

01173

3

2ej

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

DIVISION DE ESTUDIOS DE POSGRADO DE  
LA FACULTAD DE INGENIERIA

ANALISIS DE LAS SEÑALES DE PRESION  
A LA ENTRADA DE UNA BOMBA CENTRIFUGA  
FUNCIONANDO A CAUDALES PARCIALES.

TESIS CON  
FALIA DE ORIGEN

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:  
MAESTRA EN INGENIERIA MECANICA

CON ESPECIALIDAD EN TERMOFLUIDOS

P R E S E N T A

GUADALUPE HUELSZ LESBROS

MEXICO, D.F.

1992



Universidad Nacional  
Autónoma de México



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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

# INDICE

## NOMENCLATURA

1. INTRODUCCION .....	1
2. REVISION BIBLIOGRAFICA	
2.1. Patrón de flujo a la entrada de la bomba .....	3
2.2. Causas de la prerrotación y la recirculación en bombas centrifugas .....	4
2.3. Determinación del caudal crítico de recirculación .....	5
2.4. Cavitación a caudales parciales .....	7
3. DISEÑO EXPERIMENTAL	
3.1. Metodología .....	10
3.2. Equipo experimental .....	11
3.3. Instrumentación .....	12
4. OBTENCION DE DATOS EXPERIMENTALES	
4.1. Curvas características .....	14
4.2. Curvas de cavitación .....	16
4.3. Tratamiento de las señales de ruido .....	17
5. RESULTADOS EXPERIMENTALES GLOBALES	
5.1. Determinación del caudal crítico de recirculación por medio de las curvas características	
5.1.1. Curvas características, determinación del punto de máxima eficiencia .....	19
5.1.2. Determinación del caudal crítico de recirculación de acuerdo a criterios estándar ..	20
5.2. Determinación del caudal crítico de recirculación por medio de las curvas de cavitación	
5.2.1. Curvas de cavitación y determinación del NPSH requerido.....	21
5.2.2. Estimación del caudal crítico de recirculación	21
5.3. Conclusiones .....	22

<b>6. ANALISIS DE LAS SEÑALES DE PRESION</b>	
6.1. Presión media relativa.....	23
6.2. Señales de presión en el dominio temporal	
6.2.1. En función del caudal, considerando el NPSH y la posición angular como parámetros .....	24
6.2.2. Evolución de la señal temporal en función del NPSH .....	26
6.3. Señales de presión en el dominio frecuencial	
6.3.1. Espectro de potencias en función del caudal ....	26
6.3.1.1. Señales de presión en función del caudal, en condiciones de máximo NPSH disponible .....	28
6.3.1.2. Señales de presión en función del caudal, en condiciones de bajo valor del NPSH disponible .....	30
6.3.2. Espectros de potencias en función del NPSH .....	31
6.3.3. Coherencia de las señales de presión en dos localidades angulares del tubo de aspiración ...	33
6.3.4. Coherencia de las señales de presión en dos localidades axiales del tubo de aspiración .....	34
<b>7. DISCUSION</b> .....	<b>35</b>
7.1. Recirculación en turbinas .....	36
7.2. Fenómeno de rompimiento de vórtice .....	36
7.3. Modelo Téorico general .....	38
7.4. Modelo simplificado .....	40
<b>6. CONCLUSIONES</b> .....	<b>42</b>

## ANEXOS

<b>1. BOMBAS CENTRIFUGAS</b>	
A1.1. Partes principales de la bomba centrífuga .....	45
A1.2. Definición de los parámetros de funcionamiento de la bomba .....	45

## 6. ANALISIS DE LAS SEÑALES DE PRESION

6.1. Presión media relativa.....	23
6.2. Señales de presión en el dominio temporal	
6.2.1. En función del caudal, considerando el NPSH y la posición angular como parámetros .....	24
6.2.2. Evolución de la señal temporal en función del NPSH .....	26
6.3. Señales de presión en el dominio frecuencial	
6.3.1. Espectro de potencias en función del caudal ....	26
6.3.1.1. Señales de presión en función del caudal, en condiciones de máximo NPSH disponible .....	28
6.3.1.2. Señales de presión en función del caudal, en condiciones de bajo valor del NPSH disponible .....	30
6.3.2. Espectros de potencias en función del NPSH .....	31
6.3.3. Coherencia de las señales de presión en dos localidades angulares del tubo de aspiración ...	33
6.3.4. Coherencia de las señales de presión en dos localidades axiales del tubo de aspiración .....	34
7. DISCUSION .....	35
7.1. Recirculación en turbinas .....	36
7.2. Fenómeno de rompimiento de vórtice .....	36
7.3. Modelo Téorico general .....	38
7.4. Modelo simplificado .....	40
6. CONCLUSIONES .....	42

## ANEXOS

1. BOMBAS CENTRIFUGAS	
A1.1. Partes principales de la bomba centrífuga .....	45
A1.2. Definición de los parámetros de funcionamiento de la bomba .....	45

A1.3.	Curvas características .....	47
A1.4.	Formación de presión en el impulsor y en el difusor .....	47
A1.5.	Cavitación en bombas centrífugas .....	49
A1.6.	Parámetros en el estudio de la cavitación en bombas .....	50
2.	<b>ANALISIS DE SEÑALES DE RUIDO</b>	
A2.1.	Adquisición de datos .....	52
A2.2.	Dominios de análisis .....	52
A2.3.	Análisis por Transformada de Fourier .....	52
A2.4.	Correlaciones y estudios de fase .....	54
A2.5.	Funcionamiento del analizador de señales dinámicas .....	55
3.	<b>BANCO DE ENSAYO Y INSTRUMENTACION</b>	
A3.1.	Banco de ensayos de bombas .....	57
A3.2.	Instrumentación .....	57
A3.3.	Calibración de la instrumentación .....	57
4.	<b>DIAGRAMAS DE FLUJO</b>	
A4.1.	Programa para la obtención de las curvas características .....	62
A4.2.	Programa para la obtención de las curvas de cavitación .....	68

## BIBLIOGRAFIA

## NOMENCLATURA

A	área interna del tubo
A <sub>max</sub>	amplitud máxima de la señal de presión normalizada
C	velocidad absoluta del flujo en el impulsor
C <sub>m</sub>	componente radial o meridiana de la velocidad absoluta
C <sub>u</sub>	componente tangencial o periférica de la velocidad absoluta
e <sub>a</sub>	altura neta o estática de aspiración dada por la diferencia de altura entre el nivel del líquido en el tanque del cual se aspira y el plano que pasa por el punto más elevado del borde de entrada de los álabes del impulsor
E	energía
f	frecuencia
f <sub>g</sub>	frecuencia de giro del impulsor
g	aceleración de la gravedad
h	diferencia estática de altura entre los puntos de medición de las presiones de salida (P <sub>s</sub> ) y entrada (P <sub>e</sub> ) ( $h = Z_s - Z_e$ )
H	altura de elevación o carga de la bomba
H <sub>a</sub>	altura de aspiración
H <sub>i</sub>	altura interna de la bomba ( $H_i = H/\eta$ )
H <sub>ini</sub>	altura de elevación inicial en las pruebas de cavitación
K	constante de proporcionalidad (depende de la geometría del impulsor y del caudal)
M	momento angular
n	número de vueltas del impulsor por unidad de tiempo
n <sub>s</sub>	velocidad específica de la bomba
Na	potencia de acoplamiento del motor
Ne	potencia eléctrica consumida por el motor
Nh	potencia hidráulica o potencia de la bomba
NPSH	altura positiva neta de aspiración ( <i>Net Positive Suction Head</i> )
NPSH <sub>r</sub>	altura positiva neta de aspiración requerida
m	masa
P	presión
P <sub>1</sub>	presión medida por el transductor piezoeléctrico 1
P <sub>2</sub>	presión medida por el transductor piezoeléctrico 2
P <sub>at</sub>	presión atmosférica
P <sub>m</sub>	presión media normalizada con la velocidad media del flujo para el caudal correspondiente (V)
P <sub>mo</sub>	presión media normalizada con la velocidad media del flujo para el caudal de máxima eficiencia (V <sub>e</sub> )
Ph	paso de la hélice para el vórtice de filamento helicoidal
P <sub>v</sub>	presión absoluta de vapor
Par	par de fuerzas o torca medida en la flecha
P <sub>diff</sub>	presión diferencial de la placa de orificio
Q	caudal
Q <sub>ce</sub>	caudal crítico de recirculación a la entrada de la bomba
Q <sub>ini</sub>	caudal inicial en las pruebas de cavitación
r	radio

r <sub>o</sub>	posición radial del flujo con velocidad axial cero en la entrada de la bomba
R	razón de velocidades características en la tubería de aspiración
R <sub>e</sub>	número de Reynolds
R <sub>i</sub>	radio interno de la tubería de aspiración
S	registros de señales de presión tomados con disparador interno
S <sub>s</sub>	velocidad específica de aspiración
t	tiempo
T	temperatura del agua medida en la tubería de aspiración
T	registros de señales de presión tomados con disparador externo ( <i>trigger</i> )
T <sub>σ</sub>	constante de cavitación o constante de Thoma
ū	vector velocidad del flujo en la tubería de aspiración
u <sub>r</sub>	componente radial de la velocidad del flujo en la tubería de aspiración
u <sub>o</sub>	componente angular de la velocidad del flujo en la tubería de aspiración
u <sub>z</sub>	componente axial de la velocidad del flujo en la tubería de aspiración
U	velocidad tangencial o periférica del impulsor
U <sub>c</sub>	velocidad tangencial característica del flujo a la entrada de la bomba
V	velocidad media del flujo
V	voltaje
V <sub>o1</sub>	volumen
W	velocidad del flujo relativa al impulsor
z	posición axial
z <sub>m</sub>	posición axial máxima
Z	altura
Z <sub>a</sub>	pérdidas totales de carga a lo largo de la tubería de aspiración
Z <sub>pe</sub>	diferencia de altura entre el nivel del transductor de la presión P <sub>a</sub> y el nivel superior de los álabes
α	ángulo formado por la velocidad tangencial del impulsor (U) y la velocidad absoluta del flujo (C)
β	ángulo de entrada de los álabes del impulsor
γ	peso específico del agua
Γ	circulación
Δ	cambio o incremento de una variable
ΔΨ	diferencia de fase entre dos señales de presión dinámica
η	eficiencia de la bomba
η <sub>m</sub>	eficiencia del motor
θ	ángulo formado por el radio del impulsor y la velocidad absoluta del flujo en el impulsor (C)
ν	viscosidad cinemática
ρ	densidad
σ	ángulo de giro mínimo ( $\sigma \equiv \tan^{-1} u_o / u_z$ )
ω	velocidad angular del impulsor
ω <sub>v</sub>	velocidad angular del vórtice
Ω	número de circulación
+	ensayos bajo condiciones de máximo NPSH disponible
-	ensayos bajo condiciones de bajo NPSH disponible, cercano al mínimo antes de presentarse cavitación de corte



## Subíndices

o	variables correspondientes al funcionamiento con máxima eficiencia
1	a la entrada del impulsor
2	a la salida del impulsor
c	característica
d	variables correspondientes al funcionamiento de diseño de la bomba
e	en el tubo de aspiración a la entrada de la bomba
p	condiciones en el punto p-ésimo en un ensayo de cavitación
rel	relativa
s	en el tubo de impulsión a la salida de la bomba
t	en el tanque o depósito del agua

## 1. INTRODUCCION

En muchos sistemas industriales se busca sustituir el mantenimiento correctivo de las turbomáquinas por el mantenimiento predictivo, esto es, por el monitoreo de ciertos parámetros que permitan la detección de un mal funcionamiento de origen mecánico o hidrodinámico de la turbomáquina o la presencia de daños incipientes en ella. Esto se hace a fin de corregir cualquier anomalía en la operación o de poder reparar los daños antes de que estos impidan totalmente el funcionamiento de la turbomáquina. Este tipo de mantenimiento reduce costos y tiempos de reparaciones.

Para poder llevar a cabo un mantenimiento predictivo en una turbomáquina, deben comprenderse los fenómenos que se presentan en el funcionamiento de ésta bajo diferentes condiciones de operación. Debe conocerse el efecto que cada anomalía tiene sobre las variables físicas, para así seleccionar el o los parámetros a monitorear que puedan proporcionar mayor información y desarrollar técnicas de diagnóstico.

El monitoreo de las condiciones de operación en turbomáquinas basada en el análisis de señales de ruido (presión, vibraciones y acústico), está cobrando un gran auge en los últimos años. La reducción constante del costo de los equipos de cómputo y las nuevas técnicas de tratamiento de las señales lo posibilitan.

La bomba centrífuga es una turbomáquina cuya función es impulsar líquido desde un estado de baja presión a otro de mayor presión mediante un impulsor. Los álabes del impulsor transmiten, por acción de la fuerza centrífuga, principalmente, la energía mecánica del impulsor al fluido aumentando su presión. En el Anexo 1 se presenta una introducción al estudio de las bombas centrífugas, se señalan los nombres de las principales partes de la bomba, los parámetros empleados en su funcionamiento y las curvas usadas para su caracterización. En dicho Anexo también se explica el principio de funcionamiento de estas bombas.

La bomba centrífuga está diseñada para trabajar con un caudal específico, sin embargo, ya en servicio debido a condiciones externas en muchos casos es operada en un rango amplio de caudales, causando la aparición de algunos fenómenos indeseados. Cuando la bomba funciona con caudal menor al de diseño (funcionamiento a caudal parcial), se pueden presentar los fenómenos de prerrotación, recirculación y cavitación, produciéndose vibraciones y erosión que dañan la bomba. Por esto es importante conocer y entender estos fenómenos involucrados en operación a caudales parciales, los efectos que estos tienen en los parámetros de funcionamiento de la bomba y sobre el daño que ocasionan.

Si el flujo en la tubería de entrada a la bomba, llamada tubería de aspiración, sólo tiene componente axial, al operarse la bomba con un caudal cercano al de diseño, el fluido entra a la zona del impulsor sin componente tangencial. En cambio a caudales distintos al de diseño el flujo a la entrada de la bomba presenta una componente tangencial. Este fenómeno se

conoce como prerrotación.

La recirculación es un retroflujo que se presenta a la entrada del impulsor, cuando el caudal se reduce abajo de un valor crítico. También se puede encontrar recirculación en los álabes del impulsor o a la salida del mismo.

Este trabajo tiene como objetivo estudiar las señales de presión en la tubería de aspiración a la entrada de una bomba centrífuga funcionando a caudales parciales con el fin de evaluar este parámetro en el diagnóstico de los fenómenos causados por la operación de la bomba a caudales parciales. El objetivo de este proyecto a largo plazo es el de proponer técnicas que permitan detectar problemas en bombas causados por operación a caudales parciales. Este estudio se desarrolló en el laboratorio del Departamento de Mecánica de Fluidos de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales (Gijón) como parte de la línea de investigación que este Departamento tiene sobre mantenimiento predictivo en turbomáquinas. (Ver Eguquizua, 1986, Blanco, 1986, Valero, 1986, Barshcdorff, 1986).

Se llevó a cabo una revisión bibliográfica de artículos publicados en la literatura sobre el funcionamiento de bombas centrífugas a caudales parciales, cuyo resumen se presenta en el segundo capítulo de esta tesis. Para estudiar los fenómenos dinámicos del flujo en la tubería de aspiración de la bomba en funcionamiento a caudales parciales a través de las señales de presión es necesario conocer primero las características globales de la bomba ensayada al variar el caudal, estudiar el comportamiento global de la bomba al reducirse la presión del sistema. Y finalmente, estudiar las señales de presión variando estos parámetros. La metodología empleada en el trabajo experimental y la instrumentación utilizada se encuentran en el tercer capítulo. En el Anexo 3 se muestran los esquemas del banco de ensayos de bombas utilizado en este trabajo y su instrumentación. En el capítulo cuarto se señala el procedimiento seguido para la obtención de los datos experimentales de acuerdo a la metodología planteada.

En el quinto capítulo se presentan los resultados de la determinación del caudal crítico de recirculación por medio de mediciones globales siguiendo criterios publicados en la literatura. En el sexto capítulo se presentan los resultados de la determinación del caudal crítico de recirculación a través de la presión media y de la amplitud máxima de las fluctuaciones de presión en la tubería de aspiración a la entrada de la bomba. Se analizan además las señales de presión, en el dominio temporal y en el dominio frecuencial, como función del caudal y del NPSH disponible. En el capítulo séptimo se busca una interpretación física de los resultados obtenidos en los experimentos. Se introducen algunas observaciones de los estudios del fenómeno de recirculación que se presenta en turbinas, que por ser similar al fenómeno en bombas centrífugas, ayuda a la interpretación de los resultados. También se discute el fenómeno de rompimiento de vórtice debido a la importancia que éste adquiere en la interpretación de los resultados. Se presenta un modelo matemático para el flujo al interior del tubo de aspiración a la entrada de la bomba y se sugiere una simplificación al modelo general que permita su posterior solución numérica. En el capítulo octavo se anotan las principales conclusiones derivadas de este estudio. De éstas y de los fenómenos observados, se señalan caminos a futuras investigaciones.

## 2. REVISION BIBLIOGRAFICA

En este capítulo se presenta el resumen de la revisión bibliográfica de artículos publicados en la literatura sobre el funcionamiento de bombas centrífugas a caudales parciales. Se describe el patrón de flujo a la entrada de la bomba y se señalan las causas de la prerrotación y la recirculación a la entrada de la bomba. Se explican brevemente los criterios encontrados en la literatura para la determinación del caudal crítico de recirculación. Por último, se estudia el fenómeno de la cavitación a caudales parciales.

### 2.1. Patrón de flujo a la entrada de la bomba.

La visualización del flujo en la tubería de aspiración a la entrada de la bomba en operación a caudales menores al caudal crítico ( $Q_{ce}$ ) reportada por Okamura *et al.* (1978 y 1985), Amblard *et al.* (1985), Guesnon *et al.* (1985), Barrand *et al.* (1985) junto con las mediciones de velocidad efectuadas por Murakami *et al.* (1966), Guesnon *et al.* (1985) y Barrand *et al.* (1985) muestran el patrón de flujo en la tubería de aspiración a la entrada de la bomba que se esquematiza en la figura 2.1.1. tomada de Amblard *et al.* (1985). El flujo se puede dividir en tres zonas:

a) Zona periférica: en la periferia del conducto existe una zona anular que está alimentada por una corriente de recirculación que proviene del impulsor. Posee una componente tangencial muy elevada en la dirección de giro del impulsor que aumenta a medida que el caudal de la bomba disminuye. En zonas más lejanas al impulsor esta componente tangencial disminuye y a una cierta distancia, variable en función del caudal bombeado, el flujo de recirculación regresa y retroalimenta al impulsor.

b) Zona central: el flujo de la región central que llega al impulsor posee sólo la prerrotación inducida por los órganos de aspiración situados aguas arriba.

c) Zona intermedia: para caudales ligeramente inferiores al caudal crítico ( $Q_{ce}$ ), entre las dos zonas anteriores, se observa un flujo dirigido al impulsor, pero donde la componente tangencial es grande. Cuando el caudal se reduce, esta zona intermedia crece a expensas de la zona central sana y para caudales muy pequeños todo el espacio central está ocupado por un flujo con componente tangencial en el mismo sentido de la rotación del impulsor (Guesnon *et al.*, 1985). Por esto en una bomba operando con recirculación en la aspiración, el flujo entra al impulsor a través del núcleo central del vórtice producido en la corona por el retroflujo (Fraser, 1985).

La figura 2.1.2. muestra la distribución de velocidades y presiones típicas a la entrada de una bomba funcionando a caudales parciales. (Yedidiah, 1986).

Según Schiavello (1982) la presión estática a la entrada de la bomba presenta una distribución radial de vórtice forzado, axisimétrico. Guesnon *et al.* (1985) también señalan un flujo axisimétrico, aunque afirman que mediciones más recientes han puesto en evidencia el carácter fluctuante de la velocidad en la zona, pero no aclaran esta cuestión.

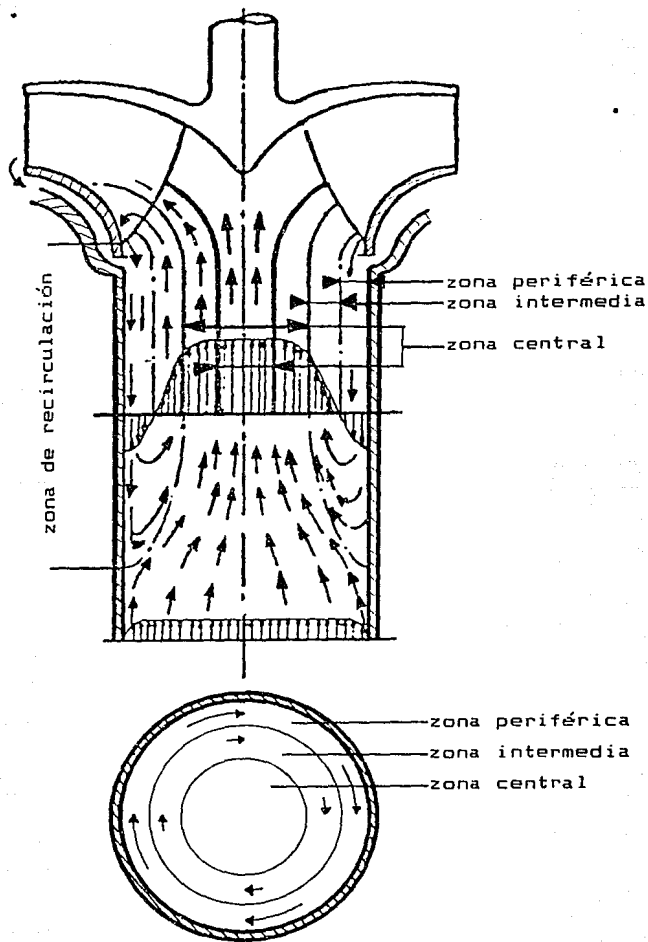


Figura 2.1.1.

Patrón de flujo a la entrada de la bomba funcionando a caudales parciales (Amblard *et al.*, 1985).

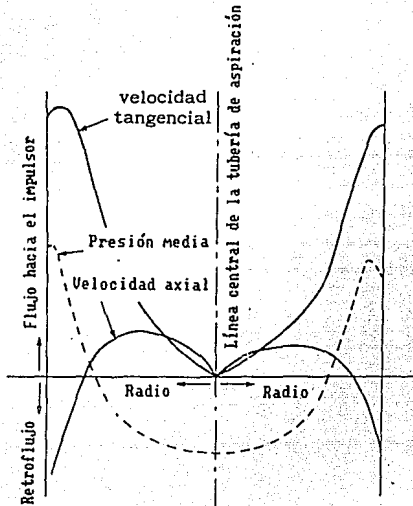


Figura 2.1.2.

Distribución de las componentes de la velocidad y de la presión o carga estática funcionando a caudales parciales (Yedidiah, 1986).

Fraser (1985) señala la formación y decaimiento de vórtices tipo cuerda producidos por las superficies cortantes entre el flujo que entra en el centro y el que sale cerca de la pared de la tubería de aspiración, lo que provoca ruido de golpeteo periódico en y alrededor del tubo de aspiración de la bomba. Esto implica un flujo no axisimétrico en el interior de este tubo. Este autor señala que la recirculación puede extenderse a los álabes donde las superficies cortantes entre los dos flujos producen vórtices que se fijan en las venas del impulsor y rotan con él.

## 2.2. Causas de la prerrotación y la recirculación en bombas centrífugas.

Karassik *et al.* (1983) y Yedidiah (1985 a) y 1986) explican la prerrotación a través de la descripción de las velocidades a la entrada de la bomba, utilizando los llamados triángulos de velocidades, práctica común en este campo, ver Anexo 1. Operando en el punto de diseño se tiene un triángulo de velocidades de entrada como el que se muestra en la figura 2.2.1.a). La velocidad absoluta ( $C_1$ ), es perpendicular a la velocidad periférica ( $U_1$ ), por lo que la velocidad absoluta sólo tiene componente radial o meridional ( $C_{m1}$ ), es decir  $C_1 = C_{m1}$ . La velocidad relativa ( $W_1$ ) es paralela al álabe cuyo ángulo de entrada es ( $\beta_1$ ). Bajo estas condiciones no hay prerrotación y esto se conoce como entrada libre de choque. La figura 2.2.1.b) muestra un triángulo de velocidades a la entrada para un caudal menor que el de diseño. Los vectores de línea continua muestran el flujo de un fluido ideal que nunca se separa de los álabes. Si no existen álabes guía delante del impulsor, la visualización del flujo ha mostrado que una pequeña reducción en el caudal provoca un desprendimiento en el borde de ataque de los álabes (Schiavello, 1982). Por esto las velocidades promedio reales del fluido serán aproximadamente las mostradas por los vectores de línea punteada. La velocidad absoluta promedio del fluido ( $C_1$ ) tiene una componente de prerrotación ( $C_{u1}$ ) en la dirección de la velocidad periférica ( $U_1$ ). A medida que el caudal decrece,  $C_{m1}$  decrece y  $C_{u1}$  aumenta, pero probablemente nunca alcance en magnitud a  $U_1$ .

Por lo tanto, de acuerdo a Karassik y a Yedidiah, a la entrada de la bomba se forma un vórtice cuya velocidad angular ( $\omega_v$ ) es proporcional a la velocidad angular del impulsor ( $\omega$ ). El coeficiente de proporcionalidad ( $K$ ) depende de la geometría del impulsor y del caudal.

Cuando el caudal se reduce hasta un valor crítico se presenta recirculación en la cara de aspiración del álabe a la entrada de la bomba (Barrand *et al.*, 1985). Esto es resultado directo de la diferencia de presiones causadas por la prerrotación a la entrada del impulsor. La rotación del fluido crea una sobrepresión en el borde de entrada de los álabes en la corona y una depresión en la región cercana al cubo (puntos A y B respectivamente en la figura 2.2.2.), de tal forma que la presión en el punto A ( $P_A$ ) puede ser mayor a la presión en la tubería de aspiración, provocando el retroflujo desde la corona del impulsor a la tubería (Yedidiah, 1985 a)). Habiendo estado este flujo en el impulsor, posee una fuerte componente tangencial que imparte al fluido que entra causando la prerrotación del flujo en la tubería de aspiración (Pearson *et al.* 1982).

La presencia de la prerrotación a la entrada de la bomba sin recirculación sugiere que podría iniciarse el retroflujo cuando el caudal se reduzca aún más (Amblard *et al.*, 1985) hasta alcanzar el valor crítico de recirculación. El caudal crítico de recirculación ( $Q_{cc}$ ) depende

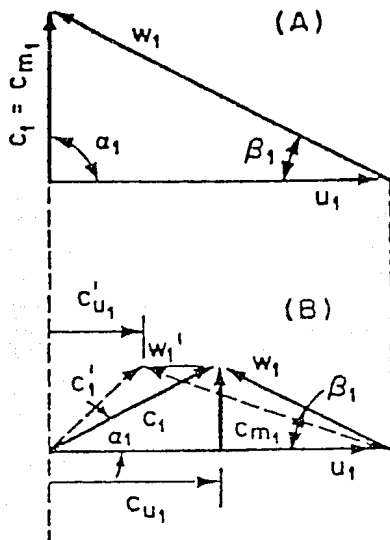
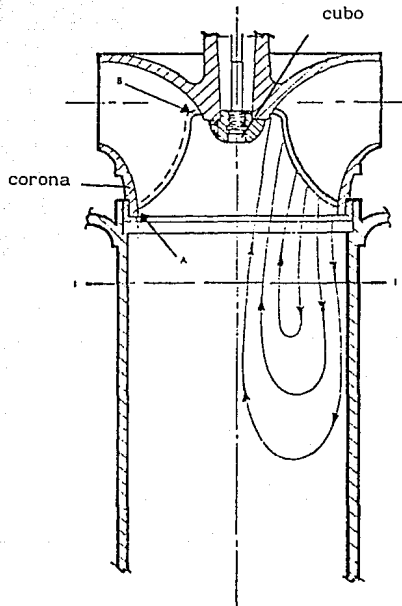


Figura 2.2.1.

- (A) Triángulo de velocidades a la entrada del impulsor en funcionamiento con caudal de diseño.
  - (B) Triángulo de velocidades a la entrada del impulsor en funcionamiento con caudal menor al de diseño.
- (Karassik, et al., 1983)





**Figura 2.2.2.**

**Flujo de recirculación a la entrada de la bomba en funcionamiento con caudales parciales (Yedidiah, 1985 a).**

considerablemente del diseño de la bomba, se han reportado valores en un rango desde 26 al 94 % del caudal de diseño (Pearson, 1982 y Yedidiah, 1985 b)).

La visualización del flujo sobre la cara de aspiración de los álabes (Schiavello, 1982) muestra que el desprendimiento de la capa límite sobre la cara de aspiración en la vecindad del borde de ataque en la corona es el antecedente de la recirculación. Esto es confirmado con cálculos numéricos de la velocidad del flujo en los álabes (Philibert & Verr, 1985) bajo la suposición de flujo potencial. Un análisis físico de las fuerzas que producen este desprendimiento (Schiavello, 1982) a través de la ecuación de Euler (A.1.16), señala que los fenómenos determinantes son la difusión de la velocidad relativa en la corona y la carga dinámica en el impulsor. Coincidiendo con (Fraser, 1982 y 1985) que señala al punto de recirculación como aquel en el la carga dinámica excede a la carga centrífuga producida por el impulsor.

Es interesante observar que a la salida de la bomba se presentan fenómenos análogos. A caudales inferiores al de diseño el flujo a la salida posee una componente tangencial que eventualmente da lugar a la recirculación a la salida del impulsor (Barrand *et al.*, 1985). Desde el final de los álabes en la zona de la corona parte del fluido vuelve a entrar al impulsor, este flujo seguirá al álabe hasta que se una al fluido que entra al impulsor, provocándose una brusca inversión de este flujo, esquematizada en la figura 2.2.3. (Mc Naughton, 1989). Dependiendo de la geometría de la bomba el valor del caudal crítico de recirculación a la salida puede ser mayor al caudal crítico de recirculación a la entrada (Barrand *et al.*, 1985) o al contrario (Tuzon, 1983).

Como un diagnóstico para el análisis cualitativo de la prerrotación Yedidiah (1985 b)) ha sugerido que la medición de la presión estática en la tubería de aspiración en la vecindad de la bomba proporciona una idea de la intensidad de la prerrotación ya que a mayor prerrotación la presión aumenta sobre la presión que debería tener por la carga estática. La velocidad angular es proporcional a la raíz cuadrada de la diferencia de presión  $\omega \propto (\Delta P/r\rho)^{1/2}$  (Massey, 1984).

### 2.3. Determinación del caudal crítico de recirculación.

Algunos autores han estudiado métodos para determinar el caudal crítico de recirculación a la entrada de la bomba.

Fraser (1983) sugiere la colocación de un transductor de carga de impacto direccional a la entrada de la bomba, cerca de la pared y orientado hacia la bomba, de tal forma que al ir reduciendo gradualmente el caudal el transductor detecte el comienzo de la recirculación y midiendo el valor del caudal se determine el caudal crítico de recirculación.

Pocos autores reportan cambios en la curva de la altura de elevación en función del caudal  $H(Q)$  al inicio de la recirculación, Yedidiah (1986) señala la posible aparición de una depresión en la curva  $H(Q)$  o la presencia de histéresis en la misma, sin ofrecer un argumento para sustanciar la conclusión de que estos efectos son señal de recirculación.

Yedidiah S. (1985 b)) señala que a pesar de la creencia extendida de que la recirculación es la causante de la caída de altura a caudales casi nulos, ésta se debe mas bien al patrón de flujo cerca de la descarga. Este autor

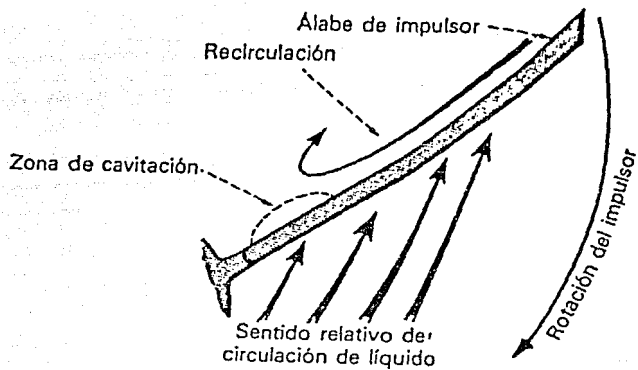


Figura 2.2.3.

Recirculación en el impulsor  
por caudales parciales.  
(Mc Naughton, 1989)

señala incluso que la recirculación puede aumentar la altura de elevación, lo cual se utiliza en las bombas autocebantes y en las bombas llamadas de vórtice.

Okamura (1978) y Fraser (1985) han señalado que la existencia de fuertes gradientes de velocidad radial y tangencial a caudales parciales, generan fuerzas cortantes que disipan gran parte de la energía extraída del impulsor. Este hecho es usado indirectamente por varios autores para determinar el caudal crítico de recirculación ( $Q_{cc}$ ). Tuzon (1983) indica que en bombas de alta velocidad específica las fugas, fricción del disco y pérdidas mecánicas son relativamente bajas por lo que la eficiencia hidráulica es aproximadamente la eficiencia total. De tal forma que el trabajo realizado puede ser calculado dividiendo la carga o altura de elevación medida ( $H$ ) entre la eficiencia medida ( $\eta$ ), debido a que  $H/\eta \approx Na/\gamma Q$ . Philibert y Verry (1985) llaman al cociente  $H/\eta$  como altura interna ( $H_i$ ). El aumento en este cociente corresponde a la demanda adicional de potencia por el flujo de recirculación. Por lo que el punto donde la curva experimental  $H/\eta(Q)$  se desvía de una recta, llamada altura interna teórica señala el inicio de la recirculación (Tuzon, 1983 y Philibert y Verry, 1985).

Tuzon (1983) presenta un modelo analítico para estimar la potencia absorbida por la recirculación de entrada en función del caudal en términos de la geometría del impulsor, de la densidad del flujo bombeado y de un coeficiente empírico, los resultados obtenidos con este modelo coinciden con los resultados experimentales. Del modelo se desprende que las bombas de alta velocidad específica favorecen la recirculación, en acuerdo a lo observado en la práctica.

Según Yedidiah (1986) el punto donde la curva de altura de aspiración en función del cuadrado del caudal ( $Ha(Q^2)$ ) se desvía de una recta, corresponde al inicio de la recirculación (Ver definición de este parámetro en la sección 6 del Anexo 1). Yedidiah explica que las pérdidas en la tubería de aspiración aumentan aproximadamente con el cuadrado del caudal, por lo que si las condiciones de entrada se mantienen constantes, la gráfica será una línea recta (ver ecuación A1.21), pero para caudales menores al caudal crítico de recirculación, las pérdidas en la tubería de aspiración aumentan, por lo que, según este autor la altura de aspiración medida empezaría a aumentar. Revisando la ecuación A1.21, se deduce que la altura de elevación disminuiría si las pérdidas de carga en la tubería de aspiración aumentaran, justo al revés de lo afirmado por Yedidiah. Si las pérdidas de carga en la tubería de aspiración desde el tanque de almacenamiento hasta el nivel del transductor de presión debidas a la recirculación son pequeñas con respecto a las pérdidas totales de carga en ese mismo tramo de tubería, este no será un método adecuado para la detección del caudal crítico de recirculación.

Karassik (1983) y Fraser (1982) presentan una correlación empírica para calcular el caudal crítico de recirculación a la entrada de la bomba y el caudal crítico de recirculación a la salida basadas ambas en la geometría del impulsor. Fraser (1982 y 1985) presenta un método gráfico empírico para estimar el caudal crítico de recirculación conociendo la velocidad específica de aspiración.

El análisis de presión dinámica realizado por Barrand *et al.* (1985) señala un aumento de la amplitud de la señal, en el rango 0-500 Hz, a medida que el caudal disminuye, el punto donde la pendiente se hace más grande es interpretado por los autores como el comienzo de la recirculación a nivel de ese transductor. Los autores no explican la causa de este aumento de la

amplitud de la oscilación de presión, sin embargo, el caudal crítico así estimado coincide con el obtenido a través de las mediciones de velocidad a la entrada de la bomba. Reportan que la intensidad de la señal de frecuencia del paso de los álabes y su primer armónico disminuyen a medida que el caudal también disminuye, sin embargo no explican la causa de estos cambios.

Todos los artículos revisados sobre el fenómeno de recirculación a la entrada de bombas centrífugas, exceptuando la correlación de Fraser (1982 y 1985), donde el valor del NPSH (del inglés *Ner Positive Suction Head*, para una definición de este parámetro ver Anexo I, sección A1.6) está involucrado, señalan al caudal como el único parámetro para el inicio de la recirculación.

En algunas bombas se colocan aletas directrices a la entrada de la bomba como mecanismo para eliminar la prerrotación. Sin embargo, Guesnon y Lapray (1985) señalan que no existe acuerdo en el efecto producido por esta modificación. Mientras que algunos autores afirman la conveniencia del uso de la o las aletas (Bergeron), otros (Liu-Da-Kai) muestran la reducción en la altura de elevación debida a la producción de un vórtice en la zona central de la corriente por la presencia de las aletas. Es posible que ambas posiciones sean parcialmente válidas, pues es razonable pensar que si la prerrotación inducida por los álabes al flujo que entra a la bomba es de poca intensidad, la presencia de la aleta directriz impedirá que esta prerrotación se comunique aguas arriba, sin embargo si la prerrotación es de mayor intensidad, la aleta no será suficiente para romperla, pero si alterará el flujo produciendo un flujo complejo en la zona.

#### 2.4. Cavitación a caudales parciales.

En el Anexo I se encuentra una breve introducción al fenómeno de la cavitación en bombas centrífugas y se definen los principales parámetros en el estudio de este fenómeno en bombas.

La cavitación por funcionamiento a caudales distintos al caudal correspondiente al punto de máxima eficiencia debe distinguirse de la cavitación debida exclusivamente al bajo NPSH.

La cavitación por bajo NPSH es cuando la bomba trabaja cerca de su punto de máxima eficiencia pero con un NPSH menor al crítico, entonces la presión en la cara de aspiración del álabe a la entrada de la bomba puede ser localmente menor a la presión de vapor y por tanto puede producirse la cavitación. Se pueden distinguir tres fases en este tipo de la cavitación en bombas centrífugas: la incipiente, la plenamente desarrollada y la de corte. La cavitación incipiente es el comienzo de la formación de pequeñas burbujas sin que se presente un cambio apreciable en el rendimiento de la bomba. Depende de la presión local con respecto a la presión de vapor y de la cantidad y tamaño de núcleos en el líquido bombeado (Le fur *et al.*, 1988). Mc Nulty y Pearsall (1982) señalan la evidencia de que el pico en el nivel de ruido de altas frecuencias (30-40 KHz) corresponde al inicio de la cavitación incipiente y donde el peligro de erosión es más severo. La cavitación es plenamente desarrollada cuando la formación de burbujas produce la reducción de las secciones de paso y por lo tanto la disminución de la altura de elevación y de la eficiencia de la bomba. Es práctica usual definir el NPSH requerido como el valor del NPSH para el cual se tiene una caída del 3% respecto a la altura de elevación en funcionamiento sin cavitación. Esto es considerado el umbral de la cavitación plenamente desarrollada. La cavitación de corte es aquella en que la bolsa de cavitación ha crecido tanto

que obstruye casi o totalmente el paso del flujo del líquido por los espacios interálabes anulando prácticamente el caudal.

La dinámica de la formación de la cavitación a caudal de máxima eficiencia y con bajos valores del NPSH en bombas centrífugas ha sido estudiada por varios investigadores: Mc Nulty y Pearsall (1982), Eguzquiza (1986), Avellan y Farhat (1988), Avellan y Dupont (1988) y Briang-Marjollet *et al.* (1988). La cavitación incipiente es aquella donde la erosión es más intensa, por lo que se han realizado investigaciones con el fin de diseñar técnicas para su detección, a través del análisis de emisión acústica (Beyer, 1986 y Abbot *et al.*, 1986); de las señales de presión (Bark, 1985; Baite, 1986; Marboe *et al.*, 1986 y Volin *et al.*, 1988); y de la carga eléctrica de las burbujas de cavitación (Chincholle *et al.*, 1976 y 1988). A pesar del esfuerzo invertido, aún no se cuenta con un diagnóstico confiable. También se han realizado investigaciones sobre la resistencia de materiales a la erosión por cavitación: Kaveshnikov y Rosanov (1976), Zolotov *et al.* (1976) y Heuzé (1988).

A caudales parciales se puede presentar cavitación en los álabes y en la tubería de aspiración, dependiendo de la geometría de la bomba. La cavitación a caudales parciales ha sido menos estudiada. Bajo estas circunstancias, se pueden distinguir dos tipos fundamentales de cavitación en los álabes: una, de origen similar al discutido en los párrafos anteriores, es la cavitación que se forma en la cara de aspiración de los álabes cerca del borde de entrada (Okamura y Miyashiro, 1978 y Schiavello, 1982). La curva de NPSH requerido como función del caudal muestra un máximo, Schiavello (1982) y Yedidiah (1986) encuentran que éste corresponde al caudal crítico de recirculación a la entrada. Esto se puede explicar por la disminución de presión originada en la zona de brusca inversión del flujo de recirculación. Okamura *et al.* (1985) han observado que este tipo de cavitación puede mostrarse como planos de vapor localizados en la cara de aspiración de los álabes para caudales cercanos al caudal de máxima eficiencia y valores del NPSH cercanos a 0.19m. Barrand *et al.* (1985) han observado que las burbujas de cavitación que se originan a partir de la arista de entrada de los álabes en la corona exterior, son en parte rechazadas en la dirección de la entrada, retomadas por la corriente y desaparecen en el canal interálabe vecino. Esto puede producir pulsaciones en la succión. Fraser (1985) señala que el riesgo es especialmente alto en sistemas diseñados con valores de NPSH requerido de 3 m o menores.

Un tipo de cavitación de álabe, característico de bajos caudales, es ocasionado por el núcleo cavitante del vórtice local fijo en el espacio interálabe (Fraser, 1985), por lo que se le conoce como cavitación de vórtice, esta cavitación empieza cerca de la corona sobre la cara de aspiración y se mueve aguas arriba colapsándose en la superficie de presión de los álabes (Okamura *et al.*, 1978). Esto puede causar fuerte erosión, pues mientras que las burbujas de cavitación pueden implosionar lejos de la pared del álabe, los vórtices deben apoyarse sobre la pared en virtud del teorema de Helmholtz (Currie, 1974) e implosionar cerca del material sólido (Avellan y DuPont, 1988). La figura 2.4.1. muestra las zonas de erosión causadas por los efectos descritos anteriormente. Okamura *et al.* (1978) señalan que la reducción del ángulo de entrada y el diámetro exterior del impulsor disminuye la región de recirculación en el álabe ayudando a suprimir la cavitación de vórtice.

La cavitación en la tubería de aspiración sólo se presenta a caudales menores al caudal crítico de recirculación ( $Q_{cc}$ ) y bajos valores del NPSH. Pearson (1982) reporta la formación de una larga cavidad girando y

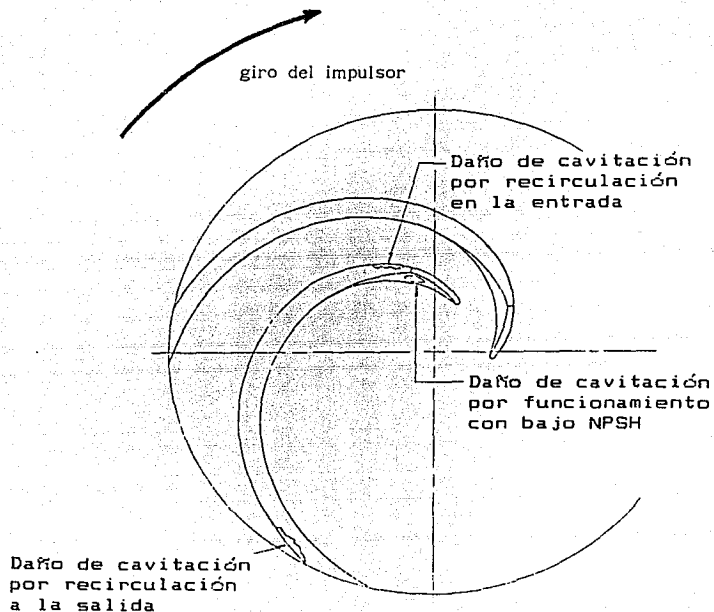


Figura 2.4.1.

Zonas de erosión en el impulsor causadas por la cavitación debida a bajo NPSH y por la cavitación a caudales parciales, por recirculación a la entrada de la bomba y por recirculación a la salida. (Fraser, 1985)

oscilando en la tubería de aspiración, cuya inestabilidad produce pulsos de presión de gran amplitud y baja frecuencia (4-15Hz) (Pearson, 1982). Esta observación ha sido confirmada por Yedidiah (1985 b) y 1986) quien reporta frecuencias de 1 a 6 Hz.



### 3. DISEÑO EXPERIMENTAL

En este capítulo se describe la metodología empleada en este trabajo, el equipo experimental y la instrumentación utilizada en las pruebas realizadas.

#### 3.1. Metodología

Para estudiar los fenómenos dinámicos del flujo en la tubería de aspiración de una bomba en funcionamiento a caudales parciales a través de las señales de presión es necesario conocer las curvas características de la bomba en función del caudal, estudiar el comportamiento global de la bomba en función del NPSH con caudal de máxima eficiencia y a caudales menores y, finalmente, estudiar las señales de presión variando estos parámetros. Por esto el método experimental se ha dividido en tres partes:

- a) Obtención de las curvas características y estimación del punto de máxima eficiencia.
- b) Obtención de la curva de cavitación, es decir altura de elevación como función del NPSH, para caudal de máxima eficiencia y caudales parciales, así como la estimación del NPSH requerido para distintos caudales.
- c) Análisis de las señales de presión en función del caudal y del NPSH.

Para todas las pruebas se escogió una velocidad de giro de 43.3 Hz (2600 rpm) por ser ésta la máxima velocidad en que al cambiar el caudal de bombeo, su variación es inferior al 3% .

- a) Obtención de las curvas características.

Esta prueba se inicia abriendo totalmente las válvulas de entrada y cerrando totalmente las de salida en seguida se pone en marcha la bomba fijando la velocidad angular deseada. La toma de datos se comienza a caudal cero, posteriormente se abren gradualmente las válvulas de salida y se toman los datos correspondientes de altura de elevación y potencia absorbida dando suficiente tiempo para que se establezcan las lecturas entre el cambio de un caudal a otro. Esto se repite hasta alcanzar la caída de la altura de elevación o llegar al límite de la potencia del motor. Posteriormente se invierte el proceso, cerrando gradualmente las válvulas de salida y tomando datos a distintos caudales.

A partir de las curvas características se estima el punto de funcionamiento con máxima eficiencia ( $Q_0, H_0$ ). Los detalles de este cálculo se encuentran en el Anexo 1.

- b) Obtención de la curva de cavitación.

Se obtuvo la curva de cavitación altura de elevación en función del NPSH para cada uno de los siguientes caudales: 100, 80, 70, 60, 40 y 20 % del caudal de máxima eficiencia ( $Q_0$ ).

Para esta prueba se usó un banco de ensayos a circuito cerrado. Siguiendo el procedimiento de poner en marcha la bomba a la velocidad angular deseada y cerrando las válvulas de salida hasta fijar el punto de funcionamiento inicial ( $Q_{in}, H_{in}$ ). Subsecuentemente se toman los datos bajo estas condiciones y se procede a reducir gradualmente la presión en el tanque de almacenamiento usando una bomba de vacío conectada al mismo.

Para cada condición de operación se localiza el NPSH requerido (NPSH<sub>r</sub>), definido como el valor del NPSH correspondiente a la caída del 3% en la altura de elevación (H). Estimándose así el valor del NPSH<sub>r</sub> para distintos caudales.

### c) Análisis de las señales de presión.

Las señales de presión dinámica en el dominio temporal y de frecuencia se registraron de la siguiente manera.

#### Dominio temporal

La toma de datos para el análisis en el dominio temporal se realizó usando un disparador externo acoplado al giro de la bomba (*trigger*) y tomando el promedio temporal sobre un intervalo de tiempo mayor al período de giro del impulsor. Se estudiaron las señales en función del caudal y en función del NPSH.

#### Dominio frecuencial

La toma de datos para el análisis en dominio frecuencial se realizó en unos casos con disparador externo, en otros con disparador interno.

Se hicieron pruebas variando la posición angular, se tomaron las señales de presión de dos transductores piezoeléctricos colocados en la tubería de aspiración a 0.15 m del impulsor. El primero localizado en la parte superior del tubo (90°) y el segundo en posición horizontal (0°). Ver figura A3.5. Así mismo se registró la variación de las señales de dos transductores de presión colocados el primero a 0.15 m y el segundo a 0.27 m del impulsor, respectivamente, localizados ambos en la parte superior del tubo de aspiración.

Todas estas señales fueron registradas y analizadas para 100,80,70,60,40 y 20 % del caudal de máxima eficiencia ( $Q_0$ ), y para dos condiciones del NPSH: máximo NPSH disponible (NPSH +) (con el tanque de almacenamiento abierto a la atmósfera) y para un NPSH reducido (NPSH -), disminuyendo la presión en el tanque de almacenamiento, antes de alcanzar la cavitación de corte.

### 3.2. Equipo experimental.

El banco de ensayos de bombas utilizado fue diseñado siguiendo la Norma BS 5316 del 'British Standard' (1977). El esquema constructivo del banco de ensayos se encuentran en el Anexo 3. La bomba empleada se colocó en la bancada C-C del banco de ensayos.

Se empleó una bomba para agua marca Worthington tipo EWP 80-250 con una altura de elevación nominal de 90 m y caudal 160 m<sup>3</sup>/h (44 l/s) en el punto de

diseño para una velocidad de 2900 rpm. Esta bomba es de una fase con una sola entrada y difusor sin aletas. En la parte inferior a la entrada de la bomba se encuentra una aleta anti prerrotación. La bomba estaba acoplada a un motor eléctrico III de 55.9 kW (75 Cv) a 48.3 Hz (2900 rpm) tipo IP-54 B-3 y conectado a su vez a un convertidor con circuito intermedio de tensión para accionamiento trifásico, lo que permite la variación de la velocidad de rotación, con un límite superior de 50 Hz y una potencia eléctrica máxima de 55.9 kW.

Se utilizó agua como fluido de trabajo.

### 3.3. Instrumentación

La instrumentación utilizada está compuesta por los siguientes elementos:

#### a) Dispositivos para la medición de presiones estáticas.

Presión de entrada: se colocó en la tubería de aspiración a 0.20 m de la entrada de la bomba un transductor piezorresistivo de presión absoluta (transductor  $P_a$ ) marca Kistler (4043A1) con un rango de 0 a  $10^5$  Pa (0 a 1 bar), conectado al amplificador Kistler (4601). Paralelamente se instaló un vacuómetro tipo Bourdon con rango de 0 a  $-10^5$  Pa y escala mínima de  $5 \times 10^2$  Pa.

Presión de salida: se colocó en la tubería de descarga cerca de la salida de la bomba un transductor piezorresistivo de presión absoluta (transductor  $P_a$ ), marca Kistler (4045A20) con rango de 0 a  $20 \times 10^5$  Pa, conectado a un amplificador Kistler (4601). Paralelamente se instaló un manómetro tipo Bourdon con rango de 0 a  $15.7 \times 10^5$  Pa ( $16 \text{ kg/cm}^2$ ) y escala mínima de  $0.49 \times 10^5$  Pa ( $0.5 \text{ kg/cm}^2$ ).

#### b) Dispositivos para la medición del caudal.

El caudal se midió indirectamente a través de la caída de presión en una placa-orificio instalada en la tubería de descarga. La placa-orificio tiene una función de calibración dada por el fabricante:

$$Q = 2.39 \sqrt{\Delta P} \quad (3.1)$$

Donde:  $[Q] = \text{m}^3/\text{h}$   
 $[\Delta P] = \text{mmHg O}$

La caída de presión fue medida con un transductor piezorresistivo de presión diferencial (transductor  $P_{\text{dif}}$ ) con rango de 0 a  $2 \times 10^5$  Pa. En paralelo se colocó un manómetro diferencial de mercurio con escala milimétrica.

#### c) Instrumentación para la medición del par y de la velocidad angular.

Se usó un medidor de par y tacómetro Lebow (1805-10K), cuya salida de medición de par fue acoplada al calibrador (9727) y al acondicionador (3278) marcas Daytronic. Este medidor de par permite la medición hasta un valor de

1130 N·m (10,000 In·lbs) y un máximo de 250 Hz (15 000 rpm) para la velocidad angular. En el Anexo 3 se encuentra un esquema de las conexiones de estos aparatos.

d) Dispositivos para la medición de la temperatura del líquido bombeado.

Se utilizó un termopar de cobre-constantán de dos puntas para medir la temperatura del líquido, la punta sensora se colocó en la tubería de aspiración cerca de la entrada de la bomba y la punta de referencia se introdujo en una mezcla hielo-agua.

e) Equipo para la medición de presión dinámica.

Para la medición del ruido de presión se usaron dos transductores piezoeléctricos marca Kistler (6001 y 6005) con una frecuencia natural de 180 KHz conectados cada uno a su correspondiente amplificador. Como disparador externo para el analizador de señales, se usó un contador de vueltas NOVAT (232D) que genera pulsos de 5 volts a la frecuencia de giro de la bomba.

Para el análisis de las señales de presión se uso un analizador de señales dinámicas HP 3562 A. En el Anexo 2 se encuentra una breve descripción del proceso que efectua este aparato.

Las salidas eléctricas de voltaje correspondiente a los tres transductores de presión estática, al medidor de par y al termopar, así como la salida de frecuencia del tacómetro se conectaron vía sistema de adquisición de datos HP 3421A a una computadora HP 9816 para la captura y procesamiento de los datos. En el Anexo 3 puede verse un esquema de estas conexiones.

## 4. OBTENCION DE DATOS EXPERIMENTALES

En este capítulo se describe el procedimiento seguido para la obtención automatizada de las curvas características de la bomba, las curvas de cavitación y el tratamiento de las señales de ruido. Las secciones corresponden a la metodología presentada en el capítulo anterior.

### 4.1. Curvas características.

Se elaboró un programa que permitió la adquisición automatizada de datos para cada condición de operación establecida siguiendo el método descrito en la sección 3.1. Los datos son adquiridos como señales eléctricas, el programa los almacena, los transforma a valores correspondientes de presión, temperatura, caudal y velocidad angular. El programa además grafica las curvas características. En el Anexo 4 se encuentra el diagrama de flujo de este programa.

Para la obtención de las curvas características fue necesario calcular los valores de caudal, altura de elevación, potencia de acoplamiento y eficiencia como función del caudal. Para esto se utilizan las expresiones que se describen a continuación.

#### a) Cálculo del caudal.

El caudal se midió indirectamente a través de la medición de la diferencia de presión registrada aguas arriba y aguas abajo de la placa de orificio colocada en la tubería de aspiración. La relación entre caudal (Q) y la diferencia de presión ( $P_{dif}$ ) está dada por la curva de calibración (ec. 3.1.) que adecuándola a las unidades usadas toma la forma:

$$Q = 2.12 \times 10^{-4} \sqrt{P_{dif}} \quad (4.1)$$

donde:  $[Q] = m^3/s$   
 $[P_{dif}] = Pa$

La diferencia de presión ( $P_{dif}$ ) medida con el transductor de presión diferencial, se calculó usando la curva de calibración de la ecuación A3.7.

#### b) Cálculo de la altura de elevación.

La altura de elevación (H) se calculó usando la ecuación A1.2.:

$$H = \frac{1}{\gamma} (P_s - P_e) + h + \frac{(Q/A_s)^2 - (Q/A_e)^2}{2g} \quad (4.2)$$

donde:

$$\begin{aligned} [H] &= [h] = m \\ [P_s] &= [P_e] = Pa \\ [\gamma] &= N/m^3 \\ [Q] &= m^3/s \end{aligned}$$

Las valores de la presión de entrada ( $P_e$ ) y de la presión de salida ( $P_s$ ) están dados por los respectivos transductores con funciones de calibración mostradas en las ecuaciones A3.2 y A3.5.

Los parámetros geométricos en el banco de ensayos son los siguientes: diferencia estática de altura entre los puntos de medición de las presiones de salida ( $P_s$ ) y entrada ( $P_e$ ) ( $h = z_s - z_e$ ), área interna de la tubería de entrada a la bomba ( $A_e$ ) y área interna de la tubería de salida ( $A_s$ ), los cuales toman los siguientes valores:

$$\begin{aligned} h &= 0.38 \text{ m} \\ A_e &= 0.01327 \text{ m}^2 \\ A_s &= 0.00513 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

El peso específico del agua ( $\gamma$ ) en función de su temperatura ( $T$ ) se obtuvo aplicando el método de mínimos cuadrados a los valores reportados por Severns *et al.* (1975).

$$\gamma = 9878 - 4.17 T \quad (4.3)$$

donde:

$$\begin{aligned} [\gamma] &= N/m^3 \\ [T] &= ^\circ C \end{aligned}$$

Para el cálculo anterior se consideró un valor de la aceleración de la gravedad ( $g$ ) de  $9.81 \text{ m/s}^2$ .

c) Cálculo de la potencia de acoplamiento.

Se calculó la potencia de acoplamiento del motor ( $N_a$ ) a través de la medición del par de fuerzas ( $Par$ ) y de la velocidad angular ( $\omega$ ) usando la ecuación (A1.7):

$$N_a = Par \omega \quad (4.4)$$

Donde:

$$\begin{aligned} [N_a] &= W \\ [Par] &= N \cdot m \\ [\omega] &= \text{rad/s} \end{aligned}$$

El valor del par se tomó del medidor de par con curva de calibración dada por la ecuación (A3.8).

El valor de la velocidad angular se calculó a través del número de vueltas (n) medido por el tacómetro.

$$\omega = \frac{2\pi}{60} n$$

Donde: [n] = 1/min

d) Cálculo de la eficiencia de la bomba.

La eficiencia de la bomba ( $\eta$ ) está dada por la ecuación (A1.5):

$$\eta = N_h / N_a \quad (4.5.)$$

Donde la potencia hidráulica ( $N_h$ ) se calculó usando la ecuación (A1.4.):

$$N_h = \gamma H Q \quad (4.6.)$$

donde:

$$\begin{aligned} [N_h] &= W \\ [H] &= m \\ [\gamma] &= N/m^3 \\ [Q] &= m^3/s \end{aligned}$$

El programa se diseñó para localizar el punto experimental con máxima eficiencia ( $\eta_0$ ) y los valores correspondientes de caudal ( $Q_0$ ), altura de elevación ( $H_0$ ) y potencia hidráulica ( $N_{h0}$ ).

#### 4.2. Curvas de cavitación.

En la sección 3.1. se señala el método empleado para las pruebas de cavitación.

Se elaboró un programa de computo (BOM-CAVIT) que permite la toma de datos como señales eléctricas, su transformación a valores de presión, temperatura, caudal y velocidad angular de giro del impulsor y el cálculo de los parámetros. El programa permite monitorear las condiciones de operación y para así fijar el caudal que se mantiene constante en cada prueba. Esto define el punto ( $Q_{mi}, H_{mi}$ ). Este mismo programa almacena los datos, obtiene y grafica las curvas de cavitación y estima un valor para el NPSH requerido ( $NPSH_r$ ). El diagrama de flujo de este programa se encuentra en el Anexo 4.

a) Cálculo del NPSH disponible.

El valor del NPSH disponible se obtiene de la ecuación (A1.23):

$$NPSH = \frac{P_o - P_v}{\gamma} + \frac{(Q/A_s)^2}{2g} + Z_{p_o} \quad (4.8)$$

donde:

$$\begin{aligned}
 [P_e] &= [P_v] = P_a \\
 [\gamma] &= N/m^3 \\
 [Q] &= m^3/s \\
 [Z_p] &= m
 \end{aligned}$$

$P_v$  es la presión de vapor del agua. La presión de vapor del agua en función de su temperatura se obtuvo de los valores tabulados por Blevins (1984); aplicándoles un ajuste de mínimos cuadrados.

$$P_v = 8 \times 10^2 e^{0.051 T} \quad (4.10.)$$

donde:

$$\begin{aligned}
 [P_v] &= P_a \\
 [T] &= ^\circ C
 \end{aligned}$$

La diferencia de altura entre el nivel del transductor de la presión  $P_e$  y el nivel superior de los álabes ( $Z_{pe}$ ) tiene un valor de 0.05 m.

#### b) Cálculo del NPSH requerido.

Las pruebas se realizaron manteniendo el caudal constante. Para estimar el valor del NPSH requerido ( $NPSH_r$ ) en ensayos a caudal constante se localiza el primer punto (p) de la curva  $H(NPSH)$  para el que la caída de altura de elevación es mayor al 3% esto es:

$$H_p = H(p) < 0.97 H_{ini}$$

Donde  $H_{ini}$  es la altura de elevación obtenida con el tanque de almacenamiento abierto a la atmósfera. El programa interpola entre el punto ( $H_{p-1}, NPSH_{p-1}$ ) y el punto ( $H_p, NPSH_p$ ).

### 4.3. Tratamiento de las señales de presión.

Las salidas de los dos transductores de presión piezoeléctricos se conectaron a sus canales correspondientes en el analizador de señales dinámicas. El análisis de datos se llevó a cabo en la mayoría de los casos en tiempo real. En algunos casos se almacenaron los datos en disco y se analizaron posteriormente.

#### A) Análisis en tiempo real.

##### 1. Se fijaron las condiciones de medición:

Para el análisis en tiempo real se usó la medición de Respuesta Frecuencial del analizador empleando una ventana tipo Hanning. Se fijó el tipo de promedio de media estable; en general este promedio se realizó sobre un número de 20 muestras.

##### 2. Se usaron las condiciones de entrada de *default* del analizador. Ver Anexo 2.

##### 3. Se fijaron las condiciones de medición variables según el caso:

a) La mayoría de los registros se efectuó sin uso de disparador externo (S), aunque otros se realizaron con disparador externo (T).



Cuando se seleccionó el uso de disparador externo se fijó un nivel de umbral de 3V.

- b) Las mediciones se efectuaron sin promedio temporal.
- c) Se seleccionó el rango de frecuencias: de 0 a 100Hz (2), de 0 a 1 KHz (4), de 0 a 100 KHz (5) o de logitud temporal de 32 mseg (V).
4. Se seleccionaron las curvas a mostrar en pantalla: espectro temporal transductor 1 (1), espectro temporal transductor 2 (2), respuesta frecuencial (3) y coherencia (4).
5. Una vez fijadas las condiciones de funcionamiento de la bomba, se dió comienzo a las mediciones. Al mismo tiempo que se efectuaban mediciones por el analizador se tomaron datos de las condiciones de funcionamiento de la bomba.
6. Terminadas las mediciones por el analizador se almacenaron las curvas en el disco usando el siguiente código.

---

10 Q/Qo	número disparador prueba	rango	no. punto en archivo computadora	Tipo de curva
---------	--------------------------	-------	----------------------------------	---------------

#### B) Mediciones fuera de tiempo real.

Para almacenar las señales analógicas en forma digital para su posterior análisis, se usó el modo de mediciones fuera de tiempo real (*Time Throughput*) del analizador. Requiéndose los siguientes pasos:

1. Crear un archivo con tamaño y nombre.
2. Activar el modo de respuesta lineal y la medición fuera de tiempo real, activar los dos canales y seleccionar la longitud de la muestra.
3. Verificar el estado de las entradas por *default*, quitar el disparador y fijar el máximo del rango de frecuencia.
4. Activar el archivo previamente creado.
5. Iniciar la toma de señales.

Para llevar a cabo la medición y el análisis de los datos digitalizados y almacenados en un archivo en el disco, se hace lo siguiente:

1. Se activa el modo de mediciones fuera de tiempo real y se selecciona el archivo a analizar.
2. Se selecciona el modo de resolución lineal, la función y los canales activos.
3. Se selecciona el rango de frecuencias, que debe ser igual o menor al empleado en la adquisición de datos.
4. Se selecciona la ventana tipo Hanning.
5. Se fija el número de promedios, que debe ser menor o igual al número de registros.
6. Se inician las mediciones.

Una vez que el analizador termina de efectuar la medición solicitada, muestra la función gráfica en la pantalla.

## 5. RESULTADOS EXPERIMENTALES GLOBALES

En este capítulo se presentan los resultados de la determinación del caudal crítico de recirculación por medio de mediciones globales siguiendo criterios publicados en la literatura. Todos los resultados que aquí se reportan corresponden a pruebas que se realizaron manteniendo una frecuencia de giro del impulsor de la bomba de 43.3 Hz (2600 rpm), con una incertidumbre asociada de  $\pm 0.2 \%$ .

### 5.1. Determinación del caudal crítico de recirculación por medio de las curvas características.

#### 5.1.1. Curvas características, determinación del punto de máxima eficiencia.

Las curvas características de altura de elevación, potencia hidráulica y eficiencia, todas como función del caudal (figuras 5.1.1) fueron obtenidas abriendo las válvulas en la tubería de aspiración hasta el límite de la potencia de la bomba y volviendo a cerrar las válvulas. Debido a que los datos obtenidos bajo los dos procedimientos caen sobre la misma curva se puede observar que no existe histeréisis.

De la comparación de las curvas obtenidas en dos ensayos diferentes (figuras 5.1.1. y 5.1.2) se puede asegurar la repetitibilidad de los resultados con una desviación estimada en  $\pm 1.4 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$  para el caudal Q,  $\pm 3 \text{ m}$  para la altura de elevación H,  $\pm 2 \text{ kW}$  para la potencia hidráulica y  $\pm 5 \%$  para la eficiencia  $\eta$ .

Utilizando los resultados de ambos ensayos se elaboraron las curvas características de la bomba a 43.3 Hz (figura 5.1.3). De estas curvas se estimó el punto de funcionamiento con máxima eficiencia:

$$Q_0 = 0.044 \pm 0.001 \text{ m}^3/\text{s} = 159 \pm 5 \text{ m}^3/\text{h} = 44 \pm 1 \text{ l/s} = 698 \text{ gal/min}$$

$$H_0 = 73 \pm 3 \text{ m}$$

$$\eta_0 = 70 \pm 5 \%$$

$$N_{ho} = 45 \pm 2 \text{ kW}$$

La velocidad específica en el punto de máxima eficiencia es:

$$\begin{aligned} n_s &= 0.364 \text{ m}^{3/4} / \text{s}^{3/2} = 1 \ 310 \text{ m}^{9/4} / \text{min} \text{ h}^{1/2} \\ &= 11.5 \text{ l}^{1/2} / \text{s} \text{ m}^{3/4} = 1 \ 130 \text{ gal} / \text{min}^{3/2} \text{ m}^{3/4} \end{aligned}$$

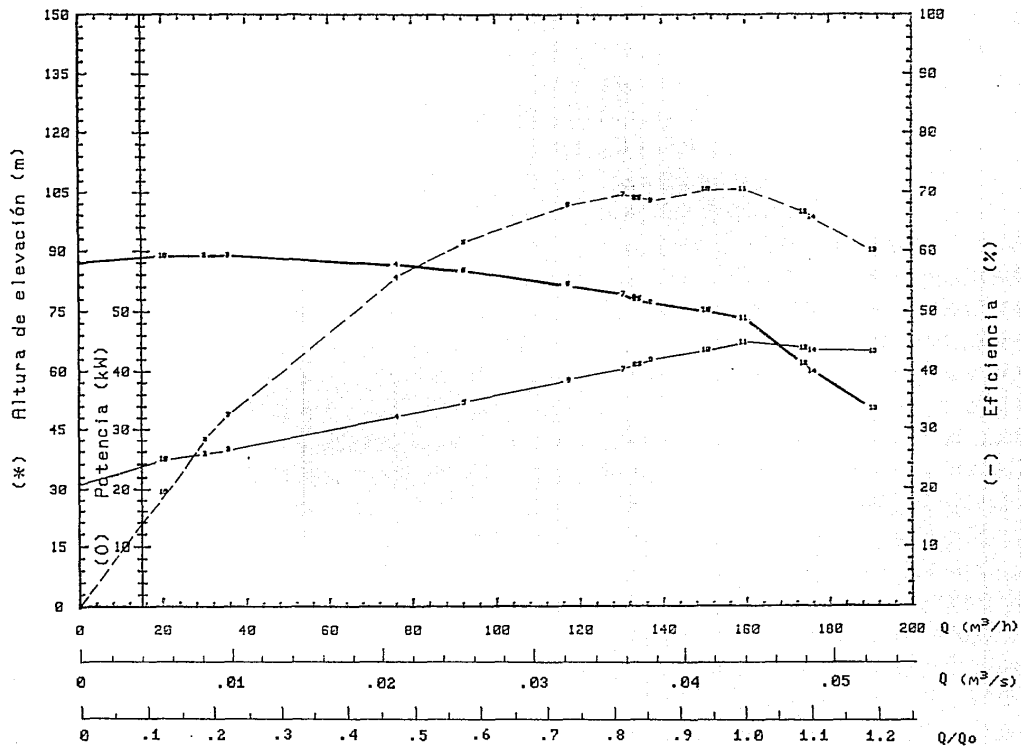


Figura 5.1.1.a)  
 Gráficas de la altura de elevación (—), potencia hidráulica (—) y eficiencia (---) como función del caudal. Los números indican la secuencia en que se obtuvieron los puntos en el ensayo 02.

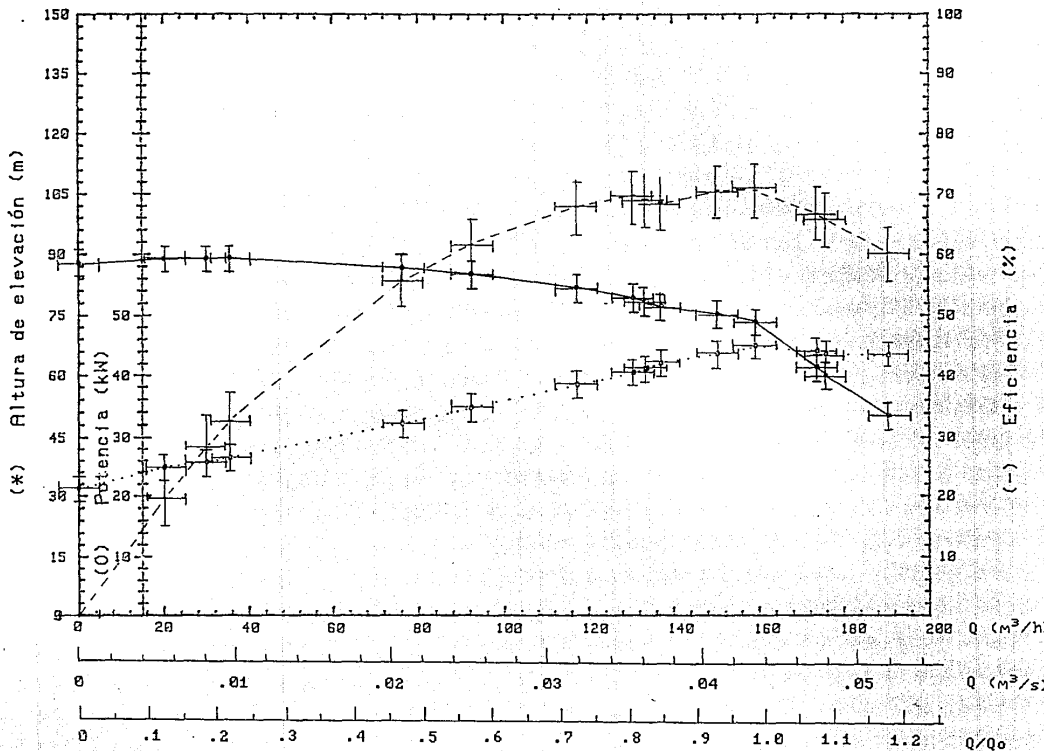


Figura 5.1.1.b)

Gráficas de la altura de elevación (—), potencia hidráulica (····) y eficiencia (---) como función del caudal. Se señalan los puntos experimentales (ensayo 02) con sus correspondientes errores asociados.

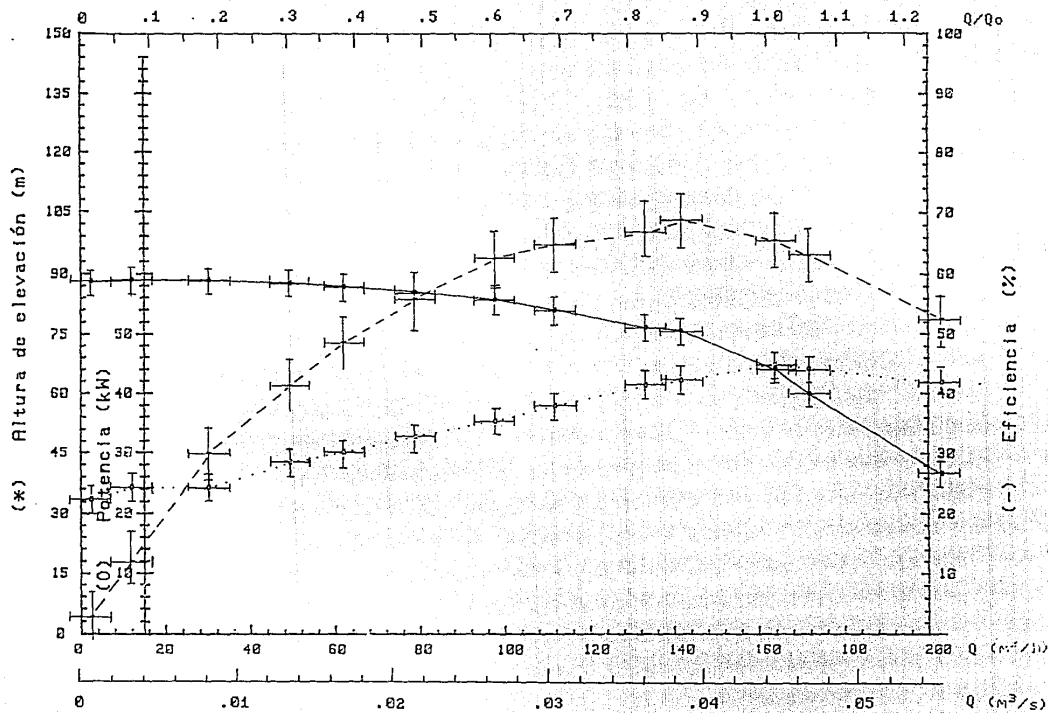


Figura 5.1.2.

Gráficas de la altura de elevación (—), potencia hidráulica (···) y eficiencia (---) como función del caudal. Se señalan los puntos experimentales (ensayo II) con sus correspondientes errores asociados.

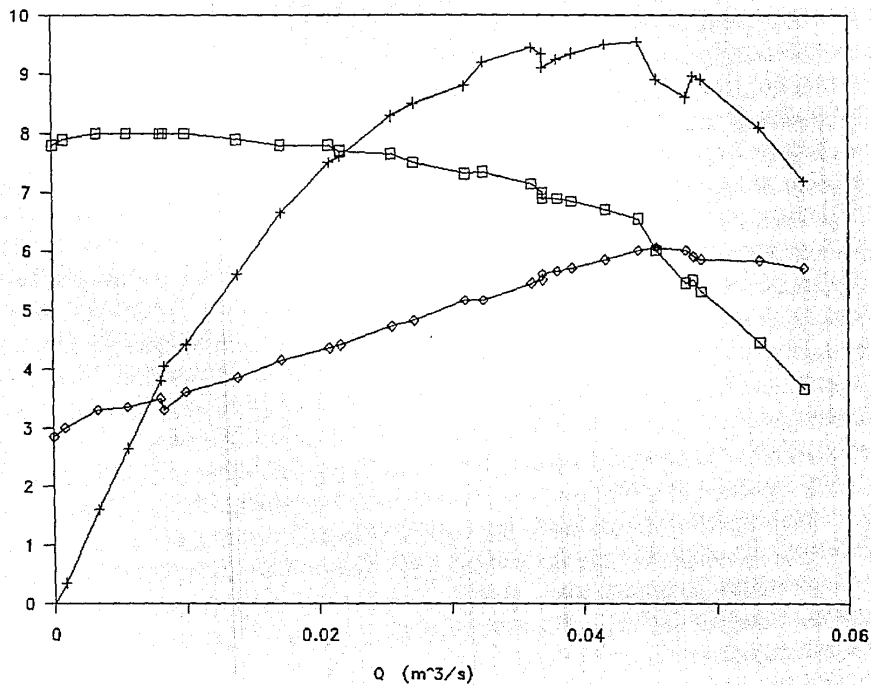


Figura 5.1.3.  
Curvas características de la bomba a 43.3 Hz: altura de elevación (□), potencia hidráulica (◇) y eficiencia (+) como función del caudal (ensayos 02 y 11).

## 5.1.2. Determinación del caudal crítico de recirculación de acuerdo a criterios estándar.

La existencia de una depresión en la curva de altura de elevación en función del caudal ha sido asociada al inicio de la recirculación a la entrada de la bomba por Yedidiáh (1986). Observando la curva de altura de elevación en función del caudal se encuentra una pequeña depresión cerca del 86 % del caudal de máxima eficiencia. En la curva de eficiencia esta depresión se hace más evidente. Esta observación en sí misma no es conclusiva debido a que los errores experimentales reducen la precisión de la ubicación y ponen en duda la existencia misma de la depresión. Sin embargo debe recordarse que el error reportado es el máximo y que la depresión fue observada tanto en el proceso de apertura de las válvulas de aspiración, como en el proceso de cerrado, en dos distintos ensayos. Con el fin de aumentar la certeza de esta observación se presenta en la figura 5.1.4. la derivada de la altura de elevación con respecto al caudal.

Aplicando el criterio para la detección del caudal crítico de recirculación sugerido por Tuzon (1983), Barrand *et al.* (1985) y Philibert *et al.* (1985) se calculó el cociente de la altura de elevación entre la eficiencia y se graficó en función del caudal. Usando el método de mínimos cuadrados se ajustó una recta a los puntos correspondientes a los caudales cercanos al de máxima eficiencia, en el rango 0.82 a 1.0 de  $Q_0$ , encontrándose que la curva  $H/\eta$  se desvía de esta recta aproximadamente a 80% del caudal de máxima eficiencia, considerando los puntos en un rango del caudal de 0.82 a 1.21 de  $Q_0$ , la curva  $H/\eta$  se desvía de la recta aproximadamente a 65 % del caudal de máxima eficiencia. Ver la figura 5.1.5. Por lo que usando este criterio se estima un valor del caudal crítico de recirculación en el intervalo  $0.65 Q_0 < Q_{cc} < 0.80 Q_0$ . Dada la naturaleza de este criterio, este resultado es conclusivo a pesar de la incertidumbre en la estimación.

La gráfica de la curva altura de aspiración en función del cuadrado del caudal ( $H_a(Q^2)$ ) (figura 5.1.6) se desvía de la recta obtenida por un ajuste de mínimos cuadrados a los puntos correspondientes al rango 0.82 a 1.2 de  $Q_0$ , aproximadamente al 20% de  $Q_0$ . Sin embargo, como se discutió en la revisión bibliográfica, esto sólo significa que las pérdidas de carga en la tubería de aspiración desde el tanque de almacenamiento hasta el nivel del transductor de presión debidas a la recirculación son significativas con respecto a las pérdidas totales de carga en ese mismo tramo de tubería a partir del 20% de  $Q_0$ , por lo que no se puede tomar este método como un criterio para estimar el caudal crítico de recirculación a la entrada de la bomba.

## 5.2. Determinación del caudal crítico de recirculación por medio de las curvas de cavitación.

### 5.2.1. Curvas de cavitación y determinación del NPSH requerido.

En la gráfica de las curvas de cavitación (figura 5.2.1.) se encuentran las relaciones de la altura de elevación (H) en función del NPSH correspondientes a cada uno de los siguientes valores de caudal constante: 100, 80, 70, 60, 50, 40 y 20 % del caudal de máxima eficiencia ( $Q_0$ ).

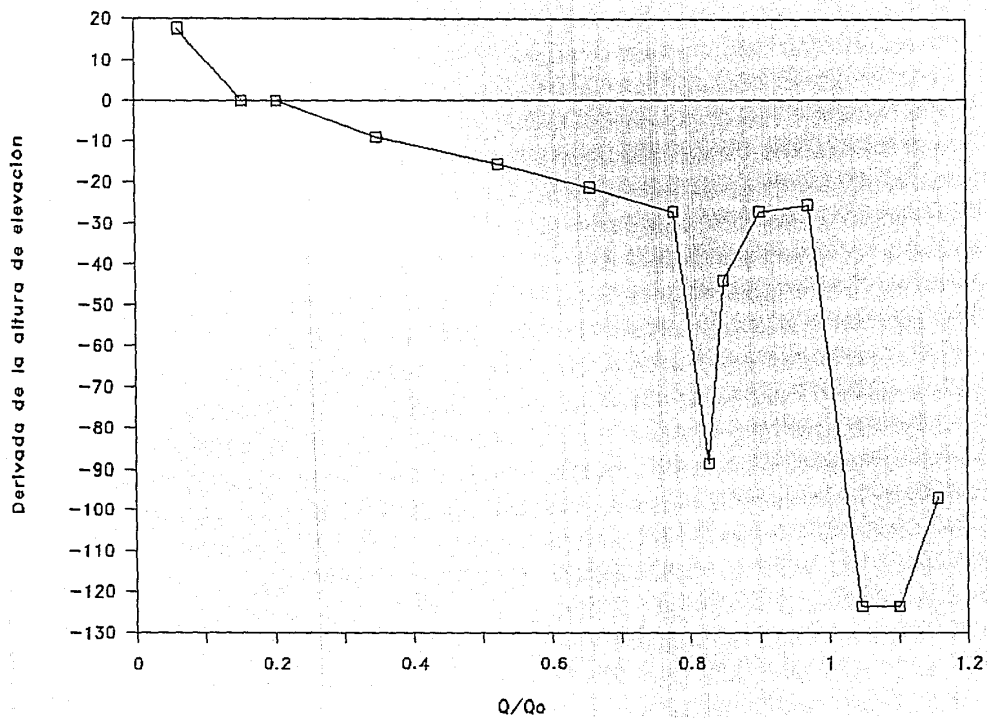


Figura 5.1.4.  
Derivada de la altura de elevación con respecto al caudal en función del caudal relativo (ensayo 02).



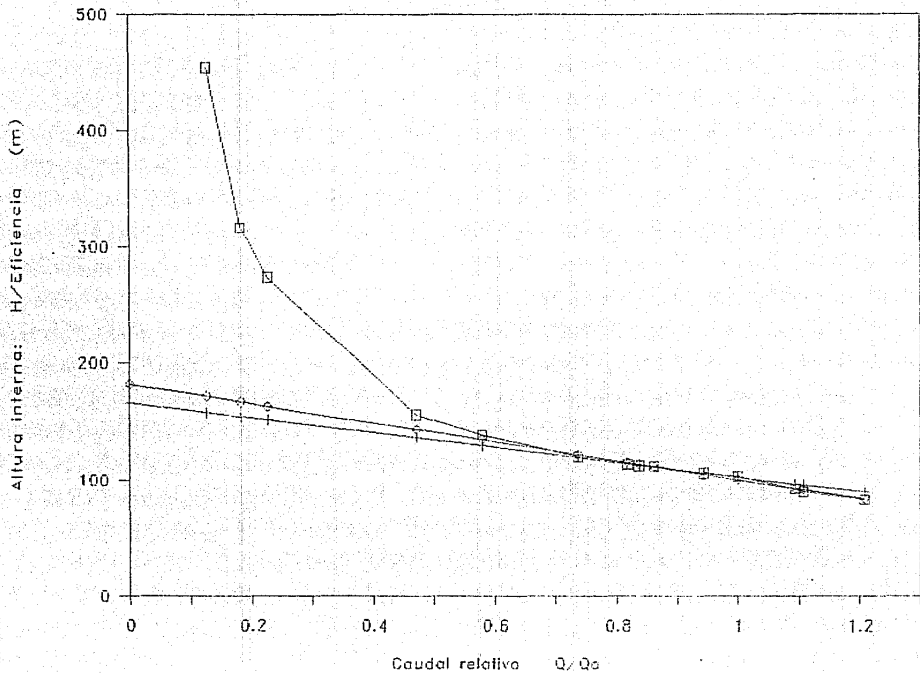


Figura 5.1.5.

Altura interna en función del caudal relativo ( $\square$ ). La recta (+) se obtuvo por un ajuste de mínimos cuadrados a los puntos con caudal relativo en el rango  $0.82 Q_0$  a  $1.00 Q_0$ . La recta ( $\circ$ ) se obtuvo por un ajuste de mínimos cuadrados a los puntos con caudal relativo en el rango 0.82 a 1.00.

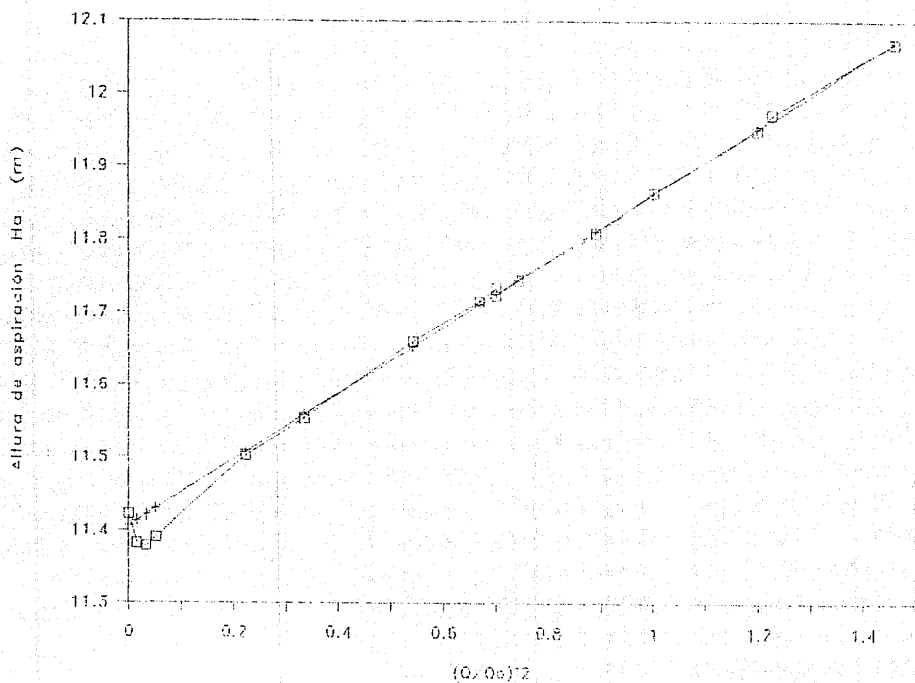


Figura 5.1.6.  
 Altura de aspiración ( $\square$ ) en función del cuadrado del caudal relativo. La recta (+) se obtuvo por un ajuste de mínimos cuadrados a los puntos con caudal relativo en el rango 0.82 a 1.00.

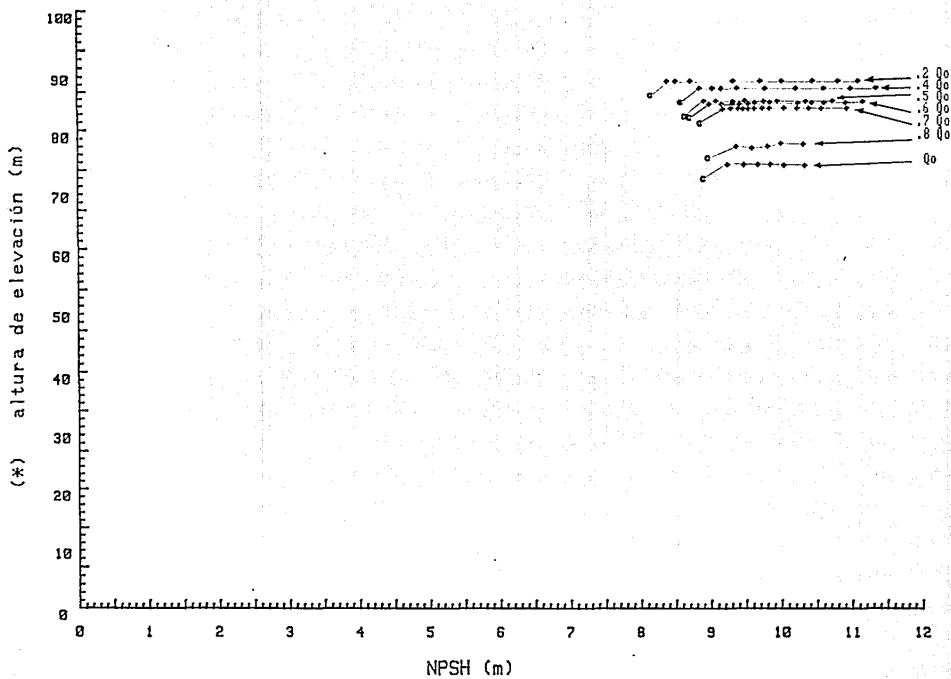


Figura 5.2.1.  
 Curvas de cavitación: altura de elevación en función del NPSH para el caudal de máxima eficiencia ( $Q_0$ ) y para caudales parciales. Los puntos "c" muestran el valor de NPSH requerido calculado por interpolación lineal entre los puntos experimentales (+).

Los puntos "C" muestran el valor de NPSH requerido (3% de la caída de H) calculado por interpolación lineal entre los puntos experimentales.

En las curvas experimentales todos los puntos con NPSH menor al NPSH requerido (punto "C") corresponden a cavitación de corte. En estas condiciones el caudal no se mantiene constante por lo que el valor de NPSH requerido calculado es poco confiable. Sin embargo, el cambio drástico en la altura de elevación es claro y de acuerdo a la información disponible la tendencia del NPSH requerido se mantiene, por lo que esta tendencia se puede tomar como criterio.

La disminución abrupta de la altura de elevación y caudal al disminuir el NPSH disponible indica un mal comportamiento del sistema con respecto a la cavitación como lo señalan Okamura *et al.* (1985). Los valores estimados del NPSH son relativamente altos a los reportados por el fabricante en pruebas a 48.3 Hz y 24.2 Hz (figura 5.2.2.). Una posible causa de este mal funcionamiento puede deberse a la presencia de fugas entre partes fijas y partes móviles de la bomba.

Para el punto de máxima eficiencia se estimó el NPSH requerido (NPSH<sub>ro</sub>), el factor de cavitación (T<sub>σ</sub>) y la velocidad específica de aspiración (S<sub>s</sub>):

$$\text{NPSH}_{ro} = 8.89 \text{ m} = 29.2 \text{ ft}$$

$$T_{\sigma} = 0.122$$

$$S_s = 5.58 \text{ m}^{3/2} / \text{s}^{3/2} \text{ m}^{3/4} = 5 \text{ 473 gal}^{1/2} / \text{min}^{3/2} \text{ ft}^{3/4}$$

### 5.2.2. Estimación del caudal crítico de recirculación.

Los valores estimados del NPSH requerido en función del caudal relativo (figura 5.2.3.) muestran un máximo para el caudal del 80% del caudal de máxima eficiencia, a partir de ese punto el NPSH requerido disminuye al disminuir el caudal, ya que el NPSH requerido depende del cuadrado del caudal (ecuación A1.24.). Este aumento en el valor del NPSH requerido para 0.8 Q<sub>o</sub> señala el inicio de la recirculación, según el criterio de Yedidiah (1986). Este criterio se basa en que el aumento de la turbulencia al inicio de la recirculación produce que la presión local disminuya y como consecuencia el NPSH requerido aumenta a pesar de la disminución del caudal (Ver Anexo 1 sección 6).

Usando la correlación gráfica de Fraser (1985) para valores de la velocidad específica entre 500 y 2500 gal<sup>1/2</sup> / min<sup>3/2</sup> m<sup>3/4</sup>, entre la velocidad específica de aspiración (S<sub>s</sub>) en el punto de máxima eficiencia y el caudal crítico de recirculación, se estima un valor para el caudal crítico de recirculación menor al 40 % del caudal de máxima eficiencia (figura 5.2.4.). Sin embargo este resultado no es muy conclusivo debido a la incertidumbre asociada en la estimación del valor del NPSH requerido ya comentada en la sección anterior, además de que se desconoce el origen y la confiabilidad de estas correlaciones.

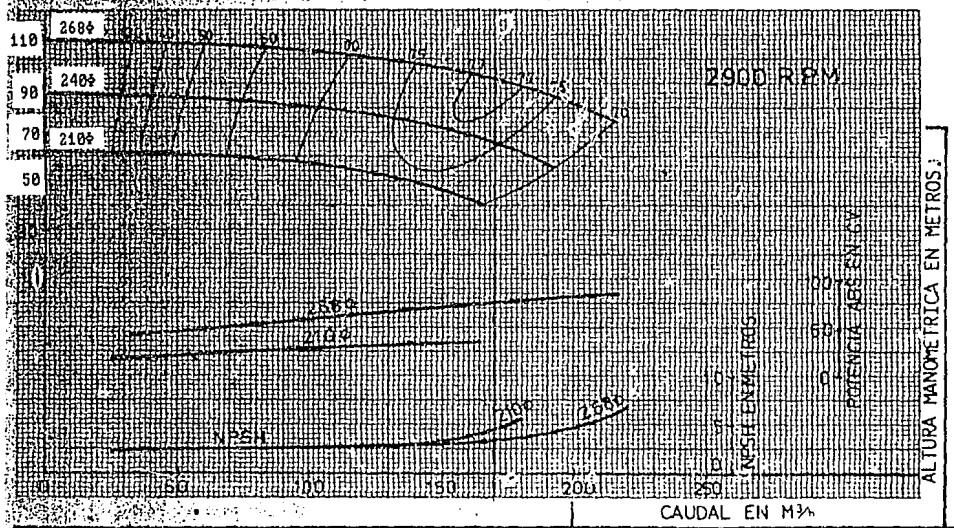
2004B-8, Pág. 22  
 1976, Febrero 76  
 5-1977  
 (150) VEPW DECE

# BOMBAS CENTRIFUGAS DE ASPIRACION AXIAL



WORTHINGTON, S.A.  
 MADRID (España)

CURVAS CARACTERISTICAS



80-250  
 Tamaño y Tipo

Figura 5.2.2.a

Curvas características de la bomba dadas por el fabricante para 48.33 Hz (2900 r.m.p.).

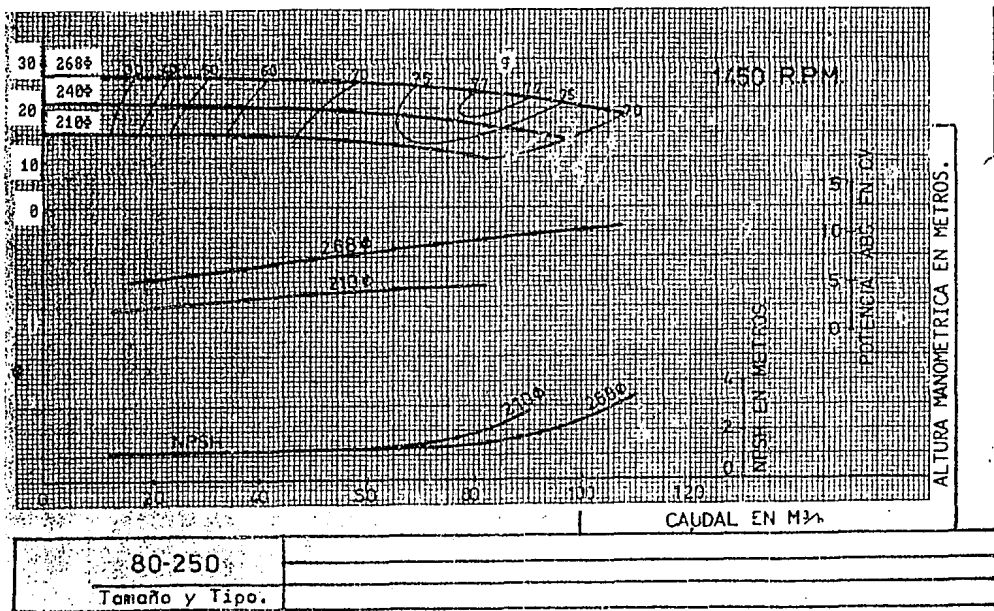


Figura S.2.2.b

Curvas características de la bomba dadas por el fabricante para 24.17 Hz (1450 r.m.p.).

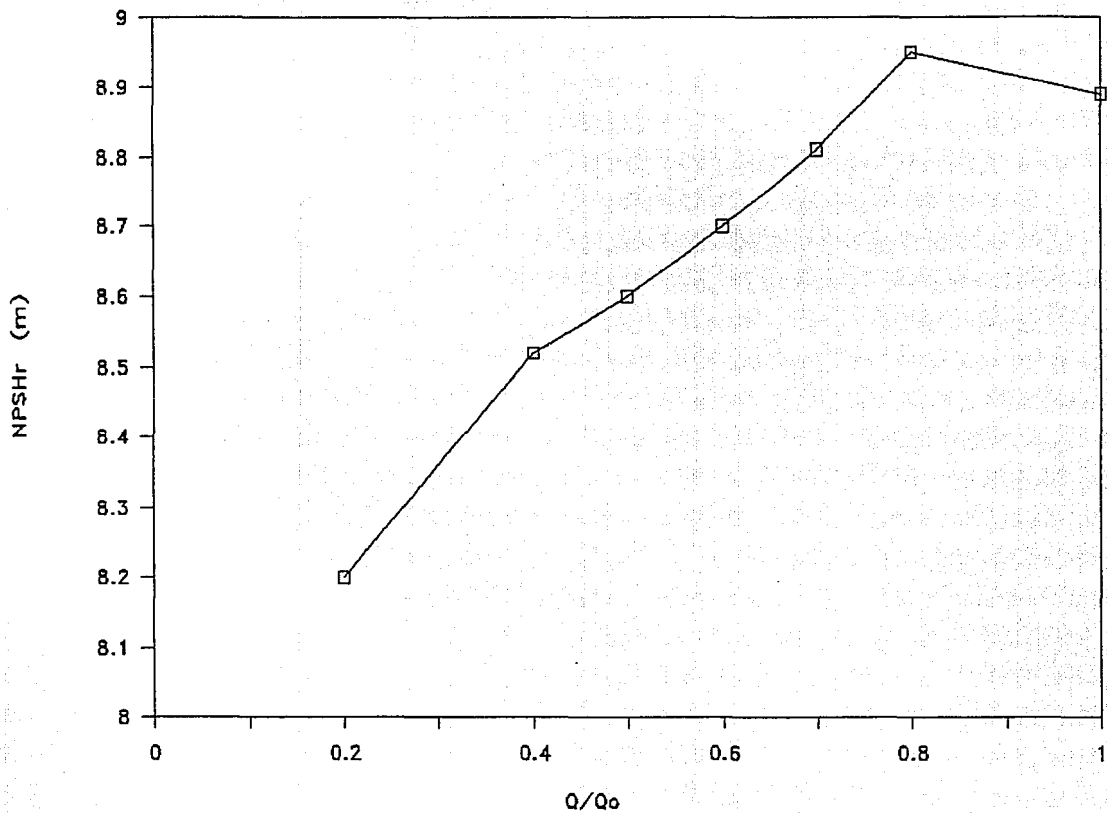
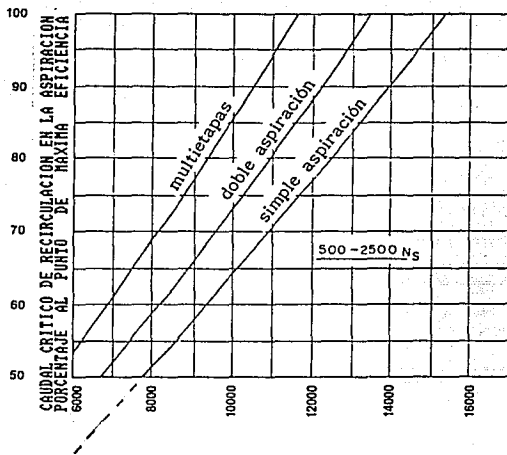


Figura 5.2.3.  
NPSH requerido como función del caudal relativo.



VELOCIDAD ESPECIFICA  $S_s$  (gal<sup>1/2</sup>/min<sup>3/2</sup>ft<sup>3/4</sup>)  
 BAJO CAUDAL DE MAXIMA EFICIENCIA PARA  
 ASPIRACION SIMPLE O UN LADO DE DOBLE ASPIRACION

Figura 5.2.4.

Correlación grafica (Fraser, 1985) para estimar el caudal crítico de recirculación a la entrada de la bomba para valores de velocidad específica ( $N_s$ ) entre 500 y 2500 gal<sup>1/2</sup>/min<sup>3/2</sup>ft<sup>3/4</sup>.

De los datos experimentales

$$N_s = 1129 \text{ gal}^{1/2}/\text{min}^{3/2}\text{ft}^{3/4}$$

$$S_s = 5473 \text{ gal}^{1/2}/\text{min}^{3/2}\text{ft}^{3/4}$$

Se estima  $Q_{cc} < .4 Q_o$



### 5.3. Conclusiones.

Los métodos globales para la determinación del caudal crítico de recirculación ( $Q_{ce}$ ), sugeridos en la literatura, aplicados a los resultados de las pruebas realizadas dan los siguientes valores:

a) Depresión en la curva $H(Q)$	$Q_{ce} \approx 0.86 Q_0$
b) Desviación de la curva $H/\eta(Q)$	$0.65 Q_0 < Q_{ce} < 0.80 Q_0$
c) Desviación de la curva $H_a(Q^2)$	$Q_{ce} \approx 0.20 Q_0$
d) Máximo en la curva $HPSH_r(Q)$	$Q_{ce} \approx 0.80 Q_0$
e) Correlación gráfica de Fraser	$Q_{ce} < 0.40 Q_0$

De la discusión de los resultados en las secciones anteriores se desprende que las estimaciones obtenidas por la desviación de la curva  $H_a(Q)$  y por la correlación gráfica de Fraser no arrojan resultados conclusivos. Los resultados obtenidos por los otros tres criterios son consistentes, el caudal crítico de recirculación se encuentra en el intervalo  $0.65 Q_0 < Q_{ce} < 0.86 Q_0$ , con una media en  $Q_{ce} \approx 0.78 Q_0$ .

## 6. ANALISIS DE LAS SEÑALES DE PRESION

En este capítulo se presentan los resultados del registro y análisis de la presión media y de las fluctuaciones de la presión en la tubería de aspiración a la entrada de la bomba.

### 6.1. Presión media relativa.

En esta sección se describen los estudios realizados para la detección del caudal crítico de recirculación a través de la presión media relativa en la pared de tubo de aspiración registrada por el transductor piezorresistivo cerca de la entrada de la bomba.

La presión media relativa se define como la presión de entrada ( $P_e$ ) menos la presión del tanque de almacenamiento ( $P_t$ ) y normalizada con una presión dinámica característica.

$$P_m = \frac{P_e - P_t}{\rho V_c^2 / 2} \quad (6.1.1)$$

Una elección típica para la velocidad característica ( $V_c$ ) es la velocidad media del flujo en condiciones de máxima eficiencia. Esto es:

$$V_c = V_{e0} = Q_0/A_a \quad (6.1.2)$$

La figura 6.1.1 muestra la gráfica de la presión media relativa ( $P_{m0}$ ) en función del caudal ( $Q/Q_0$ ). En general  $P_{m0}$  aumenta a medida que el caudal se reduce, excepto para el intervalo  $0.2 < Q/Q_0 < 0.4$ . Este cambio es mayor para  $Q/Q_0 < 0.15$  y cerca de  $0.8 Q_0$  como muestra la gráfica de la derivada de la función  $P_{m0}$  con respecto al caudal  $Q/Q_0$  (figura 6.1.2).

En forma alternativa, se puede considerar como velocidad característica a la velocidad media del flujo para el caudal correspondiente:

$$V_c = V_e = Q/A_a \quad (6.1.3)$$

La gráfica de la presión media relativa ( $P_m$ ), calculada con la velocidad media (figura 6.1.3) muestra un aumento de la presión al disminuir el caudal. Cerca de  $0.8 Q_0$  también bajo esta normalización se observa un pequeño cambio de comportamiento. Para poner en evidencia de manera más clara este efecto, se ha graficado la derivada de esta función en la figura 6.1.4. Este aumento brusco de la presión media en la pared de la tubería de aspiración señala el caudal crítico de recirculación a nivel del transductor de presión (Schiavello, 1982). Esto es el caudal para el cual el flujo de recirculación alcanza al transductor de presión, el aumento en la presión se debe a la velocidad angular de este retroflujo. Este resultado aunque no es en sí

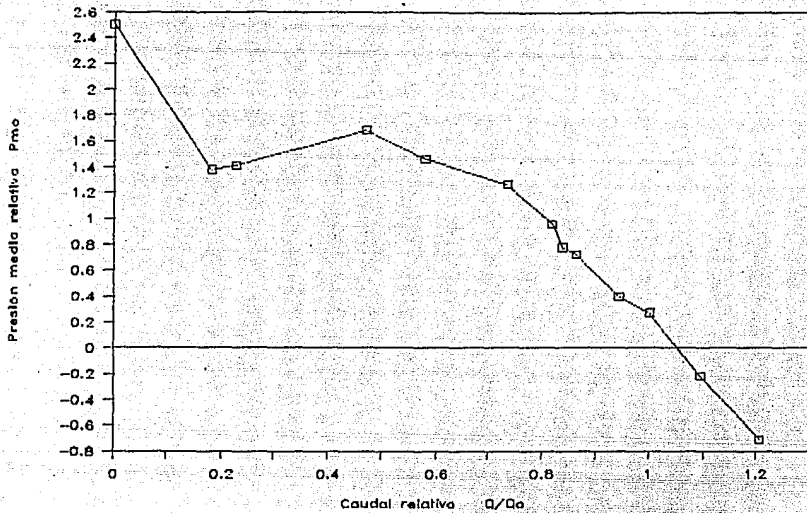


Figura 6.1.1.  
Presión media relativa ( $P_{mo}$ ) en la pared del tubo de aspiración como función del caudal relativo.

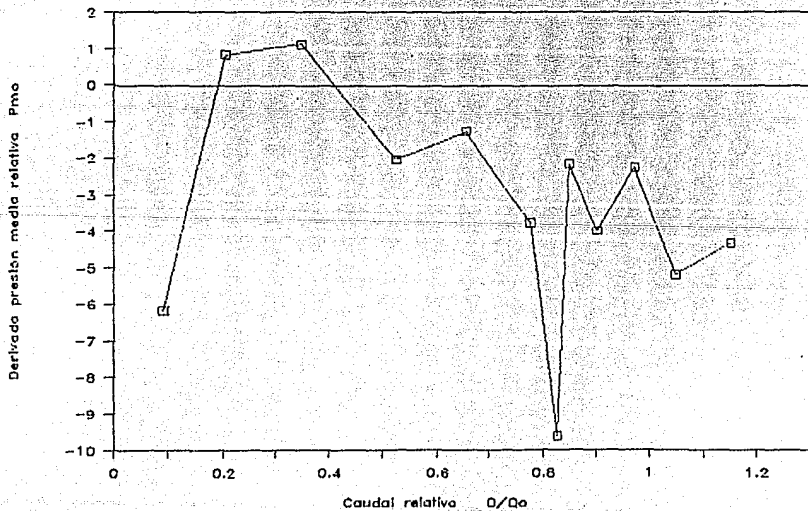


Figura 6.1.2.  
Derivada de la presión media relativa ( $P_{mo}$ ) en la pared del tubo de aspiración como función del caudal relativo.

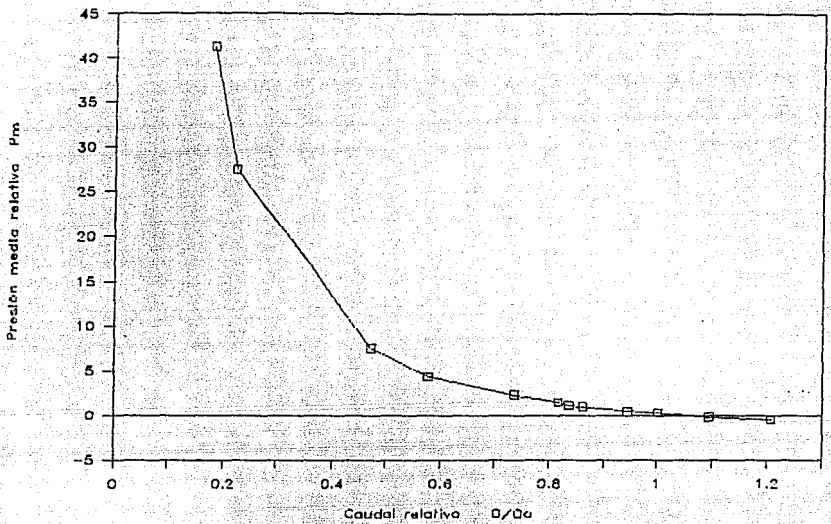


Figura 6.1.3.  
Presión media relativa ( $P_m$ ) en la pared del tubo de aspiración como función del caudal relativo.

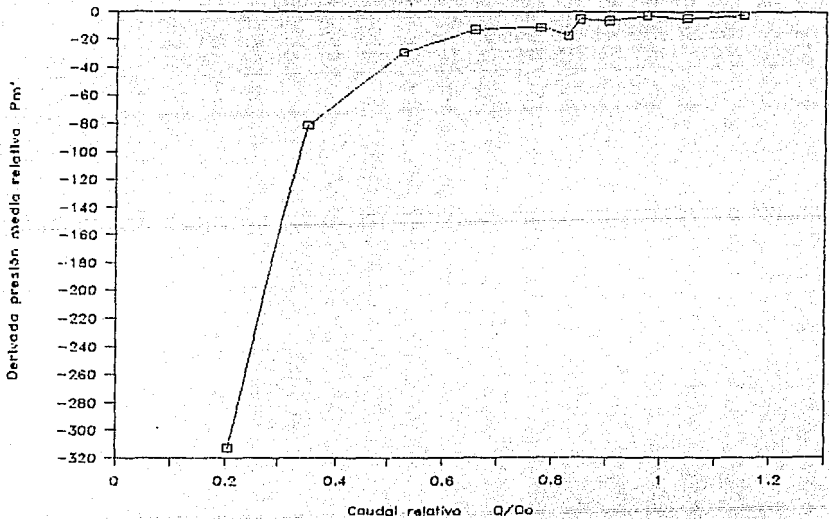


Figura 6.1.4.  
Derivada de la presión media relativa ( $P_m'$ ) en la pared del tubo de aspiración como función del caudal relativo.

concluyente, entre otras cosas por los errores experimentales involucrados, coincide con la estimación obtenida por los métodos globales utilizados en el capítulo anterior.

## 6.2. Señales de presión en el dominio temporal.

El análisis de la señal de presión registrada por los transductores de presión dinámica puede dar un diagnóstico más fino del flujo en la tubería de aspiración. En esta sección se describirán sus características. En el Anexo 2 se presenta una introducción al análisis de señales dinámicas, donde se introducen algunos conceptos utilizados en las siguientes secciones de este capítulo.

### 6.2.1. En función del caudal, considerando el NPSH y la posición angular como parámetros.

Se obtuvieron las señales temporales promediadas en 20 muestras (Ver Anexo 2) usando el analizador de señales dinámicas en modo de disparador externo (T), durante un período de 32.0 ms, que es mayor al período de giro de la bomba (23.1 ms). En las figuras 6.2.1 se encuentran las señales temporales correspondientes al funcionamiento manteniendo el valor del NPSH igual al NPSH disponible máximo (+). En las figuras 6.2.2 se encuentran las señales temporales correspondientes al funcionamiento con NPSH disponible cercano al NPSH mínimo antes de presentarse la cavitación de corte (-). En ambos conjuntos las figuras a) corresponden a caudales de máxima eficiencia ( $Q_0$ ), las figuras b) corresponden a  $0.7 Q_0$ . Las figuras c) a  $0.4 Q_0$  y las figuras d) a  $0.2 Q_0$ . El valor del caudal tiene un error máximo asociado de  $\pm 0.05 Q_0$ . En todas estas gráficas el canal 1 representa la señal del transductor 1 colocado en la tubería de aspiración a 0.15 m del impulsor, en posición angular de  $90^\circ$  (parte superior del tubo). El canal 2 corresponde al transductor de presión 2 colocado en la tubería de aspiración a 0.15 m del impulsor, en posición angular  $0^\circ$  (parte lateral del tubo) (Ver figura A3.5.).

Existe un cambio notorio en la forma de la señal de presión dinámica con la variación del caudal. Los dos transductores de presión señalan un comportamiento semejante aunque las amplitudes son en general ligeramente mayores en el transductor 1. A caudal de máxima eficiencia ( $Q_0$ ) la presión dinámica tiene pocas variaciones, con un período igual al del giro del impulsor. Al reducir el caudal a  $0.7 Q_0$ , las variaciones aumentan aproximadamente un 50% en amplitud y muestran un período de la mitad del giro del impulsor. A  $0.4 Q_0$  estas variaciones tienen una amplitud mayor al doble de las variaciones de presión registradas con caudal de máxima eficiencia, presentando un período de la mitad del giro del impulsor. A  $0.2 Q_0$  la amplitud de las oscilaciones casi triplica la amplitud de las variaciones originales. Para este caudal la señal temporal de la presión presenta siete picos máximos que corresponden al número de álabes del impulsor.

Comparando las señales obtenidas bajo funcionamiento con máximo NPSH disponible (+) y con el mínimo posible (-), se observa un comportamiento cualitativamente similar. A caudal de máxima eficiencia ( $Q_0$ ), la señal a menor NPSH tiene variaciones de presión poco mayores que en funcionamiento con NPSH disponible mayor. En los registros obtenidos con  $0.7 Q_0$  la oscilación es ligeramente menor para el menor valor de NPSH y el período no es evidente. A  $0.4 Q_0$ , las señales muestran mayores diferencias. En funcionamiento con

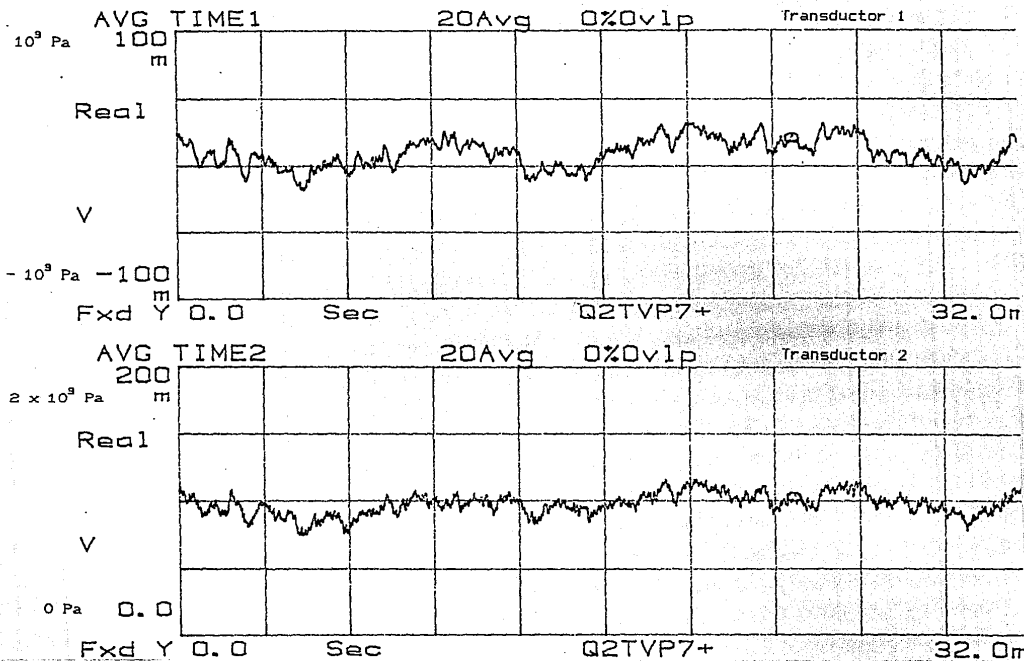


Figura 6.2.1.a)  
 Señales de presión en el dominio temporal para caudal de máxima eficiencia ( $Q_0$ ) y condición de máximo NPSH disponible (+). Arriba: registrada por el transductor 1 ( $0.15\text{m}, 90^\circ$ ). Abajo: registrada por el transductor 2 ( $0.15\text{m}, 0^\circ$ ).

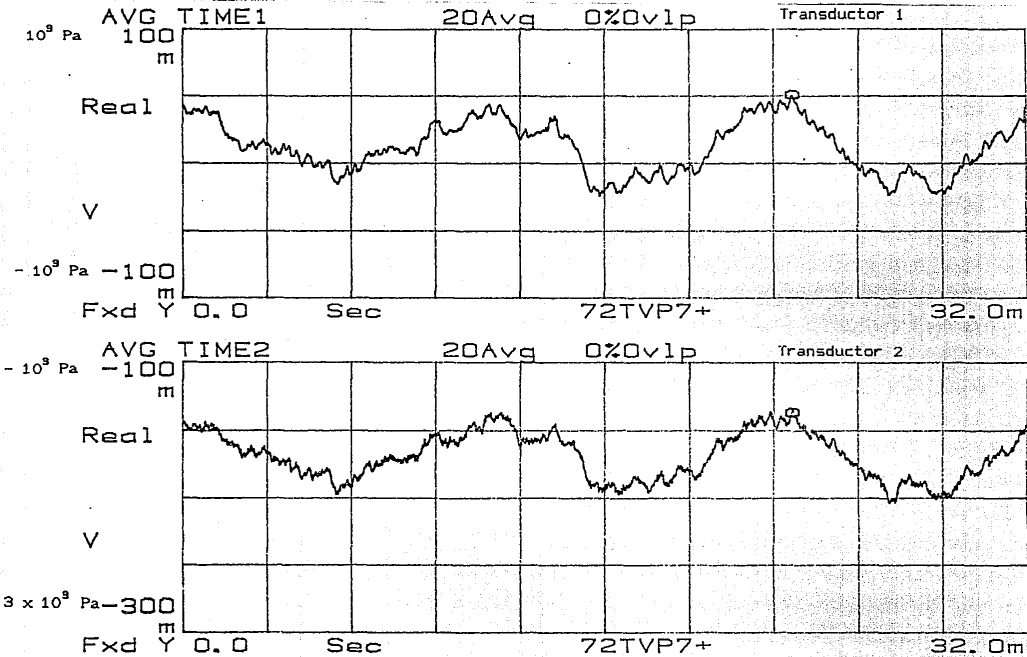


Figura 6.2.1.b)

Señales de presión en el dominio temporal para caudal  $0.7 Q_0$  y condición de máximo NPSH disponible (+). Arriba: registrada por el transductor 1 (0.15m,  $90^\circ$ ). Abajo: registrada por el transductor 2 (0.15m,  $0^\circ$ ).

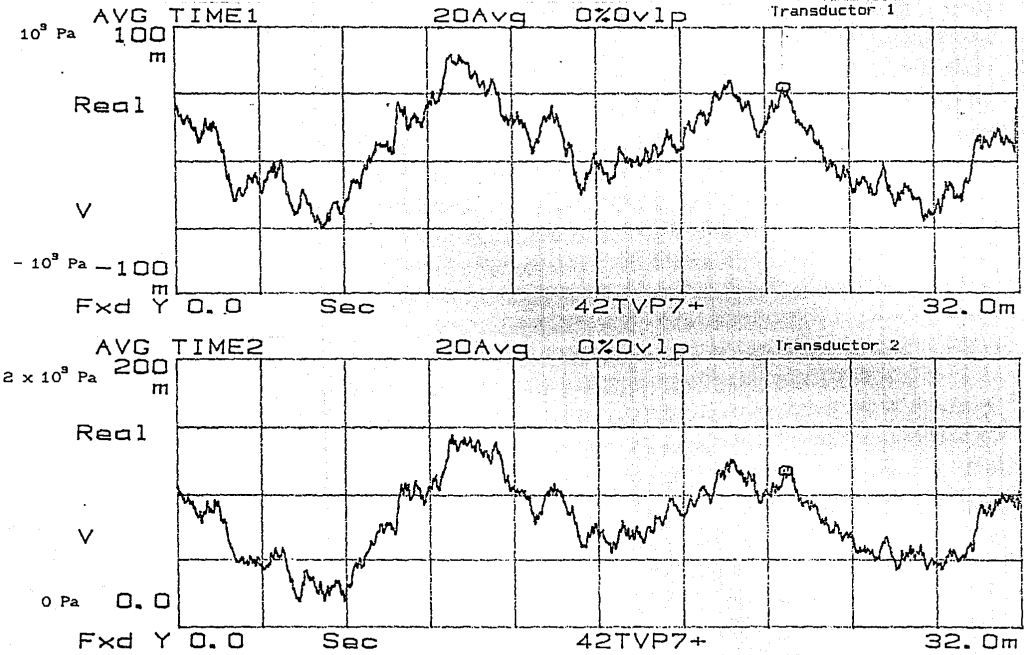


Figura 6.2.1.c)  
 Señales de presión en el dominio temporal para caudal 0.4 Q<sub>e</sub> y condición de máximo NPSH disponible (+). Arriba: registrada por el transductor 1 (0.15m, 90°). Abajo: registrada por el transductor 2 (0.15m, 0°).



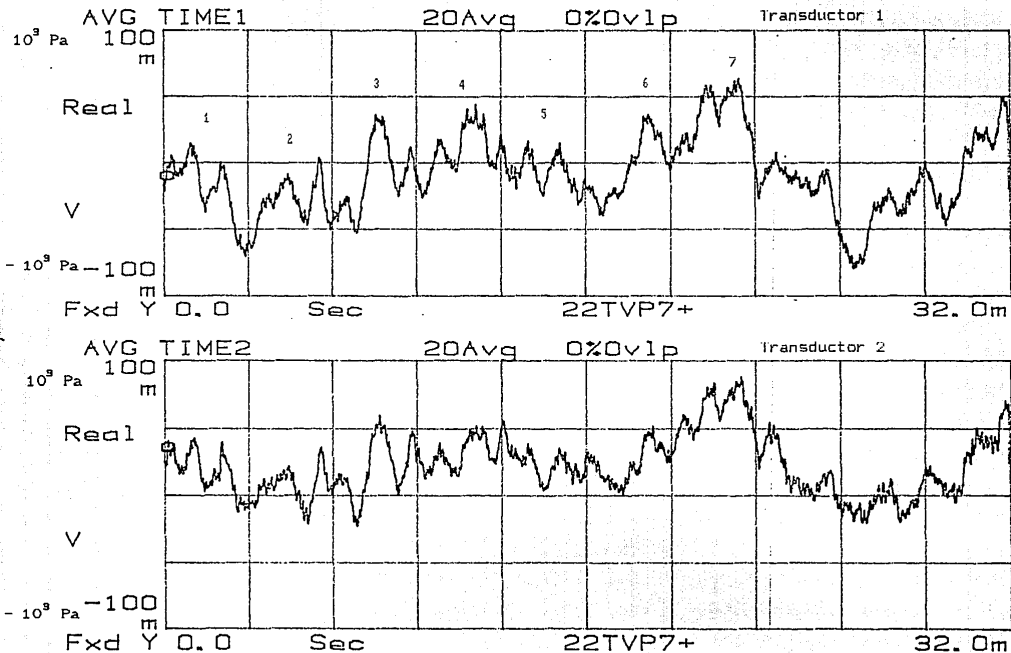


Figura 6.2.1.d)  
 Señales de presión en el dominio temporal para caudal 0.2 Q<sub>0</sub> y condición de máximo NPSH disponible (+). Arriba: registrada por el transductor 1 (0.15m, 90°). Abajo: registrada por el transductor 2 (0.15m, 0°).

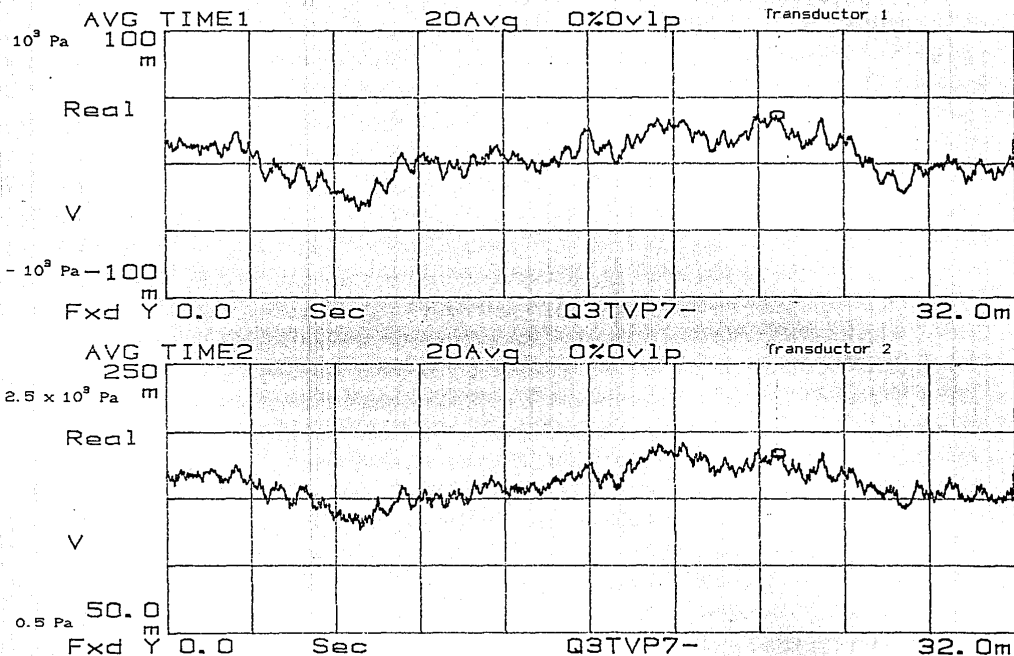


Figura 6.2.2.a)

Señales de presión en el dominio temporal para caudal de máxima eficiencia ( $Q_0$ ) y condición de NPSH disponible mínimo antes de presentarse la cavitación de corte (-). Arriba: registrada por el transductor 1 (0.15m,  $90^\circ$ ). Abajo: registrada por el transductor 2 (0.15m,  $0^\circ$ ).

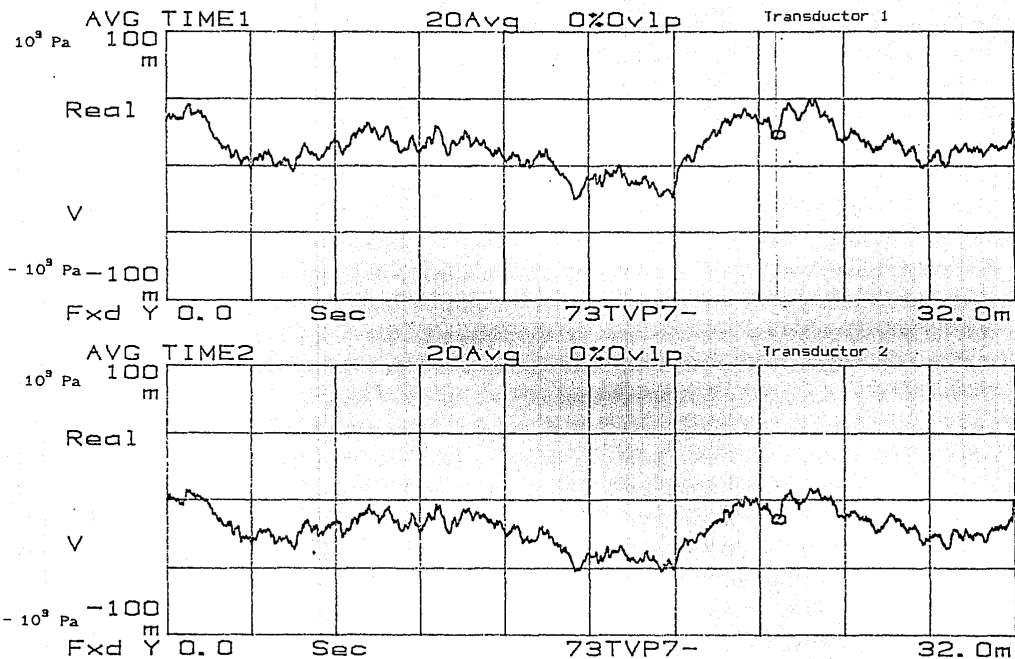


Figura 6.2.2.b)

Señales de presión en el dominio temporal para caudal  $0.7 Q_0$  y condición de NPSH disponible mínimo antes de presentarse la cavitación de corte (-). Arriba: registrada por el transductor 1 (0.15m,  $90^\circ$ ). Abajo: registrada por el transductor 2 (0.15m,  $0^\circ$ ).

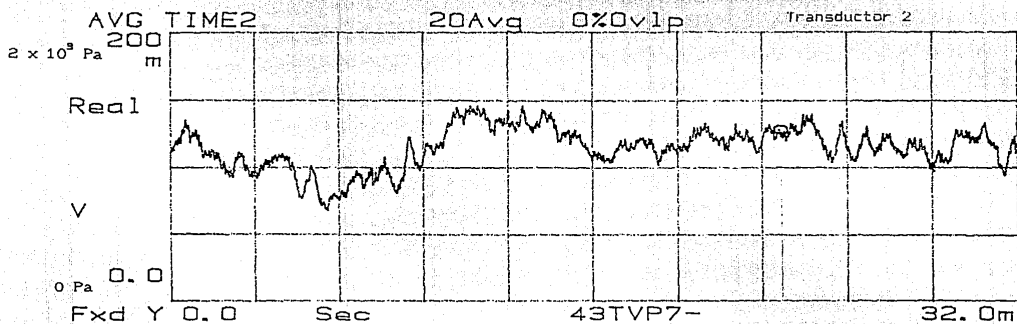
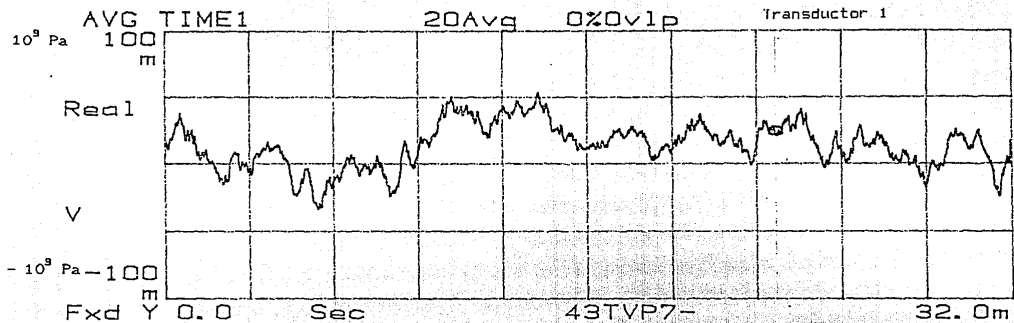


Figura 6.2.2.c)

Señales de presión en el dominio temporal para caudal 0.4 Q<sub>0</sub> y condición de NPSH disponible mínimo antes de presentarse la cavitación de corte (-). Arriba: registrada por el transductor 1 (0.15m, 90°). Abajo: registrada por el transductor 2 (0.15m, 0°).

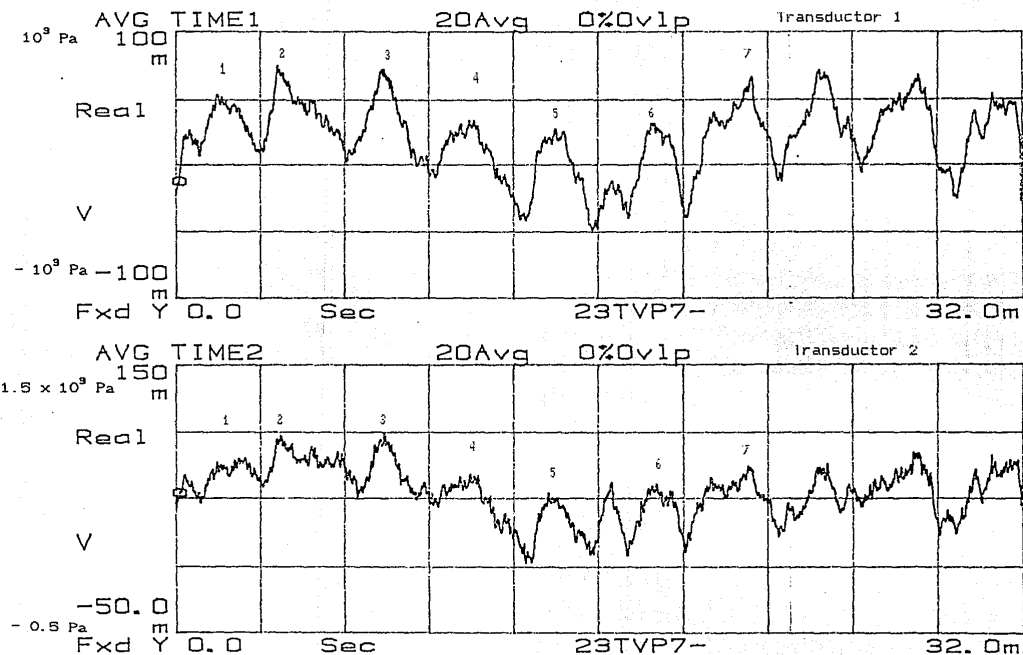


Figura 6.2.2.d)

Señales de presión en el dominio temporal para caudal  $0.2 Q_0$  y condición de NPSH disponible mínimo antes de presentarse la cavitación de corte (-).  
 Arriba: registrada por el transductor 1 (0.15m,  $90^\circ$ ). Abajo: registrada por el transductor 2 (0.15m,  $0^\circ$ ).

NPSH menor, la variación de presión con período de la mitad del período de giro no es tan grande, pero el paso de los álabes es mucho más notorio que a NPSH mayor. A  $0.2 Q_0$  con NPSH bajo, los siete picos máximos correspondientes al paso de los álabes son más notorios, sobre todo en la traza del transductor 1.

En la figura 6.2.3. se encuentra la gráfica de la amplitud máxima de la señal de presión ( $A_{max}$ ) en función del caudal relativo ( $Q/Q_0$ ) para cada una de las condiciones de operación ensayadas. En ella se observa el aumento de la amplitud de la oscilación de presión al reducirse el caudal. Para estimar la importancia de la amplitud de estas oscilaciones se pueden seguir dos criterios. El primero es calcular la amplitud de la oscilación relativa a la presión dinámica del caudal de máxima eficiencia ( $A_{max}$ ),

$$A_{max}_o = \frac{A_{max}}{\rho V_{e0}^2 / 2} \quad (6.2.1)$$

En el segundo criterio la presión dinámica se calcula usando la velocidad media del flujo (U) para el caudal correspondiente.

$$A_{max}_o = \frac{A_{max}}{\rho V_e^2 / 2} \quad (6.2.2)$$

Ninguno de estos dos procedimientos es completamente válido. El primero considera una velocidad constante que no es representativa para caudales distintos al de máxima eficiencia y el segundo toma la velocidad media del flujo en la tubería, que puede ser muy distinta a la rapidez media, si se considera que para ciertas condiciones existe flujo de recirculación; el caso extremo sería el caudal nulo. Sin embargo estos dos criterios señalan una cota mínima y una máxima de la importancia de la oscilación de la presión en cada caso.

Las amplitudes máximas relativas obtenidas a través de las dos normalizaciones anteriores se encuentran en las figuras 6.2.4 y 6.2.5 respectivamente. En ellas se puede observar que la amplitud máxima de la oscilación de presión en el caudal de máxima eficiencia con NPSH disponible máximo, registrada por los dos transductores es menor del 9%. Esto indica que la oscilación de la presión, obtenida en funcionamiento con caudal de máxima eficiencia y en condiciones lejanas a la cavitación, puede verse como una perturbación de la presión de un flujo axisimétrico, cuyo origen puede ser mecánico o fluidodinámico. Una pequeña asimetría en el impulsor o en la flecha podría haber generado esta perturbación con período igual a la del giro del impulsor. Para el  $0.7$  del caudal de máxima eficiencia la amplitud máxima de la oscilación estaría en el siguiente intervalo  $10\% < A_{max} < 27\%$ , para el  $0.4 Q_0$   $20\% < A_{max} < 140\%$  y para el  $0.2 Q_0$  la amplitud máxima quedaría entre  $25\% < A_{max} < 650\%$ . Obviamente estos intervalos son muy grandes, sin embargo señalan que, para caudales parciales, la oscilación de presión deja de ser una perturbación de la presión de un flujo axisimétrico, es decir, bajo estas condiciones el flujo al interior del tubo de aspiración es no-axisimétrico.

De las señales temporales se puede estimar el valor de la presión media en la tubería de aspiración por encima de la presión en el mismo punto con la bomba apagada, ya que esta condición fue usada para ajustar el cero de la señal de presión dinámica. En la figura 6.2.6 se encuentra la gráfica de la presión media relativa a la presión dinámica de máxima eficiencia ( $P_{me0}$ )

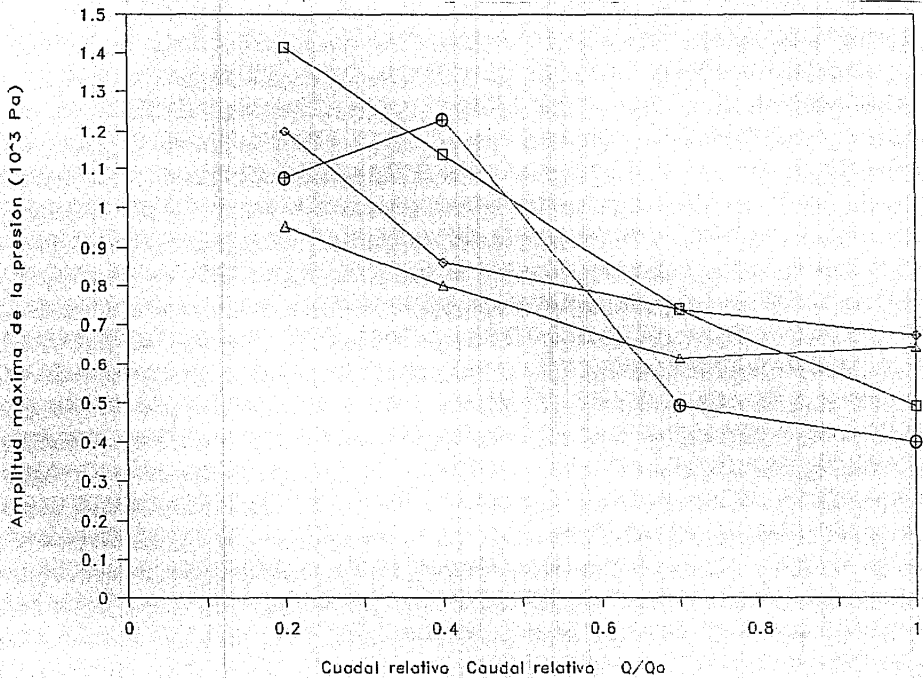


Figura 6.2.3.

Amplitud máxima de presión en las señales de presión en el dominio temporal en función del caudal relativo. ( $\square$ ) Transductor 1, condición de NPSH +, ( $\oplus$ ) Transductor 2, condición de NPSH +, ( $\diamond$ ) Transductor 2, condición de NPSH -, ( $\triangle$ ) Transductor 2, condición de NPSH -.

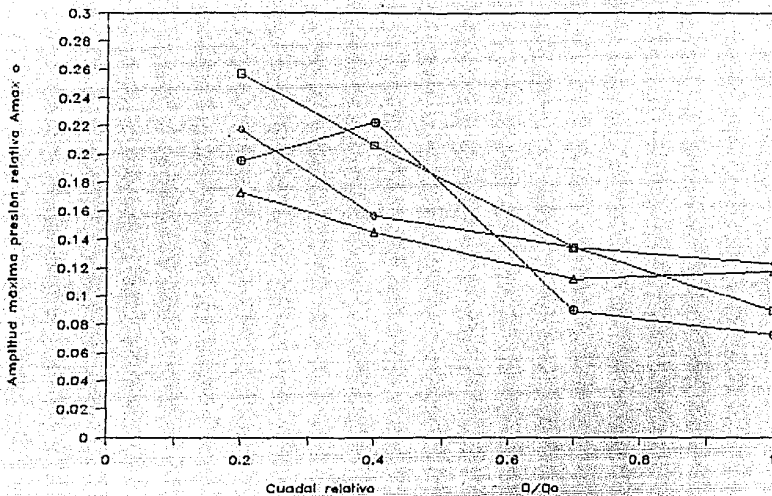


Figura 6.2.4.

Amplitud máxima de presión relativa ( $A_{max_o}$ ) en función del caudal relativo. (□) Transductor 1, condición de NPSH +, (⊙) Transductor 2, condición de NPSH +, (⊖) Transductor 2, condición de NPSH -, (Δ) Transductor 2, condición de NPSH -.

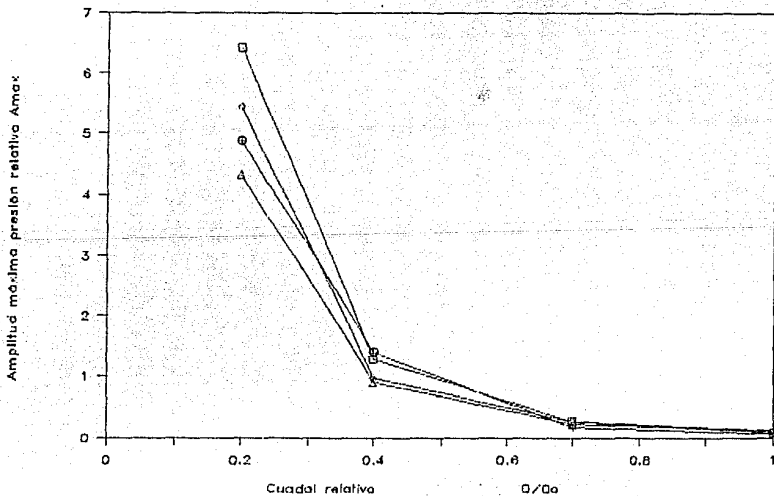


Figura 6.2.5.

Amplitud máxima de presión relativa ( $A_{max}$ ) en función del caudal relativo. (□) Transductor 1, condición de NPSH +, (⊙) Transductor 2, condición de NPSH +, (⊖) Transductor 2, condición de NPSH -, (Δ) Transductor 2, condición de NPSH -.



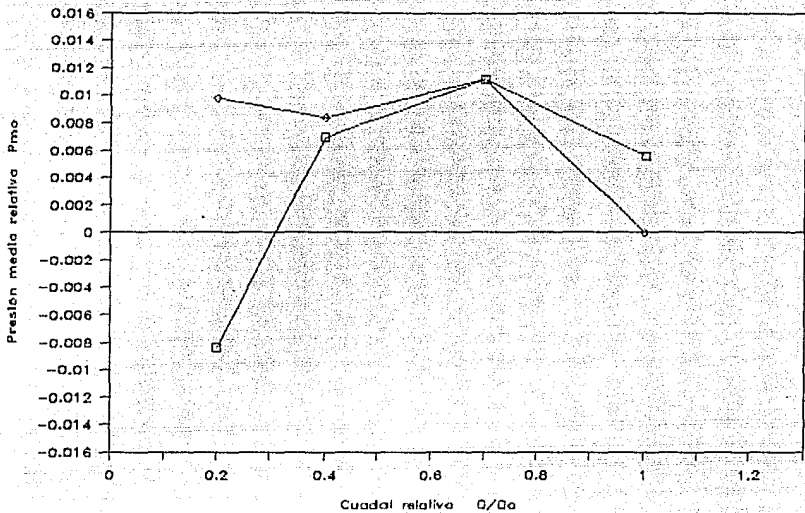


Figura 6.2.6.

Presión media relativa ( $P_{mo}$ ) estimada de las señales de presión en el dominio temporal en función del caudal relativo. (  $\square$  ) Transductor 1, condición de NPSH +, (  $\diamond$  ) Transductor 1, condición de NPSH -.

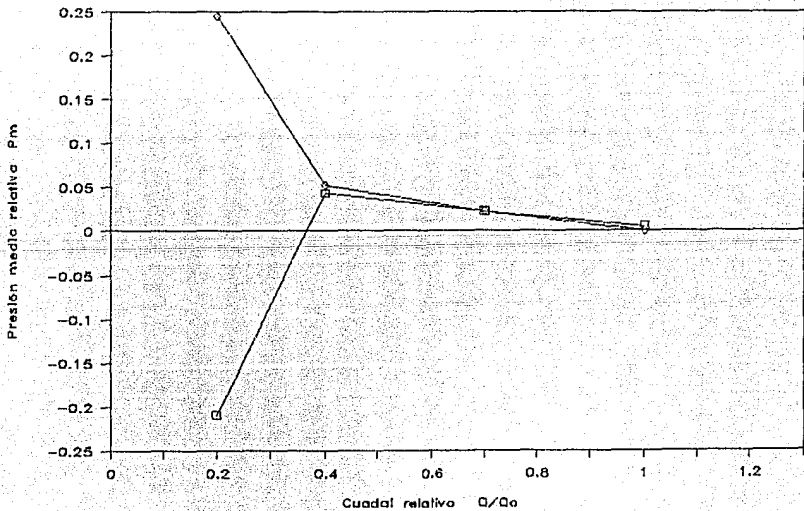


Figura 6.2.7.

Presión media relativa ( $P_m$ ) estimada de las señales de presión en el dominio temporal en función del caudal relativo. (  $\square$  ) Transductor 1, condición de NPSH +, (  $\diamond$  ) Transductor 1, condición de NPSH -.

obtenida considerando el valor medio de la señal temporal y en la figura 6.2.7 se encontrará la de presión media relativa a la presión dinámica estimada para caudal correspondiente ( $P_{me}$ ) obtenida de la misma forma. Las gráficas referentes al NPSH máximo (+) son cualitativamente similares a las obtenidas por el transductor de presión estática en condición de NPSH máximo (figuras 6.1.1 y 6.1.3). Las curvas no coinciden cuantitativamente debido que esta última es la diferencia de presión a la presión en el tanque de almacenamiento y la primera es la diferencia con la presión en la tubería de aspiración con la bomba apagada. Se tuvieron problemas con el balance a cero del transductor 2, por lo que los valores de la presión media obtenidos con dicho transductor no son significativos y no se incluyen en las figuras anteriores.

### 6.2.2. Evolución de la señal temporal como función del NPSH.

Se registraron las señales temporales del transductor promediadas (5 muestras), usando disparador externo (T). El sensor se encontraba colocado en la tubería de aspiración a 0.15 m del impulsor, en posición angular  $0^\circ$ . Se mantuvo el caudal constante a  $0.4 Q_0$ , y se redujo gradualmente el valor del NPSH. Las figuras 6.2.8 muestran las señales de presión en el dominio temporal para diferentes valores del NPSH. La señal de presión a  $0.4 Q_0$  muestra cambios en su evolución al cambiar el valor del NPSH. Para el mayor NPSH disponible, la señal presenta un período de la mitad del período de giro, a medida que el NPSH disminuye este período se observa menos evidente y el paso de los álabes es algo más notorio, esto podría significar cavitación de álabe. Posteriormente se analizará con más detalle esta hipótesis.

### 6.3. Señales de presión en el dominio frecuencial.

Se obtuvieron mediciones con el analizador de señales dinámicas en respuesta frecuencial, en rangos de frecuencia de 0 a 100 Hz, 0 a 1 kHz y 0 a 100 kHz.

#### 6.3.1. Espectros de potencias en función del caudal.

Se obtuvieron los espectros de potencias promediados en 20 muestras (Ver Anexo 2) usando el analizador de señales dinámicas en modo de disparador interno (S). En las figuras 6.3.1, 6.3.2, 6.3.3 y 6.3.4 se encuentran los espectros de potencias variando el caudal (diagramas en cascada), para dos condiciones del NPSH y dos condiciones de la posición angular, respectivamente. Nótese que por claridad el origen de las abscisas se desplazó secuencialmente a la derecha contrayéndose la escala de frecuencias. El origen de la escala vertical también se desplazó, pero manteniendo la escala constante. Las figuras 6.3.1 y 6.3.2 corresponden a los espectros en un rango de 0 a 100 Hz. En las figuras 6.3.3 y 6.3.4 se encuentran los espectros de rango de 0 a 1 kHz.

Los espectros de las figuras 6.3.1 y 6.3.3 corresponden al funcionamiento con NPSH disponible máximo (+). Los espectros de las figuras 6.3.2 y 6.3.4 se obtuvieron cuando la bomba funcionaba con NPSH disponible cercano al NPSH mínimo antes de presentarse la cavitación de corte (-). En todas estas figuras a) corresponde a espectros de la señal del transductor 1 colocado en la tubería de aspiración a 0.15 m del impulsor, en posición angular de  $90^\circ$ . Las figuras b) corresponden a espectros de la señal del transductor 2 colocado en la tubería de aspiración a 0.15 m del impulsor, en posición angular de  $0^\circ$ .

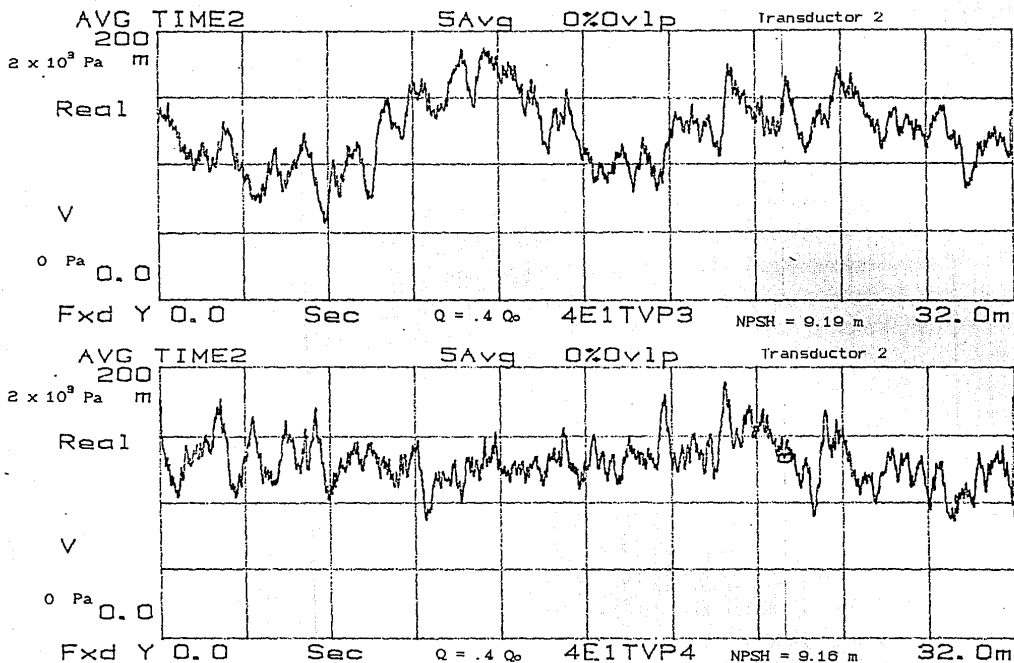


Figura 6.2.8.  
 Señales de presión en el dominio temporal para caudal  $0.4 Q_0$  registrado por el transductor 1 ( $(0.15\text{m}, 90^\circ)$ ). a) NPSH = 9.19m b) NPSH = 9.16m.

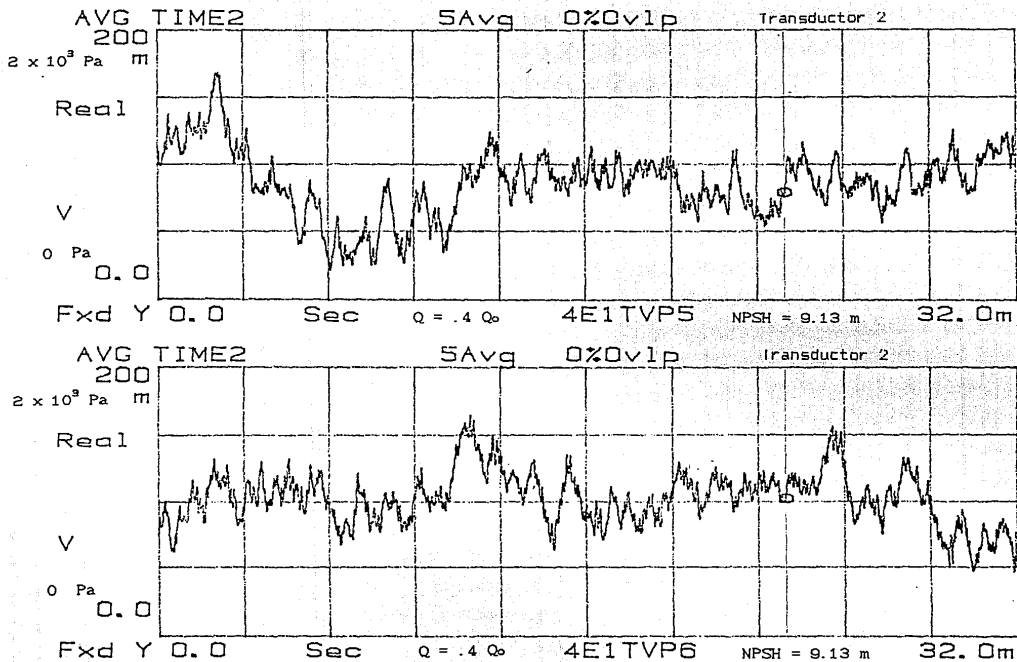


Figura 6.2.8.  
 Señales de presión en el dominio temporal para caudal  $0.4 Q_0$  registrado por el transductor 1 ((0.15m,  $90^\circ$ )). c) NPSH = 9.13m d) NPSH = 9.13m.

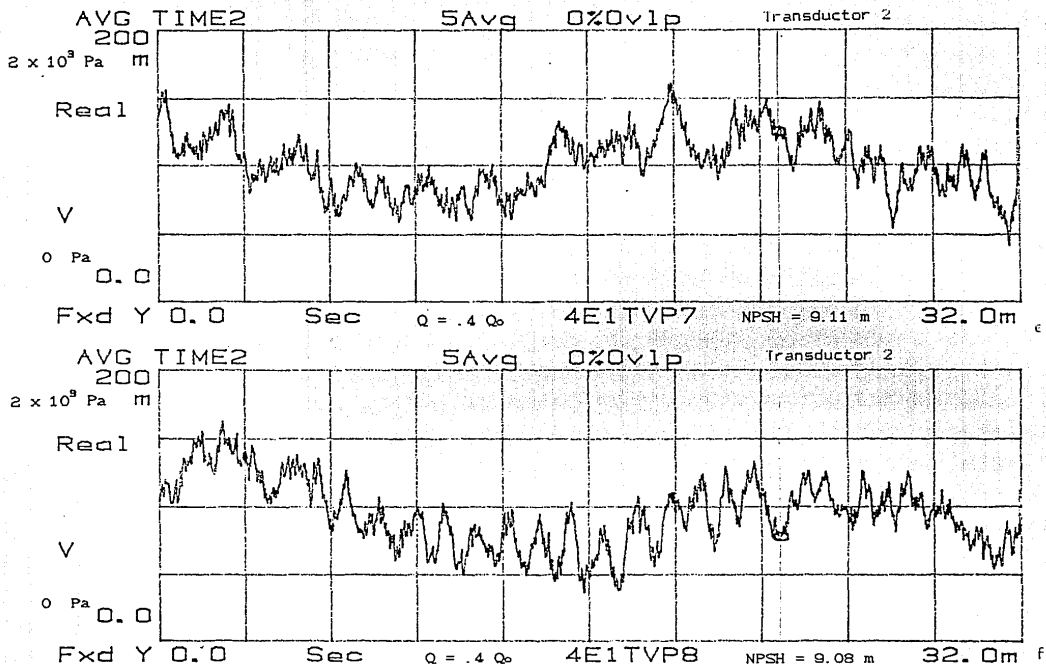


Figura 6.2.8.

Señales de presión en el dominio temporal para caudal  $0.4 Q_0$  registrado por el transductor 1 ((0.15m,  $90^\circ$ )). e) NPSH = 9.11m f) NPSH = 9.08m.

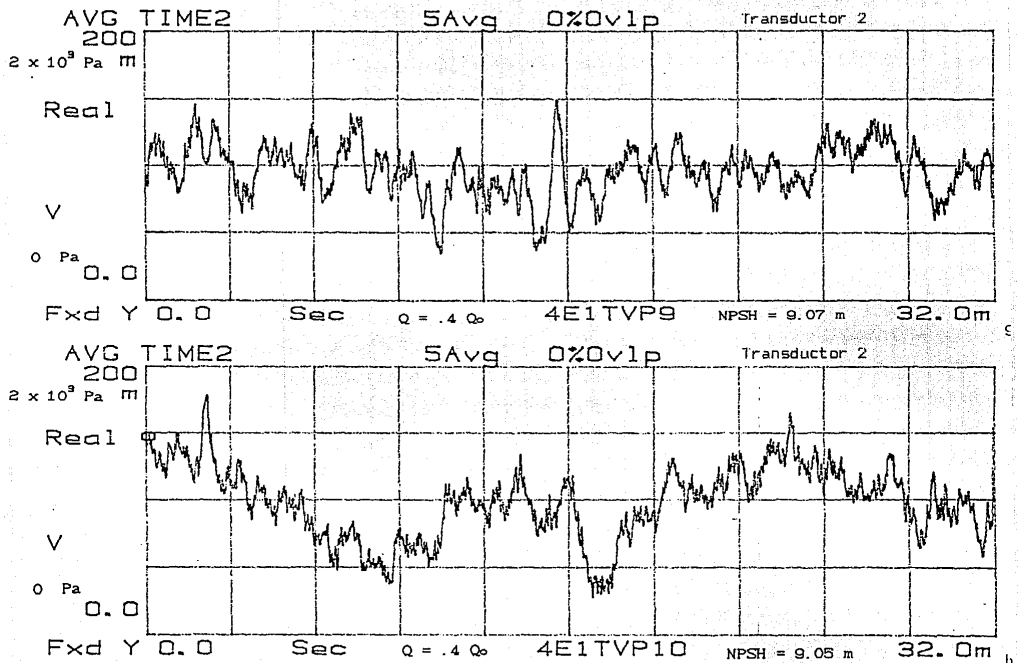


Figura 6.2.8.

Señales de presión en el dominio temporal para caudal  $0.4 Q_0$  registrado por el transductor 1 ((0.15m,  $90^\circ$ ). g) NPSH = 9.07m h) NPSH = 9.05m.

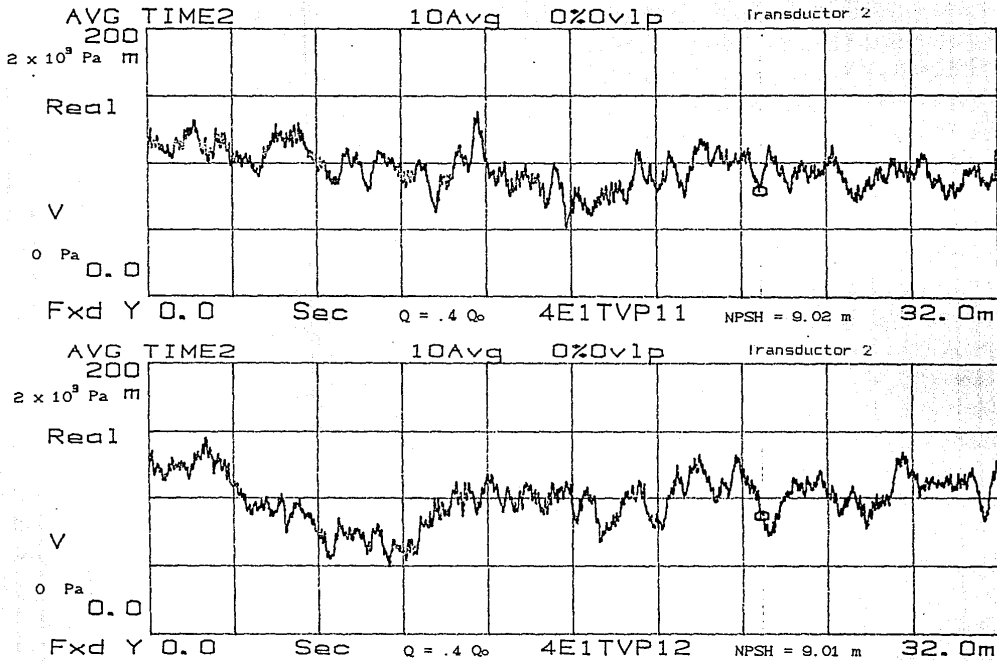


Figura 6.2.8.  
 Señales de presión en el dominio temporal para caudal  $0.4 Q_0$  registrado por el transductor 1 ((0.15m,  $90^\circ$ )). i) NPSH = 9.02m j) NPSH = 9.01m.

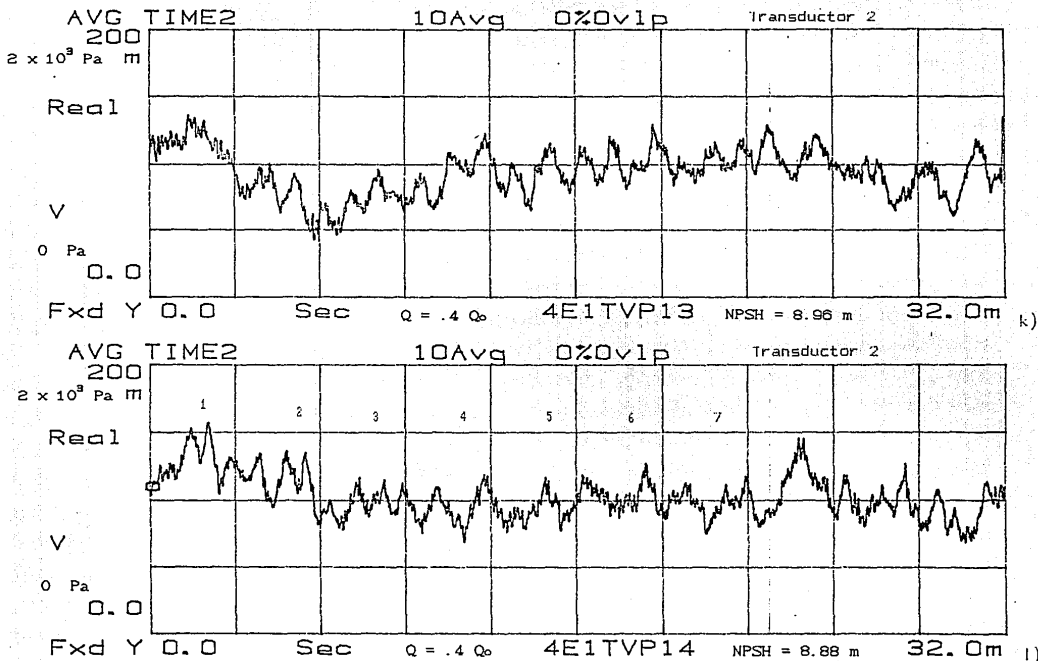


Figura 6.2.8.  
 Señales de presión en el dominio temporal para caudal  $0.4 Q_0$  registrado por el  
 transductor 1 ((0.15m,  $90^\circ$ ). k) NPSH = 8.96m l) NPSH = 8.88m.



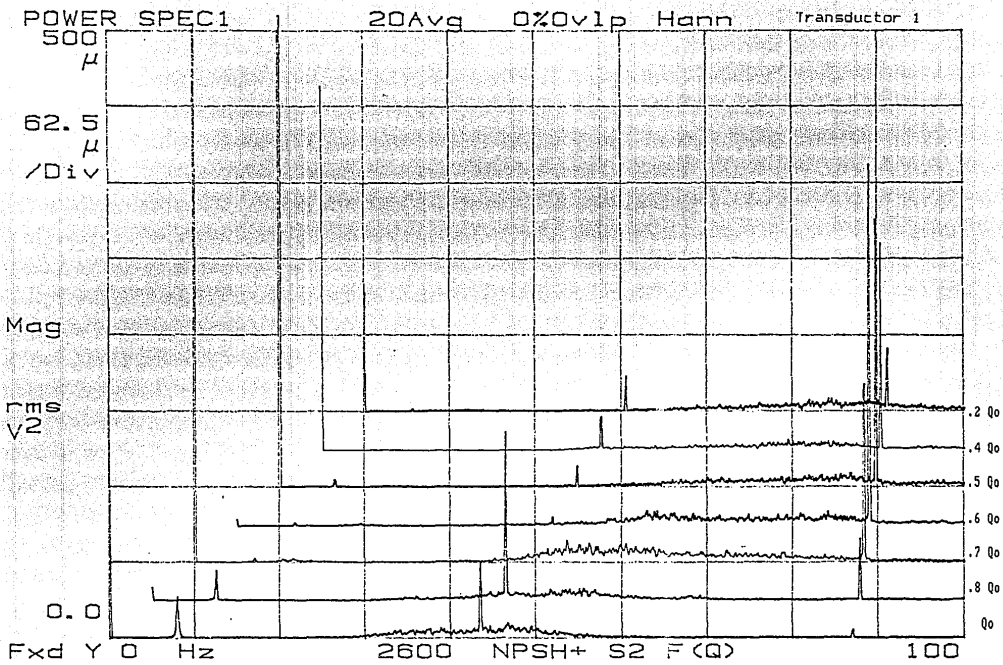


Figura 6.3.1.a)

Espectros de potencias registrados por el transductor 1 (0.15m, 90°) en un rango de 0 a 100 Hz, en función del caudal, para condición de NPSH +. Por claridad el origen de las abscisas se desplazó secuencialmente a la derecha contrayéndose la escala de frecuencias. El origen de la escala vertical también se desplazó pero manteniendo la escala constante.

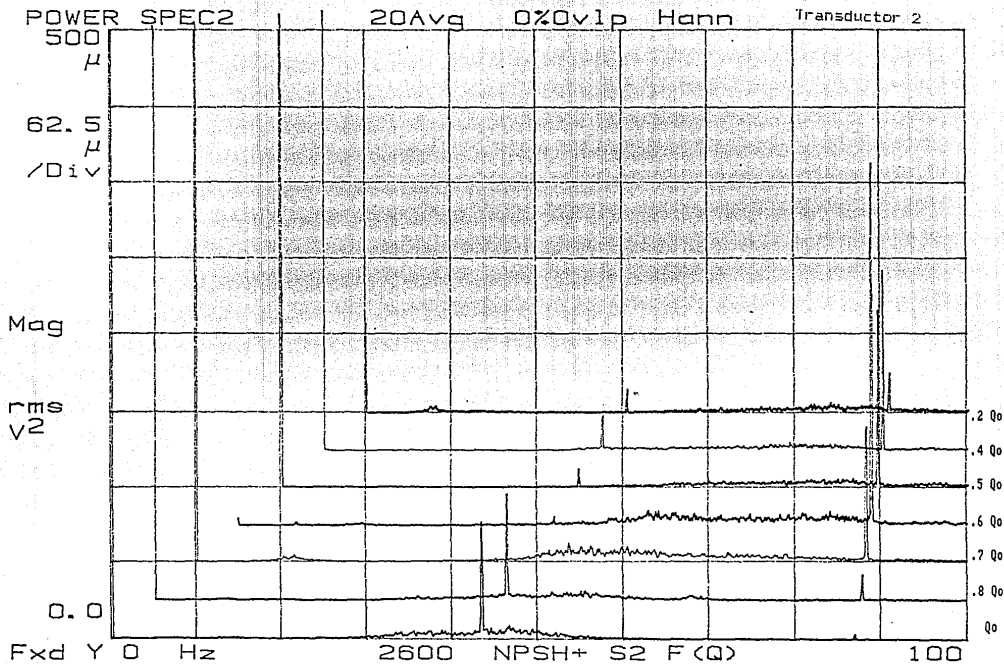


Figura 6.3.1.b)

Espectros de potencias registrados por el transductor 2 (0.15m, 0°) en un rango de 0 a 100 Hz, en función del caudal, para condición de NPSH +. Por claridad el origen de las abscisas se desplazó secuencialmente a la derecha contrayéndose la escala de frecuencias. El origen de la escala vertical también se desplazó pero manteniendo la escala constante.

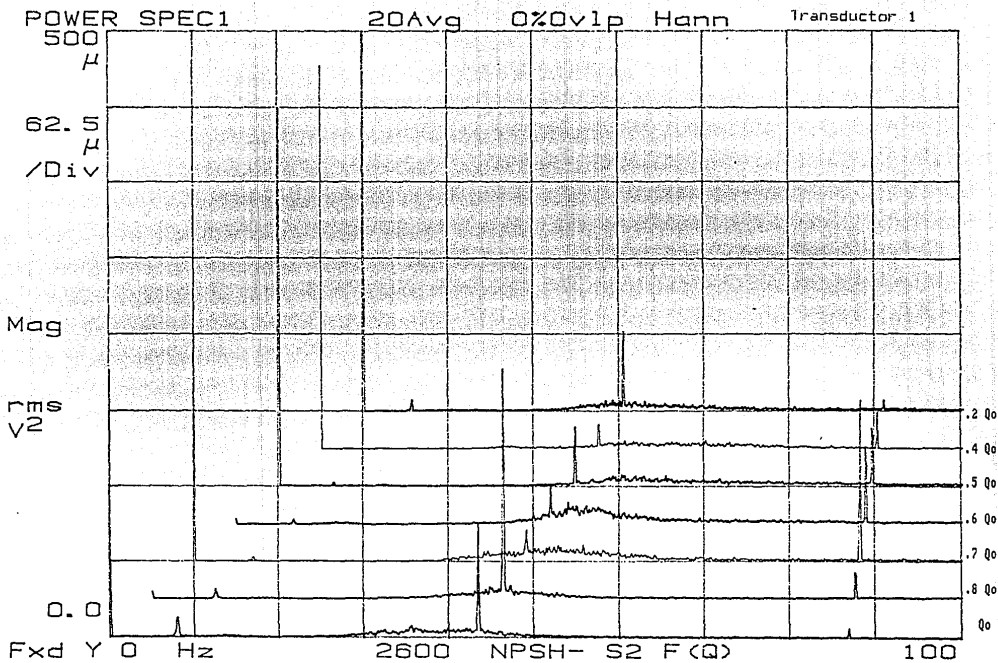


Figura 6.3.2.a)

Espectros de potencias registrados por el transductor 1 (0.15m, 90°) en un rango de 0 a 100 Hz, en función del caudal, para condición de NPSH -. Por claridad el origen de las abscisas se desplazó secuencialmente a la derecha contrayéndose la escala de frecuencias. El origen de la escala vertical también se desplazó pero manteniendo la escala constante.

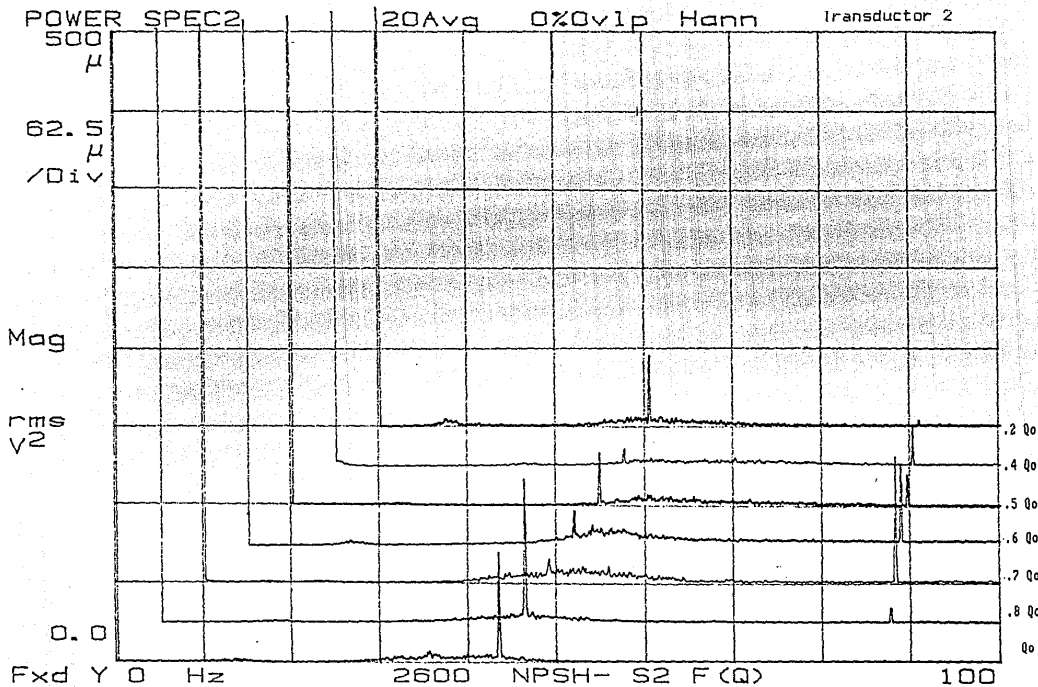


Figura 6.3.2.b)

Espectros de potencias registrados por el transductor 2 (0.15m, 0°) en un rango de 0 a 100 Hz, en función del caudal, para condición de NPSH -. Por claridad el origen de las abscisas se desplazó secuencialmente a la derecha contrayéndose la escala de frecuencias. El origen de la escala vertical también se desplazó pero manteniendo la escala constante.

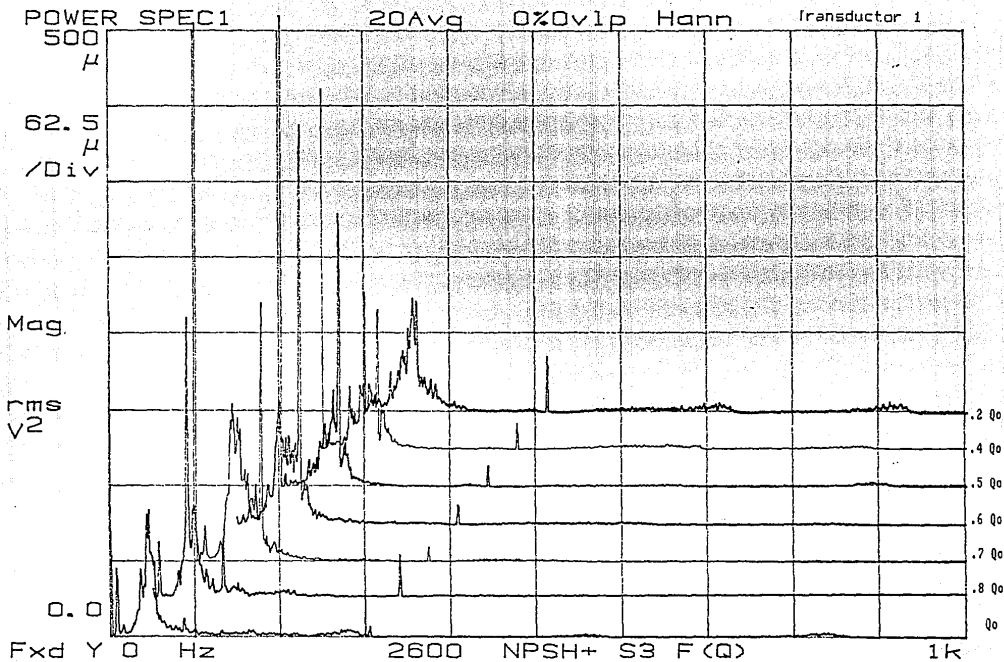


Figura 6.3.3.a)

Espectros de potencias registrados por el transductor 1 (0.15m, 90°) en un rango de 0 a 1 kHz, en función del caudal, para condición de NPSH +. Por claridad el origen de las abscisas se desplazó secuencialmente a la derecha contrayéndose la escala de frecuencias. El origen de la escala vertical también se desplazó pero manteniendo la escala constante.

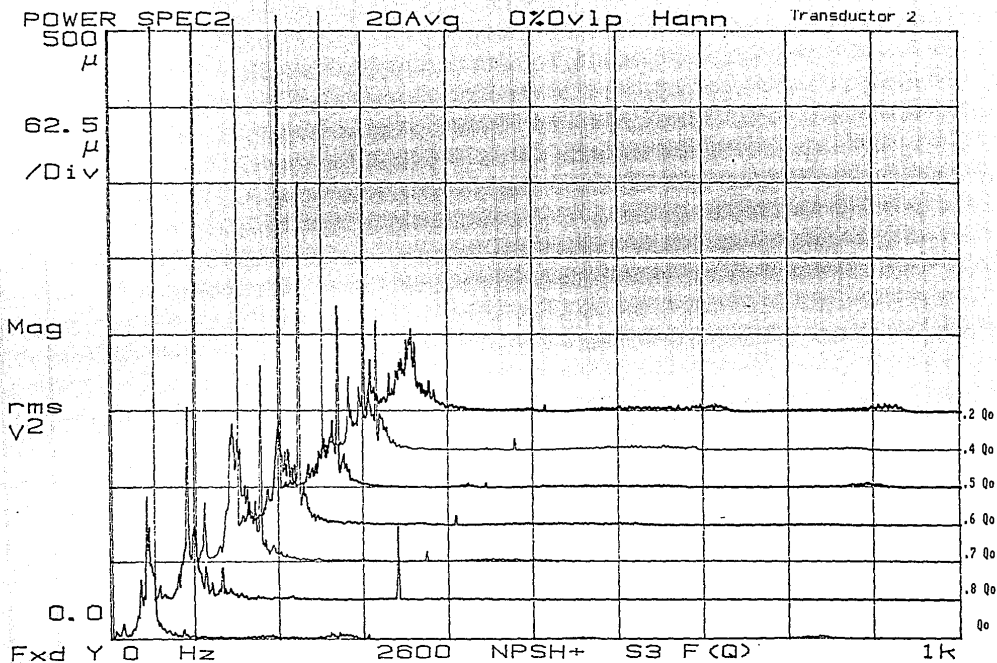


Figura 6.3.3.b)

Espectros de potencias registrados por el transductor 2 (0.15m, 0°) en un rango de 0 a 1 kHz, en función del caudal, para condición de NPSH+. Por claridad el origen de las abscisas se desplazó secuencialmente a la derecha contrayéndose la escala de frecuencias. El origen de la escala vertical también se desplazó pero manteniendo la escala constante.

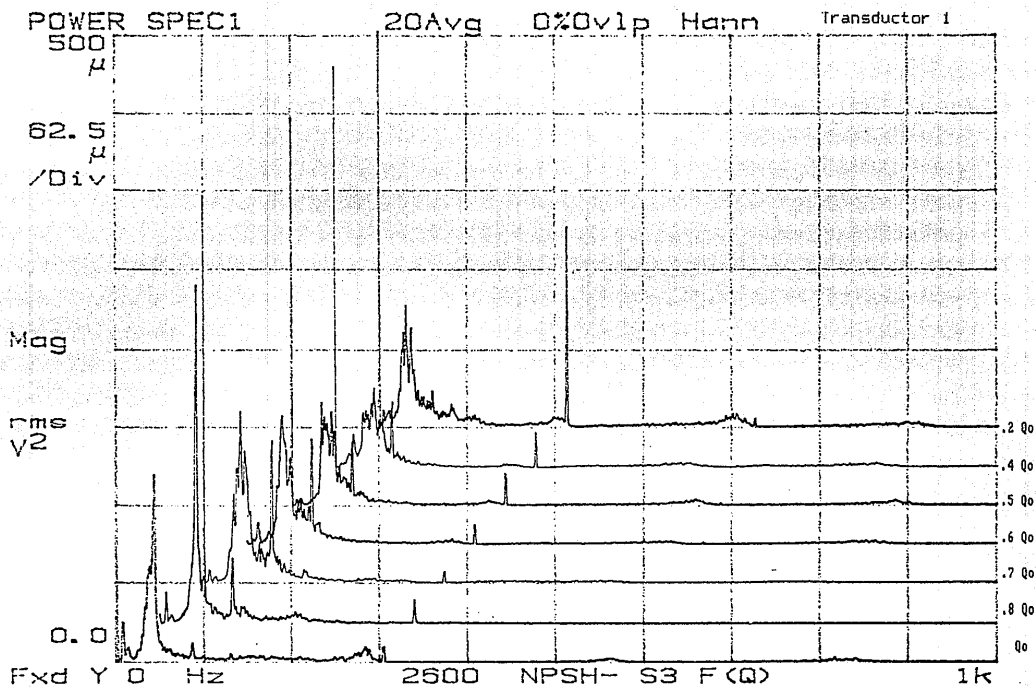


Figura 6.3.4.a)

Espectros de potencias registrados por el transductor 1 (0.15m, 90°) en un rango de 0 a 1 kHz, en función del caudal, para condición de NPSH -. Por claridad el origen de las abscisas se desplazó secuencialmente a la derecha contrayéndose la escala de frecuencias. El origen de la escala vertical también se desplazó pero manteniendo la escala constante.

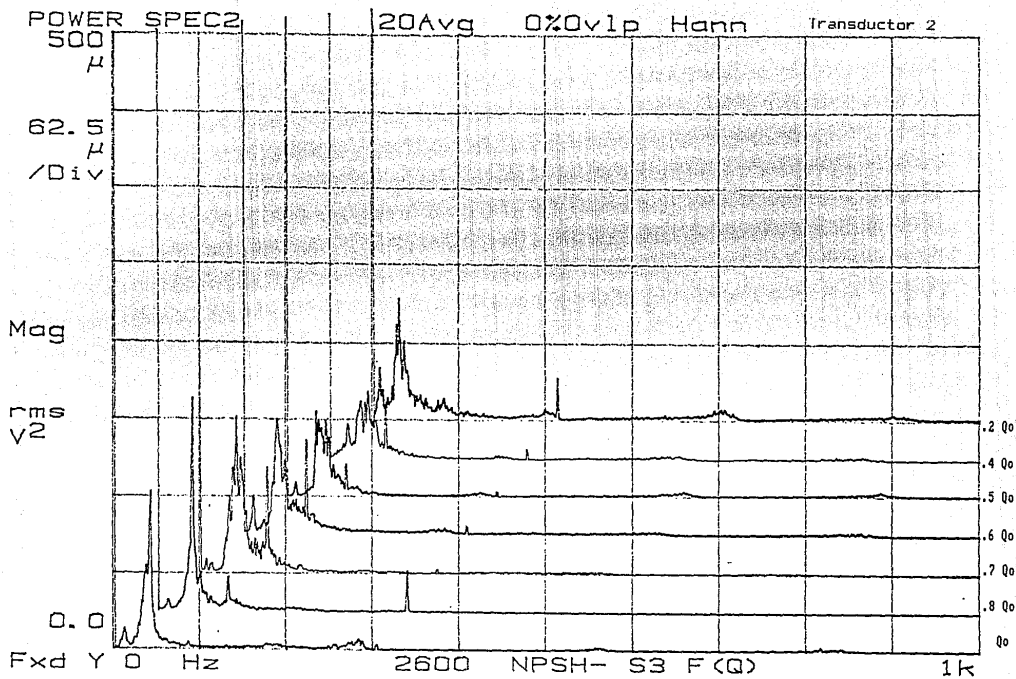


Figura 6.3.4.b)

Espectros de potencias registrados por el transductor 2 (0.15m, 0°) en un rango de 0 a 1 kHz, en función del caudal, para condición de NPSH -. Por claridad el origen de las abscisas se desplazó secuencialmente a la derecha contrayéndose la escala de frecuencias. El origen de la escala vertical también se desplazó pero manteniendo la escala constante.



Los diagramas en cascada de los espectros de potencias, en el rango de 0 a 100 Hz, para ambos transductores correspondientes a las dos condiciones del NPSH registradas, muestran cambios al variar el caudal bombeado. En la condición de máximo NPSH disponible, a caudal de máxima eficiencia la señal tiene componentes cercanas a la frecuencia de giro (43.3 Hz), al disminuir el caudal las componentes de la señal presentan un cambio al doble de la frecuencia (86.6 Hz). Este fenómeno ya se había notado en las señales en el dominio temporal. Una componente de frecuencia igual a 8.12 Hz aparece en los espectros correspondientes al transductor 1 para funcionamiento con caudal de máxima eficiencia, dicha componente disminuye al reducirse el caudal. Es interesante notar que esta frecuencia coincide con la frecuencia calculada de la Ley Universal de Strouhal sostenida por Levi (1990)  $f = 8.12 \text{ Hz}$ , considerando la velocidad media del flujo en la tubería ( $U_0$ ) y el radio interno del tubo de aspiración. En el rango de 0 a 1 kHz los diagramas en cascada del espectro de potencias muestran además de los cambios en el intervalo entre la frecuencia de giro y la del doble de giro, un pico que surge notablemente al 0.8  $Q_0$  en el séptuplo de la frecuencia de giro ( $7f_g = 303.1 \text{ Hz}$ ) correspondiente a la frecuencia del paso de los álabes.

En cada uno de los espectros de potencias se midió la magnitud de la presión dinámica total sobre todo el rango de frecuencias registrado, usando la función que para este fin tiene el analizador de señales dinámicas. La magnitud así obtenida corresponde al valor medio cuadrático en unidades eléctricas ( $V$ ), sacando la raíz cuadrática a este valor y usando la función de calibración de cada uno de los transductores de presión dinámica (ecuaciones A3.10 y A3.11), la magnitud se convirtió a unidades de presión. En la figura 6.3.5.a) se muestran las gráficas de la magnitud de la presión dinámica total en función del caudal relativo ( $Q/Q_0$ ) correspondientes al transductor 1 (0.15 m del impulsor,  $90^\circ$ ). Para los rangos de frecuencias (0 a 100 Hz y 0 a 1 kHz) y para las dos condiciones del NPSH (+, -). En la figura 6.3.5.b) se muestran las gráficas de la magnitud de la presión dinámica total relativa a la presión dinámica calculada con la velocidad media para el caudal correspondiente (U). Análogamente, la figura 6.3.6. contiene las gráficas correspondientes al transductor 2 (0.15 m del impulsor,  $0^\circ$ ). Nótese el cambio de escala entre las figuras 6.3.5 y 6.3.6 debido al alto valor de la magnitud de presión a caudal de 0.7  $Q_0$  en la condición de NPSH (+) registrado por el transductor 2. Aparentemente esto podría ser un error en la medición, sin embargo un aumento similar se obtuvo en otra prueba donde la medición se realizó con uso del disparador externo (figura 6.3.8). Al comparar los espectros de potencias registrados por ambos transductores, para el caudal 0.7  $Q_0$ , no se aprecia una variación tal que explique la gran diferencia en los valores de la magnitud de la presión total medida. El comportamiento de estas gráficas se discute en la sección 6.3.1.1. y 6.3.1.2. en conjunto con otros resultados.

En los espectros de potencias se midieron las magnitudes de la contribución a la presión dinámica de las frecuencias con mayores cambios, esto es para la frecuencia de giro (43.3 Hz), el doble de la frecuencia de giro (86.6 Hz) y siete veces la frecuencia de giro, o sea la frecuencia del paso de los álabes (303.1 Hz). En la figura 6.3.7 se encuentran graficadas las contribuciones a la magnitud de presión dinámica de estas frecuencias en función del caudal relativo ( $Q/Q_0$ ) para funcionamiento con NPSH disponible máximo (+) y con NPSH disponible cercano al NPSH mínimo antes de presentarse la cavitación de corte (-). Las señales se obtuvieron del transductor 1. En la figura 6.3.8 se encuentran gráficas similares correspondientes al transductor 2.

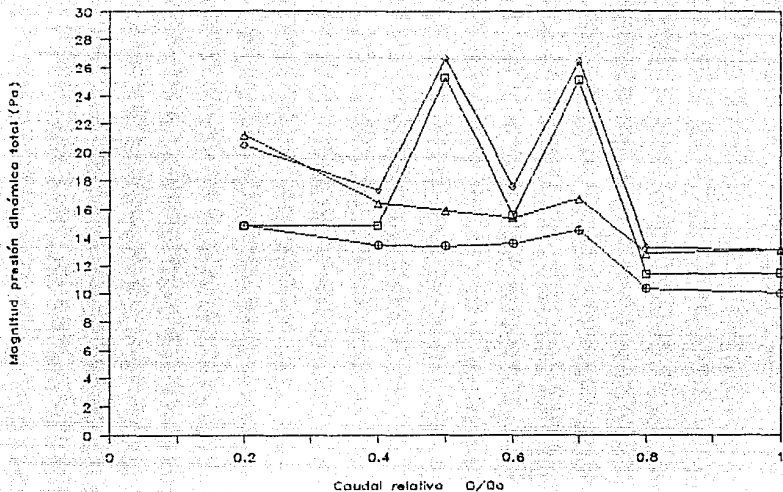


Figura 6.3.5.a)  
Magnitud de la presión dinámica total en función del caudal relativo registrada por el transductor 1 ( $0.15m, 90^\circ$ ) para diferentes rango de frecuencias y distintas condiciones del NPSH. (□) NPSH +, 0 a 100 Hz. (○) NPSH -, 0 A 100 Hz. (△) NPSH +, 0 a 1 kHz. (▽) NPSH -, 0 a 1 kHz.

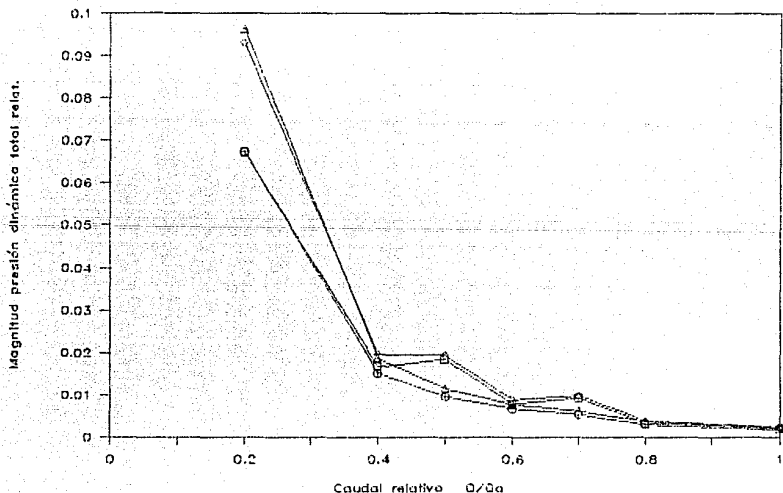


Figura 6.3.5.b)  
Magnitud de la presión dinámica total relativa en función del caudal relativo registrada por el transductor 1 ( $0.15m, 90^\circ$ ) para diferentes rango de frecuencias y distintas condiciones del NPSH. (□) NPSH +, 0 a 100 Hz. (○) NPSH -, 0 A 100 Hz. (△) NPSH +, 0 a 1 kHz. (▽) NPSH -, 0 a 1 kHz.

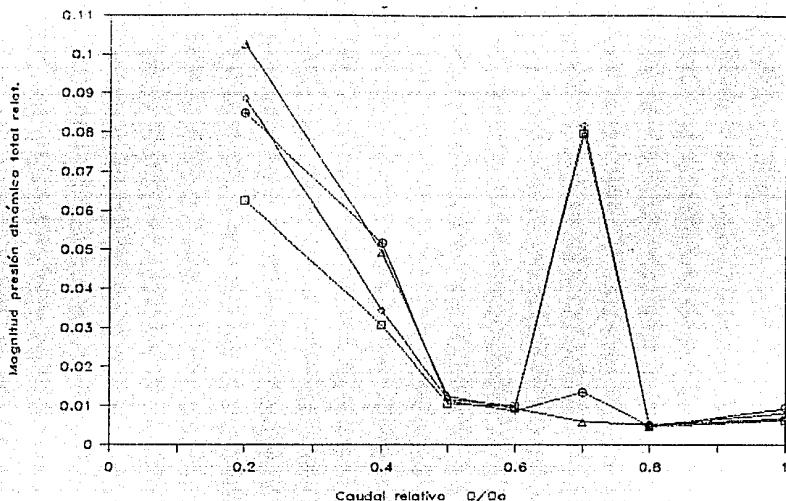


Figura 6.3.6.a)  
Magnitud de la presión dinámica total en función del caudal relativo registrada por el transductor 2 ( $0.15m, 0^\circ$ ) para diferentes rango de frecuencias y distintas condiciones del NPSH. ( $\square$ ) NPSH +, 0 a 100 Hz. ( $\circ$ ) NPSH +, 0 a 1 kHz. ( $\triangle$ ) NPSH -, 0 a 100 Hz. ( $\diamond$ ) NPSH -, 0 a 1 kHz.

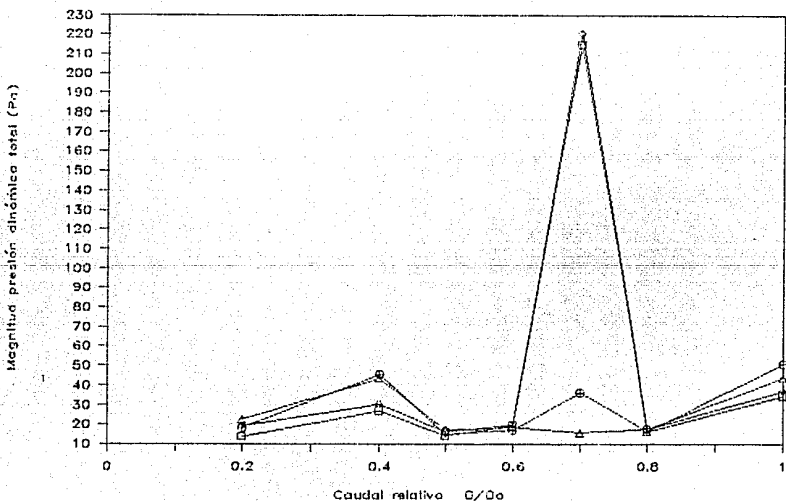


Figura 6.3.6.b)  
Magnitud de la presión dinámica total relativa en función del caudal relativo registrada por el transductor 2 ( $0.15m, 0^\circ$ ) para diferentes rango de frecuencias y distintas condiciones del NPSH. ( $\square$ ) NPSH +, 0 a 100 Hz. ( $\circ$ ) NPSH +, 0 a 1 kHz. ( $\triangle$ ) NPSH -, 0 a 100 Hz. ( $\diamond$ ) NPSH -, 0 a 1 kHz.

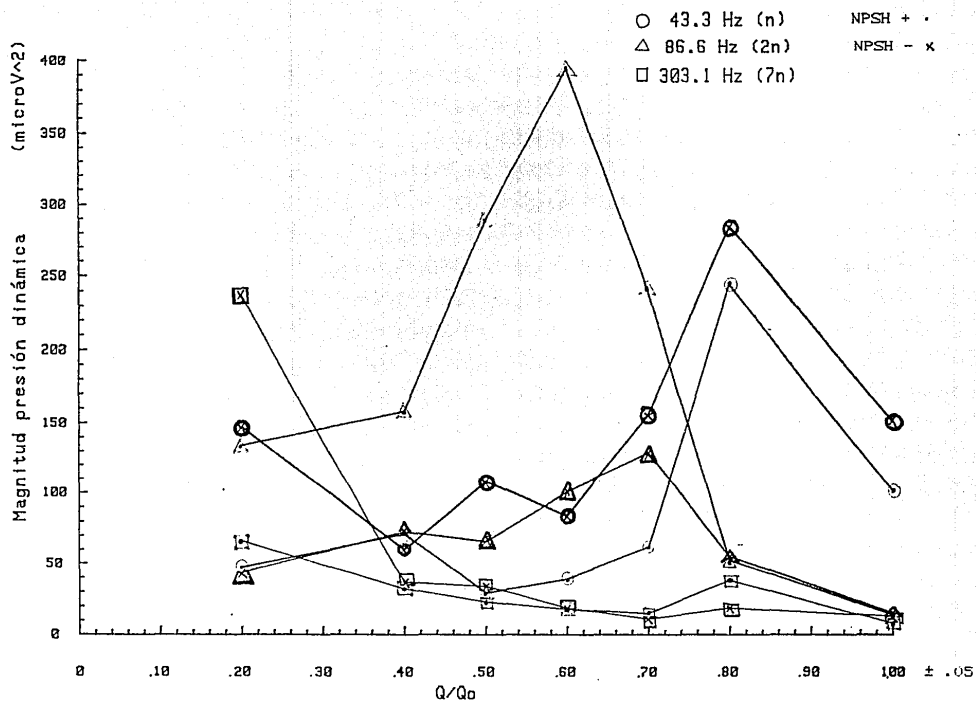


Figura 6.3.7.a)  
Magnitud de la presión dinámica por frecuencias en función del caudal relativo, registrada por el transductor 1 (0.15m, 90°) para dos condiciones del NPSH.

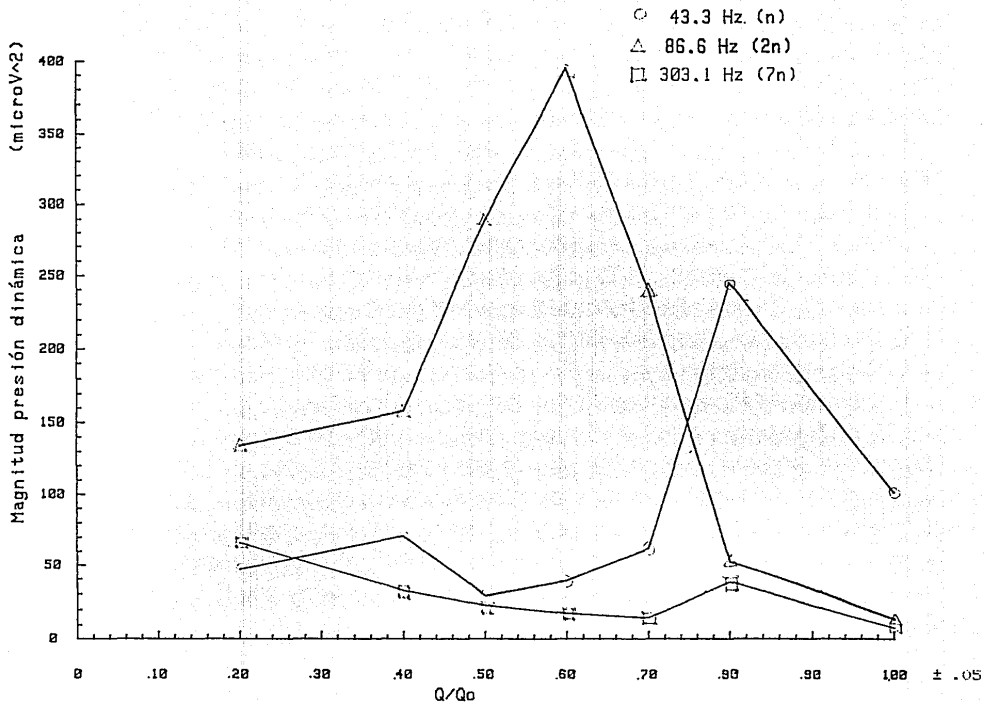


Figura 6.3.7.b)  
 Magnitud de la presión dinámica por frecuencias en función del caudal relativo, registrada por el transductor 1 (0.15m, 90°), para condición NPSH +.

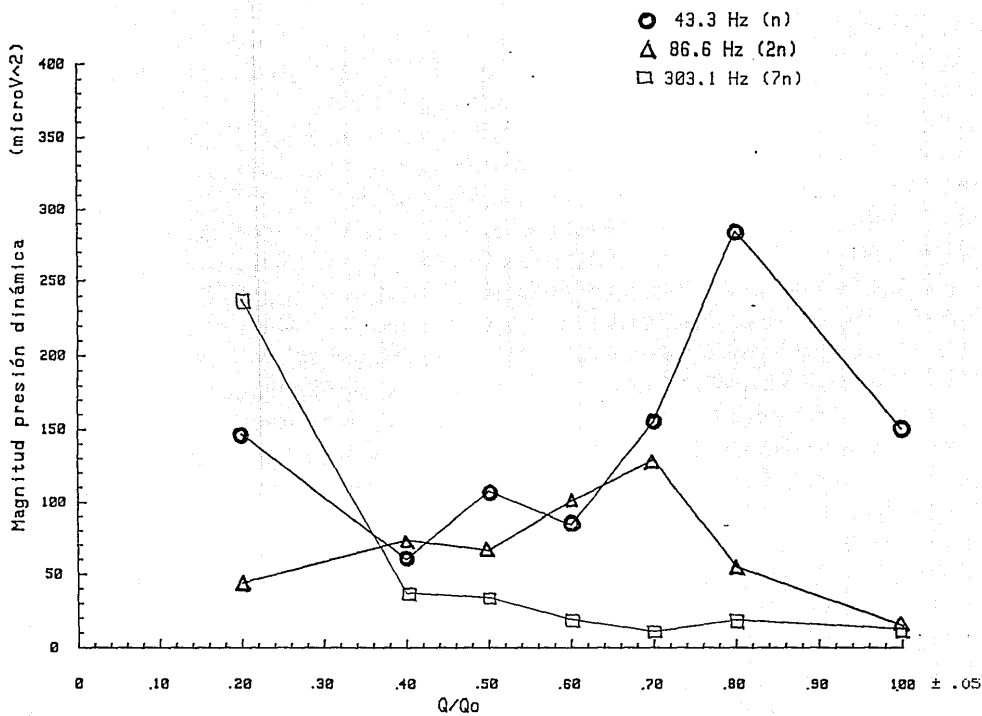


Figura 6.3.7.c)

Magnitud de la presión dinámica por frecuencias en función del caudal relativo, registrada por el transductor 1 (0.15m, 90°), para condición NPSH -.

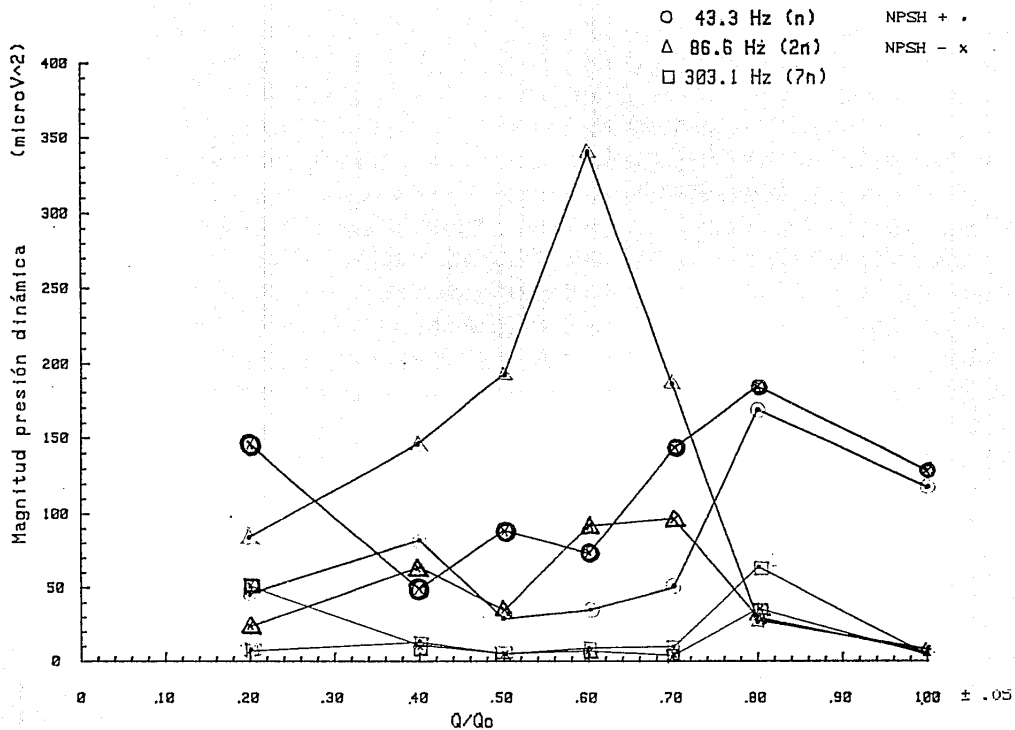


Figura 6.3.8.

Magnitud de la presión dinámica por frecuencias en función del caudal relativo, registrada por el transductor 2 (0.15m, 0°), para dos condiciones del NPSH.

En las figuras 6.3.9 y 6.3.10 se encuentran los diagramas en cascada de los espectros de potencia promediados (20 muestras), usando disparador interno (S), en función del porcentaje del caudal de máxima eficiencia y bajo funcionamiento del NPSH disponible máximo (+), en un rango de frecuencias de 0 a 500 Hz. La figura 6.3.9 corresponde al transductor 1 colocado en la tubería de aspiración a 0.15 m del impulsor, en posición angular de  $90^\circ$ . La figura 6.3.10 corresponde a las señales del transductor 2 colocado en la misma tubería de aspiración, con misma posición angular, pero a distancia de 0.27 m del impulsor. En cada uno de los espectros de potencias anteriores se midió la magnitud de la presión dinámica total en el rango de 0 a 500 Hz. En la figura 6.3.11.a) se muestran las gráficas de la magnitud de la presión dinámica total (en Pa) en función del caudal relativo ( $Q/Q_0$ ) correspondientes al transductor 1 (0.15 m del impulsor,  $90^\circ$ ) y al transductor 2 (0.27 m del impulsor,  $90^\circ$ ). En la figura 6.3.5.b) se muestran las gráficas de la magnitud de la presión dinámica total relativa a la presión dinámica calculada con la velocidad media para el caudal correspondiente ( $V_e$ ). En la figura 6.3.12 se encuentran graficadas las contribuciones a la magnitud de presión dinámica de las frecuencias 43.3 Hz, 86.6 Hz y 303.1 Hz en función del caudal relativo ( $Q/Q_0$ ) medidas en los espectros de potencias anteriores.

De los espectros de potencias de las señales del transductor colocado en la parte superior del tubo de aspiración a 0.15 m de la entrada de la bomba tomados sin uso del disparador externo (S), y de espectros similares tomados con disparador externo (T) acoplado al giro de la bomba, se midieron las magnitudes de las presiones totales y por frecuencias para diferentes caudales. La figura 6.3.13 muestra las magnitudes de la presión dinámica total en un rango de 0 a 1 kHz, en función del porcentaje del caudal de máxima eficiencia correspondientes a funcionamiento con NPSH máximo (+) y con NPSH disponible cercano al mínimo antes de presentarse cavitación de corte (-). Las figuras 6.3.14.a) y b) muestran las contribuciones a la magnitud de la presión dinámica de la frecuencia de giro (43.3 Hz), el doble de la frecuencia de giro (86.6 Hz) y de la frecuencia del paso de los álabes (303.1 Hz) en función del caudal relativo ( $Q/Q_0$ ). La figura a) corresponde al funcionamiento con NPSH disponible máximo (+) y la figura b) al funcionamiento con NPSH mínimo (-).

En las siguientes secciones se presenta una interpretación del fenómeno descrito.

### 6.3.1.1. Señales de presión en función del caudal, en condiciones de máximo NPSH disponible.

En las dos posiciones angulares y en las dos posiciones axiales en que se colocaron los transductores de presión en condiciones de máximo NPSH disponible, es decir con el tanque de almacenamiento a presión atmosférica, la magnitud de la presión dinámica total en los distintos rangos de frecuencia analizados 0 a 100 Hz, 0 a 500 Hz, 0 a 1 kHz y 0 a 100 kHz, presenta un mínimo cerca del punto de máxima eficiencia, dentro del error experimental asociado a este valor (figuras 6.3.5 y 6.3.11). La magnitud de la presión dinámica total en el transductor colocado a 0.15 m de la entrada de la bomba, en la parte superior de la tubería de aspiración ( $90^\circ$ ), que será tomada como posición de referencia, (figura 6.3.5) muestra un fuerte aumento (280 %) en  $0.7 Q_0$  con respecto al valor para caudal de máxima eficiencia. Este aumento en la magnitud de las oscilaciones de presión corresponde según Barrand *et al.* (1985) al inicio de la recirculación a nivel del transductor. La gráfica de la magnitud de la presión total presenta otro máximo local cerca de  $0.5 Q_0$ , volviendo a aumentar su magnitud al reducir el caudal a  $0.2 Q_0$ . Comparando



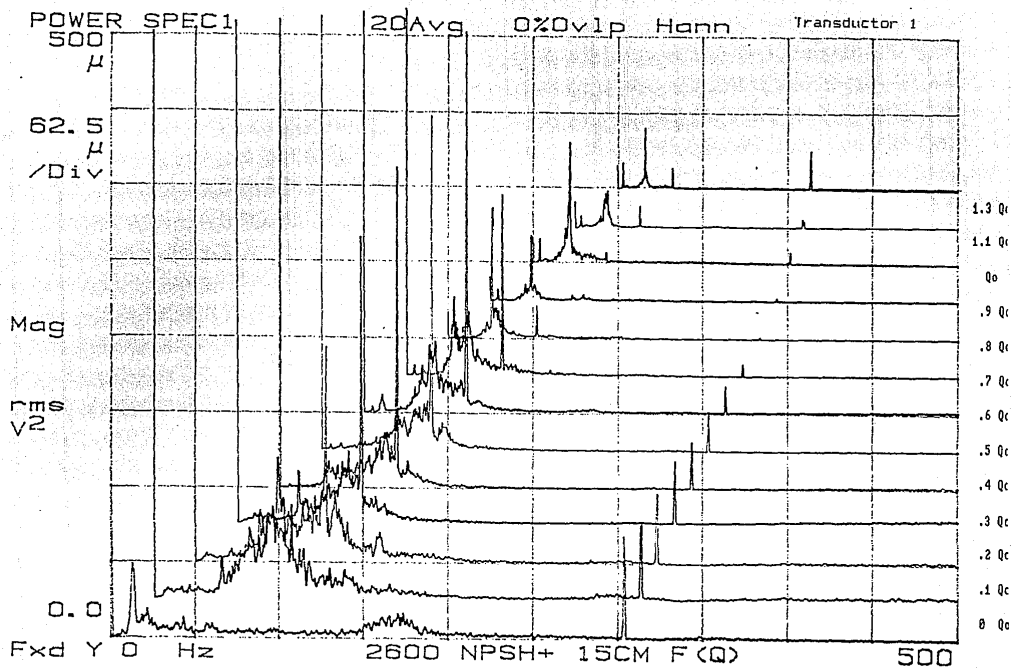


Figura 6.3.9.

Espectros de potencias registrados por el transductor 1 ( $0.15m, 90^\circ$ ) en un rango de 0 a 500 Hz, en función del caudal, para condición de NPSH +. Por claridad el origen de las abscisas se desplazó secuencialmente a la derecha contrayéndose la escala de frecuencias. El origen de la escala vertical también se desplazó pero manteniendo la escala constante.

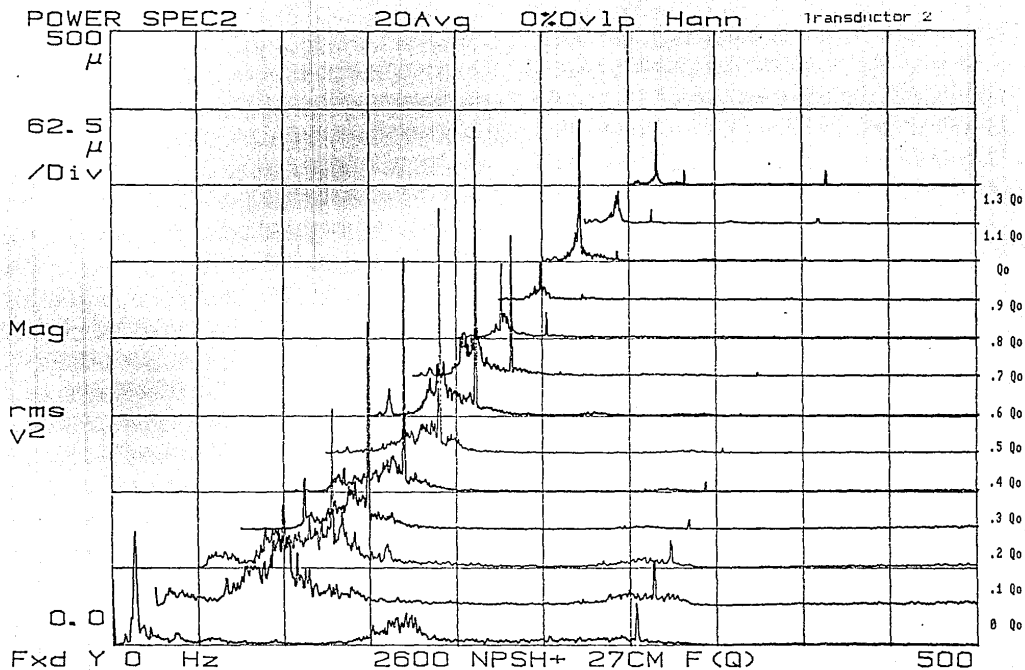


Figura 6.3.10.

Espectros de potencias registrados por el transductor 2 (0.27m, 90°) en un rango de 0 a 500 Hz, en función del caudal, para condición de NPSH +. Por claridad el origen de las abscisas se desplazó secuencialmente a la derecha contrayéndose la escala de frecuencias. El origen de la escala vertical también se desplazó pero manteniendo la escala constante.

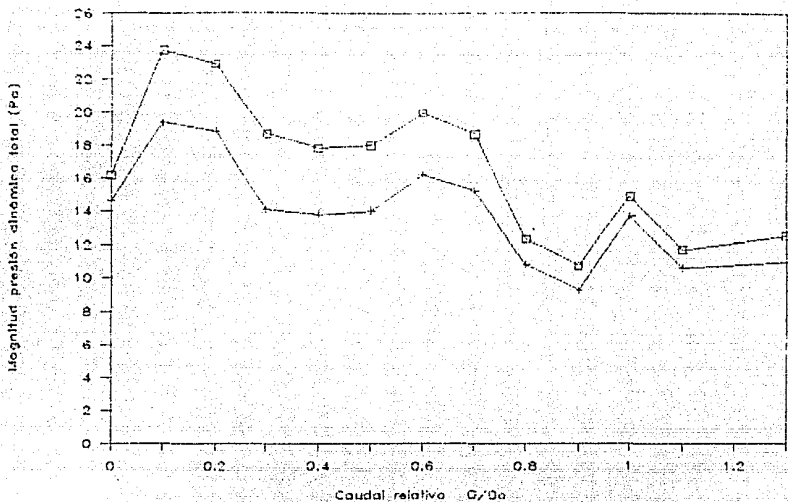


Figura 6.3.11.a)  
Magnitud de la presión dinámica total en función del caudal relativo, con NPSH +, registrada por ( $\square$ ) transductor 1 (0.15m,  $90^\circ$ ) y ( $+$ ) transductor 2 (0.27m,  $90^\circ$ ).

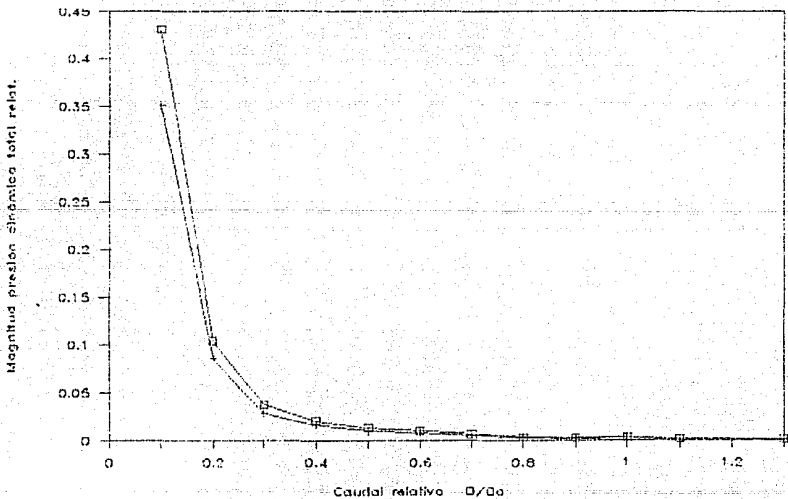


Figura 6.3.11.b)  
Magnitud de la presión dinámica total relativa en función del caudal relativo, con NPSH +, registrada por ( $\square$ ) transductor 1 (0.15m,  $90^\circ$ ) y ( $+$ ) transductor 2 (0.27m,  $90^\circ$ ).

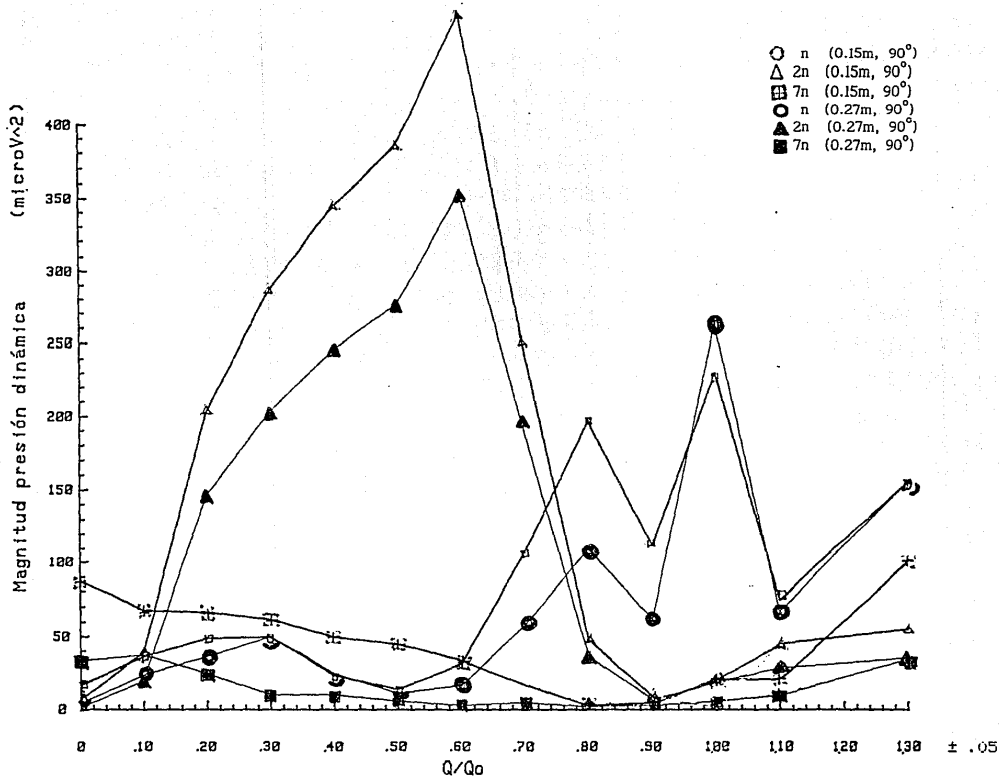


Figura 6.3.12.

Magnitud de la presión dinámica por frecuencias en función del caudal para condición de NPSH +, registradas a diferente distancia del impulsor.

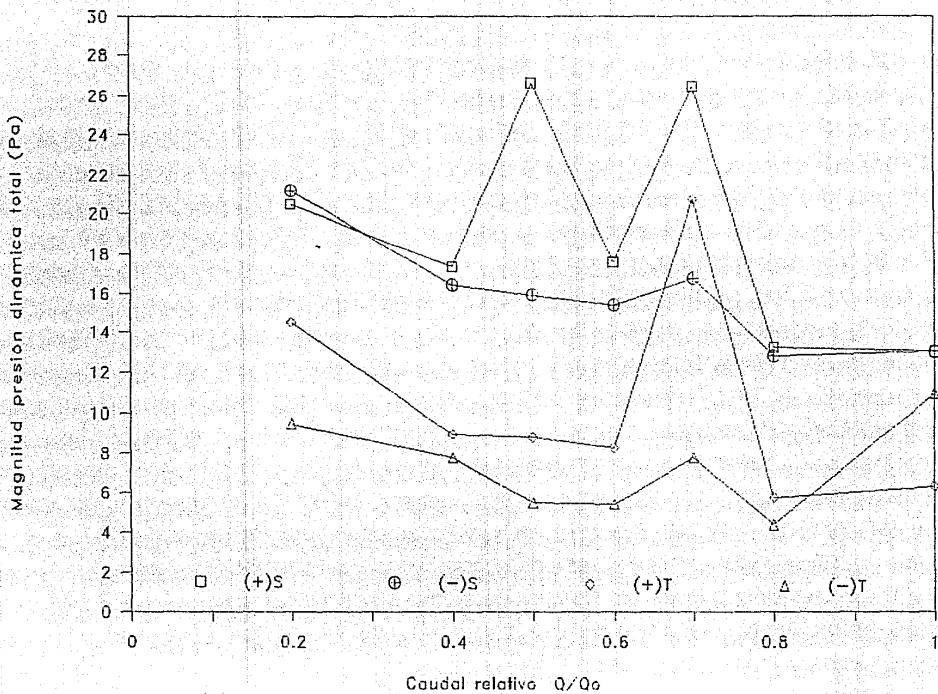
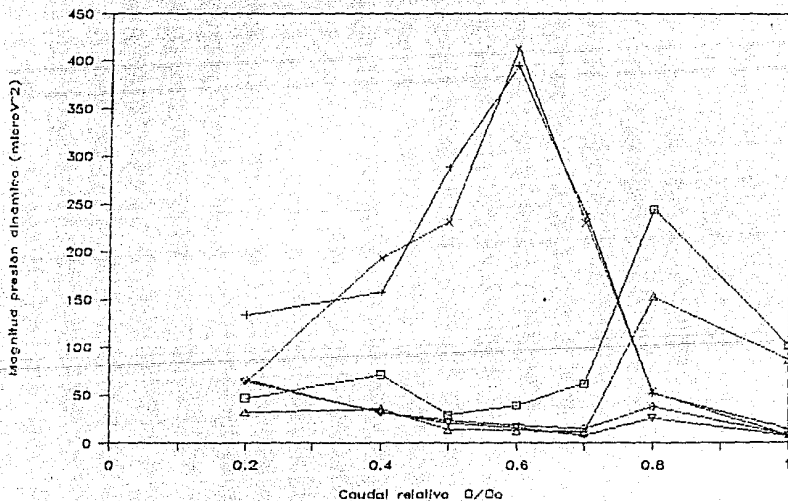
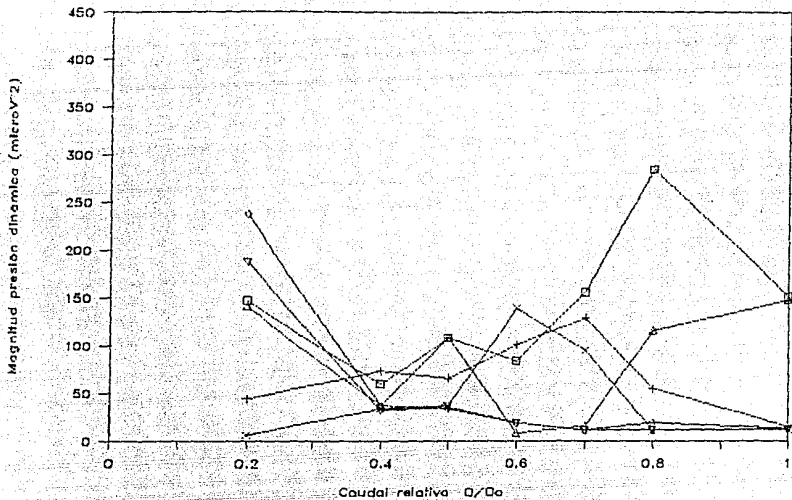


Figura 6.3.13.

Comparación de las gráficas de la magnitud de presión dinámica total en función del caudal relativo registrado sin disparador externo (S) y con disparador externo (T) por el transductor 1 (0.15m,  $90^\circ$ ), para dos condiciones de NPSH (+,-).



□ 1fS    + 2fS    ○ 7fS    △ 1fT    × 2fT    ▽ 7fT

Figuras 6.3.14. Magnitud de la presión dinámica por frecuencias (1f = 43.3Hz, 2f = 86.6 Hz, 7f = 303.1 Hz), en función del caudal relativo, registrada por el transductor 1 (0.15m, 90°), (S) sin disparador externo, (T) con disparador externo. a) NPSH +, b) NPSH -.

las gráficas de la magnitud de la presión dinámica total para este transductor entre el rango de 0 a 100 Hz y el de 0 a 1000 Hz se observa que la contribución a la magnitud por frecuencias de 500 a 1000 Hz es del orden del 10% para el caudal de máxima eficiencia, esta contribución aumenta ligeramente desde 0.7  $Q_0$  y se convierte casi en el 50% para el caudal de 0.2  $Q_0$ .

La gráfica de la magnitud de la presión dinámica total registrada por el transductor 1 (0.15m, 90°) en función del caudal obtenida en las pruebas de comparación de las señales en dos posiciones axiales con NPSH máximo disponible (Figura 6.3.11.) difiere de la gráfica obtenida por el mismo transductor en las pruebas de comparación entre las señales en dos posiciones angulares con NPSH máximo disponible (Figura 6.3.5). De hecho, la gráfica correspondiente en la figura 6.5.11 es más parecida a la gráfica obtenida en condiciones de menor NPSH de la figura 6.3.5. Esto se debe a que, aunque en ambos experimentos el valor del NPSH es el máximo disponible para el sistema, es decir teniendo la presión del tanque igual a la atmosférica, el valor del NPSH es menor en los ensayos de posición axial que en aquéllos de posición angular, ya que la temperatura del agua fue mayor en los ensayos de posición axial. Esto es debido a la dependencia del NPSH con la temperatura, a través de la dependencia de éste con la presión de vapor (Ecuaciones 4.10. y A1.23.). La diferencia de la magnitud de la presión dinámica total en los transductores a 0.15 m y a 0.27 m de la entrada de la bomba, ambos colocados en la parte superior de la tubería de aspiración (90°) se triplica al pasar de 0.8  $Q_0$  a 0.7  $Q_0$ , continuando este aumento a medida que el caudal disminuye y volviéndose a reducir para caudal nulo. Todas las observaciones anteriores concuerdan con la hipótesis del inicio de la recirculación a nivel del transductor 1 entre 0.7  $Q_0$  a 0.8  $Q_0$ .

La magnitud de la presión dinámica total registrada por los dos transductores colocados a 0.15 m de la entrada de la bomba, uno en la posición superior del tubo de aspiración (90°) y el otro en la parte media (0°) es muy diferente para el caudal de máxima eficiencia, 0.7  $Q_0$  y 0.4  $Q_0$  (figura 6.3.15). Sobre todo a 0.7  $Q_0$ , la magnitud de la presión dinámica registrada por el transductor a 0° es más de 50 veces la obtenida con el transductor a 90°. Como se indicó anteriormente no se cree que se trate de un error experimental ya que otro ensayo muestra valores similares. Sin embargo, como ya se mencionó si se compara el espectro de potencias correspondiente a 0.7  $Q_0$  que se registró con el transductor 1 (90°) (figura 6.3.1 a) con aquel obtenido por el transductor 2 (0°) (figura 6.3.1 b) no se encuentran variaciones apreciables en ellos que puedan explicar la gran diferencia entre las magnitudes de presión dinámica medidas. Una posible explicación de la discrepancia puede ser la contribución de las frecuencias bajas, sin embargo esto no puede confirmarse debido a que no se cuenta con información suficiente.

Del gráfico de la magnitud de presión dinámica total (0 a 1 KHz) en función del caudal para registros obtenidos con y sin uso del disparador externo (figura 6.3.13) se desprende que al disminuir el caudal aumenta la fracción de la oscilación de presión no asociada a la frecuencia de giro de la bomba. La componente no asociada a la rotación es particularmente importante para 0.5  $Q_0$ .

Analizando la evolución de la contribución a la magnitud de la presión dinámica por frecuencias (figura 6.3.7.b)) se observa un cambio importante entre 0.7  $Q_0$  y 0.8  $Q_0$ . Como ya se había notado en el análisis de las señales en el dominio temporal, se presenta un doblamiento de la frecuencia de la perturbación del flujo a caudal de máxima eficiencia, cuando se reduce este

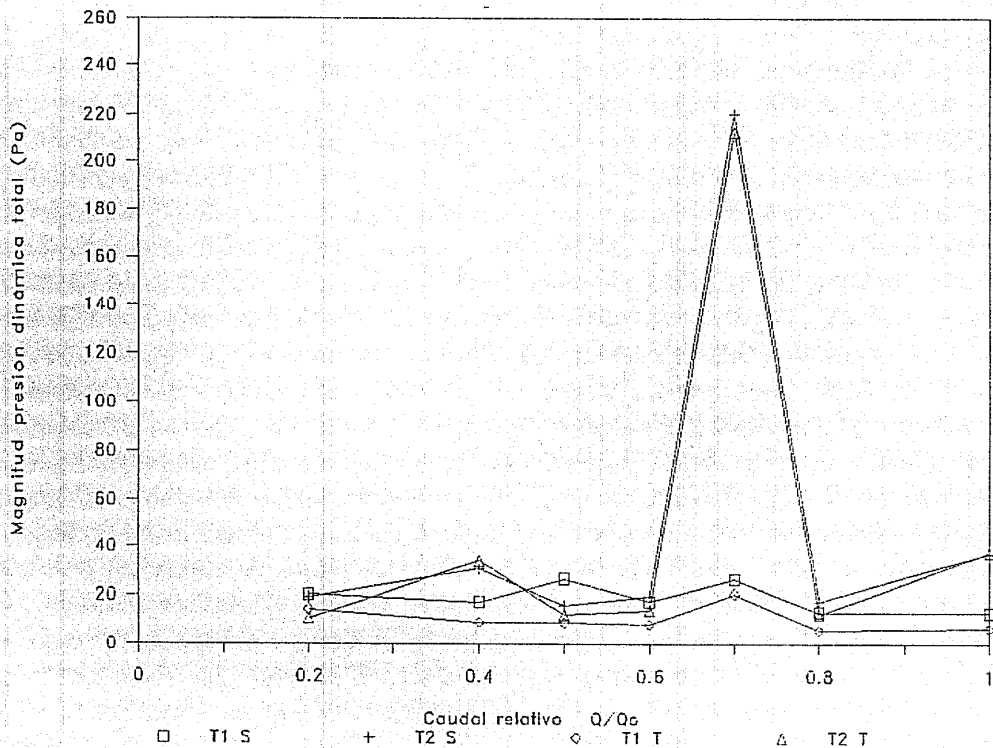


Figura 6.3.15.

Magnitud de la presión dinámica total en función del caudal relativo, para dos posiciones angulares, condición NPSH +. (T1) transductor 1 (0.15m,  $90^\circ$ ), (T2) transductor 2 (0.15m,  $0^\circ$ ). (S) sin disparador externo, (T) con disparador externo.



caudal a  $0.7 Q_0$ . La intensidad de la señal asociada a la frecuencia de giro disminuye, aumentando considerablemente la intensidad de frecuencia del doble de la de giro ( $2f_g$ ). La intensidad de frecuencia  $2f_g$  alcanza un máximo entre  $0.5 Q_0$  y  $0.7 Q_0$ . El cambio en la frecuencia principal y el aumento en la amplitud total de la señal hacen suponer que al reducir el caudal la perturbación original en el flujo en la tubería de aspiración, de frecuencia igual a la de giro del impulsor, se transforma en una oscilación de mayor amplitud y con el doble de la frecuencia original. Según los diagnósticos globales analizados anteriormente, el caudal crítico de recirculación está en el rango de  $0.65 Q_0$  a  $0.86 Q_0$ , coincidiendo con el rango donde se presenta este fenómeno de doblamiento de la frecuencia de la perturbación original. Se desconoce si este efecto es debido exclusivamente al cambio cualitativo del flujo a la entrada de la bomba por la recirculación *per se* o se deba a la interacción del vórtice resultante con la aleta directriz que se encuentra a la entrada de la bomba, ya que como se señaló en la revisión bibliográfica, se ha observado que la presencia de esta aleta produce un flujo complejo a la entrada de la bomba (Guesnon, 1985). La magnitud de la señal de presión con frecuencia del paso de los álabes ( $7f_g$ ) aumenta ligeramente al disminuir el caudal, confirmando las observaciones realizadas en el análisis de la señal en dominio temporal. Esta tendencia es contraria a lo reportado por Barrand et al. (1985). El aumento encontrado podría significar la presencia de una ligera cavitación de álabe debida a la brusca inversión del flujo a caudales parciales a pesar del alto valor del NPSH.

Las magnitudes de presión dinámica por frecuencias obtenidas con los dos transductores colocados en diferente posición angular ( $90^\circ$  y  $0^\circ$ ) muestran en general las mismas tendencias (figura 6.3.16). La mayoría de los niveles registrados por el transductor en la parte superior del tubo ( $90^\circ$ ) son mayores a las del transductor en la parte media ( $0^\circ$ ). La mayor diferencia entre estos niveles se registra en la frecuencia del paso de los álabes. Esto concuerda con la suposición de existencia de una incipiente cavitación de álabe, formulada a partir de la evolución de la señal temporal como función del NPSH (Sección 6.2.2.) y del análisis de la magnitud de la presión dinámica en función del caudal discutido en el párrafo anterior. La cavitación de álabe genera burbujas que tenderían a ascender y provocar una mayor perturbación en la parte superior del tubo de aspiración, dando las diferencias observadas en las dos posiciones angulares.

#### 6.3.1.2. Señales de presión en función del caudal, en condiciones de bajo valor del NPSH disponible.

Al igual que lo observado en condiciones del máximo NPSH disponible, la magnitud de la presión dinámica total en los distintos rangos de frecuencia registrada por el transductor 1 ( $0.15m$ ,  $90^\circ$ ) en condición de bajo NPSH disponible presenta un mínimo cerca del caudal de máxima eficiencia (figura 6.3.5). Sin embargo la evolución de esta función varía de la condición de máximo NPSH. Operando con un valor bajo del NPSH la magnitud de la presión dinámica total en general es menor a la obtenida en máximo NPSH, lo que es razonable si se considera que el nivel del NPSH es proporcional al nivel de presión media. La magnitud de la presión dinámica total presenta un máximo local en el caudal  $0.7 Q_0$ , aunque el aumento de la magnitud con respecto al caudal de máxima eficiencia (50 %) no es tan grande en este caso. La magnitud de la presión dinámica total aumenta gradualmente al reducirse aún más el caudal. Comparando las gráficas de la magnitud de la presión dinámica total para este transductor entre el rango de 0 a 100 Hz y el de 0 a 1 KHz se observa que la contribución a la magnitud por frecuencias de 500 a 1000 Hz es

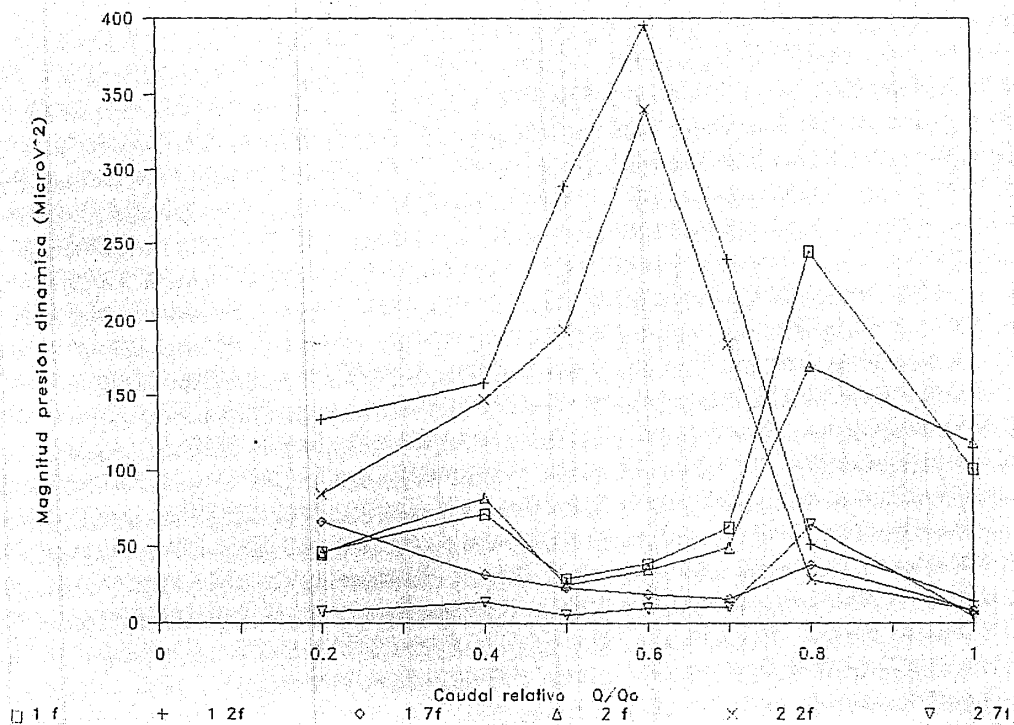


Figura 6.3.16. Magnitud de la presión dinámica por frecuencias ( $f = 43.3\text{Hz}$ ,  $2f = 86.6\text{ Hz}$ ,  $7f = 303.1\text{ Hz}$ ), en función del caudal relativo, condición de NPSH +, para dos posiciones angulares: (1) transductor 1 ( $0.15\text{m}$ ,  $90^\circ$ ), (2) transductor 2 ( $0.15\text{m}$ ,  $0^\circ$ ).

del orden del 40% para el caudal de máxima eficiencia, esta contribución se mantiene más o menos constante al reducir el caudal y se convierte en el 50 % para el caudal de  $0.2 Q_0$ . Es interesante notar que el nivel de la presión dinámica total en el rango de 0 a 1000 Hz registrado para el caudal de  $0.2 Q_0$  con bajo NPSH es mayor al registrado con alto NPSH.

La magnitud de la presión dinámica total, para esta condición del NPSH, registrada por los dos transductores colocados a 0.15 m de la entrada de la bomba, uno en la posición superior del tubo de aspiración ( $90^\circ$ ) y el otro en la parte media ( $0^\circ$ ) (figura 6.3.17) muestra algunas diferencias, aunque no tan notorias como en funcionamiento con máximo NPSH. La magnitud de la presión dinámica total registrada por el transductor 2 ( $0^\circ$ ) no es mínima para el caudal de máxima eficiencia. Para caudales  $Q_0$  y  $0.4 Q_0$  la magnitud de la presión dinámica registrada por el transductor a  $0^\circ$  es más de 5 veces la obtenida con el transductor a  $90^\circ$ .

Del gráfico de la magnitud de presión dinámica total (0 a 1 KHz) en función del caudal para registros obtenidos con y sin uso del disparador externo (figura 6.3.13) se desprende que al disminuir el caudal aumenta la fracción de la oscilación de presión no asociada a la frecuencia de giro de la bomba. La componente no asociada a la rotación aumenta un 170% al reducir el caudal a  $0.8 Q_0$  con respecto al registrado con caudal de máxima eficiencia, en el rango de  $0.7 Q_0$  a  $0.4 Q_0$  el aumento es del 300 %. Mientras que a  $0.2 Q_0$  el aumento es de más del 600%, esto indica un aumento creciente de frecuencias no asociadas a la frecuencia de giro del impulsor al disminuir el caudal, para esta condición del NPSH.

Analizando la evolución de la magnitud de presión dinámica por frecuencias (figura 6.3.7) se observa un máximo en la intensidad de la señal asociada a la frecuencia de giro en el caudal de  $0.8 Q_0$ . La intensidad de frecuencia  $2f_g$  aumenta al disminuir el caudal, alcanzado un máximo para el  $0.7 Q_0$ , sin embargo este aumento de la intensidad de esta frecuencia no es tan grande como en la condición de máximo NPSH. Las frecuencias  $f_g$  y  $2f_g$  compiten en importancia en el rango de  $0.7 Q_0$  a  $0.4 Q_0$ . La magnitud de la señal de presión con frecuencia del paso de los álabes ( $7f_g$ ) aumenta al disminuir el caudal, para el caudal de  $0.2 Q_0$  este aumento es mucho mayor que en condiciones de alto NPSH.

Las magnitudes de presión dinámica por frecuencias obtenidas con los dos transductores colocados en diferente posición angular ( $90^\circ$  y  $0^\circ$ ) muestran en general las mismas tendencias (figuras 6.3.18). La mayoría de los niveles registrados por el transductor en la parte superior del tubo ( $90^\circ$ ) son mayores a las del transductor en la parte media ( $0^\circ$ ). La mayor diferencia entre estos niveles se registra en la frecuencia del paso de los álabes, y esta diferencia es mucho mayor que la diferencia de los niveles registrados con NPSH máximo. Esto concuerda con la suposición de existencia de una cavitación de álabes, cuya intensidad aumenta al disminuir el caudal y disminuir el valor del NPSH, provocando una mayor perturbación en la parte superior del tubo de aspiración por el ascenso de las burbujas.

### 6.3.2. Espectros de potencias en función del NPSH.

Se obtuvieron los espectros de potencias promediados en 20 muestras (Ver Anexo 2) usando el analizador de señales dinámicas en modo de disparador interno. En las figuras 6.3.19 y 6.3.20 se encuentran los diagramas en cascadas de los espectros de potencias en función del NPSH disponible en el

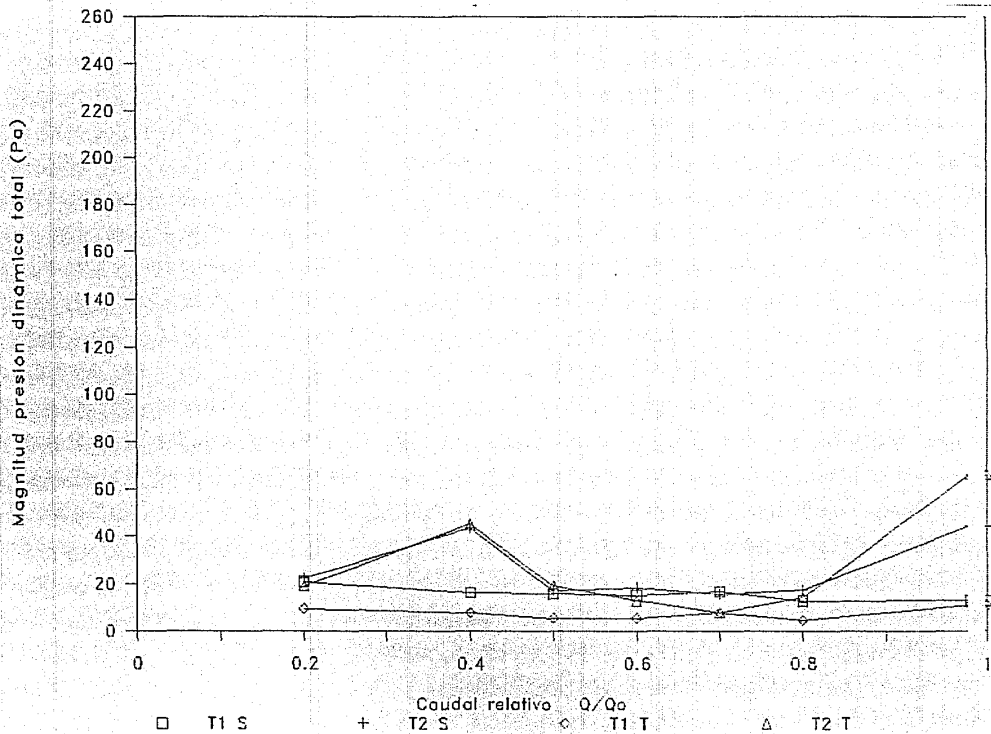


Figura 6.3.17.

Magnitud de la presión dinámica total en función del caudal relativo, para dos posiciones angulares, condición NPSH -. (T1) transductor 1 (0.15m,  $90^\circ$ ), (T2) transductor 2 (0.15m,  $0^\circ$ ). (S) sin disparador externo, (T) con disparador externo.

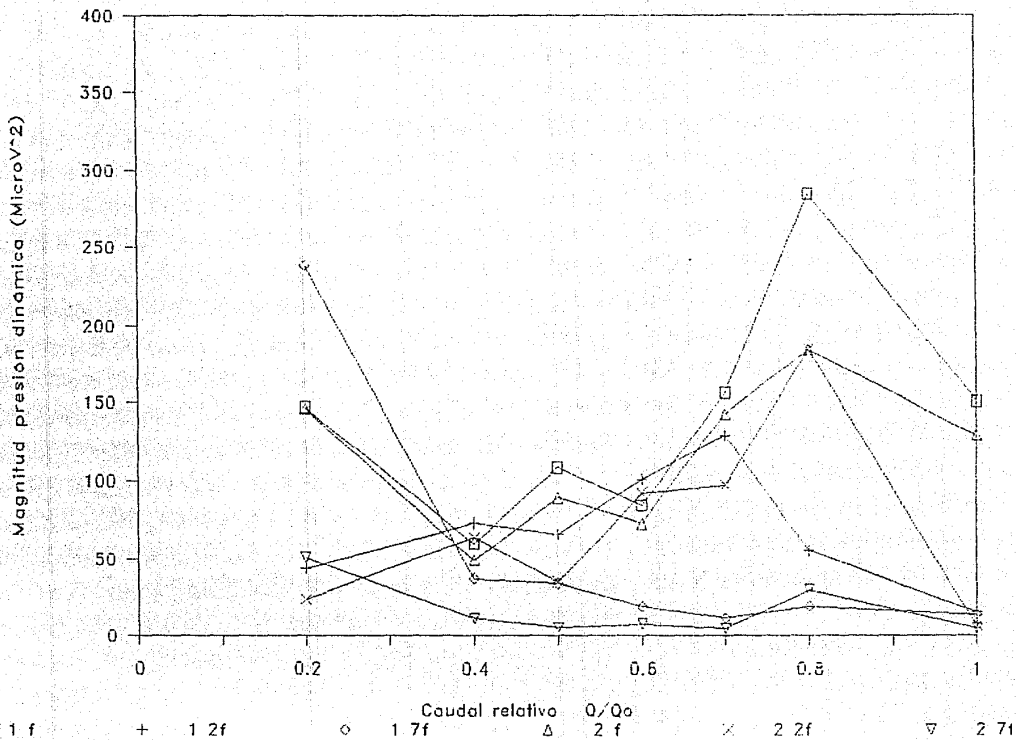
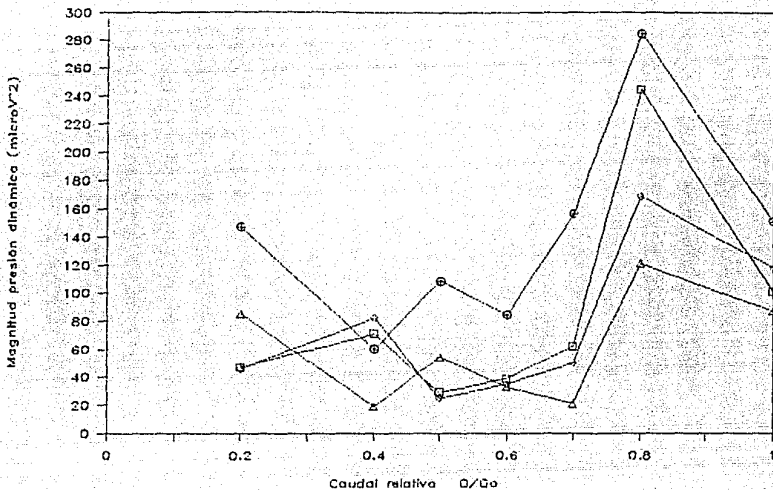


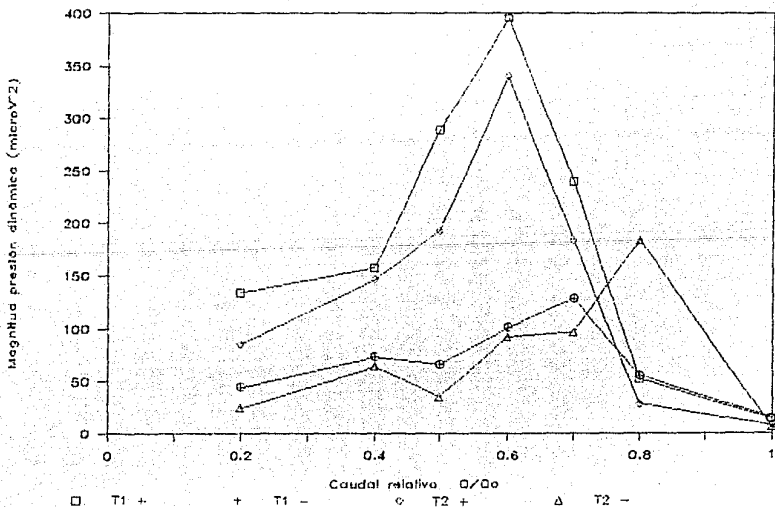
Figura 6.3.18.

Magnitud de la presión dinámica por frecuencias ( $f = 43.3\text{Hz}$ ,  $2f = 86.6\text{ Hz}$ ,  $7f = 303.1\text{ Hz}$ ), en función del caudal relativo, condición de NPSH -, para dos posiciones angulares: (1) transductor 1 ( $0.15\text{m}$ ,  $90^\circ$ ), (2) transductor 2 ( $0.15\text{m}$ ,  $0^\circ$ ).



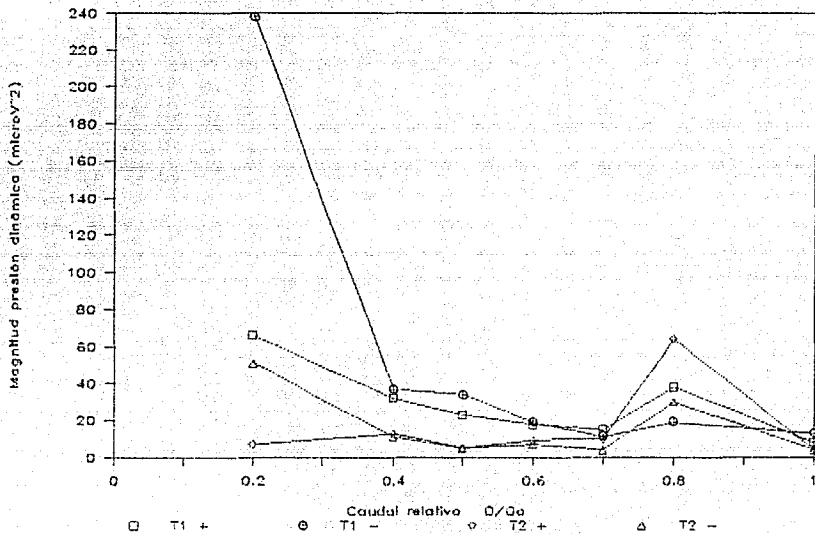
Figuras 6.3.18.a)

Magnitud de la presión dinámica para la frecuencia de giro en función del caudal relativo, para dos posiciones angulares: (T1) transductor 1 (0.15m, 90°), (T2) transductor 2 (0.15m, 0°). (+) NPSH +, (-) NPSH -.



Figuras 6.3.18.b)

Magnitud de la presión dinámica para la frecuencia del doble de la de giro en función del caudal relativo, para dos posiciones angulares: (T1) transductor 1 (0.15m, 90°), (T2) transductor 2 (0.15m, 0°). (+) NPSH +, (-) NPSH -.



Figuras 6.3.18.c)

Magnitud de la presión dinámica para la frecuencia del séptuplo de la de giro en función del caudal relativo, para dos posiciones angulares: (T1) transductor 1 (0.15m, 90°), (T2) transductor 2 (0.15m, 0°). (+) NPSH +, (-) NPSH -.

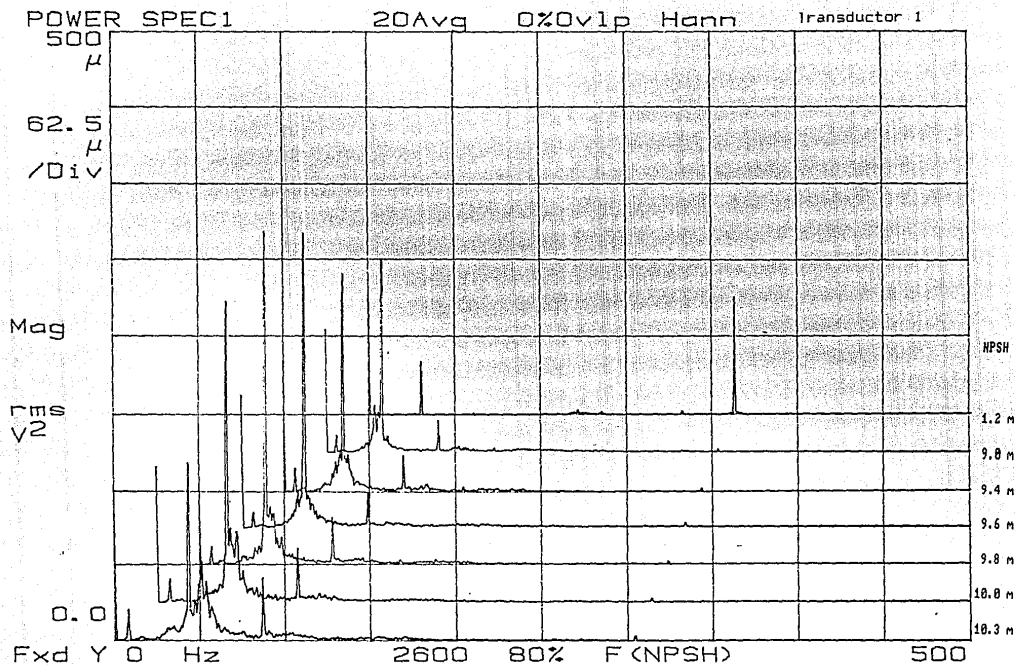


Figura 6.3.19.a)

Espectros de potencias registrados por el transductor 1 (0.15m, 90°) en un rango de 0 a 500 Hz, en función del NPSH, para caudal 0.8 Q<sub>0</sub>. Por claridad el origen de las abscisas se desplazó secuencialmente a la derecha contrayéndose la escala de frecuencias. El origen de la escala vertical también se desplazó pero manteniendo la escala constante.



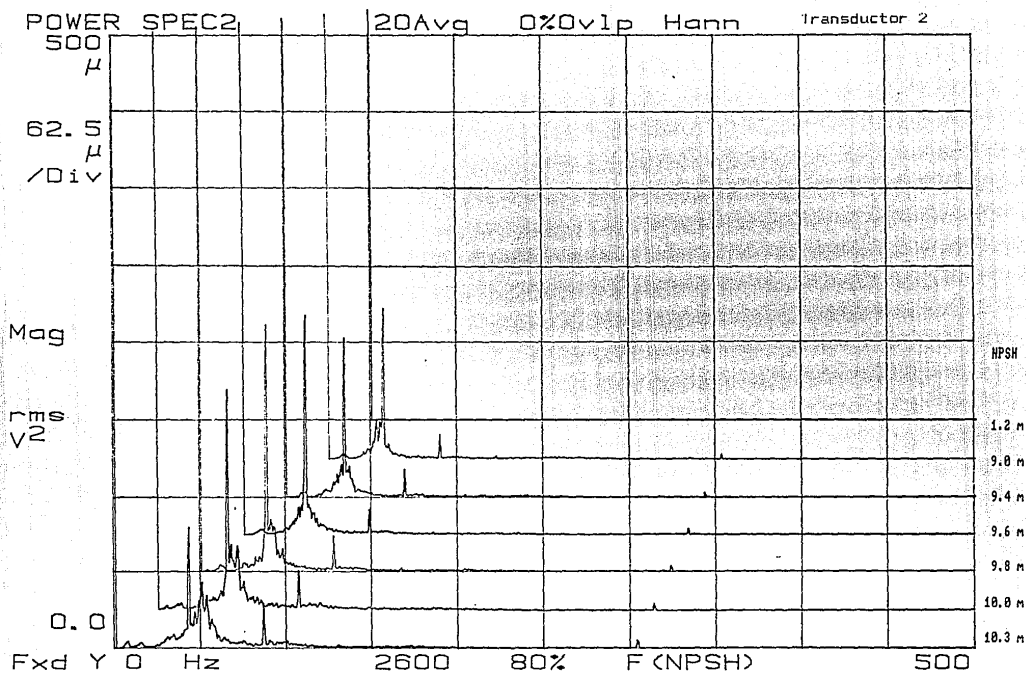


Figura 6.3.19.b)

Espectros de potencias registrados por el transductor 2 (0.15m, 0°) en un rango de 0 a 500 Hz, en función del NPSH, para caudal 0.8 Q<sub>o</sub>. Por claridad el origen de las abscisas se desplazó secuencialmente a la derecha contrayéndose la escala de frecuencias. El origen de la escala vertical también se desplazó pero manteniendo la escala constante.

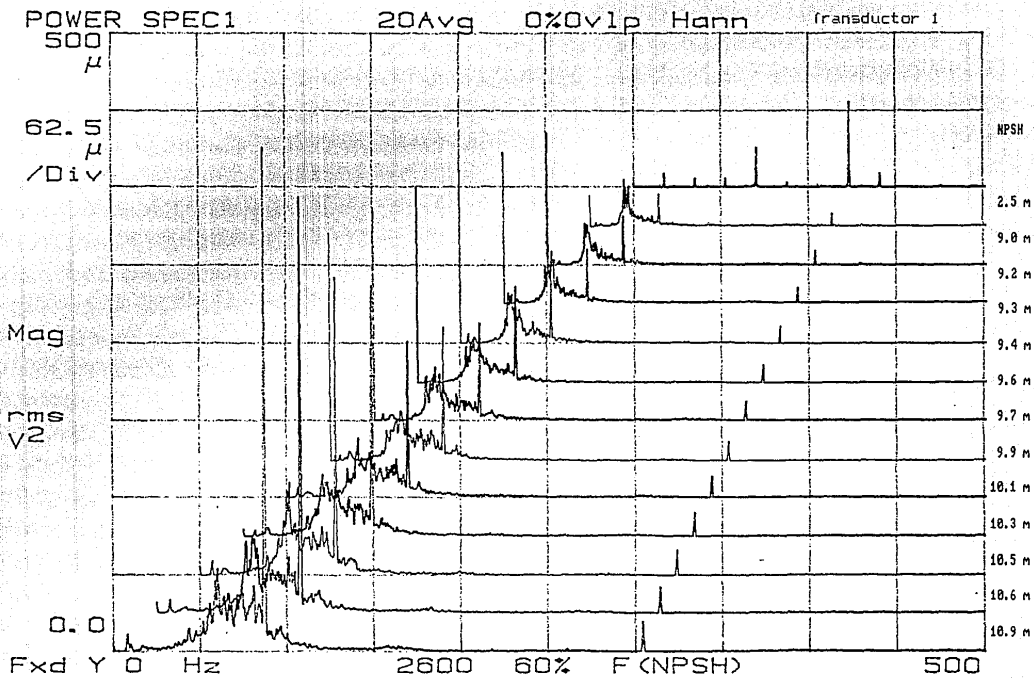


Figura 6.3.20.a)

Espectros de potencias registrados por el transductor 1 (0.15m, 90°) en un rango de 0 a 500 Hz, en función del NPSH, para caudal 0.6 Qv. Por claridad el origen de las abscisas se desplazó secuencialmente a la derecha contrayéndose la escala de frecuencias. El origen de la escala vertical también se desplazó pero manteniendo la escala constante.

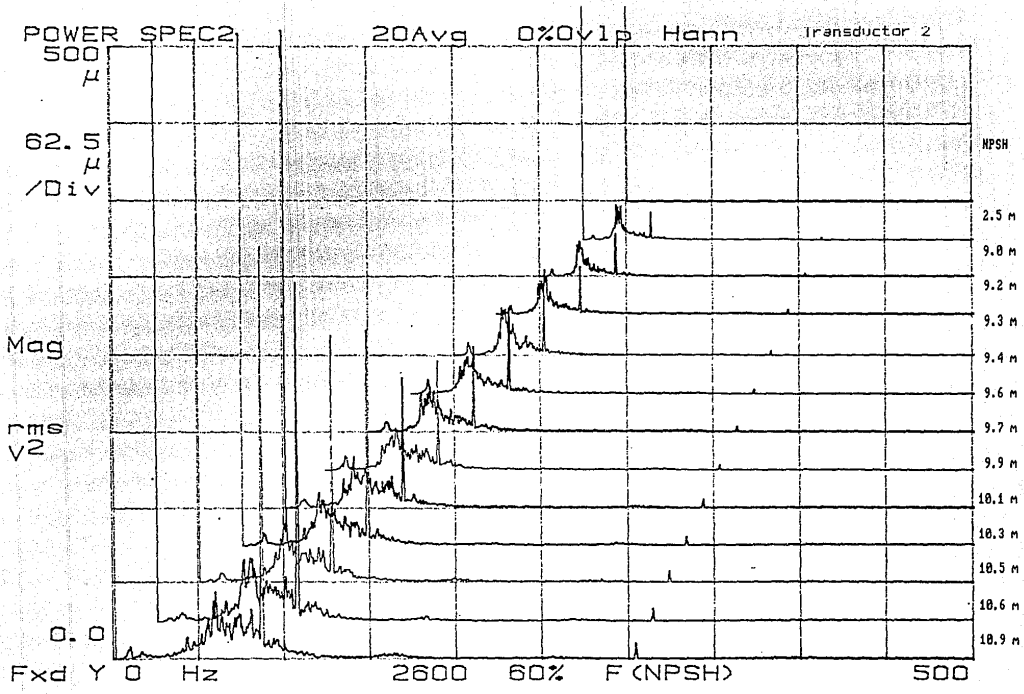


Figura 6.3.20.b)  
 Espectros de potencias registrados por el transductor 2 (0.15m, 0°) en un rango de 0 a 500 Hz, en función del NPSH, para caudal 0.6 Q<sub>0</sub>. Por claridad el origen de las abscisas se desplazó secuencialmente a la derecha contrayéndose la escala de frecuencias. El origen de la escala vertical también se desplazó pero manteniendo la escala constante.

rango de 0 a 500 Hz. Los espectros de las figuras 6.3.19 corresponden a funcionamiento con 0.8 Qo. Los espectros de las figuras 6.3.20 corresponden a funcionamiento con 0.6 Qo. Las figuras a) representan señales tomadas con el transductor 1 colocado en la tubería de aspiración a 0.15 m del impulsor, en posición angular de 90°. Las figuras b) corresponden al transductor 2 colocado en la tubería de aspiración a la misma distancia del impulsor, pero en posición angular de 0°.

En cada uno de los espectros de potencias anteriores se midió la magnitud de la presión dinámica total. En la figura 6.3.21 se muestran las gráficas de la magnitud de la presión dinámica total en función del NPSH disponible, con caudal de 0.8 Qo. La figura 6.3.22 muestra gráficas semejantes, correspondientes al caudal de 0.6 Qo. La curva de la magnitud de la presión total registrada por el transductor 1 en función del NPSH, obtenida al operar la bomba con 0.8 Qo tiene poca variación, disminuye ligeramente al disminuir el NPSH. El transductor a la misma distancia pero en la parte media del tubo (0°) muestra la misma tendencia pero con valores 75% mayores a los anteriores, lo que concuerda con los resultados obtenidos en los ensayos reportados en la sección 6.3.1. bajo condiciones similares (figuras 6.3.15 y 6.3.17). Esta misma tendencia se observa en la magnitud de presión dinámica total registrada por el transductor 1 (0.15 m, 90°) para 0.6 Qo. Sin embargo el transductor 2 (0.15 m, 0°) presenta un cambio abrupto cerca de 10 m del NPSH disponible, a valores mayores a éste se tienen altos niveles de presión dinámica total. Observando los espectros correspondientes (figura 6.3.20.b)) sólo se aprecia una diferencia entre los espectros registrados por cada uno de los dos transductores en frecuencias cercanas a 0 Hz. El mayor nivel de la oscilación de presión para el caudal de 0.6 Qo, y condición de máximo NPSH, registrado por el transductor 2, concuerda con los resultados de los ensayos analizados en la sección 6.3.1. (figuras 6.3.15 y 6.3.17). Los cambios bruscos en la magnitud total de la presión dinámica registrados por el transductor 2 colocado en la posición angular de 0°, llevaron a pensar en un momento dado que se trataba de un error del sensor, sin embargo los resultados han sido consistentes en las diferentes pruebas realizadas. Lo que señalaría que la oscilación en la presión al interior de la tubería es fuertemente dependiente de las condiciones del NPSH y del caudal y que la posición del transductor en la parte superior del tubo no la registra con la misma intensidad, indicando que el flujo al interior de la tubería de aspiración no es axisimétrico.

En los espectros de potencias anteriores, también se midieron las contribuciones a la magnitud de presión dinámica de las frecuencias con mayores cambios. En la figura 6.3.23 se encuentran graficadas las magnitudes de presión dinámica de las frecuencias 43.3 Hz, 86.6 Hz y 303.1 Hz en función del NPSH disponible, para funcionamiento con 0.8 Qo. La figura 6.3.24 contiene gráficas análogas para 0.6 Qo. Para 0.8 Qo el nivel de presión dinámica correspondiente a la frecuencia de giro, registrado por el transductor 1 (0.15m, 90°), aumenta más del doble de la inicial al disminuir el NPSH hasta llegar a un máximo ( $\approx 9.8$  m) donde empieza a disminuir. La presión con frecuencia del doble de giro disminuye ligeramente al disminuir el NPSH. La presión de frecuencia del paso de los álabes se mantiene aproximadamente constante. Esto significa que aunque pudiera existir cavitación en los álabes al disminuir el valor del NPSH, no puede ser detectado por el transductor a 0.15m del impulsor, debido a que para este caudal no existe flujo de recirculación a nivel del transductor de presión. Para todo el rango de NPSH estudiado la frecuencia dominante es la frecuencia de giro. Las mismas tendencias se registraron con el transductor 2 (0.15m, 0°) sólo que con valores proporcionalmente menores (figura 6.3.24).

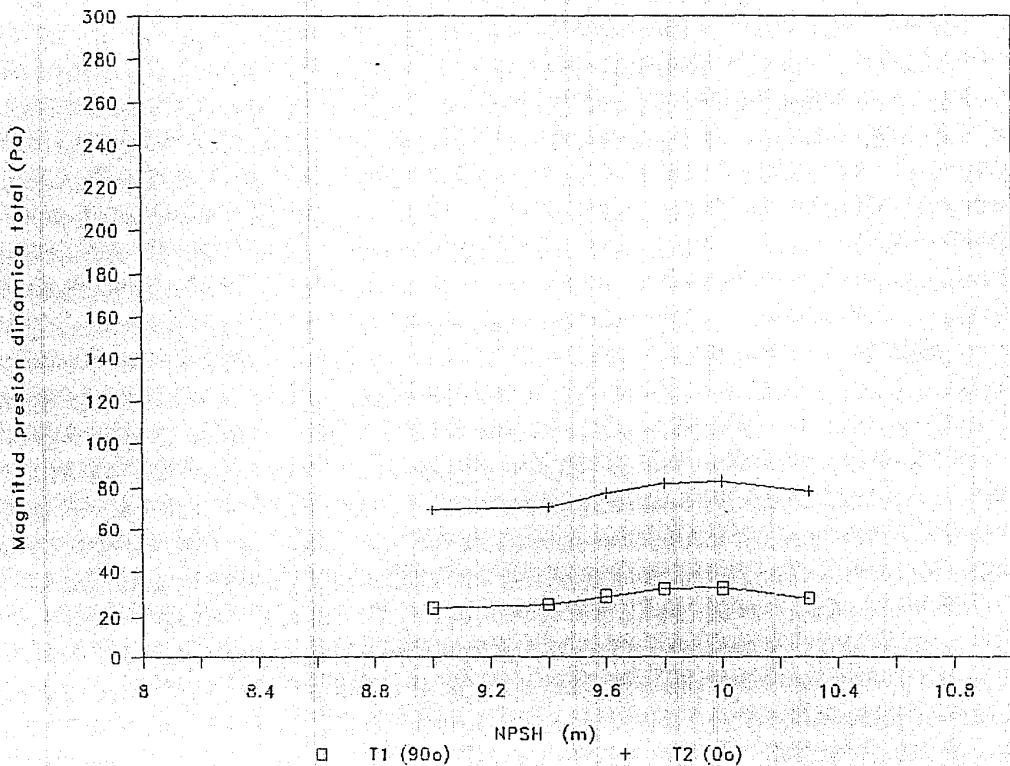


Figura 6.3.21.  
 Magnitud de la presión dinámica total en función del NPSH, para caudal 0.8 Q<sub>0</sub>.  
 Registrados por los transductores (T1) (0.15m, 90°) y (T2) (0.15m, 0°).

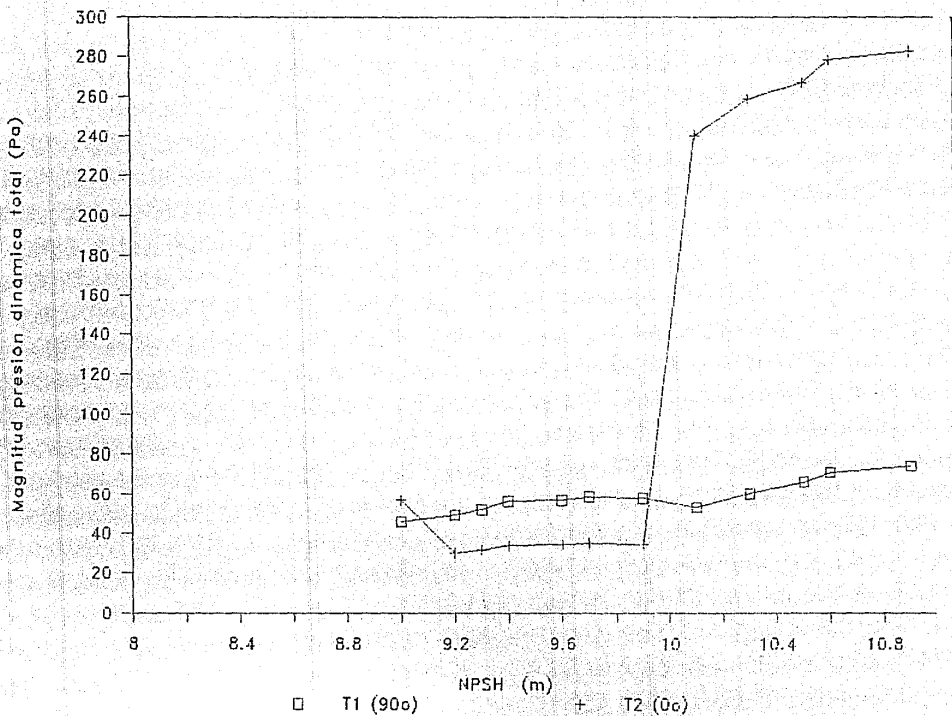


Figura 6.3.22.  
Magnitud de la presión dinámica total en función del NPSH, para caudal 0.6 Q<sub>o</sub>.  
Registrados por los transductores (T1) (0.15m, 90°) y (T2) (0.15m, 0°).

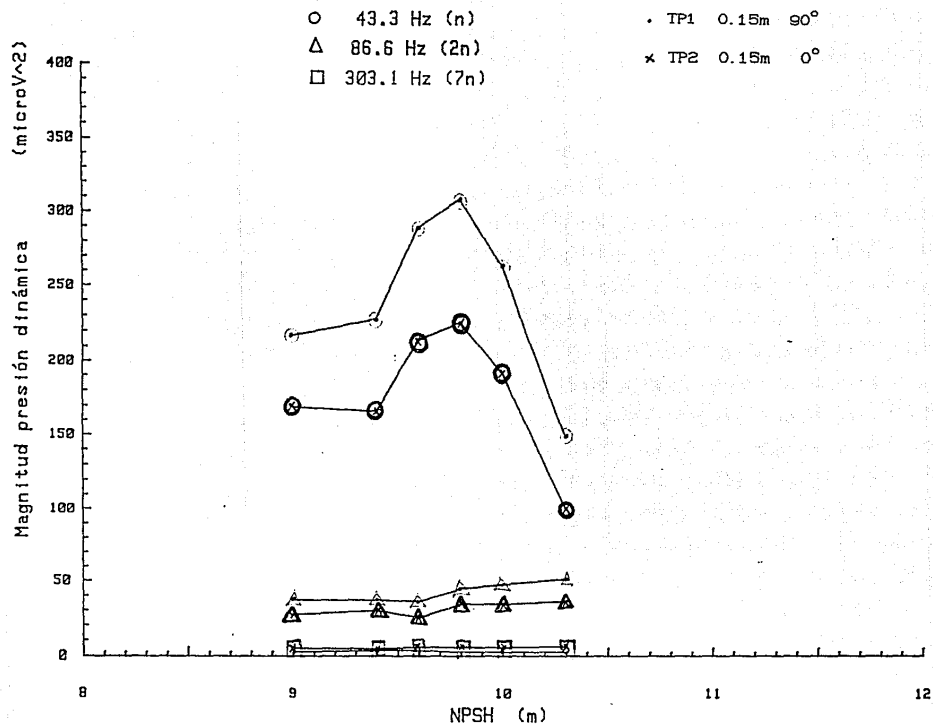


Figura 6.3.23.  
 Magnitud de la presión dinámica por frecuencias en función del NPSH, para caudal 0.8 Q<sub>o</sub>. Registrados por los transductores (T1) (0.15m, 90°) y (T2) (0.15m, 0°).

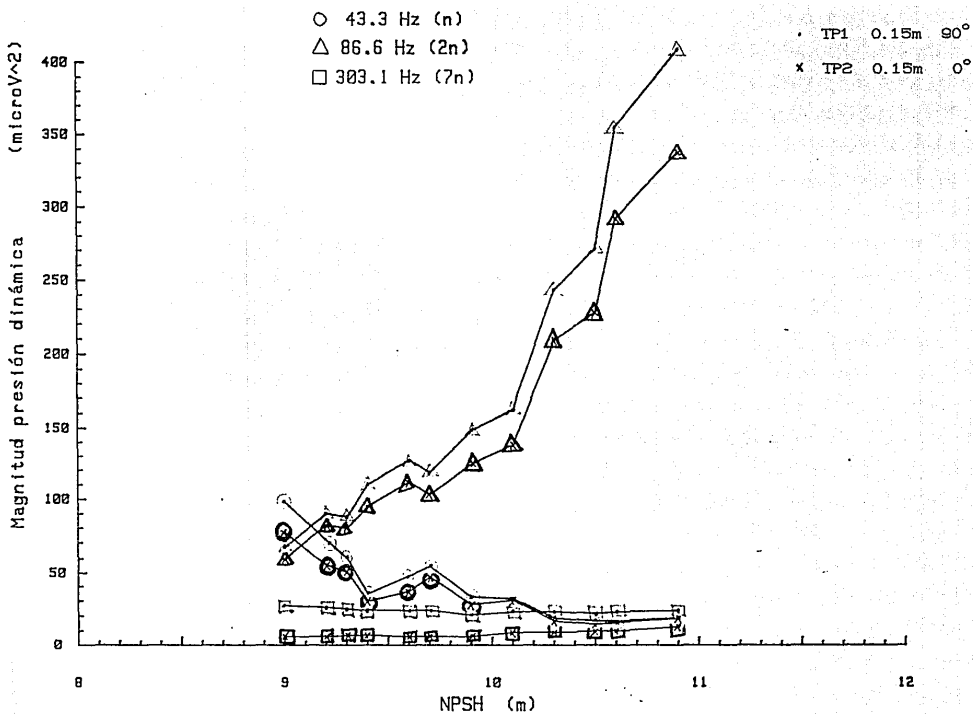


Figura 6.3.24.  
Magnitud de la presión dinámica por frecuencias en función del NPSH, para caudal 0,6 Q<sub>e</sub>. Registrados por los transductores (T1) (0,15m, 90°) y (T2) (0,15m, 0°).



Para 0.6  $Q_0$  la magnitud de presión dinámica registrada por el transductor 1 con frecuencia igual a la de giro tiene un valor relativamente bajo para el valor del NPSH máximo, aumenta gradualmente al disminuir el NPSH, alcanzando a quintuplicar el valor inicial. La magnitud de presión correspondiente a la frecuencia del doble de la de giro, inicialmente muy alta, disminuye fuertemente al disminuir el NPSH, lo que concuerda con los valores de la magnitud dinámica por frecuencias obtenidos en las pruebas a NPSH máximo disponible (+) y cercano al mínimo posible (-) (figuras 6.3.7a) y 6.3.8). La magnitud de la frecuencia del paso de los álabes se mantiene aproximadamente constante, coincidiendo con los resultados obtenidos para este caudal en las pruebas a máximo NPSH (+) y con el mínimo posible (-). Estos resultados señalan que para 0.6  $Q_0$  las oscilaciones de frecuencia  $7f_g$  no están asociadas a la cavitación de ábabe, ya que estas deberían aumentar en intensidad al disminuir el NPSH. Las mismas tendencias se registraron con el transductor 2 sólo que con valores proporcionalmente menores (figura 6.3.20).

### 6.3.3. Coherencia de las señales de presión en dos localidades angulares del tubo de aspiración.

Las figuras 6.3.25 presentan los diagramas en cascada de la función de coherencia (Ver Anexo 2) entre los transductores 1 y 2 colocados en el tubo de aspiración a 0.15 m del impulsor, el primero en posición angular  $90^\circ$  (parte superior del tubo) y el segundo en posición angular de  $0^\circ$  (parte lateral del tubo) en función del caudal correspondientes a los ensayos comentados en la sección 6.3.1. En estos diagramas el origen del eje vertical se desplazó secuencialmente, pero se mantuvo la escala constante. La figura a) corresponde a funcionamiento con NPSH disponible máximo (+) y la figura b) corresponde a funcionamiento con NPSH disponible cercano al NPSH mínimo antes de presentarse cavitación de corte (-). En condición de NPSH disponible máximo y caudal de máxima eficiencia, las señales de estos transductores muestran una coherencia baja en las frecuencias menores a 10 Hz, la coherencia es cercana a 1 entre 10 a 70 Hz, incluyendo la frecuencia de giro (43.3 Hz) que es la frecuencia principal bajo estas condiciones de operación, entre 80 y 260 Hz la coherencia disminuye hasta aproximadamente 0.5. Las señales presentan otro intervalo de alta coherencia entre 270 y 300 Hz. La coherencia de frecuencias poco mayores a la del paso de los álabes se reduce considerablemente, así como la de sus armónicos. La función de la coherencia entre los transductores en la condición de NPSH disponible máximo muestra una tendencia general de aumento al reducirse el caudal de máxima eficiencia hasta 0.7  $Q_0$ , la coherencia a este caudal es la que muestra los valores más altos, exceptuando para frecuencias alrededor de 527 Hz donde la coherencia es casi nula. No se ha identificado el origen de la reducción de la coherencia en esta frecuencia. A partir de ese valor del caudal la coherencia vuelve a disminuir al reducirse el caudal.

Para un rango de frecuencias menor a 10 Hz, el nivel de coherencia es bajo para todos los caudales, el intervalo de baja coherencia se extiende considerablemente a partir de 0.4  $Q_0$ . La frecuencia de giro ( $f_g = 43.3$  Hz) presenta una alta coherencia (0.96) entre  $Q_0$  y 0.5  $Q_0$  y se reduce aproximadamente al 0.8 para caudales menores. Para  $Q_0$  y 0.8  $Q_0$  la frecuencia  $2f_g$  tiene una coherencia cercana al 0.8; para valores menores del caudal el valor de la coherencia de esta frecuencia aumenta, alcanzando un máximo (0.98) a 0.7  $Q_0$ . Para caudal de máxima eficiencia existe un rango de frecuencias entre 80 y 260 Hz en que el valor de la coherencia disminuye a 0.5. Para 0.8

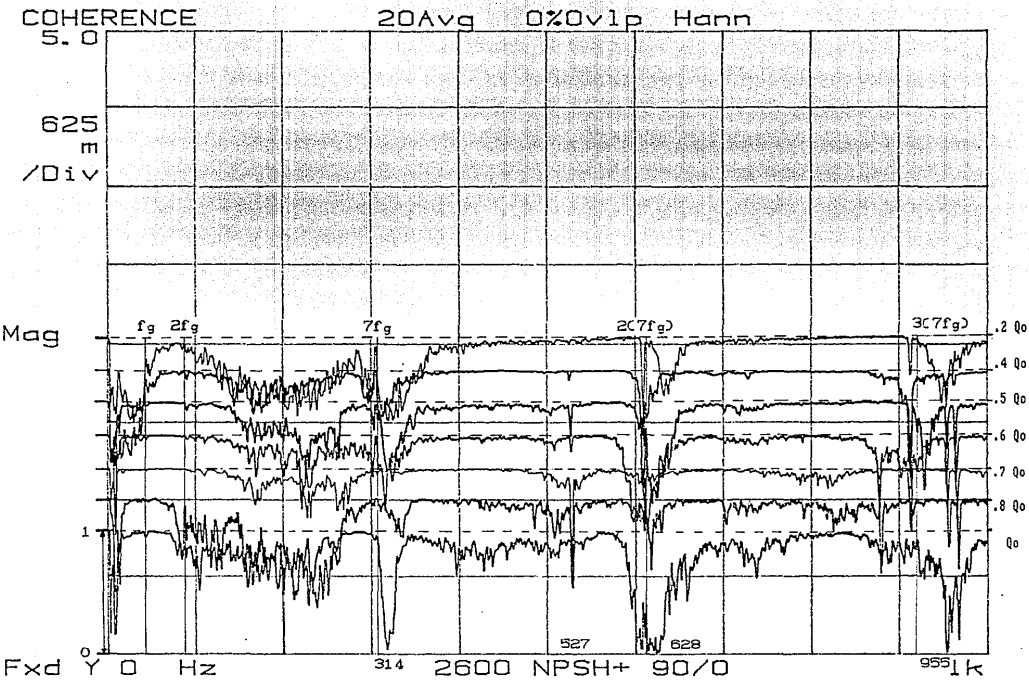


Figura 6.3.25.a)  
 Función de coherencia entre los transductores 1 (0.15m, 90°) y 2 (0.15m, 0°).  
 Con NPSH +, en función del caudal relativo.

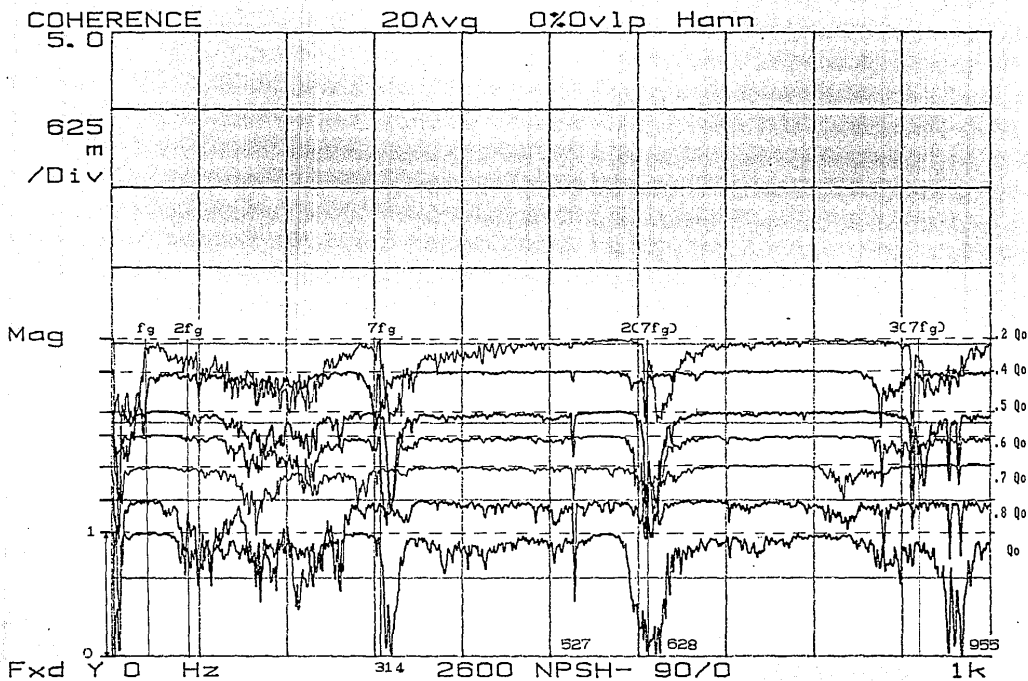


Figura 6.3.25.b)

Función de coherencia entre los transductores 1 (0.15m, 90°) y 2 (0.15m, 0°).  
Con NPSH -, en función del caudal relativo.

Qo la coherencia en este rango de frecuencias se reduce aún más, aumenta para 0.7 Qo y al reducir el caudal la coherencia vuelve a disminuir. A caudal de máxima eficiencia Qo se observa una reducción marcada de la coherencia a 314 Hz que es aproximadamente igual a la frecuencia del paso de los álabes. Este efecto desaparece para el caudal de 0.7 Qo y se presenta nuevamente aunque con menor intensidad para caudales menores a 0.7 Qo. Este fenómeno, aunque claramente identificable no es relevante, pues el valor de la magnitud de presión dinámica correspondiente a estas frecuencias es relativamente bajo. La función de coherencia entre las señales de los mismos transductores en términos de la frecuencia para la condición de operación de bajo NPSH disponible, en el mismo rango de 0 a 1 KHz muestra tendencias muy similares (figura 6.3.25.b)).

El que la función de coherencia sea relativamente baja a caudal de 0.8 Qo y máxima para el caudal del 0.7 Qo indica que el flujo al interior de la tubería de aspiración sufre un cambio al pasar de uno a otro de estos caudales. Este cambio va en la dirección de confirmar la hipótesis de que al reducir el caudal de Qo a 0.8 Qo se aumenta el nivel de la perturbación original y al pasar de 0.8 Qo a 0.7 Qo se presenta un cambio importante en el flujo. Este cambio es tal que afecta de manera parecida la señal de presión en las dos condiciones angulares sensadas. Debe enfatizarse que el comentario anterior se aplica para frecuencias mayores a 2fg. En el intervalo de frecuencias menores a 2fg, en particular para fg, la coherencia es prácticamente 1 en los casos de Qo a 0.5 Qo.

#### 6.3.4. Coherencia de las señales de presión en dos localidades axiales del tubo de aspiración.

La figura 6.3.26 presenta el diagrama en cascada de la función de coherencia entre los transductores 1 y 2 colocados en la tubería de aspiración en la posición angular 90°, el primero a 0.15 m del impulsor, y el segundo a una distancia de 0.27 m del impulsor, con funcionamiento del NPSH disponible máximo (+). En este diagrama el origen del eje vertical se desplazó secuencialmente, pero se mantuvo la escala constante. La función de coherencia entre las señales de estos dos transductores, en el rango de 0 a 500 Hz, es alta para el caudal de máxima eficiencia y para caudales mayores a él. Al reducirse el caudal, la coherencia disminuye gradualmente, aunque para 0.7 Qo la coherencia vuelve a ser en general alta, reduciéndose nuevamente al disminuir el caudal. A caudal nulo el nivel de la coherencia cae drásticamente. En el rango de frecuencias entre 10 Hz y 80 Hz, y para caudales de 0.5 Qo a 1.3 Qo, las señales tienen una coherencia cercana a 1, excepto para la frecuencia de giro donde la coherencia presenta una pequeña disminución. El nivel de coherencia de la frecuencia 2fg es mayor a 0.8 hasta el caudal parcial de 0.1 Qo. La coherencia de la frecuencia del paso de los álabes mantiene valores mayores a 0.8 hasta 0.2 Qo a pesar de que las frecuencias cercanas a ésta tienen valores de coherencia menores. Esto indica que los fenómenos relacionados a estas frecuencias son tales que se presentan de manera similar en las dos posiciones con distinta distancia al impulsor analizadas. Es notable que a 0.7 Qo y 0.6 Qo la coherencia es cercana a 1 para frecuencias entre 10 Hz y 150 Hz, mientras que a caudales mayores la coherencia se reduce a partir de 50 Hz. Este fenómeno indica un cambio en el flujo entre 0.7 Qo y 0.8 Qo. Otra característica notable de la figura 6.3.26. es que se observa que a 8 Hz se presenta una reducción en la coherencia de la señal. Esta frecuencia corresponde a la frecuencia natural de vórtice propuesta por Levi (Ver sección 6.3.1.).

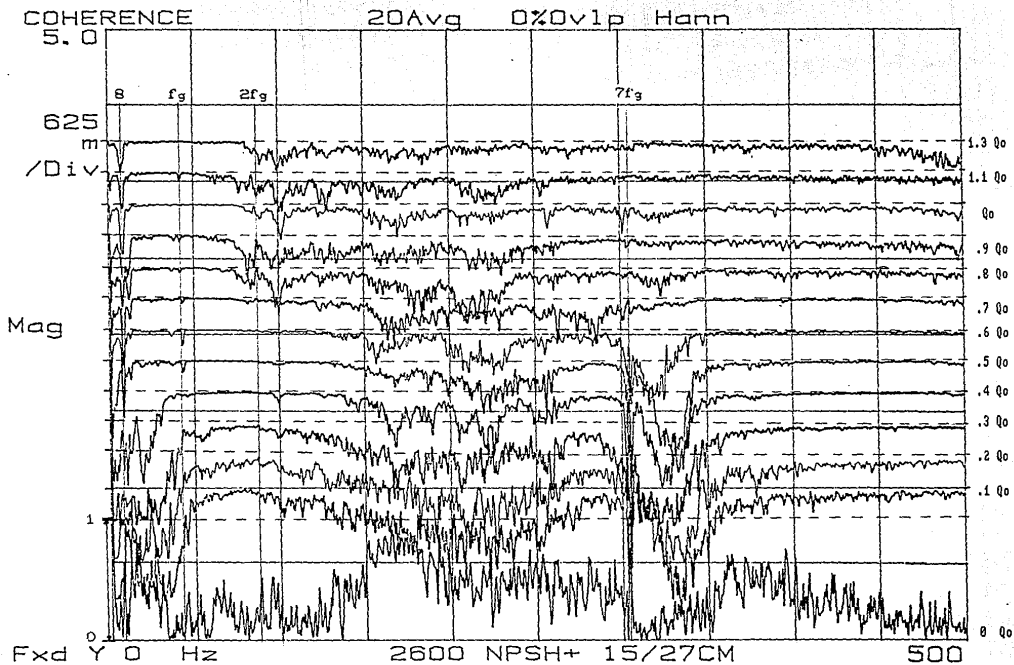


Figura 6.3.26.

Función de coherencia entre los transductores 1 (0.15m, 90°) y 2 (0.27m, 90°).  
Con NPSH +, en función del caudal relativo.

## 7 DISCUSION

En este capítulo se busca una interpretación física de los resultados obtenidos en los experimentos. Se introducen algunas observaciones de los estudios del fenómeno de recirculación en turbinas, que pueden ayudar en la interpretación, también se presenta el fenómeno de rompimiento de vórtice debido a la importancia que tiene en la interpretación física del patrón de flujo a la entrada de la bomba con recirculación. Se presenta un modelo matemático para el flujo en el interior del tubo de aspiración a la entrada de la bomba, suponiendo prerrotación y recirculación en la frontera de entrada a la bomba. Se sugiere una simplificación al modelo general que permita su posterior solución numérica.

Los criterios globales utilizados en el capítulo 5 para la determinación del caudal crítico de recirculación señalan un valor entre  $0.65 Q_0$  y  $0.86 Q_0$ , con una media en  $Q_{cc} \approx 0.78 Q_0$ . Del criterio del aumento en la pendiente de la gráfica de presión media como función del caudal se estima un caudal crítico de recirculación cercano a  $0.80 Q_0$ . El análisis de presión en la pared del tubo de aspiración cerca de la entrada de la bomba, en condiciones de máximo NPSH disponible, señala que los mayores modificaciones en el flujo se presentan justamente en el intervalo  $0.7 Q_0$  y  $0.8 Q_0$ , lo cual hace suponer que estos cambios en la presión del flujo se deben al inicio de la recirculación a la entrada de la bomba. En este rango de caudales se presenta un fenómeno de doblamiento de la frecuencia principal, a caudal de máxima eficiencia se observa una perturbación de la presión de frecuencia igual a la frecuencia de giro del impulsor, al reducir el caudal entre  $0.8 Q_0$  y  $0.7 Q_0$ , la perturbación original se transforma en una oscilación de mayor amplitud y con el doble de la frecuencia original. Se desconoce si este efecto es debido exclusivamente al cambio cualitativo del flujo a la entrada de la bomba debido al inicio de la recirculación o se deba a la interacción del vórtice resultante con la aleta directriz que se encuentra a la entrada de la bomba. La amplitud relativa de las oscilaciones aumenta considerablemente al reducirse el caudal, por lo que el flujo deja de considerarse como axisimétrico con una perturbación de presión, para convertirse en un flujo no-axisimétrico.

El aumento en la contribución a la magnitud de presión dinámica de la frecuencia del paso de los álabes al reducir el caudal a partir del  $0.5 Q_0$ , pero sobre todo para el caudal de  $0.2 Q_0$  podría significar la presencia de una ligera cavitación de álabe por caudal parcial aun en condición de máximo NPSH. Al reducirse el NPSH, el nivel de la contribución de esta frecuencia aumenta ligeramente con respecto al correspondiente nivel obtenido en máximo NPSH para los caudales  $0.5$  y  $0.4 Q_0$ , para el caudal de  $0.2 Q_0$  este aumento es considerable, sobre todo para el registro del transductor a  $90^\circ$ , lo cual concuerda con la suposición de la existencia de cavitación de álabe para estos caudales, cuya intensidad aumenta al disminuir el caudal.

Al reducir el NPSH disponible bajo caudales menores al  $0.8 Q_0$  donde se presupone la existencia de flujo de recirculación, el nivel de la magnitud de

presión dinámica correspondiente al doble de la frecuencia de giro disminuye considerablemente y la frecuencia de giro aumenta ligeramente, no se tiene una interpretación para esta observación. De los resultados obtenidos tampoco se puede concluir con certeza si se presentó o no cavitación en el interior de la tubería de aspiración.

## 7.1. Recirculación en turbinas.

El funcionamiento de turbinas a caudales parciales presenta características similares a las encontradas a la entrada de las bombas. Algunos de los estudios reportados en la literatura sobre la recirculación en turbinas pueden ayudar a la interpretación de los resultados de este trabajo por lo que a continuación se exponen.

En el caso de turbinas, la recirculación se presenta en la tubería de descarga a la salida del rotor en la región cercana al cubo. La formación de un vórtice de cuerda en la tubería de descarga de turbinas Francis operando a caudales parciales se ha observado desde principios de siglo. Este vórtice produce un campo de variaciones de presión, procesando con una velocidad angular  $\omega_v = K\omega$ , donde  $K$  depende del caudal, usualmente  $1/4 < K < 1/3$ . Fanelli (1989) señala que una característica cinemática fundamental del campo inmediatamente saliendo de un rotor Francis a caudales parciales es la presencia de uno, más raramente dos o más, filamentos de vórtice helicoidal y que al disminuir el NPSH se forma cavitación dentro del vórtice tipo cuerda. Hasta ahora, no se entienden los mecanismos físicos que causan que la vorticidad que sale del impulsor, distribuida uniformemente, se concentre en un solo filamento helicoidal. Una hipótesis consiste en considerar el proceso de rompimiento del vórtice, en el cual el vórtice anular debido a la recirculación cercana al cubo puede interactuar con el flujo del impulsor, induciendo una concentración de vorticidad en un ángulo. En el caso de turbinas la dirección del flujo principal y del flujo de recirculación son inversas al caso de bombas, sin embargo, en ambos casos se trata de flujos con sentidos opuestos en la dirección axial y con componente tangencial, por lo que el flujo no axisimétrico encontrado experimentalmente en la tubería de aspiración bajo condiciones de recirculación podría indicar un vórtice tipo cuerda como el que se presenta a la salida de turbinas operando a caudales parciales.

## 7.2. Fenómeno de rompimiento del vórtice.

Debido a la importancia del fenómeno de rompimiento del vórtice en la interpretación física del patrón de flujo a la entrada de la bomba con recirculación, a continuación se presenta una discusión relativamente amplia.

El término rompimiento del vórtice o explosión del vórtice ha sido aplicado para describir el cambio estructural que ocurre en algún punto a lo largo del eje en un flujo con vorticidad (Benjamin, 1962). Escudier y Zehnder (1982) señalan que existen tres formas en que este rompimiento puede aparecer: como una burbuja (axisimétrico), como filamento vortical helicoidal o con una doble hélice (no axisimétricos), reportan experimentos en que la

forma del rompimiento se alterna espontáneamente entre la forma de burbuja y hélice. En otros casos se encuentra en que bajo las mismas condiciones experimentales, las formas de hélice y de doble hélice se presentan impredeciblemente. Los parámetros adimensionales involucrados son el número de Reynolds ( $Re$ ), el número de circulación ( $\Omega$ ) y la razón de velocidades ( $R$ ). El ángulo de giro  $\sigma$  mínimo ( $\sigma = \tan^{-1}u_0/u_z$ ) se ha usado como parámetro para determinar la condición de rompimiento del vórtice. Se han reportado  $\sigma$  mínimo en un rango de  $30^\circ$  a  $50^\circ$ , la dispersión es debida a la definición de las velocidades en cada geometría (Escudier, Zehnder (1982)).

Chanaud (1965) y Cassidy y Falvey (1970) reportan que el vórtice helicoidal precesa alrededor de la línea central en la misma dirección del vórtice original y Escudier *et al.* (1980) señalan la presencia de un retroflujo en la parte central. Estas características se ilustran en la Figura 7.2.1. Todos los diferentes casos en que se reporta un rompimiento del vórtice como son: en un silbador de vórtice (Chanaud, 1965), en un separador ciclónico (Chanaud, 1965), en un tubo recto (Cassidy y Falvey, 1970), en un tubo con contracción (Cassidy y Falvey, 1970), en flujos en tubos circulares después de un orificio (Lugt, 1983), tubos divergentes (Escudier y Zehnder, 1982) y en vórtice de anillo (Escudier y Merkli, 1979), tienen una característica común: debido a diversos mecanismos, se presenta un punto de estancamiento y un retroflujo, por lo que el patrón de flujo presenta, en todos los casos, un esquema similar, como el mostrado en la Figura 7.2.2. reportada por Chanaud (1965). La teoría y los experimentos asociados con este fenómeno han llevado a dos posibles explicaciones alternativas. La primera es que el rompimiento se debe a la amplificación de pequeñas perturbaciones (Squire 1960) y la segunda que es un cambio abrupto entre dos tipos básicos de flujos rotacionales (Benjamin, 1962 y 1967).

En el tubo de aspiración de las bombas en funcionamiento con caudales parciales se tienen precisamente las condiciones de flujos de recirculación con velocidad angular (compárense la figura 7.2.2 con la figura 2.1.1.), por lo que es posible que en la tubería de entrada de bombas centrífuga operando a caudales menores al caudal crítico de recirculación, se presente un fenómeno de rompimiento de vórtice similar al descrito en los párrafos anteriores. Si se considera que en el flujo a la entrada de la bomba existe prerrotación a caudales menores a  $0.8 Q_0$  se puede hacer una estimación de la velocidad tangencial característica en la tubería de entrada como  $1/4 \omega_z \leq u_0 \leq 1/3 \omega_z$  (Fanelli, 1989) y empleando la velocidad media del flujo como la velocidad axial característica, se encuentra que el ángulo  $\sigma$  para el flujo al interior del tubo de aspiración a la entrada de la bomba para el caudal  $0.7 Q_0$  es  $29^\circ \leq \sigma \leq 36^\circ$ , para  $0.6 Q_0$  está en el rango  $33^\circ \leq \sigma \leq 41^\circ$ , para  $0.5 Q_0$  es  $38^\circ \leq \sigma \leq 46^\circ$ , para  $0.4 Q_0$  está entre  $44^\circ \leq \sigma \leq 52^\circ$  y para  $0.2 Q_0$  es  $63^\circ \leq \sigma \leq 69^\circ$ . Estos resultados sólo señalan que a caudales menores a  $0.8 Q_0$  es posible que se presente el fenómeno de rompimiento del vórtice. El vórtice helicoidal resultante tiene la característica de no ser axisimétrico. Correspondiendo a los resultados obtenidos en esta tesis. La interpretación cuantitativa de la fluctuación de presión en la pared requeriría una teoría detallada del flujo. Desafortunadamente en el presente todavía no se cuenta con ella, ni siquiera en el problema básico de rompimiento de vórtice en tubos. Formular y resolver la teoría en detalle está fuera de los alcances de la presente tesis, aunque en la sección siguiente se muestran la líneas de la formulación general.



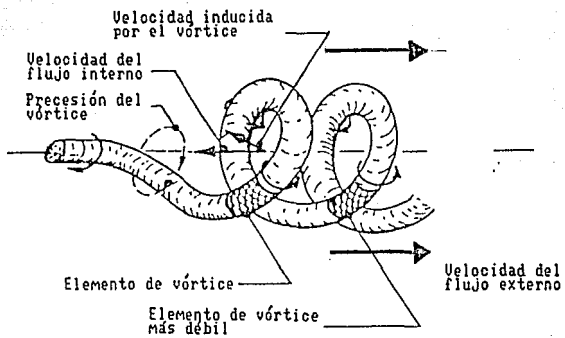
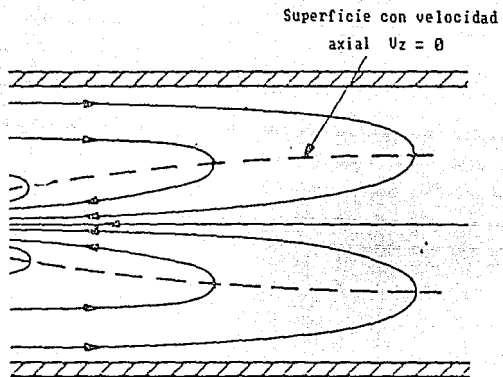


Figura 7.2.1.

Características del vórtice helicoidal.



Figuras 7.2.2.

Patrón de flujo común a los casos en que se presenta rompimiento de vórtice.

### 7.3. Modelo teórico general.

A continuación se presenta un modelo general para el flujo al interior del tubo de aspiración a caudales parciales suponiendo la existencia de prerrotación y recirculación a la entrada de la bomba, pero sin considerar la posibilidad de cavitación en el mismo. Dadas estas consideraciones el modelo estará basado en las siguientes suposiciones:

- Coordenadas cilíndricas, tridimensional
- Fluido Newtoniano e incompresible
- Flujo laminar ( a pesar de que  $Re \approx 565\ 000$  para  $Q_0$ )
- Propiedades físicas constantes
- Dependiente del tiempo
- La acción de la fuerza de gravedad se puede despreciar
- Sin cambio de fase
- Isotérmico
- No se considera la presencia de la aleta a la entrada de la bomba

En la figura 7.4.1. se encuentra un esquema del sistema de referencia empleado. La definición de las variables involucradas se encuentra en la nomenclatura.

#### ECUACIONES DE BALANCE

En coordenadas cilíndricas las ecuaciones de balance toman la forma:

##### Masa

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r u_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (7.1)$$

##### Cantidad de movimiento

$$r: \quad \frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu \left( \nabla^2 u_r - \frac{u_r}{r^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} \right) \quad (7.2a)$$

$$\theta: \quad \frac{\partial u_\theta}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{r u_\theta}{r} + u_z \frac{\partial u_\theta}{\partial z} = -\frac{1}{r \rho} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \nu \left( \nabla^2 u_\theta - \frac{u_\theta}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} \right) \quad (7.2b)$$

$$z: \quad \frac{\partial u_z}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left( \nabla^2 u_z \right) \quad (7.2c)$$

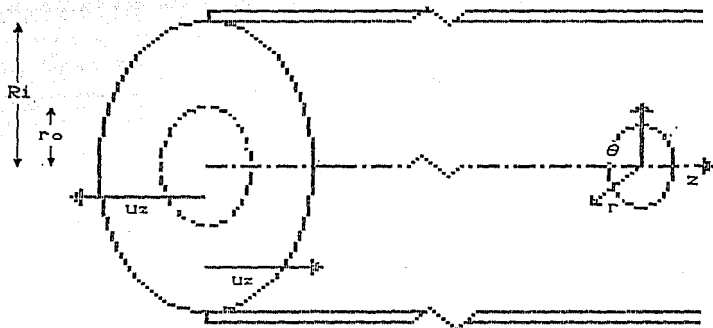


Figura 7.3.1.

Sistema de referencia empleado en el modelo del campo de flujo.

Condiciones a la frontera:

Para  $r = R_1$   $R_1$  es el radio interno de la tubería de aspiración

$$0 \leq \theta \leq 2\pi$$

$$\vec{u} = 0 \quad 0 \leq z < \infty \quad (7.3)$$

Para  $z = 0$  sección inicial del tubo de aspiración a la entrada de la bomba

$$0 \leq r \leq R_1$$

$$0 \leq \theta \leq 2\pi$$

$$u_r = 0 \quad (7.4a)$$

$$u_\theta = \omega v r \quad \leftarrow \text{ prerrotación} \quad (7.4b)$$

$$u_z = f_1(r, \theta(t)) \quad \leftarrow \text{ recirculación} \quad (7.4c)$$

Se supone una velocidad angular constante ( $\omega v$ ) en la sección inicial del tubo de aspiración a la entrada de la bomba, despreciándose el efecto de cada uno de los álabes. Esta velocidad angular del fluido será menor o igual a la velocidad angular del impulsor ( $\omega v \leq \omega$ ). La dependencia de la velocidad axial ( $u_z$ ) con la posición radial modela el flujo de recirculación. Es decir, para  $r < r_0$  el flujo entra a la bomba ( $u_z < 0$ ), en  $r = r_0$  la velocidad axial se anula y para  $r > r_0$  el flujo sale de la bomba. La posición radial del flujo con velocidad axial cero ( $r_0$ ) depende del caudal, siendo  $r_0 < R_1$  para caudales menores al caudal crítico de recirculación. Además se supone que la velocidad  $u_z$  es tal que su derivada con respecto a  $r$  se anula para  $r = 0$ . La dependencia de la velocidad axial con la posición angular modela la pequeña perturbación encontrada experimentalmente para caudal de máxima eficiencia, de tal manera que para un ángulo determinado  $u_z$  aumente ligeramente (Ver las figuras 7.3.1. y 7.3.2.).

Nótese que por balance de masa:  $\int u_z dA = Q$ , donde  $Q$  es el caudal.

Para  $z = \infty$  sección del tubo de aspiración lejos de la entrada de la bomba

$$u_r = 0 \quad (7.5a)$$

$$u_\theta = 0 \quad (7.5b)$$

$$u_z = f_2(r) \quad (7.5c)$$

Nótese que por balance de masa:  $\partial u_z / \partial z = 0$  y por lo tanto las condiciones propuestas son consistentes con esta balance. También por balance de masa:  $\int u_z dA = Q$ .

El campo de velocidades y el de presión deben satisfacer:

$$\vec{u}(\theta=0) = \vec{u}(\theta=2\pi) \quad p(\theta=0) = p(\theta=2\pi) \quad (7.6)$$

Condiciones iniciales:

$$\vec{u} = (0, 0, u_z(r)) \quad t = 0 \quad (7.7)$$

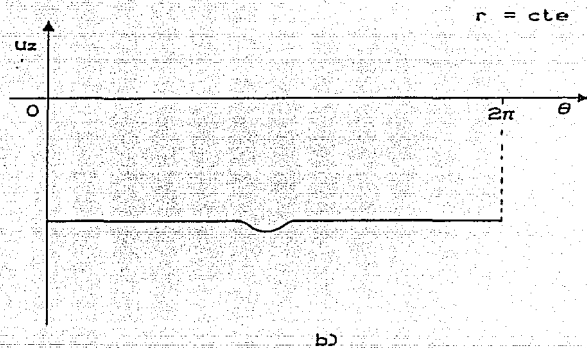
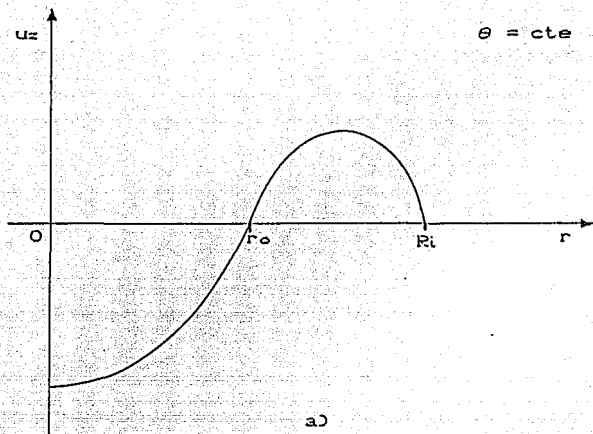


Figura 7.3.2.

Condición de frontera en  $z = 0$  para la velocidad axial ( $v_z$ ):

- a) Dependencia de  $v_z$  con la posición radial para  $\theta$  constante.
- b) Dependencia de  $v_z$  con la posición angular para  $r$  constante.

Los parámetros adimensionales involucrados (Escudier y Zehnder, 1982) son el número de Reynolds ( $Re$ ), el número de circulación ( $\Omega$ ) y la razón de velocidades ( $R$ ), cuyas definiciones son:

$$Re \equiv \frac{VD}{\nu} \quad (7.8) \quad \text{donde:} \quad V \equiv \frac{4Q}{\pi D^2} \quad (7.9)$$

$$\Omega \equiv \frac{\Gamma}{VD} \quad (7.10) \quad \text{donde:} \quad \Gamma \equiv \oint_{(z=0)} \vec{u} \cdot d\vec{l} \quad (7.11)$$

$$R \equiv \frac{V}{U_c} \quad (7.12) \quad \text{donde:} \quad U_c \equiv \frac{\Gamma}{\pi D} \quad (7.13)$$

### 7.5. Modelo simplificado

Con el objeto de reducir la complejidad de las ecuaciones del modelo general se propone un cambio de sistema de referencia y se hacen algunas suposiciones sobre el campo de velocidades. Se considera que la componente radial de la velocidad es muy pequeña y se le puede despreciar.

Se sugiere un cambio de sistema de referencia en el que el sistema gira sobre un eje de coordenadas a la frecuencia de giro del impulsor ( $f_g$ ), con velocidad angular  $\Omega$ , por lo que  $t = \theta/\Omega$ . Esto reduce el problema a un caso de flujo permanente.

Se supondrá que el campo de velocidades tiene la forma:

$$u_r = 0 \quad (7.14a)$$

$$u_\theta = u_\theta(r, z) \quad (7.14b)$$

$$u_z = u_z(r, \theta) \quad (7.14c)$$

Bajo estas suposiciones la ecuación de balance de masa es redundante, mientras que las ecuaciones de balance de cantidad de movimiento se reducen a las siguientes:

$$r: \quad -\frac{u_\theta^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (7.15a)$$

$$\theta: \quad u_z \frac{\partial u_\theta}{\partial z} = -\frac{1}{r\rho} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \nu \left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2} - \frac{u_\theta}{r^2} \right\} \quad (7.15b)$$

$$z: \quad \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) + \frac{\partial u_z}{\partial \theta^2} \right\} \quad (7.15c)$$

Condiciones a la frontera:

Para  $z = 0$ ,  $0 \leq r \leq R_1$ ,  $0 \leq \theta \leq 2\pi$  las condiciones de frontera son las mismas del modelo general:

$$u_r = 0 \quad (7.16a)$$

$$u_\theta = \omega v r \quad (7.16b)$$

$$u_z = f(r, \theta) \quad (7.16c)$$

Para poder resolver numéricamente el modelo simplificado debe tomarse una frontera finita en la posición axial lejos de la bomba ( $z_m$ ):

Para  $z = z_m$ ,  $0 \leq r \leq R_1$ ,  $0 \leq \theta \leq 2\pi$

$$u_r = 0 \quad (7.17a)$$

$$u_\theta = 0 \quad (7.17b)$$

$$u_z = \frac{-2Q}{\pi R_1^2} + \frac{2Q}{\pi R_1^4} r^2 \quad (7.17c)$$

(flujo de Poiseuille)

Para  $r = R_1$ ,  $0 \leq \theta \leq 2\pi$ ,  $0 \leq z \leq z_m$

$$\vec{u} = 0 \quad (7.18)$$

Un planteamiento alternativo consiste en expresar las ecuaciones anteriores en términos de la vorticidad. Sin embargo este método tampoco permite una solución analítica simple.

A pesar de que el sistema fue simplificado sustancialmente, no fue posible encontrar una solución analítica.

Las ecuaciones del modelo simplificado no pueden resolverse analíticamente por lo que deberá usarse algún método numérico. La solución numérica está fuera del alcance de esta tesis y se propone para trabajo futuro.



## 8. CONCLUSIONES

En este capítulo se presentan las principales conclusiones derivadas del presente estudio y se sugieren futuras investigaciones que ayudarían a despejar algunas incógnitas planteadas.

Los criterios globales utilizados y discutidos en el quinto capítulo para la determinación del caudal crítico de recirculación señalan que éste se encuentra en el rango de  $0.65 Q_0$  a  $0.86 Q_0$  con media de  $Q_{cc} \approx 0.78 Q_0$ . El criterio del aumento en la pendiente de la gráfica de presión media como función del caudal, analizado en el sexto capítulo, da un resultado consistente, pues estima el caudal crítico de recirculación cerca del  $0.80 Q_0$ .

El análisis de las señales de presión en la pared del tubo de aspiración cerca de la entrada de la bomba centrífuga muestra que la oscilación de la presión es fuertemente dependiente de las condiciones de caudal y NPSH disponible y permite concluir lo siguiente: En condiciones cercanas al punto de máxima eficiencia, la bomba presenta una pequeña oscilación de presión de frecuencia igual a la frecuencia de giro del impulsor, esto puede ser consecuencia de un pequeño desbalance en alguno de los álabes o en la flecha. Esta suposición parece ser confirmada al observar los registros temporales de la señal de presión dinámica en la tubería de aspiración, cuando la bomba operaba al  $0.2$  del caudal de máxima eficiencia y bajo NPSH. Estos muestran claramente el paso de cada uno de los álabes, pudiéndose percibir una pequeña irregularidad al paso del álabe marcado con el número 6 en la figura 6.2.2 d).

La perturbación original, es decir la existente en condiciones cercanas a la de máxima eficiencia es amplificada considerablemente ( $50\%$ ) al reducirse el caudal a  $0.7 Q_0$  y la frecuencia principal de la oscilación pasa de ser la frecuencia de giro del impulsor a ser el doble de ésta. Esta amplificación de la intensidad y el doblamiento de la frecuencia principal de la oscilación de presión al reducirse el caudal denotan claramente un cambio cualitativo del patrón de flujo al interior de la tubería de aspiración. Este cambio cualitativo en el patrón de flujo al reducir el caudal de  $0.80 Q_0$  a  $0.70 Q_0$  coincide con el rango donde se encuentra el caudal crítico de recirculación por lo que el cambio en la señal de presión podría señalar el comienzo de la recirculación. El aumento en la amplitud de las oscilaciones al disminuir el caudal es interpretado por Barrand *et al.* (1985) como el comienzo de la recirculación, esto se puede explicar en términos de la transición de un flujo axisimétrico con pequeñas perturbaciones presente a caudales cercanos al caudal de máxima eficiencia, a un flujo no axisimétrico a caudales menores al caudal crítico de recirculación, debido posiblemente al rompimiento del vórtice generado por la prerrotación y recirculación del flujo a la entrada de la bomba. Esto produciría un vórtice de tipo helicoidal. De lo anterior se concluye que la presión dinámica puede ser usada para detectar la recirculación a la entrada de la bomba centrífuga.

El análisis de la presión realizado no da información sobre la presencia

o ausencia de cavitación al interior del núcleo del vórtice al disminuir el NPSH disponible. El aumento en la contribución a la magnitud de presión dinámica de la frecuencia del paso de los álabes al reducir el caudal a partir de  $0.5 Q_0$ , pero sobre todo para el caudal de  $0.2 Q_0$  podría reflejar la presencia de una pequeña cavitación de álabes por caudal parcial aún en condición de máximo NPSH, cuyas burbujas al desprenderse de los álabes y debido a la recirculación, entran a la tubería de aspiración alcanzando al transductor de presión. Al reducirse el valor del NPSH, el nivel de la contribución de esta frecuencia aumenta ligeramente con respecto al correspondiente nivel obtenido en máximo NPSH para los caudales  $0.5$  y  $0.4 Q_0$ . Para el caudal de  $0.2 Q_0$  este aumento es considerable, sobre todo para el registro del transductor en la parte superior del tubo, lo cual concuerda con la suposición de la existencia de cavitación de álabes para estos caudales, cuya intensidad aumenta al disminuir el caudal o el NPSH.

En el capítulo séptimo se planteó un modelo matemático general y una simplificación de éste, para el flujo al interior de la tubería de aspiración a la entrada de la bomba. La solución numérica validaría la hipótesis de que la recirculación da origen a un fenómeno de rompimiento de vórtice, provocando el doblamiento en la frecuencia de la oscilación de presión encontrada experimentalmente al reducirse el caudal.

Con el fin de continuar esta investigación, en el futuro sería recomendable incorporar un transductor de carga de impacto direccional a la entrada de la bomba para confirmar el valor del caudal crítico de recirculación.

Se sugiere también efectuar los siguientes experimentos para completar el análisis de las señales de presión: Repetir la medición de la magnitud de presión dinámica total en función del caudal para el transductor en la parte lateral del tubo, para averiguar la causa de los valores tan altos registrados por el transductor en esa posición para determinados caudales. En estos experimentos se sugiere primero intercambiar de posición los transductores 1 y 2, para asegurarse que no se trata de un error en los datos del transductor 2. Una vez descartada esta posibilidad, se sugiere utilizar el filtro de bajas frecuencias (acoplamiento ac del analizador de señales dinámicas) para confirmar si los altos niveles de presión dinámica total registrados por el transductor 2 se deben o no a perturbaciones de bajas frecuencias.

Se recomienda estudiar con mayor detenimiento los rangos del caudal de  $0.7 Q_0$  a  $0.9 Q_0$  y  $0$  a  $0.4 Q_0$ , donde se presentan los cambios más notables en la señal de presión, tratando de controlar la temperatura del tanque de almacenamiento para así mantener constante el NPSH al variar el caudal durante una serie de experimentos. Esto será difícil de lograr en este circuito cerrado pues el calentamiento del agua de trabajo en funcionamiento a caudales parciales es notable pese al volumen de agua en el tanque de almacenamiento ( $\approx 7 \text{ m}^3$ ).

Se sugiere realizar estudios de fase entre transductores colocados en la tubería de aspiración con la misma posición angular y a diferente distancia de la entrada de la bomba a fin de confirmar la existencia de un vórtice helicoidal y calcular el paso de la hélice ( $P_h = 2\pi \Delta z / \Delta \psi$ ).

Para confirmar las conclusiones del análisis de las señales de presión sería recomendable contar con la visualización del flujo. Para ello se debe reemplazar la carcasa y parte del tubo de aspiración por piezas de plexiglas.

Se sugiere usar las técnicas de visualización siguientes: a) Hilos de tinta cuyo suministro se localice en la pared del tubo de aspiración y en la región contigua a la entrada de la bomba. b) La técnica de hilos, esto es hilos del mismo tamaño pegados sobre la pared del tubo de aspiración a igual espaciamiento en la vecindad de la entrada de la bomba y sobre el borde de ataque uno de los álabes del impulsor. c) Visualización de las burbujas de cavitación con la ayuda de un estroboscopio. Así mismo se sugiere utilizar anemometría laser para estudiar el campo de velocidades al interior del tubo de aspiración.

También se sugiere estudiar las modificaciones de las señales de presión al eliminar la aleta directriz de flujo.

## ANEXO 1. BOMBAS CENTRIFUGAS

En este Anexo se presenta una breve introducción al estudio de las bombas centrífugas, señalando la nomenclatura usada para las principales partes de la bomba, los parámetros empleados en su funcionamiento, las curvas usadas para su caracterización y el principio de funcionamiento de estas bombas. Así mismo se introduce el fenómeno de cavitación en este tipo de bombas y los parámetros utilizados en su estudio.

El término bomba se usa para denominar aquel dispositivo empleado para impulsar líquidos desde un estado de baja presión a otro de mayor presión (Fuchslocher-Schultz, 1964). En particular la bomba centrífuga es una bomba rotodinámica o turbomáquina, esto es, a través de un impulsor de álabes transmite trabajo mecánico al fluido, y en el caso de este tipo de bomba, la formación de presión se debe fundamentalmente a la fuerza centrífuga, de ahí la denominación de bomba centrífuga (Pumping Manual, 1979).

### A1.1. Partes principales de la bomba centrífuga.

En la figura A1.1 se muestra un esquema de la bomba centrífuga, en la figura se señalan las partes principales usando la nomenclatura empleada en esta tesis. Las figuras A1.2 y A1.3 muestran respectivamente los cortes transversal y longitudinal del impulsor.

### A1.2. Definición de los parámetros de funcionamiento de la bomba.

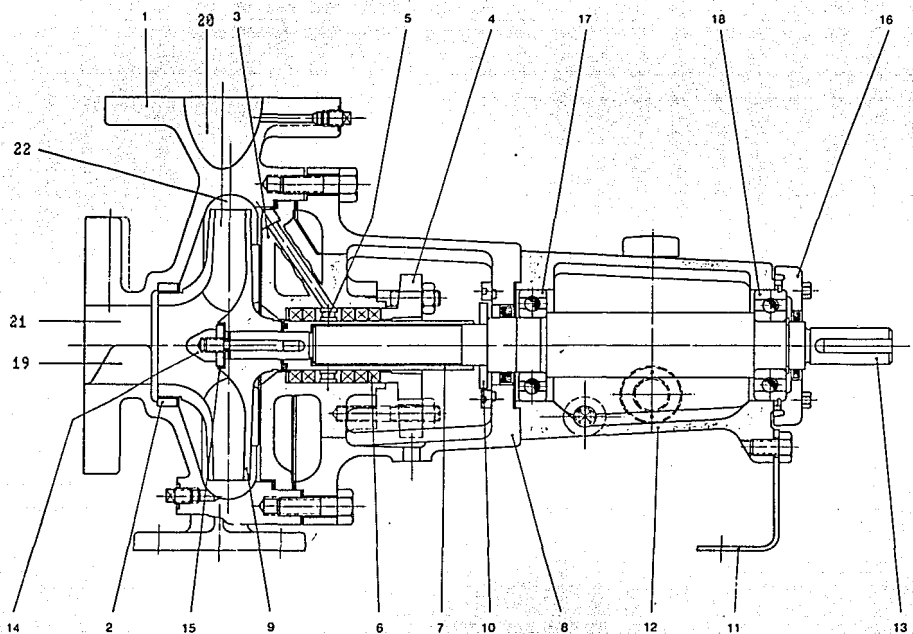
Los principales parámetros de funcionamiento de una bomba son la altura de elevación (H), la potencia hidráulica (Nh), la eficiencia de la bomba ( $\eta$ ) y su velocidad específica ( $n_s$ ). La definición de la mayoría de los parámetros fue tomada de Fuchslocher-Schultz (1964).

La altura de elevación (H) también conocida como carga, se define como el cambio de energía ( $\Delta E$ ) que experimenta el líquido por unidad de peso, por lo tanto la altura de elevación tiene unidades de longitud.

$$H := \Delta E / mg \quad (A1.1)$$

Descomponiendo la energía involucrada en sus diferentes tipos:

$$H = [\Delta E(\text{presión}) + \Delta E(\text{potencial}) + \Delta E(\text{cinética})] / mg$$



- |    |                           |    |                                |
|----|---------------------------|----|--------------------------------|
| 1  | Cuerpo bomba              | 12 | Soporte rodamiento             |
| 2  | Aro rozante impulsor      | 13 | Eje                            |
| 3  | Caja empaquetadura        | 14 | Tuerca impulsor                |
| 4  | Prensaestopas             | 15 | Arandela tope impulsor         |
| 5  | Medio anillo cierre hydr. | 16 | Tapa rodamiento l/acopl.       |
| 6  | Aro empaquetadura         | 17 | Rodamiento SKF l/c/acopl.      |
| 7  | Camisa eje                | 18 | Rodamiento SKF l/acopl.        |
| 8  | Adaptador                 | 19 | Aleta directriz                |
| 9  | Impulsor                  | 20 | Difusor                        |
| 10 | Deflector                 | 21 | Entrada o aspiración o succión |
| 11 | Apoyo soporte             | 22 | Salida o impulsión             |

Figura A1.1.

Partes de la bomba.

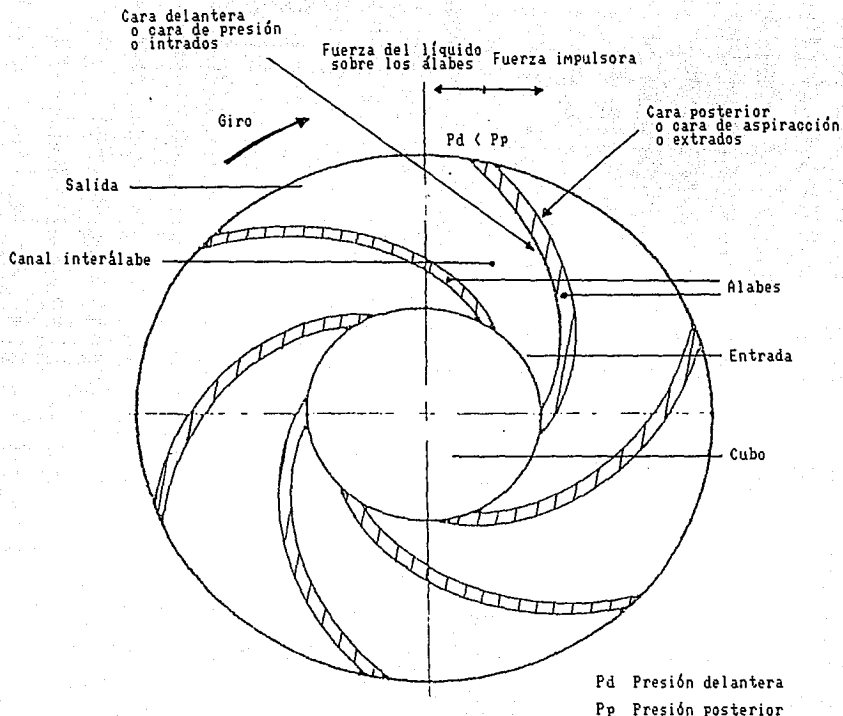


Figura A1.2.

Corte transversal del impulsor.

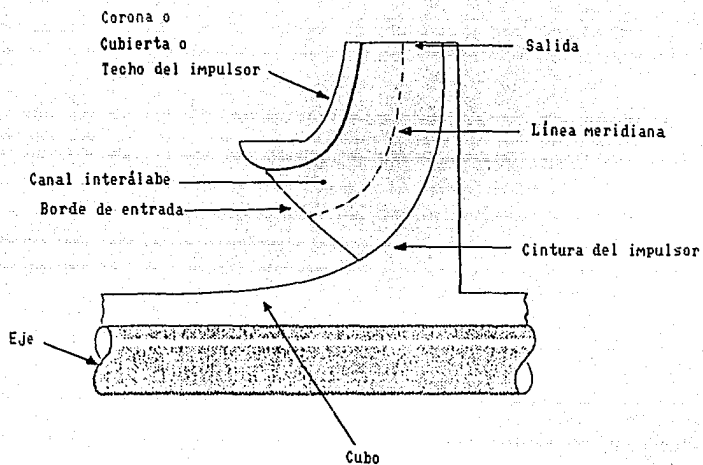


Figura A1.3.

Corte longitudinal o meridional del impulsor.

Desarrollando cada uno de los términos:

$$H = \Delta(PV)/mg + mgh/mg + m\Delta(C)^2/2mg$$

$$H = (P_s - P_o)V/mg + h + (C_s^2 - C_o^2)/2g$$

$$H = (P_s - P_o)/\gamma + h + (C_s^2 - C_o^2)/2g \quad (A1.2)$$

En la práctica se mide el caudal (Q) y se calculan las velocidades absolutas a la entrada ( $C_o$ ) y a la salida de la bomba ( $C_s$ ):

$$C_o = Q/A_o \quad y \quad C_s = Q/A_s \quad (A1.3)$$

La potencia hidráulica o potencia útil ( $N_h$ ) se define como el cambio de la energía que experimenta el líquido por unidad de tiempo.

$$N_h := \Delta E/\Delta t$$

Recordando la definición de altura de elevación, se puede deducir lo siguiente:

$$N_h = mg H/\Delta t = (mg/V) H (V/\Delta t)$$

$$N_h = \gamma H Q \quad (A1.4)$$

La eficiencia de la bomba ( $\eta$ ) se define como el cociente de la potencia hidráulica ( $N_h$ ) entre la potencia recibida desde el motor ( $N_a$ ).

$$\eta = N_h/N_a \quad (A1.5)$$

La potencia recibida por la bomba en el acoplamiento puede calcularse multiplicando la potencia eléctrica consumida por el motor ( $N_e$ ) por la eficiencia del mismo ( $\eta_m$ )

$$N_a = \eta_m N_e \quad (A1.6)$$

También puede medirse el par en la flecha del motor (Par) y multiplicarse por la velocidad de angular giro ( $\omega$ ).

$$N_a = \text{Par } \omega \quad (A1.7)$$

El impulsor de una bomba se diseña para que la bomba alcance máxima eficiencia a un caudal ( $Q_d$ ) y altura de elevación ( $H_d$ ) específicos, el punto ( $Q_d, H_d$ ) se conoce como punto de diseño. En la práctica el punto de máxima eficiencia ( $Q_o, H_o$ ) presenta un caudal poco menor que el de diseño debido al acoplamiento del impulsor con el difusor y a las fugas (Barrand *et al.*, 1985).

Otro parámetro utilizado para caracterizar bombas centrífugas es la velocidad específica ( $n_s$ ). Este parámetro define una relación entre el caudal (Q), la altura de elevación (H) y la velocidad angular de giro del impulsor (n) (Hydraulic Institute, 1983).

$$n_s = \frac{n (Q)^{1/2}}{(H)^{3/4}} \quad (A1.8)$$



Nótese que la velocidad específica no es un parámetro adimensional, aunque en la literatura se puede encontrar reportado como tal; es por tanto necesario indicar las unidades empleadas.

### A1.3. Curvas características.

El funcionamiento de una bomba se puede estudiar mediante las llamadas curvas características, éstas son:

- a) Curva H (Q): muestra la altura de elevación (H) en función del caudal (Q), para un valor constante de la velocidad de giro del impulsor.
- b) Curva Na (Q): muestra la potencia absorbida (Na) como función del caudal (Q), para un valor constante de la velocidad de giro del impulsor.
- c) Curva  $\eta$  (Q): eficiencia ( $\eta$ ) de la bomba en función del caudal (Q), manteniendo constante el valor de la velocidad de giro del impulsor.

La determinación de estas curvas en el banco de ensayos se obtiene comenzando con cierre total de la válvula de la tubería de descarga y con la válvula de aspiración totalmente abierta. La válvula de la tubería de descarga se abre gradualmente, mientras que la válvula de aspiración se mantiene totalmente abierta.

Si la velocidad de rotación no es constante es imprescindible convertir todos los valores a una sola velocidad usando las ecuaciones de afinidad:

$$Q_2 = Q_1 (n_2/n_1) \quad (A1.9)$$

$$H_2 = H_1 (n_2/n_1)^2 \quad (A1.10)$$

$$N_{a2} = N_{a1} (n_2/n_1)^3 \quad (A1.11)$$

Subíndices: 2 velocidad de trabajo (nominal)  
1 velocidad de prueba

Esto puede suceder en bombas con motor de inducción en que el número de revoluciones es inversamente proporcional al caudal (Viejo Zubicaray, 1975). En la práctica estas leyes sólo son válidas si las dos velocidades son similares.

### A1.4. Formación de presión en el impulsor y en el difusor.

Como ya se dijo, en una bomba el impulsor transmite trabajo mecánico al fluido aumentando la energía de presión en el mismo. Para el análisis de la formación de la presión en el impulsor y en el difusor se suponen álabes de espesor nulo lo que dará círculos concéntricos con igual velocidad e igual presión. También se supone una velocidad del flujo a la salida del difusor igual a la velocidad de entrada en el impulsor. Se calcula así una altura de elevación teórica que será mayor a la real, debido entre otros factores, al efecto del espesor de los álabes y a los esfuerzos cortantes del flujo cerca

de las paredes, pero que permitirá comprender la dinámica de la bomba.

Relaciones de las velocidades en el impulsor.

Existe un movimiento absoluto de las partículas del fluido respecto a un observador fuera del impulsor y un movimiento relativo respecto al giro del impulsor. Por lo que podemos descomponer la velocidad absoluta (C) en términos de la velocidad relativa (W) y la velocidad periférica (U) de los álabes del impulsor, construyendo así, los llamados triángulos de velocidades (Figura A1.4.).

La altura de elevación teórica de una bomba centrífuga (H<sub>th</sub>) se puede obtener aplicando el principio del momento angular a la masa del líquido que circula a través del impulsor (Vijo-Zubicaray, 1975). Como se sabe este principio establece que el cambio del momento angular de un cuerpo con respecto al eje de rotación por unidad de tiempo ( $\Delta M/\Delta t$ ) es igual a la torca o par de fuerzas que actúa sobre el cuerpo, con respecto al mismo eje (Par).

$$\text{Par} = \Delta M/\Delta t \quad (\text{A1.12})$$

Usando la definición de altura de elevación (ec.A1.1):

$$H_{th} = \Delta E/mg = \text{Par}/mg = \Delta M/mg\Delta t \quad (\text{A1.13})$$

Se considera una masa líquida que llena completamente el espacio entre dos álabes del impulsor. Figura A1.5. En el instante  $t = 0$  su posición es 'abcd', después de un intervalo de tiempo  $dt$  su posición ha cambiado a 'efgh', habiendo salido una capa de fluido de espesor diferencial 'abef'. Esta es igual a la masa líquida que entra en un intervalo de tiempo  $dt$  y está representada por 'cdgh'. La parte de líquido contenido en 'abgh' no cambia su momento angular. Por lo que el cambio del momento angular ( $\Delta M$ ) está dado por el cambio de momento de la masa  $\Delta m$  que entra al impulsor y la masa  $\Delta m$  que sale del mismo.

$$\Delta M = \frac{M_2}{2} - \frac{M_1}{1} \quad (\text{A1.14})$$

Como se sabe:

$$M = r \times M \times C \quad M = r \times m \times C \times \text{Sen } \theta \quad (\text{A1.15})$$

Donde  $\theta$  es el ángulo formado por el radio del impulsor y la velocidad absoluta (C). Si  $\alpha$  es el ángulo formado por la velocidad angular del impulsor y la velocidad absoluta del flujo (C), entonces:

$$\text{Sen } \theta = \text{Cos } \alpha \quad (\text{A1.16})$$

Sustituyendo las ec. A1.14, A1.15 y A1.16 en A1.13 se obtiene:

$$H_{th} = m (r_2 \frac{C_2}{2} \text{Cos } \alpha_2 - r_1 \frac{C_1}{1} \text{Cos } \alpha_1) / mg\Delta t$$

Ya que:

$$U = \omega r = r/\Delta t$$

$$H_{th} = 1/g (U_2 \frac{C_2}{2} \text{Cos } \alpha_2 - U_1 \frac{C_1}{1} \text{Cos } \alpha_1) \quad (\text{A1.17})$$

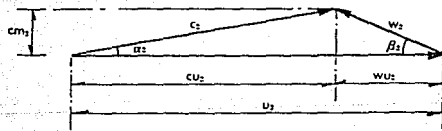
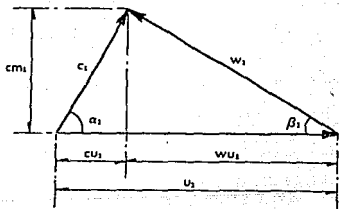
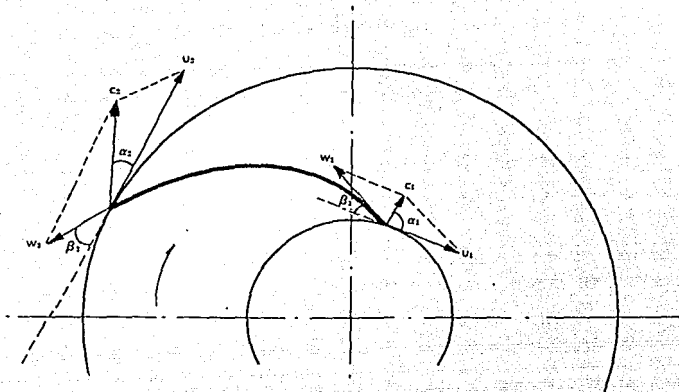


Figura A1.4.

Triángulos de velocidades a la entrada y a la salida del impulsor.

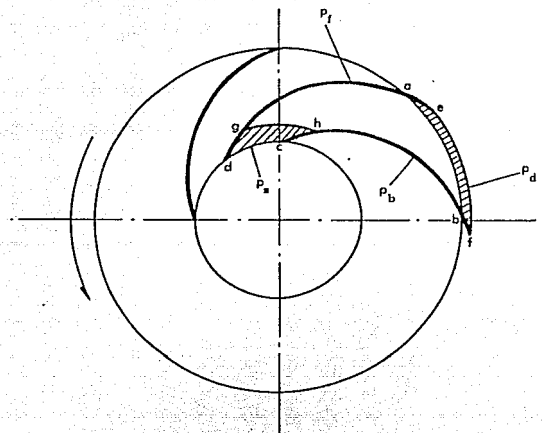


Figura A1.5.

Fuerzas en el impulsor.

Sustituyendo la expresión para la componente tangencial de la velocidad absoluta del flujo:

$$C_u = C \cos \alpha$$

Se obtiene:

$$H_{th} = 1/g (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) \quad (A1.18)$$

Usando la siguiente identidad trigonométrica:

$$W^2 = C^2 + U^2 - 2UC \cos \alpha$$

En la ecuación (ec. A1.18) y reagrupando términos, se obtiene finalmente:

$$H_{th} = (u_2^2 - u_1^2)/2g + (w_1^2 - w_2^2)/2g + (c_2^2 - c_1^2)/2g \quad (A1.19)$$

La ecuación A1.17 y su formas alternativas A1.18 y A1.19 son conocidas como ecuación de Euler. En esta última forma se pueden identificar las fuerzas físicas que contribuyen a la formación de la altura de elevación. El primer término, conocido como carga centrífuga, representa la presión generada por las fuerzas centrífugas que actúan sobre la masa de líquido que viaja desde la entrada hasta la salida del impulsor. El segundo, llamado difusión de la velocidad relativa, es el cambio de presión debido al retardo de velocidad relativa del flujo al pasar por el impulsor. El tercero, conocido como carga dinámica, corresponde al cambio de energía cinética del flujo desde la entrada al impulsor hasta la salida. Al aumentarse el área en el difusor la energía cinética se transforma en energía de presión.

Al considerar el espesor de los álabes diferente de cero, se tendrá una distribución no constante de la presión para un mismo radio. La transmisión del trabajo de los álabes al líquido impulsado, sólo es posible cuando los álabes actúan con fuerza impulsora sobre el líquido circulante, esto es cuando la presión superficial de la cara delantera ( $P_d$ ) es mayor a la presión superficial de la cara posterior ( $P_p$ ), a la diferencia de estas dos presiones se le denomina presión de álabe.

$$P_{alabe} = P_d - P_p > 0$$

Aplicando la ecuación de Bernoulli:

$$P/\gamma + W^2/2g - U^2/2g = cte$$

Se deduce que la velocidad relativa ( $W$ ) en la cara delantera es menor que la velocidad relativa en la cara posterior. Esta velocidad relativa menor en la cara delantera dará lugar a una altura de elevación menor a la calculada para un promedio de velocidad del flujo. La diferencia de presiones sobre las dos caras tiene un máximo cerca de la aspiración y es nula en la descarga.

#### A1.5. Cavitación en bombas centrífugas.

La cavitación consiste en la ebullición local del líquido cuando la presión en el mismo desciende por la acción dinámica del fluido, resultando la formación de cavidades llenas de vapor dentro del flujo del líquido (Blevins,

1984). El líquido se vaporiza cuando la presión local alcanza el valor de la presión de vapor, sin embargo la presión a la cual empieza la cavitación depende también del estado físico del líquido. Con lo cual la predicción teórica de la cavitación resulta un problema muy complejo.

Las burbujas de vapor son arrastradas por el flujo líquido y al alcanzar zonas donde la presión local es mayor a la de vapor, llega un momento en que la fase vapor contenida en las cavidades vuelve a condensarse en forma brusca haciéndolas implosionar. Cuando la cavidad de vapor se colapsa, se producen localmente altas temperaturas y presiones (Eguzquiza, 1986).

#### A1.6. Parámetros en el estudio de la cavitación en bombas.

Los principales parámetros utilizados en el estudio de la cavitación son el NPSH (del inglés *Net Positive Suction Head*) disponible, la altura de aspiración ( $H_a$ ), el NPSH requerido, la constante de Thoma y la velocidad específica de aspiración ( $S$ ) (Hydraulic Institute, 1983).

El NPSH disponible es la altura de aspiración ( $H_a$ ) menos la presión de vapor en longitud de columna de líquido, por lo tanto el NPSH disponible es la presión o altura disponible sobre la presión absoluta de vapor ( $P_v$ ) para mover y acelerar el fluido a la entrada del impulsor.

$$\text{NPSH}_d = H_a - P_v/\gamma \quad (\text{A1.20})$$

La altura de aspiración ( $H_a$ ) es la diferencia de alturas de carga entre el nivel del líquido del depósito de aspiración y la tubería de aspiración de la bomba referido al plano que pasa por el punto más elevado del borde de entrada de los álabes del impulsor. Está dada por la siguiente ecuación:

$$H_a = P_t/\gamma + e_a - Z_a \quad (\text{A1.21})$$

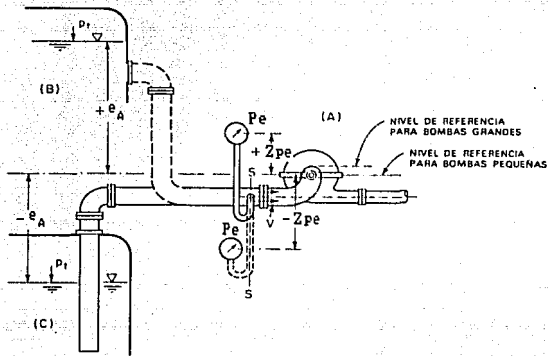
Donde  $P_t$  es la presión absoluta en la superficie del líquido en el recipiente del cual se aspira.  $e_a$  es la altura neta o estática de aspiración, dada por la diferencia de altura entre el nivel del líquido del recipiente del cual se aspira y el plano que pasa por el punto más elevado del borde de entrada de los álabes del impulsor, si el nivel del líquido bombeado está por debajo del nivel de la bomba,  $e_a$  es un valor negativo.  $Z_a$  son las pérdidas totales de carga a lo largo de la tubería de aspiración.

Como la evaluación de las pérdidas de carga a lo largo de la tubería de aspiración ( $Z_a$ ) en una instalación ya existente puede resultar muy complicada e inexacta, en la práctica se mide la presión absoluta de entrada ( $P_e$ ) en la pared del tubo y se suma la presión cinemática que no es medida por el transductor y una corrección por la diferencia de altura entre el nivel del transductor y el nivel superior de los álabes ( $Z_p$ ):

$$P_e/\gamma + C_a^2/2g + Z_p = P_t/\gamma + e_a - Z_a \quad (\text{A1.22})$$

Sustituyendo las ecuaciones A1.3, A1.21 y A1.22 en la ecuación A1.20. se obtiene finalmente:

$$\text{NPSH}_d = P_e/\gamma + Q^2/2gA_c^2 + Z_p - P_v/\gamma \quad (\text{A1.23})$$



**Abreviaturas:**

- $e_A$  altura neta o estática de aspiración; diferencia de altura entre el nivel de líquido del depósito de aspiración y el plano que pasa por el punto más elevado del borde de entrada de los álabes del impulsor
- $P_e$  presión absoluta indicada por el transductor conectado a la aspiración de la bomba en la sección s-s.
- $P_t$  presión absoluta sobre la superficie libre del líquido en un tanque cerrado conectado a la aspiración de la bomba.
- $v$  velocidad promedio en la sección s-s.
- $Z_{pe}$  diferencia de altura entre el nivel del transductor y el nivel superior de los diábolos.

**Figura A1.6.**

**Esquema de definición de variables para el cálculo del NPSH.**

El NPSH requerido es una característica de funcionamiento de la bomba, normalmente se define como el valor del NPSH para el cual se tiene una caída del 3% en la curva altura de elevación (H) en función del NPSH.

$$\text{NPSH}_r = (P_o/\gamma + Q^2/2gA_o)_r + Z_p - P_v/\gamma \quad (\text{A1.24})$$

Todo sistema debe de diseñarse de tal forma que el NPSH disponible sea mayor al NPSH requerido por la bomba en su rango de operación para prevenir la cavitación. El NPSH requerido constituye la altura mínima de entrada o margen mínimo requerido entre la presión total promedio a la entrada de la bomba al nivel del punto más elevado del borde de entrada de los álabes del impulsor y la presión de vapor a un caudal determinado para evitar que se presente cavitación completamente desarrollada (Karassik y Carter, 1983). La altura mínima de entrada está producida, en funcionamiento normal, es decir cerca del punto de diseño, en que se tiene flujo libre de choque, por la existencia de la presión de álabes, o sea de la diferencia de presiones entre la cara posterior y la delantera de cada álabes, la desigual distribución de velocidades, la contracción a la entrada y resistencias por rozamiento. En funcionamiento lejos del punto de diseño hay que sumar a estos factores, los choques a la entrada.

Tanto el NPSH requerido como el NPSH disponible varían con el caudal. A determinada altura estática de aspiración ( $e_a$ ), el NPSH<sub>d</sub> se reduce con los aumentos de caudal debido al aumento de pérdidas por fricción en la tubería de aspiración ( $Z_a$ ). Por otra parte, el NPSH<sub>r</sub> depende del cuadrado del caudal (ecuación A1.24) por lo que al reducirse el caudal tendería a disminuir el valor del NPSH<sub>r</sub>, aunque a este valor también esta afectado por los factores señalados en el párrafo anterior.

El factor de cavitación o constante de Thoma ( $T_\sigma$ ) está definido por el cociente del NPSH<sub>r</sub> y la altura de elevación en el punto de diseño (Wortington, SW-2002-TI-B).

$$T_\sigma = \text{NPSH}_r/H_o \quad (\text{A1.25})$$

La velocidad específica de aspiración (S) está definida por la siguiente expresión:

$$S = n Q^{1/2} / \text{NPSH}_r^{3/4} \quad (\text{A1.26})$$



## ANEXO 2. ANÁLISIS DE SEÑALES DINAMICAS

En este anexo se presenta una introducción al análisis de señales dinámicas, algunos tipos de adquisición de datos, los dominios de análisis, una breve descripción del análisis por Transformada de Fourier y finalmente algunas características del analizador de señales dinámicas utilizado en la realización de esta tesis.

### A2.1. Adquisición de datos.

Todo análisis de señales incluye las fases de adquisición de datos, procesamiento e interpretación (Barschdorff, 1986). Según el tiempo en que se realiza el procesamiento con relación a la adquisición de datos se pueden distinguir dos métodos: "en línea" es el procesamiento de señales en tiempo real, es decir simultáneo a la adquisición de datos; y "fuera de línea" en el que las señales son grabadas y procesadas posteriormente. La toma de datos por un analizador puede llevarse a cabo con un disparador interno o con un disparador externo (*trigger*), lo que enfatiza las señales periódicas asociadas a la frecuencia del disparador.

### A2.2. Dominios de análisis.

Los métodos de análisis según el dominio en el que se realizan se dividen en métodos en el dominio temporal y métodos en el dominio frecuencial. Los métodos en el dominio temporal son aquellos que estudian la amplitud de la señal en función del tiempo. En señales periódicas se puede digitalizar la señal con ayuda de un generador de impulsos y calcular el valor medio de la señal durante un período y la desviación tipo, que proporciona una medida de la turbulencia o aperiodicidad de la señal. Los métodos en el dominio frecuencial también son conocidos como análisis de espectros y se pueden clasificar según su resolución en métodos con poca, mediana y alta resolución (Warring, 1983). Existen dos tipos de representación de las señales, la lineal que enfatiza los valores pico y la representación en escala logarítmica o decibeles (dB) que permite observar fluctuaciones menores de la señal.

### A2.3. Análisis por Transformada de Fourier.

Los analizadores de espectro digital de banda estrecha o analizadores de frecuencia dinámica transforman la señal del dominio temporal al dominio frecuencial a través de la Transformada de Fourier. Son rápidos (tiempo de muestreo  $\approx 10^{-6}$  s) y de alta resolución (frecuencia máxima  $\approx 10^5$  Hz).

La señal a analizar es la diferencia de potencial que presentan los transductores, por consiguiente se trata de una señal continua en el tiempo, esto es una señal analógica. El analizador considera la señal de entrada en un período de tiempo finito ( $t=0$  a  $t=T$ ) conocido como 'marco', los datos obtenidos en este período constituyen una 'muestra'. El análisis se lleva a cabo con señales discretas, es decir con datos digitales por lo que estos analizadores de señales incorporan un convertidor analógico-digital (ADC) cuya entrada es una señal temporal continua  $x(t)$  y cuya salida es una secuencia de números: los valores de muestreo digitalizados  $X(n\delta)$ . El proceso se puede dividir en dos partes: muestreo y cuantización. El intervalo de muestreo debe ser suficientemente grande para evitar el traslape (*aliasing*) de frecuencias altas con bajas. Esto se logra si la frecuencia de muestreo es mayor al doble de la frecuencia máxima de la señal.  $X(n\delta)$  es la digitalización de  $x(T)$ , se introduce un error ( $n\delta$ ) debido al número finito de bits en la digitalización. Se pueden incorporar filtros analógicos que dejen pasar bajas o altas frecuencias (*low-pass* o *high-pass*) antes del ADC, como anti-traslape (*anti-alias*), la frecuencia de corte debe seleccionarse según la aplicación (White, 1982).

Una vez digitalizados los datos, sobre ellos se realiza una Transformada Discreta de Fourier dando como resultado el espectro de frecuencias de la señal. La Transformada Discreta de Fourier (DFT) está basada en la Transformada de Fourier de una función temporal, analógica y continua, aplicada al análisis de una colección finita de datos discretos. La Transformada de Fourier está definida por la siguiente expresión:

$$F_x = F[\exp(i2\pi k/N)] = \sum_{n=0}^{N-1} X(n\delta) \exp(-i2\pi k/N)nk \quad (A2.1)$$

Donde:  $i = \sqrt{-1}$   
 $k = 0, 1, \dots, N-1$   
 $N$  es el número total de datos

Este algoritmo impone una estructura periódica a la secuencia temporal  $X(n\delta)$ :

$$X [(n+N)\delta] = X [n\delta] \quad (A2.2)$$

La evaluación de la Transformada Discreta de Fourier (DFT) puede realizarse eficientemente por un conjunto de algoritmos conocidos como Transformada Rápida de Fourier (FFT). Existen varios métodos pero todos ellos explotan las propiedades de periodicidad y simetría del término exponencial de la ecuación (A2.1) para reducir considerablemente el número de operaciones de suma y multiplicación.

Debido al cambio abrupto o discontinuidad en las orillas del 'marco', el espectro de Fourier presenta energías en frecuencias cercanas a las frecuencias reales. Esto se conoce como filtración, la resolución entre dos picos de frecuencia depende de la longitud del 'marco' ( $T$ ). El problema de filtración puede ser atenuado introduciendo un 'peso'. Se han probado varias funciones de 'peso', una de las más usadas es la función o ventana 'Hanning', tiene forma de campana coseno, y se aplica por multiplicación a los 'marcos' capturados a la entrada. En general la ventana Hanning debe ser usada para entradas estacionarias continuas. En señales de ruido de un ancho de banda extenso y un espectro relativamente plano no tendrá gran efecto, pero en

espectros con picos y para ruido de señales determinísticas, la ventana Hanning aumentará considerablemente la definición del espectro al reducir el efecto de filtración.

#### A2.4. Correlaciones y estudios de fase.

El análisis por Transformada de Fourier de una señal ( $F_x$ ) permite un análisis complejo de la señal. A continuación se señalan algunas de las funciones basadas en la Transformada de Fourier.

##### Espectro de potencia

La densidad espectral de potencias o espectro de potencias de una señal ( $G_{xx}$ ) es proporcional a la potencia por unidad de frecuencia de la señal (Elliot, 1982). Se calcula multiplicando la Transformada de Fourier de una señal por su compleja conjugada.

$$G_{xx} = F_x F_x^* \quad (A2.3)$$

##### Autocorrelación

La función de autocorrelación ( $R_x(\tau)$ ) indica periodicidad de la señal en el dominio temporal. Multiplica la señal por una versión de ella misma progresivamente corrida en el tiempo. Con ello enfatiza las partes periódicas de la señal y desenfatisa las partes no periódicas. Se calcula usando la Transformada inversa del espectro de potencias.

$$R_x(\tau) = F^{-1}[G_{xx}] \quad (A2.4)$$

##### Espectro cruzado

El espectro cruzado ( $G_{yx}$ ) muestra el producto de las amplitudes de dos espectros y la diferencia de fase entre ellos. Se calcula multiplicando el espectro lineal de una señal y por el espectro conjugado de otra señal  $x$ .

$$G_{yx} = (F_y) (F_x)^* \quad (A2.5)$$

##### Correlación cruzada

La función de correlación cruzada ( $R_{xy}(\tau)$ ) indica las similitudes en el dominio temporal entre dos señales. Multiplica la señal  $x$  por una versión progresivamente corrida en el tiempo de la señal  $y$ . Esto enfatiza las similitudes entre las dos señales y desenfatisa las diferencias. Se calcula aplicando la Transformada inversa al espectro cruzado.

$$R_{xy}(\tau) = F^{-1}[G_{yx}] \quad (A2.6)$$

La mayor aplicación de esta función es medir el retraso temporal de un sistema, cuando  $x$  es la entrada y  $y$  es la salida del sistema. El valor máximo de la función ocurre para un tiempo de retraso ( $\tau$ ) igual al tiempo de retraso en el sistema de prueba.

## Función de transferencia o respuesta de frecuencia

La función de transferencia ( $H(f)$ ) es la razón de la salida ( $y$ ) de un sistema a la entrada ( $x$ ) del mismo. Da información sobre la ganancia y la fase como función de la frecuencia. Se calcula como el cociente del espectro cruzado y el espectro de potencias de la entrada.

$$H(f) = G_{xy}/G_{xx} \quad (A2.7)$$

## Respuesta de impulsos

La respuesta de impulsos ( $h(t)$ ) muestra la respuesta de un sistema como función del tiempo. Es útil en el estudio del comportamiento de transientes y en la medición del tiempo de retardo de un sistema. Se calcula evaluando la transformada inversa de la función de transferencia.

$$h(t) = F^{-1} [H(f)] \quad (A2.8)$$

## Coherencia

La coherencia (Coh) muestra la relación entre el espectro de potencias de una señal ( $y$ ) y el espectro de potencias de otra señal ( $x$ ), de acuerdo con la siguiente fórmula.

$$\text{Coh} = (G_{xy} G_{xy}^*) / (G_{xx} G_{yy}) \quad (A2.9)$$

La coherencia se mide en una escala de 0 a 1, donde 1 indica coherencia perfecta. Da una medida de la relación entre las dos señales. Si  $x$  es la entrada y  $y$  es la salida de un sistema, la coherencia es un indicador de la validez estadística de la función de transferencia y como está normalizada, es independiente de la forma de la función de transferencia.

## A2.5. Funcionamiento del analizador de señales dinámicas.

El proceso que efectúa el analizador de señales dinámicas empleado en este trabajo (HP 3562 A) puede dividirse en tres etapas: conversión analógica a digital, mediciones y representación. Un esquema de este proceso se encuentra en la figura A2.1.

### a) Conversión analógica a digital.

A la entrada de la señal se tienen dos posibilidades: una es el canal flotante donde se toma el diferencial, es decir los lados mayor y menor serán medidos uno con respecto a otro (por *default*), o canal a tierra, donde el lado mayor es medido en relación a tierra. El acoplamiento puede ser ac, en este caso una serie de capacitores se inserta para remover las señales de menos de 3 Hz. Si el acoplamiento es dc, todas las señales abajo de dc pasan (por *default*). El convertidor analógico digital (ADC) trabaja en dos pasos. Primero, el circuito 'muestreo/retención' toma "una foto" de la señal, y segundo, esta muestra analógica es convertida a una palabra digital de 14 bits. El valor de la palabra corresponde a la magnitud de la muestra. El muestreo se realiza 256 000 veces en un segundo, esto es, el analizador toma

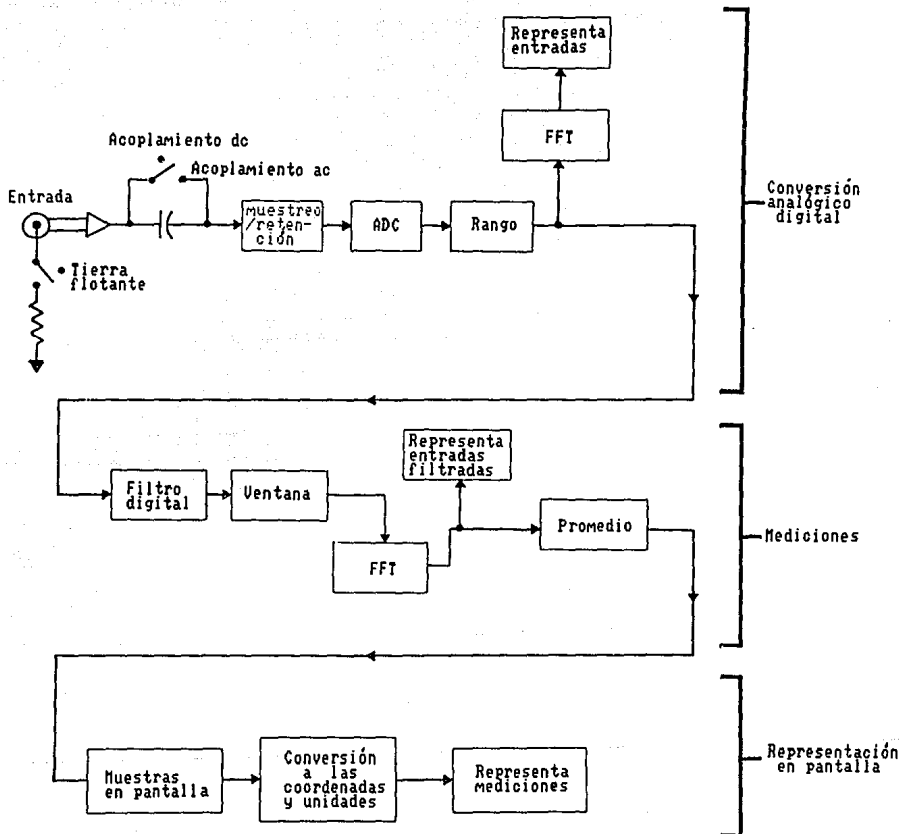


Figura A2.1.

Esquema del proceso de medición del analizador de señales dinámicas HP 3582 A.

una muestra cada 3.91  $\mu$ s; a excepción del muestreo externo. Esta frecuencia de muestreo de 256 KHz determina la frecuencia máxima que puede ser medida (110 KHz). Un registro temporal tiene 2 048 puntos (muestras) de longitud, y la longitud del registro, a 100 KHz, es de 8 ms. El rango dinámico, es decir la diferencia entre la mayor y la menor de las señales que el analizador puede medir simultáneamente es de 80 db. Este rango debe subirse o bajarse para cubrir las amplitudes a ser medidas. Este analizador tiene la posibilidad de seleccionar automáticamente el rango de entrada (por *default*).

#### b) Mediciones

Se utiliza un filtro digital para obtener el rango de frecuencias seleccionado. Al tener una razón de muestreo fija, este analizador sólo necesita un filtro fijo '*anti-alias*' para proteger todos los rangos de frecuencia. El ADC suministra al filtro con un continuo flujo de bits de datos, es hasta el filtro que se determina cuando un registro comienza y acaba. Definiendo la señal, el disparador y sus condiciones (pendiente y nivel), se especifica cuando cada registro comienza. Dependiendo de la longitud del registro que se especifique, directa o indirectamente a través del rango, el filtro colecta selectivamente 2 048 muestras espaciadas adecuadamente para llenar el registro.

Después de que se ha creado un registro temporal, éste se multiplica por una 'ventana' seleccionada para conseguir el 'peso' deseado. Este registro ya 'pesado' está listo para ser medido. En este contexto "medición" es un proceso matemático realizado por software con la ayuda de dos procesadores especializados. El procesador de la Transformada Rápida de Fourier (FFT) realiza las transformaciones del dominio temporal al dominio frecuencial, y el procesador de punto flotante (FPP) que proporcionan la potencia de computo necesaria para efectuar los promedios y los cálculos de las mediciones de la pantalla.

#### c) Representación

Las funciones se representan en la pantalla digital del analizador. Esta crea imágenes identificando pares de puntos y dibujando vectores entre ellos. Para producir una traza de datos, la pantalla dibuja 1600 vectores (usando 1601 puntos), por lo que pequeñas variaciones pueden ser representadas con gran exactitud. Para comprimir un conjunto de datos que es mayor de 1601 punto, el analizador usa un algoritmo que extrae los puntos más representativos de los datos originales.

## ANEXO 3 BANCO DE ENSAYOS E INSTRUMENTACION

En este anexo se encuentran los esquemas del banco de ensayos de bombas utilizado en este trabajo, las conexiones de la instrumentación y el procedimiento seguido para la calibración de la instrumentación.

### A3.1. Banco de ensayos de bombas.

En la figura A3.1. se encuentra un esquema del banco de ensayos empleado. La bomba aquí estudiada fue colocada en la bancada C-C. En la figura A3.2. se muestran las especificaciones para la bancada usada. En la figura A3.3. se encuentra un esquema del depósito del agua.

### A3.2. Instrumentación.

En el capítulo 3 se describe la instrumentación utilizada, un esquema general de las conexiones de la instrumentación se encuentra en la figura A3.4. En la figura A3.5. se especifica la ubicación de los transductores de presión en las pruebas realizadas. En las figuras A3.6. se muestran fotografías con vistas del banco de ensayos y de la instrumentación.

### A3.3. Calibración de la instrumentación.

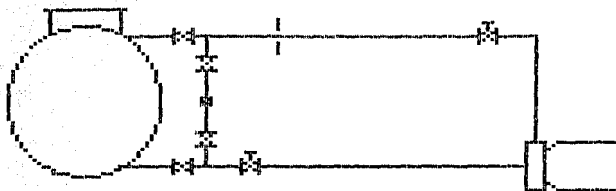
A continuación se detallan los pasos seguidos en la calibración de la instrumentación utilizada.

#### a) Transductor de presión estática a la entrada ( $P_e$ ).

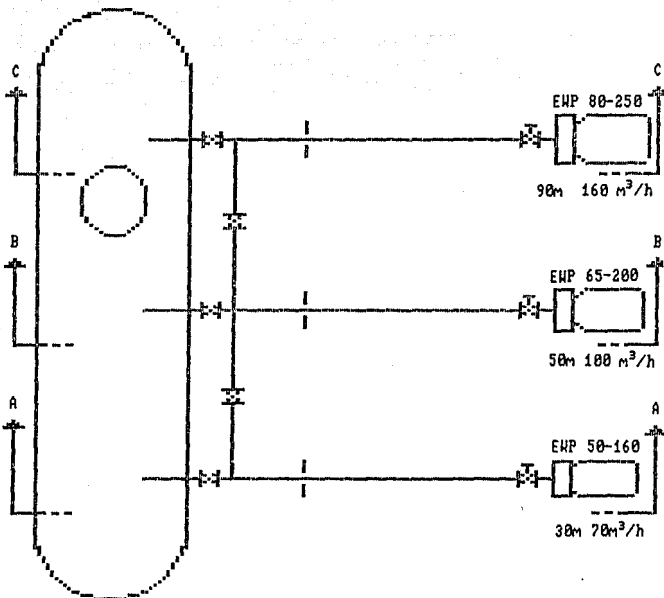
Para cada sesión experimental el transductor piezo resistivo colocado en la tubería de aspiración (transductor  $P_e$ ) fue calibrado con un manómetro de mercurio usando el siguiente procedimiento.

1. Conectar el transductor en paralelo con un manómetro de mercurio y con una bomba de vacío.
2. Encender el amplificador y poner el valor de la corriente de calibración dado por el fabricante (3.926 mA).
3. Encender la bomba de vacío.
4. Con el tornillo de balance a cero llevar la lectura en volts que corresponda a la presión absoluta en bar a través de la diferencia de alturas ( $z$ ) en el manómetro.

BANCO DE ENSAYO DE BOMBAS  
ETSII GIJON DPTO. ENERGIA



Levantamiento



Planta general

Figura A3.1.

Planta general y levantamiento del  
banco de ensayos de bombas utilizado.



CORTE C-C

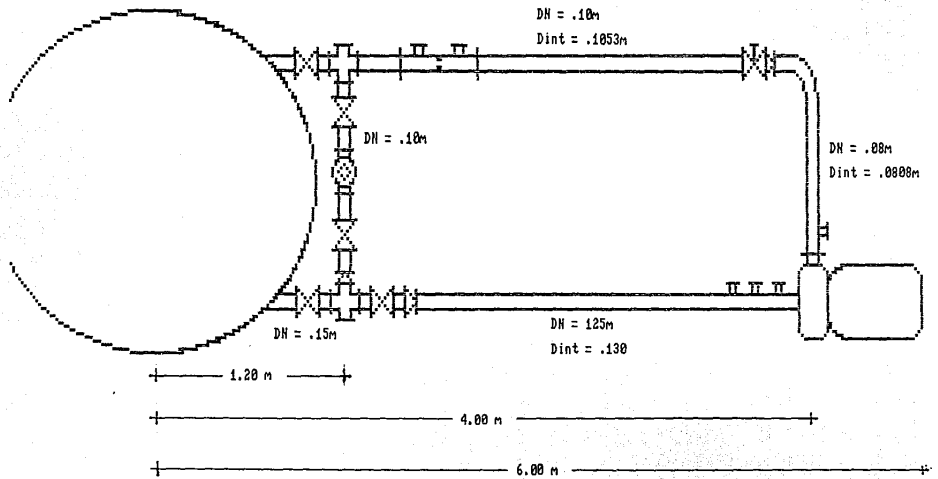


Figura A3.2.

Bancada C del Banco de Ensayo de Bombas.

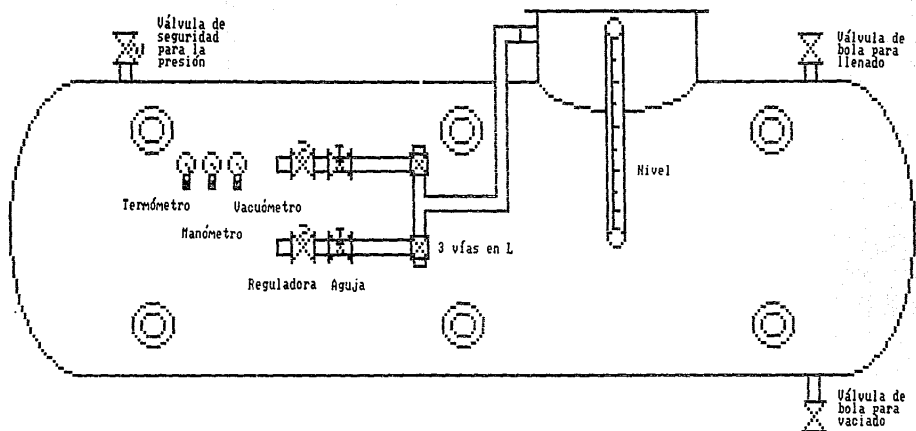






Figura A3.3.

Esquema del depósito del agua.

**Simbología:**

-  válvula mariposa
-  válvula reguladora
-  reducción
-  placa con orificio

**Abreviaturas:**

- A.P. Adaptador del medidor de par
- C.U. Contador de vueltas
- D.E. Disparador externo
- Pe Amplificador transductor de presión a la entrada
- Ps Amplificador transductor de presión a la salida
- Te Termopar a la entrada

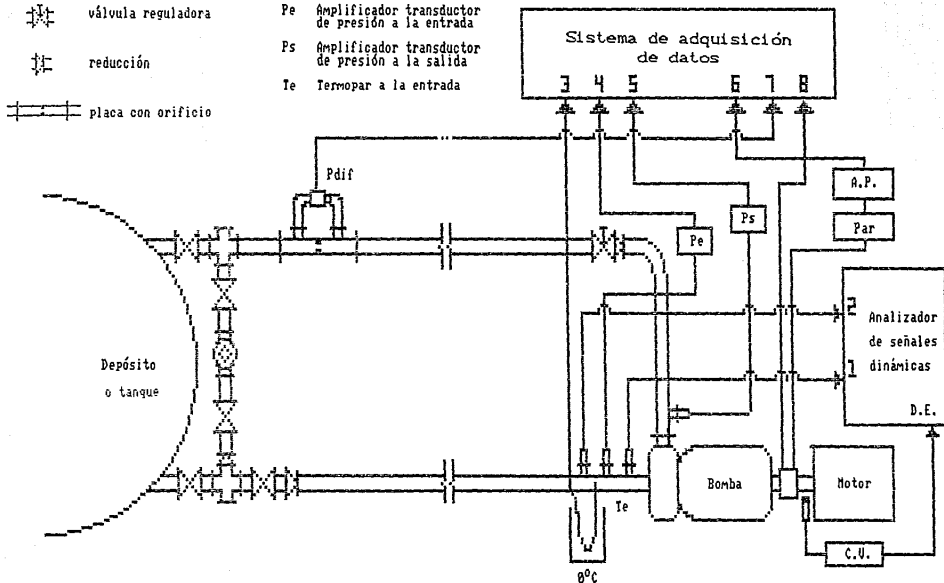


Figura A3.4.

Conexiones de la instrumentación.

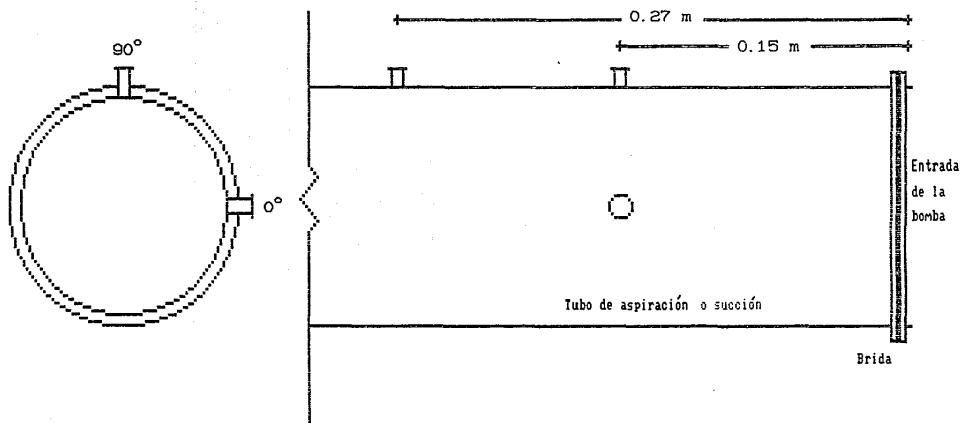
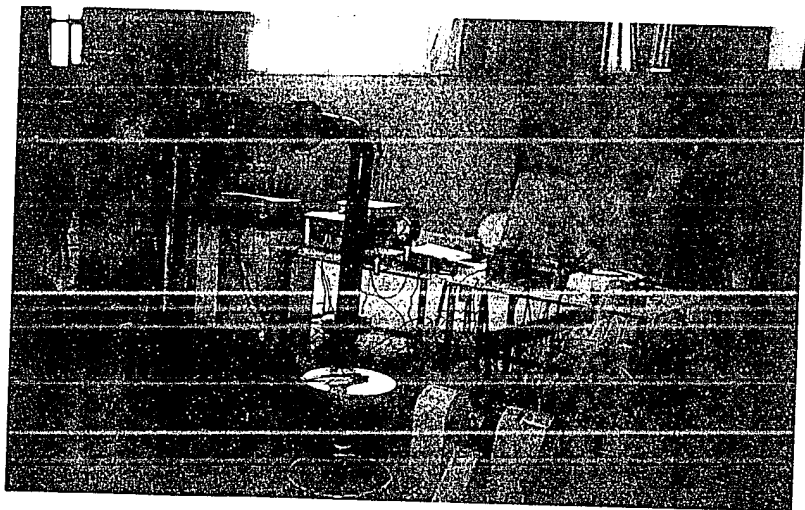
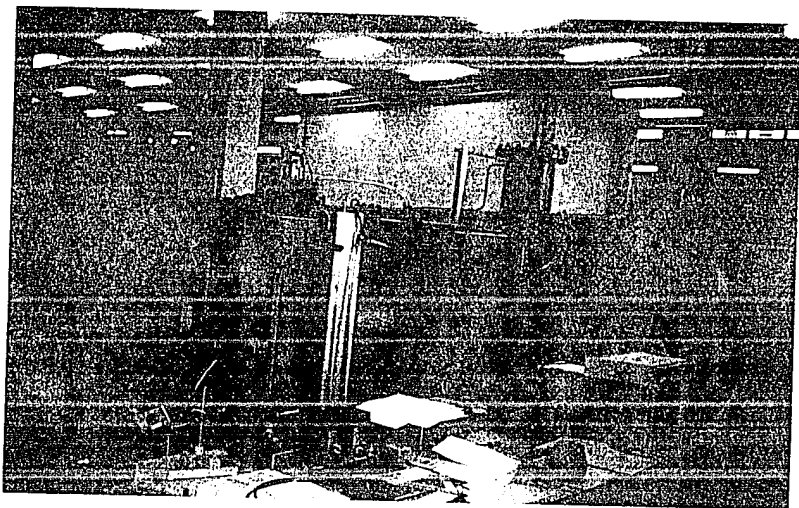


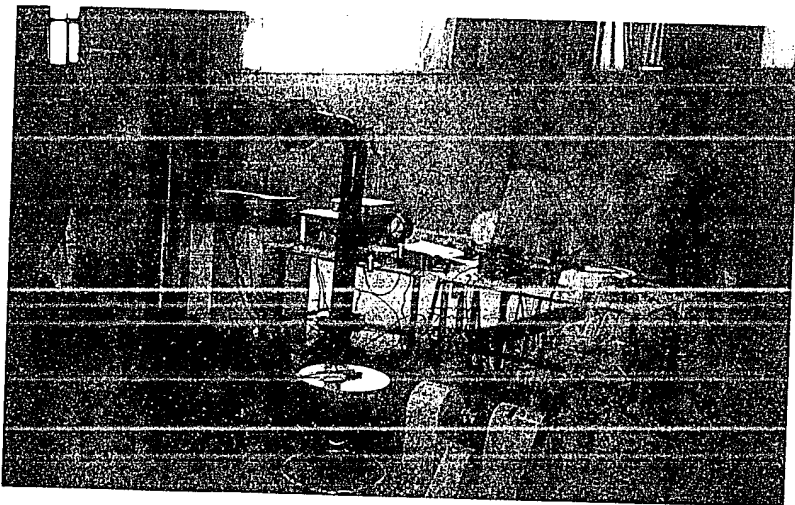
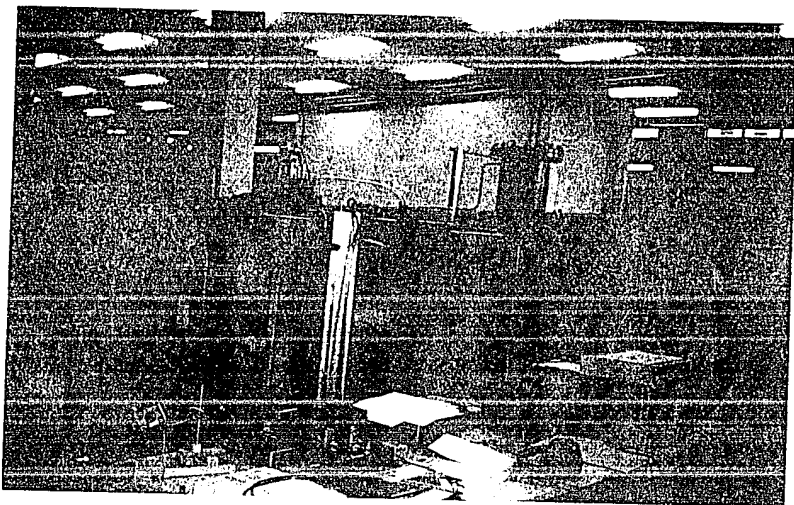
Figura A3.5

Posiciones de los transductores de presión en los distintos ensayos, según su distancia a la entrada de la bomba, y su posición angular.



Figuras A3.8. a) y b)

Vistas generales del banco de ensayos y de la instrumentación.



Figuras A3.6. a) y b)

Vistas generales del banco de ensayos y de la instrumentación.

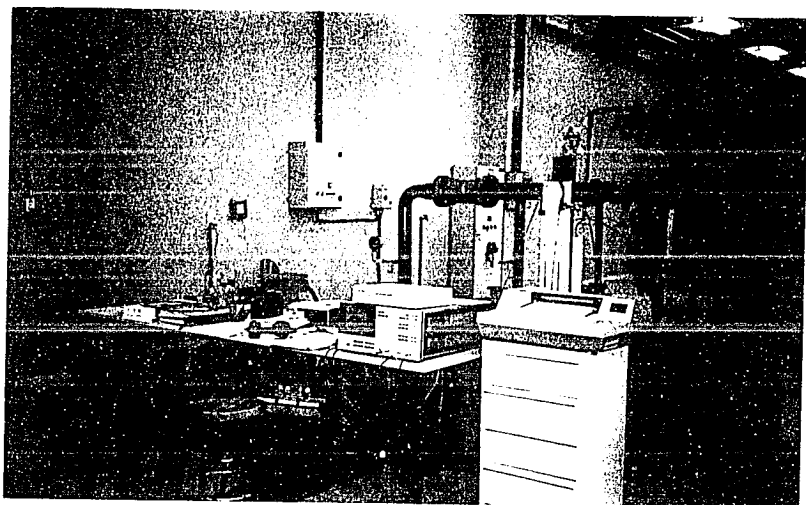


Figura A3.6.c)

Vista de la instrumentación.

$$V = P_{at} - 0.0013332 z \quad (A3.1)$$

Donde: [V] = volt  
[P<sub>at</sub>] = bar  
[z] = mmHg

5. Apagar la bomba de vacío y permitir la entrada del aire de tal manera que la presión en ambos lados del manómetro sea la atmosférica.
6. Variar la corriente de calibración hasta llevar el valor del voltaje (volts) al valor de la presión atmosférica (bar).
7. Conectar la bomba de vacío y volver al punto 4, hasta que el error sea menor a ±0.005 volt.

Siguiendo este procedimiento la curva de calibración se mantuvo como:

$$P_e = V \times 10^{-5} \quad (A3.2)$$

Donde: [P<sub>e</sub>] = P<sub>a</sub> (presión absoluta)  
[V] = volt

b) Transductor de presión estática a la salida (P<sub>s</sub>).

En cada sesión experimental se calibró el transductor piezo resistivo colocado en la tubería de impulsión (transductor P<sub>s</sub>) siguiendo este procedimiento.

1. Con el transductor a la atmósfera, encender el amplificador y fijar el valor de la corriente de calibración especificado por el fabricante (4.643 mA).
2. Con el tornillo de balance a cero llevar la lectura de salida de voltaje a:

$$V = P_{at}/20 \quad (A3.3)$$

[V] = volt  
[P<sub>at</sub>] = bar

3. Colocar el transductor en la tubería de impulsión y encender la bomba.
4. Variar la corriente de calibración lo necesario para que la salida en volts corresponda a la presión absoluta, a través de la medición de la presión relativa (P<sub>rel</sub>) en el manómetro de Bordón y la presión atmosférica (P<sub>at</sub>).

$$V = (0.980665 P_{rel} + P_{at}) / 20 \quad (A3.4)$$

Donde: [V] = volt  
[P<sub>rel</sub>] = kg/cm<sup>2</sup>  
[P<sub>at</sub>] = bar

5. Con el transductor a la atmósfera volver al paso 2 hasta que el error sea menor a ± 0.005 volt.

Siguiendo este procedimiento la función de calibración de este transductor resultó:

$$P_s = 2 \times 10^{-4} V \quad (A3.5)$$

Donde: [V] = volt  
[P<sub>s</sub>] = P<sub>a</sub>



c) Transductor de presión diferencial.

Para calibrar el transductor diferencial colocado en la placa de orificio se sigue el siguiente procedimiento.

1. Conectar la entrada de depresión del transductor en paralelo con un manómetro de mercurio.
2. Teniendo la entrada de presión y la de depresión a la atmósfera ( $z=0$  en el manómetro) llevar la lectura de voltaje a cero con el tornillo de balance a cero.
3. Conectar la bomba de vacío en paralelo a la entrada de depresión de la bomba y al manómetro, encender la bomba.
4. Con el tornillo de calibración llevar la lectura en volt que corresponda a la diferencia de altura en el manómetro ( $z$ ).  
$$V = 0.0026664 z \quad (A3.6)$$

Donde:  $[V] = \text{volt}$   
 $[z] = \text{mmHg}$

5. Regresar al punto 2 hasta que el error sea menor a  $\pm 0.005$  volts.

Así la curva de calibración del transductor diferencial se mantuvo como:

$$P_{\text{dif}} = (V/2) \times 10^{-5} \quad (A3.7)$$

Donde:  $[P_{\text{dif}}] = \text{Pa}$   
 $[V] = \text{volt}$

d) Medidor de par.

Para ajustar el medidor de par se siguió el procedimiento siguiente.

1. Asegurarse que los interruptores posteriores del acondicionador estuvieran en las posiciones:  
Grandes: fondo de escala 10 000.  
Pequeños: una cifra decimal.
2. Encender el acondicionador mediante el interruptor instalado en la parte trasera, esperar unos 5 minutos antes de realizar alguna operación.
3. Colocar en "RUN" el interruptor del calibrador.
4. Pulsar el botón "Null" del acondicionador y mientras tanto actuar sobre el "C balance control" hasta obtener en el display el mínimo valor posible. Soltar el "Null".
5. Con los "R Balance Controls" llevar la lectura del display a cero.
6. Colocar en "CAL" el interruptor del calibrador.
7. Llevar la lectura del display a cero con los "R Balance Controls".
8. Presionar el botón "+CAL" y hacer que en el display aparezca el valor indicado en las instrucciones de operación (632.9 N·m.) mediante los controles "SPAN". Soltar "+CAL", si el display no indica cero volver al paso 7.
9. Presionar el botón "-CAL" y hacer que en el display aparezca el valor -632.9 N·m. Normalmente con el ajuste de "+CAL" debe obtenerse el valor para "-CAL". Si no ocurre así, debe consultarse el manual del "Model 3178 Stain gage conditioner" (p.13).
10. Colocar en "RUN" el interruptor del calibrador.
11. Llevar la lectura del display a cero con los "R Balance Controls".

Este procedimiento proporciona la curva de calibración.

$$\text{Par} = 200 \text{ V}$$

(A3.8)

Donde:  $[\text{Par}] = \text{N} \cdot \text{m}$   
 $[\text{V}] = \text{volt}$

e) Termopar

Para calibrar el termopar se siguió el siguiente procedimiento:

1. Introducir las dos puntas del termopar en una mezcla de hielo-agua y verificar que el voltaje sea nulo.
2. Introducir la punta sensora en agua a diferentes temperaturas (0 a 100 °C), midiendo la temperatura con un termómetro de mercurio. A los datos de voltaje contra temperatura se le aplicó un ajuste de regresión lineal por el método de mínimos cuadrados, obteniéndose la siguiente relación.

$$T = 18\,832 \text{ V}$$

(A3.9)

Donde:  $[T] = \text{°C}$   
 $[V] = \text{volt}$

f) Transductores de presión dinámica:

Para el transductor 1 (Kistler 6001):

1. Poner la sensibilidad de -9.17 señalada por el fabricante y una escala de 100m unidades mecánicas/V. Las unidades mecánicas del transductor 1 son bar.
2. Estando la bomba apagada y el tanque de almacenamiento abierto a la atmósfera observar la señal temporal y ajustar el cero con el tornillo de balance a cero.

Este procedimiento proporciona la curva de calibración:

$$P_1 = 10^4 \text{ V}$$

(A3.10)

Donde:  $[P_1] = \text{Pa}$   
 $[V] = \text{volt}$

Para el transductor 2 (Kistler 6005):

1. Poner la sensibilidad de -7.85, esta es la mitad de la especificada por el fabricante pero el amplificador usado sólo permite hasta hasta -11.00. Fijar la escala de 200m unidades mecánicas/V.
2. Estando la bomba apagada y el tanque de almacenamiento abierto a la atmósfera observar la señal temporal y ajustar el cero con el tornillo de balance a cero.

Este procedimiento proporciona la curva de calibración.

$$P_2 = 10^4 V$$

(A3.11)

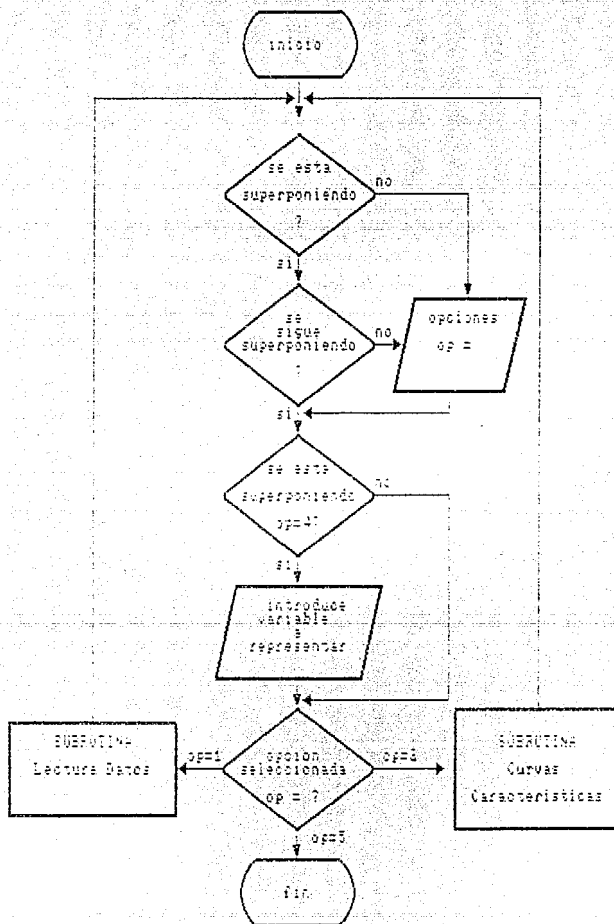
Donde:

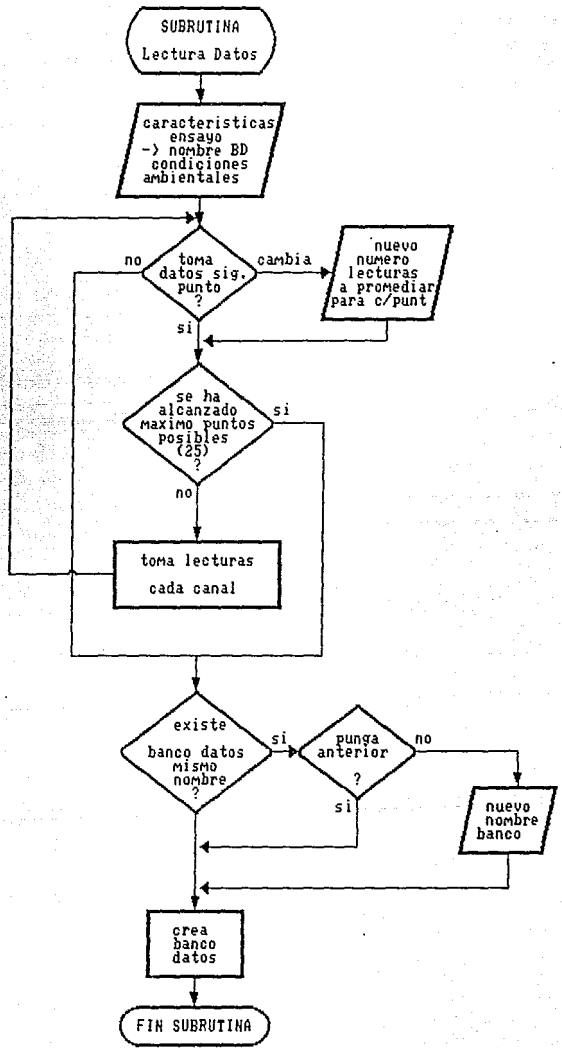
$$\begin{aligned} [P_2] &= \text{Pa} \\ [V] &= \text{volt} \end{aligned}$$

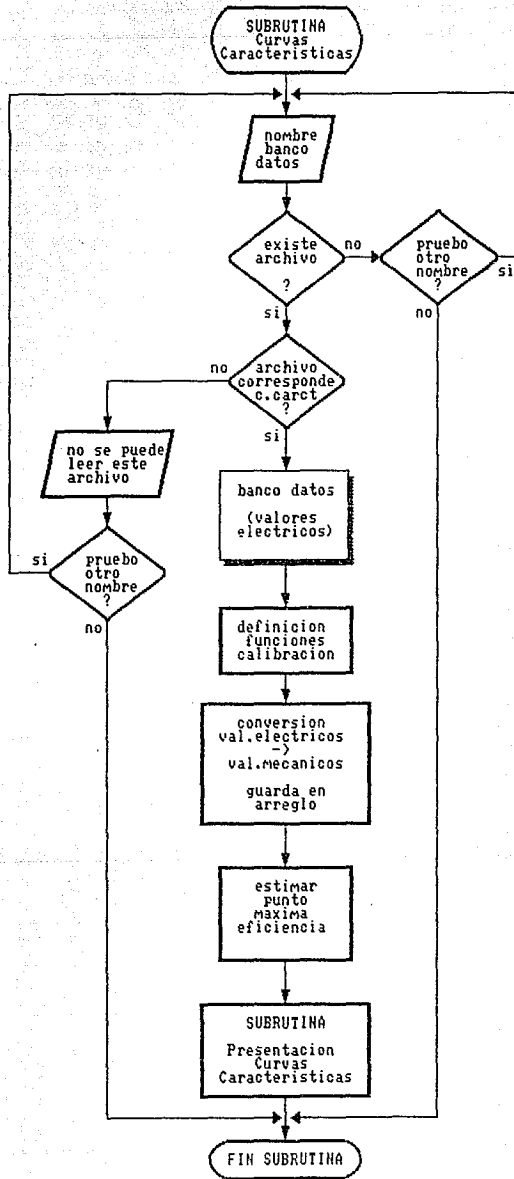
## ANEXO 4      DIAGRAMAS DE FLUJO

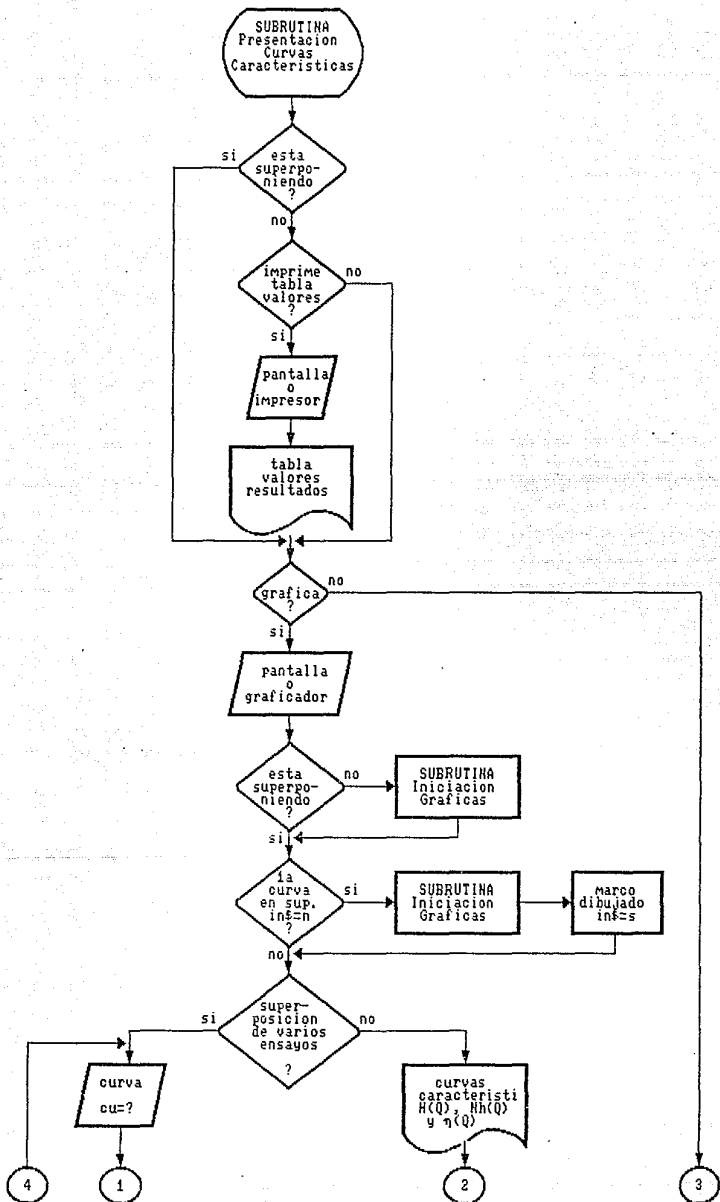
#### A4.1. Programa para la obtención de las curvas características.

##### BOM-CAR



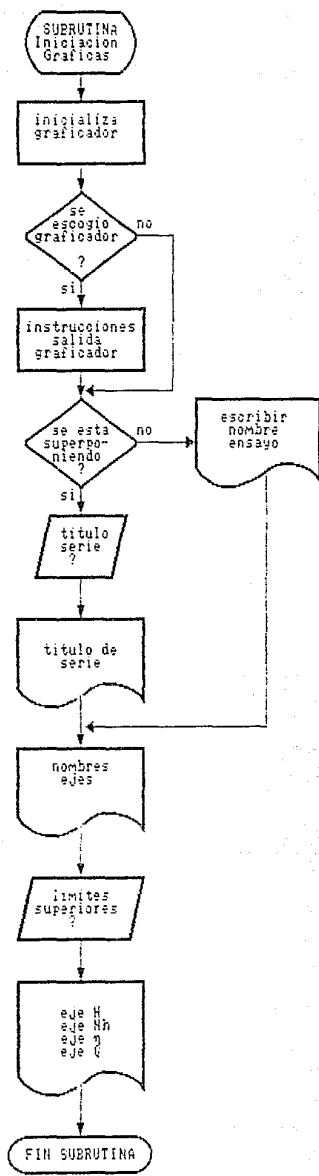






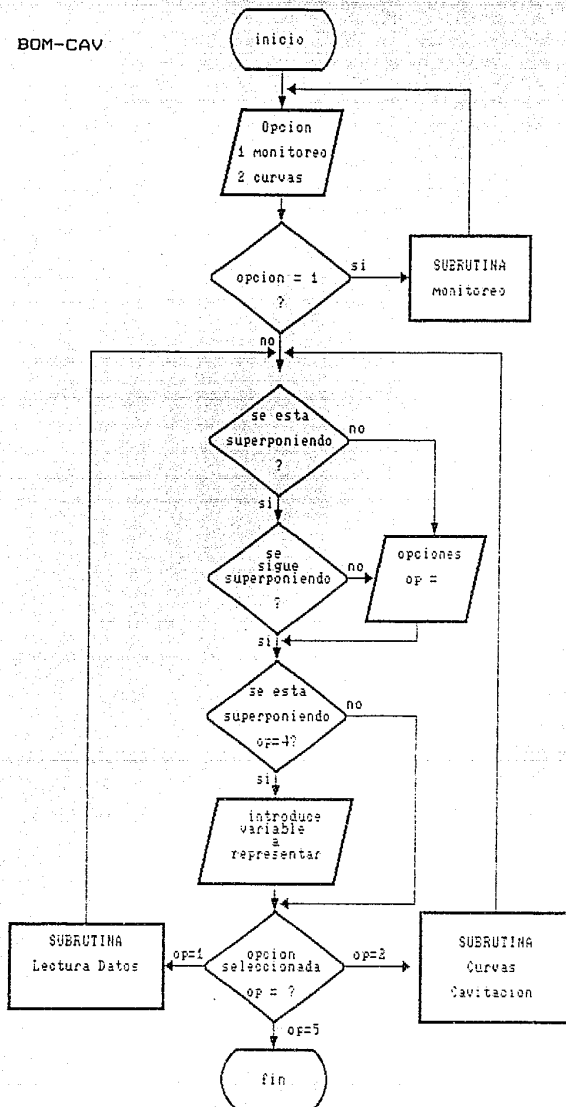


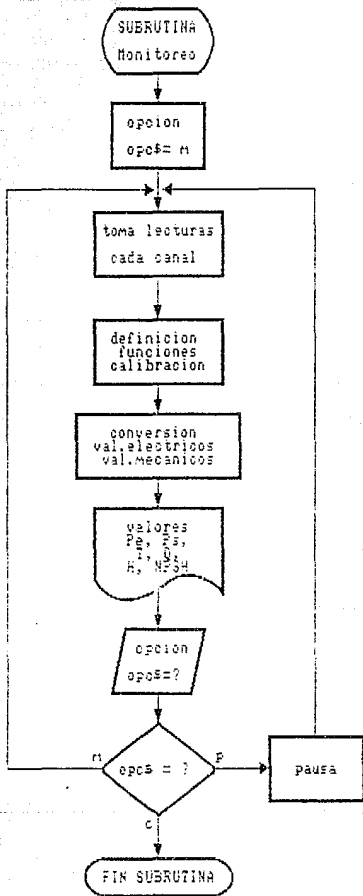


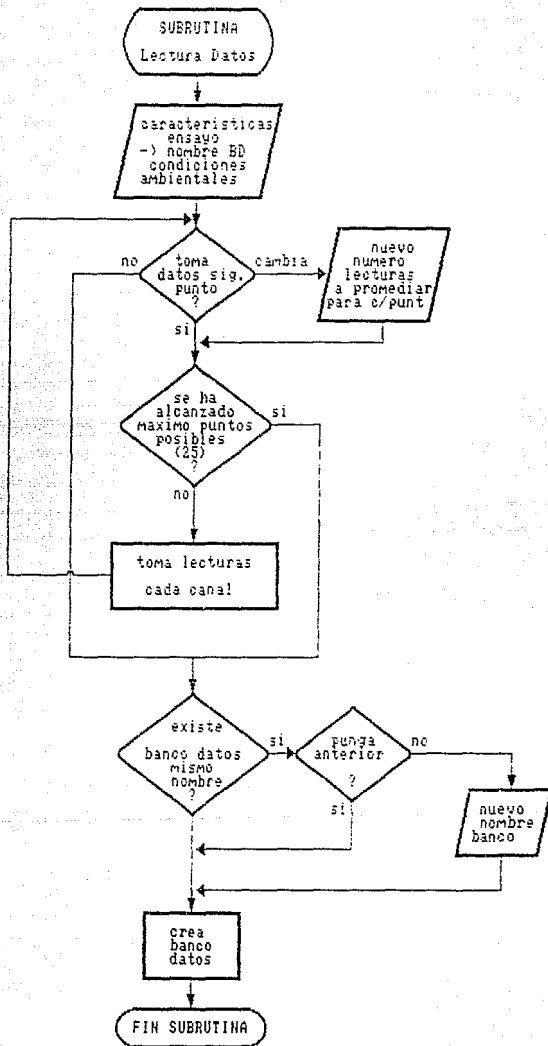


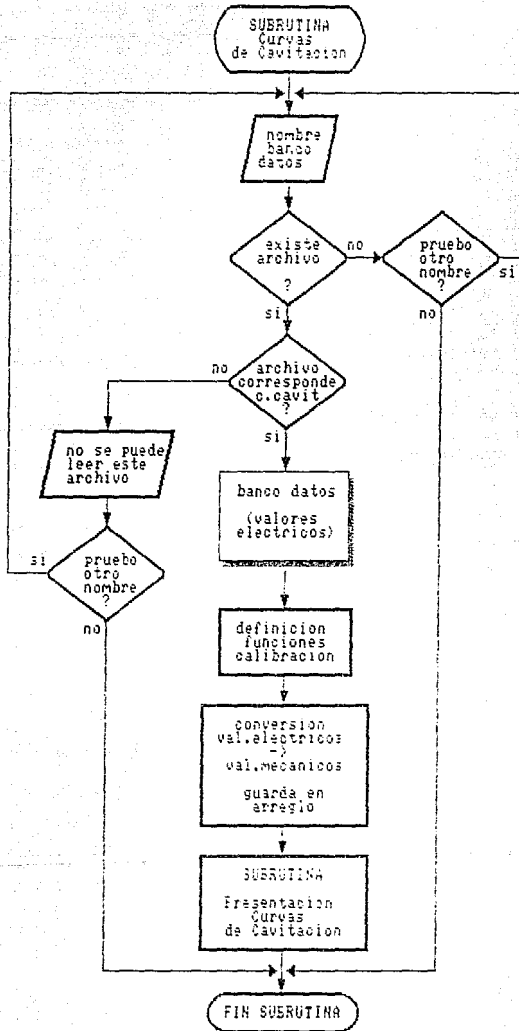
A4.2. Programa para la obtención de las curvas de cavitación.

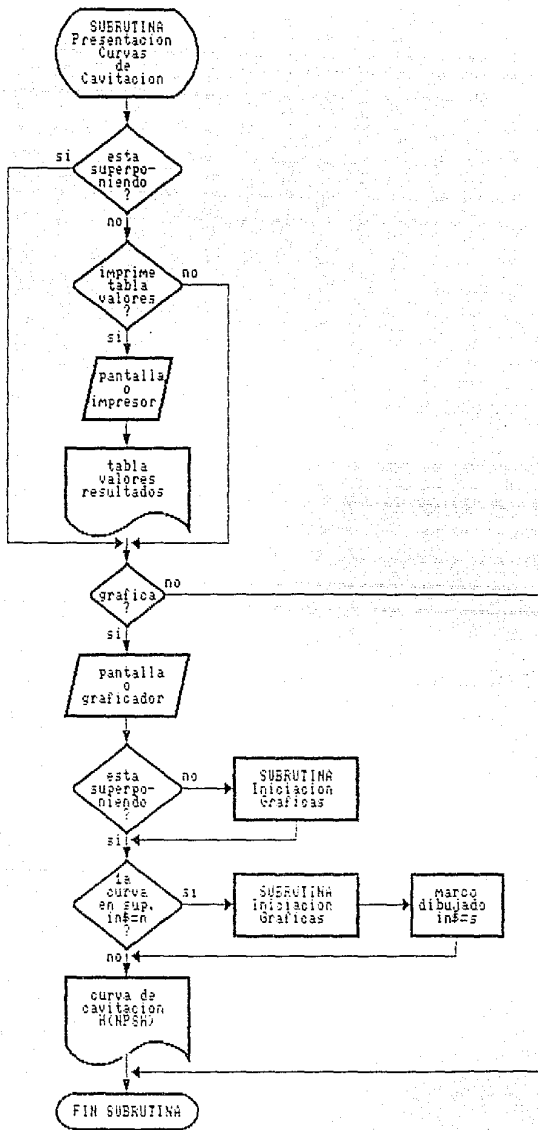
BOM-CAV

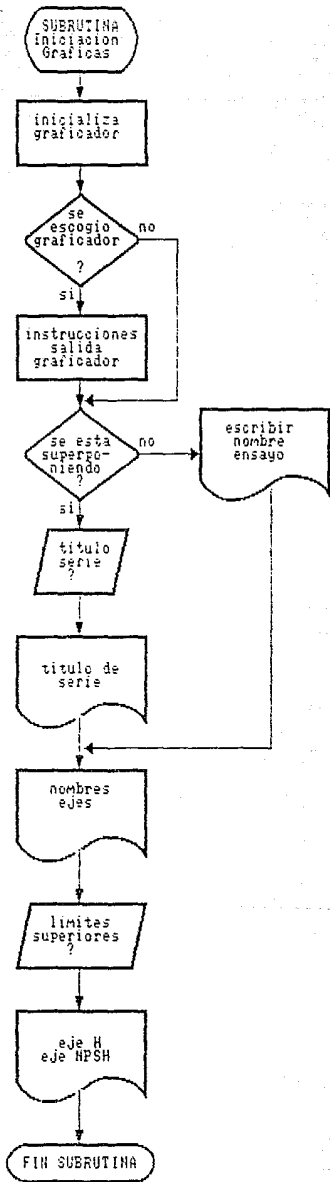














## BIBLIOGRAFIA

- Abbot P.A., Gedney C.J., Brown N.A. (1986); Cavitation Monitoring of Two Axial-Flow Hydroturbines; International Symposium on Cavitation and Multiphase Flow Noise, Winter Annual Meeting of A.S.M.E.
- Amblard H., Borciani G., Guiton P., Henry P., Martin G., Thalmann R. (1985); Comportement des Turbines Francis et des Pompes-Turbines a Debit Partiel; La Houille Blanche, No 5.
- Amblard A., Bonazzi A., Lecoffre Y. (1988); Developpements Recents d'une Methode de Prevision de l'Erosion de Cavitation; La Houille Blanche, No 7/8.
- Avellan F., Farhat M. (1988); Dynamique de Cavites Erosives: Etude du Collapse de Vortex Cavitants; La Houille Blanche, No 7/8. Avellan F., Dupont Ph. (1988); Etude de Sellage d'une Poche de Cavitation Partielle se Developpant sur un Profil Hydraulique Bidimensional; La Houille Blanche, No 7/8.
- Baite H.J. (1986); On Different Notions of Cavitation and Noise; International Symposium on Cavitation and Multiphase Flow Noise, Winter Annual Meeting of A.S.M.E.
- Bark G. (1985); Prediction of Propeller Cavitation Noise Model Test and its Comparison With Full Scale Data; Transactions of the A.S.M.E., Vol 107.
- Barrand J.P., Caignaen G., Graeser J. E., Rieutord E. (1985); Synthese de Resultats d'Essais en air et en Eau en Vue de la Detection des Debits Critiques de Recirculation a l'entre et a la Sortie de la Roue d'une Pompe Centrifuge; La Houille Blanche, No 5.
- Barschdorff D. (1986); Monitoring and Expert Systems for Automatic Failure Detection; Simposio Mantenimiento Predictivo y Control de Máquinas Rotativas, E.T.S.I.I., Gijón, España.
- Benjamin, T.B. (1962); Theory of the Vortex Breakdown Phenomenon; J. Fluid Mech., Vol. 14.
- Benjamin T.B. (1966); Some Developments in the Theory of Vortex Breakdown; J. Fluid Mech., Vol. 28.
- Bergeron; referido por Guesnon y Lapray (1985).
- Beyer J.R. (1986); The Use of Acoustic Emission To Detect Cavitation in Model-Prototype Applications; International Symposium on Cavitation and Multiphase Flow Noise.
- Blanco E. (1986); Control de Turbomáquinas por Análisis de Ruido; Proyecto de fin de carrera. E.T.S.I.I. (Gijón), Universidad de Oviedo.
- Blevins R. D. (1984); Applied Fluid Dynamics Handbook; Van Nostrand Reinhold, USA.
- Brianch-Marjollet L., Franc J.P., Michel J.M. (1988); La Prevision de la

- British Standards (1977); No. BS5316, Part 2; Tecnnical Indexes Ltd.Cassidy, J.J. and Falvey, H.T.(1970); Observations of Unsteady Flow Arising After Vortex Breakdown; J. Fluid Mech., Vol. 41, Part. 4.
- Chanaud R.C. (1965); Observations of Oscillatory Motion in Certain Swirling Flows; J. Fluid Mech., Vol. 21, Part 1.Chincholle L. Goley F. (1976); Etude de la Charge Electrique des Bulles de Cavitation. Application Eventuelle a la Detection de Seuil de Cavitation; Symposium Ecoulements Diphasiques et Cavitation dans les Systemes de Production d'Energie, Grenoble.
- Currie I.G. (1974); Fundamental Mechanics of Fluids; Mc Graw Hill.
- Chincholle L., Baetz P.M. (1988); Mesure de la Vitesse d'Erosion, Bilan des Essais Industriels a la Roche Bat l'Aigue Avec le Decaver; La Houille Blanche, No 7/8.
- Eguzquiza E. (1986); Introducci3n al Mantenimiento Predictivo en Turbomáquinas; en Seminario Mantenimiento Predictivo en Máquinas Rotativas, Técnicas de Análisis de Ruido y Sistemas Expertos, E.T.S.I.I. Gij3n, España.
- Elliot, D.F. y Rao, K.R. (1974); Fast Transforms Algorithms, Analyses, Applications; Academic Press; U.S.A.
- Escudier, M.P. and Merkli P. (1979); Observations of the Oscilatory Behavior of a Confined Ring Vortex; AIAA Journal, Vol. 17, No. 3.
- Escudier, M.P.; Bornstein, J. and Zehnder, N. (1980); Observations and LDA Measurements of Confined Turbulent Vortex Flow; J. Fluid Mech., Vol. 98, Part. 1.
- Escudier, M.P. and Zehnder, N. (1982); Vortex-Flow Regimes; J. Fluid Mech., Vol. 115.
- Fanelli, M. (1989); The Vortex Rope in the Draft Tube of Francis Turbines Operating at Partial Load: A Proposal for a Mathematical Model; J. of Hydraulic Research, Vol. 27, No. 6.
- Fraser, W.H. (1982); Avoiding Recirculation in Centrifugal Pumps; Mach. Des., Vol. 54, No.13.
- Fraser, W.H. (1983); Recirculation in Centrifugal Pumps. Part III; Indian Pumps. Vol. 15, No. 2.
- Fraser, W.H. (1985); Flow Recirculation in Centrifugal Pumps; Water Engng. & Manage., Vol. 132, No.8.
- Fuchslocher-Schulz (1964); Bombas, Funcionamiento, Cálculo y Construcci3n; Ed. Labor, Barcelona.
- Guesnon H., Lapray J.F. (1985); Influence de la Geometrie des Structures Située a l'aspitation d'une Pompe sur les Courbes Caracteristiques a Debit Partiel; La Houille Blanche, No 5.

- Heuzé J.L. (1988); Aspects Microscopique d'Endommagement par Erosion de Cavitation de Metaux et Alliages Utilisables en Construction Navale; La Houille Blanche, No 7/8.
- Hydraulic Institute Standards (1983); For Centrifugal, Rotary & Reciprocating Pumps; U.S.
- Karassik, I.J. (1983); Flow Recirculation in Centrifugal Pumps: From Theory to Practice; World Pumps, No. 4. Karassik I.J., Krutzach W.C., Fraser W.H., Messina J.P. (1983); Manual de Bombas, Diseño, Aplicaciones, Especificaciones, Operación y Mantenimiento, Mc Graw Hill, México.
- Karassik I.J., & Carter R. (1983); Bombas Centrifugas, Selección, Operación y Mantenimiento; Ed. Continental, México.
- Kaveshnikov A.T., Rosanov N.P. (1976); Cavitation Erosion Forecast From Investigations With Equivalent Materials; Symposium Ecoulements Diphasiques et Cavitation dans les Systemes de Production d'Energie, Grenoble.
- Lapray J.F., Canavelis R. (1988); Quelques Exemples d'Influence de la Geometrie des Structures Situées à l'Aspiration d'une Pompe sur son Comportement en Cavitation, La Houille Blanche, No. 7/8.
- Levi, E. (1990); Los Vórtices en la Hidráulica; Ingeniería Hidráulica en México.
- Le Fur B., David J.F., Pécot D. (1988); Influence de l'Air Occlus et Dissous Dans l'Eau sur le Comportement de Pompes en Cavitation; La Houille Blanche, No 7/8.
- Liu-da-kai; Effects of Inlet Construction on the Performance and Cavitation Character of an Axial Flow Pump. Referido por Guesnon y Lapray (1985).
- Lugt, H.J. (1983); Vortex Flow in Nature and Technology; Wiley Interscience, U.S.
- Marboe R.C. Billet M.L. & Thompson D.E. (1986); Some Aspects of Traveling Bubble Cavitation and Noise; International Symposium on Cavitation and Multiphase Flow Noise, Winter Annual Meeting of A.S.M.E.
- Massey B.S. (1984); Mecánica de Fluidos; Cia. Editorial Continental; México.
- Mc. Naughton K. (1989); Bombas, Selección, Uso y Mantenimiento; Mc Graw Hill, México.
- Mc. Nulty P.J., Pearsall I.S. (1982); Cavitation Inception in Pumps; Journal of Fluids Engineering, Vol. 104.
- Murakami M., Heya N. (1966); Swirling Flow in Suction Pipe and Centrifugal Pumps; JSME, Vol 9 No 34.
- Okamura, T.; Miyashiro, H. (1978); Cavitation in Centrifugal Pumps Operating at Low Capacities; Proc. Symp. on Polyphase Flow in Turbomachinery, Winter Annual Meeting Am. Soc. Mech. Engrs., (San Francisco, U.S.A.: Ec.10-15, 1978), New York, U.S.A., Am. Soc. Mech. Engrs.

- Okamura, T.; Ohki, H. Matsunaga, Y. (1985); Intensity of Cavitation Erosion in Centrifugal Pumps Operating at Low Flow Rate. Cavitation in Hydraulic Structures and Turbomachinery, Presented at Joint ASCE/ASME Mechanics Conf., (Albuquerque, U.S.A.: jun. 24-26, 1985), R.E.A. Arrndt; D.R. Webb (eds.), New York, U.S.A. Am. Soc. Mech. Engrs. (FEB-Vol.25).
- Pearson, A.R. (1982); Experiences With Cavitation Induced Instabilities in Centrifugal Pump; IAHR 11TH Symp. on Operating Probles of Pumps Stations and Power Plants, (Amsterdam The Netherlands: Sep. 13-17, 1982), Vol. 2, Delft, The Netherlands, IAHR, Paper 35.
- Philibert R., Verr A. (1985); Syntese des Calculs d Ecoulement Effectués sur la Pompe SHF au Debit Nominal et à 80% du Debit Nominal; La Houille Blanche, No 5, 1985.
- Schiavello B. (1982); Debit Critique d'Apparition de la Recirculation à l'Entrée des Roues de Pompes Centrifuges; La Houille Blanche, No 2/3.
- Severns W.H., Deler H.E., Miles J.C. (1975); Energía Mediante Vapor, Aire o Gas; Ed Reverté, España.
- Trade & Technical Press (1979); Pumping Manual; 6th Edition, Trade & Technical Press Ltd., England.
- Tuzon, J.J. (1983); Inlet Recirculation in Centrifugal Pumps; Winter Annual Meeting ASME, Performance Characteristics of Hydraulic Turbines & Pumps, (Boston, U.S.A.: Nov. 13-18, 1983), W.L. Swift; G. Bennett; R.G. Hamreus; C. Papadakis; U.S. Rohatgi (eds.), Vol. 6, New York, U.S.A., Am. Soc. Mech. Engrs. Viejo Zabicary (1975); Bombas, Teoría, Diseño y Aplicaciones, 2a Ed., Ed. Limusa, México.
- Volin V.E., Donchenko E.G., et al. (1988); Analysis of Hydrodynamical Pressure of Cavitation Flow on the Boundary Surface; La Houille Blanche, No. 7/8.
- Warring R.H. (1983); Handbook of Noise and Vibration Control; 5th Ed. Trade & Tecnical Press, U.K.
- White R.G. & Walker J.G. (1982); Noise and Vibration; Ellis Harwood Pub., U.K.
- Worthington S.A.; Documentación Técnica SW. 2004-E-B-5, 5000-5-84; Bombas para Agua Tipo EWP; Mc Graw-Edison.
- Worthington S.A., Documentación Técnica SW-2002-T-I-B, La Aspiración en Bombas Centrifugas.
- Yedidiah, S. (1985); Causes and Effect of Recirculation in Centrifugal Pumps; Part 1.; World Pumps.
- Yedidiah, S.; (1985); Causes and Effect of Recirculation in Centrifugal Pumps. Part 2.; World Pumps.
- Yedidiah, S. (1986); Certain Effects of Recirculation on Cavitation in Centrifugal Pumps; Proc. Inst. Mech. Engrs. Part A, Vol. 200, No. A4.
- Zolotov I.S., Novikova, Tsedrov G.N. (1976); Assessment of Cavitation Resistansium of Material; en Symposium Ecoulements Diphasiques et Cavitation dans les Systemes de Production d'Énergie, Grenoble.