante al desfogue ($kg\ m^2/s^2$) (ver cap.3).

D - diámetro de entrada al desfogue (m)

ρ - densidad del agua (Kg/m^3)

Q - gasto de agua entrante al desfogue (m^3/s)

f - frecuencia de la oscilación de presión (Hz)

$\sqrt{p^2}$ - valor RMS (raíz media cuadrática de la amplitud de la oscilación de presión) (N/m^2)

p_i - presión media en el punto i (N/m^2)

P_{atm} - presión atmosférica local (N/m^2)

P_{vap} - presión de vapor del agua (N/m^2)

v - viscosidad cinemática del agua (m^2/s)

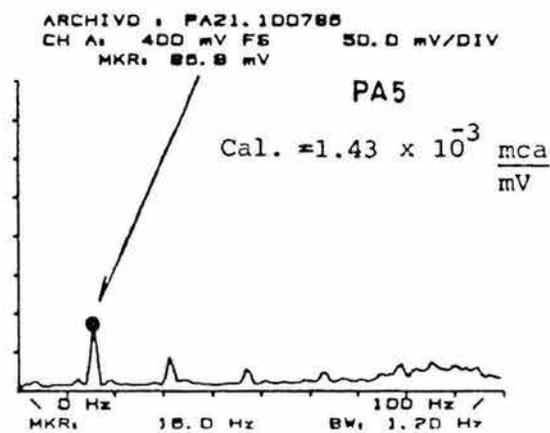
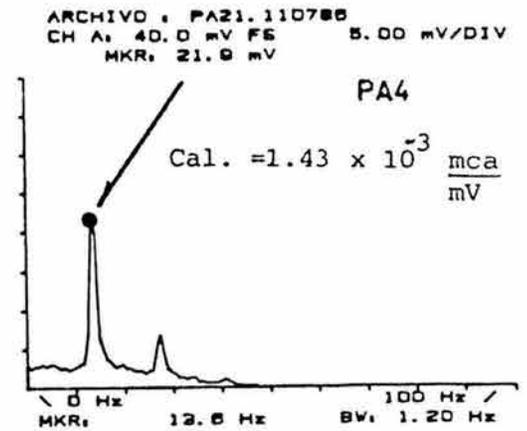
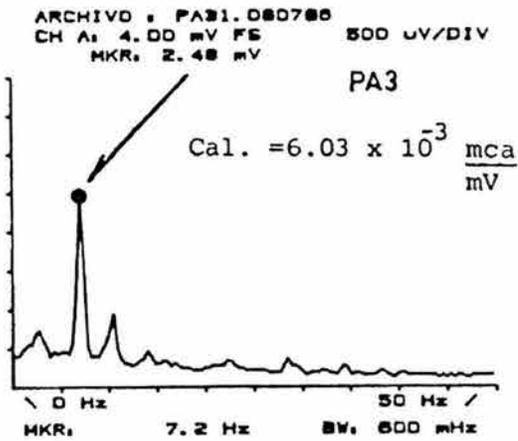
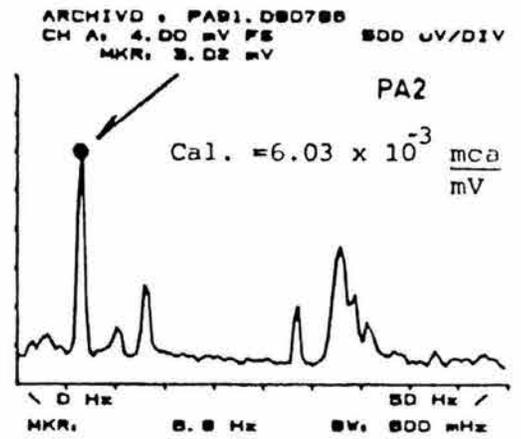
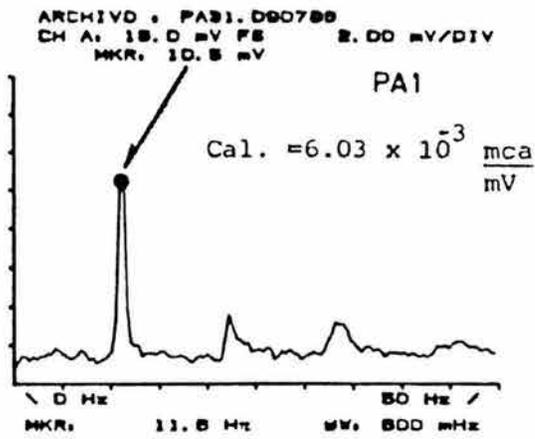


Figura AII.1 Espectros de amplitudes de las señales detectadas en la T-1.

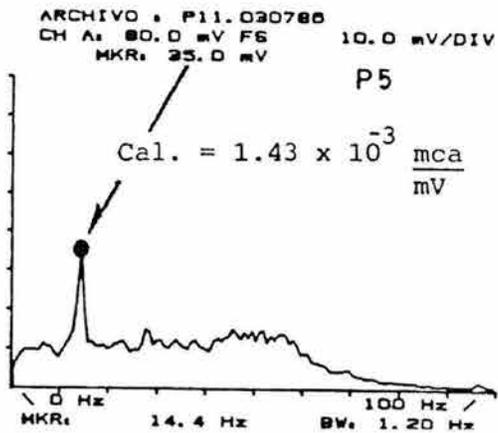
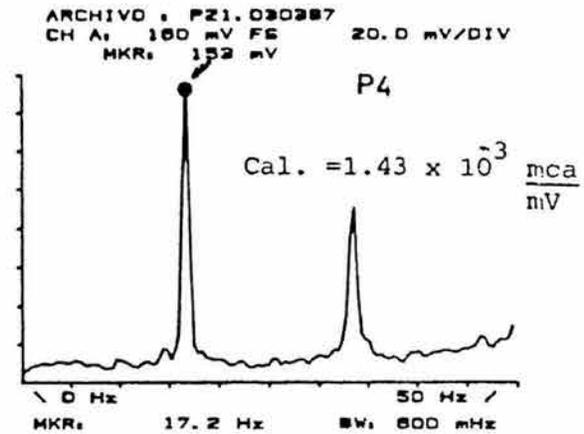
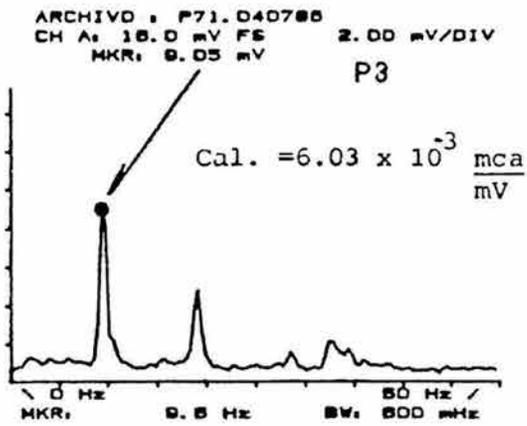
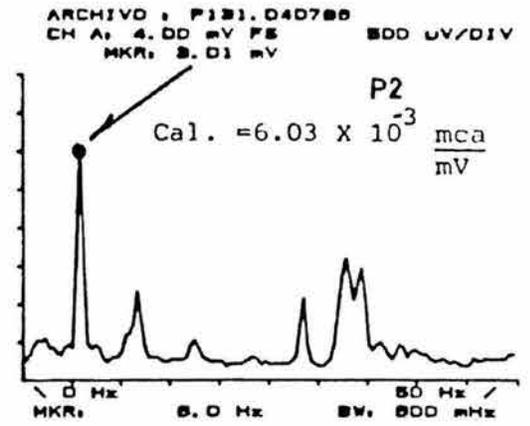
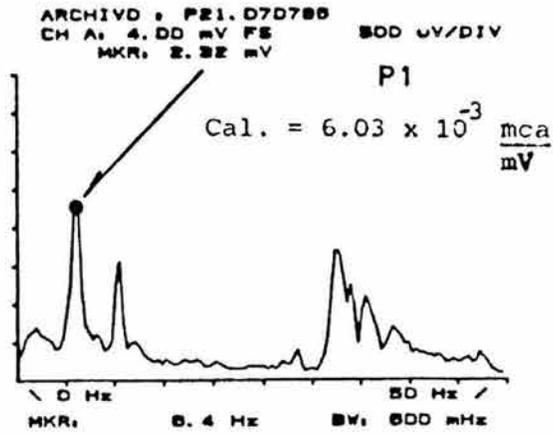


Figura AII.1 (Continuación).

Tabla AII.1 Curva F-S para el modelo del desfogue con cuatro aletas colocadas (situación del prototipo)

S	F	P (amplit.)	No.Re	K	No. espectro
0.330	0.73	0.151	125,700	157	PA 1
0.507	0.86	0.285	100,300	248	PA 2
1.063	1.39	0.893	105,900	221	PA 3
1.397	1.67	1.750	109,500	209	PA 4
2.126	2.71	3.486	75,210	455	PA 5

Tabla AII.2 Curva F-S para el modelo sin aletas

S	F	P (amplit.)	No. Re	K	No. espectro
0.330	0.65	0.143	124,800	159	P 1
0.507	0.75	0.276	101,900	238	P 2
1.063	1.21	0.853	101,300	242	P 3
1.397	1.43	1.449	153,400	96	P 4
2.126	2.49	1.463	73,700	308	P 5

La determinación del parámetro S para el modelo se hizo mediante el método descrito en la referencia 1 utilizando un sistema de álabes fijos.

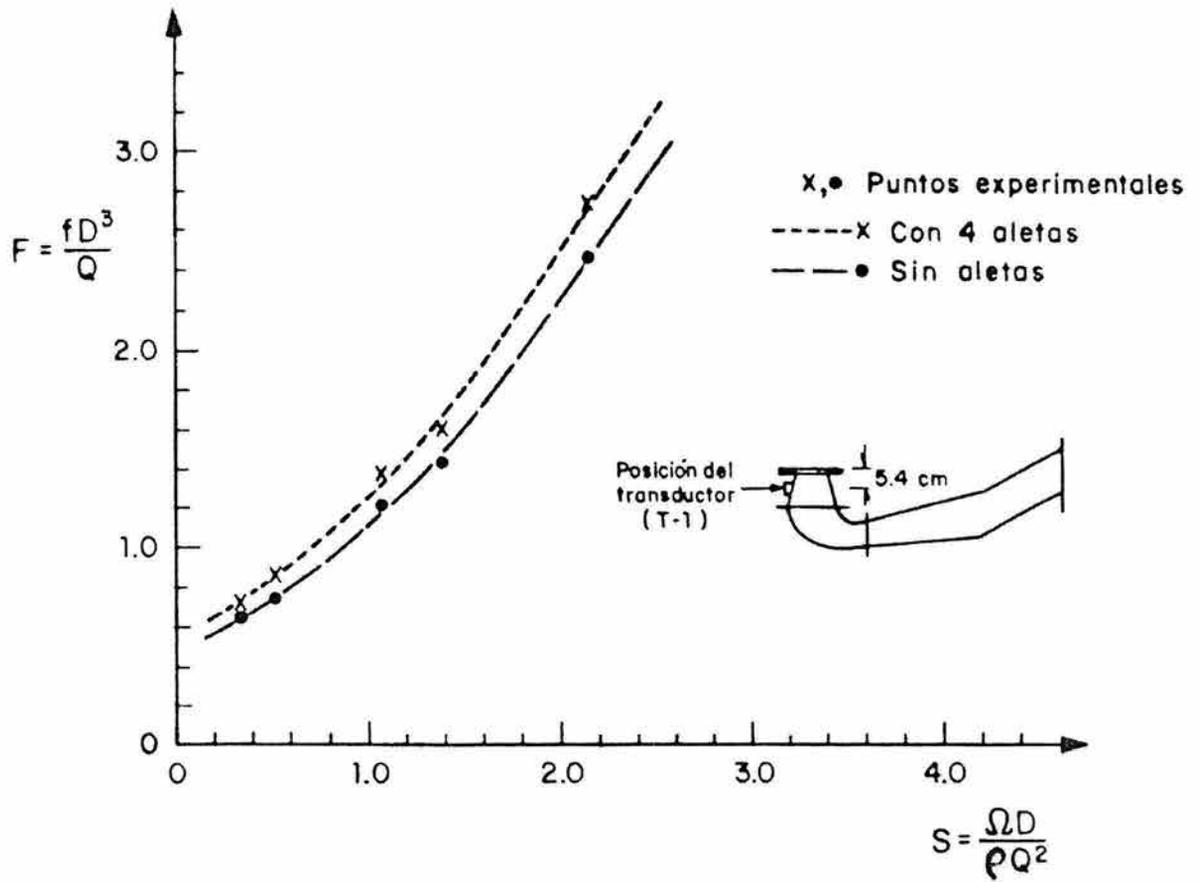


Fig A II.2 Curvas F-S obtenidas en el modelo del desfoque de la P.H.M.M.T.

AII 2 Descripción de las pruebas realizadas y resultados obtenidos

Las pruebas consistieron en fijar distintos valores del parámetro de giro S y de las mediciones correspondientes a dichos experimentos calcular el parámetro de frecuencia F . Esto fue realizado en el modelo del desfogue de la P.H. Manuel Moreno Torres para números de Reynolds mayores a 75,000 y parámetros de cavitación (referido a la presión media de la descarga) K mayores a 95, con el fin de que F fuera independiente del Re y sin cavitación para poder comparar los resultados con las experiencias registradas en las referencias 1 y 2. Posteriormente se comenta la generalidad de dichos resultados ante valores de K menores.

El análisis de las señales de oscilación de presión se realizó mediante un analizador de espectros de Fourier (descrito en el anexo I) y los espectros de amplitud registrados se encuentran graficados en las figuras A II.1, así como las lecturas de medición en las tablas A II.1 y A II.2. Los resultados se presentan resumidos en las gráficas mostradas en la figura A II.2 donde se tienen las curvas $F - S$ para el modelo del desfogue, con y sin aletas colocadas, en forma similar a las colocadas en el prototipo.

Según los resultados de Nishi (ref.8) la variación de F con K no es muy significativa, lo cual da validez a las

curvas F - S a K bajos, este hecho fue confirmado en nuestro laboratorio, disminuyendo ligeramente F para valores de K bajos.

Conviene mencionar que el comportamiento de la torcha en el desfogue puede clasificarse como del "tipo Angostura" según la referencia 2 ya que la curva F-S es muy similar a la del desfogue de Angostura.

A II.3 Determinación indirecta del parámetro de giro S para el prototipo en la U-3.

De las campañas de mediciones realizadas por el Instituto de Ingeniería sobre la U-1 en mayo y U-3 en septiembre de 1986, descritas en el anexo V, se obtuvo de la primera un panorama del comportamiento de la torcha el cual sugirió como instrumentar la U-3 y de ésta fue posible medir con precisión el comportamiento de las pulsaciones de presión atribuibles a la aparición de la torcha. De dicha campaña realizada sobre la U-3 se calcularon los valores del parámetro F correspondientes a distintas potencias reales ensayadas en el prototipo. Ubicando estos puntos en la curva F-S, determinada experimentalmente en el modelo del desfogue para el caso de tener colocadas las cuatro aletas, se pueden inferir los valores correspondientes del parámetro de giro S para dichos puntos. La figura A II.3 muestra la ubicación de los puntos en la curva F-S. Las pulsaciones atribuibles a la torcha inician a potencias menores o iguales a 230

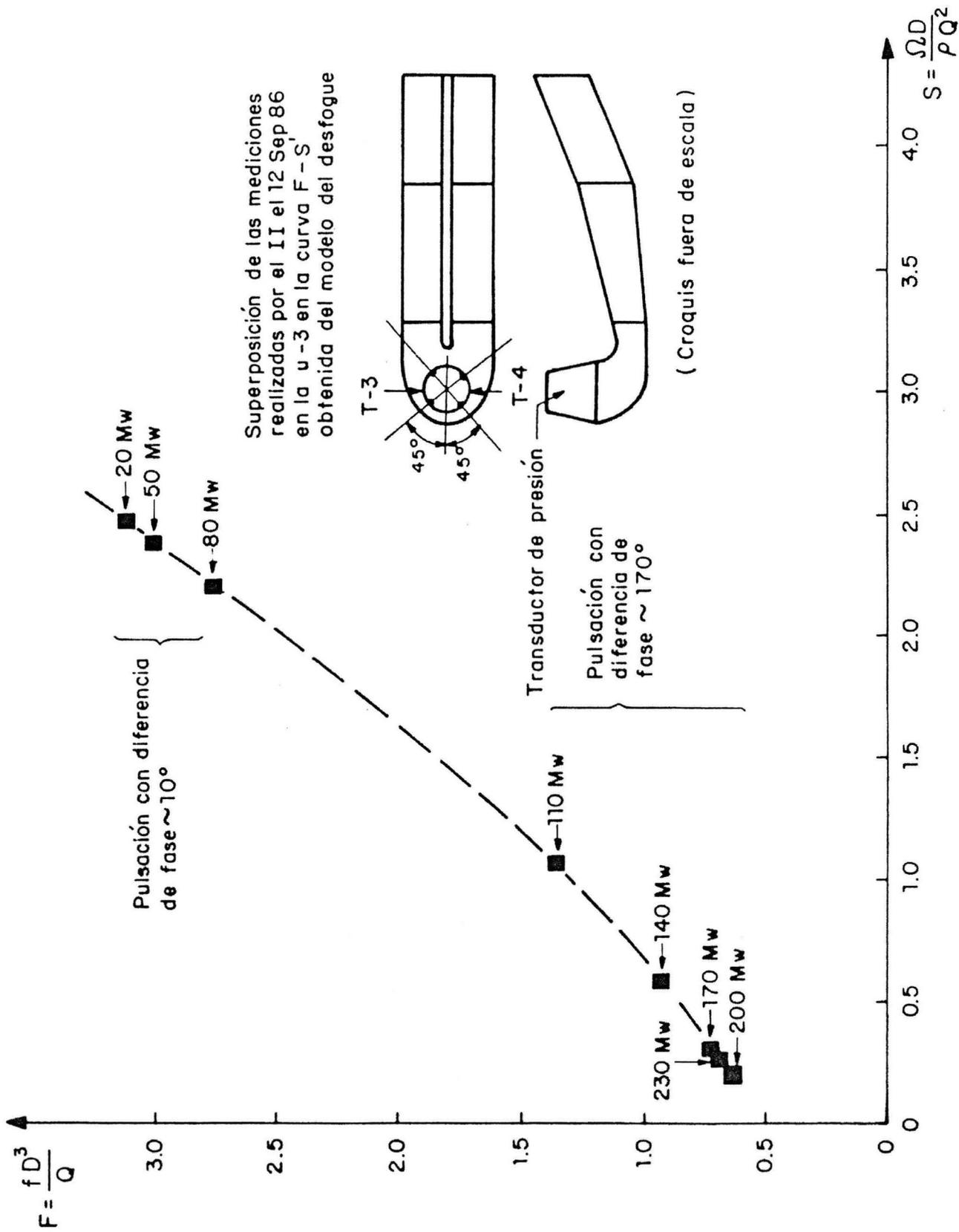


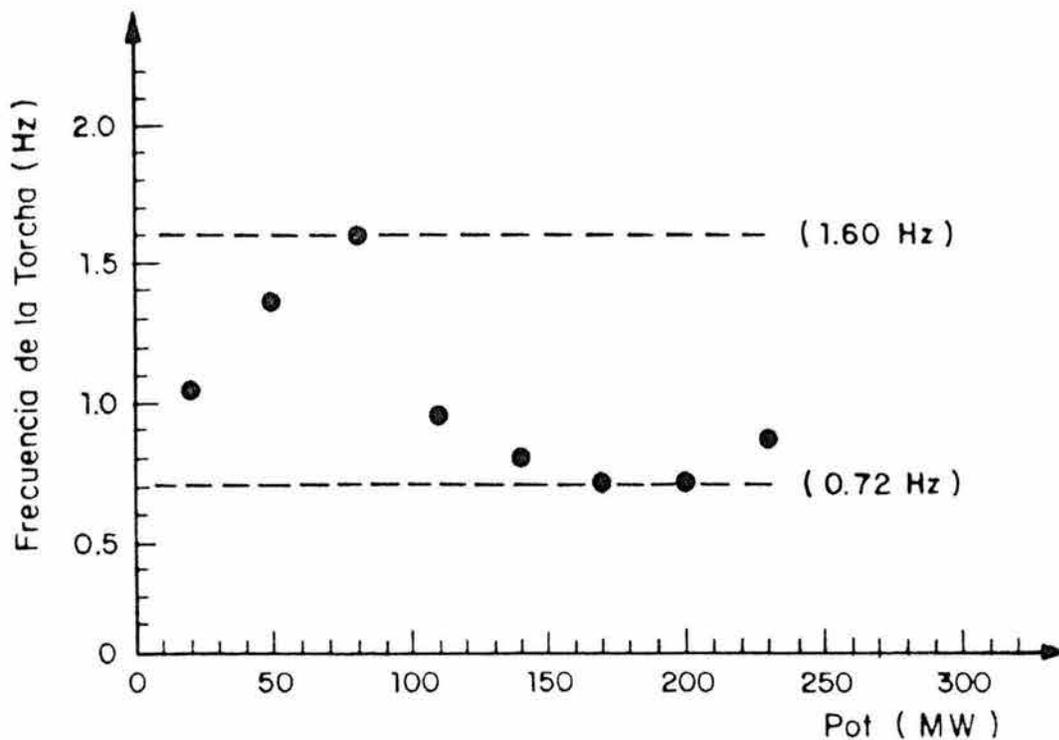
Fig AII.3 Ubicación de los parámetros F medidos para distintas potencias en la u-3

Mw y pueden clasificarse en dos grupos, según la diferencia de fase medida entre señales de dos transductores diametralmente opuestos (ver anexo IV, U-3) que registraron la oscilación de presión en la parte inicial del cono del desfogue.

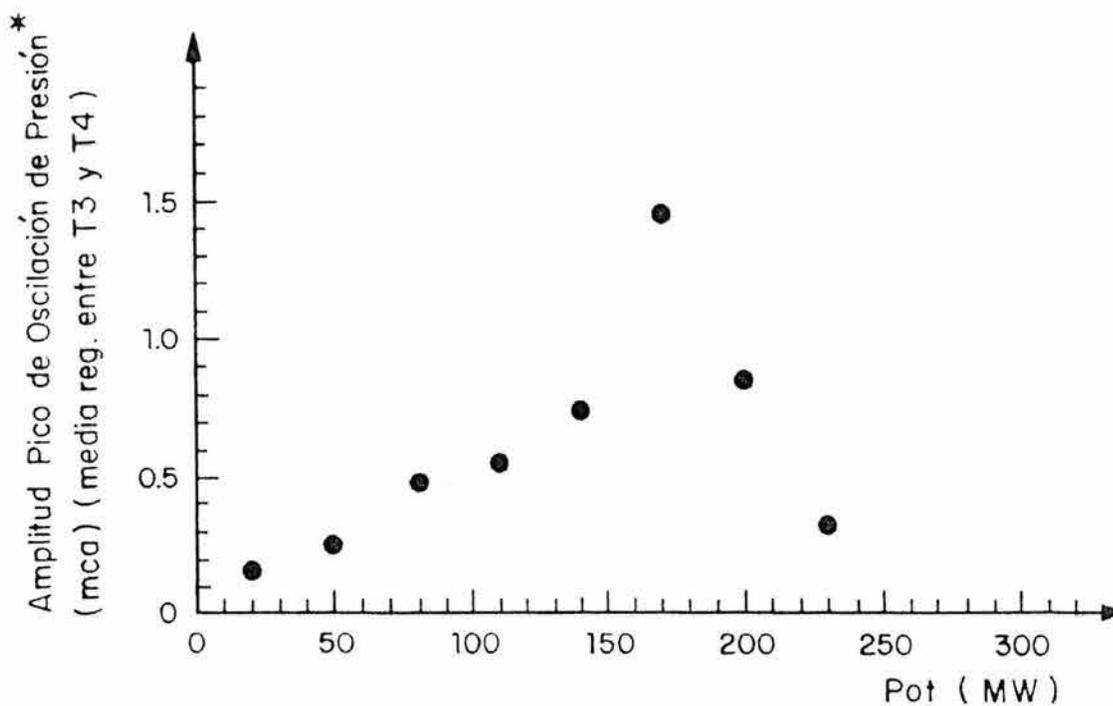
El primer grupo corresponde al intervalo de potencias comprendido entre los 230 Mw y 110 Mw, donde se midió una diferencia de fase de 170° .

Para este intervalo de potencia la frecuencia máxima fue de 0.96 Hz y la mínima de 0.72 Hz. En el segundo grupo está el intervalo de potencias comprendido entre 80 Mw y 20 Mw donde la diferencia de fase medida es de aproximadamente 7° y el intervalo de frecuencias registradas va desde 1.04 Hz a 1.60 Hz. Cabe aclarar que la amplitud registrada en este segundo grupo fue menor que para el primero. La tabla A II.3 resumen el valor de dichas mediciones y permite ver el comportamiento de las amplitudes de oscilación de presión en función de la potencia generada por la U-3 y la tabla A II.4 indica los valores.

La figura A II.4 (a) muestra la variación de la frecuencia de la torcha en función de la potencia real y la figura A II.4(b) el comportamiento de las amplitudes de oscilación asociadas a las pulsaciones correspondientes a la figura A II.4 (a).



(a)



(b)

* El valor pico se obtiene como $\sqrt{2}$ multiplicado por el valor RMS de la oscilación de presión

Fig AII.4 (a) Frecuencia y (b) Amplitud de la pulsación de la torcha en función de la Potencia (U-3).

El valor de la amplitud de la pulsación dependerá del lugar en el que se ubique al transductor (ref.1,2). Sin embargo la frecuencia detectada siempre será la misma cualquiera que fuera la posición elegida. La descripción de la variación de las amplitudes se discute en el siguiente punto de este anexo.

A II.4 Variación de la amplitud de la oscilación registrada en diversos puntos del desfogue.

Se realizaron una serie de experimentos donde se ubicaron transductores en distintas posiciones en el modelo del desfogue con el fin de comparar las amplitudes registradas en cada punto.

Los resultados muestran que la amplitud crece hacia la entrada al desfogue y en la medida que nos retiramos de esta la amplitud es menor. Este resultado fue determinado para el caso de ensayar al modelo del desfogue sin aletas colocadas en el cono del mismo.

Basados en las experiencias informadas en la referencia 2, puede interpretarse este resultado como debido a la existencia de un gradiente de presión adverso al centro del cono del desfogue, siendo mayor la amplitud de la oscilación en la cual el gradiente es máximo. (Esto ocurre al inicio del desfogue). Las figuras AII.5 a AII.8 muestran los espectros de las amplitudes registradas en tres puntos del modelo del desfogue y la

figura A II.9 muestra el gradiente de presión medido por una sonda introducida al centro del cono del desfogue para un giro de $S=2.126$.

Tabla AII.3

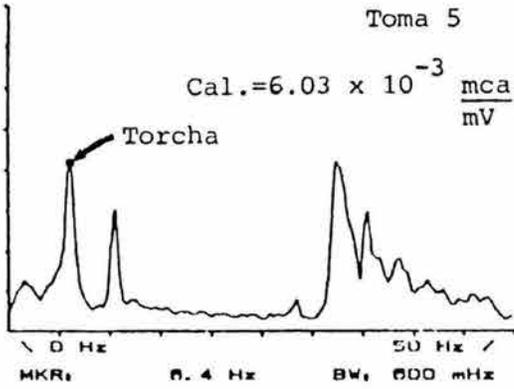
Potencia (Mw)	$f_{\text{fundamental}}$ (Hz)	Dif. fase T4 - T3	Amp. pico T3 (mca)	Amp. pico T4 (mca)
230	0.88	175°	0.38	0.24
200	0.72	155°	0.91	0.79
170	0.72	168°	1.32	1.59
140	0.80	188°	0.74	0.71
110	0.96	157°	0.50	0.58
80	1.60	7°	0.48	0.47
50	1.36	9°	0.27	0.21
20	1.04	5°	0.16	0.16

Tabla AII.4

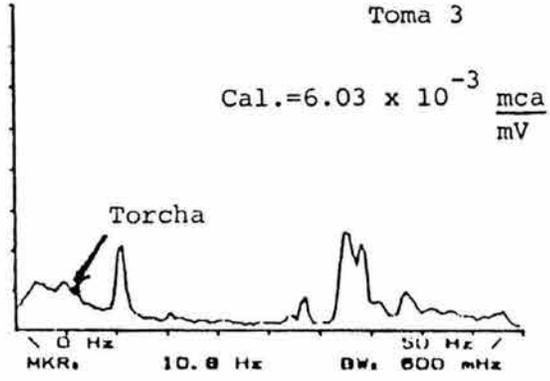
Potencia (Mw)	F	S
230	0.68	0.30
200	0.63	0.24
170	0.71	0.33
140	0.93	0.58
110	1.35	1.06
80	2.77	2.22
50	3.01	2.38
20	3.11	2.48

También se han informado por otros autores (Ref. 10 y 11) la variación de la amplitud de la oscilación en una misma sección dependiendo de su posición angular dentro de la misma respecto a la posición angular del codo del desfogue. Esta variación se debe a la superposición de dos efectos oscilatorios provocados por la torcha que se explicarán en el anexo siguiente.

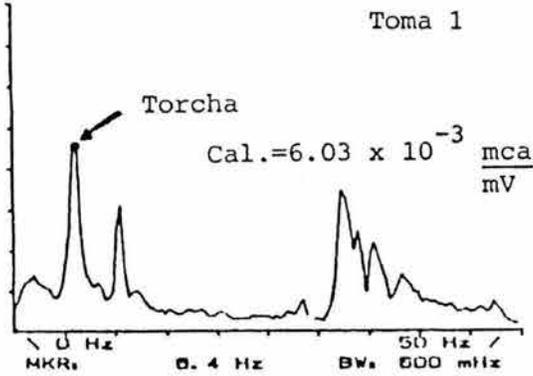
ARCHIVO : P15.070788
 CH A: 4.00 mV FS 500 UV/DIV
 MKR: 2.09 mV



ARCHIVO : P33.070788
 CH A: 4.00 mV FS 500 UV/DIV
 MKR: 500 UV



ARCHIVO : P21.070788
 CH A: 4.00 mV FS 500 UV/DIV
 MKR: 2.32 mV



Q=9.801 1/s S=0.330

Re=124 789

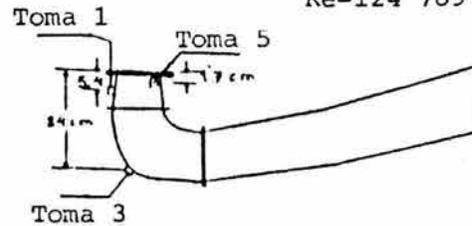
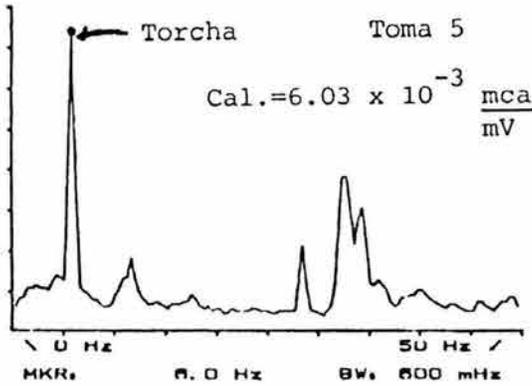
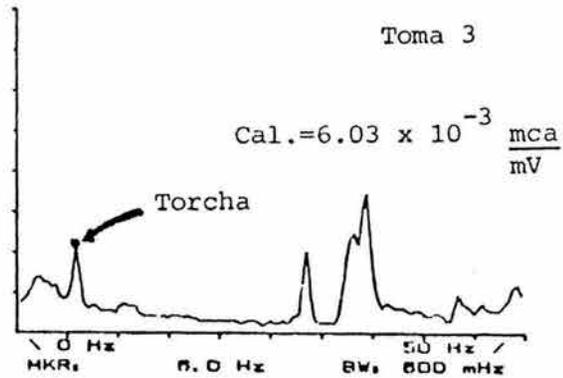


Figura AII.5 Ensayo sin aletas.

ARCHIVO : P125.040788
 CH A: 4.00 mV FS 500 UV/DIV
 MKR: 3.71 mV



ARCHIVO : P143.040788
 CH A: 4.00 mV FS 500 UV/DIV
 MKR: 1.12 mV



Q=8.004 1/s S=0.507

Re=101 910

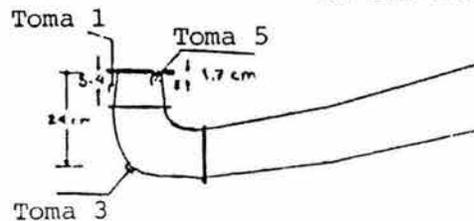
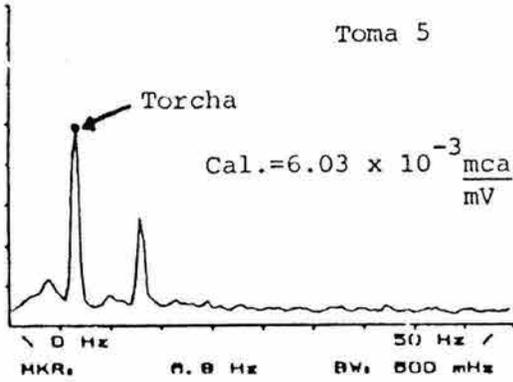
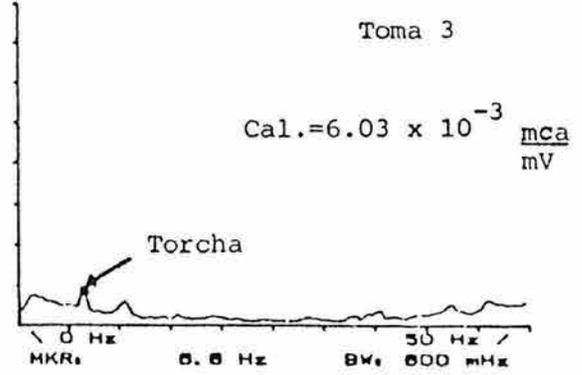


Figura AII.6 Ensayo sin aletas.

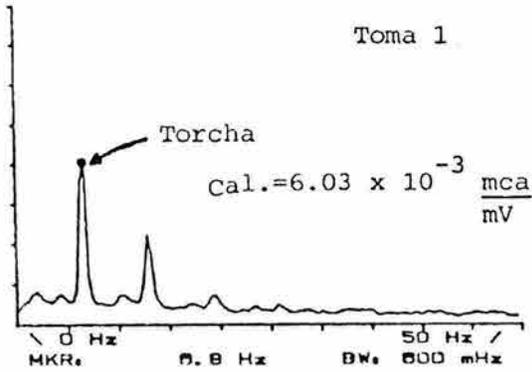
ARCHIVO : P15.040780
 CH A: 8.00 mV FS 1.00 mV/DIV
 MKR: 4.05 mV



ARCHIVO : P33.040785
 CH A: 8.00 mV FS 1.00 mV/DIV
 MKR: 0.42 uV



ARCHIVO : P21.040786
 CH A: 8.00 mV FS 1.00 mV/DIV
 MKR: 4.10 mV



Q=5.364 l/s S=1.063

Re=68 296

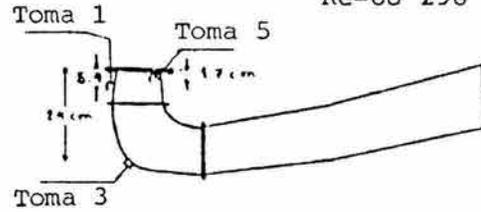
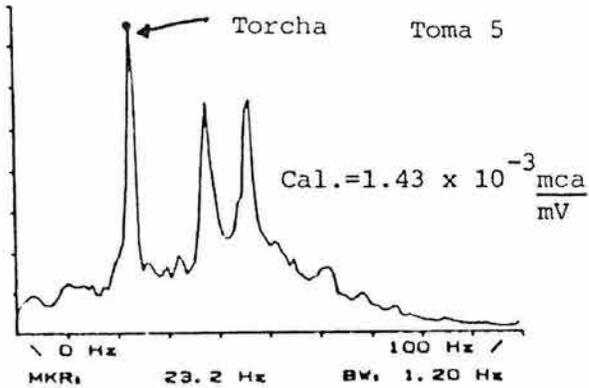
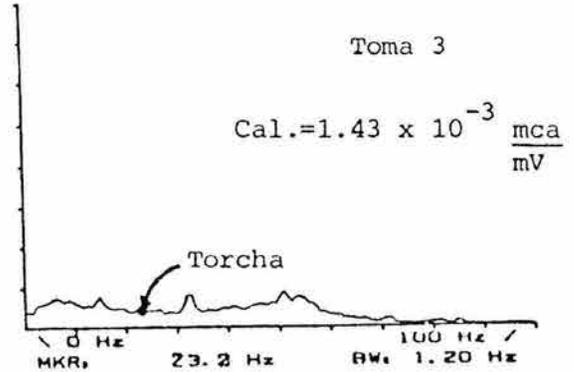


Figura AII.7 Ensayo sin aletas.

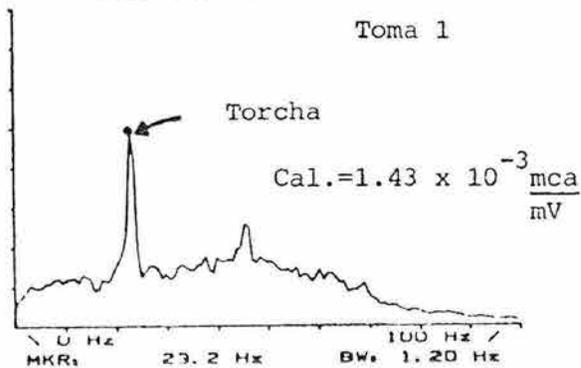
ARCHIVO : P95.030788
 CH A: 100 mV FS 20.0 mV/DIV
 MKR: 150 mV



ARCHIVO : P83.030789
 CH A: 100 mV FS 20.0 mV/DIV
 MKR: 10.4 mV



ARCHIVO : P101.030786
 CH A: 100 mV FS 20.0 mV/DIV
 MKR: 07.7 mV



Q=9.684 l/s S=2.126

Re=123 300

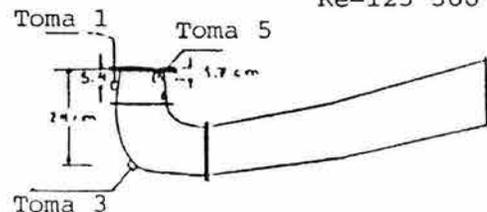
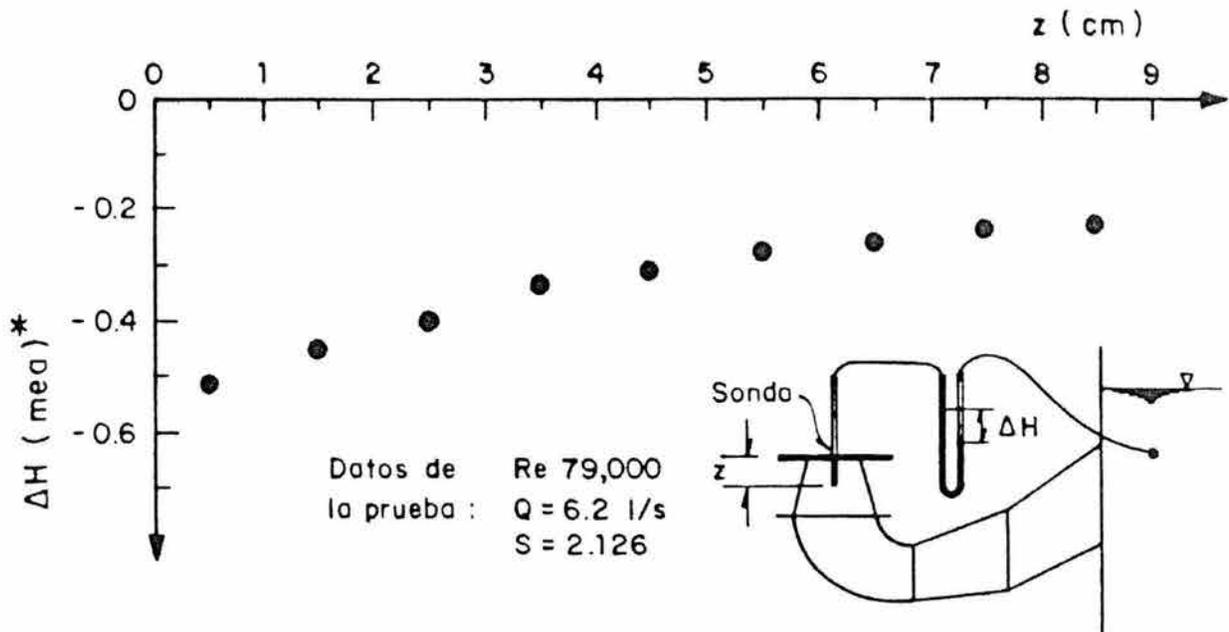


Figura AII.8 Ensayo sin aletas.



* Nota: ΔH es la diferencia entre la presión medida por la sonda y la presión a la descarga del desfoque

Fig AII.9 Gradiente de presión en el cono del modelo del desfoque sin aletas

ANEXO III. EFECTO PRODUCIDO SOBRE LA TORCHA POR LA COLOCACION DE LAS ALETAS EN EL DESFOGUE.

Con el fin de conocer que efecto producen las aletas y qué ventajas o desventajas, implica el uso de éstas, en este anexo se lleva a cabo un análisis de las pruebas realizadas por Mitsubishi en el modelo de la turbina donde se probaron distintas formas y número de aletas preliminares que dieron origen a las que actualmente se tienen instaladas. Dichas experiencias se complementan con los ensayos realizados en el laboratorio de Hidromecánica del Instituto de Ingeniería, donde se construyó un modelo del desfogue de las turbinas en el estudio (ver anexo 1).

Los efectos registrados pueden ser explicados de acuerdo a las observaciones, realizadas por M. Nishi (ref. 10) sobre el estudio del flujo helicoidal en modelos de desfogues con codo, donde se plantea un mecanismo amplificador de la amplitud de la oscilación de presión.

El efecto provocado por la incorporación de las aletas es además estudiado mediante la aplicación de velocimetría laser con lo que es posible conocer el perfil de velocidades medias axiales, con y sin aletas. Lo anterior permite plantear que podría suceder si las aletas se retiran del desfogue.

A III.1 Análisis de las pruebas realizadas por Mitsubishi sobre el modelo de la turbina para definir la colocación de las aletas en el desfogue

Ante las observaciones realizadas por Electroconsult en su informe no. 2 (ref. 4), respecto a la posibilidad de que la tubería de presión amplificara la pulsación de la torcha por resonancia, se solicitó a Mitsubishi el ensayo oscilatorio en el modelo de las turbinas de Chicoasén (ref. 12), así como el estudio de algunas alternativas que permitieran disminuir la amplitud de las pulsaciones de presión y gasto originadas por la formación de la torcha.

Analizando la condición más desfavorable para el modelo ensayado por Mitsubishi, es posible observar que la oscilación registrada muestra fluctuaciones de presión con características similares a las identificadas por M. Nishi como críticas, descritas en su trabajo sobre el estudio de flujo helicoidal pulsante en desfogues con codo (ref. 10). Las condiciones bajo las cuales operó el modelo mostrando una magnitud de oscilación de presión máxima respecto a los demás ensayos fueron:

$$H_p = 176 \text{ m}^*$$

$$H_{s_p} = -7.15 \text{ m}^*$$

$$\beta = 50 \%$$

$$\sigma_t = 0.150$$

* Nota : Valor extrapolado al prototipo

Donde:

H_p = carga neta (mca)

H_{sp} = carga de succión (mca)

β = porcentaje de apertura entre álabes del distribuidor referido a la apertura máxima

σ_t = coeficiente de cavitacion definido como:

$$\sigma_t = \frac{H_a - H_s + A - H_v}{H_p}$$

donde:

H_a = presión atmosférica (mca)

A = distancia ente el eje de la carcasa espiral y la parte inferior del rodete (1.4045 m, para el prototipo ver fig. AIII1)

H_v = presión de vapor del agua (mca)

Para este punto ensayado se obtuvieron los resultados siguientes:

$$\Delta H/H = 0.0466$$

donde:

ΔH - amplitud pico de la señal respecto a la amplitud media.

$$n/f = 4.04$$

n - velocidad angular del rodete.

$$n = 23.0 \text{ Hz}$$

$$= 1380 \text{ RPM}$$

f - frecuencia de la torcha

La figura A III.2 muestra un croquis del modelo de la turbina donde se indican los puntos de registro de presión; la figura A III.3(a) muestra el trazo de los registros de pulsación de presión contra tiempo correspondientes a la máxima amplitud de oscilación registrada dentro de los puntos ensayados (Ref. 12) mientras que la fig. A III.3(b) muestra los registros para condiciones similares con un coeficiente de cavitación distinto. Cabe aclarar que el modelo fue ensayado según el diseño original sin ningún elemento adicional como lo son las aletas colocadas en el cono del desfogue.

Para explicar la diferencia entre las amplitudes de los trazos (fig. A III.3(a) y (b)), conviene aclarar la existencia de dos tipos de pulsaciones producidas por torcha. La primera de ellas tiene su origen en la falta de simetría del flujo, lo cual se manifiesta como el descentramiento del núcleo de la torcha lo cual genera una pulsación de presión local para una sección del desfogue dada, cuyo máximo valor de presión queda en fase con la rotación de la parte más cercana del núcleo a la pared (ref. 10). A esta pulsación se le define como rotatoria. La segunda pulsación se genera por el paso del núcleo a través del codo del desfogue, el cual perturba el patrón del flujo principal en el codo en forma alternativa generando cambios en el flujo (ref. 10 y 11). Estos cambios se propagan como ondas de presión

viajeras detectadas aguas arriba del codo; dicha pulsación medida a la entrada del desfogue sería detectada sin diferencia de fase por cualquier par de transductores colocados en el perímetro de la sección con alguna separación angular entre ellos (por ejemplo diametralmente opuestos). A esta pulsación se le define como pulsación síncrona.

Tomando en cuenta las definiciones anteriores se puede observar que la pulsación detectada en algún punto en el desfogue, bajo la presencia de la torcha, resultará la superposición de una pulsación rotatoria local más una pulsación síncrona originada por el codo. Esto explica que puntos de medición diametralmente opuestos no registren la misma amplitud de oscilación (ver figura A III.3(b) y resultados de las mediciones en la U-3, Anexo IV) ni tampoco se registren exactamente una diferencia de fase de 180° en estas medidas.

Ahora bien, Nishi encontró que para coeficientes de cavitación bajos, donde aparece la presencia de un volumen ocupado por vapor y aire en el interior del núcleo de la torcha, éste es deformado volumétricamente por la presencia de la pulsación síncrona y (para un parámetro de giro dado) se observa la existencia de un parámetro de cavitación crítico donde la pulsación síncrona es fuertemente amplificada por un mecanismo de resonancia entre la deformación del volumen de aire y vapor al centro de la torcha y dicha pulsación síncrona.

La figura A III.3(a) muestra una componente de pulsación síncrona muy grande, ya que no hay una diferencia de fase apreciable entre las señales HD 1-1 y HD 1-2; en cambio, la figura A III.3(b) muestra una condición de pulsación donde la parte síncrona no se encuentra amplificada, notándose diferencias de fase entre las señales HD 1-1 y HD 1-2, que son cercanas 180° . Como se aprecia en ambas figuras A III.3(a) y (b) la pulsación síncrona refuerza la amplitud de la señal HD 1-2, lo cual significa que la máxima perturbación generada en el codo ocurre con una fase cercana a la registrada en HD 1-2, esta correspondencia depende de la longitud entre la entrada al desfogue y el codo, así como el valor de S, ya que el núcleo descentrado sigue una forma similar a la de un sacacorchos al ser frenado por fricción contra las paredes del tubo. La figura A III.4 muestra una fotografía de este efecto.

A III.2 Efecto provocado por la colocación de aletas al desfogue.

Como se vió en los resultados del anexo anterior, la incorporación de las aletas al desfogue incrementa el valor de la frecuencia de la torcha para el mismo parámetro de giro S. Este hecho es confirmado por las observaciones realizadas en el modelo de la turbina (ref 3) sin mencionar explícitamente otra alteración.

Con el fin de aclarar el efecto que provocan las aletas sobre la torcha se procedió a medir perfiles de velocidad media axial en una sección del modelo del desfogue ensayado en el laboratorio de Hidromecánica del I.I. para el caso original y el caso de contar con cuatro aletas similares a las del prototipo. La técnica de medición fue utilizando un velocímetro laser por efecto Doppler (VLD) el cual puede dar un valor puntual del valor medio de la velocidad. De esta forma se midió el perfil para la mitad del diámetro suponiendo que el perfil es simétrico. En primer lugar haremos la comparación para un parámetro de giro de $S = 2.126$. Debido a que la técnica del VLD utiliza dos rayos de luz laser la medición no puede hacerse en presencia de cavitación ya que las burbujas dispersan los rayos por lo que la comparación se realizó con y sin aletas, sin cavitación .

En la figura AIII.5 (con $S = 2.126$) se aprecia claramente la existencia de un gasto inverso respecto al gasto neto entrante al desfogue. Dicho gasto inverso se le denotará como Q^* y puede verificarse que el gasto integrado sobre la periferia es $Q_{\text{entrante}} + Q^*$. El origen de Q^* es analizado en la ref 2 y está ligado a la formación de un gradiente de presión adverso por la difusión del desfogue. Para este caso el mínimo valor de la V_{media} axial puntual / $V_{\text{media}} = -0.85$, donde V_{media} se calculó como $Q_{\text{ent}} / (\text{área de secc})$. Al colocar las cuatro aletas la velocidad mínima descendió a $V_{\text{m.a.p.}} / V_{\text{media}} = -1.5$. Esto implica que el efecto provocado por las aletas fue

incrementar el flujo inverso. De integrar el valor del gasto inverso para ambos casos se obtuvo que el valor de Q^* para el desfogue con aletas es de 1.8 el valor sin aletas.

Las figuras AIII.6 y AIII.7 muestran comparaciones similares, sin embargo no es tan claro el efecto de un Q^* incrementado integrando el perfil en el centro. Puede optarse por observar que en la periferia del perfil se refleja la presencia de un incremento del gasto expulsado cuando hay aletas. El error de la estimación del gasto inverso resulta como consecuencia de dos factores que son: el promediar las velocidades registradas en un punto por el VLD y de la excentricidad del flujo respecto al eje del tubo difusor (ref 2). El error se decrementará para valores de S grandes, ya que la excentricidad es inversamente proporcional a S .

Apoyados en los perfiles de velocidad medidos y en el incremento de la frecuencia detectada para el desfogue con aletas se concluye que éstas producen una alteración similar a reducir el diámetro de la sección de entrada al desfogue sin destruir la torcha.

AIII.3 Efecto provocado por las aletas en los ensayos del modelo de la turbina

Con base en los resultados anteriores se espera que las aletas cambien las condiciones al centro del núcleo de la

torcha. Analizando los resultados de los ensayos del modelo de la turbina se puede observar que la incorporación de las aletas destruye el mecanismo planteado por Nishi y cuya presencia ha sido observada en el modelo. Por tanto, se puede concluir que el incremento de Q^* trae como consecuencia impedir la formación estable de la cavidad de vapor alojada al centro del núcleo de la torcha que amplifique la pulsación síncrona.

La figura AIII.8 muestra los registros observados para $\beta=50\%$, $H_p=176$ m y $Q_t= 0.088, 0.0989, 0.1032$ (valor para el cual se registró la máxima amplitud síncrona), $0.1203, 0.1329$ y 0.1465 . Agregando las cuatro aletas con el perfil seleccionado se obtuvieron los registros de la figura AIII.9 para $\beta=50\%$, $H_p=176$ m y $Q_t= 0.0873, 0.0985, 0.1037$ y 0.1207 .

Las fotografías del cono del modelo de la turbina correspondientes a los registros se muestran en la figura AIII.10 a,b,c y d apreciándose una destrucción de la cavidad de vapor alojada al centro del núcleo de la torcha como consecuencia de la instalación de las aletas.

Por otra parte, al comparar puntos medidos fuera del s_t crítico donde no aparece el mecanismo de Nishi, las amplitudes de las oscilaciones de presión con y sin aletas son similares. Las figuras AIII.1 y AIII.12 muestran registros comparables confirmando lo anterior.

$$\sigma_t = \frac{H_{atm} - H_s + A - H_v}{H}$$

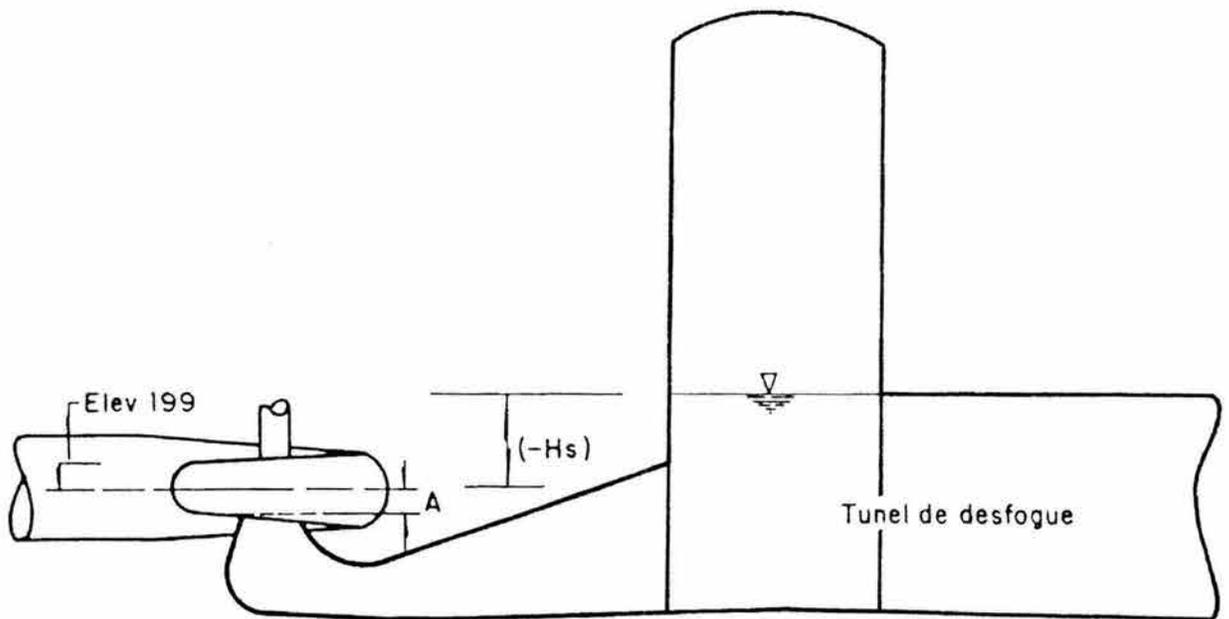


Fig AIII 1 Definición de A y Hs

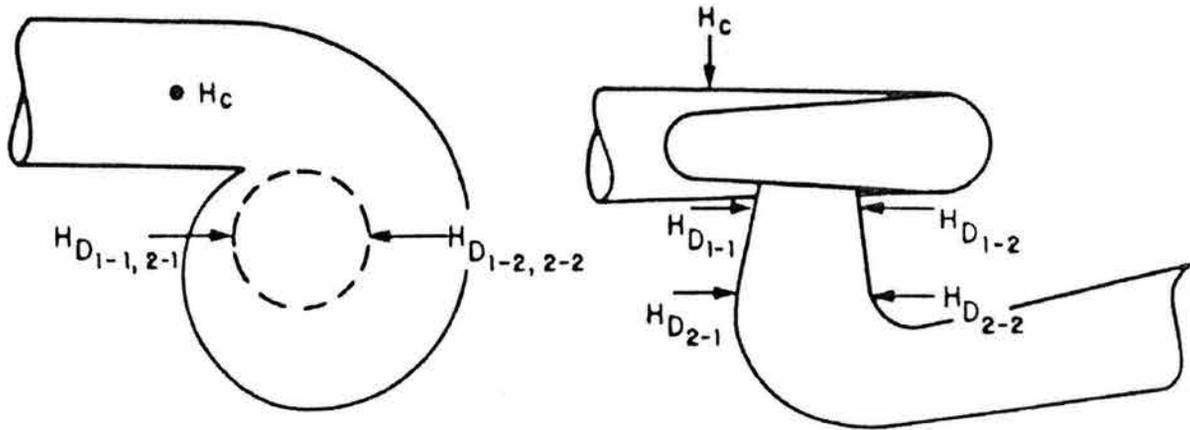


Fig A III.2 Ubicación de los transductores utilizados por Mitsubishi en el modelo de la turbina

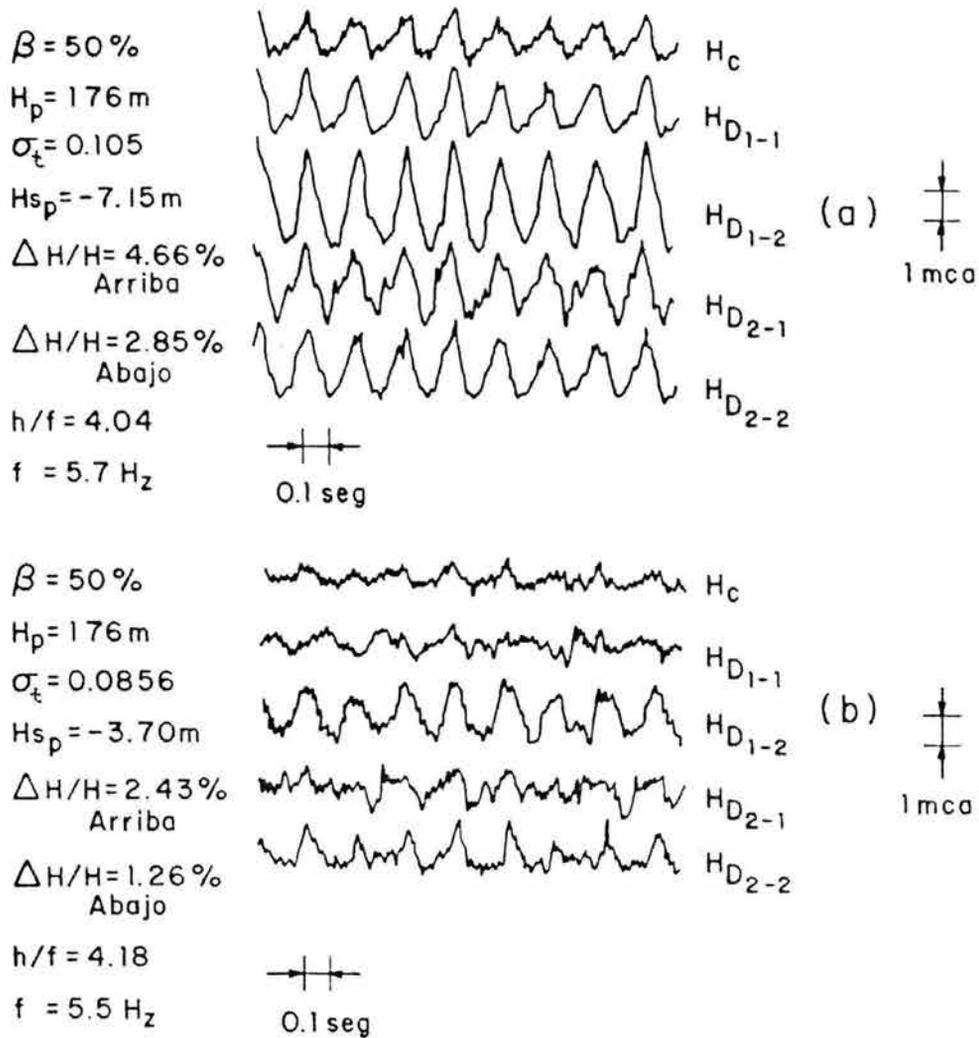


Fig A III.3 Registros de presión para (a) condiciones críticas (b) mismas condiciones con un ρ_{05} diferente

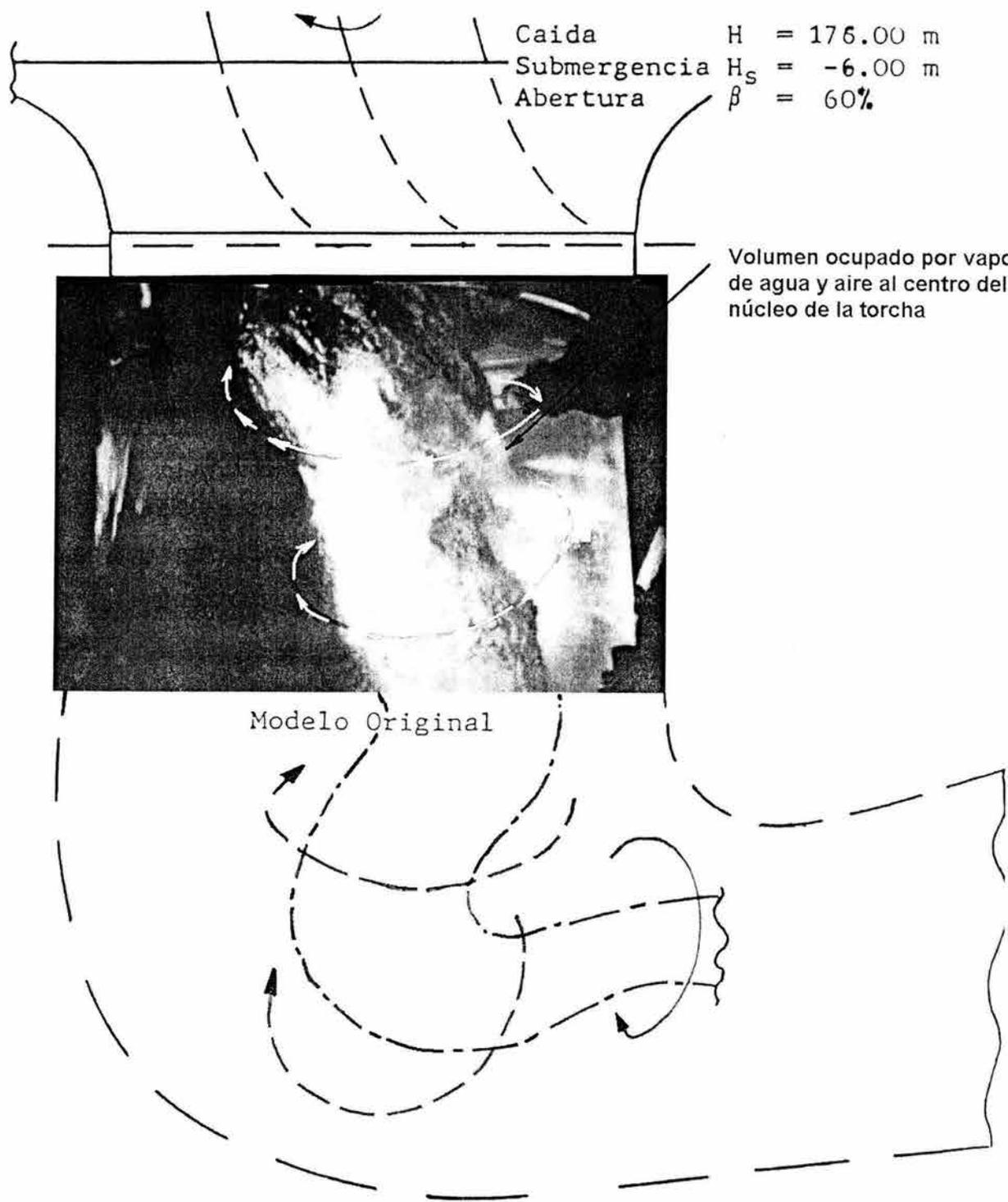


Figura AIII.4 Forma del núcleo cavitante observado en el modelo sin aletas en el desfogue.

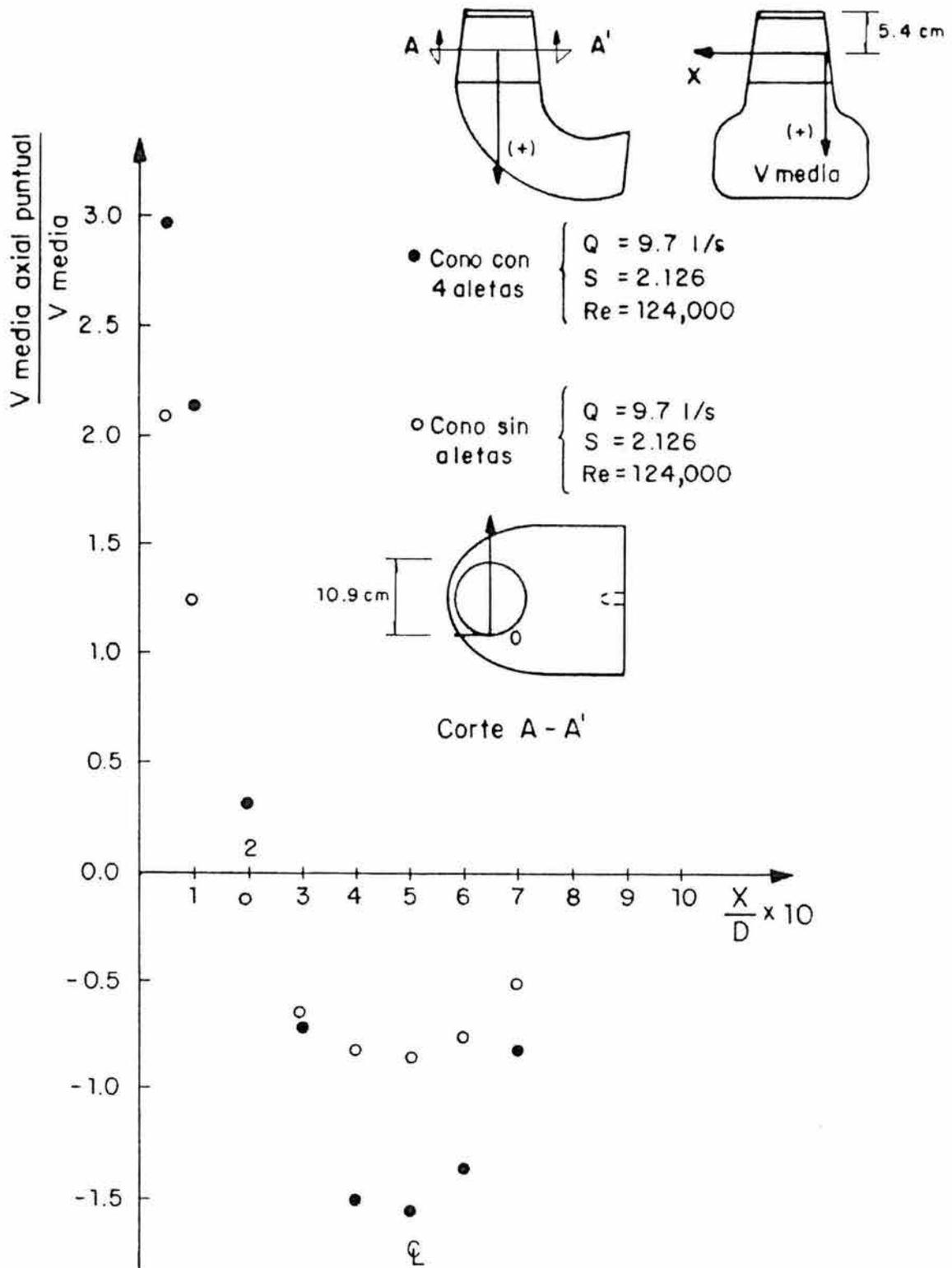


Fig AIII.5 Perfil de velocidades medido para $S = 2.126$

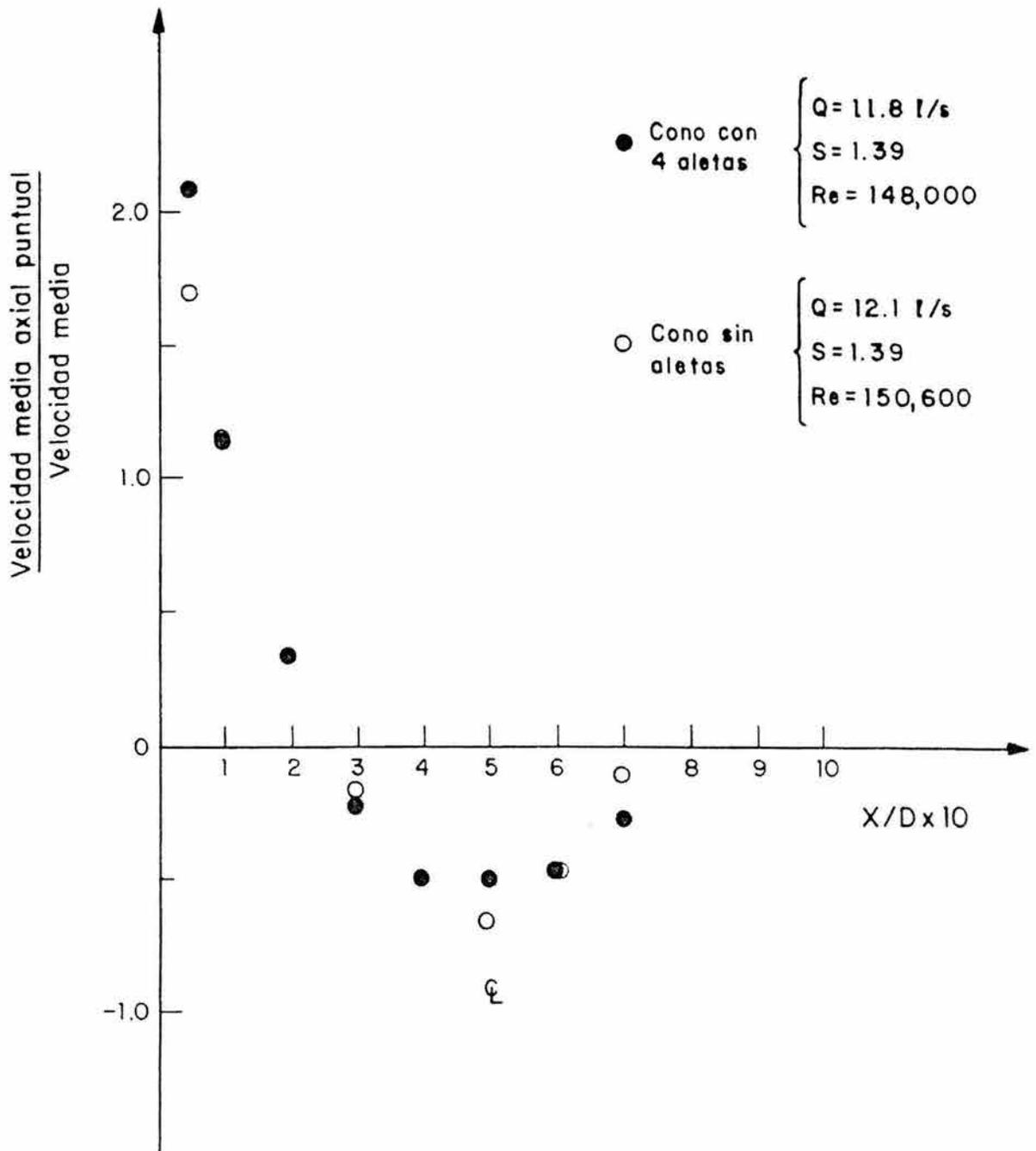


Fig AIII.6 Perfil de velocidades medido para $S = 1.39$

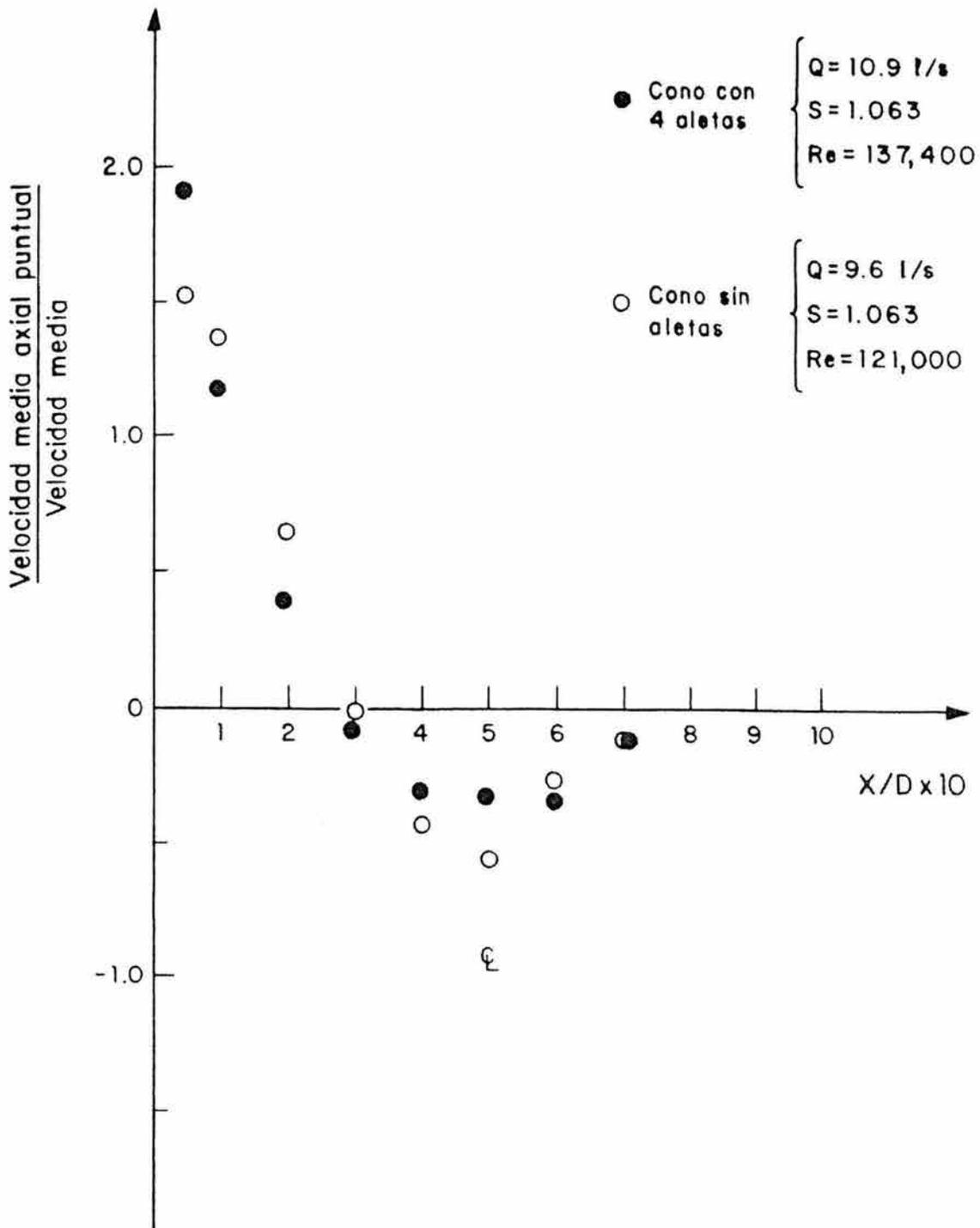


Fig A III.7 Perfil de velocidades medido para $S = 1.063$

$$H_{hor} = 176 \text{ m}$$

(CRITICO)

$$\beta_o = 50\%$$

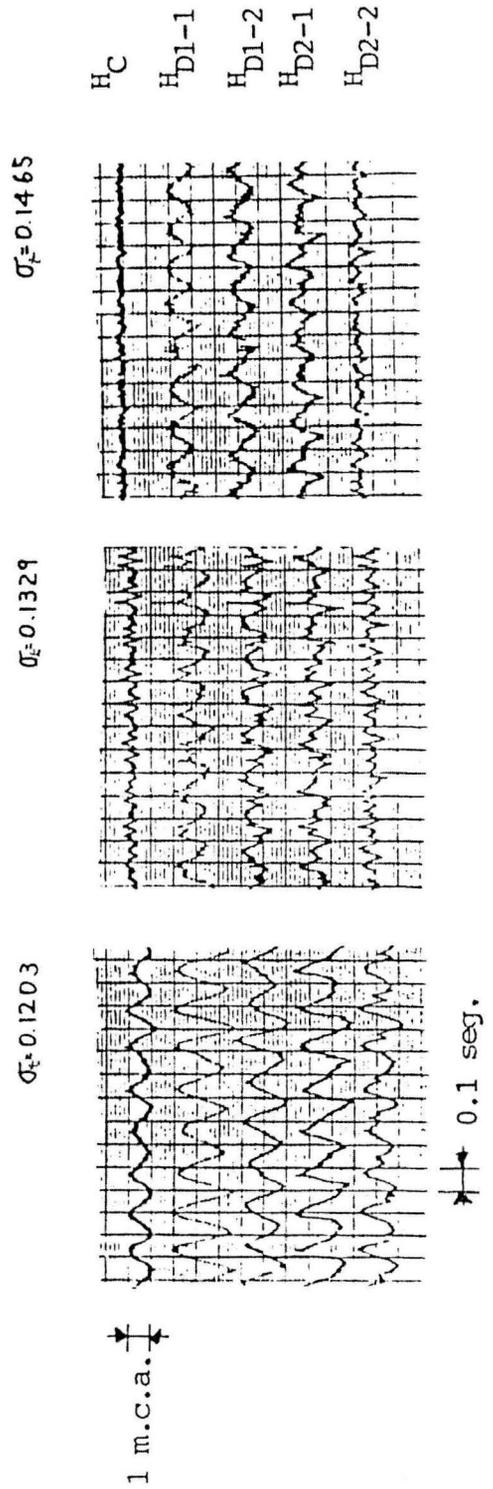
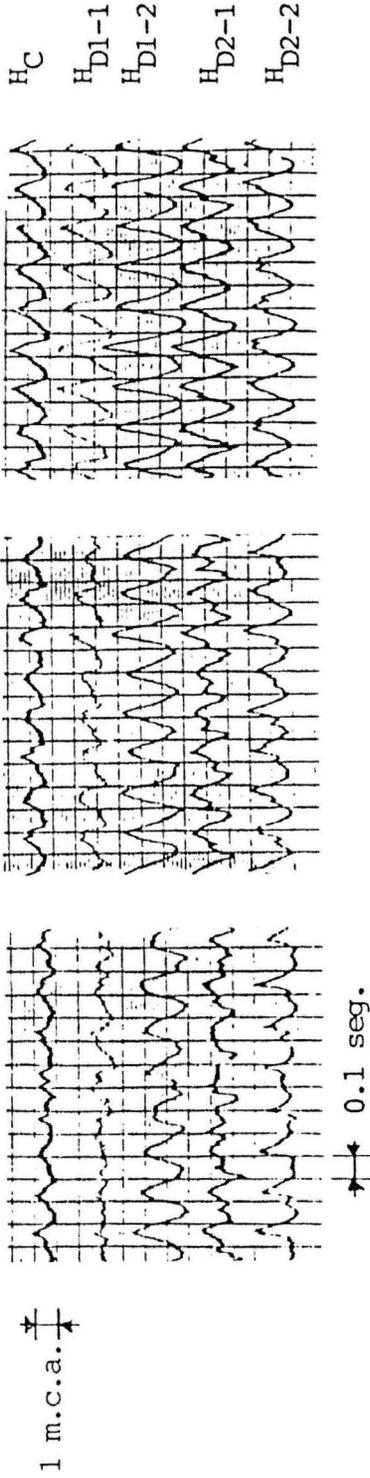


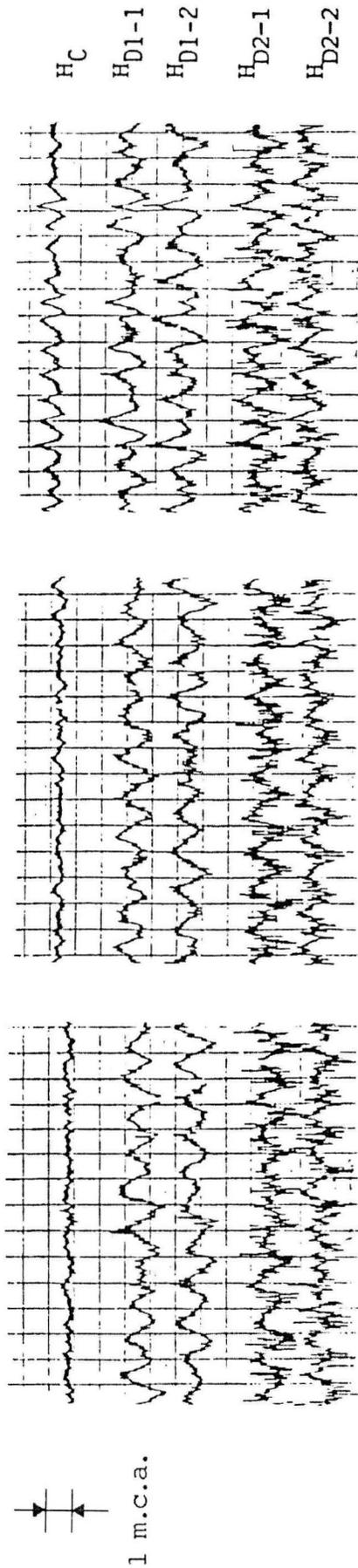
Fig AIII.8 Registros de presión contra tiempo para distintos valores del parámetro de cavitación σ_c . Modelo edificado sin alates

$$H_{max} = 176 \text{ m. } \beta_0 = 50\%$$

$$\sigma_t = 0.0766$$

$$\sigma_t = 0.0873$$

$$\sigma_t = 0.0965$$



$$\sigma_t = 0.1037$$

$$\sigma_t = 0.1207$$

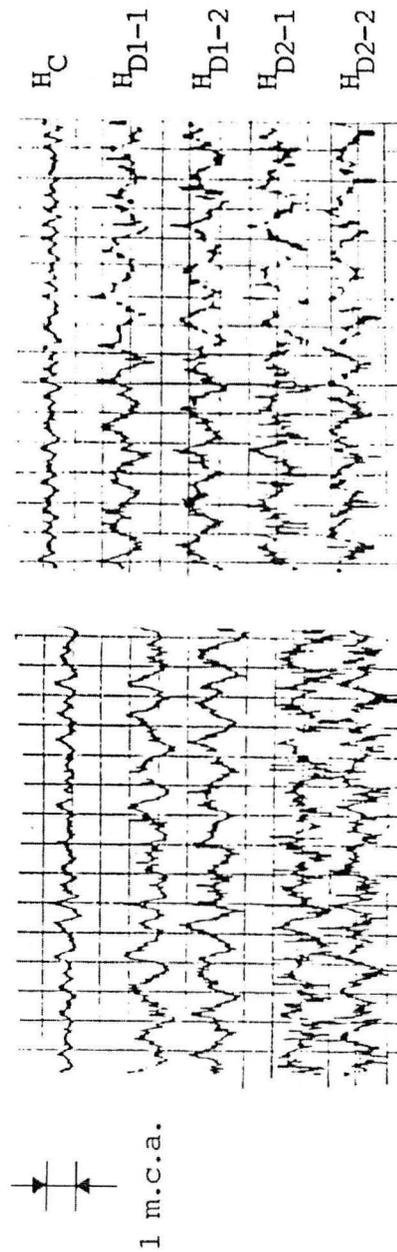
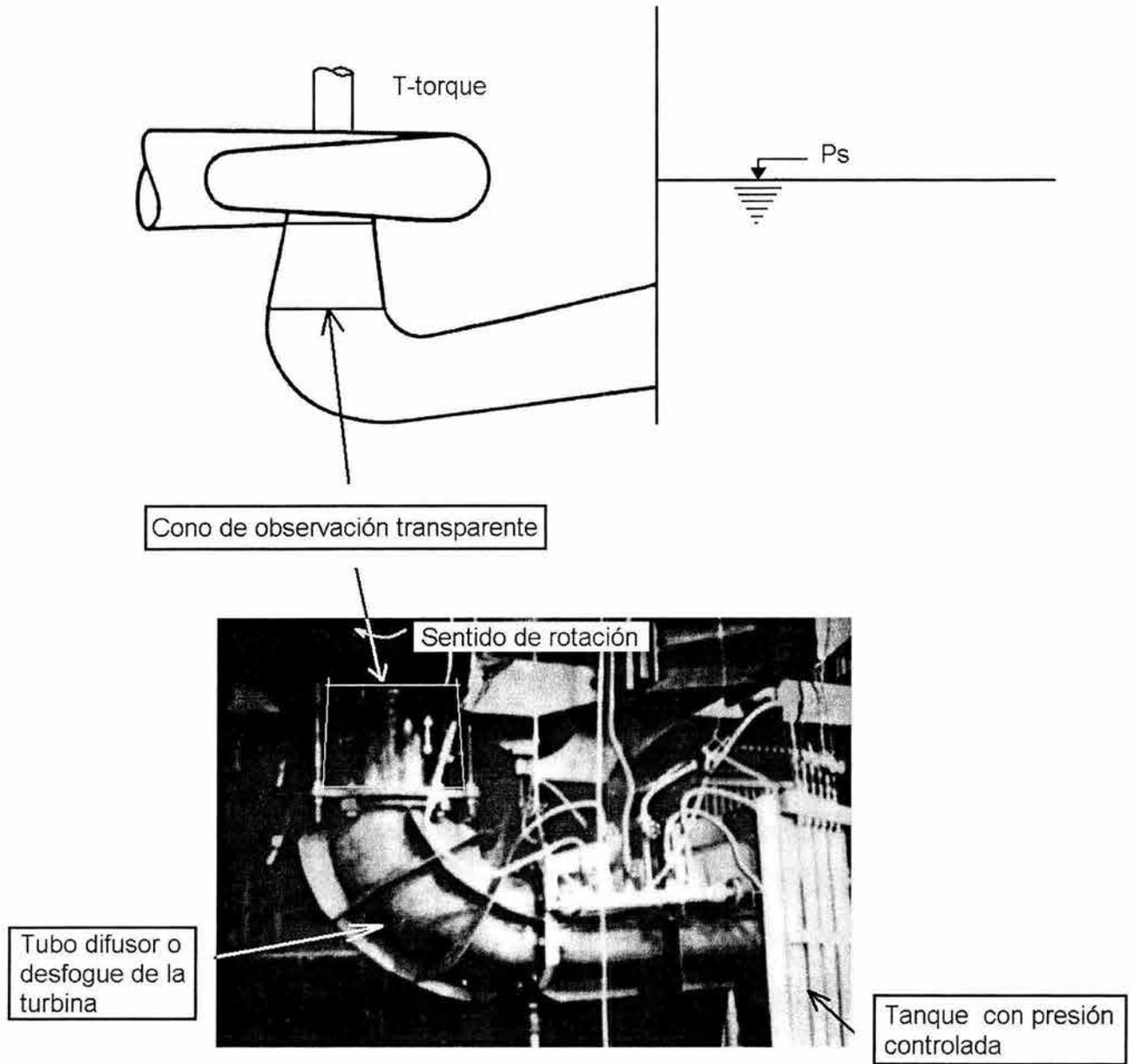


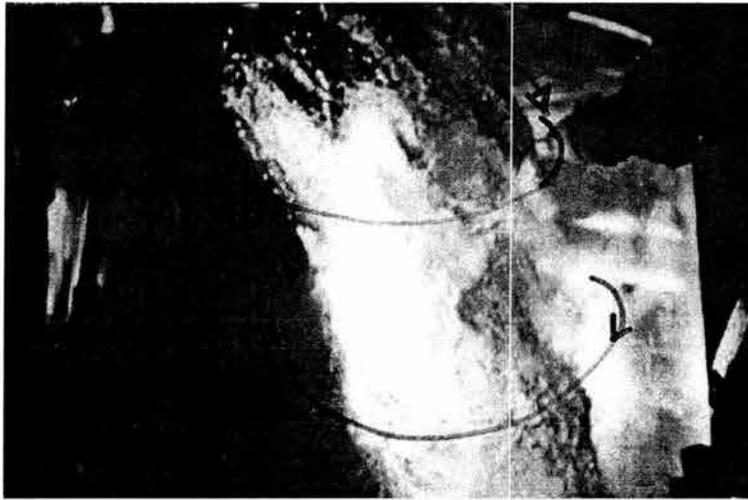
Fig AIII.9 Registros de presión contra tiempo para distintos valores del parámetro de cavitación σ_t . Modelo ensayado con 4 aletas tipo F.



Fotografía del modelo de la turbina ensayado en el Laboratorio de Pruebas de Mitsubishi.

Fig AIII.10 Fotografías del cono inicial del desfogue con y sin aletas instaladas para los parámetros de cavitación:

(a) $\nabla = 0.088$, (b) $\nabla = 0.099$, (c) $\nabla = 0.104$, (d) $\nabla = 0.121$



$H_p = 176 \text{ m}$
 $H_{s_p} = -4 \text{ m}$
 $\beta = 50 \%$

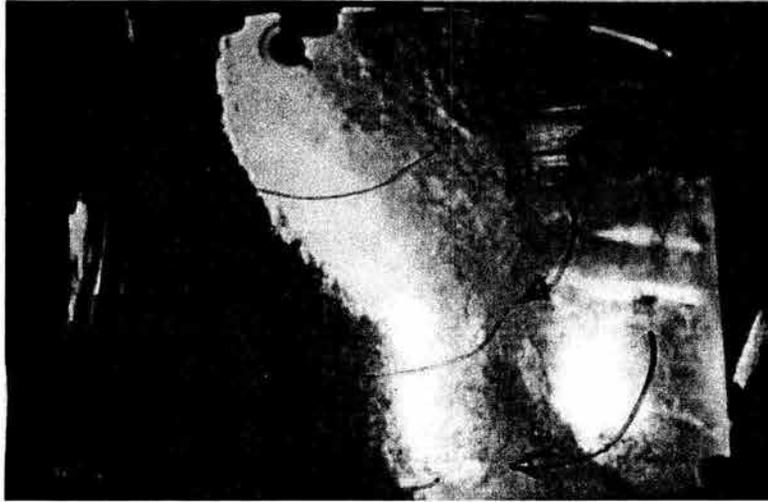
$\nabla = 0.0881$

Modelo original



$\nabla = 0.0873$

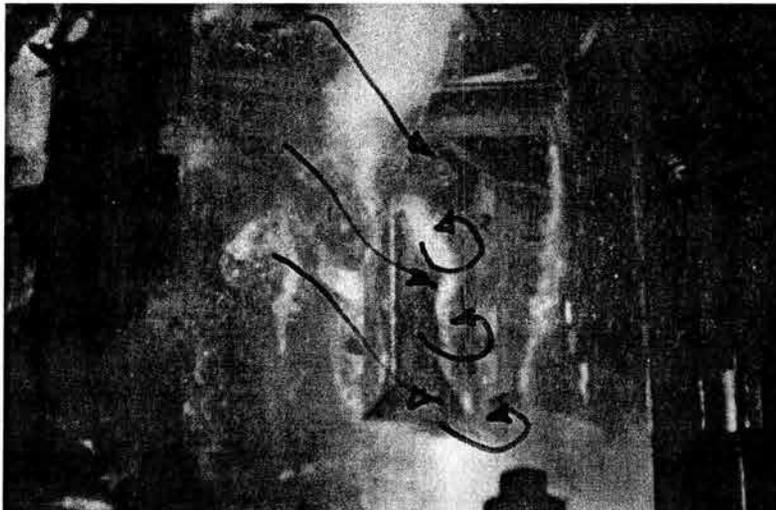
(a)



$H_p = 176 \text{ m}$
 $H_{s_p} = -6 \text{ m}$
 $\beta = 50 \%$

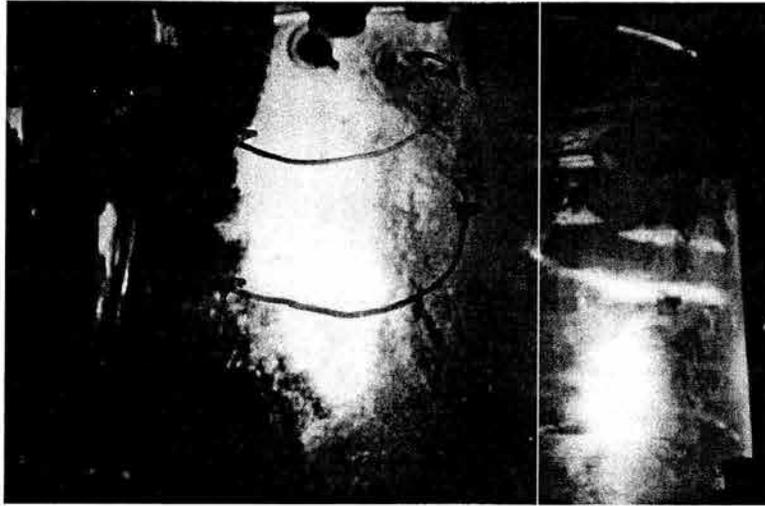
$\nabla = 0.0989$

Modelo original



$\nabla = 0.0985$

(b)



$H_p = 176 \text{ m}$

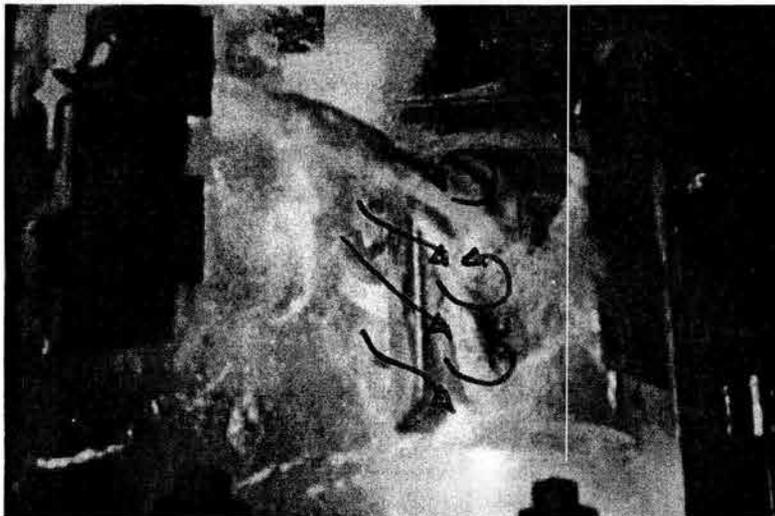
$H_{s_p} = -7.15 \text{ m}$

$\beta = 50 \%$

$\nabla = 0.1032$

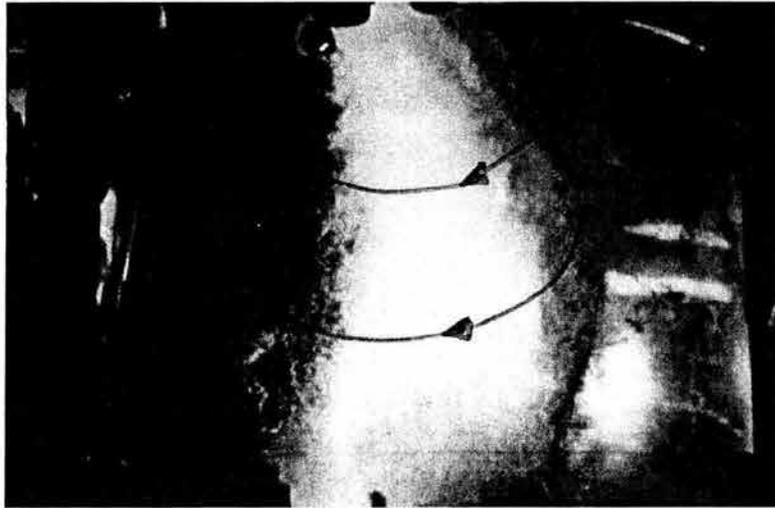
(valor crítico)

Modelo original



$\nabla = 0.1037$

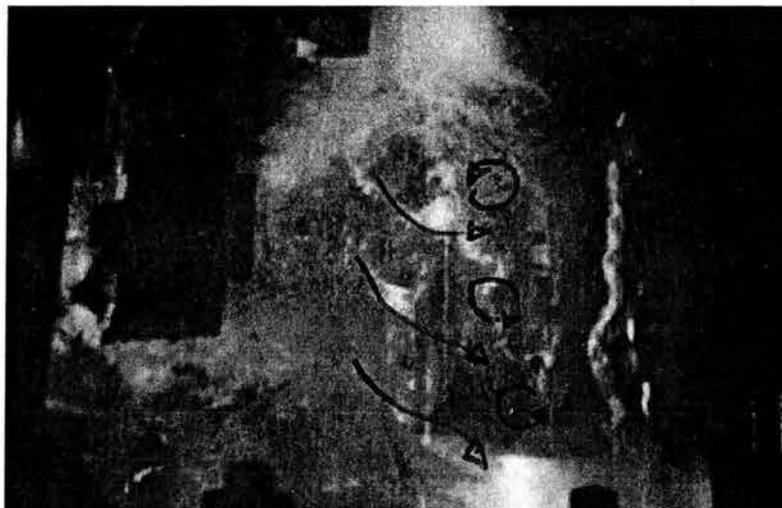
(c)



$H_p = 176 \text{ m}$
 $H_{s_p} = -10 \text{ m}$
 $\beta = 50 \%$

$\nabla = 0.1203$

Modelo original

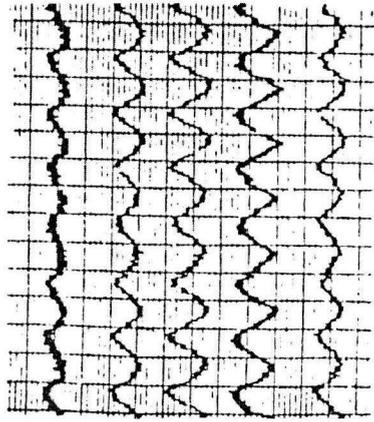


$\nabla = 0.1207$

(d)

$\beta = 60 \%$

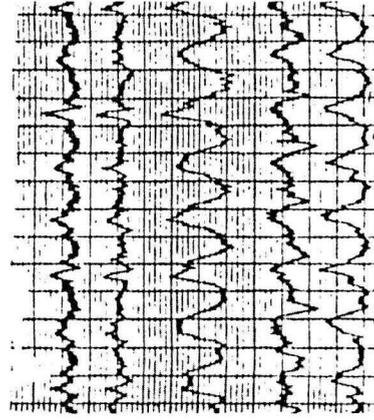
SIN ALETAS



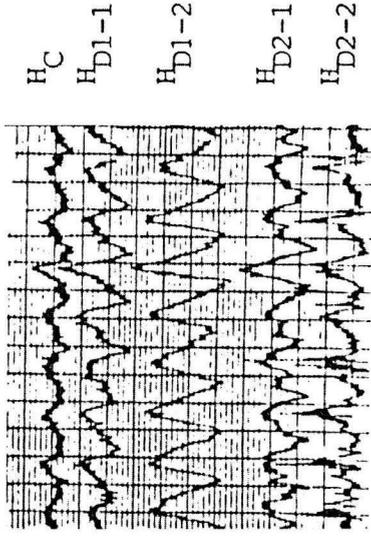
1 m.c.a.

(a)

$\beta = 50 \%$



$\beta = 40 \%$



0.1 seg.

$H_p = 182$ m.c.a.

$\sigma_t = 0.0821$

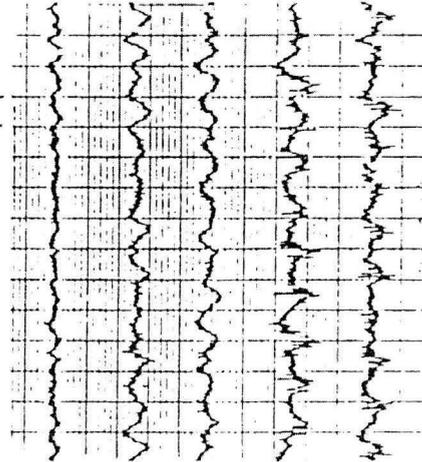
$\beta = 60 \%$

CON 4 ALETAS TIPO F

$\sigma_t = 0.0828$

$\sigma_t = 0.0812$

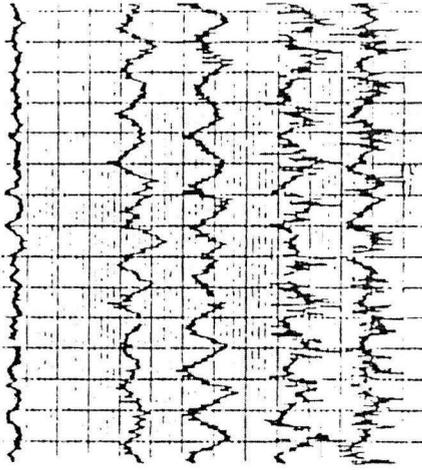
0.1seg



1 m.c.a.

(b)

$\beta = 50 \%$



$\beta = 40 \%$

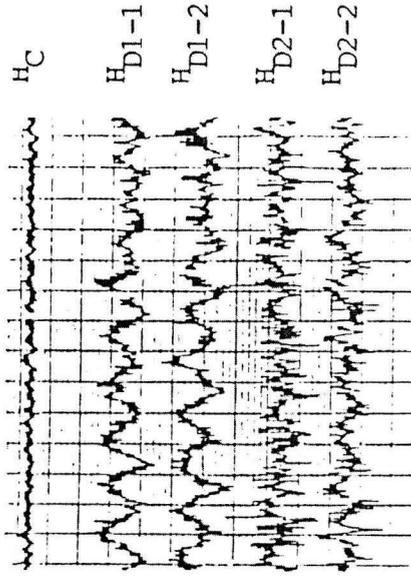
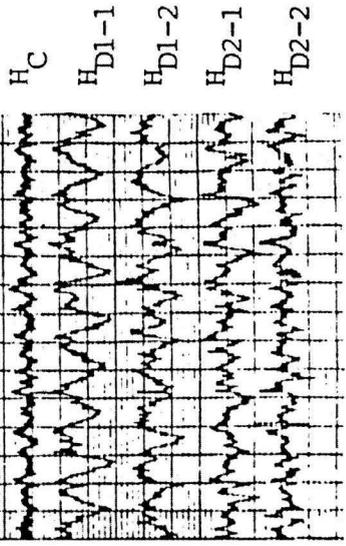
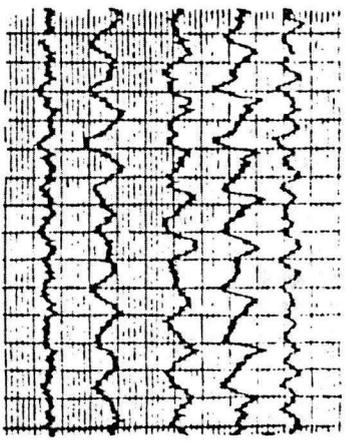


Fig AIII.11 Comparación de los registros obtenidos en el modelo para $H_p=185$ m, sin (a) y con (b) aletas con perfil tipo F.

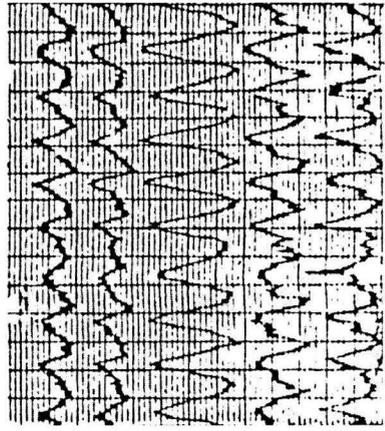
HP= 164.85 $\bar{V} = 0.115$

$\beta = 60 \%$

SIN ALETAS

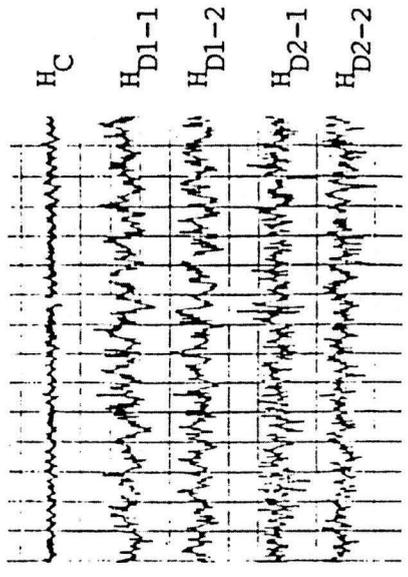
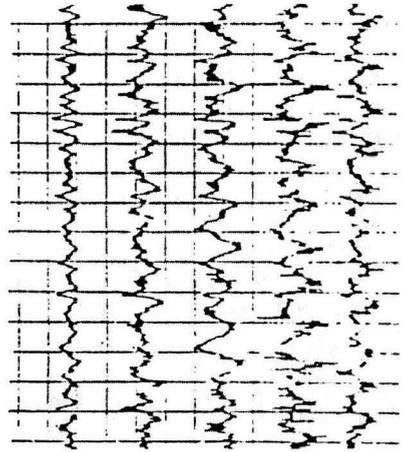


$\beta = 50 \%$

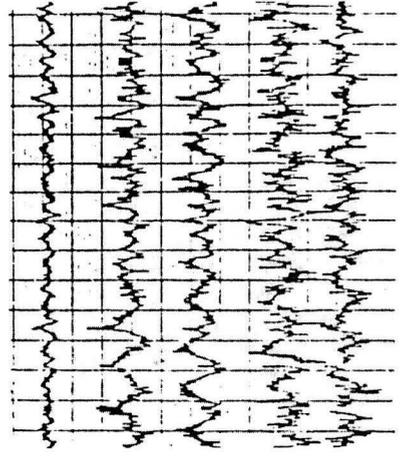


$\beta = 60 \%$ $\bar{V} = 0.1130$

CON 4 ALETAS TIPO F



$\beta = 50 \%$



1 m.c.a.

(a)

1 m.c.a.

(b)

Fig AIII.12 Comparación de los registros obtenidos para $H_p=165 \text{ m}$, $\bar{V}_t=0.115$, sin (a) y con (b) aletas tipo F en el cono del modelo del desfogue.

ANEXO IV. DESCRIPCION DE LAS MEDICIONES REALIZADAS EN LA U-3
CON ALETAS EN SUS DESFOGUES

Se colocaron tres transductores de presión en el tubo de succión, (marca Gould-Statham modelo PA822-200) y uno en el caracol (PA822-1M), con un rango de -10 a 140.8 mca para los tres primeros y -10 a 703.7 mca para el instalado en el caracol.

Los registros fueron tomados en papel fotosensible mediante un graficador marca Honeywell modelo 906B y luego se calcaron en papel transparente para poder fotocopiarlo.

La potencia real generada, el gasto, las presiones medias del tubo de succión y del caracol fueron tomadas utilizando los instrumentos de la propia instalación. La posición de los álabes del distribuidor se determinó a partir de la lectura de la carrera del servo motor de la turbina utilizando una escala graduada montada en el vástago del mismo.

Las mediciones se realizaron en los siguientes puntos para la U-3:

- a) Toma 1 correspondiente a la presión en el caracol de la turbina.
- b) Toma 2 correspondiente a la presión del desfogue, empleando la misma línea que usa el manómetro del tablero de la turbina.
- c) Tomas 3 y 4 instaladas diametralmente opuestas en la parte superior del desfogue.
- d) Zona próxima a la aleta no.1 (ver fig AIV.1) donde externamente se colocó un acelerómetro sobre la pared del desfogue.

Descripción de la secuencia de las pruebas

Primero se procedió a hacer un descenso continuo de carga de 300 a 20 Mw, registrando las presiones en el graficador en papel para poder observar el orden de magnitud de las variaciones de presión, posteriormente se ascendió la potencia en forma escalonada cada 30 Mw, hasta alcanzar nuevamente los 300 Mw.

Se empleó un acelerómetro marca Bruel and Kjaer modelo 1606, según se muestra en la fig. AIV.1, para tener una referencia del nivel de vibración en la pared cercana a la aleta no.1.

Se utilizó un analizador de espectros de Fourier marca Hewlett Packard modelo 3452A con un rango de medición de 0 a 25 Khz.

Resultados obtenidos

Los valores registrados se encuentran anotados en las tablas 1 y 2. Los trazos de las señales de presión durante el descenso y el ascenso escalonado se muestran a continuación de las tablas. También se muestran los espectros de las señales de presión obtenidos en forma simultánea a los trazos graficados durante el ascenso escalonado correspondientes a los datos de la tabla 2.

En la realización de esta prueba se contó con un nivel del vaso bajo, por lo que no fue posible alcanzar potencias mayores a los 300 Mw. El tubo de aereación se mantuvo cerrado de manera que se puede

asegurar que durante la prueba no existió ingreso de aire en ningun momento.

Las oscilaciones registradas en el papel tienen amplitudes mayores que las registradas por el analizador de espectros, esto ocurre debido a que el análisis espectral se hace sobre un promedio de muestras que hace tender a desaparecer las componentes aleatorias de las señales registradas y sólo subsisten las señales periódicas bien definidas.

Desde el punto de vista del problema de cavitación, los registros en papel son de mayor importancia que los análisis espectrales, ya que permiten determinar el valor mínimo de la presión para un instante dado; en cambio los análisis espectrales tienen mayor importancia en la interpretación del comportamiento de la torcha.

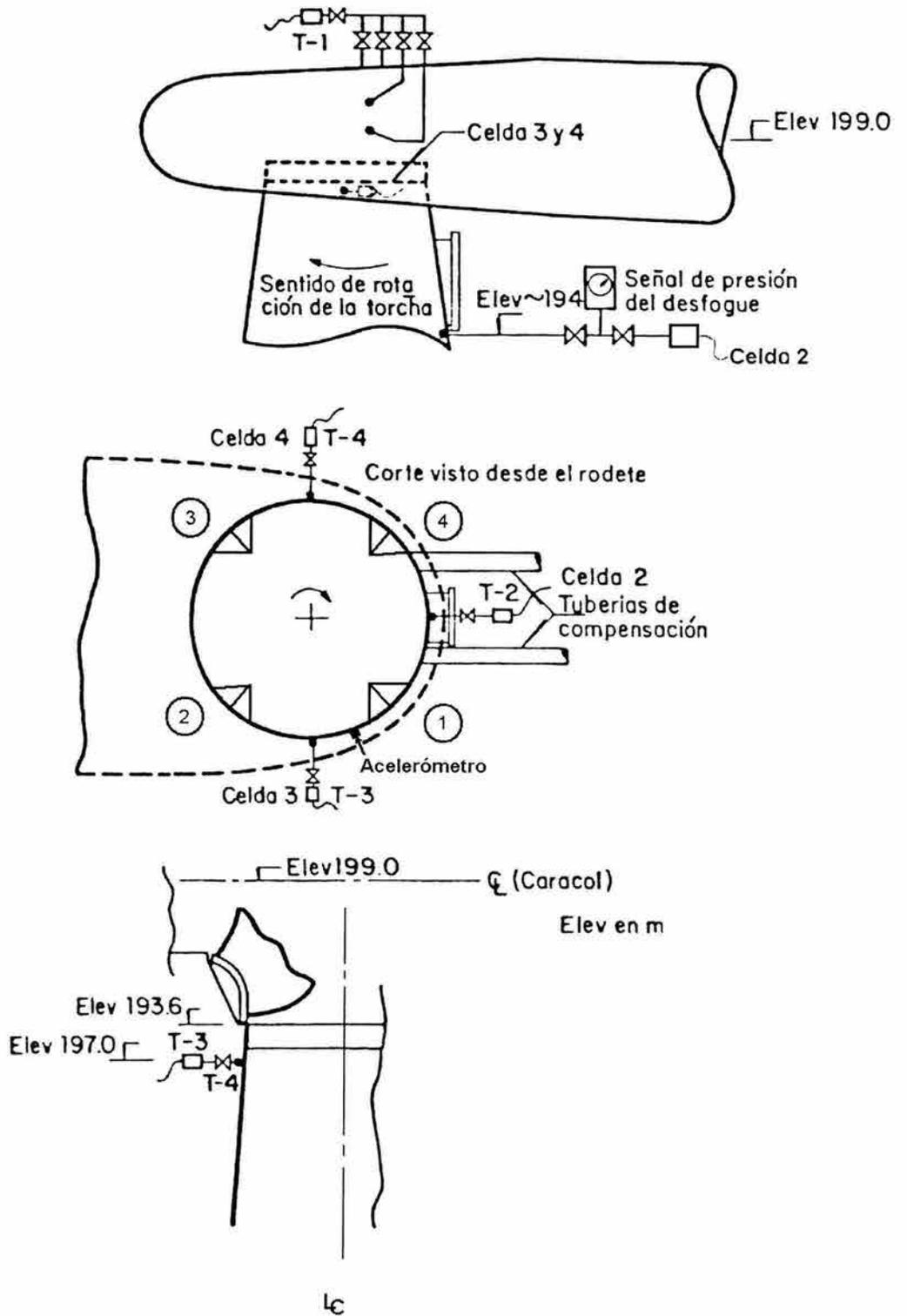
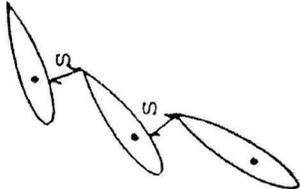


Fig AIV.1 Detalle de la distribución de los puntos instrumentados

Hora	Potencia Mw	Q m ³ /s	Presión Desfogne mca	Presión Caracol Kg/cm ²	Posición Servo- motor mm	Apertura mm	β	Presión en el Escudo			Observaciones
								I Kg/cm ²	II Kg/cm ²	Toma Toma III Kg/cm ²	
12:47	20	37	7 ⁺ 0.5	17.5	71 ⁺ 3	32	12	1.65	1.68	0.10	Nivel del vaso: 390.11
12:59	50	50	7.5 ⁺ 0.5	17.4	95 ⁺ 4	46	17	1.75	0.65	0.10	Nivel del río: -
13:11	80	64	8.0 ⁺ 0.5	17.5	140 ⁺ 3	71	26	1.95	0.80	0.13	(no se pudo tomar)
13:26	110	79	8.5 ⁺ 1.	17.4	168 ⁺ 4	88	33	2.00	0.70	0.15	
13:37	140	95	9 ⁺ 1.5	17.4	196 ⁺ 3	106	39	2.10	0.70	0.05	
13:48	170	113	8.5 ⁺ 1.5	17.5	231 ⁺ 3	128	47	2.50	1.00	0.05	
13:57	200	127	9 ⁺ 2	17.5	260 ⁺ 3	147	54	2.70	1.15	0.03	
13:12	230	143	8 ⁺ 1	17.4	292 ⁺ 2	168	62	3.00	1.30	0.13	
14:23	260	160	7.2 ⁺ 1	17.6	323 ⁺ 3	189	70	3.32	1.40	-0.02	
14:34	290	180	7.2	17.6	365 ⁺ 5	218	81	3.60	1.70	0.33	
14:46	300	189	7.25	17.5	392 ⁺ 5	237	88	3.65	1.85	0.35	



$$S_{\text{máx}} = 270 \text{ mm}$$

$$\beta = \frac{S}{S_{\text{máx}}} \times 100$$

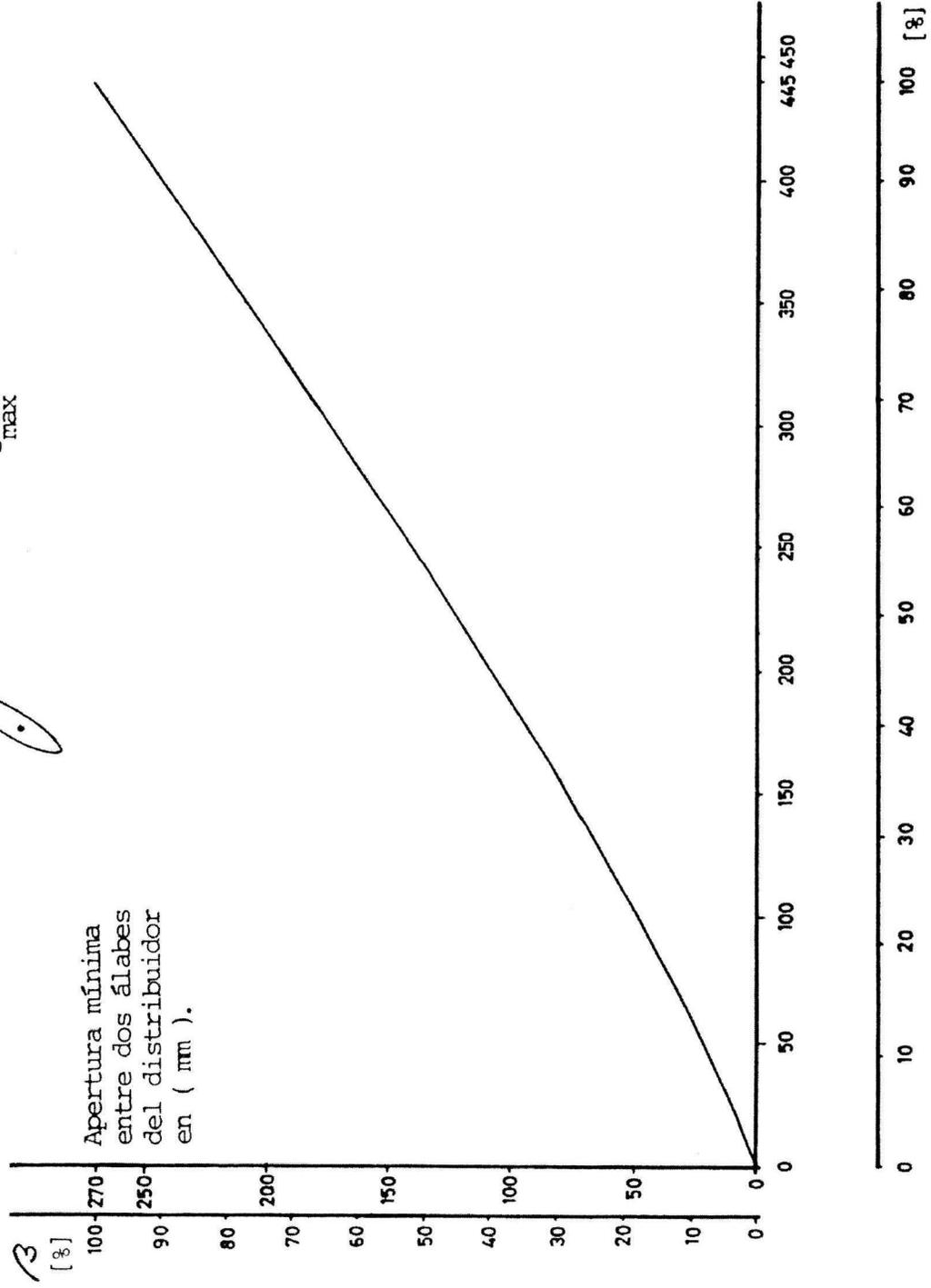


Fig AIV.2 Apertura entre álabes relativa a la carrera del servo motor.

TABLA NO. 2 Espectros de la oscilación de presión en el desfoque de la U-3

Prueba No.	Hora	Potencia (Mv)	T-1 Celda Caracol		T-3 Celda Tubo de succión Toma sup. marg. izq.		T-4 Celda Tubo de succión Toma sup. marg. der.		T-3 Y T-4			
			f (HZ)	Amp (mv)	f (HZ)	Amp (mca)	f (HZ)	Amp (mv)		(mca)		
			RMS	Vp	RMS	Vp	RMS	Vp				
1	12:40	20	-	-	1.04	4.49	0.16	1.04	4.38	0.16	-5°	
2	13:00	50	-	-	1.36	7.69	0.27	1.36	5.92	0.21	9°	
					1.68	7.18	0.25	1.68	6.91	0.25		
3	13:18	80	1.44	4.55	0.47	1.60	13.9	0.48	1.60	12.9	0.47	7°
					4.00	21.7	0.75	4.00	19.0	0.69		
4	13:30	110	1.44	6.21	0.64	0.96	14.5	0.50	0.96	16.0	0.58	-157°
					2.08	12.1	0.45	2.08	12.1	0.45		
5	13:35	140	1.20	7.14	0.74	0.80	21.3	0.74	0.80	19.7	0.71	-188°
					1.20	19.1	0.66	1.20	17.3	0.62		
6	13:45	170	1.04	4.22	0.75	0.72	38.2	1.32	0.72	44.0	1.59	168°
					0.72	26.2	0.91	0.72	21.9	0.79		
7	13:55	200	1.44	7.42	0.77	1.44	25.4	0.88	1.44	23.5	0.85	155°
					0.88	11.0	0.38	0.88	6.60	0.24		
8	14:12	230	1.84	7.37	0.76	1.92	22.9	0.79	1.92	21.2	0.76	175°
					3.52	3.52	0.12	3.52	3.31	0.12	-	
9	14:25	260	1.84 2.24	0.86 0.89	0.09 0.09	2.72	1.61	0.06	2.72	1.24	0.04	-72°
					0.40	0.823	0.08	0.40	0.836	0.09		
10	14:35	290	4.24	0.823	0.08	0.40	1.55	0.05	1.27	0.40	0.01	2°
					0.40	0.836	0.09	0.40	0.836	0.09		
11	14:45	300	0.40	0.836	0.09	0.40	1.55	0.05	1.27	0.40	0.01	2°

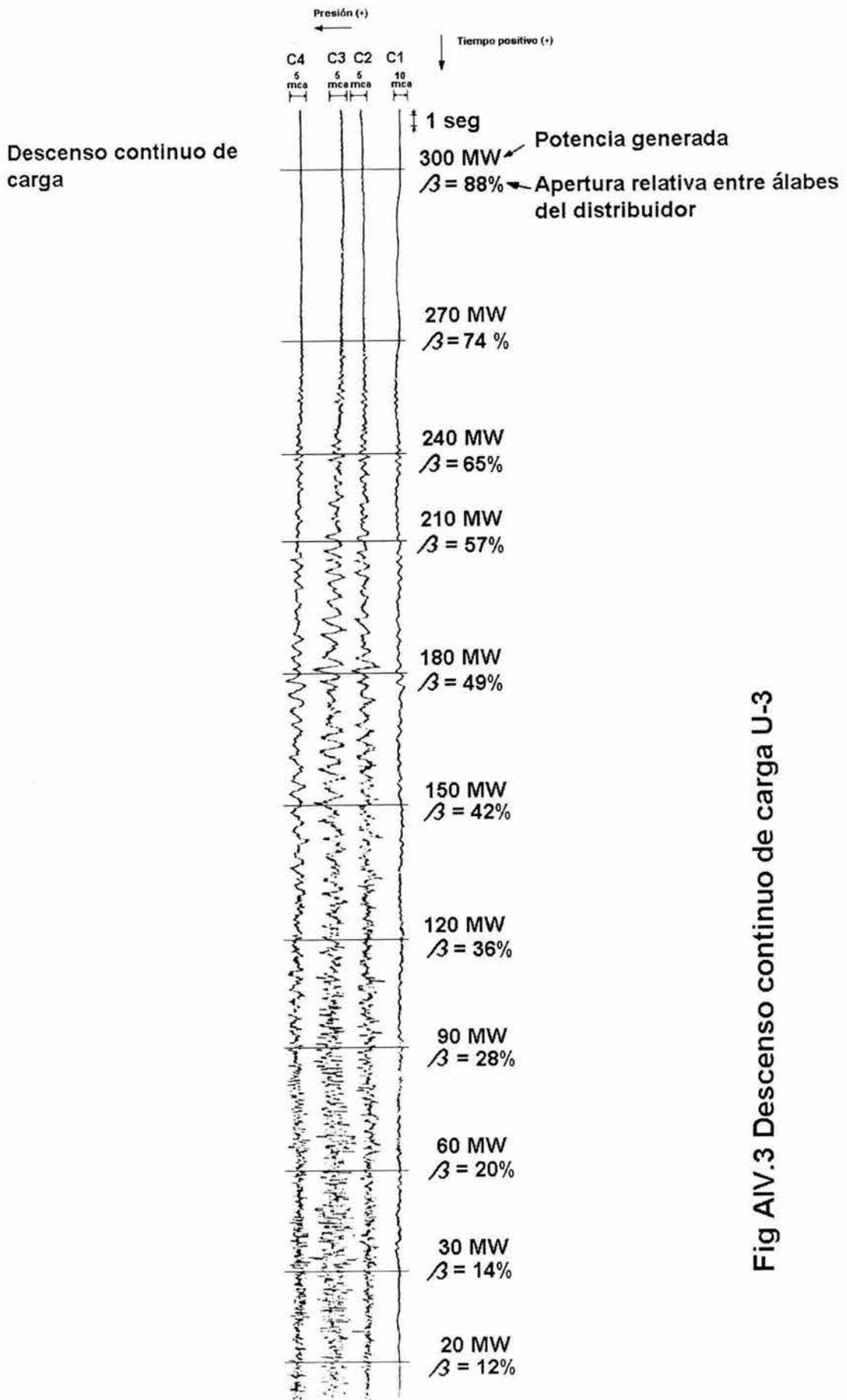
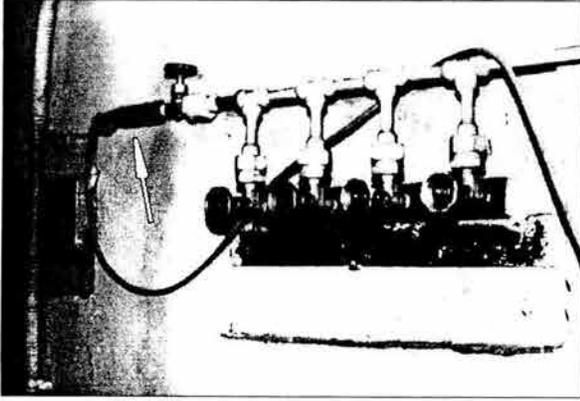
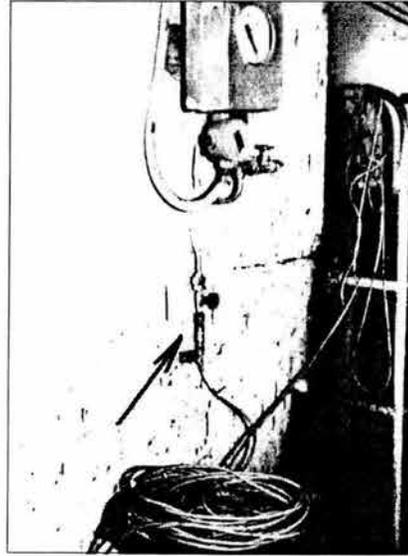


Fig AIV.3 Descenso continuo de carga U-3



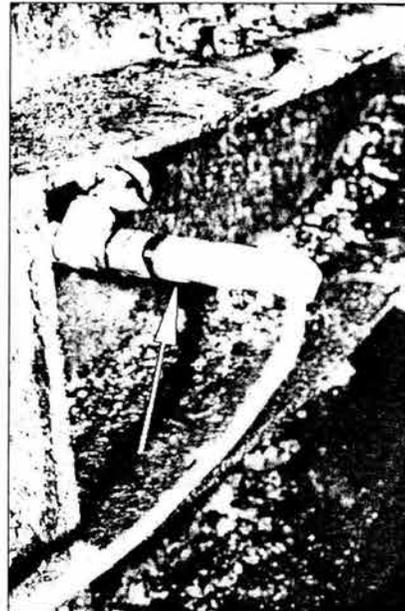
Colocación de la celda 1
Caracol de la Turbina



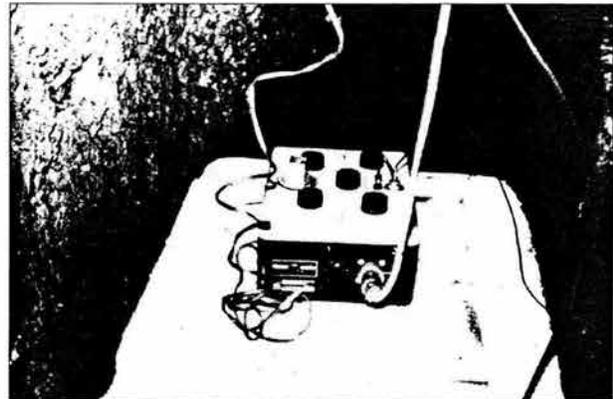
Celda 2
Toma del tubo de aspiración (toma del tablero)



Celda 3 (marg. izq.)*



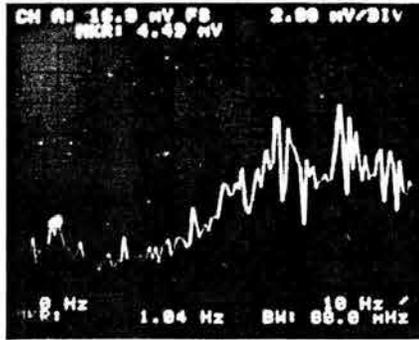
Celda 4 (marg. der.)*



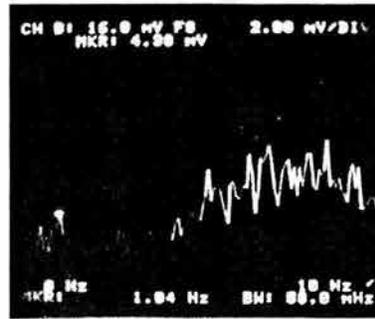
Acelerómetro y su amplificador

* Nota: observando desde la entrada al desfogue.

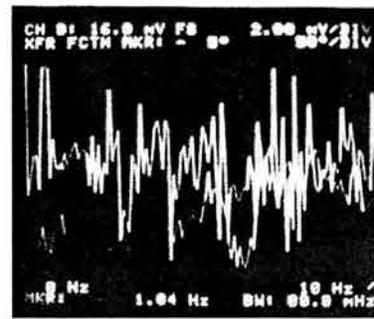
Fig AIV.4 Colocación de celdas y acelerómetro



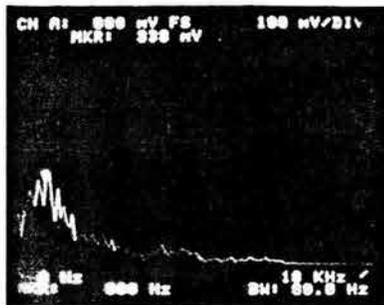
Celda 3



Celda 4

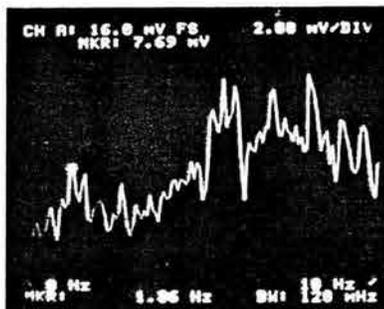


Diferencia de fase entre 4 y 3

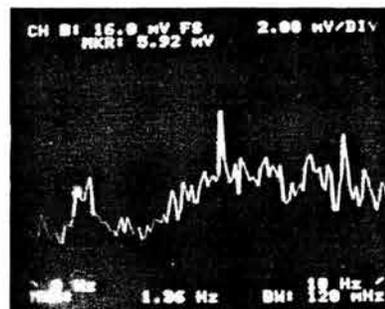


Acelerómetro

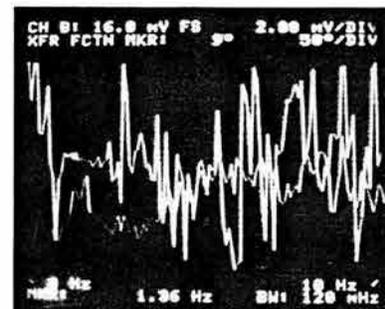
Potencia 20 Mw



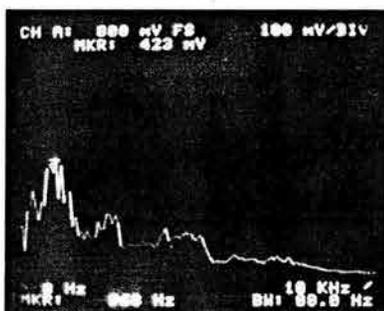
Celda 3



Celda 4



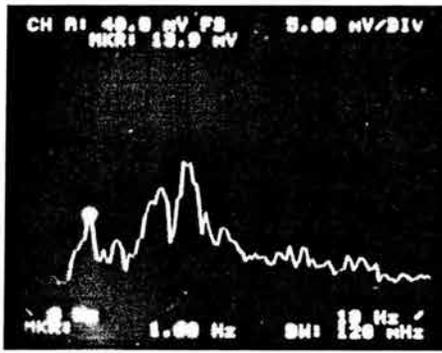
Diferencia de fase entre 4 y 3



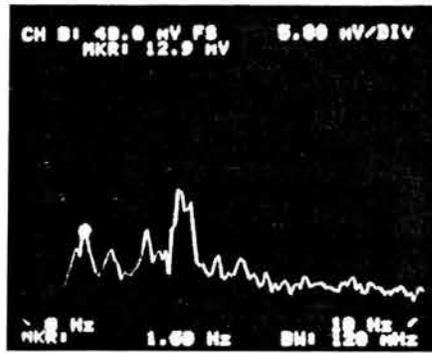
Acelerómetro

Potencia 50 Mw

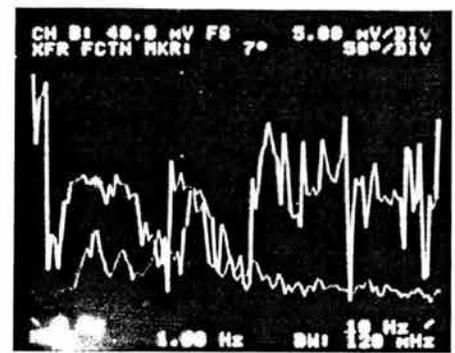
Fig AIV.5 Espectros de celdas y acelerómetro



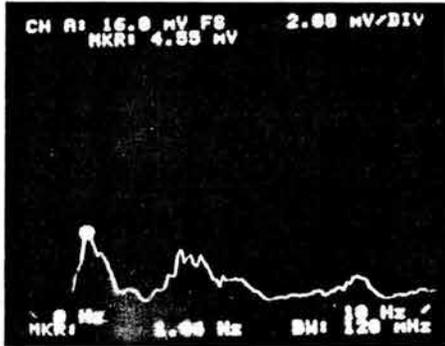
Celda 3



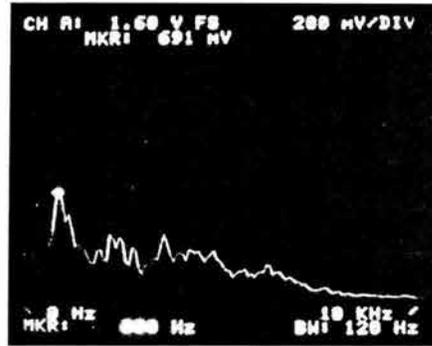
Celda 4



Diferencia de fase entre 4 y 3

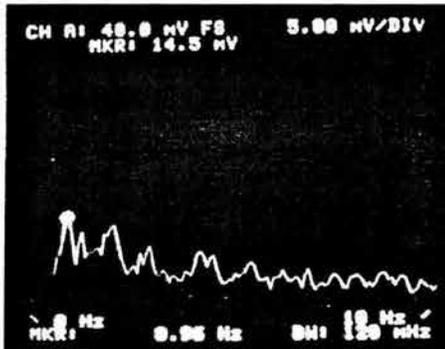


Celda 1



Acelerómetro

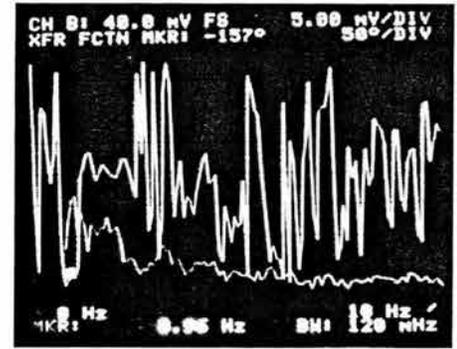
Potencia 80 Mw



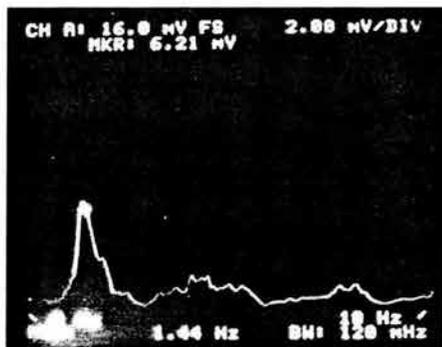
Celda 3



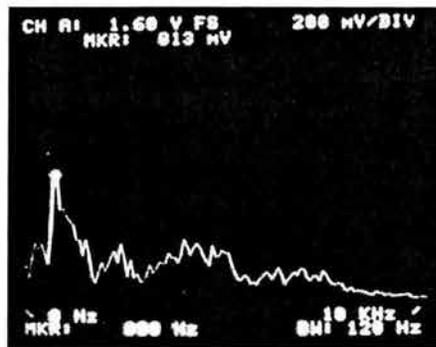
Celda 4



Diferencia de fase entre 4 y 3

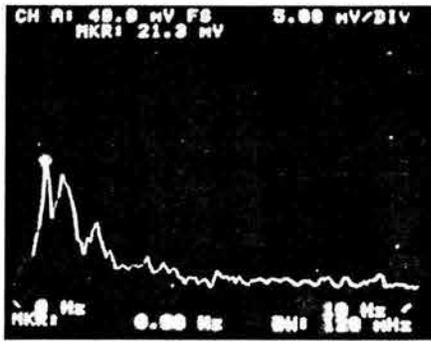


Celda 1

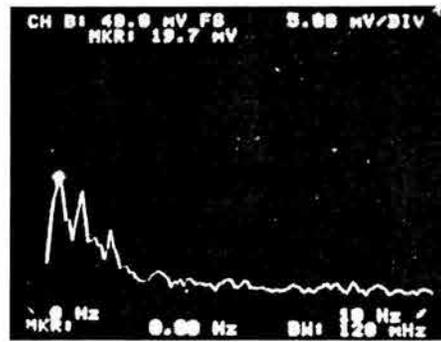


Acelerómetro

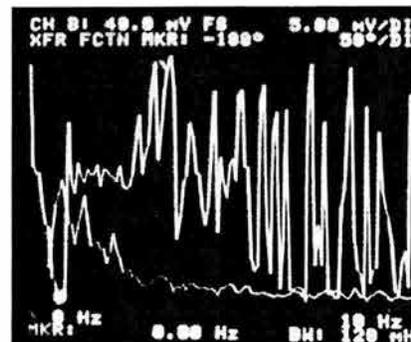
Potencia 110 Mw



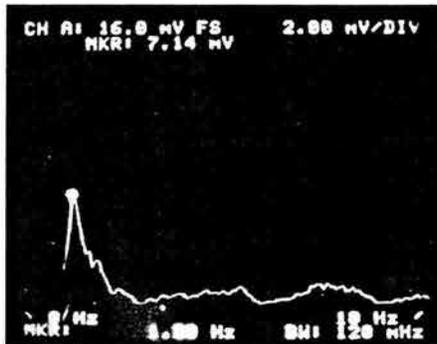
Celda 3



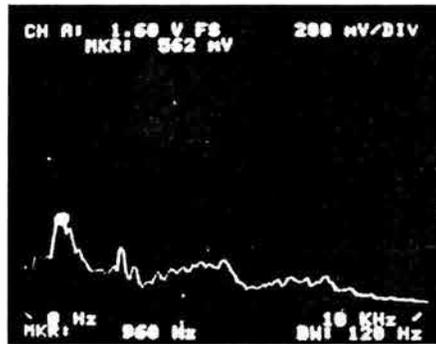
Celda 4



Diferencia de fase
entre 4 y 3

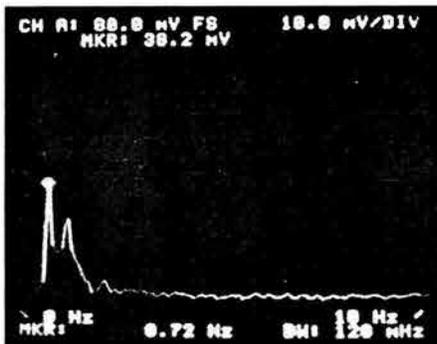


Celda 1

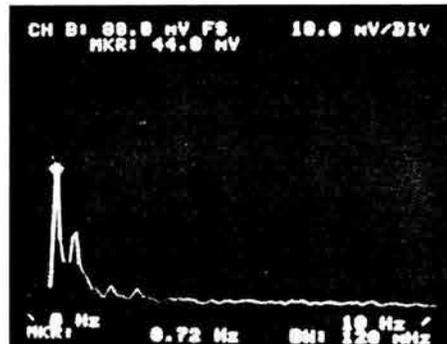


Acelerómetro

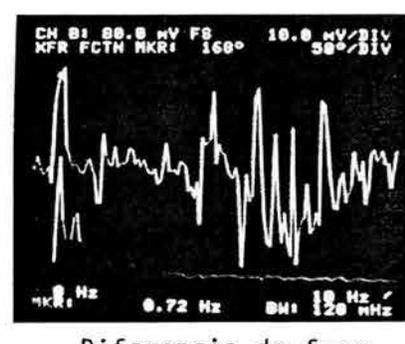
Potencia 140 Mw



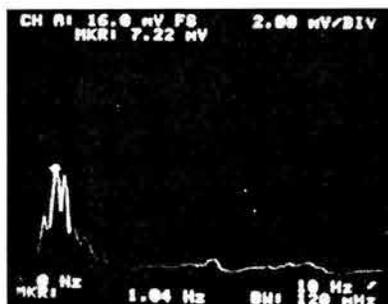
Celda 3



Celda 4



Diferencia de fase
entre 4 y 3

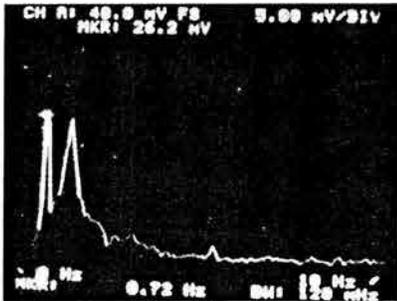


Celda 1

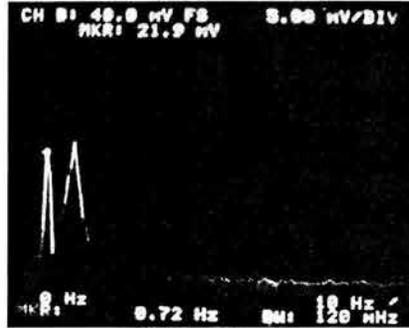


Acelerómetro

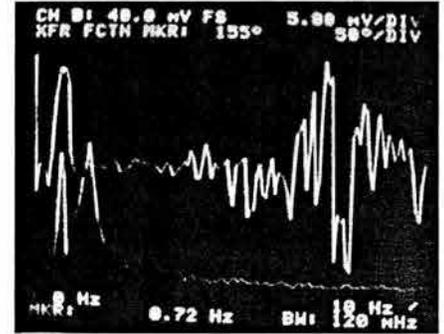
Potencia 170 Mw



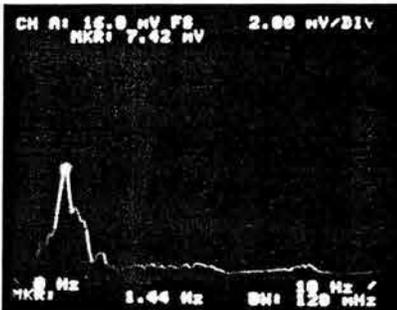
Celda 3



Celda 4



Diferencia de fase
entre 4 y 3

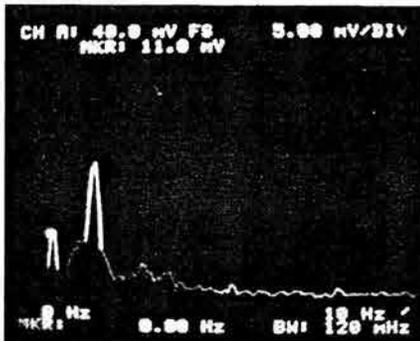


Celda 1

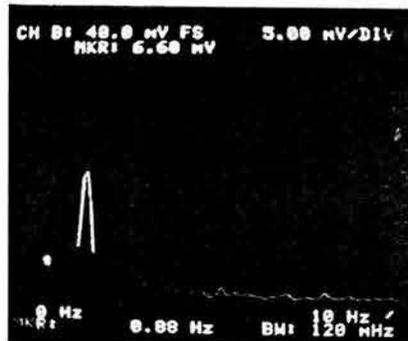


Acelerómetro

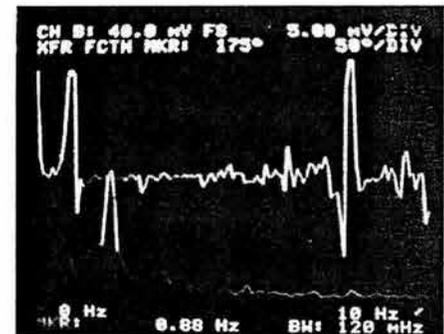
Potencia 200 Mw



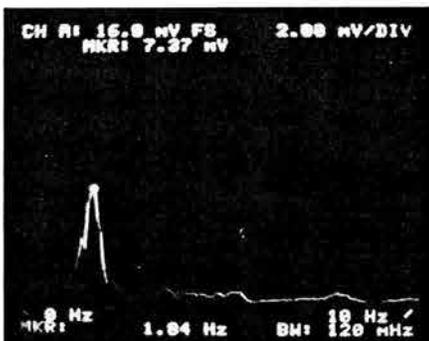
Celda 3



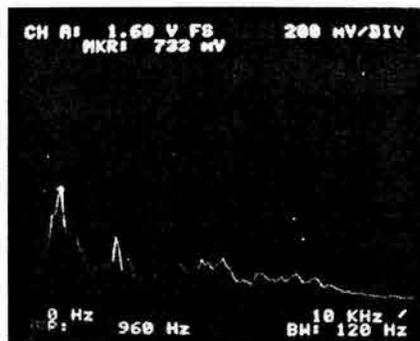
Celda 4



Diferencia de fase
entre 4 y 3

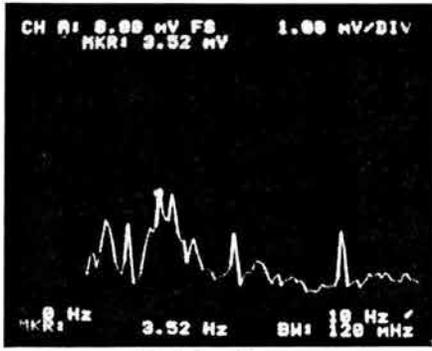


Celda 1

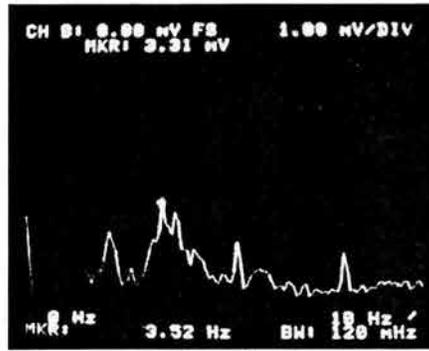


Acelerómetro

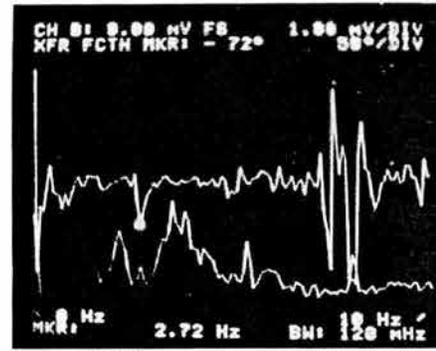
Potencia 230 Mw



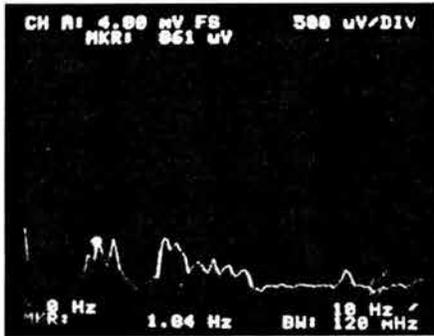
Celda 3



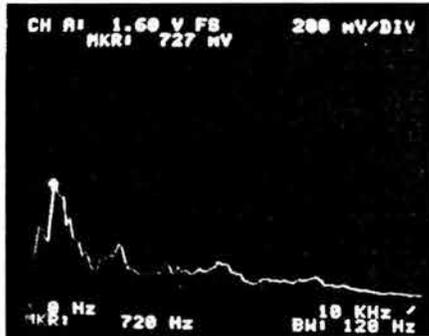
Celda 4



Diferencia de fase entre 4 y 3

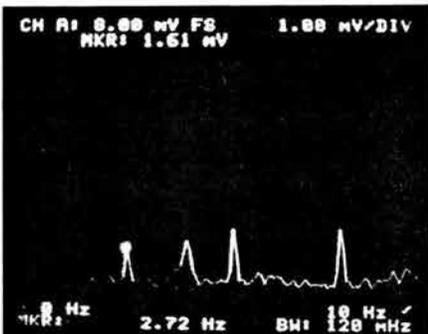


Celda 1

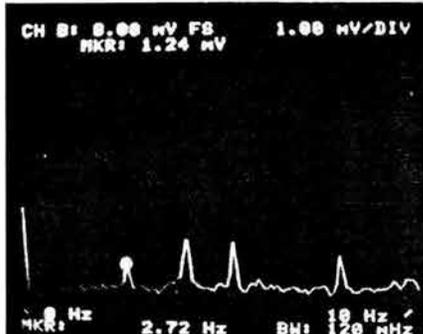


Acelerómetro

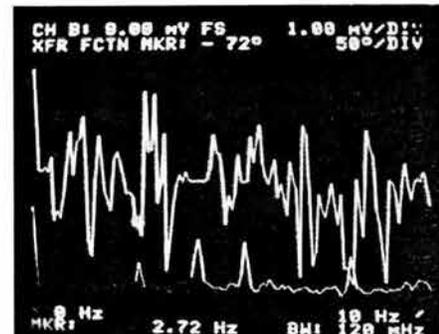
Potencia 260 Mw



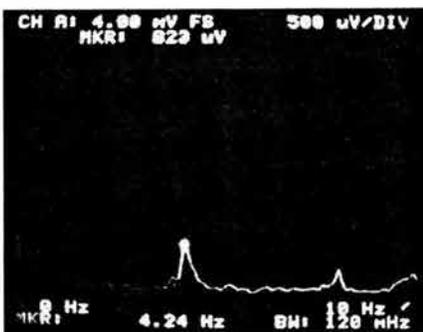
Celda 3



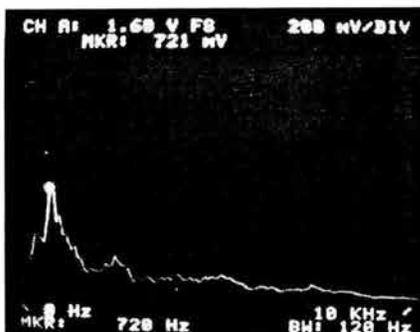
Celda 4



Diferencia de fase entre 4 y 3

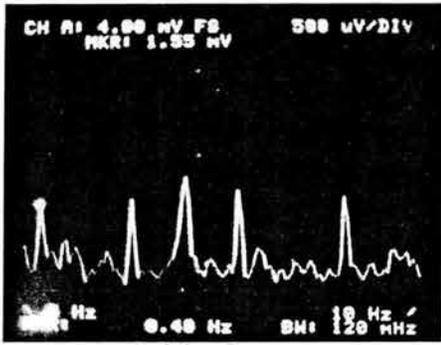


Celda 1

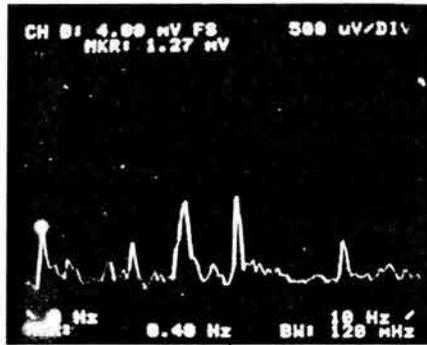


Acelerómetro

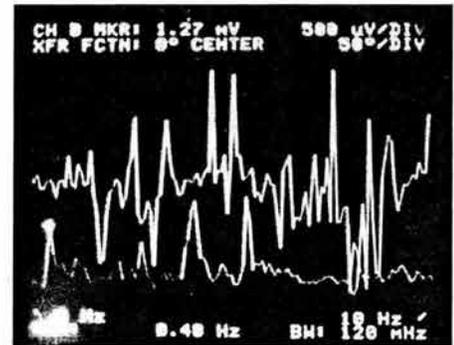
Potencia 290 Mw



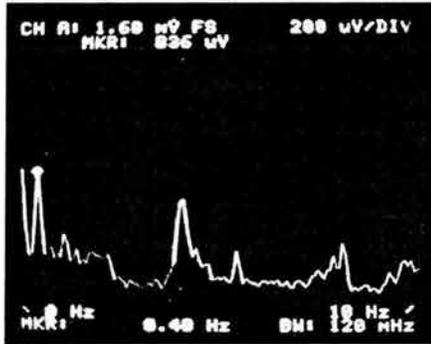
Celda 3



Celda 4

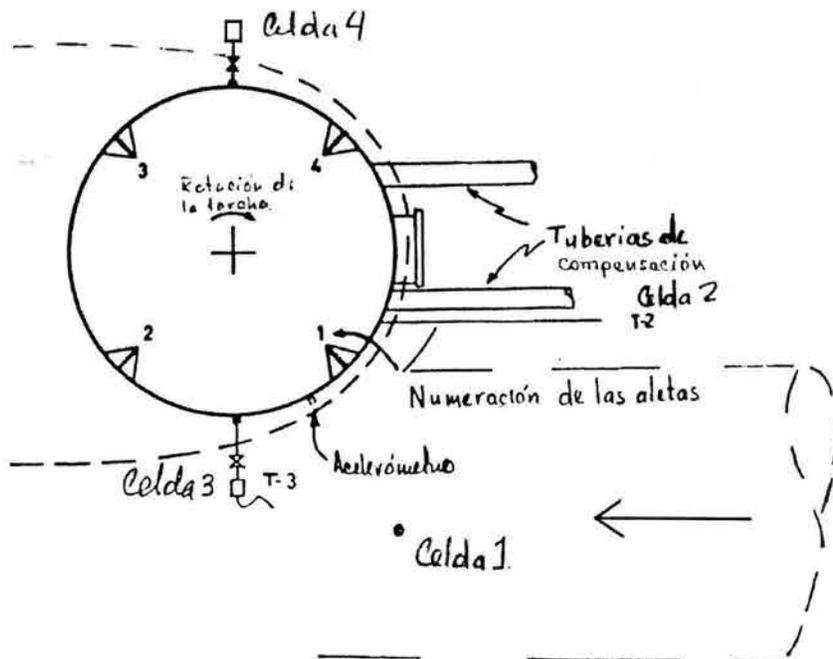


Diferencia de fase
entre 4 y 3



Celda 1

Potencia 300 Mw



Ascenso escalonado de la carga

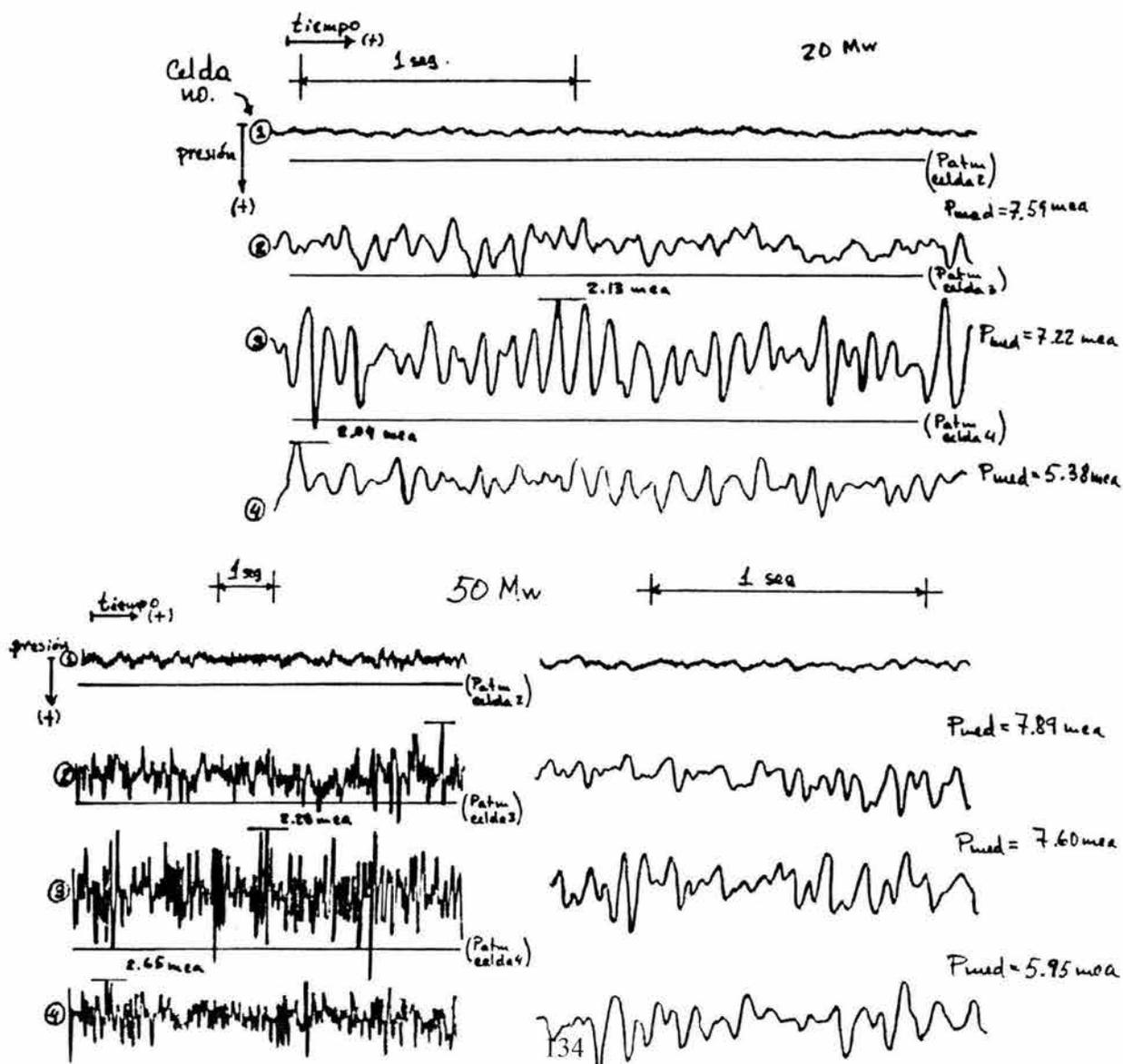
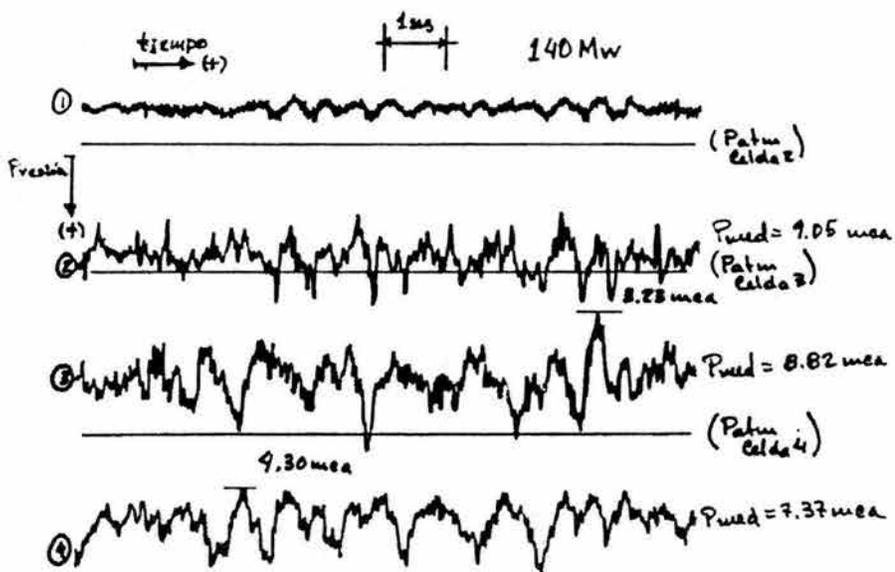
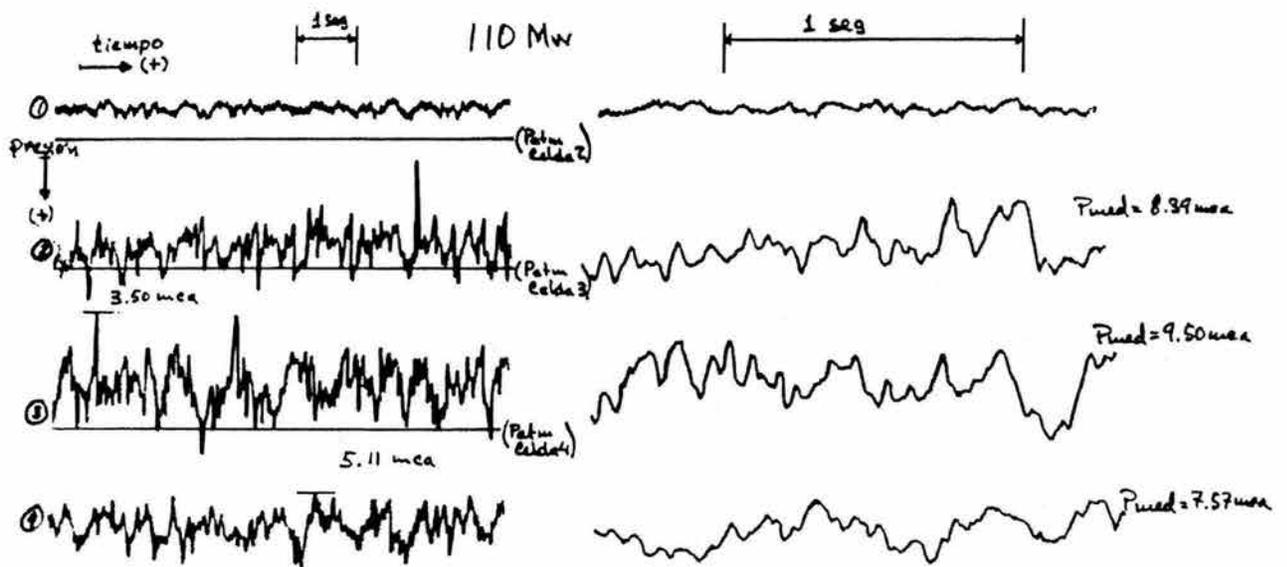
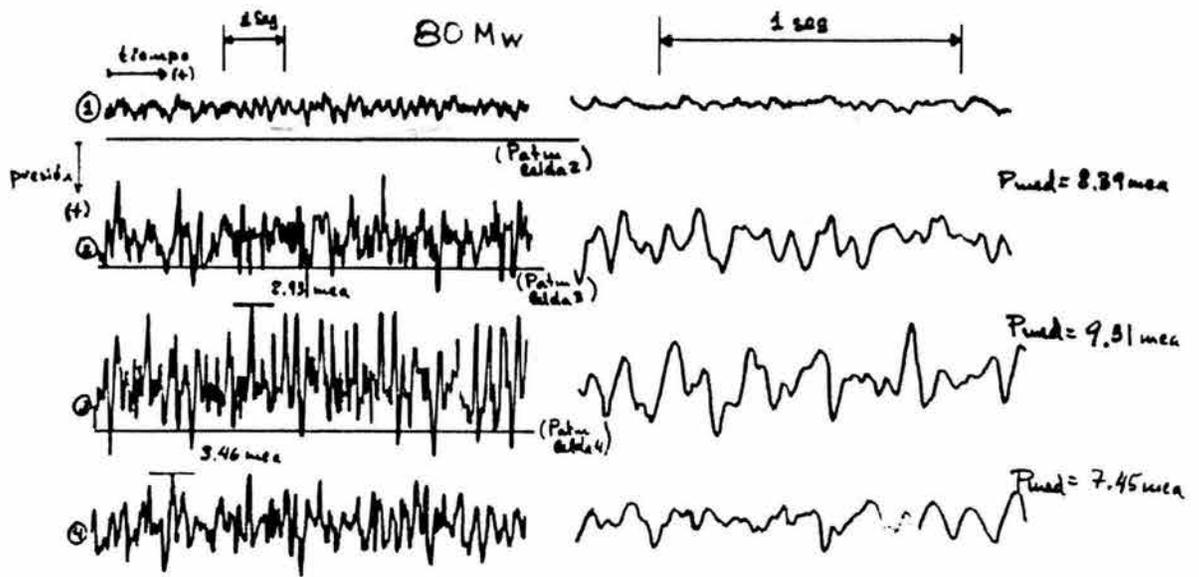
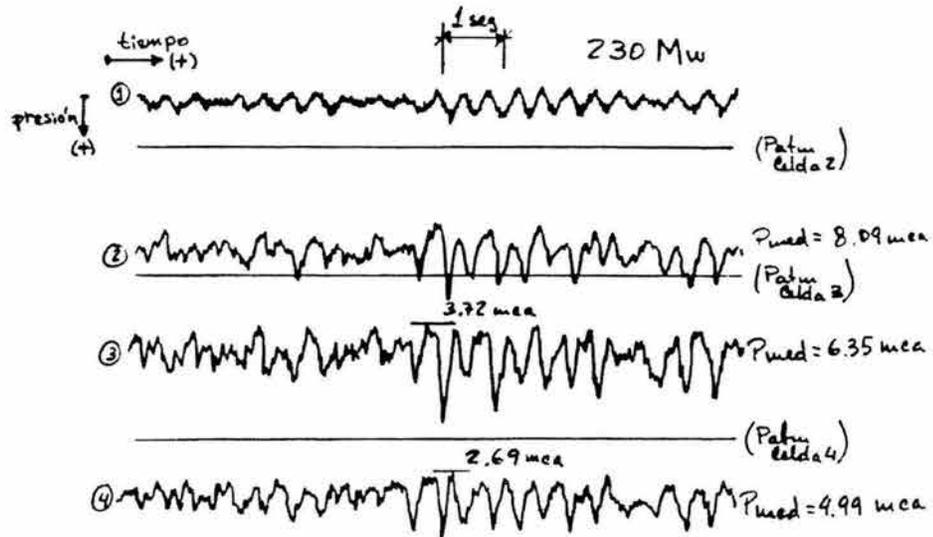
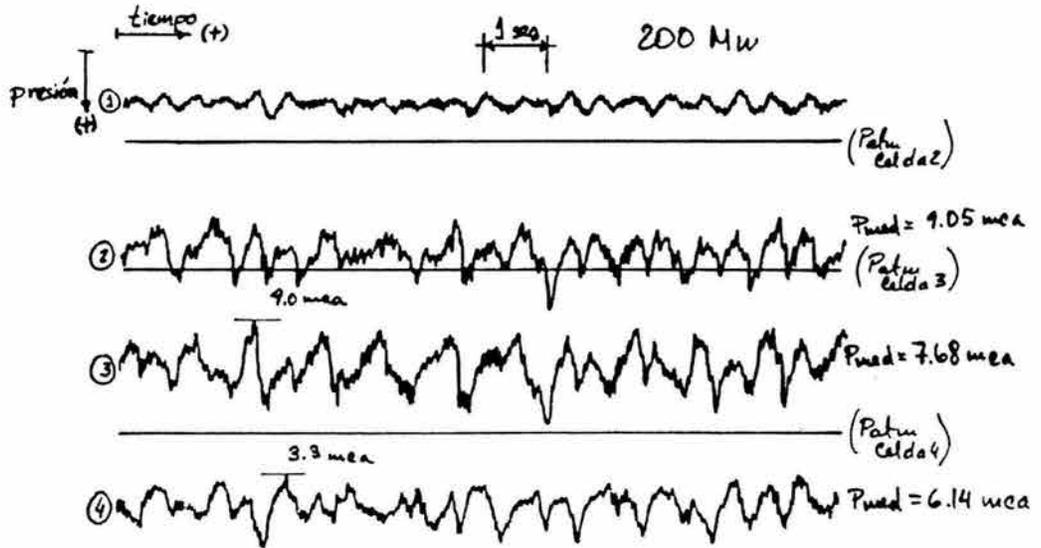
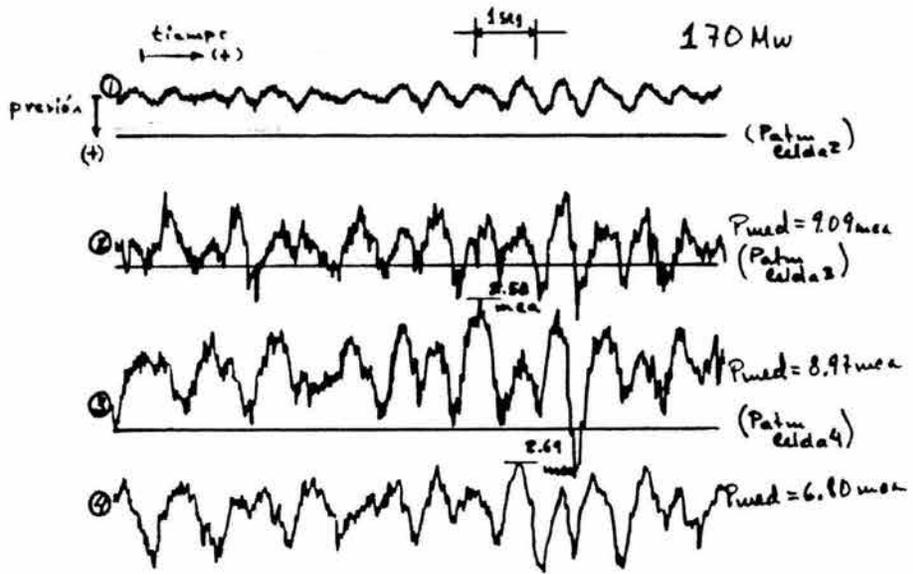
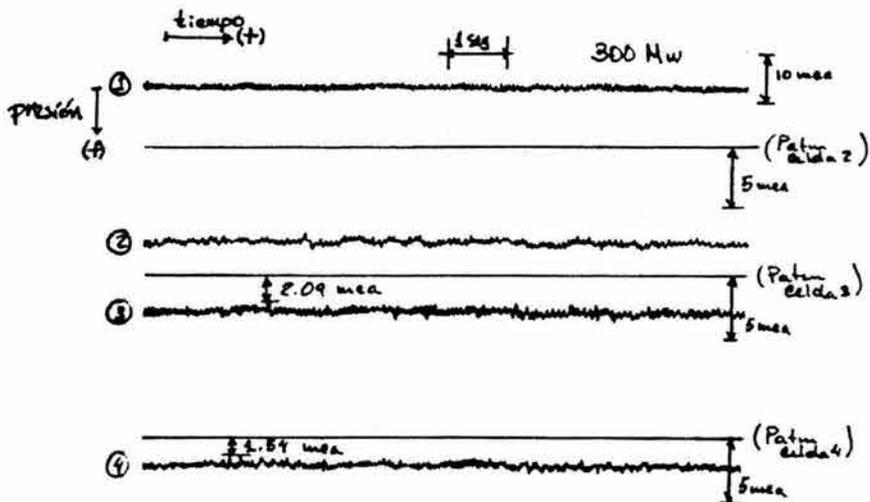
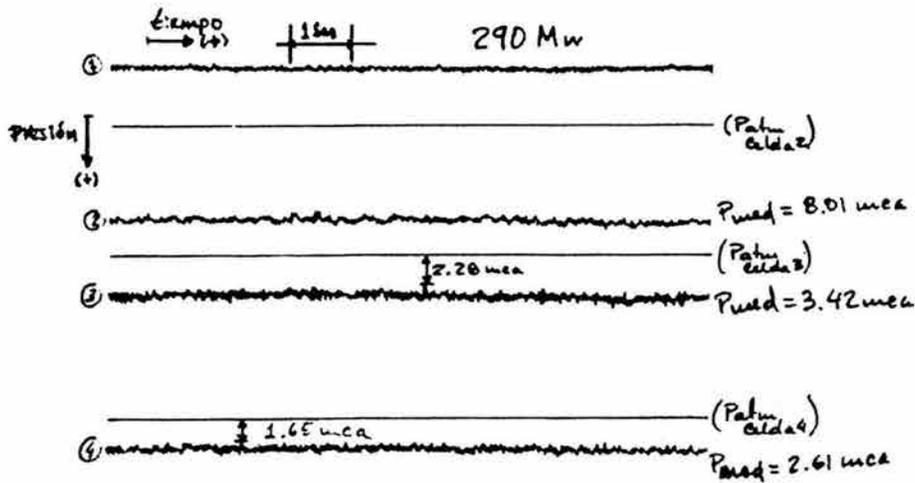
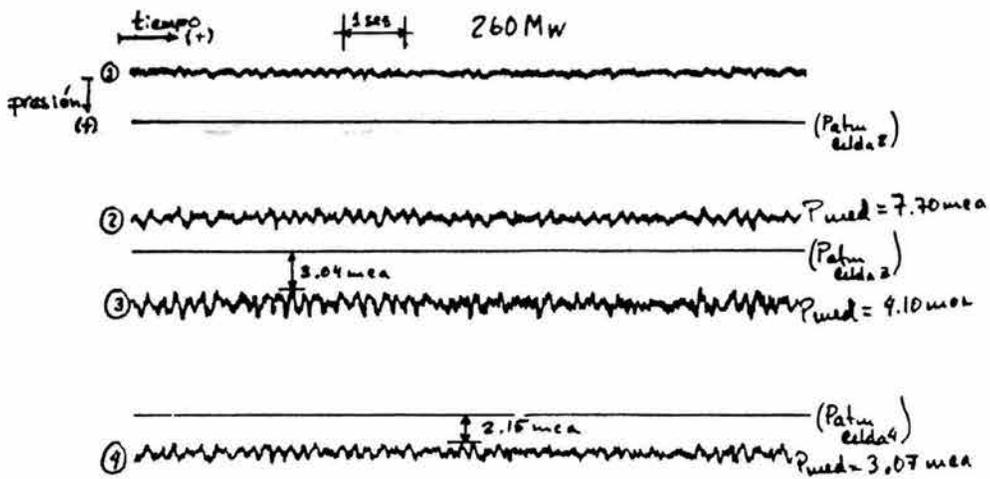


Fig AIV.6 Ascenso escalonado de carga







ANEXO V. PRUEBAS DE OPERACION SIN ALETAS CON Y SIN INYECCION FORZADA DE AIRE EN LA U-3

El objetivo central de estas pruebas fue determinar el gasto mínimo de aire necesario a inyectar en las turbinas de Chicoasén tal que la amplitud de las oscilaciones de presión no sobrepase una amplitud aceptable desde el punto de vista de la variación de potencia generada. Dicha inyección de aire es requerida en el intervalo de generación que va de 180 a 210 Mw ya que en este intervalo se detectaron en la U-5 sin aletas (ref.15), variaciones de presión que alcanzan a provocar variaciones detectables en la potencia generada por la turbina para un σ_t crítico.

De acuerdo al tipo de oscilaciones observadas en la U-5 sin aletas, pudo asegurarse que el mecanismo de fluctuación de presión concuerda con el identificado en los ensayos del modelo de la turbina (anexo III), donde la mayor amplitud de la oscilación se presenta para la operación con una apertura de los álabes del distribuidor $\beta = 50\%$ (apertura respecto a la apertura máxima).

En el prototipo, para una carga neta de 185 mca, generando 200 Mw, la turbina deberá de operar con $\beta = 50\%$ y un gasto de agua de aproximadamente $120 \text{ m}^3/\text{s}$ (valor estimado mediante el diagrama de colina), por lo que la extrapolación de los resultados del modelo indica que el gasto de aire a inyectar en el prototipo debe ser del orden de $0.43 \text{ m}^3/\text{s}$ a presión atmosférica. Tomando estos datos como referencia de partida

se procedió a buscar un compresor apropiado para la realización de la prueba en prototipo.

AV.1 Descripción del equipo utilizado

Las pruebas se realizaron en la U-3 después de retirarle las aletas y se utilizó un compresor rotatorio de paletas deslizables, marca Sulzer tipo K130-S, con una velocidad de rotación de 700 RPM, presión de impulsión de 2 kg/cm² y un volumen efectivo de aspiración de 1560 m³/h a presión atmosférica.

Con el fin de cuantificar el gasto de aire inyectado se intercaló una placa de orificio con un diámetro de estrangulación de 4.5 cm, instalándolo en la línea de inyección de aire con diámetro de 8".

La instrumentación de las presiones se hizo de la misma forma que se describió en el anexo IV, sólo cambió la toma 2 que esta vez fue colocada en el cono del desfogue al mismo nivel que las tomas 3 y 4 justo en la parte media entre ellas (ver figura AV.1).

AV.2 Descripción de las pruebas realizadas

La numeración y descripción de las pruebas realizadas en la Unidad 3 fueron:

- 1) Ascenso lento de carga de 0 a 300 Mw, sin inyección de aire.
- 2) Operación estable de la turbina generando 193 Mw sin inyección de aire.
- 3) Operación estable de la turbina generando 193 Mw con un gasto de inyección de aire de $0.300 \text{ m}^3/\text{s}$.
- 4) Operación estable de la turbina generando 193 Mw con un gasto de aire de $0.255 \text{ m}^3/\text{s}$.
- 5) Operación estable de la turbina generando 193 Mw sin inyección de aire (repetición de la prueba 1).

La prueba 1 correspondió a un rastreo de la mayor amplitud de oscilación de presión. Posteriormente habiendo seleccionado la potencia de 193 Mw se llevaron a cabo las pruebas 2 a 5. Durante las pruebas, se mantuvo en operación la U-5, la U-4 se encontraba fuera de servicio por estar en reparación. El pozo de oscilación de las unidades 1 y 2 es independiente del pozo de las unidades 3,4 y 5 (ver cap. 1).

No fue posible la inyección de gastos distintos a los señalados ya que el compresor utilizado es de desplazamiento positivo y su velocidad angular de operación es fija. La manera en que se redujo el gasto másico fue estrangulando la válvula de mariposa existente en la succión del compresor. Sin embargo no fue posible obtener mas de una posición, donde el gasto disminuyera sin que se cerrara totalmente la admisión de aire al compresor, dicha válvula está destinada para permitir el arranque a gasto nulo. A pesar de este

hecho las pruebas mostraron claramente los beneficios en proporción al gasto de aire inyectado.

AV.3 Análisis de los resultados obtenidos

Las condiciones de operación existentes durante las pruebas se señalan en la tabla AV.1, los valores de los análisis espectrales de las señales se resumen en la tabla AV.2

Tabla AV.1

No	Pot. (Mw)	Gasto (m ³ /s)	Presión Caracol (kg/cm ²)	Servo-motor (mm)	β (%)	Gasto aire (m ³ /s)
1	0 a 300	-	-	-	-	-
2	193	125	18.3	242 - 245	50	0
3	193	129	18.5	244 - 246	50	0.300
4	193	127	18.4	243 - 245	50	0.255
5	193	127	18.4	243 - 245	50	0

Tabla AV.2

No	T-1 freq. (hz)	ΔH_{pp} (mca)	T-3 freq. (hz)	ΔH_{pp} (mca)	T-4 freq. (hz)	ΔH_{pp} (mca)	Dif. fase T4-T3 en grados
2	-	-	0.64	6.6	0.64	10.2	-25°
3	0.64	1.3	0.64	4.8	0.64	1.2	-124°
4	0.64	1.7	0.64	5.2	0.64	1.2	-99°
5	0.64	7.3	0.64	5.5	0.64	10.3	-25°

Nota: las amplitudes ΔH_{pp} son los valores pico-valle de la oscilación de presión

Como puede verse en la tabla AV.2 la presión en el caracol T-1 para un gasto de aire de $Q_{\text{aire}} = 0.300 \text{ m}^3/\text{s}$ (con una presión de entrega oscilando de 0 a $0.3 \text{ kg}/\text{cm}^2$), mostró una amplitud (promedio obtenido por el analizador de espectros a $f = 0.64 \text{ Hz}$) de 1.3 mca (valor pico-valle), para $Q_{\text{aire}} = 0.255 \text{ m}^3/\text{s}$ (con igual fluctuación de la presión de entrega) fue de 1.7 mca y sin inyección de aire 7.3 mca. Considerando una presión promedio de entrega de aire comprimido de $0.15 \text{ kg}/\text{cm}^2$ y transformando el Q_{aire} a su valor a presión atmosférica tendríamos una inyección $Q_{\text{aire atm}} = 0.345 \text{ m}^3/\text{s}$ para la prueba 3 y $Q_{\text{aire atm}} = 0.293 \text{ m}^3/\text{s}$ para la prueba 4.

La tabla AV.3 muestra los valores porcentuales correspondientes al transductor T-1 y la fig AV.2 las interpolaciones exponencial y lineal de estos resultados.

TABLA AV.3

U-3	
$H = 188 \text{ mca}, \beta = 50 \%, Q = 127 \text{ m}^3/\text{s}$	
$\Delta H_{ppT1} / H$ (%)	$Q' = Q_{\text{aire atm}} / Q_{\text{agua}}$ (%)
3.883	0.00
0.692	0.27
0.904	0.23

La tabla AV.4 presenta los valores de las amplitudes de presión registradas en la U-3 con aletas (anexo IV) para las

potencias de 180 y 210 Mw con el fin de que se les pueda comparar con los resultados obtenidos al retirarles las aletas.

TABLA AV.4

Poten- cia	T-1		T-3		T-4		
Mw	Frec (Hz)	ΔH_{pp} (mca)	Frec (Hz)	ΔH_{pp} (mca)	Frec (Hz)	ΔH_{pp} (mca)	Dif.fases T4 - T3
180	0.72	1.22	0.72	3.34	0.72	3.84	-149°
210	0.80	0.56	0.80	2.21	0.80	1.57	-163°

Las señales correspondientes a T-2, T-3 y T-4 no son fáciles de analizar. Para interpretar los registros obtenidos, hay que recordar que las señales de oscilación de presión detectadas en el desfogue (ref. 15) resultan de la suma de dos señales periódicas provocadas por la torcha. Dichas señales se pueden separar en una pulsación síncrona y en otra rotatoria local. La pulsación síncrona está asociada con la perturbación que provoca el núcleo de la torcha al pasar por el codo del desfogue y tiene como resultado modificar el coeficiente de pérdida del mismo en forma periódica, lo que genera una pulsación de presión que se registra con la misma fase en cualquier punto de la periferia de una sección transversal del desfogue. Por otra parte, dado que la torcha genera un flujo asimétrico que se encuentra en rotación, se registrará una pulsación debido a dicha asimetría a la cual se ha denominado rotatoria.

pulsación síncrona (mecanismo identificado por Nishi, tal y como se había previsto en la referencia 1).

Por otra parte, de la tabla 4 pueden construirse los diagramas vectoriales para la U-3 con aletas, (Fig AV. 9 y AV.10), de aquí puede observarse que la oscilación síncrona interpolada a 193 Mw es del orden de 0.8 mca. Dado que las aletas impiden la formación del mecanismo de Nishi, la mínima oscilación síncrona a esperar sería la registrada con las aletas instaladas, este valor se indica en el extremo derecho de la fig AV.11.

Sin embargo, es posible que las aletas provoquen una disminución de la amplitud de la pulsación síncrona debido a la disipación de energía que producen (las aletas en presencia de la torcha) o bien a la modificación de la formación del núcleo cavitante de la torcha. De cualquier forma conviene resaltar el hecho de que el aire no eliminará completamente las oscilaciones, porque no evita la formación de la torcha.

Para conocer con precisión la variación de la amplitud de la pulsación síncrona sería necesario realizar algunas pruebas adicionales con otros gastos de aire. Sin embargo es de esperarse que la tendencia señala que una interpolación exponencial (como la que se tiene en la fig AV.2) debe resultar un buen indicador del valor de la reducción de la amplitud de la oscilación al inyectar distintos porcentajes de aire menores al 0.27 % del gasto de agua de la turbina.

De acuerdo con lo anterior, la diferencia de fase de la pulsación rotatoria para dos puntos de observación diametralmente opuestos (T-3 y T-4) debe ser 180° . Sin embargo al sumarle la pulsación síncrona, esta diferencia de fase se modifica. Representando a las pulsaciones por medio de la proyección sobre un plano horizontal de vectores con rotación a velocidad angular constante e igual a la frecuencia de giro del núcleo de la torcha, podemos plantear el siguiente diagrama de fases para las distintas oscilaciones registradas en el desfogue, las figuras AV.3 y AV.4 ilustran el mecanismo de la superposición de las pulsaciones y su representación vectorial.

Aplicando este análisis a los resultados obtenidos de las señales detectadas en T-3 y T-4 (tabla AV.2), pueden obtenerse los diagramas representados en las figuras AV.5 a AV.8. Así, puede observarse que la oscilación rotatoria registrada permaneció casi constante con un valor muy próximo a 2.8 mca.

En cambio, la oscilación síncrona se alteró, en proporción al aire inyectado, en forma similar a la oscilación detectada en el caracol (T-1). Este análisis permite explicar las oscilaciones detectadas en el desfogue (ver anexo II) y demuestra la congruencia de los resultados.

Las observaciones realizadas comprueban que el aire es un buen medio para evitar el mecanismo de amplificación de la

pulsación síncrona (mecanismo identificado por Nishi, tal y como se había previsto en la referencia 1).

Por otra parte, de la tabla 4 pueden construirse los diagramas vectoriales para la U-3 con aletas, (Fig AV. 9 y AV.10), de aquí puede observarse que la oscilación síncrona interpolada a 193 Mw es del orden de 0.8 mca. Dado que las aletas impiden la formación del mecanismo de Nishi, la mínima oscilación síncrona a esperar sería la registrada con las aletas instaladas, este valor se indica en el extremo derecho de la fig AV.11.

Sin embargo, es posible que las aletas provoquen una disminución de la amplitud de la pulsación síncrona debido a la disipación de energía que producen (las aletas en presencia de la torcha) o bien a la modificación de la formación del núcleo cavitante de la torcha. De cualquier forma conviene resaltar el hecho de que el aire no eliminará completamente las oscilaciones, porque no evita la formación de la torcha.

Para conocer con precisión la variación de la amplitud de la pulsación síncrona sería necesario realizar algunas pruebas adicionales con otros gastos de aire. Sin embargo es de esperarse que la tendencia señala que una interpolación exponencial (como la que se tiene en la fig AV.2) debe resultar un buen indicador del valor de la reducción de la amplitud de la oscilación al inyectar distintos porcentajes de aire menores al 0.27 % del gasto de agua de la turbina.

Una interpolación lineal nos puede proporcionar valores conservadores en la estimación del efecto del aire, dentro del mismo intervalo de inyección (0 al 0.27% del gasto de agua de la turbina a esas potencias).

Las figuras AV.12 al 16 muestran fragmentos representativos de los trazos registrados para las pruebas 1 a 5, obtenidos en forma paralela al análisis espectral.

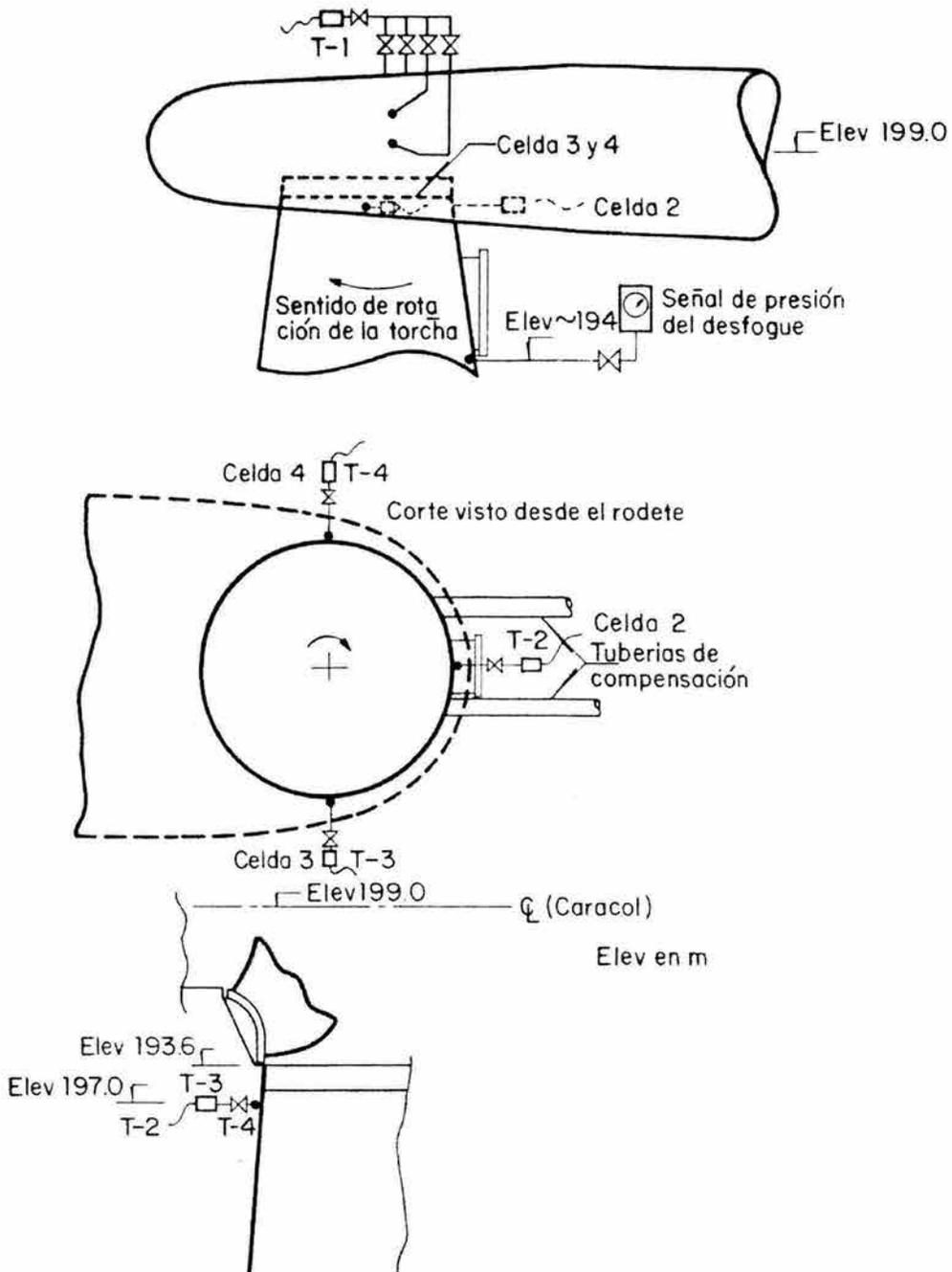


Fig AV1 Detalle de la distribución de los puntos instrumentados

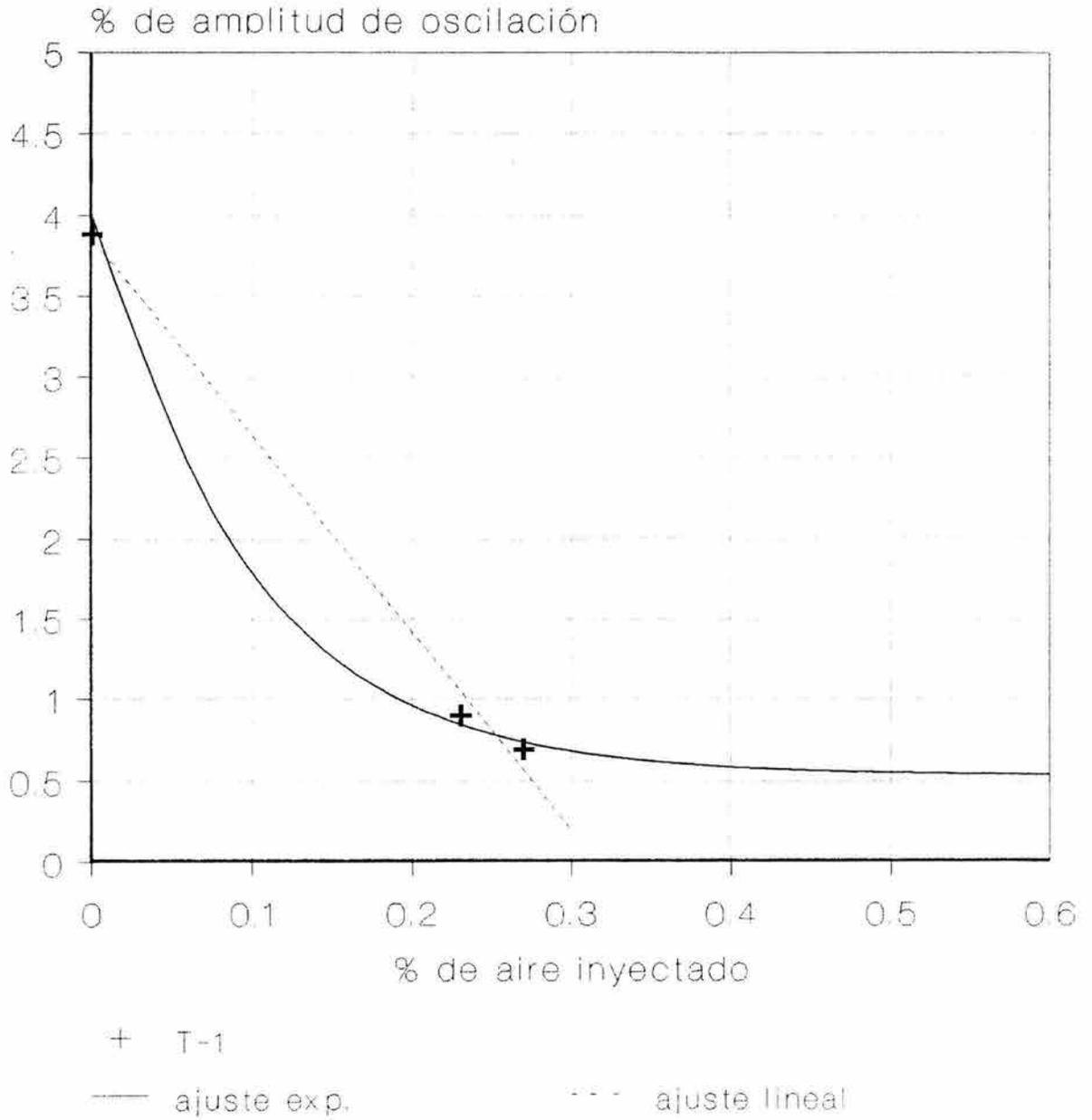


Figura AV.2 Aproximación lineal y exponencial de la variación de la pulsación síncrona

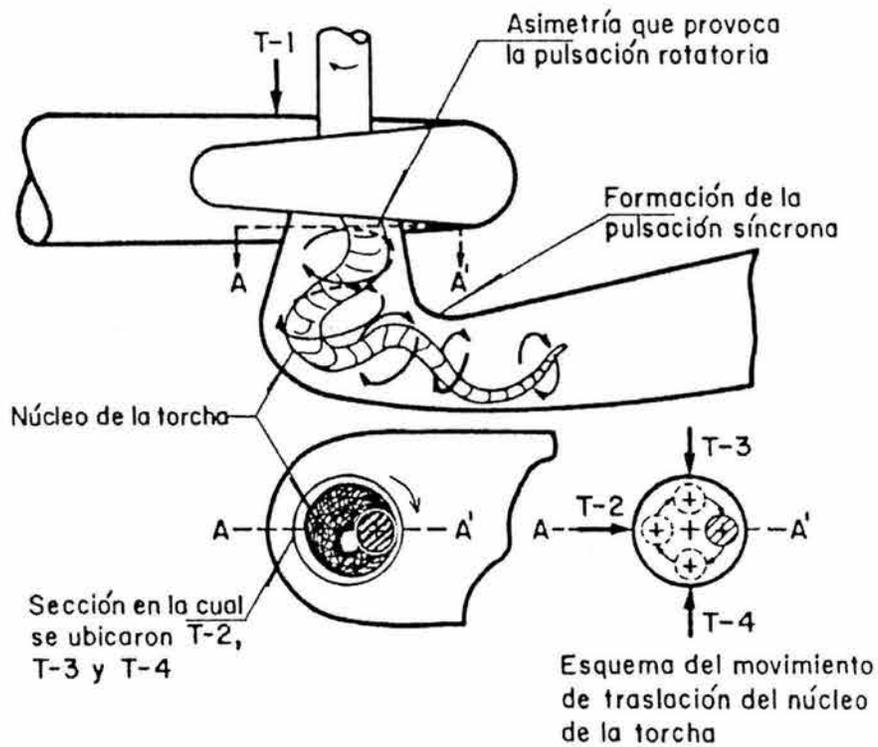


Fig AV3 Esquemas para explicar los mecanismos de pulsación de la torcha en el desfogue de la turbina

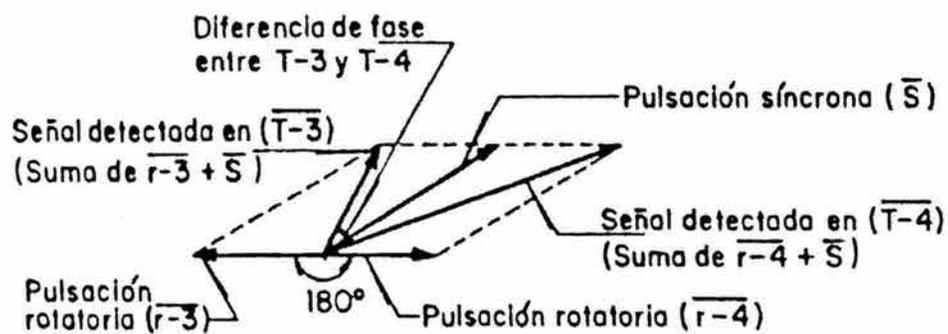
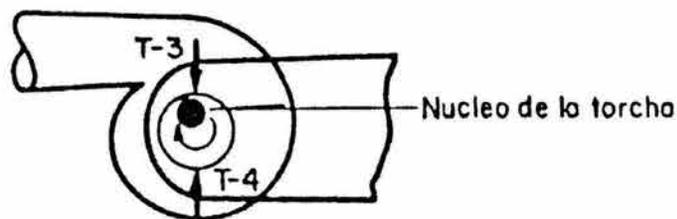


Fig AV4 Representación vectorial de las pulsaciones detectadas en la pared del desfogue

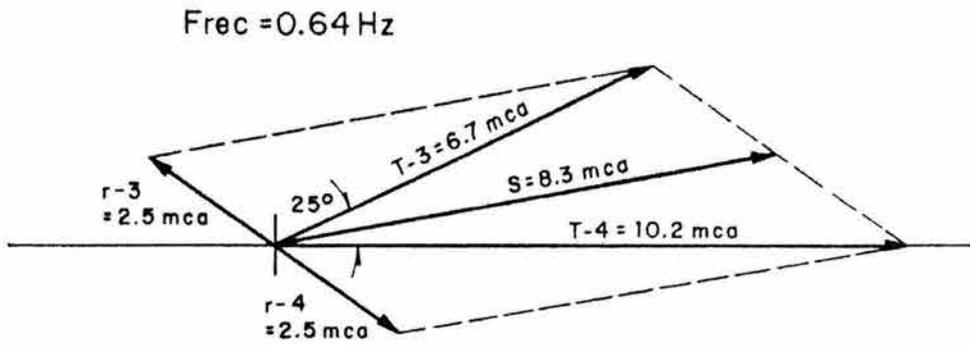


Fig AV5 Diagrama vectorial correspondiente a la prueba 2, sin inyección de aire

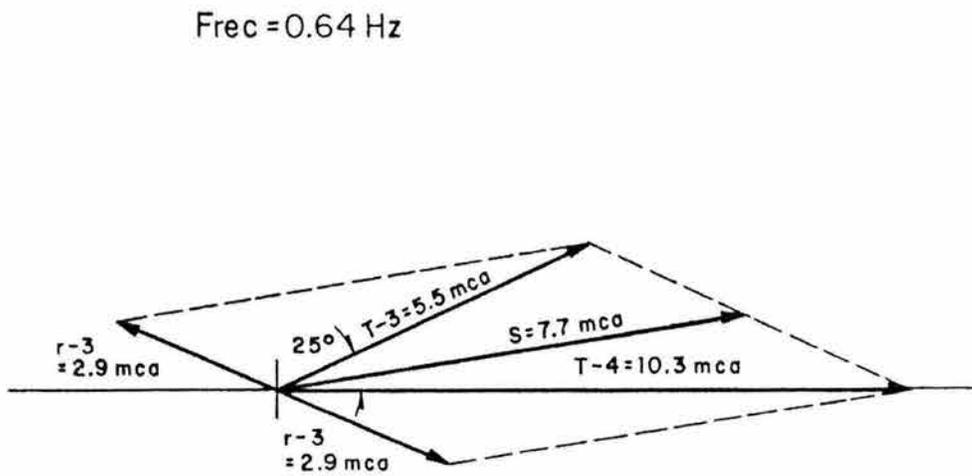


Fig AV6 Diagrama vectorial correspondiente a la prueba 5, sin inyección de aire

Frec = 0.64 Hz

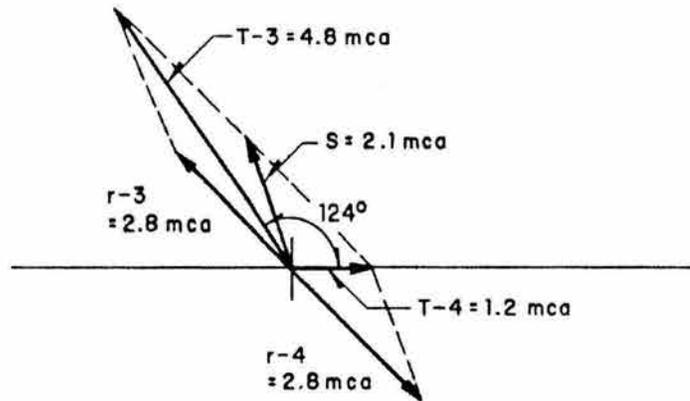


Fig AV7 Diagrama vectorial correspondiente a la prueba 3, con inyección de 300 l/s de aire

Frec = 0.64 Hz

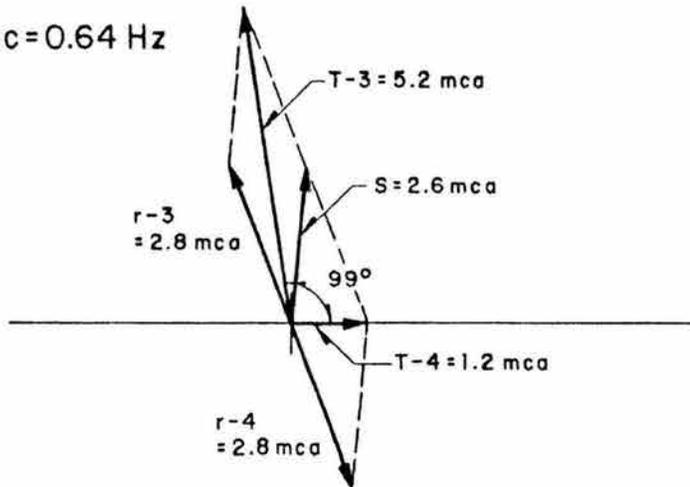


Fig AV8 Diagrama vectorial correspondiente a la prueba 4, con inyección de 255 l/s de aire

Potencia = 180 Mw
 Frec = 0.72 Hz (U-3 con aletas en el desfogue)

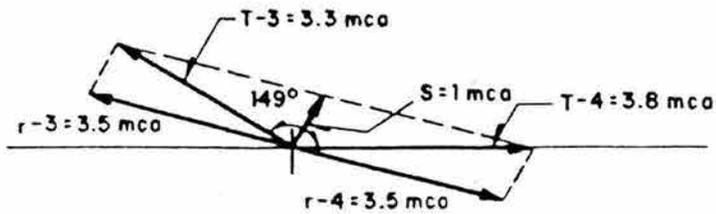


Fig AV9 Diagrama vectorial correspondiente a la U-3 antes de retirar las aletas y sin inyección de aire, generando 180 Mw

Potencia = 210 Mw
 Frec = 0.80 Hz (U-3 con aletas en el desfogue)

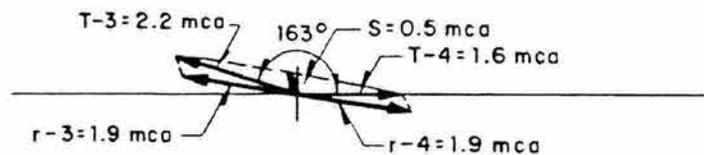


Fig AV10 Diagrama vectorial correspondiente a la U-3 antes de retirar las aletas y sin inyección de aire, generando 210 Mw

