

**ANÁLISIS VIBRACIONAL EN EQUIPOS ROTATIVOS Y  
MANTENIMIENTO PREDICTIVO**

**CAPÍTULO IV  
BOMBAS CENTRÍFUGAS, VENTILADORES Y  
COMPRESORES**



# **ANÁLISIS VIBRACIONAL EN EQUIPOS ROTATIVOS Y MANTENIMIENTO PREDICTIVO**

## **BOMBAS CENTRÍFUGAS**

Introducción.....	4.5
Fuerzas hidráulicas .....	4.6
1. Fuerzas axiales hidráulicas .....	4.6
2. Fuerzas radiales hidráulicas.....	4.8
Fallas hidráulicas más importantes .....	4.10
1. Cavitación .....	4.10
2. Recirculación.....	4.12
3. Turbulencia .....	4.13
Ejercicios .....	4.14
Bibliografía .....	4.14
Ejemplo práctico; Alta vibración por fuerzas hidráulicas en una bomba centrífuga...	4.15
Análisis de las vibraciones .....	4.15
Recomendaciones .....	4.15
Trabajos efectuados .....	4.15
Acciones correctivas .....	4.15
Prueba final.....	4.17

## **VENTILADORES O SOPLADORES Y COMPRESORES**

Introducción.....	4.18
Ejemplo; Análisis vibracional de un ventilador radial.....	4.19
Introducción .....	4.19
Trabajos realizados.....	4.20
Conclusiones .....	4.24
Recomendaciones .....	4.24
Prueba final.....	4.24

## BOMBAS CENTRÍFUGAS

### INTRODUCCIÓN

En esta máquina el fluido ingresa por efecto de la presión atmosférica u otra presión a la succión del impulsor y descarga a una presión superior y a una velocidad mayor en su periferia, esta energía de velocidad es convertida a energía de presión por medio de una voluta (ver figura 4.1) o por un difusor que son alabes difusores estacionarios ubicados alrededor del impulsor (ver figura 4.2).

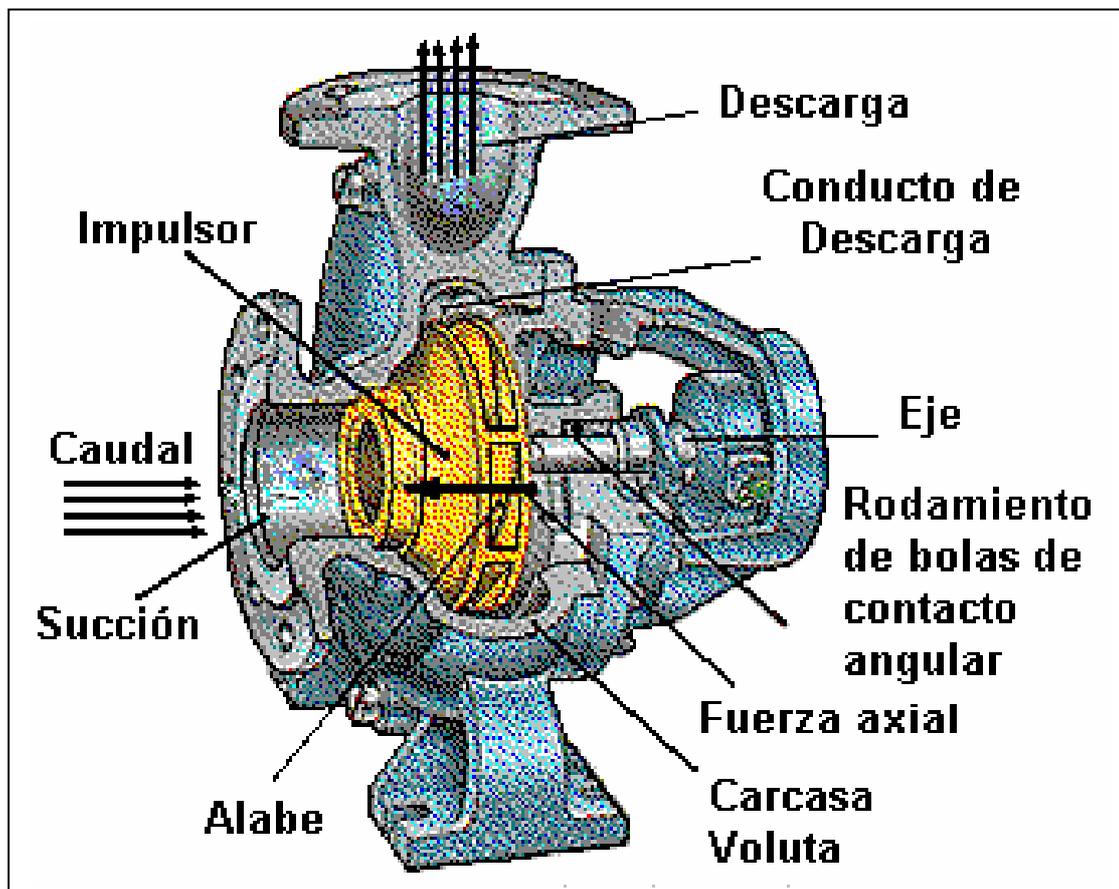


Figura 4.1 Partes Principales de una Bomba Centrífuga

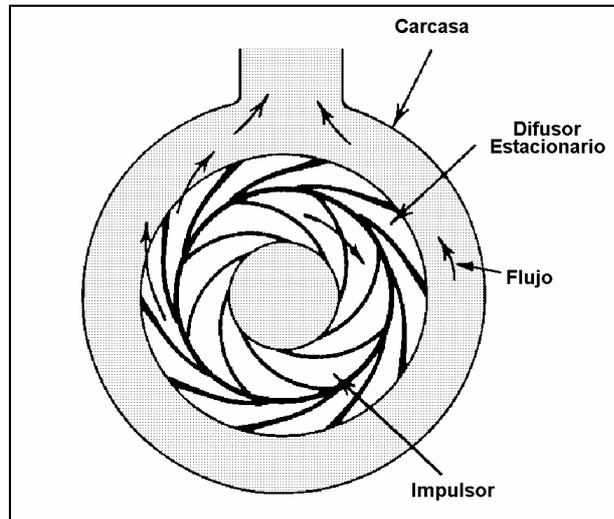


Figura 4.2 Difusores Estacionarios Ubicados Alrededor del Impulsor

## FUERZAS HIDRÁULICAS

Son vibraciones que se presentan a la frecuencia de los vanos o alabes del impulsor y es igual al número de vanos ( $z$ ) por las RPM ( $f = nz$  y  $n = \text{RPM}$ ) ésta vibración es simplemente el resultado de pulsaciones de presión dentro de la bomba, causados cuando los vanos del impulsor pasan por el difusor estacionario, están acompañados por ruido que también se pueden presentar a las armónicas de las RPM ( $1n, 2n, 3n, \dots$ ) y que pueden llegar a tener mayor amplitud de vibración que la frecuencia principal.

### 1. FUERZAS AXIALES HIDRÁULICAS

Las vibraciones en el sentido axial son causadas por una fuerza resultante generada por la diferencia de presiones entre una cara del impulsor que soporta la presión de succión y la otra la presión de descarga.

- Sí la bomba es de una etapa, entonces la fuerza es absorbida por un cojinete de empuje (ver figura 4.1).
- Si la bomba es de doble succión, entonces esta en equilibrio hidráulico, si existe algún desequilibrio, tiene un cojinete de empuje (ver figura 4.3).

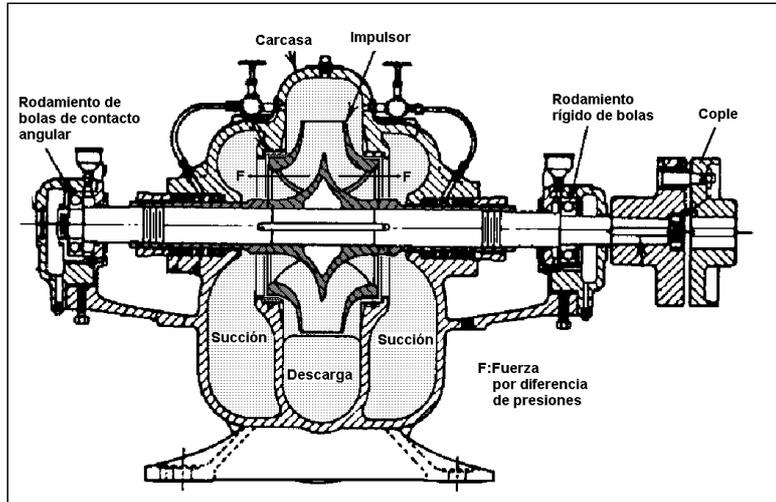


Figura 4.3 Bomba de doble succión, dispone de un cojinete de empuje si hay algún desequilibrio

- Si la bomba es de varias etapas entonces el diseñador puede balancear las fuerzas axiales instalando la mitad de los impulsores en sentido contrario o también instalando un tambor de balanceo (ver figura 4.4 y 4.5).

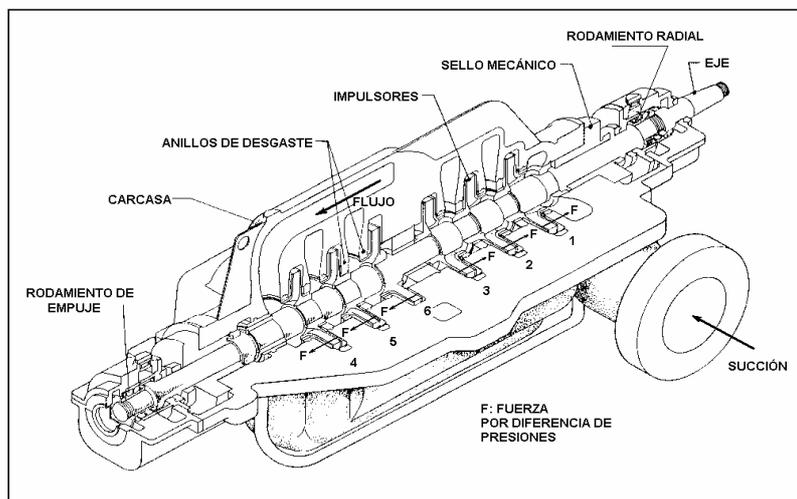


Figura 4.4 Bomba es de Varias Etapas, Fuerzas Axiales Balanceadas con Flujo en la Mitad de los Impulsores en Sentido Contrario

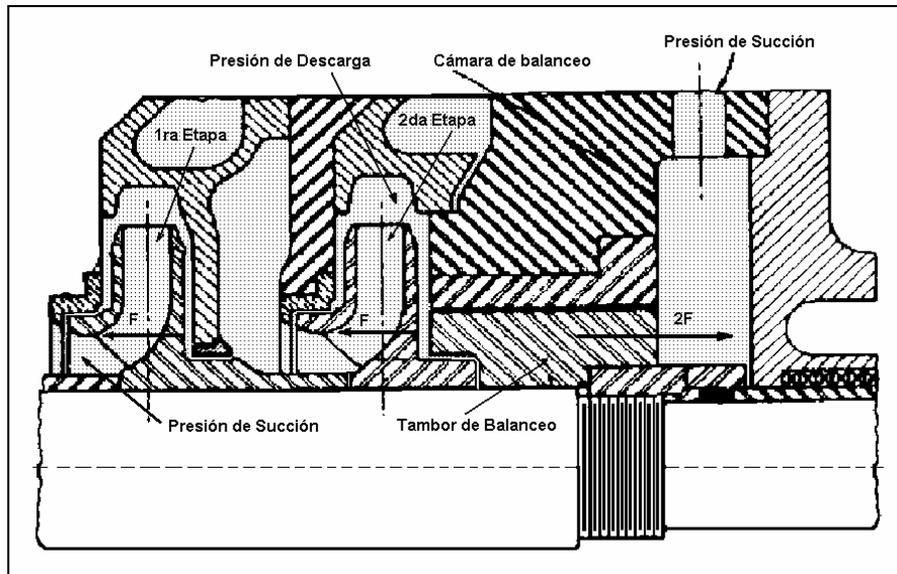


Figura 4.5 Fuerzas Hidráulicas de los Impulsores Balanceados por el Tambor de Balanceo

## 2. FUERZAS RADIALES HIDRÁULICAS

Las presiones en todas las secciones de la voluta alrededor del impulsor sólo son iguales cuando la bomba trabaja en el punto de máxima eficiencia (ver figura 4.6). Fuera de este punto no existe equilibrio, o sea; para un mayor o menor caudal, que el correspondiente para el punto de máxima eficiencia se generará una fuerza resultante radial y perpendicular al eje.

Cuanto más alejado se encuentre el caudal de bombeo del caudal de máxima eficiencia, mayor será la fuerza resultante, la cual será soportada por los cojinetes de la bomba que pueden llegar a fallar prematuramente por fatiga.

El fluido que pasa por el impulsor sólo produce ángulos ideales cuando la bomba trabaja con el caudal correspondiente al punto de máxima eficiencia. Si el caudal es mayor o menor, el ángulo se desvía del ideal y se producen turbulencias adicionales, para el cual la bomba produce mayor energía por unidad de volumen para mover el fluido (ver figura 4.7). Esta es la razón principal por la cual la eficiencia de la bomba se reduce en cualquier lado de su flujo con máxima eficiencia.

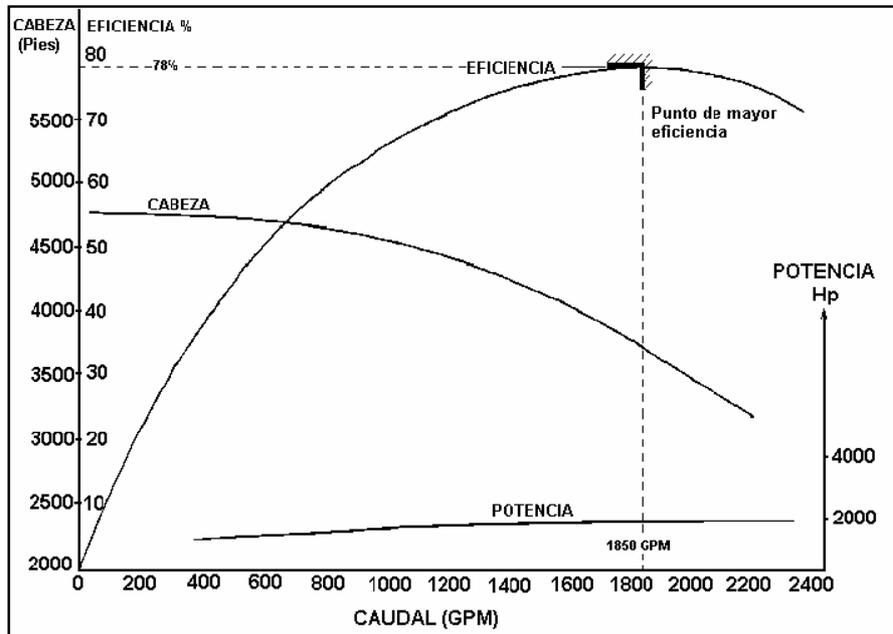


Figura 4.6 Curva Característica de una Bomba Centrífuga

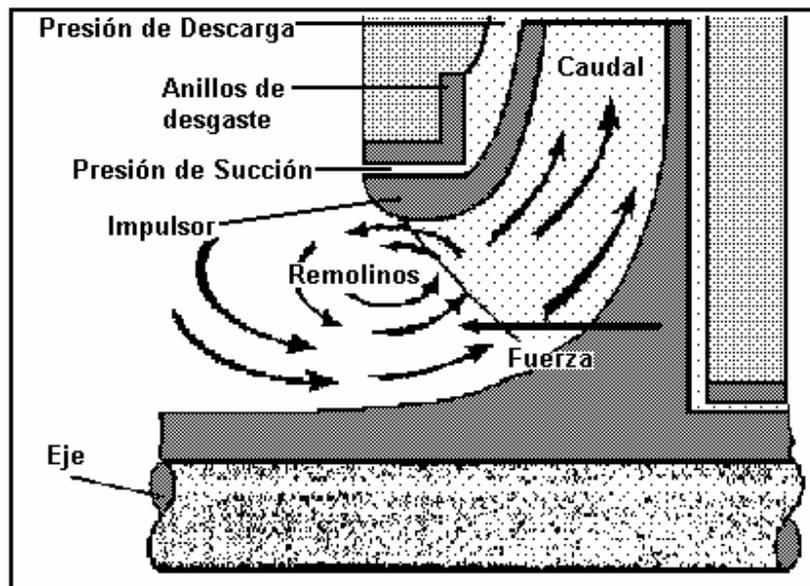


Figura 4.7 Anomalías Hidráulicas Fuera del Punto de Máxima Eficiencia

La mayor cantidad de fallas en las bombas son ocasionadas al trabajar fuera del punto de máxima eficiencia, se producen anomalías hidráulicas en el impulsor y pueden ocasionar; Aspereza hidráulica, impulsos de vibración, flexiones del eje, menor duración de cojinetes y sellos mecánicos, así como mayor desgaste de sus partes.

La vibración es el resultado de las fuerzas hidráulicas que se forman al salir el flujo de los vanos e interactúan con los componentes estacionarios tales como la voluta o el difusor de la carcasa.

En bombas de varias etapas se utilizan varios recursos para cancelar o compensar las fuerzas dinámicas generadas en un impulsor por las de otro impulsor. El mejor método conocido es alternar los impulsores instalándolos sobre el eje de tal manera que los vanos de los impulsores adyacentes no se encuentren alineadas y no pasen a los vanos del difusor en forma simultánea.

## FALLAS HIDRÁULICAS MÁS IMPORTANTES

### 1. CAVITACIÓN

Las implosiones de burbujas y ondas de choque por la cavitación gastarán y picarán la parte trasera del alabe hasta que se formen agujeros y el impulsor deje de funcionar. A veces, este tipo de desgaste se confunde con ataque corrosivo y no se reconoce que la causa real es la cavitación.

La cavitación se produce por una carencia de la altura neta positiva de aspiración, también pueden inducirla las condiciones de flujo turbulento (no laminar) provocadas por codos agudos de tuberías justo antes de la succión de la bomba. Para prevenir la cavitación causado por la turbulencia se recomienda instalar un mínimo de 6 a 10 diámetros de tuberías recta justo antes de la succión de la bomba.

El origen de la vibración producida por la cavitación es la diminuta implosión causada por bolsones de vapor que se condensan en gotas de agua (u otro fluido) considerablemente más pequeñas. Exceptuando el volumen de las gotas diminutas, el espacio que ocupaba el vapor se transforma en un vacío. Esto provoca que las gotas del fluido revienten con una explosión de vapor seguida de otra condensación, implosión explosión, etc. Aunque son de pequeño tamaño las implosiones y explosiones continuas afectan la voluta y el impulsor de la bomba. Estos impactos aleatorios se ubican habitualmente en el lado de la succión de la bomba y las amplitudes de vibración no exceden a los valores de alerta a menos que exista resonancia (entonces los picos alcanzarán de 15 a 18 mm/seg).

Aunque las amplitudes son por lo general pequeñas, la cavitación es extremadamente destructiva porque provoca la erosión de diversos componentes. También puede incrementar las vibraciones axiales que si son excesivos pueden dañar los cojinetes y los sellos. Los espectros de vibración producidos tienen un rango de frecuencia amplio y de baja amplitud. Generalmente no hay picos principales sino un rango aleatorio de picos no sincrónicos entre 12,000 y 120,000 CPM (ver figura 4.8).

La cavitación produce frecuencias muy erráticas y variadas, las amplitudes mas altas se encuentran a menudo en el área de succión de la bomba y muchas veces son mas altas en la dirección axial.

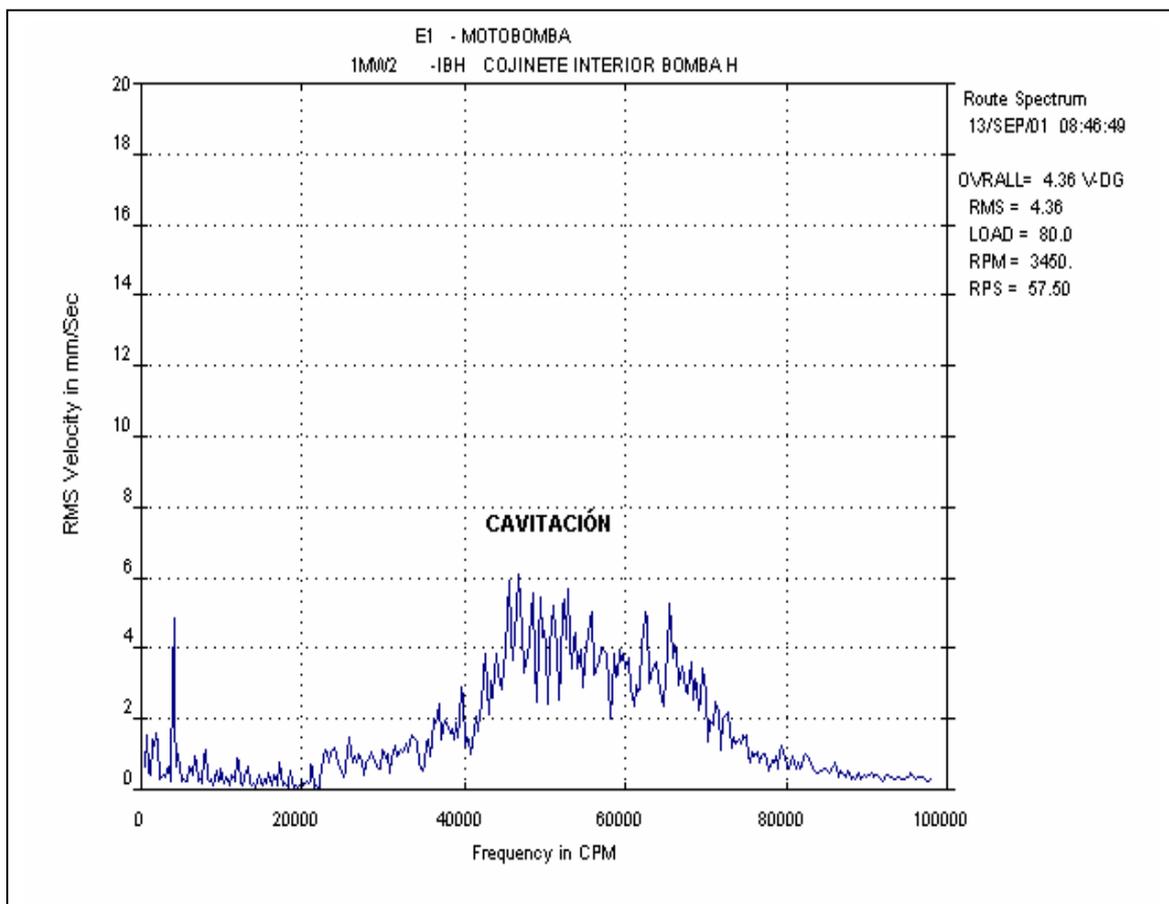


Figura 4.8 Espectro Típico de Vibraciones por Cavitación

## 2. RECIRCULACIÓN

Cuando se reduce la salida de una bomba centrífuga al estrangular la válvula de descarga u otras restricciones de descarga, se altera el flujo del fluido a través de la bomba. La velocidad del fluido que sale por las puntas de los alabes del impulsor se reduce y por consiguiente el fluido ya no pasa constantemente a la voluta y la tubería de descarga induciendo vibraciones a la frecuencia del número de alabes x RPM, su amplitud a menudo excede los valores de alerta, especialmente si existe resonancia. Sin embargo es importante observar que se produce recirculación en el lado de descarga de la bomba y se produce la cavitación en el lado de la succión.

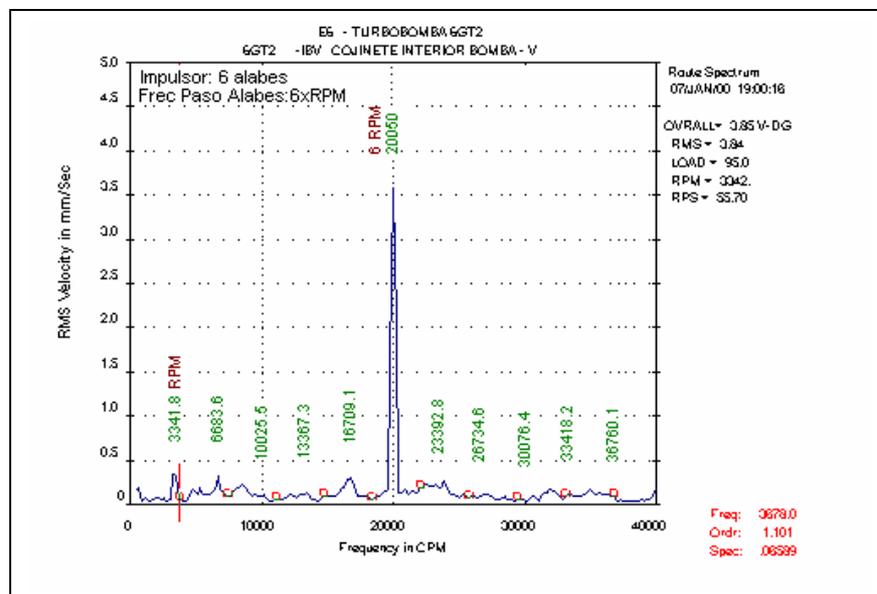


Figura 4.9 Espectro Típico de Vibraciones por Recirculación

La solución para la Recirculación es operar la bomba dentro del rango recomendado de su capacidad o lo mas cerca posible según las condiciones de funcionamiento para evitar el estrangulamiento excesivo.

Si se desea reducir permanentemente la capacidad de la bomba, entonces debe reducirse ligeramente el Diámetro Exterior del impulsor para aumentar el espacio entre las puntas del impulsor y la voluta. Rebajar las puntas del propulsor es otra forma de reducir la vibración del paso de alabes sin disminuir considerablemente la capacidad de la bomba.

### 3. TURBULENCIA

La turbulencia es causada por el diseño deficiente de la tubería y cuando la bomba trabaja con muy bajos caudales (inferiores al 25% del caudal de diseño) o sea con bomba sobredimensionada.

Hay turbulencia cuando se fuerza al fluido a efectuar cambios bruscos de su dirección en; los codos de 90°, las tuberías de descarga, el paso a través de las válvulas, el paso por el impulsor, el paso por la voluta, etc. Comúnmente no provoca un exceso de vibración a menos que se excite una frecuencia resonante.

Los espectros de vibración parecen similares a los de cavitación, pero en un rango de frecuencias pequeño (de 10 a 50 CPM) con amplitudes variables y ubicadas cerca de la frecuencia fundamental (ver figura 4.10).

La solución para la turbulencia depende de la buena selección de la bomba y del buen diseño de las líneas para evitar curvas agudas, restricciones, etc. Sí las curvas resultan inevitables, entonces emplear guías internas para facilitar el flujo del fluido.

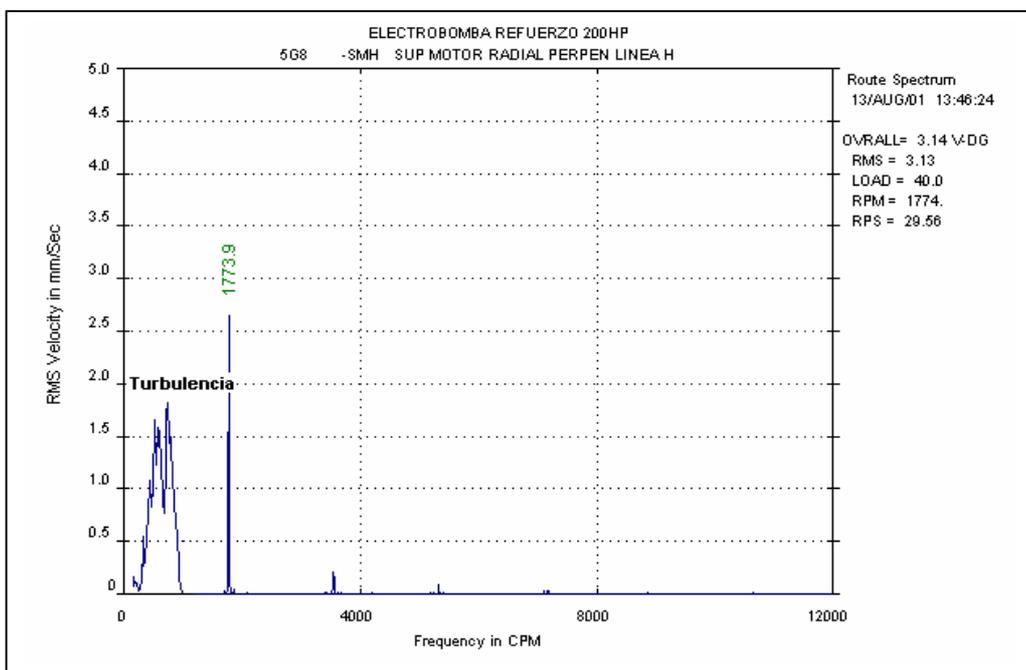


Figura 4.10 Espectro Típico de Vibraciones por Turbulencia

## EJERCICIOS

1. Si una bomba de dos etapas esta hidráulicamente balanceada en el sentido axial o longitudinal al eje, entonces que función tiene el cojinete de empuje.
2. ¿Por qué la eficiencia disminuye hacia la izquierda o hacia la derecha del punto de mejor eficiencia?
3. ¿Que rango de frecuencias vibracionales tiene la cavitación?
4. ¿Que rango de frecuencias vibracionales tiene la recirculación?
5. ¿Que rango de frecuencias vibracionales tiene la turbulencia?

## BIBLIOGRAFÍA

1. Bingham Willamette Company, Bulletin, Reference E21 Manual, 1979.
2. Elmer Makay, "How to Avoid Field Problems with... Boiler Feed Pumps", Energy Research & Consultants Corp., Morrisville, Pa.
3. Cecil R. Sparks and J. C. Wachel, "Pulsation in Centrifugal Pump and Piping System"; Southwest Research Institute, San Antonio Texas.
4. Robert J. Meyer, "Solve Vertical Pump Vibration Problems"; Industrial Pump Division, Allis-Chalmers Corp., Cincinnati Ohio.
5. Ronald L. Eshleman, "Basic Machinery Vibrations"; The Vibration Institute; May 1999.
6. W. P. Hancock, "How to Control Pump Vibration; Shell curacao, Netherlands Antilles,; Hydrocarbon Processing, Gulf Publishing Co. 1974.

## EJEMPLO PRÁCTICO

### ALTA VIBRACIÓN POR FUERZAS HIDRÁULICAS EN UNA BOMBA CENTRIFUGA

Una bomba horizontal centrífuga de dos (2) etapas que trabaja con petróleo, siempre presentaba deterioro prematuro de su cojinete antifricción de contacto angular, alta temperatura (95°C) y niveles de vibración importantes a la frecuencia de los vanos o alabes del impulsor.

### ANÁLISIS DE LAS VIBRACIONES

1. La alta temperatura del cojinete antifricción de contacto angular de la bomba Bingham es producto de la alta vibración de la bomba, ver en la figura 4.11, el espectro de vibraciones modulado.
2. Los más altos niveles de vibración que se presentan en el cojinete antifricción de contacto angular de la bomba Bingham, son por efecto de fuerzas hidráulicas de la bomba y se presentan a la frecuencia de paso de los alabes del impulsor  $6 \times 3200 = 19200$  CPM, (ver figuras 4.11 y 4.12).
3. No hay vibraciones a la frecuencia de falla del cojinete antifricción de contacto angular FAG 7315BG (FTF: 1313 CPM, BSF: 6620 CPM, BPFO: 15760 CPM y BPFI: 22640 CPM).

### RECOMENDACIONES

Inspección total del rotor de la bomba, aparentemente se encuentra descentrado con respecto al estator o hay obstrucción del flujo que crea un desbalance hidráulico.

### TRABAJOS EFECTUADOS

Se hallaron las siguientes deficiencias:

1. Huelgo del buje central excesivo 0.044" máximo tolerable 0.018".
2. El rotor se encontró descentrado con respecto a la carcasa porque los alojamientos de los cojinetes interior y exterior estaban desalineados con respecto a la carcasa.

### ACCIONES CORRECTIVAS

1. Se cambió el rotor de bomba por otra reparada.
2. Se realinearon los alojamientos de los cojinetes; Interior y exterior.

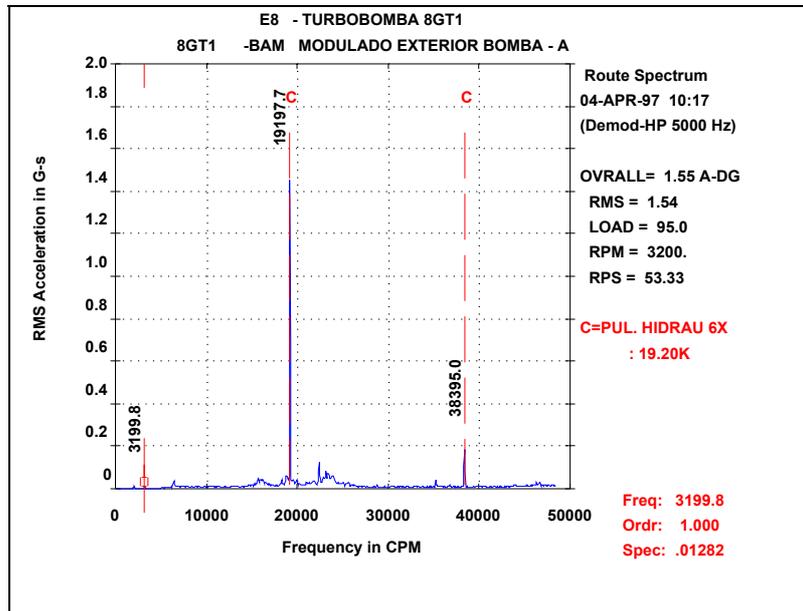


Figura 4.11 Toma de Vibración Modulada no se Observan Fallas en los Cojinetes Antifricción FAG 7315BG, pero sí el Efecto de las Fuerzas Hidráulicas.

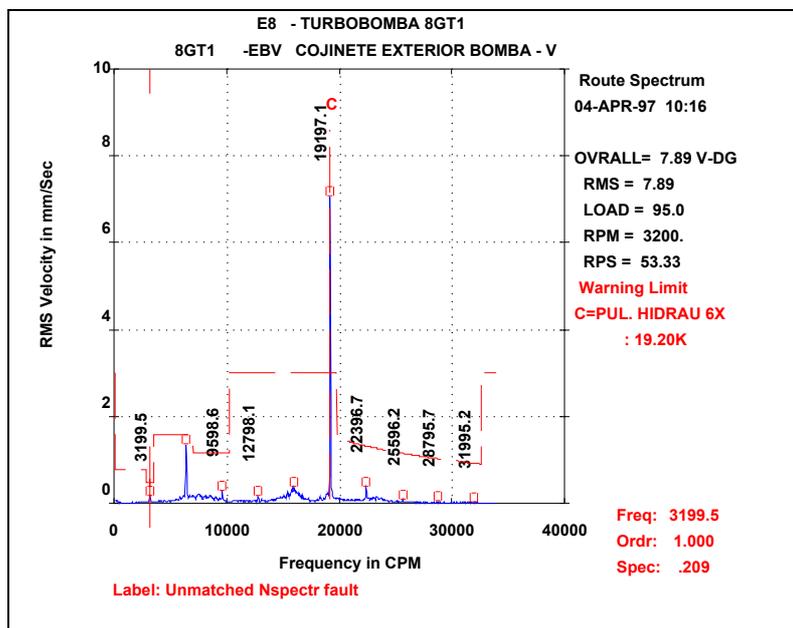


Figura 4.12 La Vibración Principal es a la Frecuencia de Paso de los Alabes del Impulsor ( $6 \times 3199.5 = 19197$  CPM)

## PRUEBA FINAL

Las vibraciones a la frecuencia de paso de los alabes del impulsor disminuyó apreciablemente, ver figuras 4.13 y 4.14.

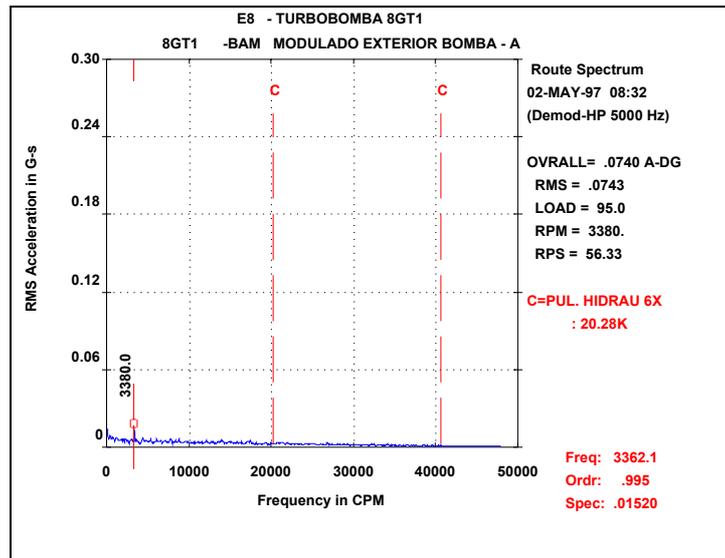


Figura 4.13 Luego del Alineamiento de los Alojamiento de los Cojinetes, ya no se observa el Efecto de las Vibraciones a la Frecuencia de Paso de Alabes.

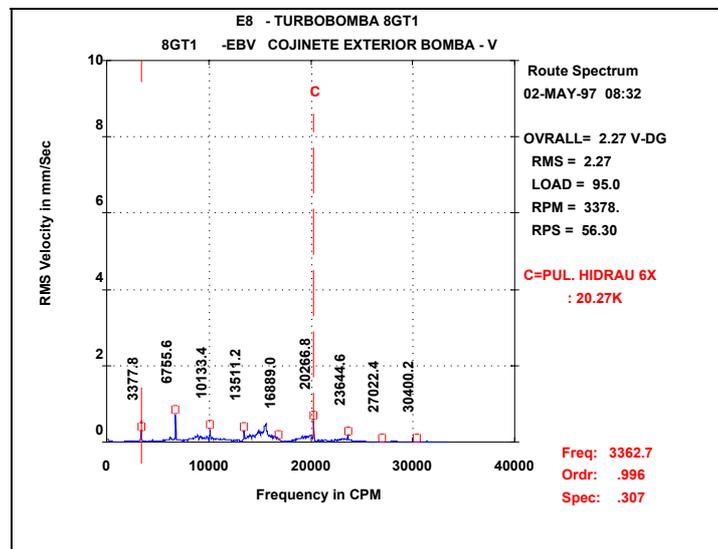


Figura 4.14 Luego de las Acciones Correctivas, las Vibraciones a la Frecuencia de Paso de Alabes Disminuyó Apreciablemente.

# VENTILADORES O SOPLADORES Y COMPRESORES

## INTRODUCCIÓN

Los ventiladores o sopladores son máquinas diseñadas para transportar gases, con poco incremento de presión y los compresores centrífugos también son diseñados para transportar gases, pero con elevado incremento de presión. Las curvas características de los ventiladores y compresores centrífugos son similares a las curvas características de las bombas centrífugas

Los ventiladores además de las fallas comunes tales como, fallas de los cojinetes, soldaduras, desalineamientos, resonancia, desbalance, deflexión del eje, distorsión térmica del eje, distorsión del eje por patas cojas, poleas excéntricas, fricciones, etc. Presentan fallas propias del ventilador, tales como:

1. Vibraciones aerodinámicas.
2. Excentricidad del impulsor.
3. Fallas de diseño de la voluta, tales como falta de rigidez.
4. Operación inestable por bajo flujo.
5. Resonancia acústica en los conductos (BPF coincide con la frecuencia de paso del gas por el conducto, llamado también pipe organ).

Los compresores centrífugos tienen alabes cuyos perfiles son aerodinámicos y generalmente trabajan a alta velocidad sobre cojinetes de fricción y encima de su primera frecuencia natural, o sea que son susceptibles a presentar problemas de inestabilidad de los cojinetes.

Al igual que los ventiladores tienen su curva característica de trabajo, si el flujo es menor que el de diseño el compresor trabajará en forma inestable produciéndose el *surge*, este fenómeno es similar al fenómeno que ocurre en las alas de un avión que para poder sostenerse debe tener una velocidad mínima.

La eficiencia del compresor depende del perfil de los alabes, si esta pierde su perfil aerodinámico por incrustaciones de suciedad o por ataques corrosivos de la superficie de los alabes, la eficiencia disminuirá y la velocidad mínima para que no ocurra el *surge* aumentará.

EJEMPLO:

ANALISIS VIBRACIONAL DE UN VENTILADOR RADIAL

INTRODUCCIÓN

En las pruebas de aceptación de un ventilador, presentó altos niveles de vibración radial, a múltiples armónicas de la frecuencia de giro del ventilador (890 RPM).

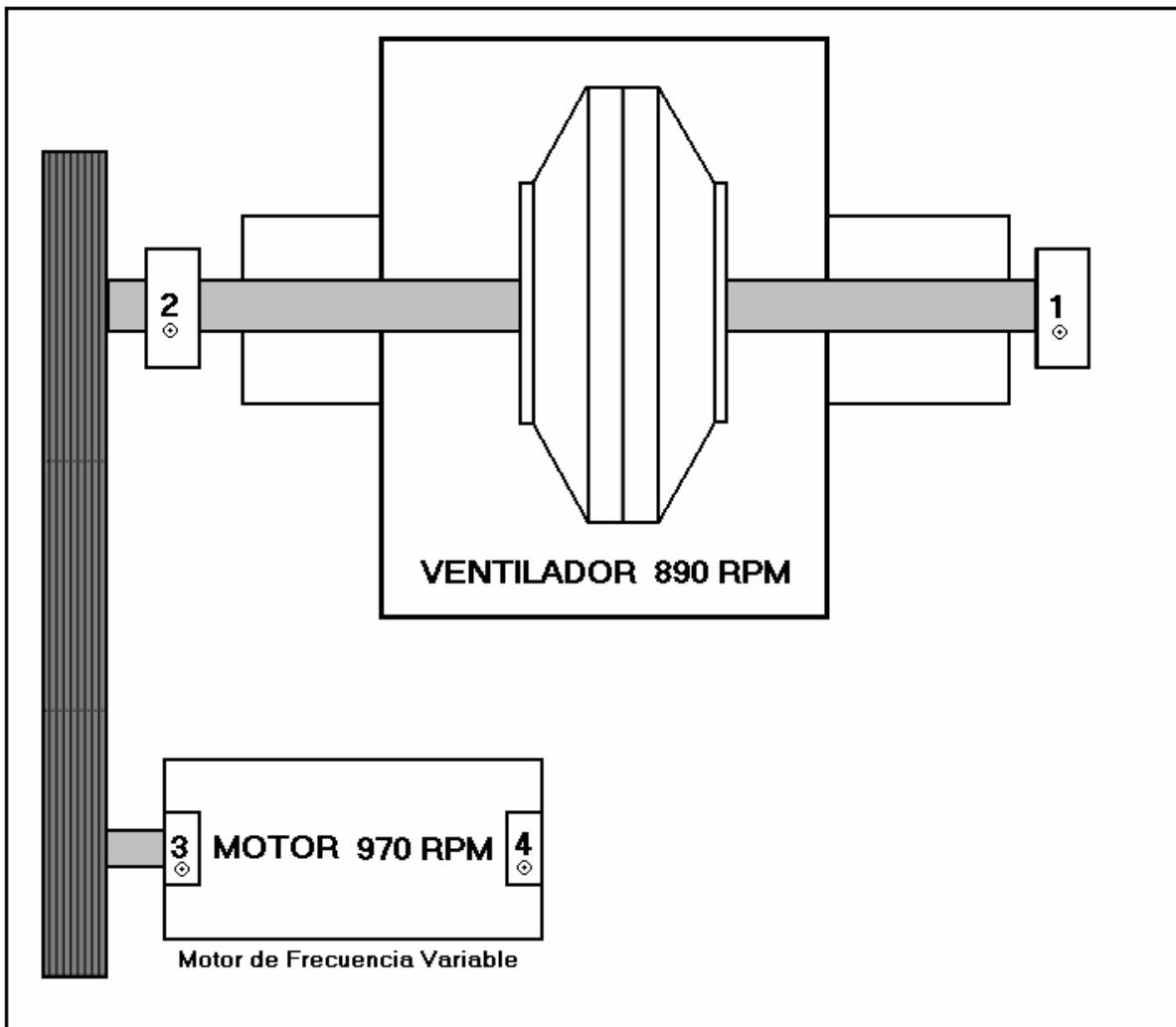


Figura 4.15 Ventilador accionado por un motor de frecuencia variable.

## TRABAJOS REALIZADOS

### 1. PRUEBAS EN OPERACIÓN

1.1 Espectro de frecuencias de la velocidad de vibración, tomado en el sentido horizontal del Rodamiento del Ventilador lado de la Polea, es el siguiente:

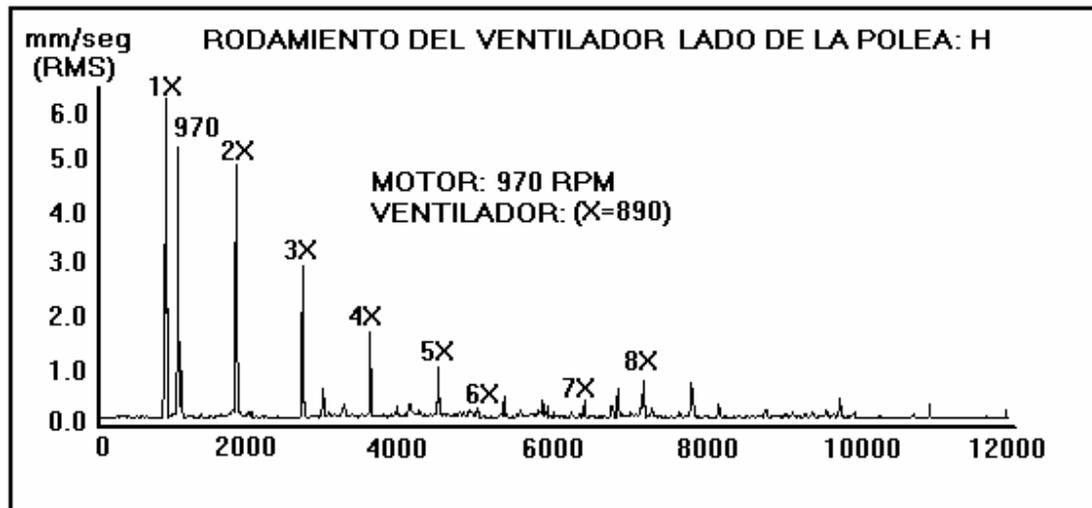


Figura 4.16 Vibraciones armónicas de la frecuencia de giro del ventilador (890 RPM)

Comentarios.

- Las múltiples armónicas de la frecuencia de giro del ventilador indican soltura en el sistema rotor – cojinete – cimentación.
- Además de las armónicas de la velocidad de giro del ventilador se observa una vibración importante a la frecuencia del motor (5.5 mm/seg a 970 CPM), esta vibración solamente puede ser transmitida desde el motor a través de las fajas y las causas pueden ser;
  - a. Excentricidad de la polea del motor.
  - b. Deflexión del eje del motor en el lado de la polea.

1.2 Medición de vibraciones y ángulos de fase de las armónicas en el apoyo 2 del ventilador (lado de polea).

Armónicas de RPM del Ventilador	Horizontal	Vertical	Axial
1	6.3 – 8.9 a 250° - 296°	4.7 – 7.3 a 110° - 160°	1.2 a 24°
2	4.3 - 6.4 a 198° - 243°	1.1 – 2.8 a 135°	1 a 43°
3	3 - 3.4 a 24° - 53°	2.5 a 146° - 150°	0.9 a 254°
4	1.2 - 2.8 a 10° - 34°	1.3 a 240° - 264°	0.6 a 72°
5	1.1 a 105° - 133°	0.3 a 109° - 134°	0.4 a 88°
6	0.8 a 86° - 94°	1.5 a 122° - 197°	0.9 a 116°
7	0.5 a 258° - 290°	0.8 a 340° - 355°	0.3 a 34°
8	0.8 a 196° - 210°	0.7 a 210° - 260°	0.6 a 262°

Las amplitudes en mm/seg RMS

Tabla 4.1, Mediciones en el apoyo 2, armónicas de la frecuencia de giro del Ventilador (890 RPM)

Comentarios:

Las múltiples armónicas, presentan amplitudes y ángulos de fase variables tanto en las posiciones horizontal y vertical, confirmando la soltura en el sistema rotor – cojinete – cimentación del ventilador.

1.3 Medición de vibraciones y ángulos de fase de la primera armónica (1X) del ventilador, en las posiciones horizontal, vertical y axial de todos los puntos de toma del ventilador y del motor.

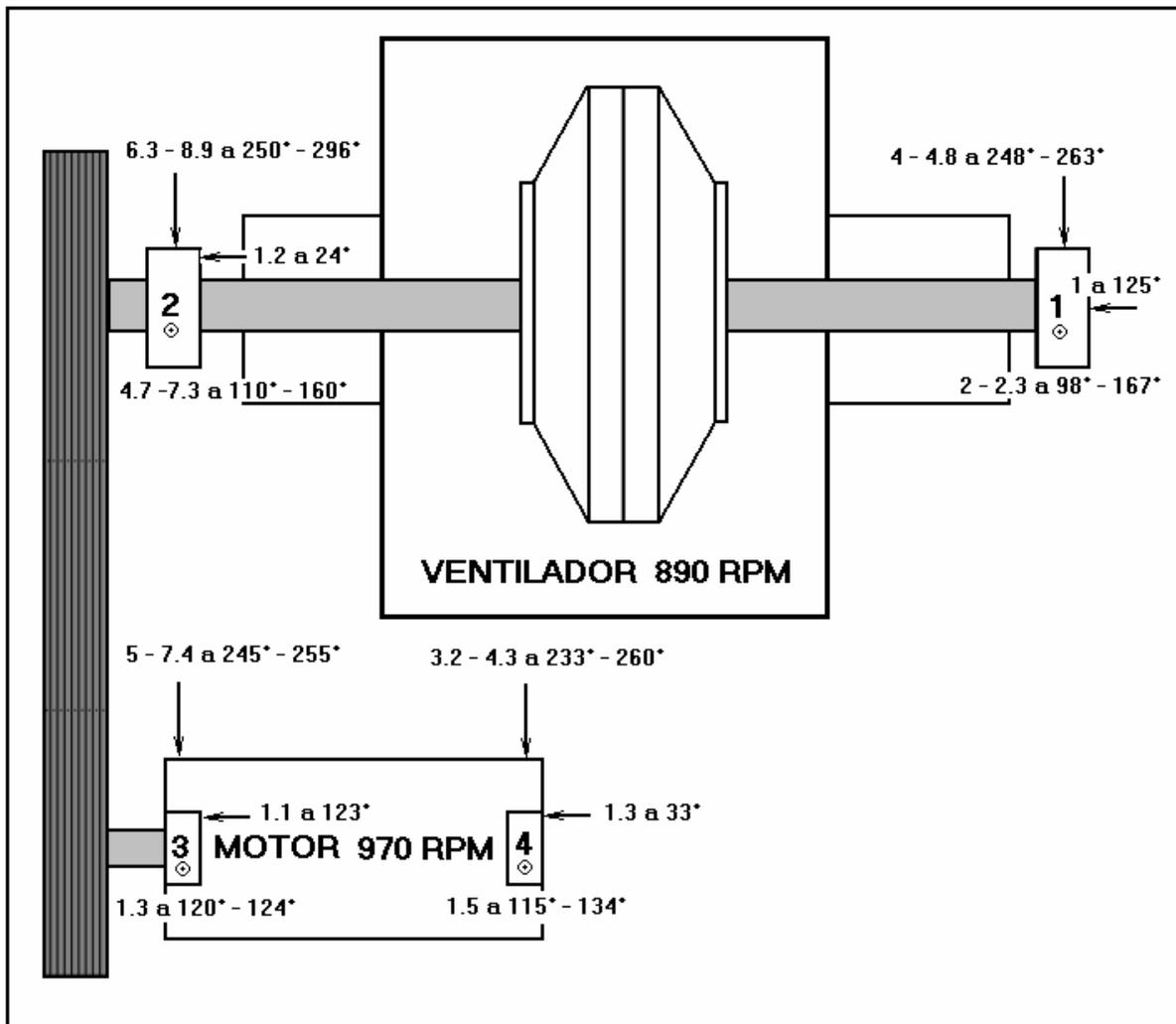


Figura 4.17 Tomas de vibraciones y ángulos de fase a la frecuencia de la velocidad de giro del ventilador (890 CPM)

Comentarios:

Se observa que hay transmisión de las vibraciones del ventilador al motor a través de las fajas, porque los ángulos de fase en los apoyos 2 y 3 en el sentido horizontal, a pesar de ser variables tienen ángulo de fase similares y las causas pueden ser;

- a. Excentricidad de la polea del ventilador.
  - b. Deflexión del eje del ventilador en el lado de la polea.
- 1.4 Medición en detalle de las vibraciones y ángulos de fase de la primera armónica (1X) de la velocidad de giro del ventilador, en la posición vertical.

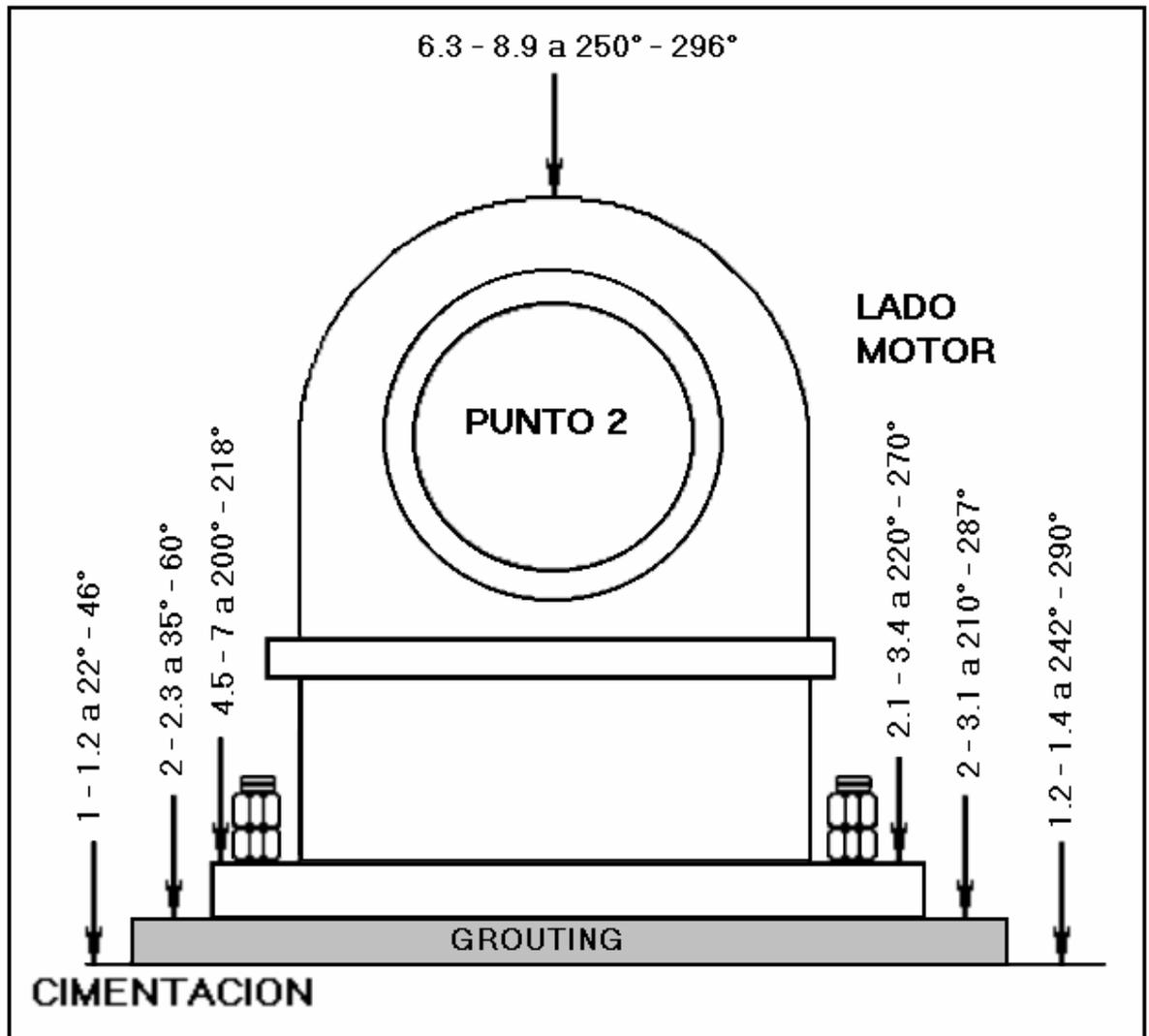


Figura 4.18 Medición de vibraciones y ángulos de fase en el apoyo del lado de la polea del ventilador a la frecuencia de giro del ventilador.

#### Comentarios:

Se observa soldadura en el perno de anclaje del lado opuesto al motor, los ángulos de fase entre la base metálica y el grouting es de aproximadamente 180° producto de la soldadura. No se encontró soldadura en los demás apoyos.

#### CONCLUSIONES

1. Existe soldadura en los pernos de anclaje del soporte 2 del ventilador, que amplifican las vibraciones producidas por las excentricidades de las poleas, eje del motor y/o eje del ventilador.
2. Es posible que exista excentricidad de la polea y/o deflexión del eje del motor en el lado de la polea.
3. Es posible que exista excentricidad de la polea y/o deflexión del eje del ventilador en el lado de la polea.

#### RECOMENDACIONES

1. Verificar y corregir la excentricidad de la polea y/o deflexión del eje del motor en el lado de la polea.
2. Verificar y corregir la excentricidad de la polea y/o deflexión del eje del ventilador en el lado de la polea.
3. Alinear los apoyos del ventilador y ajustar los pernos de anclaje del soporte 2 del ventilador.

#### PRUEBA FINAL

Las excentricidades en ambas poleas fueron inferiores a 0.010 pulgadas, el cual no es muy severo, luego de alinear los apoyos y ajustar los pernos de anclaje, las armónicas de la frecuencia de giro del ventilador desaparecieron y las vibraciones en los apoyos del ventilador y del motor disminuyeron apreciablemente a valores inferiores de 2 mm/seg.