

50
29



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

DIVISION DE INGENIERIA CIVIL, TOPOGRAFICA Y GEODESICA

“ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL PROBLEMA DE CAVITACION
EN EL TUBO DE SUCCION DE LAS TURBINAS FRANCIS DE
DE LA P. H. MANUEL MORENO TORRES”

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO CIVIL

P R E S E N T A :

EFREN FRANCO MORALES

MEXICO, D. F.

AGOSTO DE 1987.



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

I N D I C E

I)	Introducción.	1
II)	Fundamentos del método del momento de la cantidad de movimiento.	5
III)	Descripción del fenómeno de cavitación.	14
IV)	Instalación experimental y equipo de medición.	18
	IV.1) Instalación experimental.	18
	IV.2) Equipo de medición.	28
V)	Resultados obtenidos.	33
IV)	Análisis de resultados.	56
VII)	Conclusiones.	61
	Agradecimientos.	64
	Referencias.	65
	Bibliografía.	66

I. INTRODUCCION

Los grandes proyectos hidroeléctricos que se han construido en el país, se han realizado con el fin de contribuir a satisfacer los requerimientos energéticos; sin embargo, a pesar de que efectivamente se tienen esas urgencias energéticas, debido al desarrollo que va teniendo el país, es sabido que existen ciertas horas durante el día en el que la demanda de energía eléctrica es máxima. Las plantas hidroeléctricas, debido a que sus unidades pueden generar en unas cuantas horas potencias muy altas, pueden cubrir esas necesidades; además, también pueden operar a potencias más bajas, lo que las hace muy convenientes.

Las turbinas de las plantas hidroeléctricas se diseñan para las horas de máxima demanda de energía, operando el resto del día a potencias más bajas o simplemente dejan de operar; sin embargo, al operar a po -

tencias bajas, para el caso de las turbinas tipo Francis, se presenta un flujo helicoidal en el tubo de succión con inversión de velocidad en la zona central; dicho flujo suele denominarse vórtice o torcha y se forma debido a que el fluido al abandonar el rodete sale con un remanente de energía, es decir, sale con una componente tangencial de velocidad, pues el ángulo de salida de los álabes del rodete es fijo y el gasto turbinado es diferente al gasto de diseño.

La torcha, como se demuestra en la ref. 1, es inestable cuando se carece de simetría axial en los tubos de desfogue de las turbinas Francis y esta inestabilidad da lugar a oscilaciones de presión periódicas, que se pueden caracterizar a través de la frecuencia y amplitud con que se presentan dichas pulsaciones de presión. Debido a lo anterior, la torcha -- puede dar origen a problemas de resonancia en la tubería de aducción, como fué el caso que se presentó en la P.H. Belisario Domínguez, La Angostura, ref. 2.

En la Planta Hidroeléctrica Manuel Moreno Torres, Chicoasén, localizada en el río Grijalva, Chiapas, se cuenta actualmente con cinco turbinas tipo Francis de eje vertical, cada una de las cuales genera una potencia nominal de 318 Mw, (ref. 3). En esta planta se ha estado trabajando, cuando operan las turbinas fuera de las horas pico de demanda máxima de energía, a 50 Mw y para evitar que la pulsación de presión debida a la torcha provocara problemas de resonancia en la aducción se instalaron -- cuatro aletas en el tubo de desfogue de dichas turbinas, (ref.4); sin em bargo, se ha observado que la torcha no provoca problemas de resonancia en la tubería de aducción y si, en cambio, ha dado origen, debido a la -

colocación de las aletas, a dos problemas importantes que son: daños por cavitación en las paredes del tubo de desfogue (a un costado de las aletas) y fallas estructurales en los sitios donde se colocaron las aletas.

Lo anterior ha dado lugar a la colocación de placas de acero de alta resistencia en las zonas dañadas por el fenómeno y por consiguiente a una revisión periódica de las mismas con el fin de comprobar las condiciones en que se encuentran y en caso necesario hacer las reparaciones correspondientes; sin embargo, para realizar la revisión de las placas se tiene que parar la máquina, lo que puede resultar muy costoso si la energía eléctrica que se deja de generar se tiene que reponer por algún otro medio debido a la interconexión de las líneas de transmisión.

Así, debido a la gravedad de los problemas antes mencionados la Comisión Federal de Electricidad, encargada de la operación de la planta, propuso al Instituto de Ingeniería el estudio de dichos problemas. La investigación relacionada con el estudio del problema de cavitación sobre las aletas es el motivo del presente trabajo.

Debido a que el problema de cavitación sobre las aletas está relacionado, en parte, con el remanente de energía que tiene el fluido al abandonar los álabes del rodete, es necesario cuantificar dicho remanente de energía. Para lograr lo anterior, es necesario cuantificar la energía que el fluido entrega al rodete y la energía que éste toma del fluido. Los fundamentos teóricos de lo mencionado anteriormente es lo que se desarrolla en el segundo capítulo del presente trabajo.

En el tercer capítulo se describe brevemente el fenómeno de cavitación, los puntos donde se puede presentar el fenómeno, así como la susceptibilidad de dichos puntos a cavitación a través del parámetro de cavitación.

En el cuarto capítulo se describe la instalación experimental donde se llevó a cabo el estudio del problema de cavitación, así como del equipo de medición utilizado.

Los resultados obtenidos del estudio del problema son presentados en el quinto capítulo, en el que se utiliza, además del parámetro de cavitación K , el coeficiente de cavitación local σ_{Pmin} que es más representativo que el parámetro K para fines de la caracterización de la cavitación en las aletas.

En el sexto capítulo se hacen interesantes observaciones acerca de los resultados obtenidos, uno de los cuales se refiere a la primordial importancia de la curva experimental $F-S$, pues sin ésta hubiera sido -- muy difícil, para este caso en particular, reproducir el flujo helicoidal que se tiene en el prototipo.

Finalmente, las conclusiones más importantes del trabajo desarrollado se presentan en el séptimo capítulo.

II. FUNDAMENTOS DEL METODO DE LA CANTIDAD DE MOVIMIENTO

La 2a. Ley de Newton da una relación entre la suma de fuerzas que actúan sobre una masa de fluido y la rapidez de variación de su cantidad de movimiento, es decir

$$\vec{F} = \frac{d\vec{M}}{dt} \text{ ----- (II.1)}$$

Siendo

\vec{F} vector resultante de todas las fuerzas.
 $d\vec{M}$ vector cantidad de movimiento.

Aplicando la ecuación (II.1) al flujo que atraviesa el volúmen de control de la figura II.1, através de la superficie de éste y, sobre todo, aplicando dicha ecuación a flujos permanentes, se puede enunciar lo siguiente:

El flujo de la cantidad de movimiento que atraviesa el volúmen de control, pasando por el elemento de superficie dA , es igual a la masa que atraviesa por esa área en la unidad de tiempo multiplicado por la velocidad en ese punto, esto es

$$V \rho (V dA)$$

Así, la cantidad de movimiento total será igual al flujo neto que atraviesa el volúmen de control a través de la superficie del mismo en la unidad de tiempo, es decir

$$\bar{F} = \rho \bar{V} (\bar{V} d\bar{A}) \text{ - - - - - (II.2)}$$

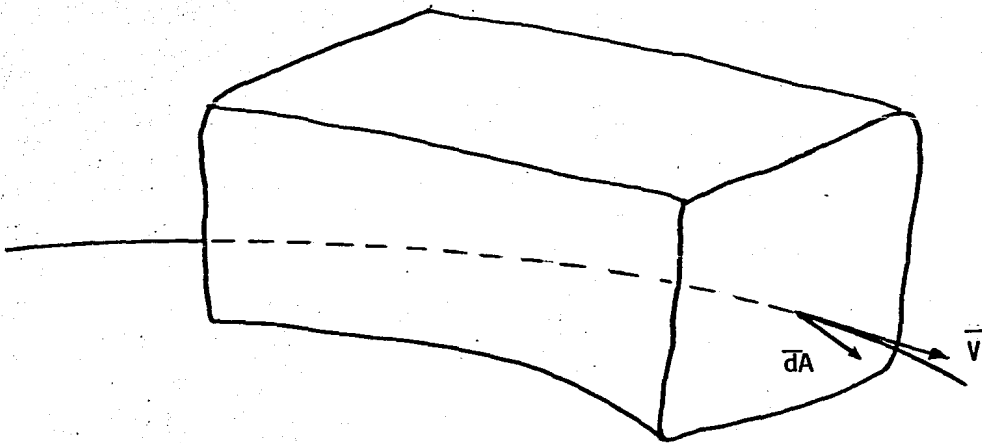


fig. II.1 Flujo atravesando un volúmen de control arbitrario.

Si la ecuación anterior se multiplica vectorialmente por el vector \bar{r} , vector de posición (aceptando que la velocidad V sea la velocidad media y normal a dA), queda

$$\bar{r} \times \bar{F} = \int_{SC} (\rho \bar{r} \times \bar{V}) (\bar{V} dA) \quad \text{-----} \quad \text{(II.3)}$$

o bien

$$\bar{r} \times \bar{F} = \int_{SC} (\rho r V \sin \alpha) V dA \quad \text{-----} \quad \text{(II.4)}$$

Considerando que el área está definida y dado que se ha aceptado que la velocidad es constante, la ecuación (II.4) puede escribirse

$$\Omega = \rho r V^2 \sin \alpha \int_A dA \quad \text{-----} \quad \text{(II.5)}$$

Integrando, resulta

$$\Omega = \rho r V^2 \sin \alpha A \quad \text{-----} \quad \text{(II.6)}$$

Aplicando la ecuación (II.6) a los álabes directrices del distribuidor de una turbina, como los mostrados en la fig. II.2 y aceptando la hipótesis de que la velocidad V_0 al abandonar los álabes es normal al punto medio del plano de la separación mínima entre álabes, se tiene

$$\Omega = \rho R V_0^2 \sin \alpha_f A \quad \text{-----} \quad \text{(II.7)}$$

donde

$$A = N B s$$

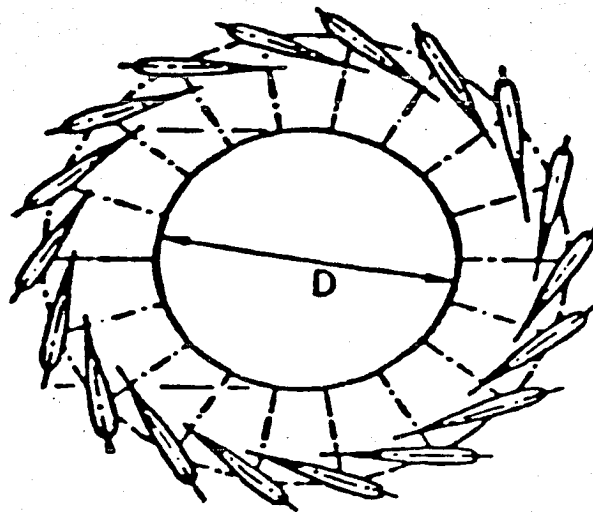


fig. 11.2 Sistema de álabes

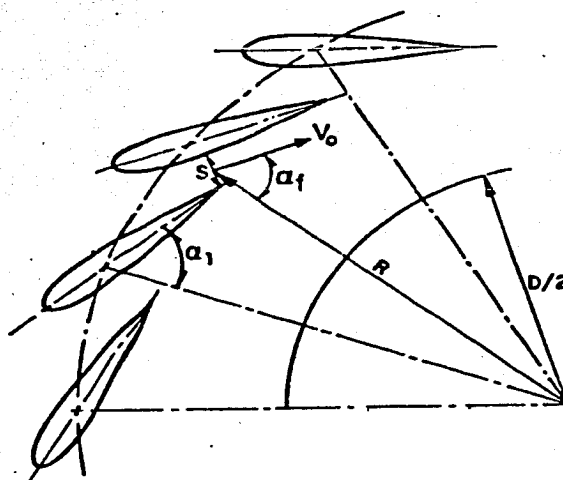


fig. 11.3 Algunos elementos de la ecuación 11.8

Así,

$$\Omega = N \rho R B s V_o^2 \text{ sen } \alpha_f \text{ - - - - - (II.8)}$$

donde

Ω proyección del momento de la cantidad de movimiento sobre el eje del sistema de álabes, en el sentido del flujo medio.

ρ densidad del agua.

N número de álabes.

B altura de los álabes.

s separación mínima entre álabes.

V_o velocidad media del fluido al abandonar los álabes.

R, α_f ver fig. II.3

La ecuación (II.8) puede expresarse en función del gasto volumétrico - como sigue

$$\Omega = \rho R V_o Q \text{ sen } \alpha_f \text{ - - - - - (II.9)}$$

donde

$$Q = N B s V_o$$

La ecuación (II.9) puede adimensionarse como sigue

$$\frac{\Omega D}{\rho Q^2} = \frac{D R}{B N s} \operatorname{sen} \alpha_f \text{ - - - - - (II.10)}$$

El número adimensionado obtenido con la ecuación (II.10) es el llamado parámetro de giro, el cual caracteriza al flujo entrante al rodete de la turbina, es decir, es una caracterización del momento de la cantidad de movimiento a la entrada del rodete. El parámetro de giro, como se puede ver, es función únicamente de la geometría del sistema de álabes y del diámetro de la sección de entrada del tubo de desfogue.

Por otra parte, apoyándose en el principio de conservación del flujo del momento de la cantidad de movimiento, se puede establecer un balance del momento de la cantidad de movimiento proyectado sobre el eje de la máquina, según lo siguiente

$$\Omega_e = \Omega_s + M \text{ - - - - - (II.11)}$$

Donde Ω_e es la proyección sobre el eje de la máquina del flujo del momento de la cantidad de movimiento respecto a un punto del eje antes de pasar por el rodete, Ω_s es la proyección sobre el eje de la máquina del flujo del momento de la cantidad de movimiento respecto a un punto del eje a la salida del rodete y M es el par ejercido sobre el rodete por el fluido.

Ahora, el segundo término del miembro derecho de la ecuación (II.11) se calcula como

$$M = \frac{P}{\omega} \text{ ----- (II.12)}$$

donde P es la potencia en el eje de la máquina y ω es la velocidad angular de rotación. Substituyendo (II.12) en (II.11) y despejando Ω_s , queda

$$\Omega_s = \Omega_e - \frac{P}{\omega} \text{ ----- (II.13)}$$

Adimensionando la expresión anterior, se obtiene

$$\frac{\Omega_s D}{\rho Q^2} = \frac{\Omega_e D}{\rho Q^2} - \frac{P D}{\omega \rho Q^2} \text{ ----- (II.14)}$$

Substituyendo (II.10) en (II.14), resulta

$$\frac{\Omega_s D}{\rho Q^2} = \frac{D R \operatorname{sen} \alpha_f}{B N s} - \frac{P D}{\rho \omega Q^2} \text{ ----- (II.15)}$$

Donde los términos del miembro derecho se pueden calcular directamente; el primero, como ya se mencionó, se calcula conociendo la geometría de los álabes del distribuidor y el segundo a partir del diagrama de colina de la turbina.

Finalmente para aplicar la ecuación (II.15) a un punto de operación preestablecido, se procede como sigue:

- 1 - Determinar en forma gráfica a partir de la geometría de los álabes del distribuidor del prototipo los valores de R , s y α_f .
- 2 - De acuerdo al punto de operación de la máquina obtener del diagrama de colina los valores de P y Q , con lo que queda evaluado el segundo término del miembro derecho de la ecuación mencionada.
- 3 - Obtener el parámetro de giro a la salida del rodete substituyendo en la ecuación (II.15) los valores de los dos términos evaluados para cada punto de operación.

La ecuación (II.15) es muy importante, pues mediante ésta es posible evaluar la energía no aprovechada cuando se está operando por debajo de las condiciones de diseño (potencia nominal y gasto de diseño). El tener un remanente de energía a la salida del rodete implica que el flujo al abandonar los álabes del mismo, no tenga una dirección axial, sino que sale con dos componentes, una axial y una tangencial. Este última da origen a un flujo helicoidal en el tubo de succión que puede ser causa de problemas complejos.

El parámetro de giro evaluado mediante la ecuación (II.15) es el que se trata de reproducir en el modelo que se tiene en el Laboratorio de Hidromecánica del Instituto de Ingeniería y que no cuenta con rodete; sin embargo, trabajos realizados por otros investigadores (refs. 5,6) han demostrado que, para reproducir los fenómenos que ocurren en el tubo de succión debidos al flujo helicoidal, no es necesario contar con la presencia de dicho rodete, pues lo importante es reproducir un flujo helicoidal en el tubo, similar al que produciría dicho rodete.

Así, para reproducir el giro obtenido mediante la ecuación (II.15) en el modelo sin rodete, lo que se hace es obtener el valor de dicho parámetro de giro por medio de la ecuación (II.10), para lo cual se realizan las combinaciones necesarias con las variables de dicha ecuación (R , s y α_f), hasta obtener tal parámetro.

Un método que muestra la forma como se pueden combinar las variables mencionadas, es el llamado método gráfico. En este método, lo que se hace es establecer un ángulo de abertura α_1 , y de esa forma quedan definidos los términos R , s y α_f ; con estos valores se puede calcular el parámetro de giro mediante la expresión (II.10) y en caso de que éste no sea igual al parámetro obtenido mediante la expresión (II.15) se procede a establecer otro ángulo α_1 , hasta obtener el parámetro requerido.

III. DESCRIPCION DEL FENOMENO DE CAVITACION

La cavitación es el resultado de un proceso dinámico, en el cual se produce un incremento local de la velocidad y simultáneamente una reducción de la presión en ese punto, hasta alcanzar un valor crítico. Este valor crítico puede ser el de la presión de saturación de vapor, en el que se empiezan a formar pequeñas burbujas o cavidades de vapor que son transportadas por el flujo hacia una zona de presión mayor, en la que las burbujas pasarán a su anterior estado.

Las burbujas pueden ser muy pequeñas, debido a una cavitación incipiente, sin embargo lo significativo no es el tamaño, sino la existencia misma de las burbujas, pues una vez formadas viajan con el flujo hacia una zona donde las condiciones son diferentes, presión alta y velocidad baja, sobreviniendo entonces la implosión.

La implosión o cambio de estado de las burbujas ocurre de manera instantánea al condensarse el vapor y las ondas de presión producidas por la contracción de las burbujas incrementan momentáneamente la presión en la vecindad. Cuando la implosión ocurre en la proximidad de fronteras materiales, el fenómeno es altamente destructivo en prácticamente cualquier material.

El proceso consistente en la formación, crecimiento e implosión de las burbujas es la característica común a todo tipo de cavitación; la duración del proceso puede ser extraordinariamente corto y esto da origen a una frecuencia muy alta de la pulsación de presión asociada a la cavitación. Además, la cavitación generalmente va acompañada de vibraciones y ruidos característicos, que son más intensos cuando el cambio de estado de las burbujas ocurre cerca de una frontera material. El daño que provoca el fenómeno es la erosión por cavitación, que son picaduras sobre la superficie sólida y que se acentúan cada vez más, una vez iniciado el fenómeno; además, cuando la cavitación tiene lugar en las máquinas hidráulicas disminuye el rendimiento hidráulico de éstas.

Así, debido a que el fenómeno es muy destructivo, en general, se ha hecho necesario caracterizar mediante algún parámetro, la susceptibilidad de un sistema a cavitación. Experimentalmente se ha comprobado que el fenómeno puede caracterizarse mediante el parámetro adimensional denominado parámetro de cavitación o número de Thoma, definido como

$$K = \frac{(P_a - P_v)}{\rho v^2/2}$$

donde P_a es la presión absoluta en el punto de interés, P_v es la presión de vapor del líquido a la temperatura de trabajo y V es una velocidad media de referencia.

Como se puede ver el parámetro de cavitación depende básicamente de la velocidad media y de la presión absoluta, pues para un cierto lugar y a una determinada temperatura la presión de vaporización del líquido de trabajo permanece constante. Además, la presión absoluta y la velocidad media de referencia son independientes entre sí, lo cual es importante cuando se quiere controlar dicho parámetro.

En general, para cada caso en particular que se tenga se podrá analizar la forma de controlar el fenómeno (aumentando el valor del parámetro por encima del valor crítico), ya sea a través de la velocidad media o de la presión absoluta; aunque en todo momento deberá tratarse de evitarse, analizando los puntos susceptibles de cavitación.

Otro aspecto importante del parámetro es que los resultados obtenidos para un cierto modelo o sistema serán similares para sistemas semejantes, lo que permite saber hasta que punto es conveniente operar sin que se produzca cavitación.

Los sitios posibles para que ocurra cavitación se pueden tener en orificios, válvulas, en la parte convexa de los álabes que confinan la zona de succión de una bomba o de descarga de una turbina, así como en la región periférica del rodete móvil donde las velocidades tangenciales son altas, etc. En general, se tendrá en todo punto del flujo en

el que se tenga una velocidad suficientemente alta como para que haga descender la presión hasta el punto de vaporización.

A continuación se muestran dos fotografías (fig. III.1 y III.2); en la primera de las cuales se muestra una bomba de dos impulsores y la segunda muestra el primer impulsor de dicha bomba cavitado o con indicios de cavitación.

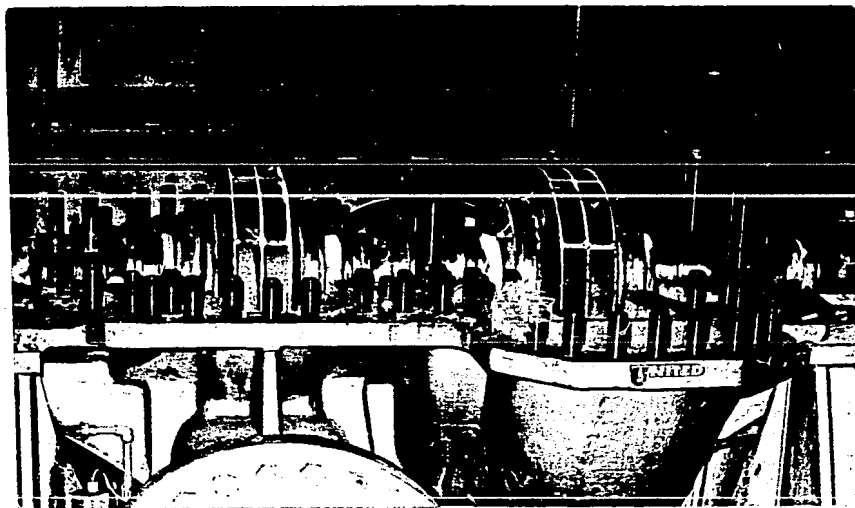


fig. III.1 Bomba de dos impulsores.



fig. III.2 Impulsor cavitado.

IV. INSTALACION EXPERIMENTAL Y EQUIPO DE MEDICION

IV.1 Instalación experimental

La reproducción del fenómeno de cavitación que se presenta en el tubo de succión de las turbinas Francis de la P.H. Manuel Moreno Torres, Chicosén, cuando trabajan a cargas parciales, debido a la colocación de las aletas, se puede realizar mediante un modelo físico; modelo en el que debe ser posible la reproducción del flujo helicoidal que da origen a la -cavitación en las aletas.

En el Laboratorio de Hidromecánica del Instituto de Ingeniería se cuenta con un modelo que corresponde al desfogue de Chicosén (fig. IV.1) y está montado en la instalación denominada generador de vórtices (fig. IV.2,-IV.3). En dicha instalación se genera un flujo helicoidal cuyo paráme-

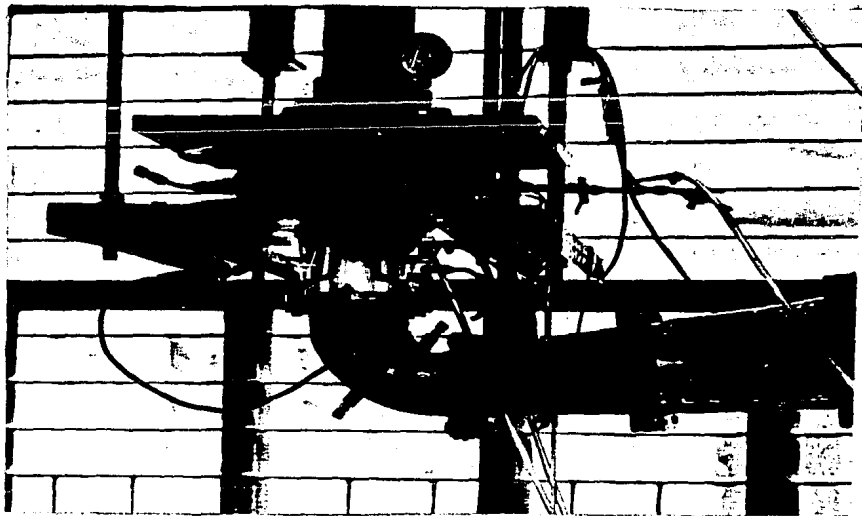
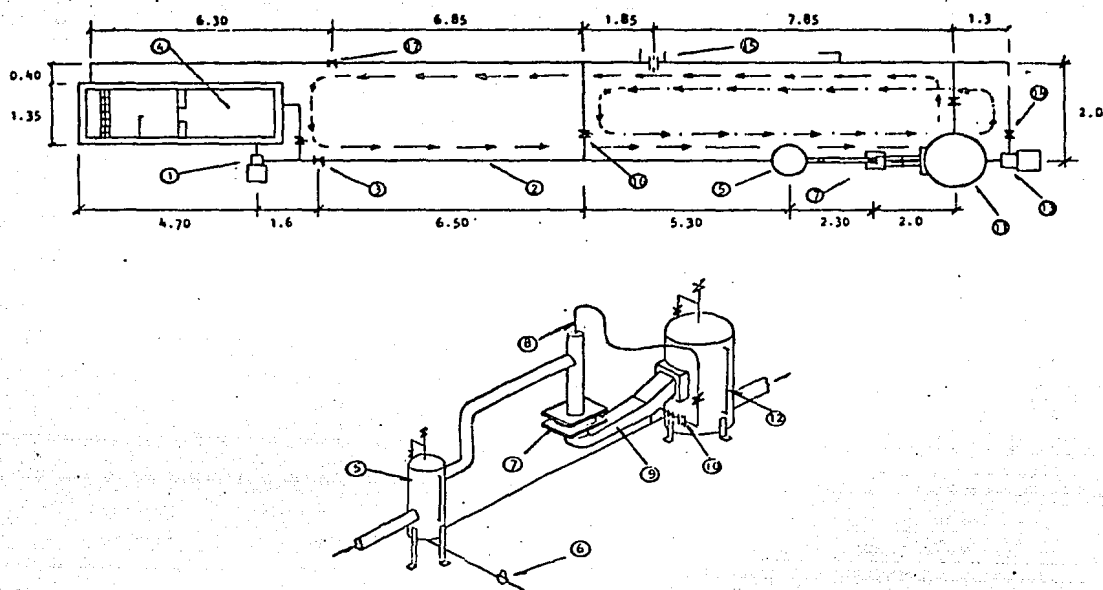


fig. IV.1 Modelo del desfogue de Chilcoasén.



fig. IV.2 Instalación experimental del generador de vórtices.



DESCRIPCION

- ① Bomba centrífuga de 15 H.P.
- ② Tubería de fierro galvanizado de 4" de diámetro (45 m.)
- ③ Válvula de descarga.
- ④ Tanque de succión y aforo.
- ⑤ Tanque tranquilizador de 0.40 m³ de capacidad,
- ⑥ Válvula reguladora de presión de aire.
- ⑦ Tanque de entrada a los álabes.
- ⑧ Conducto de inyección de aire al centro de los álabes del G.V.
- ⑨ Conductos de desfogue.
- ⑩ Orificio aforador (para aire) de diámetro igual a 4 mm.
- ⑪ Tanque de descarga de 2.81 m³ de capacidad.
- ⑫ Tubo de nivel del tanque de descarga.
- ⑬ Bomba centrífuga de 50 H.P.
- ⑭ Válvula de descarga.
- ⑮ Orificio aforador (para agua) de diámetro igual a 78 mm.
- ⑯ Válvula de mariposa.
- ⑰ Válvula de compuerta,

fig. IV.3 Instalación experimental del generador de vórtices.

tro de giro puede controlarse mediante un sistema de álabes fijos como el mostrado en la figura IV.4. Asimismo, el parámetro de cavitación a la salida de los álabes también puede controlarse a voluntad en esta instalación; instalación que fué donde se llevaron a cabo los estudios correspondientes al problema de cavitación.

El generador de vórtices es alimentado por una bomba centrífuga (①, fig. IV.3), con un gasto de diseño de $0.025 \text{ m}^3/\text{s}$ y una carga de diseño de 13.41 m.c.a., acoplada a un motor de 15 H.P. La succión de la bomba está conectada a la parte inferior del tanque de succión y aforo (④, fig. IV.3) a través de una tubería de 8" de diámetro, mientras que la descarga está conectada a un tubo de 6" de diámetro. A este último tubo está conectada la tubería principal de la instalación que tiene un diámetro de 4" (②, fig. IV.3).

Aproximadamente a dos metros de la descarga, se tiene una válvula de compuerta (③, fig. IV.3) que permite regular el gasto bombeado y, por consiguiente, también en cierta forma controlar el parámetro de cavitación a la salida de los álabes. Entre la bomba y la válvula de descarga se tiene una conexión "T" que permite desviar parte del gasto bombeado, el cual es regulado mediante una válvula de mariposa de acuerdo con las condiciones que se tengan en la válvula de descarga, es decir, si existe o no cavitación en ésta. El gasto desviado regresa al tanque de succión y aforo. En éste el gasto bombeado se mide mediante un vertedor de pared delgada.

Así, el agua bombeada es conducida por la tubería de 4" de diámetro y llega a un tanque hidroneumático, de 0.40 m^3 de volumen (⑤, fig. IV.3), que puede actuar como nodo de presión, pues la parte superior del-

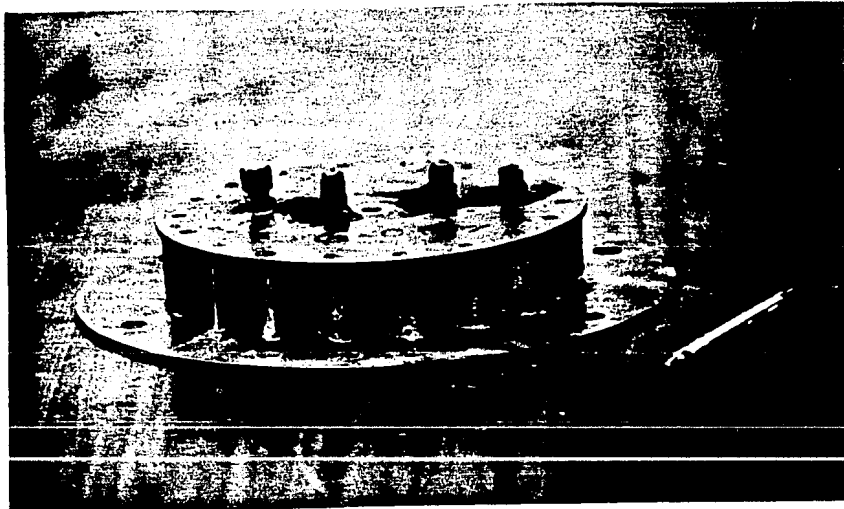


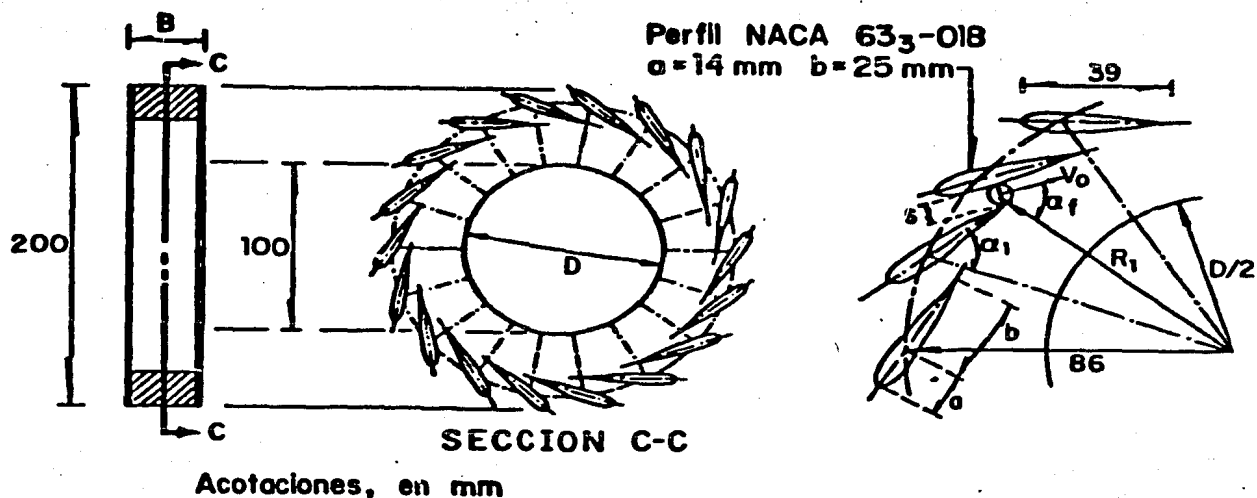
fig. IV.4 Sistema de álabes fijos.

mismo se ha conectado, mediante una tubería de 1/2" de diámetro, a una línea de aire comprimido; sin embargo, para los efectos de las pruebas realizadas actuó como tanque tranquilizador del flujo. Inmediatamente aguas abajo se encuentra un tanque (7), fig. IV.3) que aloja en su parte inferior a un sistema de álabes fijos e intercambiables, de los que se cuenta con varios, y que son los que proporcionan el giro al fluido. Estos sistemas de álabes definen diferentes parámetros de giro y cada uno fué construido con dieciocho álabes fijos, tipo NACA 63₃-018. En la figura IV.5 se indican los detalles geométricos, así como los parámetros de giro correspondientes a cada uno de los diferentes sistemas.

El tanque que aloja a los álabes descansa sobre una placa que tiene un orificio de diámetro igual a 0.10 m, al que se conectan los diferentes tubos de acrílico que simulan a la parte cónica del tubo de desfogue de Chicoasén (fig. IV.6). La parte final del cono de acrílico se conecta con la otra parte del desfogue, para así transportar el agua hasta el tanque de descarga.

El tanque de descarga (11), fig. IV.3) tiene una capacidad de 2.81 m³ y tiene como función captar el agua proveniente del desfogue y mantener la presión media constante en la descarga del mismo. En su parte inferior tiene conectada una tubería de 4" de diámetro que conduce el agua hasta el tanque de succión y aforo.

La parte superior del tanque de descarga se ha conectado, a través de una tubería de 1/2" de diámetro, a un compresor que posibilita la inyección de aire comprimido y mediante una conexión "T" a una válvula -



(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
α_i	α_f	s	R	B	N	$S = \frac{\Omega D}{\rho Q^2}$
(°)	(°)	(mm)	(mm)	(mm)	(-)	(-)
30	36.50	17.56	70.10	40	18	0.330
40	46.25	14.58	73.62	40	18	0.507
56	56.50	8.59	78.85	40	18	1.063
60	59.50	7.00	79.65	39	18	1.397
56	56.50	8.59	78.85	20	18	2.126

$$(7) \quad S = \frac{\Omega D}{\rho Q^2} = \frac{D R \operatorname{sen} \alpha_i}{B N s}$$

fig. IV.5 Diagrama esquemático de los sistemas de álabes, sus dimensiones principales y sus respectivo parámetro de giro.

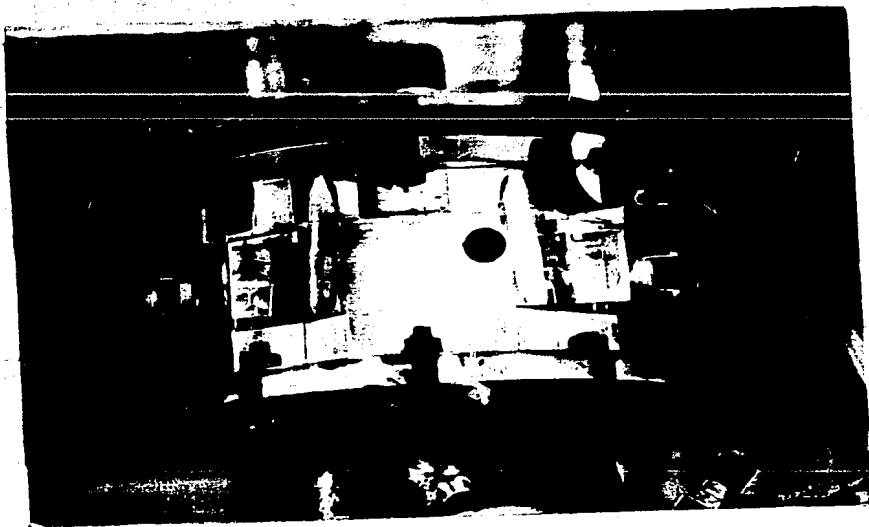


fig. IV.6 Inicio del tubo de desfogue en el modelo de Chicoasén (cono de acrílico).

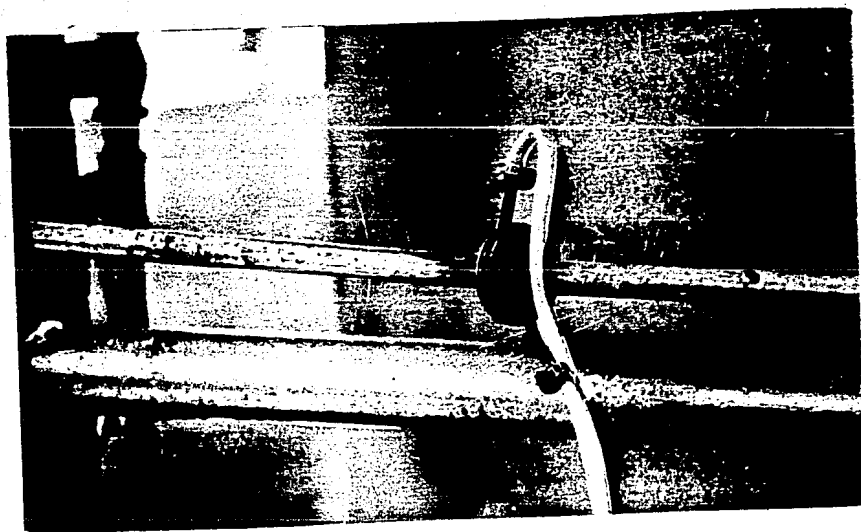


fig. IV.7 Orificio aforador de aire.

que también permite introducir aire por succión natural al desfogue, cuando la presión en la succión es inferior a la atmosférica, y a una válvula de seguridad que deja escapar el aire comprimido cuando éste excede la presión permisible. Al poder formar un colchón de aire se posibilita fijar un nodo para la componente oscilatoria de presión. - En el mismo tanque se dispone de un tubo de nivel (12, fig. IV.3), que permite visualizar el nivel del agua dentro de la descarga, y un manómetro de carátula, calibrado en el laboratorio, que mide la presión en la succión.

Inmediatamente después del tanque se cuenta con una válvula de compuerta que permite, junto con la inyección de aire comprimido, fijar el nivel dentro del mismo.

La tubería de 1/2" de diámetro que conduce aire comprimido desde el compresor hasta el tanque, cuenta con una conexión "T" que permite disponer de aire y que conecta a un tubo de 1/2" de diámetro, el cual aloja en su interior un orificio aforador (10, fig. IV.3 y fig. IV.7) diseñado de acuerdo a las normas para medición de gastos con orificio (ref. 7). Una válvula ubicada aguas abajo del orificio permite regular el gasto que en algún momento podría inyectarse al tubo de desfogue en su parte cónica.

Cuando se requiere trabajar con gastos mayores al gasto de diseño de la bomba de 15 H.P. para disminuir todavía más el parámetro de cavitación, se emplea una bomba de mayor potencia. La bomba instalada (13, fig. IV.3), diseñada para un gasto de $0.065 \text{ m}^3/\text{s}$ y una carga

de 44.0 m, está acoplada a un motor de 50 H.P. La succión la tiene conectada al tanque de descarga del generador de vórtices, através de una tubería de 6" de diámetro y la descarga a un tubo de 5" de diámetro.- Aguas abajo de esta bomba se encuentra la válvula de descarga (14 , - fig. IV.3) que permite controlar el gasto bombeado, así como el parámetro de cavitación.

Al trabajar con la bomba de 50 H.P. el gasto se cuantificó mediante un orificio (15 , fig. IV.3) alojado en la tubería de 4" de diámetro y ubicado aproximadamente a la mitad de la longitud entre la válvula de descarga y el tanque de succión y aforo de la bomba de 15 H.P. Aguas abajo del orificio, aproximadamente a dos metros de éste, se cuenta con una conexión "T" que desvía el gasto bombeado por la bomba de 50 H.P. hasta otra conexión "T" que recibe el flujo, el cual avanzará hacia el desfogue, siempre y cuando la válvula de descarga de la bomba de 15 H.P. se encuentre también cerrada. Entre las dos conexiones se tiene una válvula de mariposa (16 , fig. IV.3) que permite o impide el paso del agua, según se esté o no utilizando la bomba de 50 H.P.

Finalmente aguas abajo del orificio, aproximadamente a ocho metros de éste, se encuentra una válvula de compuerta (17 , fig. IV.3) que también permite o impide el paso del agua dependiendo de cual bomba esté funcionando.

Así, al estar funcionando la bomba de 50 H.P. la válvula aguas abajo del orificio deberá estar cerrada, así como la de descarga de la bomba de 15 H.P. y deberá estar abierta la válvula que se encuentra entre las dos conexiones "T".

IV.2 Equipo de medición

Las mediciones de las fluctuaciones de presión se realizaron mediante transductores de presión electrónicos marca Gould - Statham (fig. - IV.8), modelo PA822-15 con un intervalo de presiones de 0 - 15 psi, un rango de temperaturas de 0 a 85 °C y con una frecuencia de 50 - KHz. La señal transmitida por la celda es recibida por un equipo acondicionador de señales (fig. IV.9) que consiste en un conjunto amplificador - filtro. Este equipo de acondicionadores diseñados en el Instituto de Ingeniería dispone de un sistema ganancia - atenuación variables y un sistema de filtros tipo "paso bajas", pudiendo ajustarse cualquiera de ellas de acuerdo a las exigencias de las mediciones.

El equipo de amplificación remite la señal a un osciloscopio (fig. - IV.10) que permite la visualización de la señal y a un analizador de espectros (fig. IV.9) modelo HP3582A-HP con un rango de medición de frecuencia de 0 a 25 KHz, mediante el cual se puede efectuar la visualización del espectro de amplitud asociada a la señal enviada por el transductor de presión.

Un acelerómetro (fig. IV.11) marca Brüel & Kjaer modelo 1606 con una respuesta lineal de 0 a 10 KHz, acoplado mediante un acondicionador al equipo analizador ya mencionado, fué utilizado para medir la frecuencia y amplitud del ruido asociado a la cavitación.

En la figura IV.10 se muestra una vista del conjunto del equipo utilizado para el procesamiento de la señal.

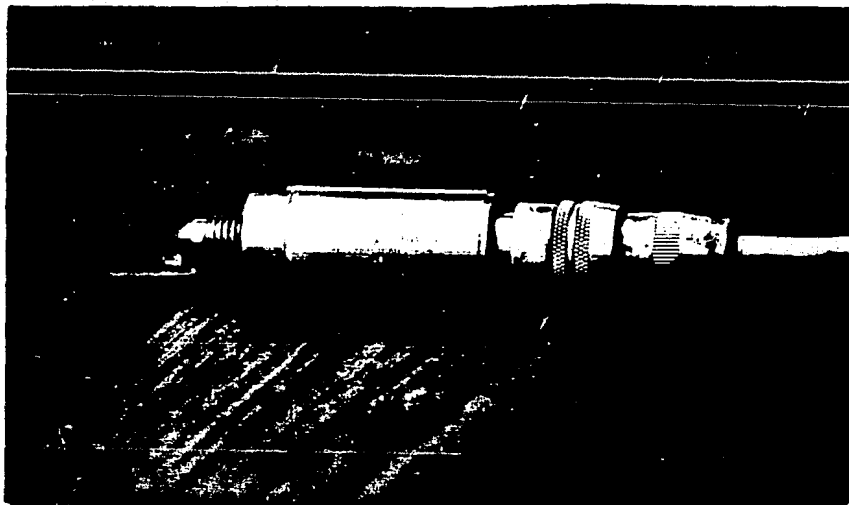


fig. IV.8 Celda transductora de presión.

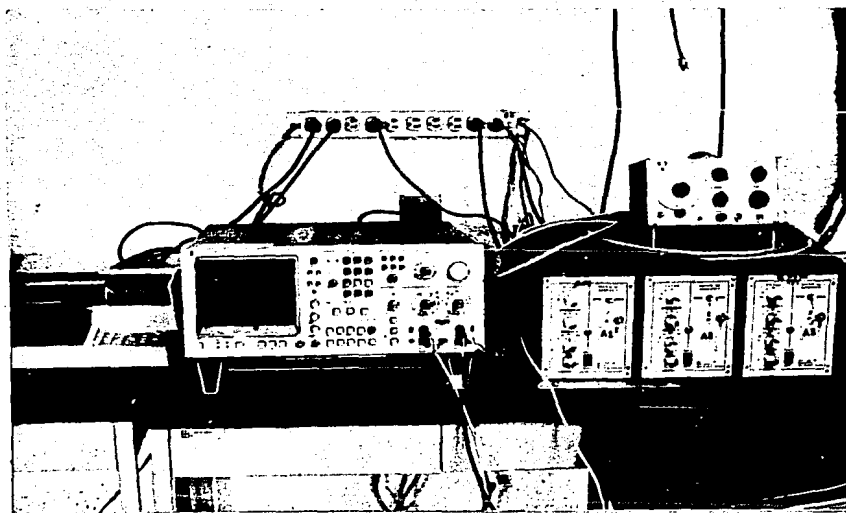


fig. IV.9 Equipo acondicionador de señales (lado derecho) y analizador de espectros (lado izquierdo).

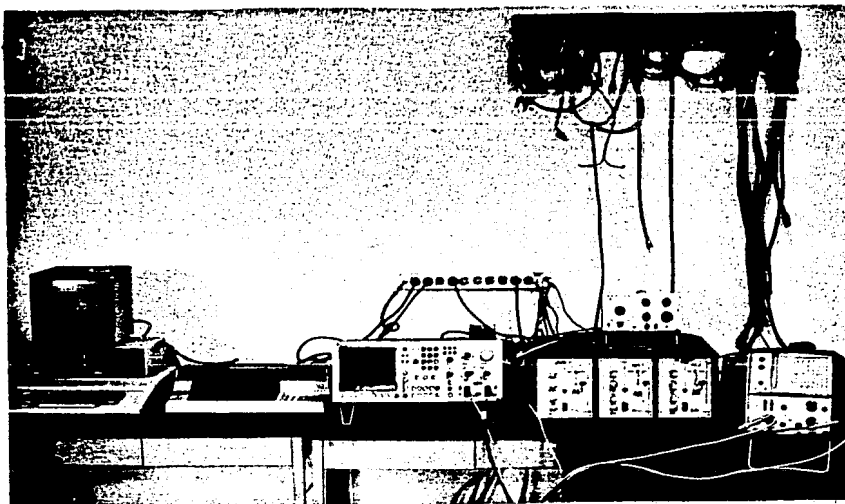


fig. IV.10 Vista del conjunto del equipo utilizado para el procesamiento de la señal (osciloscopio, lado derecho).

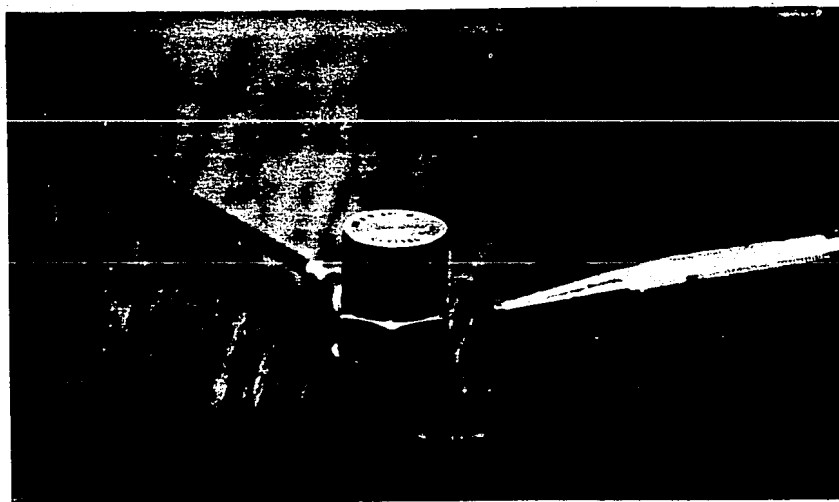


fig. IV.11 Acelerómetro utilizado para medir la frecuencia y amplitud del ruido asociado a la cavitación.

Para el cálculo de los parámetros adimensionados, parámetro de giro - $(\frac{\Omega D}{\rho Q^2})$ y parámetro de frecuencia $(\frac{f D^3}{Q})$, se midieron básicamente el gasto y la frecuencia. Para establecer el gasto cuando se inyectó aire se utilizó un orificio de 4 mm de diámetro. La lectura de la presión diferencial se efectuó en un manómetro inclinado (fig. IV.12), cuyo líquido manométrico es muy sensible a los cambios de presión, pues su densidad es menor que la del agua. Para la tubería principal, de 4" de diámetro el gasto se midió mediante un vertedor-rectangular, cuando se trabajó con la bomba de 15 H.P., y cuando se utilizó la bomba de 50 H.P. el gasto se cuantificó mediante un orificio de 78 mm de diámetro. Para medir la diferencia de presión en este último caso se utilizó un manómetro diferencial tipo "U" con mercurio.

Para calcular la presión media que se tiene en el tubo de acrílico, que interviene en el cálculo del coeficiente de cavitación local (el cual se definirá en el siguiente capítulo), se utilizaron dos manómetros diferenciales tipo "U" con mercurio, mismos que se muestran en la figura IV.13.

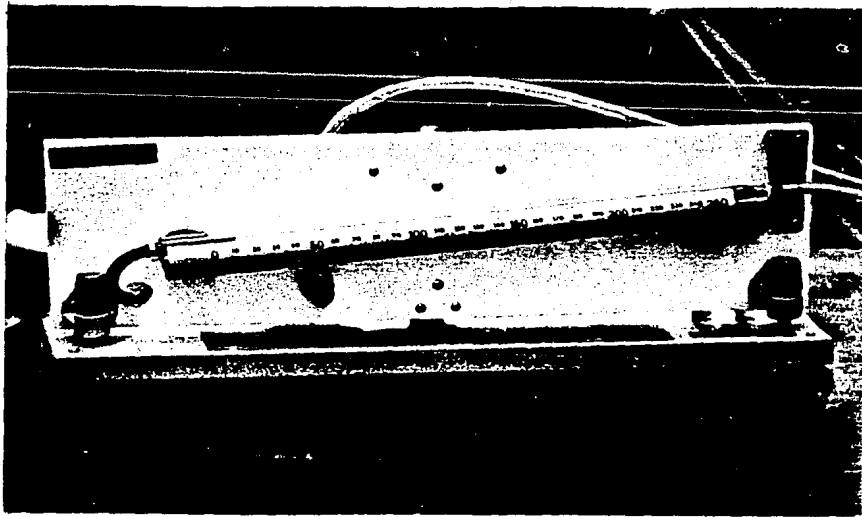


fig. IV.12 Manómetro diferencial Inclinado.

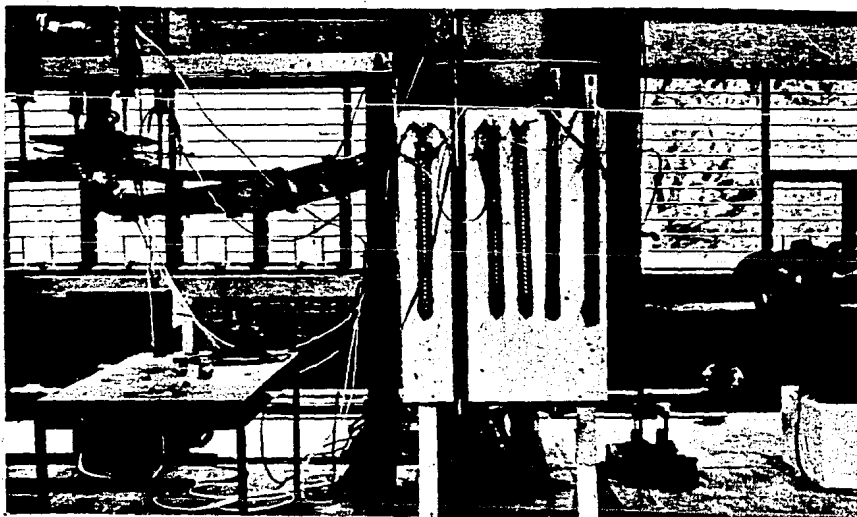


fig. IV.13 Manómetros diferenciales tipo "U" con mercurio.

V. RESULTADOS OBTENIDOS

Para reproducir las condiciones en las que se produce cavitación sobre las aletas colocadas en el tubo de succión de la P.H. Chicoasén, se procedió - en primer lugar a construir una curva de F-S, es decir, una curva que rela - ciona el parámetro de frecuencia de la pulsación de presión debida a la - torcha y el parámetro de giro a la entrada del desfogue. Para construir la curva se utilizaron los sistemas de álabes que se tienen en el laboratorio y cuyos parámetros de giro ya se mostraron en la fig. IV.5. Se utilizaron - también, como en prototipo, cuatro aletas a escala 1/48.02 colocadas simé - tricamente (fig. V.1) en el tubo de desfogue del modelo de Chicoasén. - Así, dichos álabes fueron ensayados en el modelo para diferentes gastos y - se obtuvieron los parámetros de frecuencia, que son constantes para cada - giro particular.

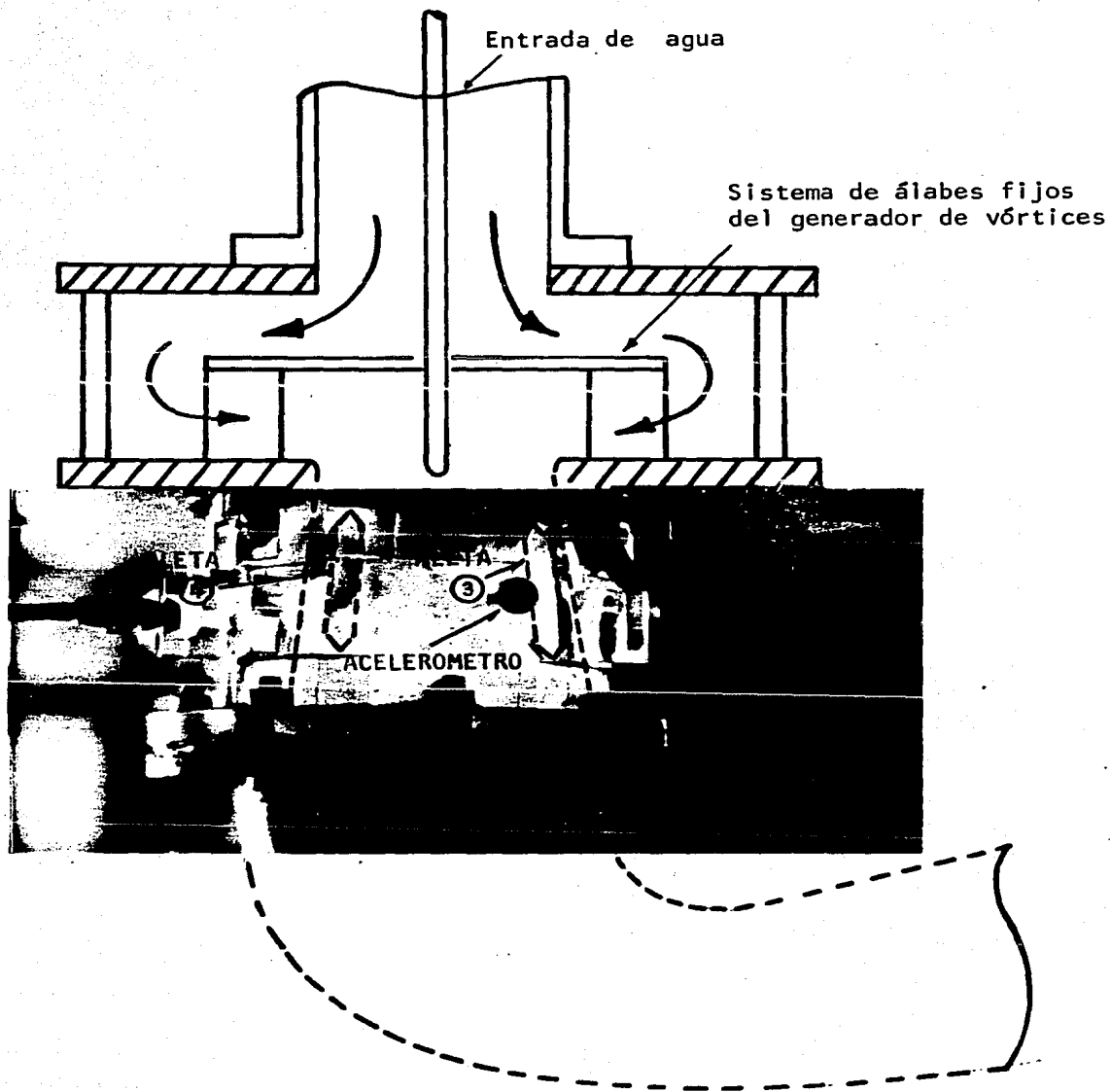


fig. V.1 Localización de las aletas en el modelo del desfogue de Chicoasén.

Los parámetros de giro ensayados, así como los parámetros de frecuencia obtenidos se muestran en la tabla V.1.

Una vez obtenidos los parámetros F y S se procedió a construir la gráfica que se muestra en la fig. V.3.

Por otra parte, para poder obtener el parámetro de giro a la salida del rodete en prototipo, se realizó lo siguiente.

De los resultados de mediciones en la unidad 3 (U-3) de Chicoasén (ref. 8) se obtuvieron los datos referentes a potencia y gasto para diferentes puntos de operación de la turbina, y utilizando el segundo término del miembro derecho de la ecuación (II.15) se obtuvo el giro que toma el rodete asociado a cada punto de operación. Los datos a que se hace referencia, así como los parámetros de giro evaluados se encuentran en la tabla V.2.

Para determinar el parámetro de giro proporcionado por los álabes del distribuidor de la turbina de Chicoasén, se empleó el método gráfico para diferentes posiciones de apertura de los álabes y los resultados obtenidos se muestran en la tabla V.3.

Así, con los datos de los parámetros de las tablas V.2 y V.3 se construyeron las dos curvas que se muestran en la fig. V.5, una de las cuales está asociada al giro que toma el rodete y la otra al giro proporcionado por los álabes directrices. A partir de la figura V.5 se puede obtener el parámetro de giro a la salida del rodete para diferentes-

Tabla V.1

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)
S (-)	Q (1/s)	f (Hz)	F (-)	F (-)
0.330	6.040 9.875	4.4 7.2	0.728 0.729	0.73
0.507	7.875 10.023	6.8 8.4	0.863 0.838	0.85
1.063	9.655 8.319	13.2 11.6	1.367 1.394	1.38
1.397	8.601 6.690	14.4 11.2	1.674 1.674	1.67
2.126	5.907 7.596	16.0 20.8	2.709 2.738	2.73

(3) Para medir la frecuencia de la pulsación del vórtice, se colocó un transductor en la posición que se indica en la fig. V.2.

$$(4) F = \frac{f D^3}{Q}; \quad D = 0.10 \text{ m}$$

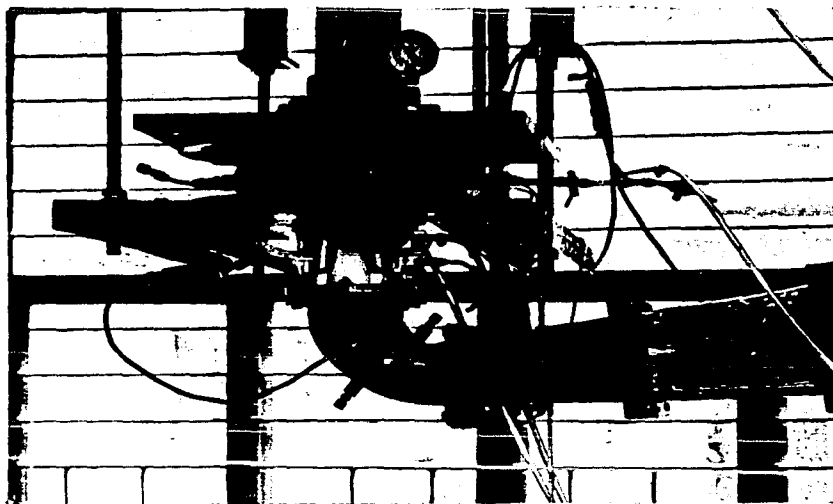


fig. V.2 Ubicación del transductor de presión en el mo
delo de ChicOasén.

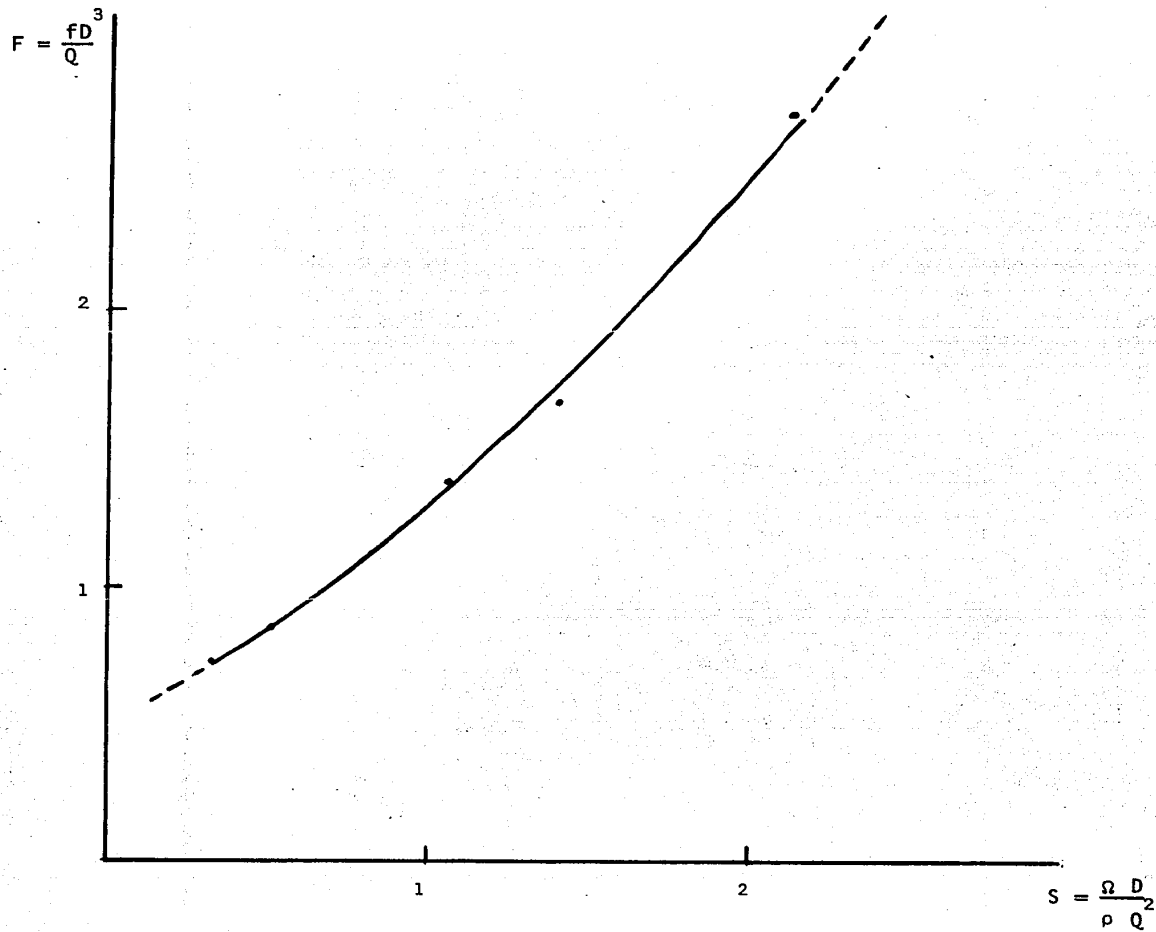


fig. V.3 Curva F-S del modelo

Tabla V.2

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
P _{gen} (Mw)	P flecha (Mw)	Q (m ³ /s)	s (mm)	β (%)	S _R (-)
20	22.989	37	32	12	4.70
50	56.180	50	46	17	6.29
80	87.912	64	71	26	6.01
110	118.280	79	88	33	5.31
140	147.368	95	106	39	4.57
170	175.258	113	128	47	3.84
200	202.840	127	147	54	3.52
230	233.029	143	168	62	3.19
260	263.158	160	189	70	2.88
290	293.225	180	218	81	2.53
300	303.377	189	237	88	2.38

(4) s = Apertura o separación mínima entre los álabes del distribuidor (ver fig. V.4)

(5) β = Porcentaje de apertura, β_{100%} = 270 mm

$$(6) S_R = \frac{P D}{\rho \omega Q^2}$$

Donde

S_R parámetro de giro tomado por el rodete

P potencia (watts)

ρ densidad del agua (kg/m³)

Q gasto volumétrico (m³/s)

ω = 14.4 rad/s

D = 4.802 m

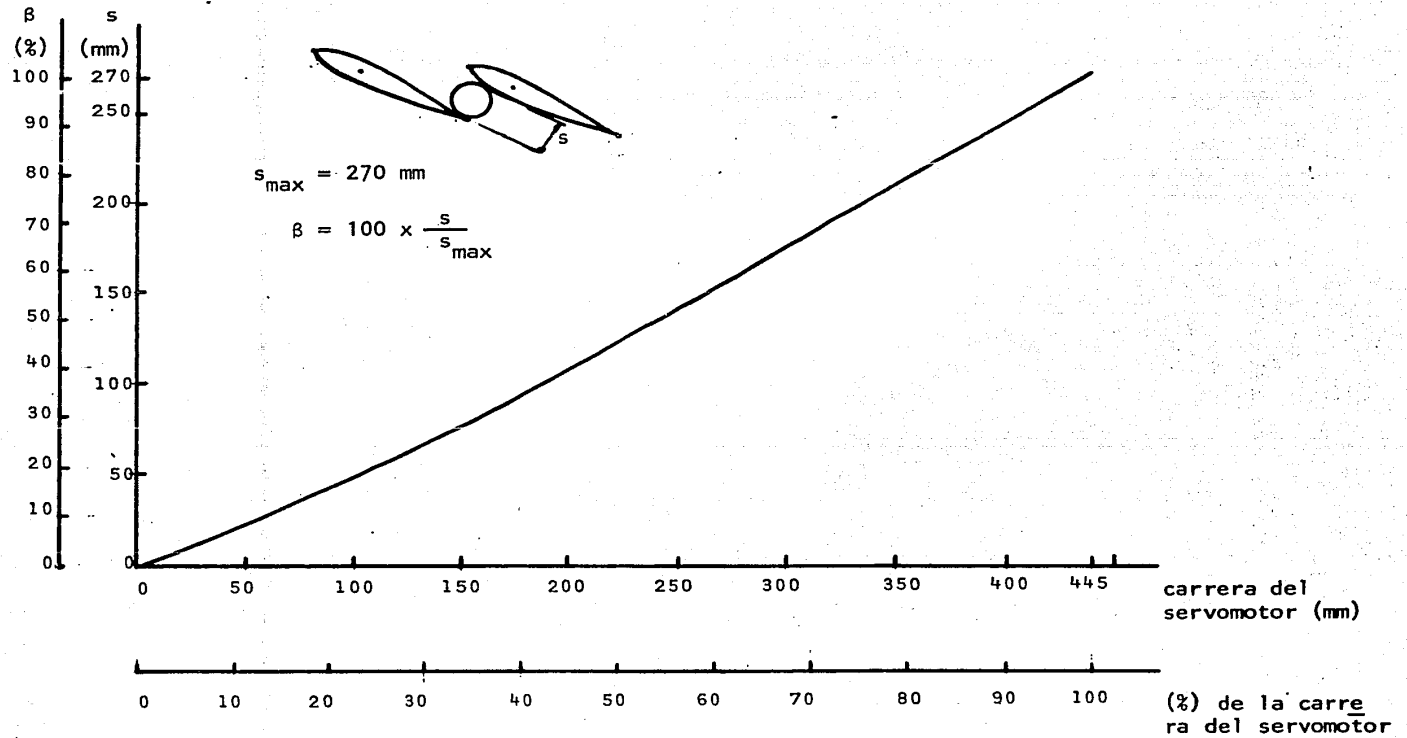


fig. V.4 Curva que relaciona la carrera del servomotor con la separación mínima entre álabes.

Tabla V.3

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
β (%)	s (mm)	α_1 (°)	R (mm)	α_f (°)	S_D (-)
10	27	83.25	2978	58.50	17.64
20	54	80.50	2974	58.00	8.76
30	81	78.00	2967	57.00	5.76
40	108	75.50	2962	55.75	4.25
50	135	73.00	2954	55.50	3.38
60	162	71.00	2946	55.00	2.79
70	189	68.50	2938	54.00	2.36
80	216	66.00	2930	53.75	2.05
90	243	63.00	2925	53.00	1.80
100	270	61.00	2917	52.00	1.60

$$(6) S_D = \frac{D R \operatorname{sen} \alpha_f}{B N s}$$

Donde

S_D parámetro de giro a la salida de los álabes del distribuidor.

D = 4802 mm

B = 1066.5 mm

N = 24 álabes

s separación mínima entre álabes

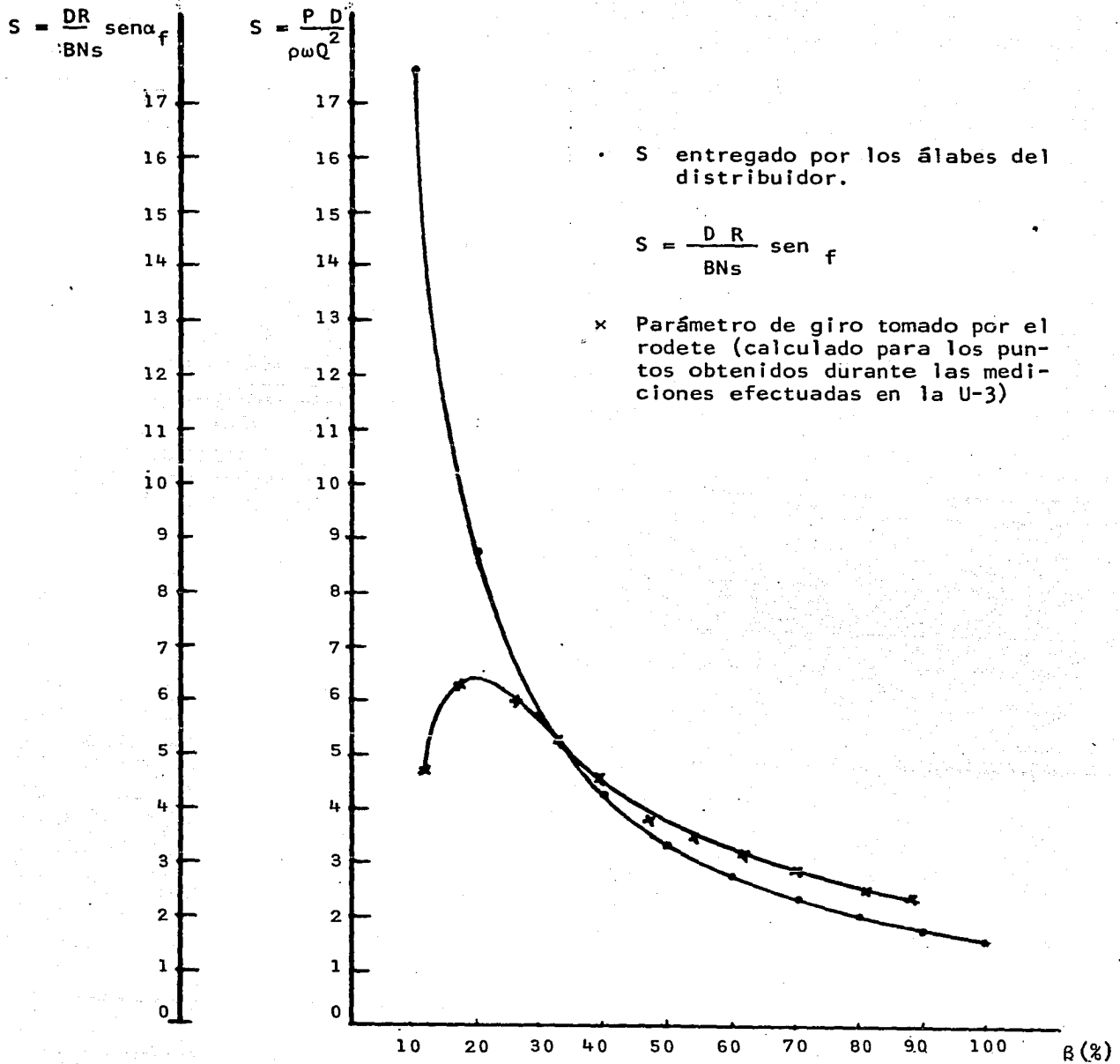


fig. V.5 Curva pra obtener el parámetro de giro a la salida del rodete.

puntos de operación empleando la ecuación (II.15). Sin embargo, como se puede ver los valores dan negativos desde aproximadamente el 35% de apertura hasta el 100%, lo cual se interpreta como que el flujo helicoidal gira en sentido contrario al sentido de rotación del rodete; pero, para que lo anterior ocurra se necesita que la turbina esté operando por encima de las condiciones de diseño, lo cual no está sucediendo en este caso de acuerdo con los datos obtenidos de la referencia mencionada.

Debido a lo anterior, el parámetro de giro a la salida del rodete se evaluó en forma indirecta y para esto se tomó nuevamente la información de la ref. 8, correspondiente al gasto y a la frecuencia asociada al vórtice para diferentes puntos de operación.

Con los datos del gasto y la frecuencia se puede calcular el parámetro de frecuencia asociado a la pulsación del vórtice en prototipo, y con dicho valor de F entrar a la curva experimental $F-S$ (fig. V.3), donde se obtiene el parámetro S . Los datos del gasto y la frecuencia, así como los parámetros F y S para diferentes puntos de operación se muestran en la tabla V.4.

Tabla V.4

(1)	(2)	(3)		(4)		(5)		(6)
P (Mw)	Q (m ³ /s)	Transductor 3		Transductor 4		f (Hz)	F (-)	S _s (-)
		f (Hz)	Am (m.c.a.)	f (Hz)	Am (m.c.a.)			
20	37	1.04	0.16	1.04	0.16	1.04	3.11	2.42
50	50	1.36	0.27	1.36	0.21	1.36	3.01	2.34
80	64	1.60	0.48	1.60	0.47	1.60	2.77	2.18
110	79	0.96	0.50	0.96	0.58	0.96	1.35	1.06
140	95	0.80	0.74	0.80	0.71	0.80	0.93	0.58
170	113	0.72	1.32	0.72	1.59	0.72	0.71	0.33
200	127	0.72	0.91	0.72	0.79	0.72	0.62	0.22
230	143	0.88	0.38	0.88	0.24	0.88	0.68	0.30
260	160	3.52	0.12	3.52	0.12	-	-	-
290	180	2.72	0.06	2.72	0.04	-	-	-
300	189	0.40	0.05	1.27	0.01	-	-	-

(3) Transductor 3, ubicado en el tubo de succión. La toma se encuentra en la parte superior de la margen izquierda (fig. 1-ref. 8)

(4) Transductor 4, ubicado en el tubo de succión. La toma se encuentra en la parte superior de la margen derecha (fig. 1-ref. 8)

$$(5) S_s = \frac{\Omega D}{\rho Q^2}; \quad D = 4.802 \text{ m}$$

S_s parámetro de giro a la salida del rodete.

Una vez conocido el parámetro de giro a la salida del rodete para diferentes puntos de operación de la turbina, se procedió a establecer un criterio que hiciera posible reconocer los puntos de operación de las turbinas en los cuales ocurre el fenómeno de cavitación. Para esto, se efectuó la evaluación de un coeficiente de cavitación local, σ_{Pmin} , que asocia la velocidad media tangencial del flujo, V_{θ} , a la entrada del desfogue, con la presión mínima registrada en las mediciones de presión realizadas en la U-3 de Chicoasén, ref. 8. La evaluación del coeficiente σ_{Pmin} se efectuó mediante la siguiente expresión

$$\sigma_{Pmin} = \frac{(P_{min} - P_v + P_{atm})}{\gamma V_{\theta}^2 / 2g} \quad \text{--- (V.1)}$$

donde

P_{min}	presión manométrica mínima registrada (kg_f/m^2)
P_v	presión de vapor (kg_f/m^2)
P_{atm}	presión atmosférica (kg_f/m^2)
γ	peso específico del agua (kg_f/m^3)
V_{θ}	velocidad media tangencial a la entrada del desfogue (m/s)

La determinación de la velocidad V_{θ} de la ecuación (V.1), se realizó a partir del modelo del vórtice circular, descrito en la ref. 1, en el cual la mencionada velocidad se define mediante la siguiente expresión:

$$V_{\theta} = \frac{\Gamma}{\pi D} \quad \text{--- (V.2)}$$

Además, dado que

$$S = \frac{\Gamma D}{2 \pi Q} \quad \text{----- (V.3)}$$

despejando la circulación Γ de la relación (V.3) y substituyendo en la expresión (V.2), se obtiene

$$V_{\theta} = \frac{2 S Q}{D^2} \quad \text{----- (V.4)}$$

donde

- S parámetro de giro a la entrada del desfogue
- Q gasto de la turbina (m^3/s)
- D diámetro de entrada al desfogue (m)

Así, tomando en cuenta los resultados de las mediciones en la U-3 de Chicoasén, referentes a potencia, gasto y presión media para diferentes puntos de operación, y la determinación indirecta del parámetro S, así como las expresiones V.1 y V.4 se generó la tabla V.5. En esta tabla se puede ver la presencia del parámetro de cavitación K cuya evaluación se realizó mediante la expresión que se encuentra al pie de la misma; asimismo, se puede ver también la evolución del coeficiente σ_{Pmin} y se puede concluir que la situación más desfavorable se presenta en la potencia de 80 Mw, pues para esta potencia se tiene el menor σ_{Pmin} .

Una vez que se identificó en prototipo, mediante el σ_{Pmin} , en qué puntos podría estar presente el fenómeno de cavitación sobre las aletas y conocidos también los giros asociados a dichos puntos de operación, así como el correspondiente parámetro de cavitación K, se procedió a repro-

Tabla V.5

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)
P	Q	S	V_{θ}	$\frac{V_{\theta}^2}{2g}$	$\frac{P_{min}}{\gamma}$	$\sigma_{P_{min}}$	$\frac{P_{med}}{\gamma}$	V_{med}	$\frac{V_{med}^2}{2g}$	K
(Mw)	(m ³ /s)	(-)	(m/s)	(m)	(m.c.a.)	(-)	(m.c.a.)	(m/s)	(m)	(-)
20	37	2.42	7.77	3.08	2.04	3.90	6.30	2.04	0.21	77.50
50	50	2.34	10.14	5.24	2.28	2.34	6.78	2.76	0.39	42.94
80	64	2.18	12.10	7.46	2.93	1.73	8.38	3.53	0.64	28.67
110	79	1.06	7.26	2.69	3.50	5.00	8.54	4.36	0.97	19.08
140	95	0.58	4.94	1.24	3.23	10.64	8.10	5.25	1.40	12.91
170	113	0.33	3.23	0.53	2.58	23.67	7.89	6.24	1.98	9.02
200	127	0.22	2.42	0.30	3.30	44.22	6.91	7.01	2.50	6.75
230	143	0.30	3.72	0.71	2.69	17.83	5.67	7.90	3.18	4.92

(4) $V_{\theta} = \frac{25Q}{D^2}$; D = 4.802 m

(6) $\frac{P_{min}}{\gamma}$ presión mínima registrada (ref. 8, anexo IV)

(8) $\frac{P_{med}}{\gamma}$ promedio de las presiones medias registradas por los transductores T-3 y T-4 (ref.8, anexo 4)

(9) V_{med} velocidad media axial ($4Q/\pi D^2$)

(11) $K = \frac{H_{atm} + P_{med}/\gamma - H_v}{V_{med}^2/2g}$; H = 10.33 m.c.a.
Hv = 0.363 m.c.a.

ducir en el modelo dicho valor de K para las potencias de 50, 110, 140 y 170 Mw. Para ello, se seleccionó entre los sistemas de álabes disponibles aquellos que tenían los parámetros S más próximos a los de las potencias mencionadas.

Los resultados de reproducir las condiciones para obtener el parámetro K en el modelo para las potencias de 50, 110, 140 y 170 Mw se resumen en la tabla V.6.

Reproducido el valor de K y habiéndose comprobado experimentalmente que a las potencias de 50, 110 y 140 Mw sí existe cavitación en las aletas, se procedió a investigar la forma de controlar el fenómeno.

Una posible forma de controlar los daños por cavitación, no el fenómeno, es inyectando aire al centro del cono del desfogue, pues además el aire inyectado disminuye las oscilaciones de presión debidas a la torcha.

Los estudios sobre la inyección de aire se hicieron para las potencias de 50 y 110 Mw, pues para la primer potencia de 50 Mw es a la que trabaja la turbina cuando ésta opera a carga parcial y para la segunda potencia debido a que, como ya se vió, el parámetro de giro es muy parecido y además en ésta existe una cavitación franca.

Para establecer el gasto de aire se utilizó un orificio aforador de 4mm de diámetro y la lectura de la presión diferencial se efectuó en un manómetro inclinado, ya mencionado en el capítulo IV.

Así, para cada giro y para diferentes cantidades de aire se hicieron mediciones de frecuencia y amplitud de las pulsaciones de presión debidas-

Tabla V.6

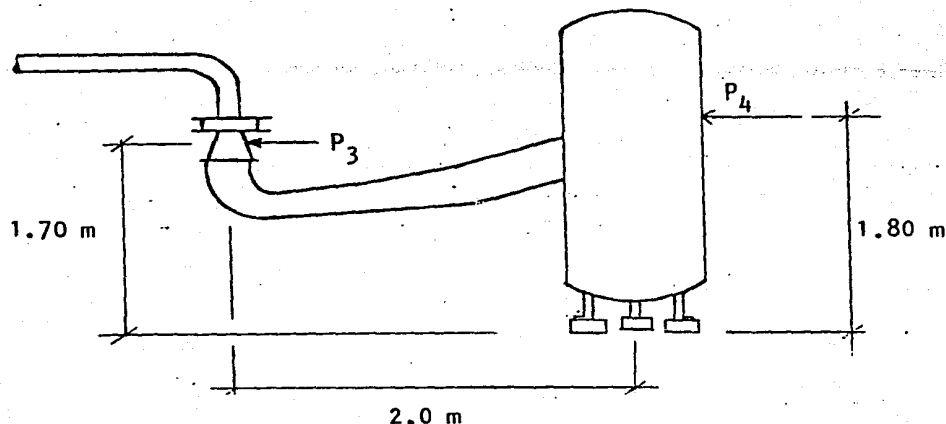
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
Pot. ref. (Mw)	Q (l/s)	S _P (-)	S _M (-)	V _{med} ² / 2g (m)	P _{med} /γ (m)	K (-)	Observaciones
50	19.71	2.34	2.126	0.32	6.19	42.00	Cavitación muy intensa a un costado de las aletas.
110	29.69	1.06	1.067	0.73	6.12	19.11	Cavitación intensa a un costado de las aletas.
140	34.43	0.58	0.507	0.98	4.94	12.83	Cavitación intensa a un costado de las aletas.
170	39.06	0.33	0.33	1.25	3.55	8.95	Cavitación incipiente.

$$(3) \quad S_P = S_{\text{Prototipo}}$$

$$(4) \quad S_M = S_{\text{Modelo}}$$

$$(6) \quad \frac{P_{\text{med}}}{\gamma} = \frac{(P_3 + P_4)}{\gamma} \times 0.126 \quad (\text{ver. fig. V.6})$$

$$(7) \quad K = \frac{H_{\text{atm}} + P_{\text{med}}/\gamma - H_v}{V_{\text{med}}/2g}; \quad V = \frac{4Q}{\pi D^2}; \quad \begin{array}{l} H_{\text{atm}} = 8.0 \text{ m.c.a.} \\ H_v = 0.363 \text{ m.c.a.} \end{array}$$

fig. V.6 Ubicación de las tomas de presión P₃ y P₄.

a la cavitación. La frecuencia y amplitud a que se hace referencia se midieron con un analizador de espectros, mencionado en el capítulo IV, al que le llegan las señales transmitidas por el acelerómetro que capta las manifestaciones acústicas de la cavitación.

Los resultados obtenidos para la potencia de 50 Mw se muestran en las tablas V.7 - a y V.7 - b, y se anexan a estas tablas los respectivos espectros de amplitudes obtenidos, correspondientes a cada uno de los ensayos.

En la primer tabla, V.7 - a, los valores de las tres primeras columnas son los valores promedios de las lecturas medidas en los ensayos, en los cuales el gasto de agua permaneció prácticamente constante. En la cuarta columna se tiene el valor del parámetro de giro correspondiente a los álabes del generador de vórtices y en la quinta se tiene el valor del parámetro S correspondiente al prototipo y asociado a la potencia de 50 Mw. Las dos últimas columnas representan los parámetros de cavitación, el primero de los cuales está asociado al gasto de agua de la columna (1) y el segundo a la potencia de 50 Mw.

La tabla V.7 - b muestra en la columna (2) los valores de las pérdidas de presión que introduce el orificio y que se obtuvieron a partir de las mediciones hechas con el manómetro diferencial inclinado. Como se puede ver, en esta columna las pérdidas de presión están dadas en milímetros de columna de agua (mm.c.a.) y tal cuales se utilizaron en la obtención del gasto de aire (columna 3), pues aproximadamente un milímetro de columna de agua es igual a un metro de columna de aire. La siguiente co -

Tabla V.7-a

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
Q_{agua} (l/s)	$V_{\text{med}}^2/2g$ (m)	P_{med}/γ (m.c.a.)	S_M (-)	S_P (-)	K_M (-)	K_P (-)
19.691	0.321	6.181	2.126	2.38	43.05	42.94

$$(2) \quad V_{\text{med}} = \frac{\pi Q}{4D} ; \quad D = 0.10 \text{ m}$$

$$(3) \quad \frac{P_{\text{med}}}{\gamma} = (P_3 + P_4) \times 0.126 \quad (\text{ver fig. V.6})$$

(4) S_M Parámetro de giro asociado al generador de vórtices

(5) S_P Parámetro de giro a la salida de los álabes de la turbina asociado a la potencia de 50 Mw.

Tabla V.7-b

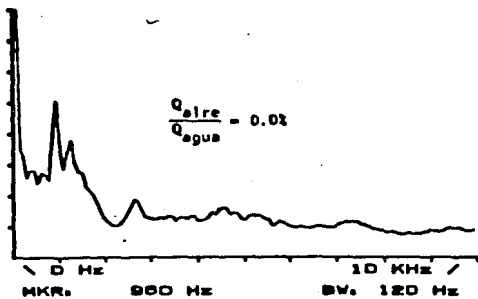
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
No. de Prueba	$\Delta H_{\text{inc.}}$ (mm.c.a.)	Q_{aire} (l/s)	$\frac{Q_{\text{aire}}}{Q_{\text{agua}}}$ (%)	f (Hz)	Am (mV)
1	0.0	0.000	0.00	960	1010
2	8.0	0.092	0.47	960	931
3	20.0	0.146	0.74	960	652
4	41.8	0.211	1.07	960	570
5	70.0	0.274	1.39	960	439
6	117.0	0.354	1.80	960	389
7	0.0	0.000	0.00	960	1020

(2) ΔH_{inc} Pérdida de presión que introduce el orificio aforador

$$(3) \quad Q_{\text{aire}} = 3.27326 \times 10^{-2} \sqrt{\Delta H} ; \quad H \text{ en m.c.aire; además} \\ \text{1mm.c.agua} \quad \text{1m.c.aire}$$

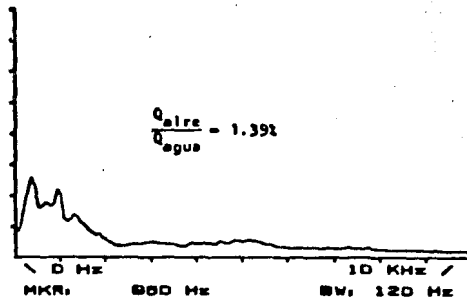
ARCHIVO : A1.130487
 CH A: 1.00 V FS
 MKR: 1.01 V

200 mV/DIV



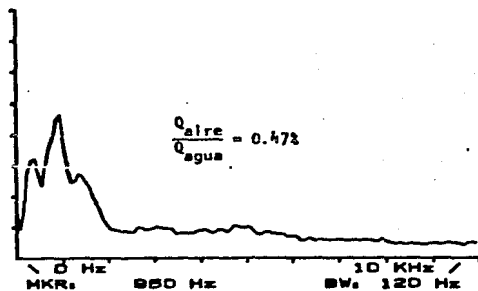
ARCHIVO : A5.130487
 CH A: 1.00 V FS
 MKR: 430 mV

200 mV/DIV



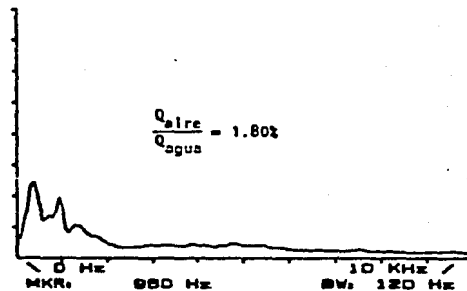
ARCHIVO : A2.130487
 CH A: 1.00 V FS
 MKR: 031 mV

200 mV/DIV



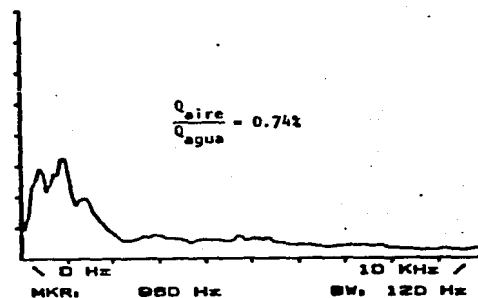
ARCHIVO : A4.130487
 CH A: 1.00 V FS
 MKR: 360 mV

200 mV/DIV



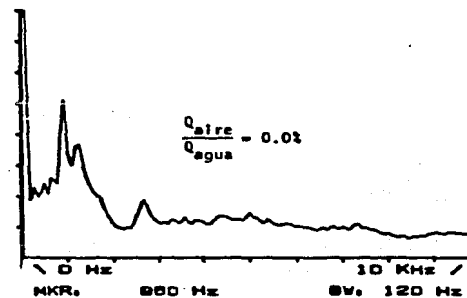
ARCHIVO : A6.140487
 CH A: 1.00 V FS
 MKR: 032 mV

200 mV/DIV



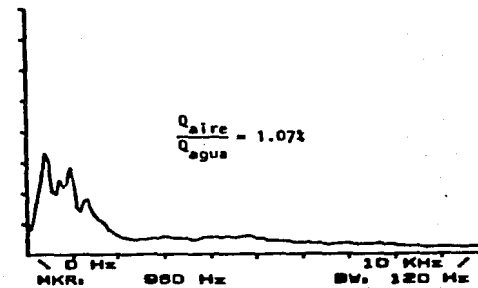
ARCHIVO : A7.130487
 CH A: 1.00 V FS
 MKR: 1.02 V

200 mV/DIV



ARCHIVO : A3.130487
 CH A: 1.00 V FS
 MKR: 070 mV

200 mV/DIV



lumna, (4), muestra los diferentes porcentajes de aire, con respecto al gasto de agua, de cada una de las pruebas; estos porcentajes se obtuvieron con el fin de poder hacer una estimación del gasto de aire a inyectar en el prototipo en caso de adoptar esta alternativa. Finalmente, - las dos últimas columnas muestran los valores de la frecuencia y amplitud asociados a cada una de las pruebas realizadas.

Los resultados correspondientes a la potencia de 110 Mw se muestran en las tablas V.8 - a y V.8 - b, anexándose a éstas los respectivos espectros de amplitudes.

Tabla V.8-a

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
Q_{agua} (1/s)	$V_{\text{med}}^2/2g$ (m)	P_{med}/γ (m.c.a.)	S_M (-)	S_P (-)	K_M (-)	K_P (-)
29.454	0.742	6.71	1.063	1.06	19.33	19.11

$$(2) \quad V_{\text{med}} = \frac{\pi \cdot Q}{4 D^2} ; \quad D = 0.10 \text{ m}$$

$$(3) \quad P_{\text{med}}/\gamma = (P_3 + P_4) \times 0.126 \quad (\text{ver fig. V.6})$$

(4) S_M parámetro de giro asociado al generador de vórtices

(5) S_P parámetro de giro a la salida de los álabes de la turbina asociada a la potencia de 110 Mw

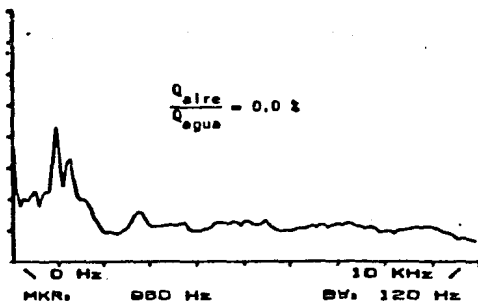
Tabla V.8-b

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
No. de Prueba	$\Delta H_{\text{inc.}}$ (mm.c.a.)	Q_{aire} (1/s)	$\frac{Q_{\text{aire}}}{Q_{\text{agua}}}$ (%)	f (Hz)	A_m (mV)
1	0	0.000	0.00	960	859
2	20	0.146	0.50	960	652
3	50	0.231	0.78	960	539
4	99	0.326	1.10	960	418
5	146	0.396	1.34	960	363
6	216	0.481	1.62	960	363
7	250	0.518	1.74	960	322
8	0	0.000	0.00	960	824

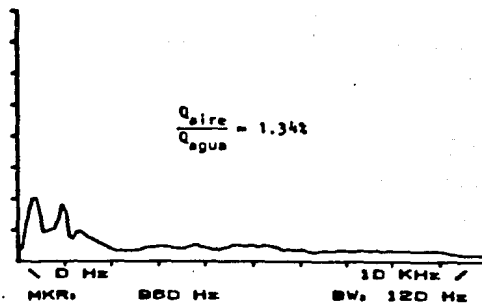
(2) ΔH_{inc} Pérdida de presión que introduce el orificio aforador

(3) $Q_{\text{aire}} = 3.27326 \times 10^{-2} \sqrt{\Delta H}$; ΔH en m.c.aire; además,
1mm.c.agua = 1 m.c.aire

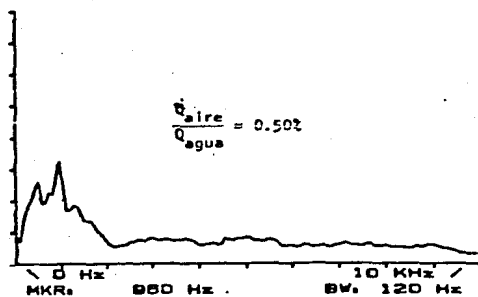
ARCHIVO : A1.140487
 CH A: 1.00 V FS 200 mV/DIV
 MKR: 050 mV



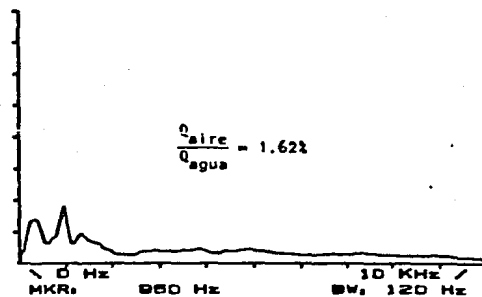
ARCHIVO : A5.140487
 CH A: 1.00 V FS 200 mV/DIV
 MKR: 000 mV



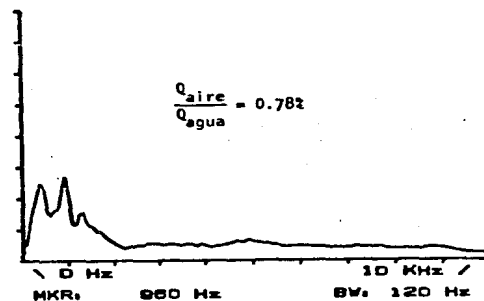
ARCHIVO : A2.140487
 CH A: 1.00 V FS 200 mV/DIV
 MKR: 052 mV



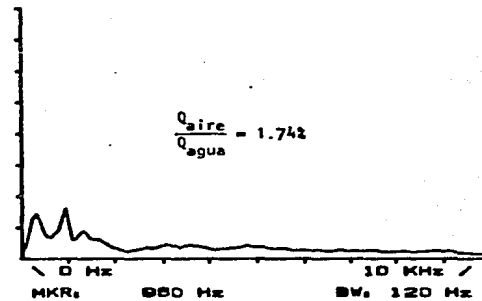
ARCHIVO : A06.140487
 CH A: 1.00 V FS 200 mV/DIV
 MKR: 000 mV



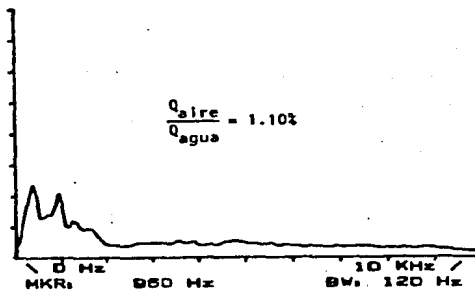
ARCHIVO : A3.140487
 CH A: 1.00 V FS 200 mV/DIV
 MKR: 039 mV



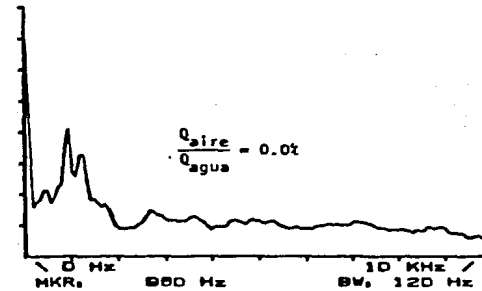
ARCHIVO : A7.140487
 CH A: 1.00 V FS 200 mV/DIV
 MKR: 022 mV



ARCHIVO : A4.140487
 CH A: 1.00 V FS 200 mV/DIV
 MKR: 418 mV



ARCHIVO : A8.140487
 CH A: 1.00 V FS 200 mV/DIV
 MKR: 024 mV



VI. ANALISIS DE RESULTADOS

De los resultados obtenidos en el laboratorio se pueden hacer algunas interesantes observaciones. Así, de la tabla V.1 se ve que efectivamente, como se señala en la ref. 9, existe una relación funcional entre el parámetro de frecuencia F asociado al vórtice, y el parámetro de giro S ; - aunque, en la misma referencia se demuestra que el parámetro F es también función del número de Reynolds, cuando $R < 10^5$, del parámetro de cavitación K y de la relación L/D ; sin embargo, como en las pruebas realizadas para obtener el parámetro F , el número de Reynolds siempre fué - aproximadamente igual a la cantidad mencionada y la relación L/D siempre fué constante, además de que no se tuvo cavitación en el desfogue, - se tiene que para las pruebas efectuadas, la relación funcional de F - sea unicamente con S .

La relación funcional de F con S se muestra en forma gráfica en la - fig. V.3. Esta curva experimental es muy importante en el estudio de los fenómenos oscilatorios, pues permite conocer con qué frecuencia, en ciertas condiciones, pulsa la torcha una vez conocido el parámetro de - giro a la salida de los álabes del rodete y viceversa.

La obtención del parámetro S a la salida de los álabes del rodete se - puede realizar aplicando la ecuación (II.15) en la fig. V.5, en la cual se puede ver que los valores de dichos parámetros dan negativos desde - aproximadamente el 35 hasta el 100% de β , como se mencionó en el capítulo V. Lo anterior implica que el flujo helicoidal gira en sentido - contrario al sentido de rotación del rodete, lo que de acuerdo con los - datos obtenidos de la ref. 8, no está sucediendo.

El hecho de que los parámetros de giro den negativos se puede deber a - que en la evaluación del parámetro S a la salida de los álabes direc - trices no sea tan válida, para este caso en particular alguna de las hi - pótesis adoptadas. La forma de evaluar la velocidad es una de estas hi - pótesis, pues ésta se evaluó como el gasto dividido entre el área de la separación mínima entre álabes multiplicado por el número de álabes; al parecer dicho valor de la velocidad es menor al real y por lo mismo se tenga una subestimación del giro a la entrada del rodete.

Así, ante la imposibilidad de obtener el parámetro de giro a la salida - de los álabes del rodete mediante la aplicación de la ecuación (II.15), se optó por obtener dicho parámetro a través de la curva experimental de la fig. V.3. Los valores obtenidos se pueden ver en la tabla V.4, don - de se observa que a medida que aumenta la potencia P el parámetro S - disminuye, lo cual es lógico, pues ésta se va aproximando a la potencia

nominal en la que el parámetro S es nulo o es muy pequeño.

En la tabla V.5 se encuentran los resultados de los cálculos asociados a las mediciones realizadas en la U-3 de Chicoasén, así como las presiones registradas en el tubo de succión de dicha unidad. De esta tabla se puede ver que la velocidad media tangencial V_{θ} depende del parámetro de giro que se tenga a la entrada de dicho tubo. Así, se ve que a medida que aumenta el parámetro S también aumenta la velocidad V_{θ} . Por el contrario, la velocidad media axial, V_{med} , aumenta conforme va disminuyendo el parámetro S , es decir, conforme aumenta el gasto.

En esta tabla, V.5, se puede ver también la evaluación de dos términos muy importantes: el coeficiente de cavitación local, σ_{Pmin} , y el parámetro de cavitación K , los cuales tienen diferente función. El parámetro K se utilizó como una ley de semejanza, es decir, como un número -- que se debía de reproducir en el laboratorio para poder caracterizar al fenómeno de cavitación y el coeficiente σ_{Pmin} para poder conocer las potencias en las que podía estar presente el fenómeno en las aletas del tubo de succión de Chicoasén, pues a pesar de las consideraciones hechas -- para definir dicho coeficiente, éste toma en cuenta la velocidad V_{θ} del flujo en el interior del tubo de succión, así como su correspondiente -- presión (presión mínima), por lo que este coeficiente sí permite, en forma indirecta, conocer con aproximación el comportamiento del fenómeno -- que tiene lugar en las aletas del tubo de succión.

Así, siendo el coeficiente σ_{Pmin} representativo del fenómeno de cavitación, se puede ver, en la tabla V.5, que a la potencia de 80 Mw se tiene el menor valor de σ_{Pmin} , lo cual quiere decir que a esa potencia es donde se tienen las condiciones mas propicias para generar dicho fenómeno.

Por otra parte, se ve que en la tabla V.6, en la que se encuentran los valores de los parámetros K reproducidos para las potencias de 50, - 110, 140 y 170 Mw, no se encuentra el valor del parámetro K asociado a la potencia de 80 Mw, lo cual se debe a que no fué posible reproducirlo por una serie de problemas presentados en la instalación experimental; sin embargo, como las turbinas cuando operan fuera de las condiciones de diseño, operan a 50 Mw el no reproducir dicho parámetro no es significativo. Apesar de que tal parámetro K asociado a la potencia de 80 Mw no se encuentra en la tabla mencionada, se puede inferir de la tabla V.5 que la cavitación a dicha potencia es mas intensa que la correspondiente a 50 Mw, pues el coeficiente σ_{Pmin} a 80 Mw adquiere un valor menor.

En la misma tabla, V.6, se ve que la cavitación sobre las aletas es -- muy intensa para la potencia de 50 Mw y solo hasta la potencia de 170 Mw la cavitación es incipiente, lo cual es muy importante, pues los daños provocados por el fenómeno serían mínimos.

Así, con los resultados obtenidos para la potencia de 50 Mw se confirma lo asentado en la ref. 10, en el sentido de que la cavitación generada en el borde de las aletas es la causa principal del daño que presentan las paredes del tubo de desfogue.

Reproducido el fenómeno de cavitación, se investigó una posible forma de controlar la intensidad de las implosiones, es decir, del ruido asociado a dicho fenómeno; esta forma consistió en inyectar aire al centro del tubo de desfogue. El estudio del fenómeno como se ve en las tablas V.7 - a y V.8 - a, se realizó para las potencias de 50 y 110-Mw. Para la primer potencia de 50 Mw cuyos resultados se muestran en

la tablas V.7 - a y V.7 - b, se puede observar que a medida que aumenta la cantidad de aire inyectado la amplitud del ruido producido por la implosión de las burbujas disminuye desde 1010 hasta 389 mV, lo que representa una disminución del 61.5%; esto se consigue con un gasto de aire de 0.354 l/s, lo que representa un porcentaje de 1.80 con respecto al gasto de agua. Para la potencia de 110 Mw se observa que la amplitud disminuye desde 859 hasta 322 mV, es decir, una disminución del 62.5% para un porcentaje de aire de 1.74 con respecto al gasto de agua.

Para observar con mas claridad la influencia que tiene el aire sobre el ruido producido por la implosión de las burbujas, se muestran, en las hojas anexas a las tablas mencionadas, los espectros de amplitudes correspondientes a cada uno de los ensayos. Tanto en los espectros correspondientes a la potencia de 50 Mw como a la de 110, se observa que a medida que el porcentaje de aire aumenta, el área bajo la curva en los mismos va disminuyendo hasta ser mínimo en los porcentajes de aire mencionados. El hecho de que el área bajo la curva de los espectros de amplitudes disminuya, implica que en general todas las amplitudes de la energía asociada al ruido de cavitación disminuye.

Así, en caso de adoptar esta medida como una forma de reducir el daño por cavitación, el gasto de aire a inyectar al centro del rodete sería, extrapolando al prototipo los porcentajes de aire inyectados en el modelo, de $0.90 \text{ m}^3/\text{s}$ para la potencia de 50 Mw y de $1.37 \text{ m}^3/\text{s}$ para la de 110 Mw.

VII. CONCLUSIONES

Con base en lo expuesto en el presente trabajo, se puede concluir que:

- a) Efectivamente, como se señala en las refs. 5 y 6 no es indispensable contar con la presencia de un rodete en el modelo para generar un flujo helicoidal semejante al que produciría dicho rodete, pues el flujo helicoidal es posible generarlo mediante un sistema estático de álabes como los ensayados en la instalación experimental.

- b) Sí existe una relación funcional entre F y S , como se señala en la ref. 9, y para conocer cualquiera de los dos basta con conocer uno de ellos. En el presente trabajo si no se hubiera contado con el parámetro de frecuencia, obtenido a partir de las mediciones efec -

tuadas en la U-3 de Chicoasén, hubiera sido muy difícil obtener el parámetro de giro a la salida de los álabes del rodete y por consiguiente la reproducción del fenómeno oscilatorio.

- c) La utilización del coeficiente de cavitación local σ_{Pmin} resultó ser muy importante en el reconocimiento o localización de puntos de operación en los que podía estar presente la cavitación; en el laboratorio, se confirmó que en dichos puntos sí está presente el fenómeno.
- d) La cavitación es la causa principal de los daños que presentan las paredes del tubo de desfogue; daños que se localizan a un costado de las aletas.
- e) El aire inyectado al centro del desfogue, aún cuando no impide la aparición del fenómeno de cavitación, sí amortigua la intensidad del ruido producido por la implosión de las burbujas, por lo que se puede esperar que también los daños provocados por dicho fenómeno no disminuyan. Lo anterior quiere decir que el aire sí constituye una forma de controlar los daños provocados por la cavitación; además, en caso de adoptar esta medida en prototipo, la cantidad de aire a inyectar no es exagerada.
- f) Debido a que para la potencia de 170 Mw la cavitación es incipiente, el operar a dicha potencia es una forma de impedir la aparición de daños considerables en las paredes del tubo de desfogue, pues en este caso sí se estará controlando la aparición del fenómeno.

Finalmente, en caso de implementar en prototipo cualquiera de las dos alternativas, que pueden no ser las únicas, se deberán tomar los resultados aquí obtenidos como medidas - cualitativas, es decir, los resultados darán una idea de - lo que se puede esperar que suceda en el tubo de desfogue.

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer al Instituto de Ingeniería en general y en forma muy especial al M en I Lázaro Aguilar M. por su constante atención y esmerado apoyo en la dirección del trabajo, así como al Ing. Eduardo Rodal C. por sus valiosas aportaciones y comentarios para el desarrollo del mismo.

Quiero hacer también manifiesto mi agradecimiento al Sr. Antonio Morales encargado del montaje y mantenimiento de la instalación experimental. Asimismo agradezco la colaboración de mis compañeros Gabriel Castillo y Eduardo Estrella.

REFERENCIAS

- 1.- Guarga R., Gracia J., Rodal E., Sánchez A. y Aguilar L. "Comportamiento oscilatorio del flujo helicoidal en los desfogues de las turbinas Francis (2a. parte)". Informe Instituto de Ingeniería, UNAM, diciembre, 1985.
- 2.- Guarga R. y Torres J.J. "Oscilaciones en plantas hidroeléctricas. Reducción de las amplitudes de las oscilaciones de presión en la P.H. Belisario Domínguez mediante la inyección de aire". Informe Instituto de Ingeniería, UNAM, enero, 1982.
- 3.- Comisión Federal de Electricidad "Revista Tecnología", no. 9 - Centrales Generadoras, junio, 1986 V Vol. II. Irapuato, Gto.
- 4.- Electroconsult "Planta Hidroeléctrica Chicoasén". Informe - no. 3, Comisión Federal de Electricidad.
- 5.- Nishi M., Kubota T., Matsunaga S. and Senoo Y. "Study of -- swirl flow and surge in an elbow type draft tube" IAHR, Symposio of Tokio, proceedings, vol. 1, 1980.
- 6.- Nishi M., Matsunaga S., Kubota T. and Senoo Y. "Flow Regimes in an elbow type draft tube" IAHR, Symposio of Amsterdam, proceedings, vol. 2, 1982.
- 7.- International Organization for Standardization (ISO) "Measurement of fluid flow by means of orifice plates, nozzles and venturi tubes inserted in circular cross-section conduits running full", 1980.
- 8.- Rodal E., Carmona R., Sánchez A. y Sánchez B.J.L. "Informe - preliminar de las mediciones de presión realizadas en el tubo de succión de la U-3 de la P.H. Manuel Moreno Torres". Instituto de Ingeniería, UNAM, septiembre, 1986.

- 9.- Guarga R., Torres J.J., Solorio A. y Rodal E. "Estudio experimental del vórtice". Informe Instituto de Ingeniería, UNAM, - mayo, 1983.
- 10.- Rodal E. "Informe de la inspección realizada sobre la U-1 de - la P.H. Manuel Moreno Torres". Instituto de Ingeniería, UNAM, - enero, 1986.

BIBLIOGRAFIA

- 1.- Aguilar L., Guarga R., Sánchez J.L. y Rodal E. "Acueducto rio-Colorado-Tijuana. Revisión del diseño hidráulico en el tramo - gravedad comprendido entre los Km 65+870 y 103+925. Medicio nes en prototipo relacionadas con el problema de cavitación". - Instituto de Ingeniería, UNAM, febrero, 1986.
- 2.- Comisión Federal de Electricidad. "Manual de Diseño de Obras - Civiles, Hidrotecnia: técnicas experimentales".
- 3.- Daily J. W. and Harleman D. R. F. "Dinámica de los fluidos". - Ed. Trillas, 1981.
- 4.- Guarga R., Aguilar L. "Planteamiento y construcción de un mode lo hidroelástico de la U-3 de la P.H. Belisario Domínguez". Ins tituto de Ingeniería, UNAM, noviembre, 1983.
- 5.- Guarga R., Rodal E. y Nieto J. "Mediciones en la Planta Hidro- eléctrica Manuel Moreno Torres, Chicoasén". Instituto de Inge - niería, UNAM, febrero, 1984.
- 6.- Knapp R. T., J. W. Daily and F. G. Hammitt. "Cavitation", - Mc Graw Hill, New York, 1978.

- 7.- Milne-Thompson L. M. "Theoretical Aerodynamics". Fourth Edition, Dover Publications, Inc., New York, 1973.
- 8.- Polo Encinas M. "Turbomaquinas hidráulicas". Ed. Limusa, - 1976..
- 9.- Sánchez B. J. L. "Aspectos hidromecánicos de plantas hidro -- eléctricas". Comisión Federal de Electricidad, 1981.
- 10.- Sotelo Avila G. "Hidráulica General], vol. 1". Ed. Limusa, - 1982.
- 11.- Wylie E. B. and Streeter V. L. " Mecánica de los fluidos".- Ed. Mc Graw Hill, 1983..