

## **CAPÍTULO 5. INESTABILIDADES DEBIDAS AL FLUJO DE FLUIDO EN LAS TOBERAS**

En el capítulo anterior se ha establecido la modelización dinámica del comportamiento fluidodinámico de la servoválvula MOOG-92. Los resultados, tanto numéricos como experimentales, han demostrado que el sistema es muy sensible a las pequeñas perturbaciones, y que éste vibra a una frecuencia igual a la frecuencia propia de la armadura, (del orden de 600 Hz). Sin embargo, experimentalmente, también se observa que existen perturbaciones audibles que se sitúan alrededor de los 2200 Hz. Con relación a estas últimas perturbaciones, cabe comentar que los signos externos de este comportamiento son diferentes a los de la frecuencia de 575 Hz. En este caso, no se detecta la vibración física de la armadura pero, por contra, la perturbación es audible. Este comportamiento diferenciador nos hizo pensar que la generación de ondas sonoras automantenidas son debidas exclusivamente a efectos fluidodinámicos que excitan diferentes formas modales.

Para hacer frente a esta posible hipótesis, este capítulo se ha dividido en dos partes: en la primera parte se establecen algunos comentarios sobre las oscilaciones tonales autoexcitadas como consecuencia de la inestabilidad del flujo y la influencia de una cavidad que actúa como resonador, mientras que la segunda parte se dedica a la descripción de una serie de ensayos experimentales que caracterizan esta fenomenología y que permite establecer unas ideas básicas de diseño que minimizan los efectos indeseables de tales inestabilidades.

### **5.1 OSCILACIONES AUTOEXCITADAS.**

Las oscilaciones automantenidas han sido observadas en una amplia variedad de configuraciones de capas cortantes que inciden sobre contornos sólidos. Estas oscilaciones son el origen de la mayoría de las perturbaciones audibles y cabe considerar que se trata de un fenómeno globalmente organizado. A pesar de las aparentes diferencias entre los distintos tipos de oscilaciones, cabe convenir que en todas ellas hay una serie de características comunes. Estas son:

1-presencia de un flujo fundamental ordenado no permanente (primario).

2-el flujo debe ser capaz de generar unas perturbaciones (secundarias) que pueden propagarse aguas arriba hasta el punto donde se genera el movimiento primario no permanente.

3-existencia de un hipotético mecanismo de realimentación que permite la amplificación y ordenación de las oscilaciones (autoexcitación).

### 5.1.1. CLASIFICACIÓN.

Las oscilaciones autoexcitadas pueden clasificarse en tres grandes grupos:

1-Oscilaciones fluidodinámicas. Son oscilaciones que tienen su origen en la propia inestabilidad del flujo. Dentro de este grupo figuran los siguientes fenómenos:

a) los fenómenos tonales generados por chorros libres, en donde no existe interacción entre las ondas acústicas generadas por la inestabilidad del flujo y el propio flujo (ausencias de superficies rígidas).

b) los fenómenos tonales generados por un flujo de fluido en presencia de una superficie rígida. La presencia de una superficie rígida ayuda a la producción de vórtices, aunque no existe fenómeno de realimentación.

c) los fenómenos tonales generados por chorros que requieren la interacción de la capa cortante con la realimentación de perturbaciones originadas como consecuencia de la interacción con un contorno sólido (borde de un obstáculo-edge tone, anillo-ring tone, orificio en una placa-hole tone, conducto terminado con una estrangulación-pipe tone, cavidad-cavity tone, etc). Ver figura 1.

2-Oscilaciones fluidodinámicas condicionadas por un resonador. Estas oscilaciones están influenciadas por los efectos de las ondas estacionarias dentro de una cámara, cavidad o conducto resonador. Las características geométricas de éste y las condiciones de contorno son parámetros determinantes. Ver figura 2.

3-Oscilaciones fluido-elásticas. Estas oscilaciones están acopladas al movimiento de un

contorno solido elástico. La descripción completa de estas oscilaciones requieren la parametrización de las características elásticas, inerciales y de amortiguación del sistema estructural.

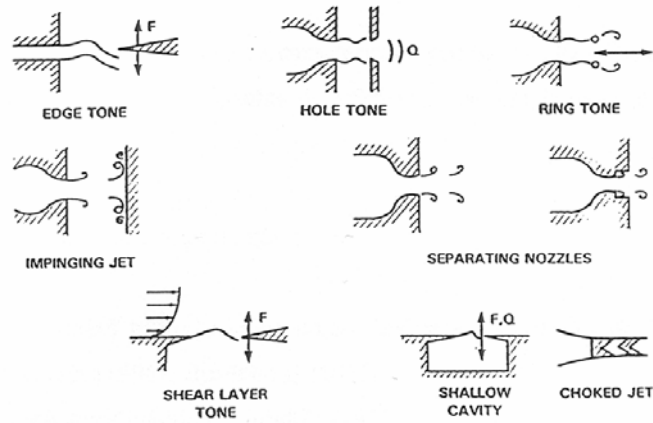


Fig. 1 Algunos generadores de tono básicos.

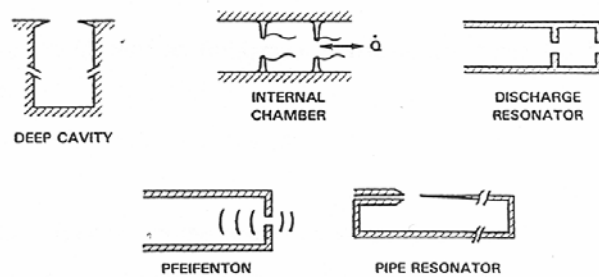


Fig. 2 Algunos ejemplos de resonadores.

### 5.1.2 BREVE RESUMEN CRONOLÓGICO.

Con el objetivo de poner en evidencia la lenta evolución y el papel de la Mecánica de Fluidos sobre el conocimiento de la generación de ruido aerodinámico, a continuación se presenta un pequeño resumen cronológico de los avances más significativos. Este resumen

se ha subdividido en tres períodos:

#### Primer período (hasta 1960)

A nivel experimental, este período se ha caracterizado por la visualización de los flujos, la observación de las estructuras ordenadas de vórtices y las condiciones de existencia de frecuencias tonales.

A nivel teórico, destacan dos importantes teorías:

- a) la teoría de estabilidad hidrodinámica como fenómeno catalizador de las oscilaciones autoexcitadas. Rayleigh (1896), Rosenhead (1931)
- b) la teoría del ruido aerodinámico. Lighthill (1952)

#### Segundo período (de 1960 hasta 1970)

En este período se establecen los fundamentos físicos que rigen los fenómenos tonales. Powell (1953-1977)

En este período emergen y se consolidan las siguientes ideas:

- a) la estabilidad hidrodinámica como origen de las perturbaciones
- b) el desarrollo de perturbaciones (secundarias) como consecuencia de la interacción del chorro de fluido con un contorno sólido
- c) y la consideración de que las perturbaciones secundarias determinan un campo acústico y la autoexcitación del chorro.

#### Tercer período (de 1970 hasta la actualidad)

A principios de los años setenta las teorías fluidodinámicas y acústicas empiezan a converger. La evolución de los métodos numéricos permiten la modelización de flujos

cortantes acústicamente excitados. Paralelamente, la disponibilidad de sofisticados medios instrumentales permiten correlacionar datos experimentales relativos a interacción chorro-sólido, creación de vórtices, presencia de estructuras coherentes y radiación sonora. Gran parte de la actividad se dedica al estudio de flujos cortantes a altos números de Reynolds. Rockwell (1978-82), Ohring (1983).

A continuación se presentan unos comentarios sobre fenómenos tonales en chorros y en resonadores.

### **5.1.3 COMENTARIOS SOBRE LAS OSCILACIONES AUTOEXCITADAS EN CHORROS QUE INCIDEN SOBRE UN CONTORNO SÓLIDO, (OSCILACIONES TIPO EDGE TONE)**

-Los chorros son sensibles a una fuente acústica. Este comportamiento depende de la frecuencia sonora.

-El fenómeno tonal es el resultado de la acción de un chorro que emerge de una tobera e incide sobre un contorno sólido, simétricamente emplazado con relación al chorro, y la realimentación de las perturbaciones secundarias originadas.

La plausibilidad de esta teoría tiene su fundamento en la teoría clásica de la inestabilidad del chorro (Rayleigh-1896), y la observación de que las frecuencias tonales coinciden con las frecuencias para las cuales el chorro es más sensible a las perturbaciones secundarias (Brown-1937).

-De la documentación consultada cabe destacar diferentes interpretaciones del mecanismo de realimentación. Para flujos a alta velocidad, cuando la longitud de onda acústica es del mismo orden que la distancia entre el origen de la capa cortante y el contorno sólido, ha predominado la descripción acústica. Por contra, para flujos a bajo número de Reynolds, cuando la longitud de onda acústica es mucho mayor que la distancia entre el origen de la

capa cortante y el contorno sólido, predomina la descripción hidrodinámica.

-Powell (1958) sugiere que para flujos a bajos números de Reynolds no hay contradicción entre los resultados deducidos siguiendo ambas teorías (acústica o hidrodinámica).

-A mediados de la década de los 80 se empiezan a cuantificar la integración de la inestabilidad de la capa cortante, la producción de vórtices, la sensibilidad a la excitación acústica, y la propagación de la turbulencia.

-Experimentalmente se corrobora que las capas cortantes libres pueden ser más sensibles a la excitación para la frecuencia fundamental y sus correspondientes subarmónicos de la inestabilidad de la capa cortante, que a los correspondientes múltiplos de la frecuencia fundamental. El comportamiento de inestabilidades ordenadas con valores frecuenciales iguales a los correspondientes subarmónicos de la frecuencia fundamental sugiere la posibilidad de otras formas de excitación. Ho (1981)

-La frecuencia de las oscilaciones depende en gran medida de las condiciones del flujo en el punto de separación. De acuerdo con la teoría de estabilidad, es aconsejable especificar las condiciones iniciales en función de la distribución de velocidad y el número de Reynolds. Si la capa límite es turbulenta en el punto de separación es necesario detallar su estructura (Hussain 1977).

-En general, existe una semejanza física entre todas las configuraciones de fenómenos tonales debidos a chorros, las cuales implican la interconexión de los modos de inestabilidad sensibles desde el punto de vista acústico y la localización y direccionalidad del foco acústico. Sin embargo, los tonos fuertes pueden generarse cuando los parámetros geométricos y la localización de la fuente sonora son convenientemente elegidos.

-La relación entre la distancia tobera - contorno sólido y la longitud de onda hidrodinámica esta definida por la expresión:

(1)

$$\frac{L}{\lambda} = N + \frac{1}{4}$$

N = Número entero que corresponde a la forma modal de la oscilación hidrodinámica.

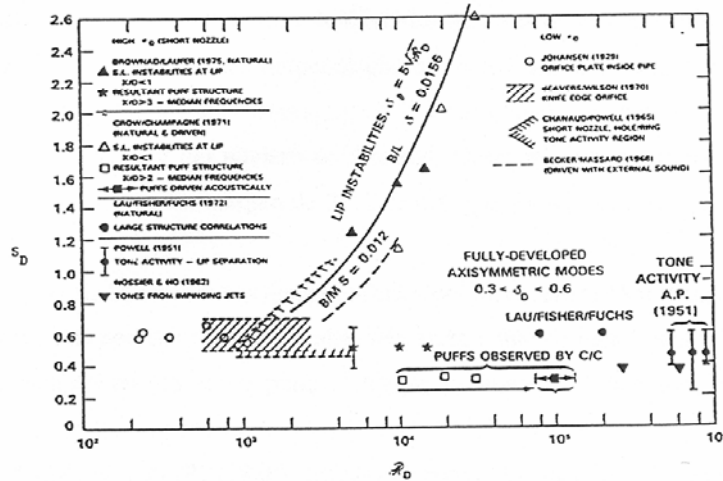


Fig. 3 Relación Strouhal Reynolds para Edge Tone. Extraído del artículo "The development of contemporary views of flow tone generation" W.K. Blake, A. Powell. 1983.

-Experimentalmente para flujos tipo "edge tone" se colige el aumento del número de Strouhal al aumentar el número de Reynolds. Esta tendencia es compatible con el modelo de máxima sensibilidad acústica de un chorro bidimensional. Ver figura 3.

-Con relación a la influencia de la geometría y el campo de flujo relacionado, es esencial clarificar el papel de la conservación de masa impuesta por la recirculación de flujo adyacente, (efecto que es fundamental, por ejemplo, en el caso de una cavity-tone, pero no

en un edge-tone); y el ángulo entre la capa cortante incidente y el contorno sólido. En efecto, geometrías con pequeños ángulos de incidencias dan origen a intensas oscilaciones del flujo (flujo inestable adherido a una pared). Estas oscilaciones están caracterizadas por una frecuencia adimensional de un orden de magnitud menor que la correspondiente a la inestabilidad de la capa cortante libre. (Naudascher y Locher 1974).

-Nosseir y Ho (1980, 1982). Examinan la dinámica de los vórtices que controlan el campo de presiones delante de una placa perpendicular al chorro, así como los diversos estados. Obtienen una gráfica en donde se observan los diversos estados de vibración en función de la distancia tobera placa y del número de Strouhal. Observan una estructura vorticular de grandes dimensiones para un margen de  $2 < L/D < 8$ , y  $0,3 < S_D < 0,6$ .

-Krothapalli (1983). Observa tonos duales emitidos por un chorro al chocar contra una pared plana. Observa que aparece un tono de alta frecuencia y uno de baja frecuencia, que surge de la interacción del chorro con el plato, donde se producen tonos laterales.

-Umeda Y. Maeda H. Ishii R. (1988). Estudian fenómenos tonales del tipo hole tone con el fin de entender su mecanismo de formación. La visualización del flujo confirma que el fenómeno se genera mediante el mismo mecanismo de realimentación que el generado cuando un chorro a alta velocidad choca contra una placa. Cuando los vórtices anulares interaccionan con el orificio mecanizado en la placa, se generan unas perturbaciones acústicas que se propagan aguas arriba. Estas perturbaciones acústicas refuerzan la generación de vórtices a la salida de la tobera.

-Umeda Yoshikuni, Ishii Ryuji, Powell Alan. (1991). Estudian la frecuencia generada por el choque de un chorro circular sobre un orificio mecanizado en una placa situada perpendicular al chorro. Al mover la placa a lo largo del eje del chorro observan que aparecen dos grupos de frecuencias, cambiando las frecuencias para cada grupo de manera escalonada.



-Obata Tervo, Kurasawa Hideo, Haneda Yoshiaki, (1995). Estudian las oscilaciones autoexcitadas de un chorro incidiendo sobre un anillo, observan que al chocar los vórtices con el extremo del anillo se produce una perturbación que afecta al origen del chorro cerrando el lazo de realimentación, tal como se confirma con el análisis de la fase de las fluctuaciones de velocidad y presión.

Observan que la componente de la onda fundamental tiene una diferencia de fase de  $(2n, \pi)$  entre el extremo del anillo y el plano de salida del chorro,  $n = 0,1,2\dots$ . El análisis espectral de las fluctuaciones de velocidad revela diferentes frecuencias de la componente de velocidad. Demuestran que la componente de frecuencia más baja, puede interactuar con la componente fundamental para reforzar a ésta.

-Hsiao Fei-Bin. Sheu shyh-shivn. Siribotdhi Pongwit. (1995). Estudian los fenómenos de transición de un chorro plano incidiendo sobre una pared. El chorro se excita mediante ondas acústicas. Inciden en el estudio de las propiedades de la turbulencia, y en el desarrollo de las estructuras vorticulares. Los resultados indican que los procesos de formación de los vórtices primarios, así como la inducción de los vórtices secundarios y los vórtices de la zona de choque, crean la mayor parte de las intensidades de la turbulencia en el campo del fluido. El proceso de transición está altamente relacionado con la frecuencia de la excitación acústica. Se observa una máxima efectividad cuando la frecuencia de la excitación coincide con la frecuencia natural del sistema.

-Hourigan K. Rudman M. Brocher E. (1996). Estudian teóricamente las inestabilidades de un chorro supersónico chocando contra una superficie. Encuentran que la naturaleza y la frecuencia de las inestabilidades dominantes es función de la distancia entre tobera y superficie de choque. Observan que son posibles dos modos de inestabilidad, uno simétrico y otro asimétrico, la frecuencia de estos modos es función de la distancia a la placa y del lazo de realimentación acústico. Las frecuencias halladas teórica y experimentalmente concuerdan.

#### 5.1.4. COMENTARIOS SOBRE LAS OSCILACIONES AUTOMANTENIDAS CON RESONADOR.

-La resonancia, impuesta por oscilaciones estacionarias acústicas, pueden controlar la oscilación del flujo.

-Rockwell y Naudascher (1978) han elaborado un estudio sobre el estado del arte de las oscilaciones autoexcitadas en cavidades bajo la influencia de efectos resonantes. Dentro de esta misma categoría Nyborg (1952) incluye las oscilaciones del tipo edge-tone afectadas por tubos o cavidades adyacentes.

-Una característica fundamental de las interacciones flujo-resonador es que la oscilación del flujo puede ser controlada por las características del resonador adyacente para ciertas condiciones del flujo. En estas oscilaciones, las frecuencias son relativamente elevadas de forma que la longitud de onda acústica es del mismo orden de magnitud, o menor, que la longitud característica de la cavidad. (para el caso ideal de un tubo resonador de órgano, la resonancia es posible si  $\lambda = 2L$ , o  $\lambda = 4L$  dependiendo de las condiciones de contorno).

-La predicción exacta de esta relación es complicada por la presencia de la capa cortante en la cavidad, el intercambio de masa y otros efectos que pueden producir desviaciones con relación al comportamiento ideal de resonadores cerrados sin flujo medio adyacente. Rossiter (1964) y otros han propuesto formulas semiempíricas para la estimación de las frecuencias de oscilación. En todos estos casos, las técnicas de predicción tienen la misma forma general y requieren dos constantes empíricas. Estas están basadas en simples descripciones del movimiento aguas abajo de los vórtices de la capa cortante y del sistema de ondas estacionarias en el interior de la cavidad de forma rectangular. En la figura 4 se muestra la relación Strouhal vs Reynolds para un resonador acústico.

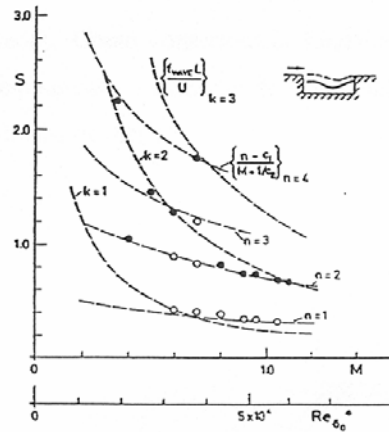


Fig. 4 Relación número de Strouhal número de Reynolds para una cavidad de resonancia. Gráfica extraída del artículo "Self sustaining oscillations of flow past cavities" D. Rockwell; E. Naudasher. 1978.

-Cavidades cilíndricas circulares con varios ángulos de inclinación han sido estudiados por Mabey (1978) y Freestone (1971).

-Otras cavidades de interés son las cavidades en forma de silbato, las cavidades tipo tubo de órgano y las cavidades tipo resonador de Helmholtz. Ver trabajos de Rockwell (1978), y de Blake and Powell (1986). Algunas de estas cavidades están representadas en la figura 5.

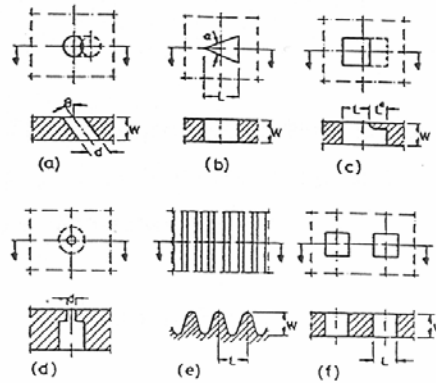


Fig. 5 Algunas cavidades típicas.

-En la figura 6 se muestra la variación del número de Strouhal con el número de Reynolds para estos tipos de cavidades. Como consecuencia fundamental que las distingue de las oscilaciones del tipo edge-tone cabe mencionar la disminución del número de Strouhal a medida que aumenta el número de Reynolds.

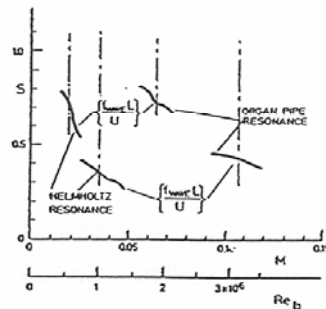


Fig. 6 Tendencias Strouhal-Reynolds para diversos resonadores. Gráfica extraída del artículo "Self sustaining oscillations of flow past cavities". D. Rockwell; E. Naudascher. 1978.

-Howe (1981), Mironov (1982). Modelizan mediante aproximaciones sucesivas el efecto que sobre la excitación de la capa límite causa la resonancia. Observan que el movimiento de la capa límite queda modificado por las oscilaciones producidas en el resonador acústico.

-Rebuffet y Guedel (1982). Analizan generaciones de tonos por cavidades atravesadas por un chorro.

-Still, Curron y Velkoff (1983). Generan oscilaciones tonales mediante un chorro que atraviesa una ranura que da paso a una cámara de resonancia. Encuentran que la primera forma modal del chorro es de tipo transversal.

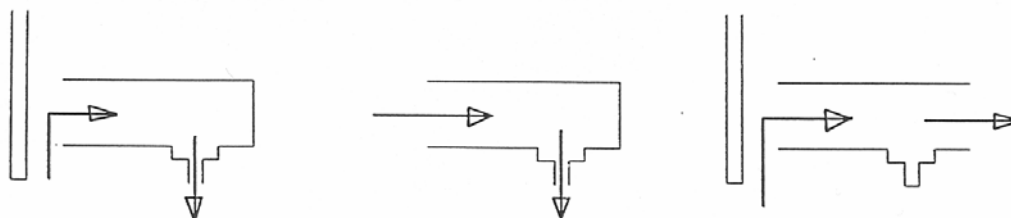
-Lavrov Yu. A. (1991). Propone un método para determinar las frecuencias naturales de oscilación de resonadores acústicos cilíndricos con paredes elásticas.

-Colgate S.O. Sivaraman A. Dejsupa C. (1992). Utilizan un resonador acústico esférico para medir las velocidades de propagación de perturbaciones en líquidos. Comparan los resultados obtenidos con los métodos clásicos.

-Lyakhov G.A. Proskuryakov A.K. Umnova O.V. (1993). Estudian las condiciones de estabilidad de un resonador ultrasónico trabajando con glicerol. Comprueban que la temperatura del líquido juega un papel esencial en el desarrollo de la onda acústica, un aumento de 13 grados centígrados hace que las oscilaciones del fluido puedan ser audibles.

## 5.2 RESULTADOS EXPERIMENTALES.

A la vista de la documentación estudiada y resumida en los apartados anteriores, y de los ensayos descritos en el primer capítulo, se llegó a la conclusión de que la forma de profundizar en el conocimiento de las oscilaciones autoexcitadas generadas por el flujo de fluido a través del sistema paleta\tobera podía consistir en el estudio del flujo de fluido por el interior de diferentes configuraciones geométricas. Las configuraciones elegidas se han esquematizado en la figura 7. En el fondo, la elección de estas configuraciones vino condicionado por el objetivo de separar aspectos fenomenológicos básicos de la generación de oscilaciones tonales. Esta metodología nos permitió identificar los fenómenos predominantes.



Configuración 1

Configuración 2

Configuración 3

Fig. 7 Las tres configuraciones estudiadas.

### 5.2.1 RESULTADOS EXPERIMENTALES CON RELACIÓN A LA CONFIGURACIÓN NÚMERO 1.

En la figura 8 se muestra un esquema del equipo experimental utilizado. En la figura 9 se muestra la forma geométrica de la tobera utilizada y las medidas fundamentales. Los resultados obtenidos se han resumido en la tabla 1. estos resultados se han obtenido siguiendo la siguiente rutina experimental:

- La tobera se sitúa a una determinada distancia de la paleta.
- Se hace pasar aceite en la dirección paleta\tobera.
- Se determina el espectro frecuencial de las oscilaciones, con la ayuda de un sonómetro, o de un transductor de presión y el correspondiente analizador de espectros.

Este proceso ha sido repetido para distintas distancias paleta-tobera, comprendidas entre 0.01 y 0.1 mm, variando para cada una de ellas la diferencia de presión entre 1 y 10 Mpa.

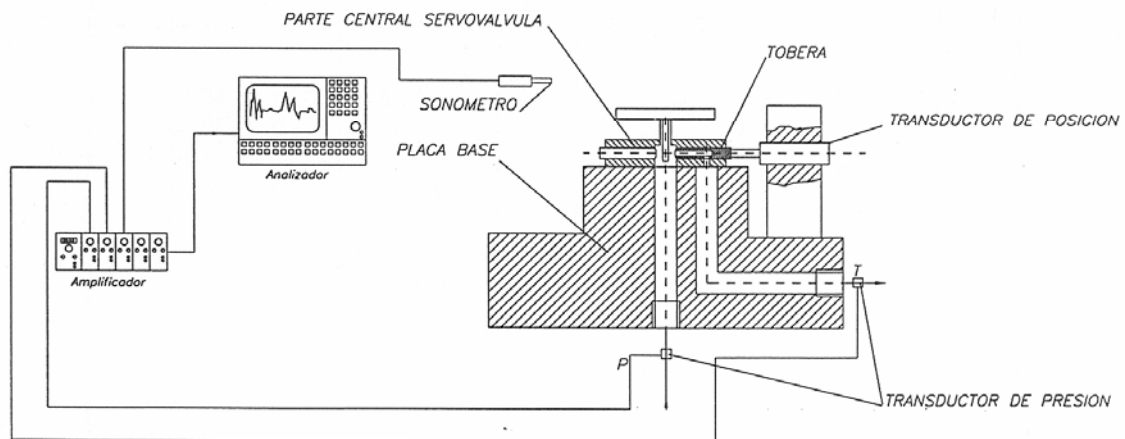


Fig. 8 Esquema del equipo experimental utilizado en la configuración 1.

TABLA 1

| D<br>(mm) | a.- Diferencia de presión entre entrada y salida. (Mpa).<br>b.- Frecuencia del pico de máxima amplitud.(Hz). En algunos casos hay dos picos.<br>c.- Amplitud del pico de la frecuencia o frecuencias características. (dB). |                                   |                                  |                      |                      |                      |                      |                      |                      |                       |
|-----------|---|-----------------------------------|----------------------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|-----------------------|
| 0,01      | 0,99<br>587<br>12   | 2,2<br>587<br>14,7                | 3,21<br>2262<br>5,5              | 4,22<br>2312<br>10,2 | 5,27<br>2350<br>11,1 | 6,29<br>2412<br>8,6  | 7,31                 | 8,27                 | 9,31                 | 10,34                 |
| 0,02      | 1,01<br>587<br>47,5   | 2,17<br>587<br>57,3               | 3,2<br>625<br>2275<br>42<br>43,4 | 4,26<br>2312<br>47,4 | 5,24<br>2375<br>48,5 | 6,28                 | 7,31                 | 8,27                 | 9,31                 | 10,34                 |
| 0,03      | 1,1<br>587<br>60,1  | 2,19<br>587<br>2212<br>42<br>43,2 | 3,2<br>2250<br>51,9              | 4,24<br>2262<br>55   | 5,22<br>2350<br>63,4 | 6,31<br>2362<br>67,2 | 7,31<br>2362<br>68,4 | 8,27                 | 9,31                 | 10,34                 |
| 0,04      | 1,2<br>587<br>51,6  | 2,2<br>587<br>42,1                | 3,22<br>2125<br>39,8             | 4,24<br>2050<br>63,3 | 5,24<br>2025<br>63,6 | 6,27<br>2012<br>61,5 | 7,31<br>2037<br>61,2 | 8,27                 | 9,31<br>2025<br>41,3 | 10,34                 |
| 0,05      | 1,2<br>587<br>47,8  | 2,17<br>2150<br>33,2              | 3,2<br>2137<br>37,3              | 4,27<br>2112<br>40,7 | 5,27<br>2087<br>43,9 | 6,32<br>2075<br>46   | 7,29<br>2075<br>44,9 | 8,31<br>1987<br>62,8 | 9,31<br>2012<br>62,7 | 10,41<br>2112<br>51   |
| 0,06      | 1,16<br>587<br>43,9   | 2,2<br>2150<br>37                 | 3,2<br>2137<br>36                | 4,24<br>2100<br>42,4 | 5,24<br>2075<br>47,7 | 6,28<br>2062<br>46,9 | 7,31<br>2050<br>45,8 | 8,33<br>2050<br>45,8 | 9,34<br>2037<br>43,6 | 10,48<br>1975<br>63,7 |
| 0,07      | 1,16<br>587<br>1750<br>38,4<br>39,7   | 2,17                              | 3,2<br>2137<br>31,5              | 4,24<br>2125<br>32,3 | 5,23<br>2087<br>41,8 | 6,28<br>2050<br>46,8 | 7,3<br>2037<br>44,8  | 8,33<br>2025<br>43   | 9,32<br>2025<br>42   | 10,34<br>2025<br>42   |
| 0,08      | 1,16  | 2,19                              | 3,2                              | 4,24<br>2125<br>28,1 | 4,64<br>2100<br>31,7 | 6,26<br>2062<br>42,4 | 7,27<br>2037<br>46,4 | 8,33<br>2025<br>44,6 | 9,31<br>2012<br>43,3 | 10,34<br>2000<br>42,3 |
| 0,09      | 1,16  | 2,19                              | 3,2                              | 4,23                 | 5,25<br>2112<br>30,8 | 6,28<br>2075<br>34,3 | 7,28<br>2050<br>37   | 8,33<br>2025<br>40,8 | 9,32<br>2012<br>42,5 | 10,34<br>2000<br>41,2 |
| 0,1       | 1,17  | 2,18                              | 3,2                              | 4,22                 | 5,26<br>2132<br>17,6 | 6,29<br>2112<br>23,1 | 7,29<br>2062<br>31,1 | 8,31<br>2037<br>35,3 | 9,32<br>2025<br>36,1 | 10,34<br>2000<br>34,2 |

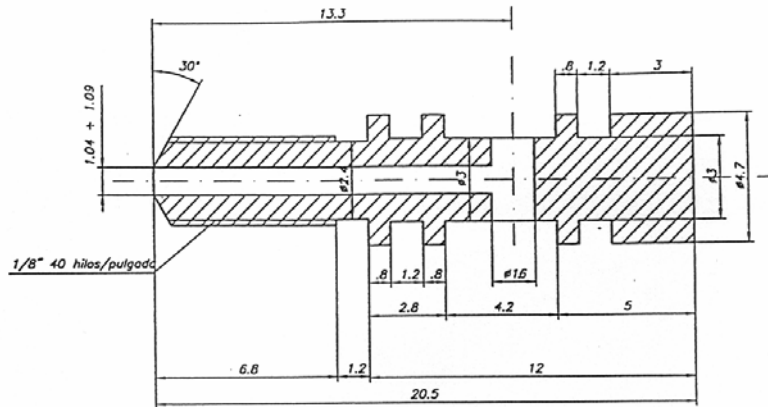


Fig. 9 Representación de una de las toberas.

De la tabla 1 se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- La frecuencia de 587 Hz. siempre que aparece es constante, la frecuencia de 2200 Hz. varía en función de la distancia tobera paleta y de la diferencia de presión entrada salida.
- Estas perturbaciones pueden aparecer simultáneamente, en la tabla 1 aparecen los dos picos bien diferenciados cuando la distancia tobera paleta es de 0,03 mm y la diferencia de presión es de 2 Mpa.
- La frecuencia de 587 Hz va asociada a diferencias de presión bajas, y a distancias tobera paleta medias o bajas.
- En cambio la frecuencia de 2200 Hz está asociada a un amplio margen de distancias tobera paleta y presiones, en general podemos decir que esta frecuencia aparece para cualquier valor de distancia tobera paleta, pero siempre para presiones diferenciales superiores a la necesaria para que se produzca la aparición de vibración a la frecuencia de 587 Hz.

En las figuras 10,a,b,c. encontramos algunos de los espectros de vibración obtenidos al realizar la experimentación que ha dado lugar a la tabla 1.



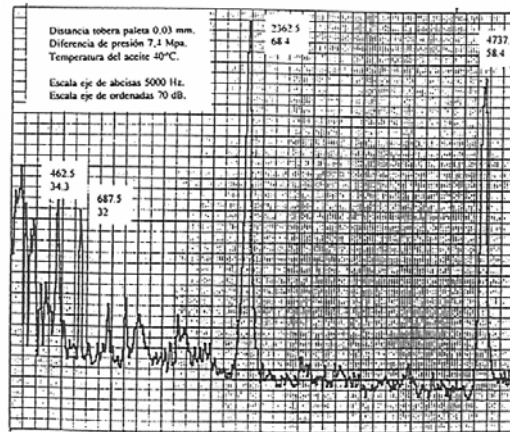


Fig 10a.

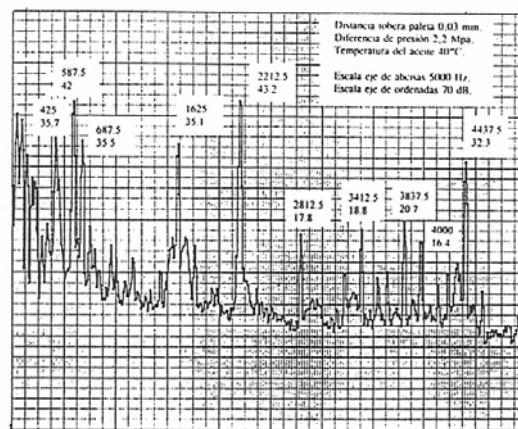


Fig. 10 b.

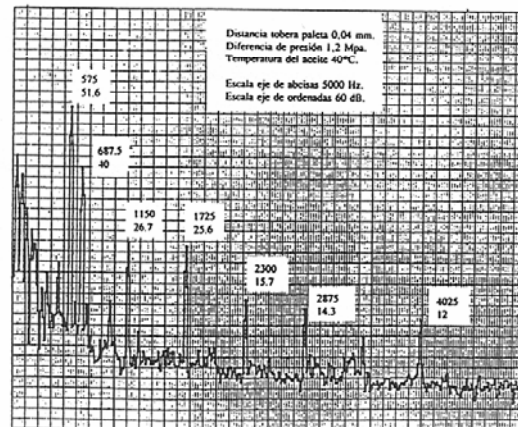


Fig. 10 c.

Fig. 10 a,b,c. Algunos de los espectros de vibración obtenidos experimentalmente cuando la dirección del flujo era de paleta a tobera.

En la figura 11 se ha delimitado la zona de trabajo en donde se manifiestan unas oscilaciones tonales de 2200 Hz.

Obsérvese que a medida que la distancia tobera paleta aumenta, lo hace también el margen de presiones para el cual obtenemos un espectro audible. Hay que apuntar que la parte superior de la zona de trabajo ha quedado limitada por la condición de máxima presión de trabajo. En estos ensayos, la presión máxima de trabajo fue de 10,31 Mpa.

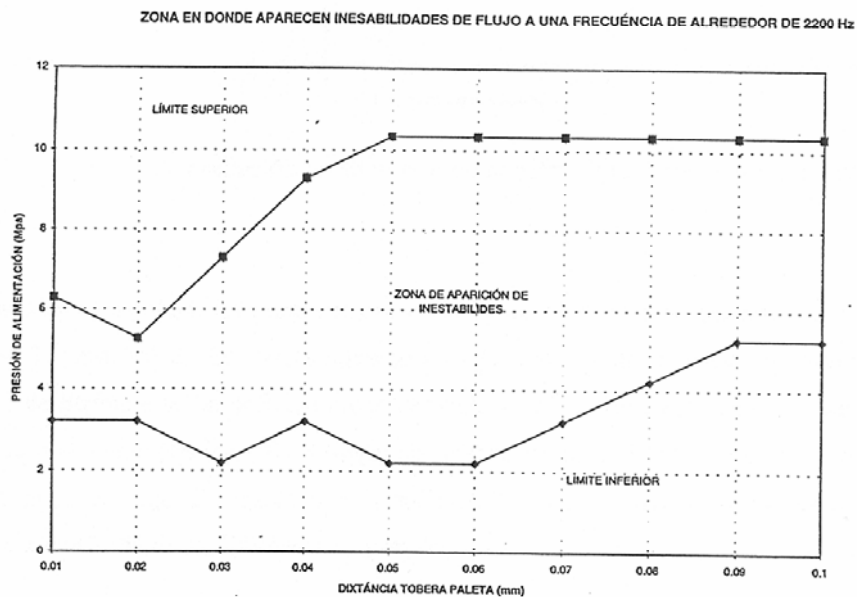


Fig. 11 Zona de aparición de inestabilidades de una frecuencia alrededor de 2200 Hz.

En la figura 12 se ha representado la frecuencia de la oscilación en función de la diferencia de presión. Se observa que para distancias tobera paleta inferiores a 0,03 mm la frecuencia aumenta a medida que aumentaba la diferencia de presión, mientras que para distancias mayores a la indicada, la frecuencia disminuye al aumentar la diferencia de presión. Cabe destacar que tanto las curvas ascendentes como las descendentes tienen una trayectoria bien definida, encontrándose en un punto de convergencia.

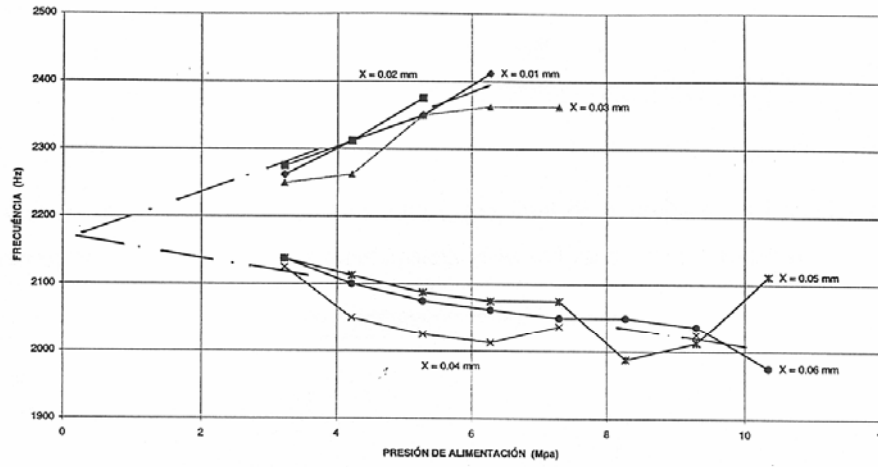


Fig. 12 Frecuencia de oscilación vs diferencia de presión. Para diferentes distancias tobera paleta.

En base a estos resultados experimentales, en la figura 13 se ha representado como varia el número de Strouhal de las oscilaciones tonales en función del número de Reynolds. El número de Strouhal se ha definido como el producto de la frecuencia de la oscilación por una longitud característica ( $X =$  distancia tobera paleta), dividido por una velocidad característica del flujo. En este caso se ha utilizado la velocidad media teórica que es función de la raíz cuadrada de la diferencia de presión.

$$St = \frac{f X}{\sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho}}} \quad (2)$$

Por otro lado, el número de Reynolds utilizado coincide con la definición propuesta en el capítulo 2.

$$Re = \frac{2 X \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho}}}{v} \tag{3}$$

Por último, en la figura 14 se ha graficado la amplitud de la oscilación en función de la diferencia de presión, la distancia tobera\paleta se ha utilizado como parámetro.

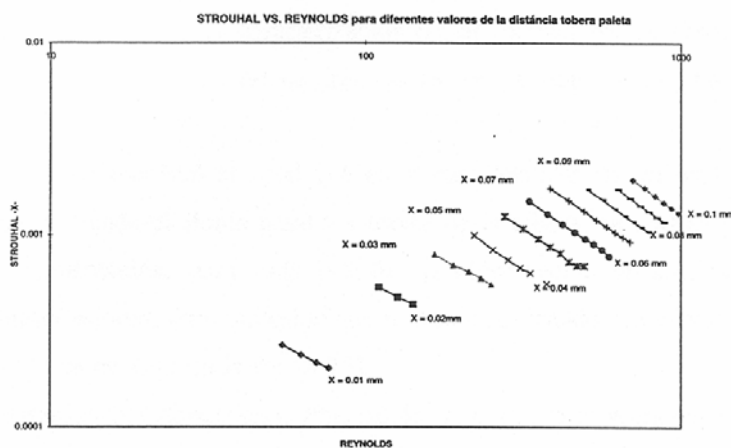


Fig. 13 Relación Strouhal Reynolds para diferentes distancias tobera paleta.

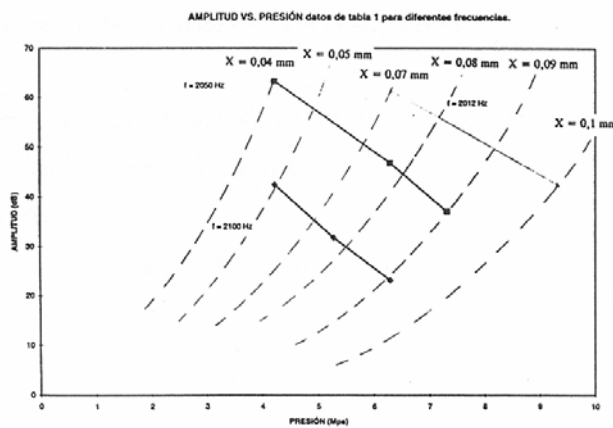


Fig. 14 Relación amplitud diferencia de presión para diferentes frecuencias de oscilación.

### 5.2.2 RESULTADOS EXPERIMENTALES CON RELACIÓN A LA CONFIGURACIÓN NÚMERO 2.

Como se ha descrito en el apartado anterior, la configuración 2 es idéntica a la configuración 1 pero sin la presencia de la paleta. Para ello se extrajo de la base de la servoválvula la armadura, taponándose los dos agujeros creados. También se bloquearon tres de las cuatro toberas, permitiendo que el aceite fluyese únicamente a través de una de ellas, y en dirección paleta-tobera, ver figura 15. La caracterización de las oscilaciones se realizó mediante el análisis de la señal procedente de un transductor de presión situado en la cámara de alimentación.

El experimento, que consistió al igual que en el caso anterior en analizar el espectro de vibración creado cuando el fluido pasaba a través de la tobera, se realizó para diferentes presiones de alimentación, para cada presión de alimentación se analizó el efecto de diferentes contrapresiones, (contrapresión que se creaba utilizando una válvula limitadora de presión tal como se muestra en la figura 15).

Un espectro característico de esta experimentación, es el que se muestra en la figura 16. Las frecuencias que corresponden al pico de máxima amplitud se sitúan en un intervalo entre 2250 y 2750 Hz, aunque la intensidad de la perturbación es muy inferior a la que obtenía cuando teníamos paleta. Un dato muy significativo en este ensayo es que como consecuencia de que las amplitudes de las oscilaciones son relativamente bajas, estas prácticamente no son audibles.

En la tabla 2 se resumen los resultados experimentales obtenidos. Obsérvese que al igual que sucedía en el experimento anterior, la frecuencia de la perturbación varía en función de la velocidad del fluido.

En la figura 17a, se ha representado como varía la frecuencia de oscilación en función de la diferencia de presión.

En la figura 17b, se ha representado como varía la amplitud de las oscilaciones en función de la diferencia de presión.

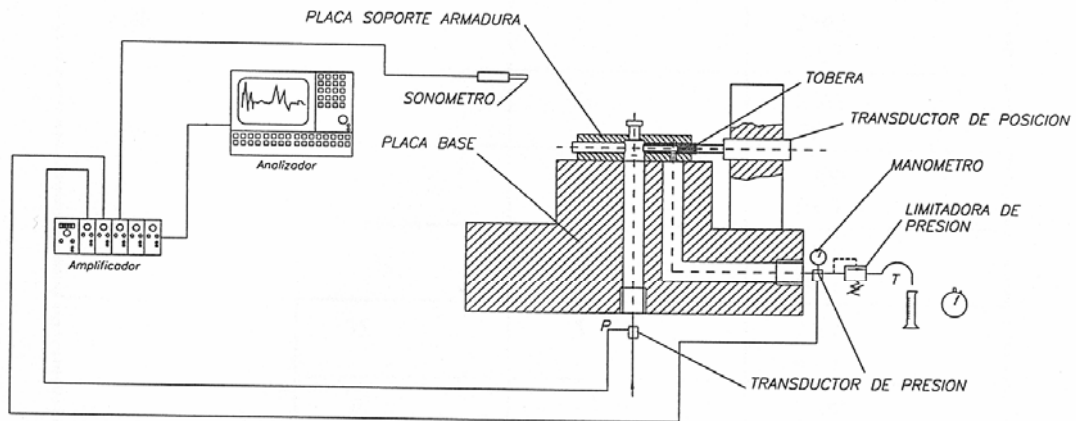


Fig. 15 Equipo experimental utilizado en la configuración 2.

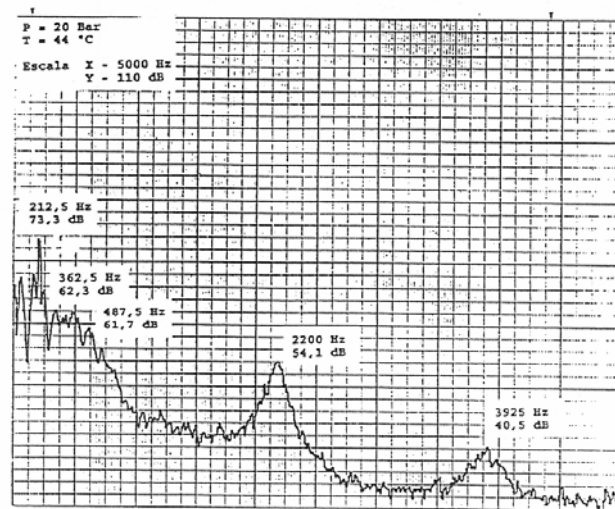


Fig. 16 Uno de los espectros característicos obtenido con el equipo de la figura 15.

TABLA 2

| Presión entrada (Bar) | Presión salida (Bar) | Diferencia de presión $\Delta P$ . (Bar) | a) Frecuencia Hz<br>b) Amplitud (dB) |
|-----------------------|----------------------|--|--------------------------------------|
| 20                    | 15                   | 5  | 2362<br>40,9                         |
|                       | 10                   | 10                                       | 2262<br>47,1                         |
|                       | 5                    | 15                                       | 2300<br>53,7                         |
|                       | 0                    | 20                                       | 2212,5<br>54,1                       |
| 40                    | 35                   | 5  | 2700<br>49,8                         |
|                       | 30                   | 10                                       | 2700<br>51,5                         |
|                       | 20                   | 20                                       | 2625<br>62,5                         |
|                       | 10                   | 30                                       | 2675<br>63,5                         |
|                       | 5                    | 35                                       | 2575<br>65,6                         |
|                       | 0                    | 40                                       | 2487,5<br>69,8                       |
| 50                    | 0                    | 50                                       | 2625<br>74,8                         |
| 60                    | 0                    | 60                                       | 2675<br>75,2                         |
| 70                    | 0                    | 70                                       | 2750<br>76,9                         |

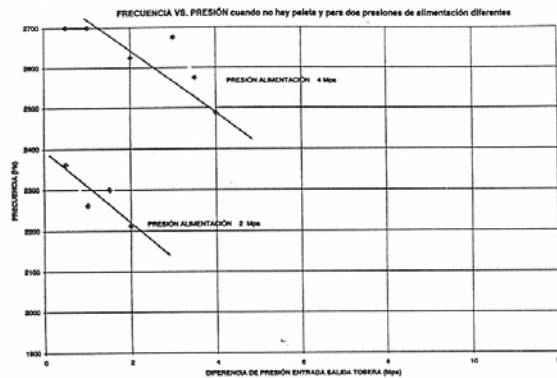


Fig. 17 a. Frecuencia vs diferencia de presión para dos presiones de alimentación dadas.

AMPLITUD VS INCREMENTO DE PRESION (Presión de alimentación cte = 40 Bar)

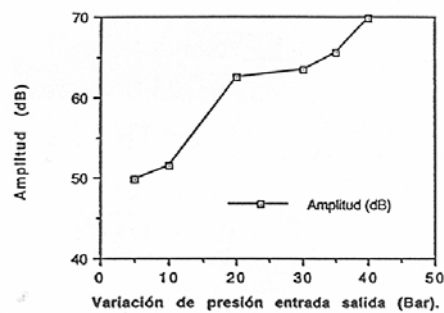


Fig. 17 b. Variación de la amplitud de oscilación en función de la diferencia de presión.

### 5.2.3 RESULTADOS EXPERIMENTALES CON RELACIÓN A LA CONFIGURACIÓN NÚMERO 3.

La configuración número 3 se caracteriza por la presencia de la paleta, pero la configuración geométrica de la tobera ha sido variada sustancialmente. Puesto que la parte posterior de la tobera se ha taladrado, manteniéndola abierta a tanque, mientras que la antigua línea de retorno se mantiene bloqueada. Ver figura 18.

El objetivo fundamental de esta configuración fue constatar la influencia que la cámara de resonancia tenía sobre el flujo de fluido a través de las anteriores configuraciones.

Los ensayos se realizaron para presiones de alimentación desde 0 a 7 Mpa, y para distancias tobera\paleta entre 0,01 y 0,1 mm.



El resultado más importante es que en ningún momento apareció una oscilación con una amplitud significativa. En la figura 19 se muestra uno de los espectros obtenidos.

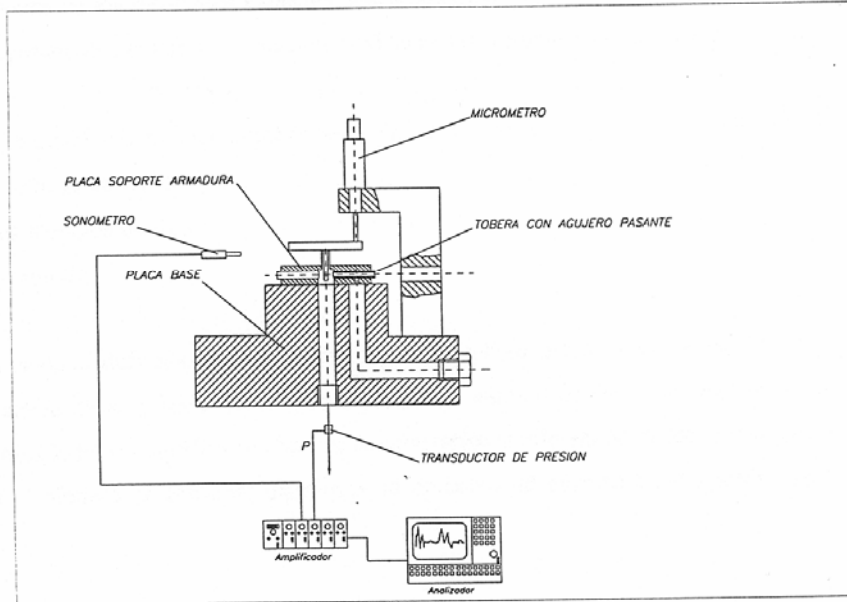


Fig. 18 Equipo experimental utilizado para medir las perturbaciones en la configuración 3.

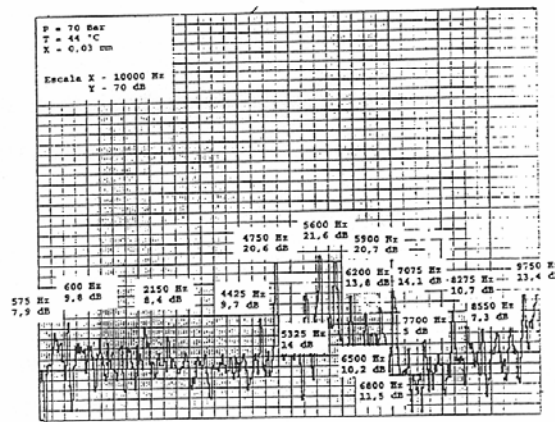


Fig. 19 Espectrograma obtenido con el equipo representado en la figura 18.

#### 5.2.4 INTERPRETACIÓN DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES.

A la vista de los resultados experimentales obtenidos al estudiar el flujo a través de las tres configuraciones descritas se pueden establecer las siguientes deducciones:

-Las oscilaciones tonales autoexcitadas son consecuencia de la inestabilidad del flujo. En concreto, de la inestabilidad del flujo a través del sistema paleta\tobera como consecuencia de los modelos de flujo: flujo adherido a la paleta, y flujo separado con relación a la paleta. Ver capítulo 3.

-La cavidad definida por la geometría de la tobera actúa como resonador. Esto puede deducirse de la gráfica número de Strouhal vs número de Reynolds que se muestra en la figura 13. En esta gráfica se observa la característica diferencial de los resonadores, es decir que el número de Strouhal disminuye al aumentar el número de Reynolds. Ver apartado 5.1.4.

-El efecto resonador condiciona el mecanismo de realimentación. Estas oscilaciones están condicionadas por los efectos de las ondas estacionarias dentro de la cavidad y las condiciones de contorno.

-La frecuencia de las oscilaciones estacionarias ideales en un conducto, puede estimarse mediante la expresión:

$$f = \frac{c}{2\pi\lambda}$$

en donde la longitud de onda está limitada por los valores  $2L$  (conducto cerrado) y  $4L$  (conducto abierto). Para nuestro caso, las frecuencias de las oscilaciones estacionarias ideales son 3450 Hz y 6900 Hz. Para la estimación de estos valores se ha aceptado un módulo de elasticidad volumétrica del aceite de 1300 Mpa, una densidad de 875 Kg/m<sup>3</sup> y una longitud

característica igual a la longitud de la cámara tubular de la tobera  $L = 0,014$  m.

Los subarmónicos de estas frecuencias fundamentales se han calculado en la tabla adjunta.

|         |      |      |      |      |      |      |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
|---------|------|------|------|------|------|------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| N       | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7   | 8   | 9   | 10  | 11  | 12  | 13  | 14  | 15  |
| f<br>Hz | 6900 | 3450 | 2300 | 1725 | 1380 | 1150 | 985 | 862 | 766 | 690 | 627 | 575 | 530 | 492 | 460 |

Los ensayos realizados con la configuración número 1 ponen de relieve:

a) Las oscilaciones tonales cuya frecuencia es del orden de 575 Hz, se corresponden a oscilaciones fluido-elásticas. Estas oscilaciones están acopladas al movimiento vibratorio de la paleta. En el capítulo 4 se ha elaborado un modelo que permite la descripción completa de estas oscilaciones en base a la parametrización de las características elásticas, inerciales y de amortiguación del sistema estructural.

b) Las oscilaciones tonales cuya frecuencia es del orden de 2200 Hz, se corresponden a oscilaciones fluidodinámicas que excitan una de las formas modales del conjunto armadura. (N = 4).

-Los ensayos realizados con la configuración número 2 ponen de relieve la influencia de la inestabilidad del flujo (no presencia de la paleta), y el posible efecto resonador de la cavidad. La frecuencia de las oscilaciones estacionarias ideales en este caso debería ser del orden de los 6900 Hz o la de un subarmónico impar.

-Los ensayos realizados con la configuración número 3 ponen de relieve que a pesar de la inestabilidad de flujo en el sistema tobera paleta, la ausencia del mecanismo de realimentación es un factor decisivo. Las oscilaciones fluidodinámicas son consecuencia de la propia inestabilidad del flujo, pero existe interacción entre las ondas acústicas generadas por la inestabilidad del flujo y el propio flujo.