CAPÍTULO 6

MÉTODO PROPUESTO PARA EL ANÁLISIS DE UNA ESTRUCTURA DE SOPORTE

Uno de los objetivos fundamentales de esta investigación es establecer un método de análisis claro y preciso, para aplicarlo en la solución de problemas relacionados con vibraciones en estructuras de soporte de maquinaria rotatoria. La principal razón para la elaboración de un método de análisis es la de *facilidad de aplicación*, debido a que en la bibliografía existente no aparece un solo método sencillo, que una persona, con o sin fundamentos en esta área, pudiese aplicar a un problema práctico; sino que se concentran las recomendaciones, las gráficas de control, los datos, y demás criterios en diversas referencias, lo cual implica destinar una gran cantidad de tiempo en recopilarlos y entenderlos.

Para ello, lo estudiado en los capítulos anteriores se concentra en un sustancioso método de análisis, que se plasma de manera práctica; y cuya parte final exige determinar cuál será la respuesta esperada del sistema de estudio.

6.1 Método propuesto para el análisis

El siguiente método puede servir de guía para el análisis o revisión de una cimentación de una maquinaria rotatoria, (Arya, O'Neill, Pincus, 1979).

6.1.1 Datos de la Maquinaria

La información que proporciona el fabricante de la maquinaria es trascendente para un diseño adecuado del sistema de soporte de la misma. Debido a lo mencionado anteriormente, se destaca lo siguiente:

a) *El plano de ensamble de la maquinaria.* El tamaño físico de la estructura depende del tamaño de la maquinaria. El contorno para la base de la maquinaria generalmente específica las dimensiones mínimas y se localiza en áreas libres específicas para adjuntar a la maquinaria. Por ejemplo, en turbinas, ciertas regiones debajo y sobre la maquinaria se deben dejar libre para situar en ellas los condensadores y las tuberías.

b) *Funciones de la maquinaria.* Incluyen información sobre el propósito total y la naturaleza crítica de la maquinaria. Si la maquinaría es de una importancia extremadamente crítica en las operaciones industriales totales, entonces se recomienda un diseño más conservador. Por ejemplo, si una bomba pequeña se apaga y esto no afecta a la planta de producción; pero, si un compresor centrífugo grande se apaga, puede afectarse una gran cantidad de operaciones. El diseñador debe establecer un criterio en las fuerzas de desbalanceo, para evitar costos innecesarios.

c) *Peso de la maquinaria y los componentes del rotor.* Estos datos son provistos por el fabricante y el servicio para dar una indicación preliminar de la viabilidad del suelo de soporte. El peso de los rotores y la velocidad en la maquinaría centrifuga determina la magnitud de posibles fuerzas de desbalanceo de la maquinaría. La localización del centro de gravedad en los planos horizontal y vertical; a menudo son proporcionados.

d) *Centros de gravedad de la maquinaria.* Es de gran importancia la localización de ambos centros de gravedad, el vertical y el horizontal, debido a que el cálculo de las fuerzas de desbalanceo depende totalmente de la excentricidad generada por la diferencia entre los centros de gravedad físicos de la maquinaria y la parte que rota.

e) *Niveles de velocidad de la maquinaria.* Los componentes o frecuencias de fuerzas de desbalanceo primaria y secundaria, son requerimientos en el análisis dinámico, para revisar una posible resonancia. El diseñador es generalmente el más interesado en la frecuencia de operación, pues en la mayoría de las maquinarías habrá velocidades particulares, las que se generan brevemente durante el encendido o apagado; y éstas pueden presentar velocidades en resonancia con la frecuencia de la maquinaria. Una condición temporal de resonancia se puede tolerar.

f) *Magnitud y dirección de las fuerzas de desbalanceo.* Aquí son importantes las fuerzas de desbalanceo, vertical y horizontal, y sus puntos de aplicación. Suele pasar que en la mayoría de los casos, esta información no está disponible por parte del fabricante de la maquinaria. Algunos fabricantes aseguran que sus maquinarias centrífugas están perfectamente

balanceadas, la cual es una condición que puede ser aproximada al inicio. Sin embargo, después de algunos años de uso y debido al desgaste normal, existirá una cierta excentricidad, sin importar la ejecución inicial de la maquinaria y la instalación.

g) *Límites impuestos.* Este requerimiento depende de las exigencias propuestas por el contratista, quien en la mayoría de los casos se referencia con respecto a la deflexión diferencial entre los puntos sobre el área plana de la cimentación; es decir, es un límite de servicio.

h) *Requerimientos de la cimentación.* Dependerá del destino de aplicación, ya que con ello se jerarquizan las condiciones de servicio.

i) *Datos de mecánica de suelos.* Aquí son importantes los datos del nivel del agua freática, el módulo de cortante del suelo, la capacidad de carga del suelo y el peso específico del material sustentante.

6.1.2 Información sobre el sistema de soporte

Una vez que se tienen los todos los datos mencionados anteriormente con respecto a la maquinaria, se continúa con la recopilación de la información que describe al sistema de soporte (subcapítulo 2.4); es decir, si la estructura de soporte es un bloque rígido de cimentación o un sistema de piso convencional; además, hay qué distinguir si el análisis que se efectuará es de una estructura nueva o es simplemente una revisión de una estructura existente; por todo esto, es importante conocer los siguientes aspectos:

a) *Los planos estructurales.* Esta información sirve para elaborar el modelo matemático. Los planos deben contener todas las características estructurales que conforman al sistema de estudio; como son: las configuraciones estructurales, las resistencias, las dimensiones de los elementos, el tipo de material, por citar algunos. En caso de no contar con ellos, cuando sea una estructura existente, se recomienda realizar un levantamiento de campo, para elaborar un plano, así como la toma de corazones, para determinar las respectivas resistencias de los elementos. Tampoco se debe olvidar qué tipo de conexiones existen dentro del sistema de estudio, si la maquina se encuentra anclada o simplemente apoyada.

b) *Arreglos mecánicos.* Como se ha mencionado en los capítulos anteriores, alrededor de la maquinaria que comprende al sistema en estudio pueden permanecer algunas personas, otras maquinarias, otros equipos y estructuras sensibles a vibraciones o que generan este tipo de excitación; los cuales también se tienen que considerar para elaborar un análisis eficaz.

Para el caso de un sistema estructural nuevo, se sugieren las siguientes recomendaciones, de las que se aclara que no es necesario que se cumplan al pie de la letra, pero si se efectúan podrán evitarse problemas de excentricidades grandes, las cuales complican el diseño funcional y económico.

i. El centro de gravedad del conjunto maquinaria y estructura de soporte, en elevación, nunca debe ubicarse por arriba del nivel superior de la cimentación.

ii. No debe existir excentricidad entre el centro de gravedad del equipo y el de la estructura de soporte, en una magnitud mayor que el 5 por ciento

de la menor dimensión en planta de la cimentación. Debe procurarse tener siempre una forma geométrica regular y simétrica, tanto en planta como en elevación.

iii. Para el caso de un bloque de cimentación, el área comprendida debe ser al menos de las dimensiones de la base del equipo, más una distancia de 15 cm, perimetralmente.

iv. También para el caso de un bloque de cimentación, se debe tener cuidado en la profundidad, de tal forma que descanse en un estrato con propiedades adecuadas, dimensionando el bloque de tal forma que se tenga al menos una masa de 5 veces la de la maquinaria (preliminarmente). El espesor vertical del bloque nunca debe ser menor que 60 cm, ni de 1/5 la menor dimensión en planta o de 1/10 la mayor.

6.1.3 Elaboración del modelo matemático representativo

La elección de la elaboración de un modelo matemático se centra por la economía y facilidad de manejo, al momento de cambiar las condiciones iniciales del modelo; además, el auge que existe en el campo de la computación permite utilizar programas de análisis desarrollados para este propósito, como es el caso del Sap2000, StaadPro, etc., en los que se aplican directamente métodos numéricos aproximados, para la solución de sistemas discretos de parámetros distribuidos, (subcapítulo 4.3); por ello es importante lo siguiente:

a) Selección del tipo de modelo. Sea un sistema discreto con parámetros concentrados o uno con parámetros distribuidos; la elección se deja al

criterio del analista; aunque siempre es recomendable emplear el método más exacto y, para este caso, el segundo método es el que cumple mejor esta expectativa.

b) *Tipo de Software.* También se deja al criterio y a la preferencia del analista.

c) *Cálculo de los parámetros.* Son aquellos coeficientes o propiedades que deben incorporarse al modelo matemático, desde el punto de vista de rigidez o masa.

6.1.4 Cálculo de las constantes de rigidez y amortiguamiento del aislador

En esta parte del método, se debe elegir el tipo de sistema aislante que se empleará en el análisis del sistema en estudio; para este caso en particular, se enfocará en los materiales de el comportamiento tipo elastómero. (subcapítulo 3.4).

a) *Ubicación de los materiales aislantes.* Es de extremada importancia determinar en cuántos puntos se va apoyar la maquinaria sobre la estructura de soporte; debido a que de este número depende el área tributaria para el cálculo de la masa que se soportará sobre el aislador y, por ende, afectará en la rigidez que comprende al material aislante.

b) *Cálculo de los coeficientes k y c.* De acuerdo con el modelo matemático propuesto, puede realizarse un análisis de sensibilidad sobre los parámetros, para ver la influencia de su variabilidad en la respuesta dinámica de la estructura.

6.1.5 Cálculo de las frecuencias naturales de vibración

Se deben determinar las frecuencias naturales de vibración, de todos los modos propios del modelo; además, identificar y relacionar los modos con las direcciones de las excitaciones de la maquinaria.

Se recomienda no restarles importancia a los modos superiores; ya que en algunas ocasiones el sistema estudiado puede entrar en resonancia, siendo ésta una situación que se debe evitar al máximo.

Al conocer las respuestas, es fácilmente apreciable si el sistema en estudio está en resonancia y con la experiencia que siempre es recomendable, se puede modificar las características del modelo propuesto.

6.1.6 Cálculo de la respuesta dinámica del sistema

Se debe calcular la respuesta dinámica en desplazamiento, velocidad y aceleración, para cada una de las combinaciones de carga establecidas, en las coordenadas críticas del modelo.

Por otro lado, la mayoría de las maquinarias trabajan en un nivel de velocidad; lo más aproximado sería el efectuar un barrido exhaustivo de este intervalo, pero esto tiene la inconveniencia de que se consume demasiado tiempo; es por ello que para obtener una respuesta dinámica confiable se necesita tener sólo algunas muestras. Debido a esto, se recomienda tomar las siguientes velocidades de operación: mínima, media y máxima. Es importante graficar estas respuestas sobre y debajo del aislador, para elaborar un análisis espectral y mediante la interpretación de este análisis, tomar las decisiones necesarias.

6.1.7 Comparar la respuesta contra los valores permisibles

Esta etapa del método es la que determina o condiciona si los parámetros suministrados al modelo de análisis son adecuados para un buen desempeño de la maquinaria rotatoria, en conjunto con el sistema que lo rodea.

Para realizar esto se debe efectuar lo siguiente:

i. Revisar las condiciones de resonancia del modo fundamental y de los modos superiores. Debe revisarse la correspondencia de la dirección de la fuerza excitadora, con el modo respectivo.

ii. Revisar las condiciones de aceptación de la vibración en el desplazamiento, la velocidad y la aceleración (visto en subcapítulo 5.4), de tal forma que se asegure el buen funcionamiento de la maquinaria, el no deterioro de la estructura de soporte y las condiciones de sensibilidad de los operarios.

Aquí también se determina si el sistema requiere o no aislamiento.

En caso de no ser satisfactorios todos los parámetros introducidos en el cálculo, se debe efectuar una retroalimentación de los parámetros introducidos en el análisis.

6.1.8 Detallado final del sistema

Esta es la etapa final, debido a que se expresan en los planos todos los detalles utilizados en el análisis del sistema de estudio. Es importante recalcar que un mal análisis de un sistema dinámico puede ser catastrófico para todo lo que lo conforma, como son: la maquinaria, el edificio y el personal.

CAPÍTULO 7

EL CASO TEÓRICO DE ESTUDIO: LA INFLUENCIA DEL SISTEMA DE AISLAMIENTO

Para ejemplificar el uso de aislamiento de maquinaria se presenta un mismo caso, en el cual se emplean diferentes tipos de aisladores, variando en frecuencias; con ello se determinará qué tan importante es el empleo de los sistemas de aislamiento y que hay dos zonas de extremada importancia: la zona de aislamiento y la zona de amplificación, procurando que el diseño, en caso de emplear aisladores, siempre quede comprendido en la zona de aislamiento, debido a las grandes complicaciones que generaría el trabajar en la otra zona.

7.1 Descripción del caso de estudio

Es un sistema de piso, formado por una losa sólida de concreto, perimetralmente apoyada sobre vigas de concreto. Sobre la losa principal se coloca un firme de concreto, que sirve como una base, sobre la que se apoya la maquinaria. Toda esta combinación de elementos estructurales se apoya sobre cuatro columnas de concreto, configuración típica de un sistema de piso (ver figura 7.1). Para la elaboración del modelo matemático se seleccionó el programa de análisis Sap2000 (SAP2000, 1997).

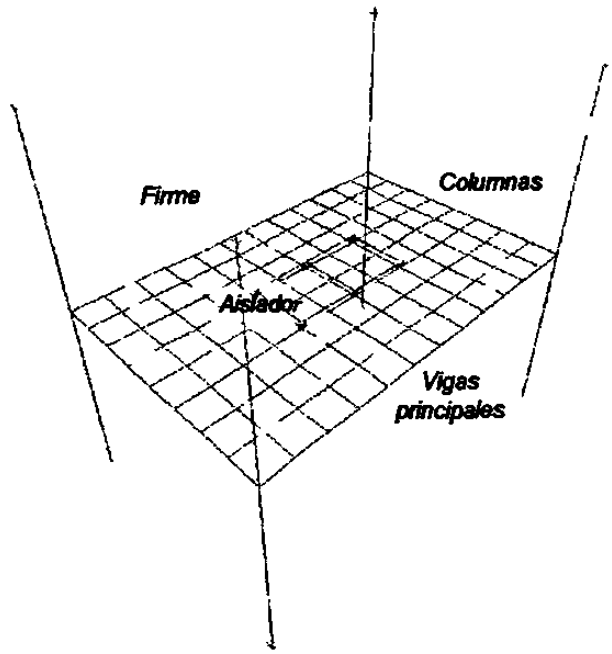


Fig. 7.1 Modelo matemático del caso de estudio

7.2 Tipos de estudio

Para analizar la influencia en la respuesta del sistema que tiene el aislamiento de base, así como la frecuencia natural del aislador, se examinaron tres casos:

- *Caso 1.* Un sistema sin aisladores.
- *Caso 2.* Un sistema con aisladores, con una frecuencia de 5 Hz.
- *Caso 3.* Un sistema con aisladores con una frecuencia de 10 Hz.

Se procedió a someter a cada uno de estos sistemas a un barrido de excitaciones de tipo armónico; con componentes, vertical y horizontal, actuando simultáneamente, las cuales representan las fuerzas de desbalanceo. El barrido de frecuencias de excitación se ubicó entre 2.5 y 75 Hz. La magnitud de la fuerza de desbalanceo aplicada fue de 1.5 Ton. (figura 7.2)

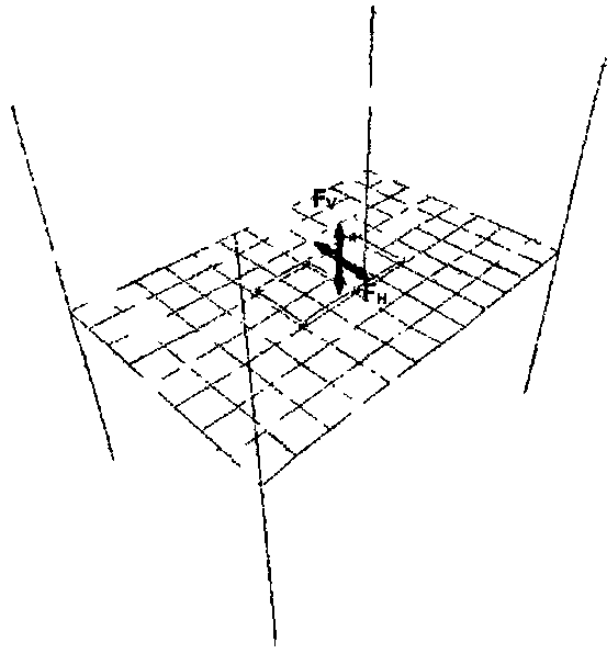


Fig. 7.2 Fuerzas actuantes en el sistema de estudio; componentes vertical y horizontal; con su frecuencia respectiva

Es importante resaltar que las frecuencias del primer modo de vibrar o modo fundamental, en los casos que contienen a los aisladores, el sistema se acopla a la frecuencia del aislador; con esto se demuestra que sí está funcionando el aislador; a continuación, en la tabla 7.1 se resumen algunos de lo modos, que incluye el fundamental y superior:

Tabla 7.1
Modos de vibrar para los casos de estudio

Modo	Modos		
	S/A	10 Hz	5 Hz
1°	20.3	9.2	4.8
2°	38.9	9.8	4.9
4°	70.4	30.2	28.8
MS	169.5	133.3	133.3

En la figura 7.3 se presentan las gráficas que relacionan las amplitudes máximas de velocidad con respecto a las frecuencias de excitación de la maquinaria. Como era de esperarse, en los tres casos analizados se pronuncian crestas asociadas a las frecuencias naturales de vibración de los sistemas estudiados; es decir, una cresta cercana a los 20 Hz, que es la frecuencia del sistema sin aislamiento (*Caso 1*) ; una cresta ubicada en los 9 Hz, que se asocia al modo fundamental del sistema con aislamiento de 10 Hz (*Caso 2*) y una cresta cercana a 5 Hz, que corresponde al modo fundamental del conjunto, con aislamiento de 5 Hz (*Caso 3*).

7.3 Análisis de la respuesta

Una vez hecho el análisis, se obtiene la respuesta; en este caso, *la velocidad en sentido vertical, ya que es ésta la que provoca las vibraciones de mayor interés para evaluar el desempeño del sistema máquina-aislador-losa*. El punto de control representativo del modelo matemático se ubica al centro del claro de la losa, justo debajo de la máquina. Para poder analizar y comparar los resultados, para los tres distintos casos de estudio, se grafica el valor rms de la velocidad, contra la frecuencia de excitación, (ver figura 7.3).

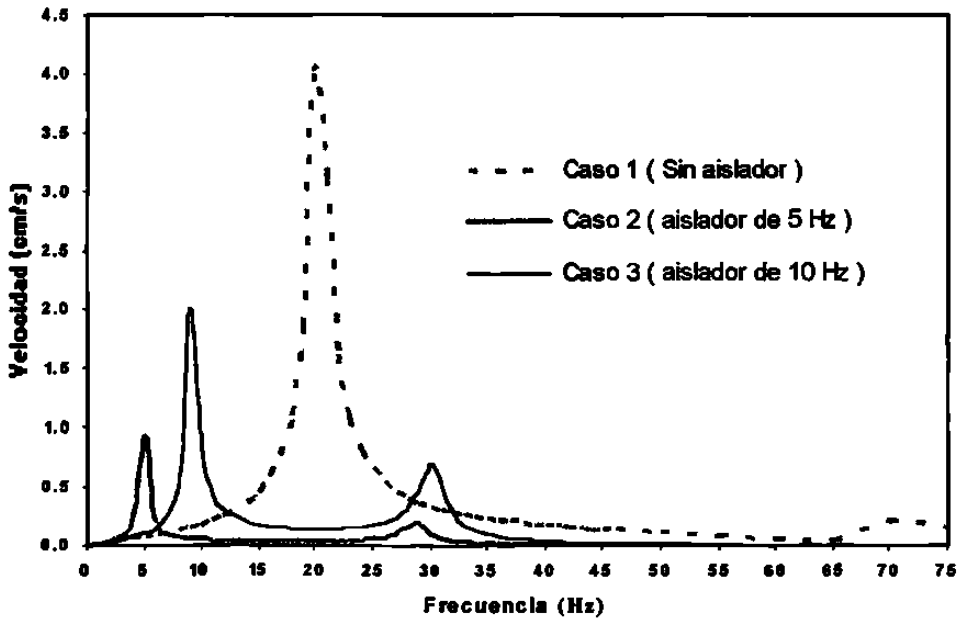


Fig. 7.3 Gráfica comparativa de respuestas de velocidad

Para este análisis se considera como respuesta de referencia la obtenida en el *Caso 1*; que, como se mencionó, corresponde a la estructura que no cuenta con un sistema de aislamiento, (González, Grajales, Martínez, 2002).

Si se utiliza un aislamiento de 10 Hz, se aprecia que el aislador abate la respuesta para frecuencias superiores a 12.5 Hz; sin embargo, existe un intervalo de frecuencias correspondiente a un modo superior de vibración, entre 28.5 y 32 Hz. Al emplear un aislador de 5 Hz, se detecta que el abatimiento en la respuesta con respecto a la referencia comienza a partir de los 7 Hz, y que aún para modos superiores existe una disminución en la respuesta.

Analizando, por ejemplo, el caso de un maquinaria con un frecuencia de operación de 1500 r.p.m. (25 Hz), se tendría una amplitud de velocidad de 0.65 cm/s para un sistema sin aislamiento. Si se colocase un aislador de 10 Hz, la amplitud de velocidad sería de 0.17 cm/s, lo que corresponde a una

disminución de aproximadamente el 74 %, con respecto a la referencia; hablando de transmisibilidad, para la referencia se tiene que ésta tiene un valor de 1, mientras que cuando se utiliza un dispositivo aislante de 10 Hz, el valor de la transmisibilidad es 0.3. Por otro lado, si en el mismo ejemplo se emplea un aislamiento de 5 Hz, la amplitud de la vibración alcanza un máximo de 0.05 cm/s, valor que corresponde a una disminución del 91 %, tomando como base la referencia y una transmisibilidad de 0.11.

Por otra parte, en el caso de una maquinaria que operará a 600 r.p.m. (10 Hz), la respuesta en velocidad será de 0.18 cm/s, para el caso de un sistema sin aislamiento. Al utilizar un aislador de 10 Hz., se obtiene una respuesta en amplitud de 0.87 cm/s; a diferencia del ejemplo anterior, la respuesta se incrementa en 4.8 veces para el sistema aislado. Si se utiliza en este ejemplo un aislador de 5 Hz y la misma maquinaria de 600 r.p.m., su respuesta es de 0.05 cm/s, que corresponde al 29 % de la respuesta sin aislamiento.

7.4 Comentarios

Los ejemplos anteriores muestran que el empleo de los sistemas de aislamiento son convenientes para casos específicos, en donde quede plenamente justificado que al utilizar estos dispositivos se disminuya apreciablemente la respuesta del sistema en su conjunto.

A continuación, se presenta una tabla con las amplitudes registradas durante el análisis de la respuesta obtenida para cada uno de los casos de estudio y relacionándolos con algunas frecuencias de excitación.

Tabla 7.2
Amplitudes de las respuestas para los casos de estudio

f (Hz)	Amplitudes		
	S/A	10 Hz	5 Hz
5	0.073	0.109	0.919
10	0.181	0.869	0.052
20	4.012	0.137	0.035
30	0.334	0.688	0.105

Es visible en la tabla 7.2, que cuando se presenta la frecuencia natural del sistema sin aislador, la amplitud en estudio es la máxima y, por ende, es necesario el empleo de los sistemas aislantes.

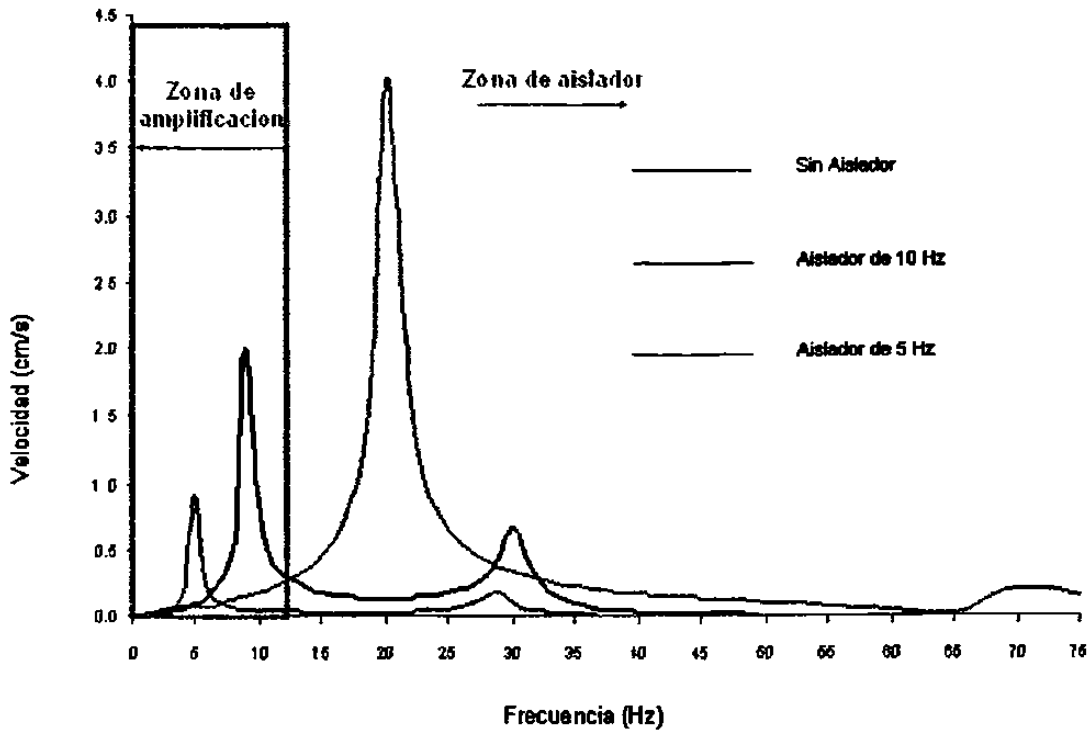


Fig. 7.4 Gráfica representativa de la zona de amplificación y zona del aislador

En la gráfica 7.4 es importante manifestar dos zonas o regiones: la *zona de amplificación*, donde no es necesario emplear dispositivos aislantes, que queda comprendida dentro del rectángulo; ubicado por la relación de frecuencias de 0 a 12.5 Hz, el motivo es que las amplitudes, en ambos casos con aisladores, son mayores que el caso de referencia (sin aislador) y la otra parte es la *zona del aislador*, la cual comprende el complemento de las anteriores frecuencias de la gráfica. Se remarca, en está última zona, que las amplitudes de los dos casos con dispositivos aislantes son menores que el caso sin aislador. Es trascendente mencionar que siempre se debe buscar que el sistema de estudio trabaje en la *zona del aislador*, ya que de no hacerlo así, el resultado podría ser catastrófico para el sistema de estudio.

CAPÍTULO 8

CASO PRÁCTICO DE ESTUDIO I: EVALUACIÓN DE MAQUINARIA EXISTENTE SOBRE UNA LOSA DE CONCRETO

8.1 Descripción del caso de estudio

Para ilustrar el empleo práctico de los dispositivos de aislamiento, se expone el siguiente caso de estudio, que consiste en un tanque de tratamiento de agua residual (figura 8.1), con un área comparable a la superficie de dos campos de fútbol reglamentarios. Sobre una losa está colocada una maquinaria rotatoria, compuesta por un motor soplante y un succionador centrífugo (figura 8.2); la conexión que existe entre la maquinaria y la losa está constituida por aisladores de neopreno (figura 8.3). El análisis procurará en determinar si la frecuencia de excitación del equipo se acopla; es decir, entra en resonancia, con la frecuencia fundamental del sistema de losa-maquinaria-estructura de soporte-aislador. De ser así, se deberá determinar qué tipo de aislamiento se requiere para que el sistema funcione en óptimas condiciones.

Los datos de la maquinaria se describen en el Apéndice B.

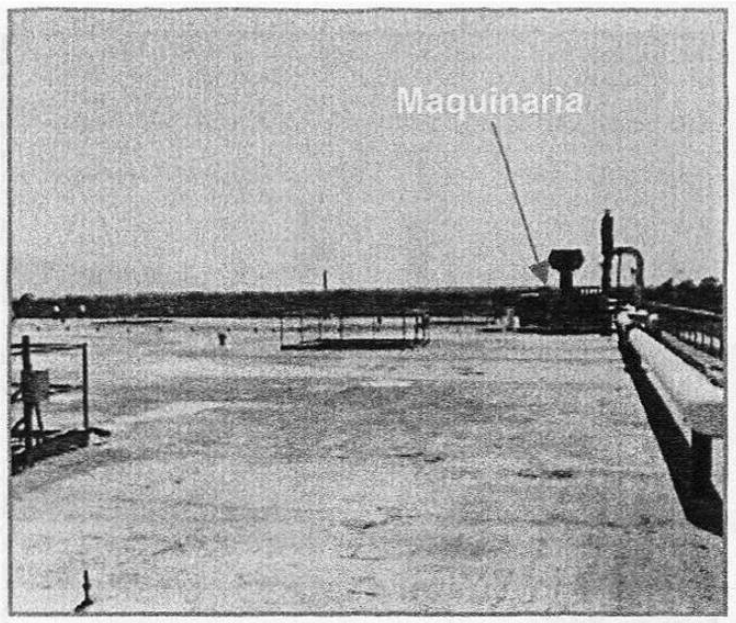


Fig. 8.1 Tapa del tanque de tratamiento de agua residual

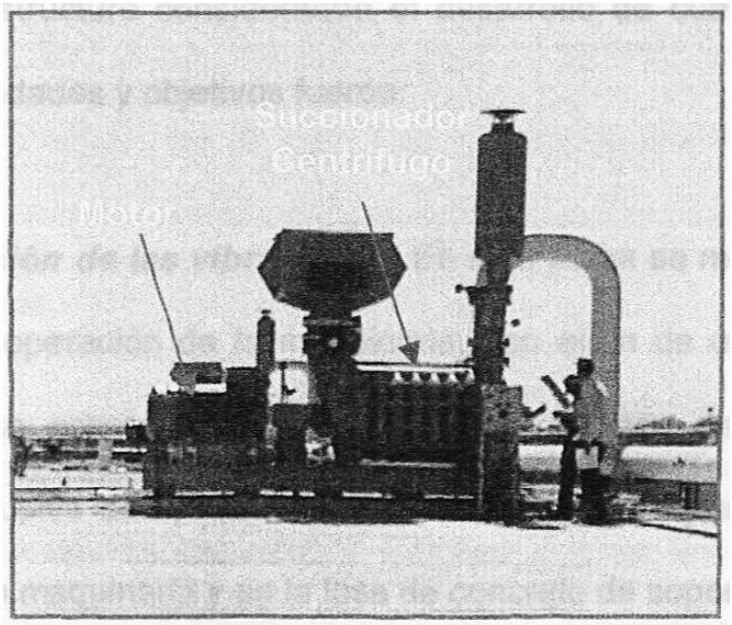


Fig. 8.2 Maquinaria ubicada sobre una losa de concreto del tanque de tratamiento de agua residual

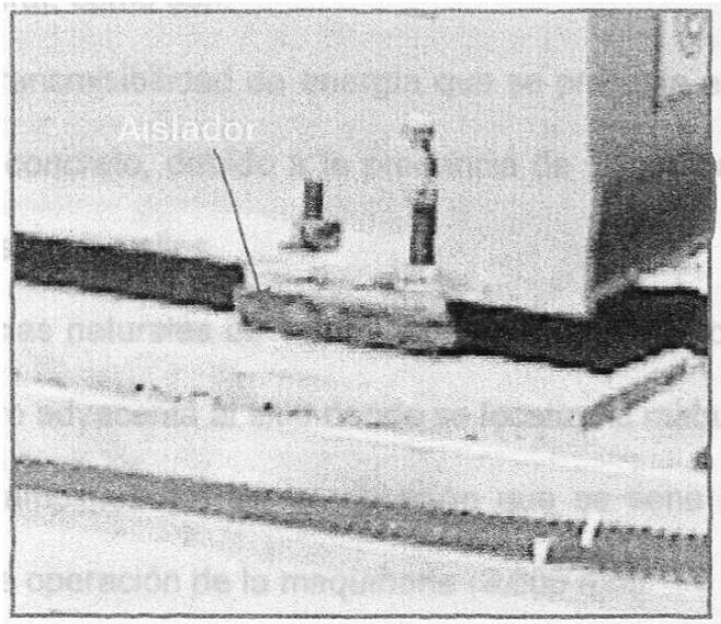


Fig. 8.3 Aisladores de neopreno ubicados en los apoyos de la maquinaria

El estudio se estructuró considerando el desarrollo de cuatro etapas, cuyas principales actividades y objetivos fueron:

Etapa de medición de las vibraciones. En esta etapa se registró la vibración causada por la operación de la maquinaria, con el fin de evaluar el nivel de vibración que se presenta en el equipo y en la losa de soporte, en las condiciones actuales de operación, tomando lecturas en puntos estratégicos, localizados en la maquinaria y en la losa de concreto de soporte.

Etapa de interpretación espectral de las mediciones. A partir de los registros de la vibración, se llevó a cabo un análisis espectral de las señales registradas (señales de aceleración), tanto en los motores como en la losa, con el fin de

estudiar algunos aspectos importantes del comportamiento dinámico del sistema en general, como son:

a) El nivel de transmisibilidad de energía que se presenta entre los equipos y las base de concreto, debido a la presencia de placas de material aislante como interfase entre ellos.
b) Las frecuencias naturales de vibración de la losa de concreto, en particular las del tablero adyacente al sitio donde se localiza la maquinaria.
c) El nivel de amplificación de la vibración que se tiene en la losa, en la frecuencia de operación de la maquinaria (3,600 rpm)

Etapa de modelaje matemático de la losa de concreto. Se elaboró un modelo matemático de la losa de concreto, con base en una discretización con elementos finitos tipo placa, con el objetivo de realizar una simulación del comportamiento dinámico de la losa. Las principales propiedades dinámicas obtenidas fueron las frecuencias naturales de vibración y sus configuraciones modales asociadas.

Etapa del análisis del estado límite de vibración. En esta etapa se realiza un análisis del nivel de vibración de la maquinaria y de la losa de concreto, comparando los niveles máximos de velocidad de partícula con los límites permisibles de vibración, con el fin de establecer la situación actual del funcionamiento de la maquinaria, del comportamiento estructural de la losa y de la sensibilidad de las personas que operaran el equipo.

8.2 Medición y Registro de Vibraciones

Con el fin de determinar el nivel de vibración que actualmente se presenta en la maquinaria y en la losa de soporte, se llevó a cabo una serie de registros de vibración, en diferentes puntos de los equipos y de la losa. Las lecturas fueron registradas en un equipo portátil de adquisición de datos, tomándose dos canales de registro simultáneamente, utilizando acelerómetros piezoeléctricos. (figura 8.4) y (figura 8.5).

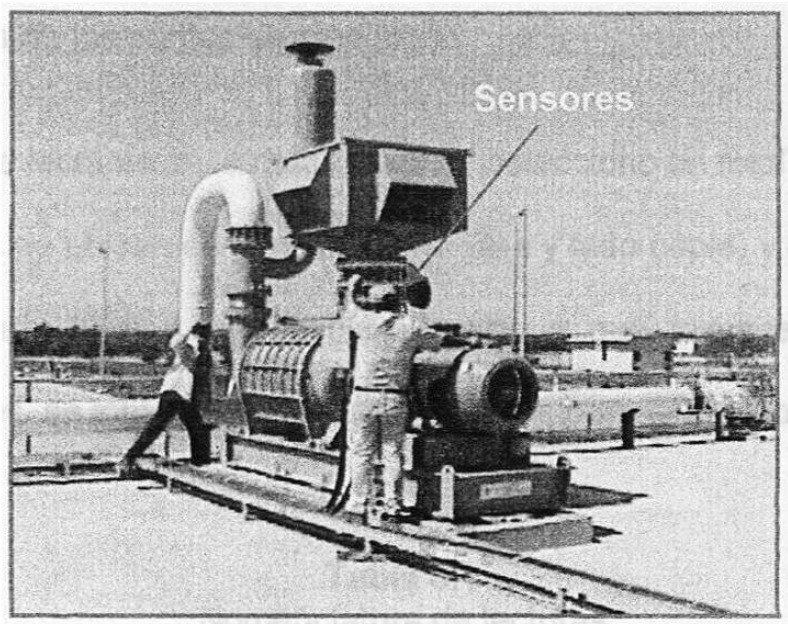


Fig. 8.4 Ubicación de los sensores

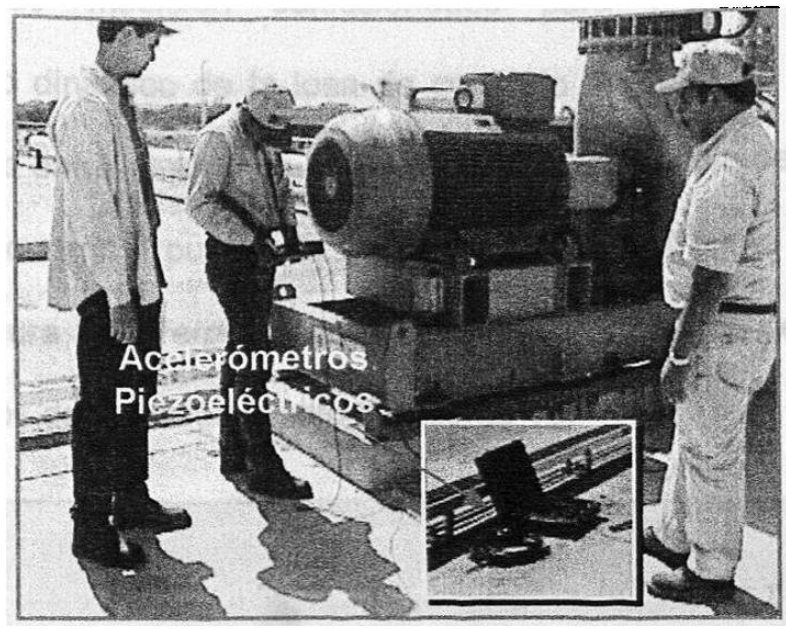


Fig. 8.5 Equipo portátil de adquisición de datos

8.2.1 Selección de los puntos de medición

Para la toma de lecturas en la maquinaria se seleccionó un total de 4 puntos; de los cuales, dos se ubican en el motor (lado libre y lado cople) y los otros dos en el soplador (lado libre y lado cople). Debido a que los acelerómetros son unidireccionales, se tomaron 11 lecturas, en total, para el equipo estudiado. (ver Tabla 8.1).

Tabla 8.1
Nomenclatura de lecturas

MOH - Motor lado libre horizontal	COH - Soplador lado libre horizontal
MOV - Motor lado libre vertical	COV - Soplador lado libre vertical
MIH - Motor lado cople horizontal	COA - Soplador lado libre axial
MIV - Motor lado cople vertical	CIH - Soplador lado cople horizontal
MIA - Motor lado cople axial	CIV - Soplador lado cople vertical
	CIA - Soplador lado cople Axial

Los puntos de medición seleccionados para la determinación del comportamiento dinámico de la losa de concreto se ubicaron sobre dos ejes perpendiculares entre sí. Uno de los ejes coincide con el eje del motor, para lo cual se seleccionaron 7 puntos de medición (punto 1 al punto 7), tal como se indica en la figura 8.6. Perpendicularmente al eje del motor, se seleccionó un total de 6 puntos de medición (punto 8 al punto 13).

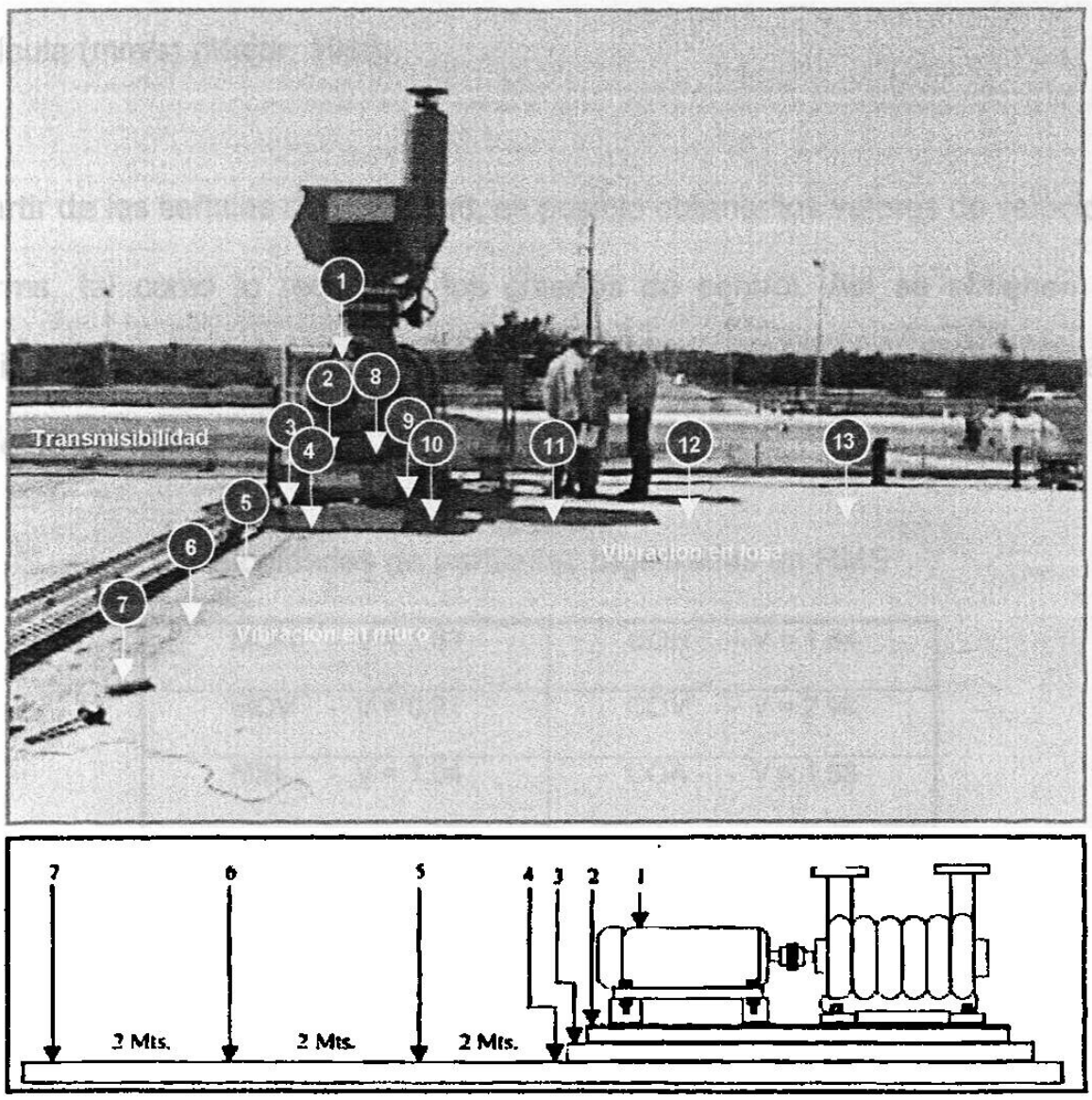


Fig. 8.6 Ubicación de los puntos de medición (Eje de la maquinaria)

8.3 Análisis de las señales registradas

En todos los puntos seleccionados se registraron señales de aceleración, en una ventana de tiempo de 1.5 segundos, tomando 2048 muestras con un intervalo de tiempo de 0.000732 s. Estas señales de aceleración fueron integradas en el tiempo, para obtener señales de velocidad, ya que los criterios para el control de las vibraciones están en función de la velocidad de la partícula (mm/s) (Major, 1980).

A partir de las señales de velocidad, es posible obtener los valores de velocidad en rms, tal como lo requieren los criterios de control. Así se obtienen los siguientes valores de velocidad de partícula (en mm/s) de la maquinaria estudiada (Tabla 8.2).

Tabla 8.2
Velocidades de partículas registradas en RMS

MOH - V = 1.63	COH - V = 1.64
MOV - V = 0.91	COV - V = 2.98
MIH - V = 1.04	COA - V = 1.68
MIV - V = 2.64	CIH - V = 2.85
MIA - V = 2.14	CIV - V = 1.00
	CIA - V = 1.62

El criterio de control de vibraciones estipulados por el fabricante de equipo indica que el valor máximo admisible de velocidad de partícula (en rms) es de 4.5 mm/s. Todos los valores obtenidos se ubican dentro del intervalo permisible.

Por otra parte, los registros obtenidos en los puntos del 1 al 13, ubicados en los ejes perpendiculares en el equipo y en la losa de concreto, tienen las siguientes velocidades de partícula (mm/s) (Tabla8.3).

Tabla 8.3
Velocidades de partículas registradas en los puntos 1 a 13

Punto 1 - $V_1 = 0.85$	Punto 5 - $V_5 = 0.06$	Punto 9 - $V_9 = 0.14$
Punto 2 - $V_2 = 1.80$	Punto 6 - $V_6 = 0.05$	Punto 10 - $V_{10} = 0.12$
Punto 3 - $V_3 = 0.14$	Punto 7 - $V_7 = 0.11$	Punto 11 - $V_{11} = 0.11$
Punto 4 - $V_4 = 0.07$	Punto 8 - $V_8 = 1.45$	Punto 12 - $V_{12} = 0.16$
		Punto 13 - $V_{13} = 0.11$

En la figura 8.7 se muestran las velocidades de partículas físicamente mencionadas en la tabla de anterior.

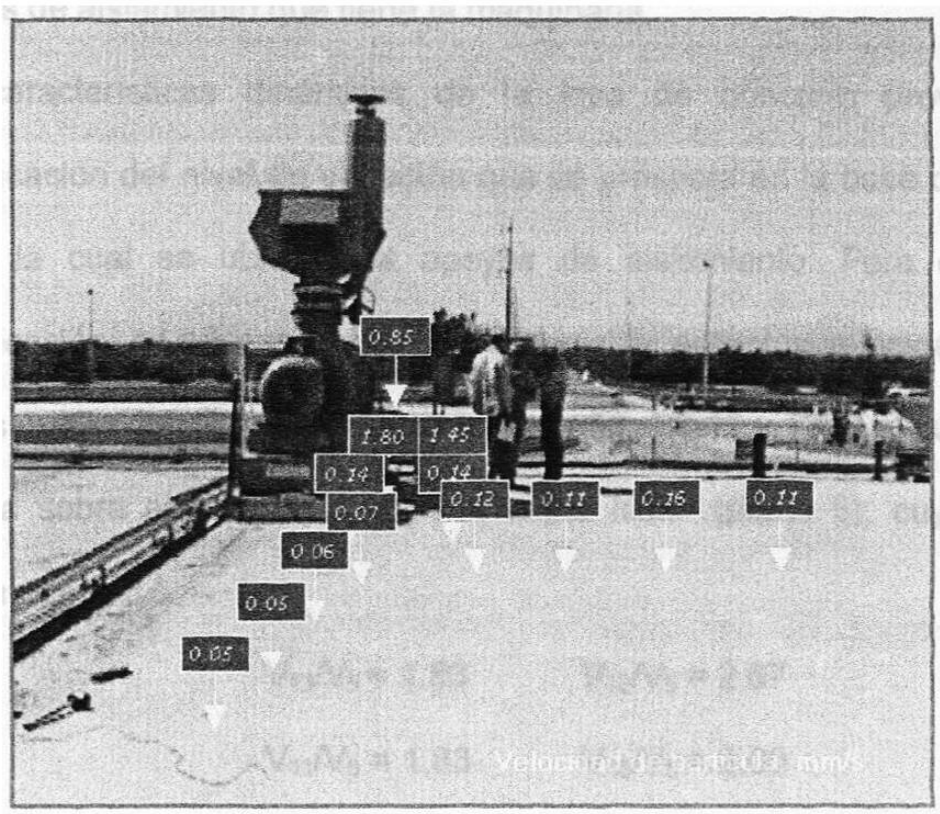


Fig. 8.7 Velocidades de partículas registradas

Al examinar los niveles de vibración que se muestran en la tabla anterior, se derivan los siguientes comentarios:

a) Las velocidades obtenidas en el punto 1 prácticamente coinciden con las obtenidas en los registros MOV de los mismos.

b) Una medida de la transmisibilidad de la energía, de la vibración de la maquinaria a la losa de soporte, es el cociente entre la velocidad de partícula en la losa (puntos 3 y 9) y la velocidad de partícula en la base del motor (puntos 2 y 8). Estos cocientes presentan los siguientes valores:

$$V_3/V_2 = 0.077 \quad ; \quad V_9/V_8 = 0.097$$

Estos cocientes proporcionan una medida general de la transmisibilidad de la energía. Para ambos compresores, este índice de transmisibilidad se ubica alrededor del 10 %, por lo que se comprueba la efectividad de los apoyos de aislamiento que tiene la maquinaria.

c) Las características dinámicas de la losa de concreto provocan una amplificación del nivel de vibración que se presenta en la base de concreto sobre la cual se ubican los apoyos de aislamiento. Para evaluar tal amplificación, es adecuado calcular el cociente entre las velocidades de los puntos que se localizan en la losa (puntos 10, 11, 12 y 13) y el punto que se localiza sobre el muro que soporta dicha losa (punto 5), cuyos valores resultan:

$$V_{13}/V_5 = 1.83 \qquad V_{12}/V_5 = 2.67$$

$$V_{11}/V_5 = 1.83 \qquad V_{10}/V_5 = 2.00$$

Debido a que el punto 12 se ubica muy cerca del centro geométrico del tablero adyacente de la losa, el factor de amplificación (V_{12}/V_5) que se encontró se ubica en un intervalo de 2 a 3, lo que comprueba que el tablero no se encuentra en resonancia con su modo fundamental de vibración, ya que el factor de amplificación debería ubicarse en un valor cercano a 10, considerando un amortiguamiento de la losa del 5 por ciento del crítico, por ser una estructura de concreto. Estos factores de amplificación de la losa manifiestan que la operación de los motores provoca excitaciones de modos superiores de vibración de la losa.

8.4 Interpretación espectral de las mediciones

Los índices de transmisibilidad de vibración entre el equipo y la base de concreto, así como los factores de amplificación en la losa de concreto, fueron calculados a partir de las velocidades máximas de partícula (en rms) obtenidas de los registros. Aunque estos índices manifiestan, de manera general, el comportamiento del sistema, un análisis espectral de las señales permite obtener información muy valiosa, como lo es:

a) La función de transmisibilidad, en función de la frecuencia, con la cual es posible evaluar la eficiencia del aislamiento para diferentes frecuencias de excitación, teniendo especial interés la frecuencia de operación de la maquinaria (60 Hz).

b) Las frecuencias naturales de vibración de la losa de concreto están asociadas fundamentalmente al tablero adyacente, ya que es obvio que el sistema de losa tiene un número muy grande de frecuencias naturales de vibración por su misma configuración estructural.

8.5 Función de la transmisibilidad del sistema de aislamiento

A partir de los registros que se obtuvieron en la maquinaria, (punto 8) y en la base de concreto (9) fue posible determinar las funciones de transmisibilidad del sistema de aislamiento. Estas funciones se obtuvieron mediante el cociente del espectro de Fourier, de la señal de aceleración, del punto 8 y el espectro de Fourier de la señal de aceleración del punto 9.

Las señales de aceleración registradas en los puntos 8 y 9 de la maquinaria estudiada, se muestran en la figura 8.8, donde se aprecia la diferencia entre el nivel de vibración que se presenta en la base del compresor y en la base de concreto. Las gráficas muestran una excitación estacionaria provocada por el desbalanceo propio de la maquinaria.

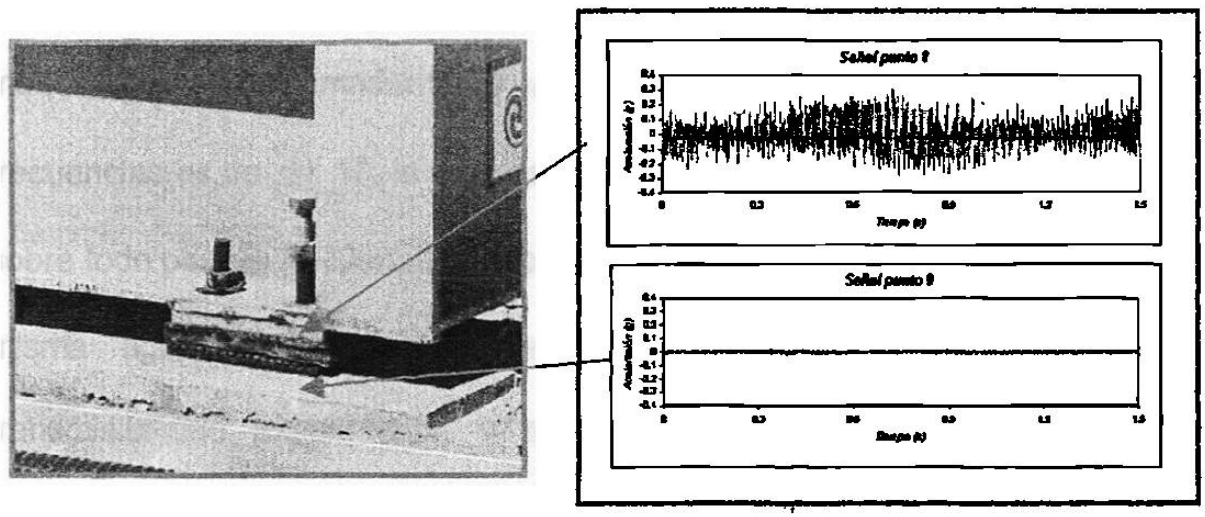


Fig. 8.8 Señales de aceleración en los puntos 8 y 9

Los espectros de Fourier de las señales de aceleración de los puntos 8 y 9, de la maquinaria, se muestran en las figuras 8.9. Asimismo, en esta figura se muestra la función de transmisibilidad real obtenida.

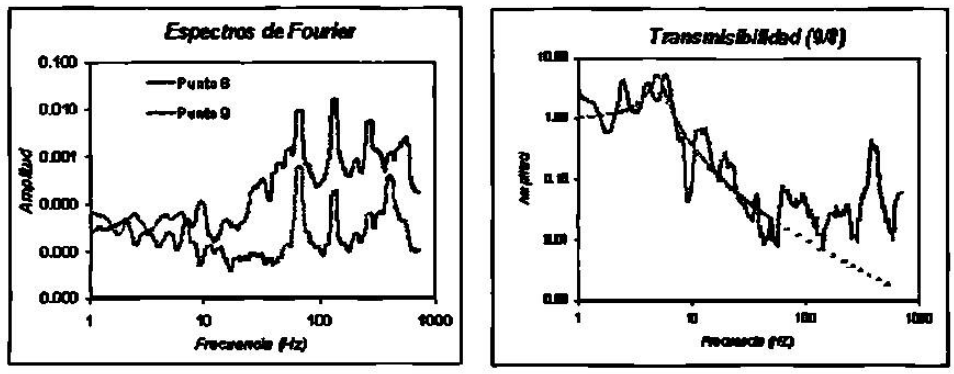


Fig. 8.9 Espectros de Fourier y transmisibilidad

En la figura 8.9 se aprecia que, para frecuencias mayores que 8 Hz, se abaten notablemente las ordenadas espectrales de la transmisibilidad, definiendo así la frecuencia de corte de los aisladores; es decir, aquella frecuencia a partir de la

cual, son eficientes los mismos; por lo que la frecuencia de los aisladores de la maquinaria es aproximadamente ω_a = 6 Hz. De tal forma que la relación de frecuencias es de β = 10, lo cual asegura una excelente eficiencia del aislador, sobre todo para la frecuencia de operación de la maquinaria (ω_e = 60 Hz). En la misma figura se presenta una comparación entre las funciones de transmisibilidad experimental y teórica, que se ajustó considerando una frecuencia de corte cercana a 8 Hz y un amortiguamiento del aislador del 10 por ciento. Se aprecia una buena correlación entre las funciones.

8.6 Frecuencias naturales de vibración de la losa de concreto

Las frecuencias naturales de vibración de la losa de concreto se obtuvieron mediante el cálculo de los espectros de Fourier, de las señales de aceleración, de los puntos 12 y 5; es decir, aquellos puntos localizados al centro del tablero de losa y sobre el muro de concreto, respectivamente. Mediante el cociente de los espectros de Fourier del punto 12 y del punto 5, se define, entonces, lo que se denomina comúnmente como: "función de transferencia", cuyas crestas máximas definen las frecuencias naturales de vibración del sistema estudiado.

En la figura 8.10 se presentan las señales de aceleración registradas en los puntos 12 y 5. Se aprecia la amplificación que se tiene en la losa de concreto, particularmente al centro del claro del tablero de losa.

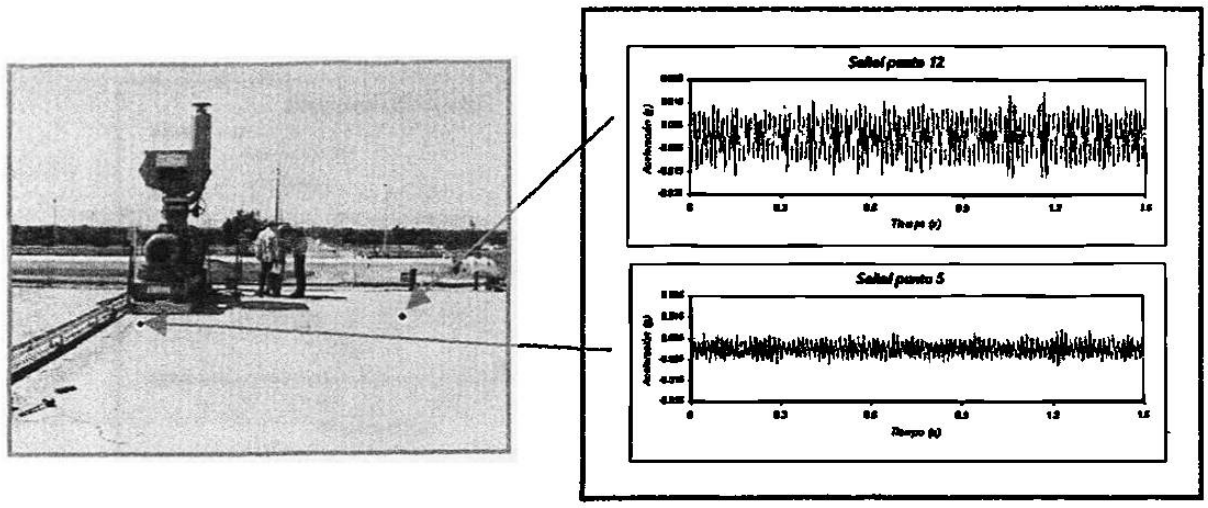


Fig. 8.10 Señales de aceleración de los puntos 12 y 5

En la figura 8.11 se muestran los espectros de Fourier (puntos 12 y 5) y las funciones de transferencia que se obtienen de sus cocientes. A partir del análisis de las funciones de transferencia es posible concluir que la losa de concreto presenta su modo fundamental de vibración en una frecuencia de 19 Hz, es decir, tres veces menor a la frecuencia de operación de la maquinaria. Es interesante destacar que para 19 Hz, la amplificación que muestra la función de trasferencia es de 10, el cual es un valor típico de una estructura de concreto con un amortiguamiento estructural del 5 por ciento del crítico. Lo anterior conduce a concluir que la maquinaria no se encuentra en condiciones de resonancia con la frecuencia fundamental de vibración de la losa adyacente. En la misma función de transferencia se aprecian crestas en el intervalo de 55 a 62 Hz, asociadas a modos superiores de vibración. Las amplitudes de la función de trasferencia en ese intervalo muestran valores cercanos a 3, lo que confirma que la maquinaria excita modos superiores de vibración de la losa, por lo que se inducen amplificaciones como las mencionadas.

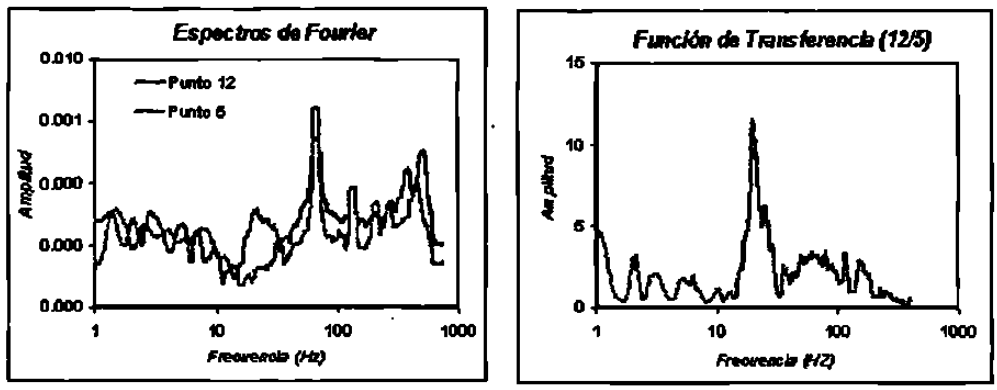


Fig. 8.11 Espectros de Fourier y "Función de Transferencia"

8.7 Modelo matemático de la losa de concreto

8.7.1 Descripción del modelo matemático

La losa de concreto sobre la cual se desplantan los equipos estudiados está estructurada por medio de una placa sólida, de 30 cm de espesor, apoyada en columnas de concreto, formando tableros de losa de 7 por 7 metros, aproximadamente. Además, se advierte la presencia de muros de concreto de 40 cm de espesor, sirviendo de apoyo a la losa perimetralmente, ubicados justo sobre el eje de la maquinaria, formando celdas de 21 por 42 metros, aproximadamente.

Con base en el sistema estructural de la losa de concreto, se consideró adecuado modelar matemáticamente la losa utilizando el método de elementos finitos, los cuales fueron discretizados por elementos tipo placa, de dimensiones en planta de 1.75 por 1.75 metros y de 30 cm de espesor. En la figura 8.12 se

muestra, en forma esquemática, el modelo matemático considerado para el análisis de la losa. Para el modelaje matemático del sistema estructural se utilizó el programa de computadora denominado SAP2000 (SAP2000, 1997), el cual es un software especializado en el análisis y diseño estructural, tanto para condiciones estáticas como dinámicas. En el apéndice B se desarrolla el cálculo de las fuerzas de desbalanceo.

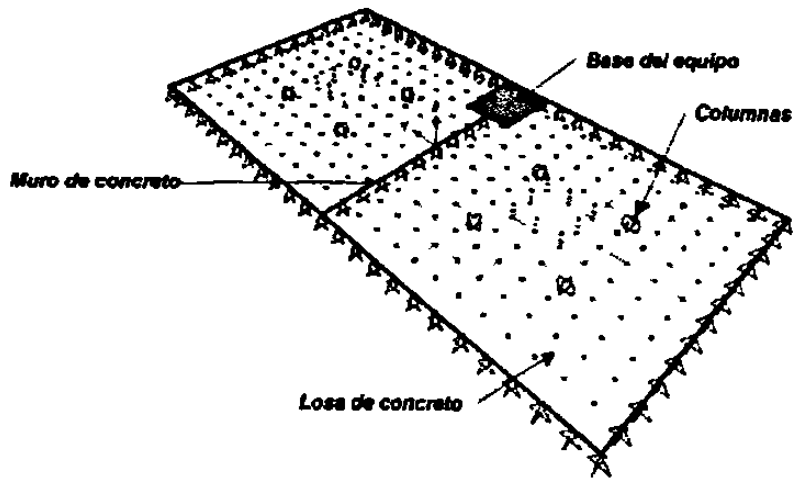


Fig. 8.12 Modelo matemático de la losa de concreto

8.7.2 Frecuencias naturales de vibración

Se determinaron las frecuencias naturales de vibración de la losa de concreto. Se calcularon sólo las primeras 100 frecuencias de vibración; ya que, en realidad, el sistema estructural (aún discretizado con placas de 1.75 por 1.75 metros) tiene un gran número de frecuencias naturales de vibración, debido a sus propiedades de rigidez y a que sus masas están uniformemente distribuidas en el plano de la losa.

La figura 8.13 muestra la configuración "modal" del modo fundamental del tablero de concreto adyacente a la maquinaria, con una frecuencia de 18.3 Hz, relacionado con el modo 20 del sistema estructural en su conjunto.

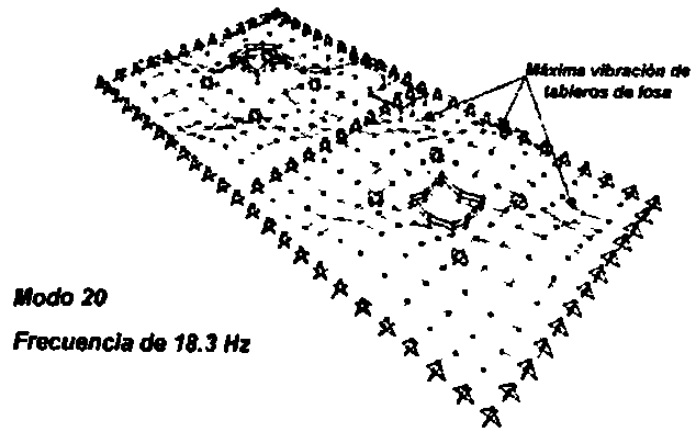


Fig. 8.13 Configuración del modo fundamental de vibrar del tablero de losa

En la figura 8.14 se muestra la configuración del modo 83, con una frecuencia de 60 Hz, con la cual teóricamente vibra el sistema cuando se excita por las vibraciones de la maquinaria. Se aprecia en la figura que el modo tiene, para el tablero adyacente a la maquinaria, ondulaciones modales que conducen a que el factor de amplificación no sea tan elevado como el que se presenta en el modo fundamental de vibración.

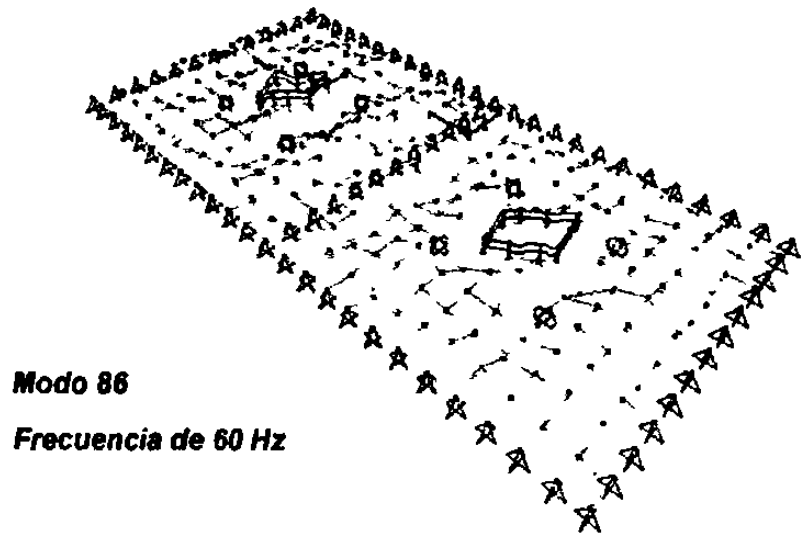


Fig. 8.14 Configuración de modo superior de vibrar de la losa

8.8 Análisis del estado límite de vibración

8.8.1 Criterio de control de vibraciones en la maquinaria

El fabricante de la maquinaria establece límites de vibración horizontal, vertical y axial, para asegurar el buen comportamiento de los componentes de la maquinaria. El manual de operación de la maquinaria establece el valor límite de vibración de 4.5 mm/s, con base en la velocidad de la partícula, en rms.

De acuerdo con los niveles de vibración detectados en la maquinaria, puede establecerse que todos los puntos cumplen un buen comportamiento, desde el punto de vista "vibración".

Para disminuir la vibración que rebasa los límites admisibles, es altamente recomendable la realización de pruebas de ajuste de las arandelas y la

colocación de arandelas de material aislante entre la tuerca de acero y la base metálica de la maquinaria. También es importante colocar contratuercas y una manguera entre el ancla y el agujero de la base metálica, para evitar el contacto metal-metal, en cada una de las anclas.

8.8.2 Control de vibraciones en la estructura

Para evaluar el nivel de vibración presente en la losa de concreto, existen criterios plenamente aceptados por la práctica profesional especializada. La figura 8.15 muestra una gráfica que relaciona el nivel de vibración con respecto al comportamiento asociado; tanto de la maquinaria, la estructura de soporte y el nivel de confort que tienen los operarios del equipo.

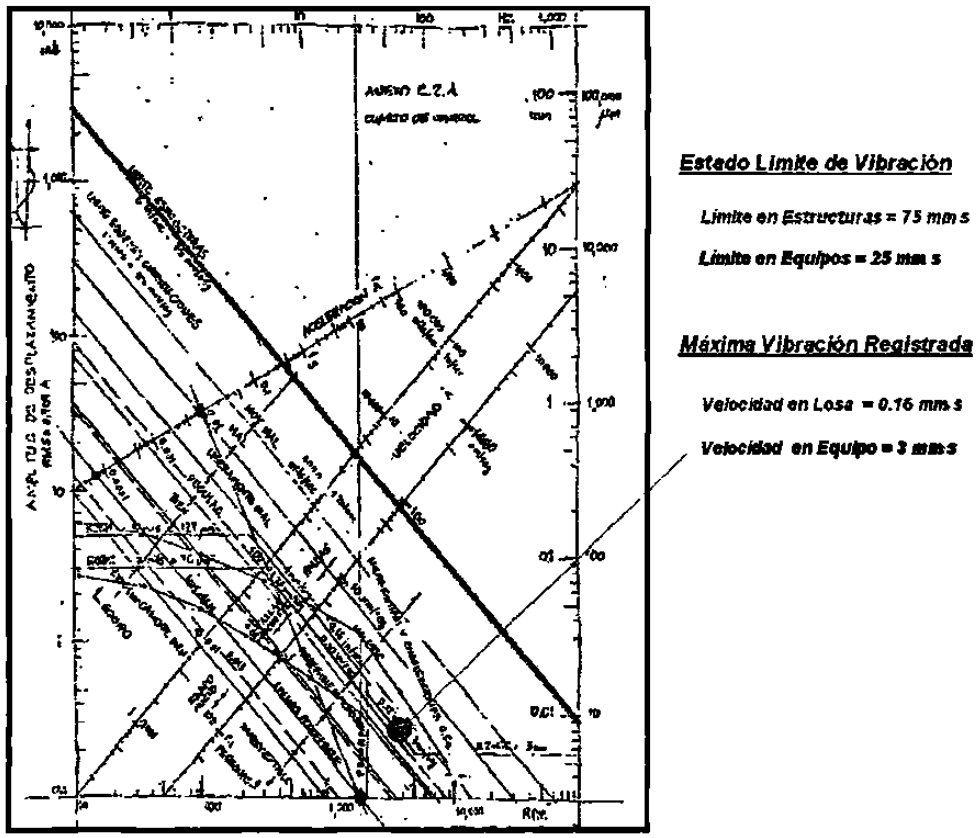
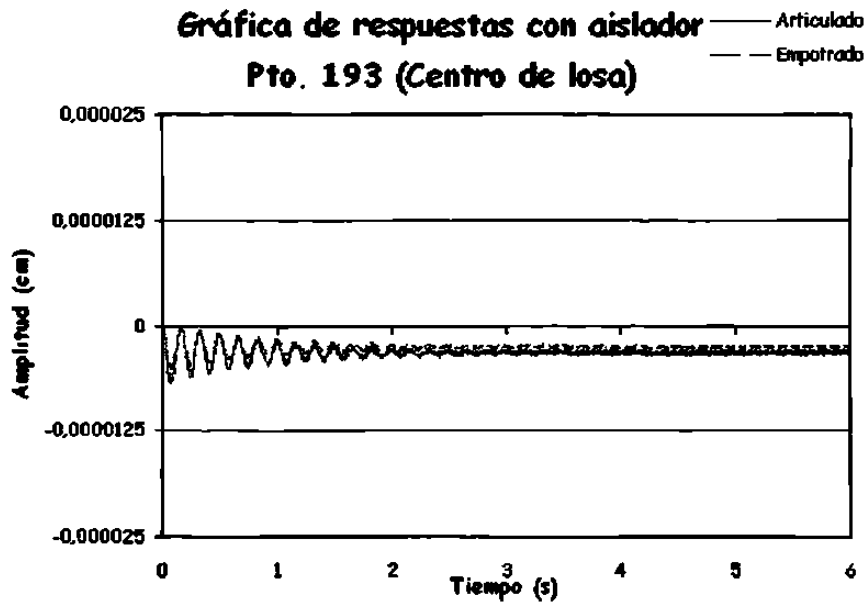


Fig. 8.15 Criterio de aceptación de vibraciones

En la figura se detecta un límite superior de velocidad de partícula de 75 mm/s para la estructura y de 25 mm/s para equipos y cimentaciones, de tal forma que el nivel de vibraciones que actualmente se tiene en la maquinaria y la losa de concreto se encuentran en intervalos adecuados de comportamiento. Lo anterior permite concluir que, en general, los niveles de vibración que se inducen por la operación de la maquinaria son adecuados, tanto para la maquinaria, como para la estructura, y para el confort de los operarios.

(a)



(b)

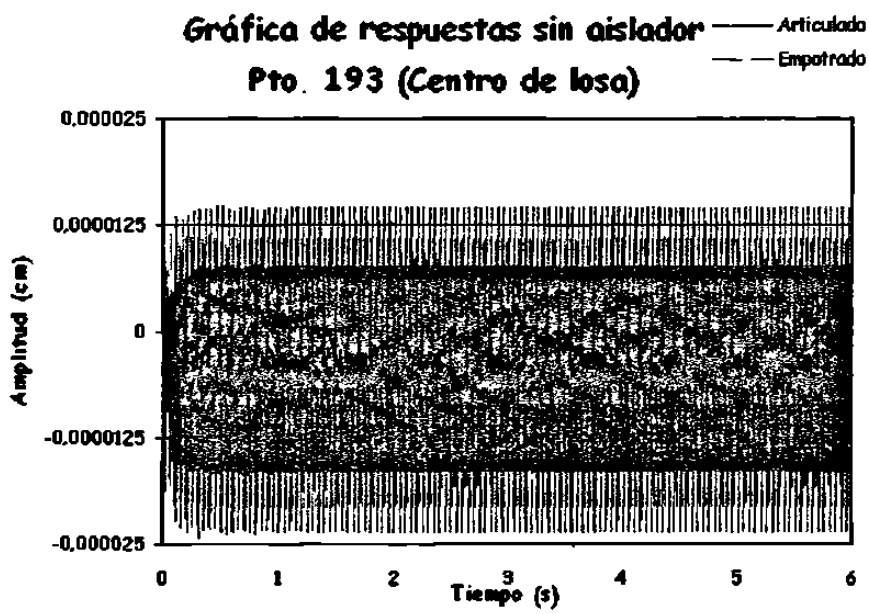


Fig. 8.16 Gráficas representativas de las respuestas
(a) Caso con aislador; (b) Caso sin aislador

8.9 Comentarios

Al analizar las respuestas para los casos con y sin aislador (figura 8.16a y b), obtenidas del modelo matemático, se puede concluir lo siguiente:

Se demuestra que el nivel de vibración que se registró en las mediciones, tanto en la maquinaria como en la losa de concreto, se ubica dentro de los límites admisibles sugeridos por el fabricante y los criterios de aceptación de vibración comúnmente utilizados en la práctica profesional. Se comprobó la eficiencia del sistema de aislamiento presente en la base de los equipos, debido a que se encontraron valores de transmisibilidad significativamente inferiores a la unidad. Asimismo, se encontró que la vibración del equipo no se encuentra en resonancia con la frecuencia fundamental de vibración de la losa del tablero adyacente, aunque la losa sí provoca amplificaciones de vibración en modos superiores.

CAPÍTULO 9

CASO PRÁCTICO DE ESTUDIO II: REVISIÓN DE LOSA DE ENTREPISO PARA OPERACIÓN DE TURBINAS

9.1 Descripción del caso de estudio

Para ejemplificar el empleo práctico de los aisladores de base, se presenta este caso de estudio, donde se analiza un sistema de piso ubicado en una de las tantas fábricas que existen en esta entidad del Noreste del país.

Actualmente, sobre estas losas de concreto se encuentra operando un conjunto de equipos (motores, reductores y bombas de vacío) (figura 9.1).

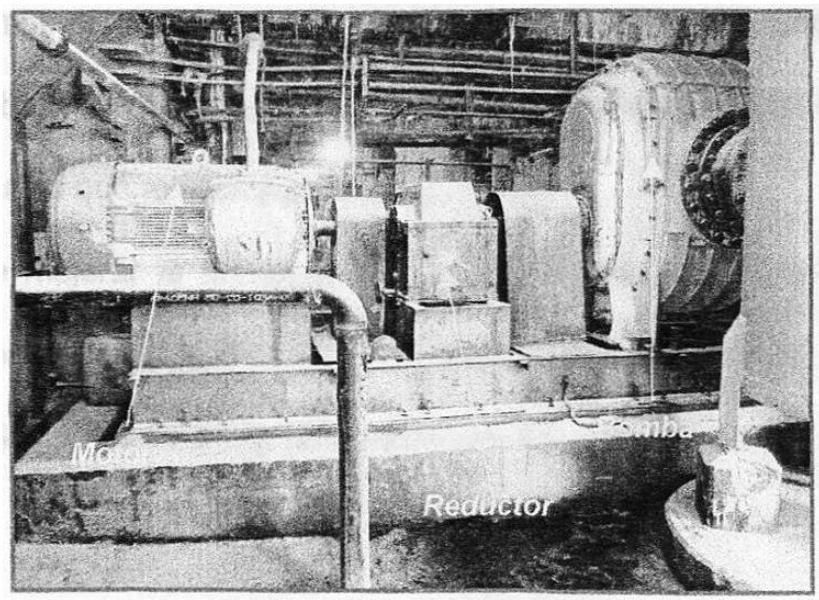


Fig. 9.1 Partes componentes del sistema actual

Las losas a estudiar se ubican en el 5to piso del edificio en estudio. Estos equipos se encuentran ubicados en la parte externa del nivel mencionado anteriormente. En esta zona de estudio se ubican cuatro bombas de vacío, denominadas como Bombas # 1, # 2, # 3 y # 4.

Es importante resaltar que se estudió el comportamiento de las losas que soportan la maquinaria correspondiente a las bombas # 3 y # 4. En realidad, la maquinaria está compuesta por tres partes principales:

- *Los motores*, que funcionan a una velocidad de operación cercana a 1,800 rpm
- *Los reductores*, con velocidad de operación de 577 rpm
- *Las bombas de vacío*, con velocidad de operación de 577 rpm

Estos tres componentes se conectan a la losa mediante un bastidor de vigas de acero. Estos bastidores de acero se conectan, a su vez, a unos bastidores de vigas de concreto que forman parte de las losas.

Con el fin de mejorar la eficiencia de estos equipos, los motores van a ser sustituidos por turbinas de 4,500 rpm de velocidad de operación, por lo que la carga de las losas se verá incrementada por las velocidades de operación de las mismas.

9.2 Visitas iniciales de campo

Se realizaron dos visitas de campo, para reconocimiento de los tableros donde se ubican los equipos y para elaborar un levantamiento dimensional de los elementos estructurales que conforman la losa (distancias entre ejes, peraltes de losa, dimensiones de equipos, etc.). Las dimensiones registradas en el campo fueron cotejadas con las dimensiones plasmadas en los planos estructurales, confirmándose la mayoría de las dimensiones obtenidas. Con las dimensiones confirmandas de los elementos estructurales se elaboraron los modelos matemáticos, que fueron la base para la revisión de las losas estudiadas.

Durante la visita se encontró que solamente el equipo de la Bomba # 4 estaba en funciones, mientras que el equipo de la Bomba # 3 estaba fuera de servicio. Algunos puntos a destacar de lo observado en estas visitas son:

a) El bastidor del equipo de la Bomba # 4 se encuentra apoyado directamente sobre el bastidor de vigas de concreto, sin la presencia de apoyos aislantes. No se detectó la presencia de carga viva importante al momento de la visita.
b) El bastidor del equipo de la Bomba # 4 se encuentra apoyado sobre placas de neopreno, que sirven de aislamiento; las que, a su vez, se apoyan sobre un bastidor de vigas de concreto.

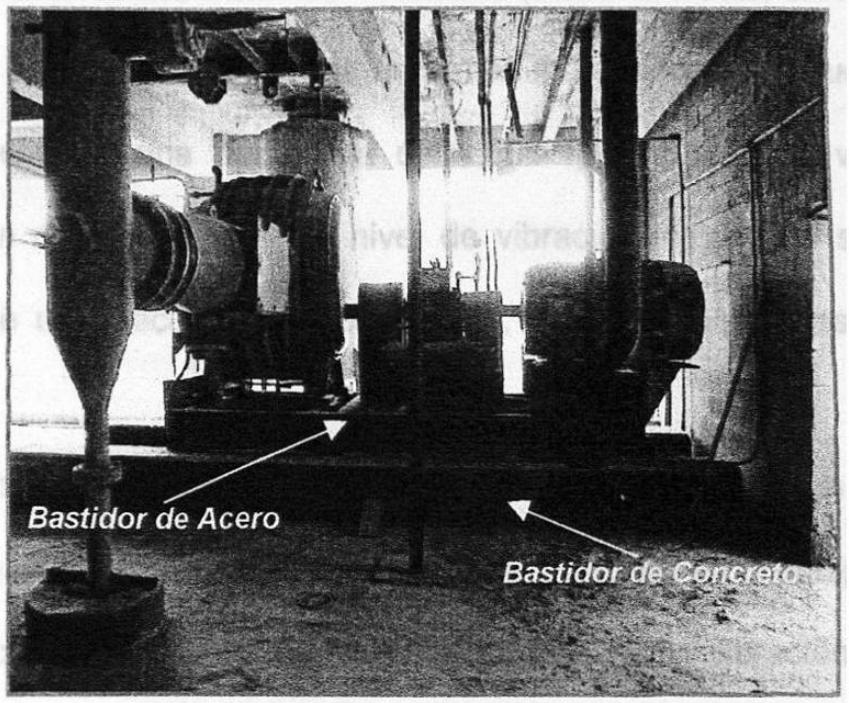


Fig. 9.2 Bastidores de acero y concreto de la maquinaria de la bomba # 4

9.3 Medición de amplitudes de vibración con motores actuales

Con el fin de determinar el nivel de vibración que actualmente se presenta en la maquinaria y en la losa de soporte, se llevó a cabo una serie de registros de vibración, en diferentes puntos de los equipos y de la losa. Las lecturas fueron registradas en un equipo portátil de adquisición de datos. Se tomaron vibraciones en los equipos relacionados con las Bombas # 2 y # 4, ya que la Bomba # 3 estuvo fuera de funcionamiento el día de las tomas de vibración.

Al examinar los niveles de vibración que se obtuvieron en las mediciones, se derivan los siguientes comentarios:

a) Los desplazamientos máximos obtenidos (cresta a cresta, en milésimas de pulgada) en la losa que soporta la Bomba # 2 son menores que 1 milésima de pulgada, en una frecuencia de 1,800 rpm, que es la velocidad de operación de la bomba. Este nivel de vibración indica que se encuentra dentro de un adecuado funcionamiento, de acuerdo con las gráficas de control.

b) En la Bomba # 2 se detectaron dos puntos que muestran un nivel de vibración de 10 y 12 milésimas de pulgada, ubicados en el equipo. Este nivel de vibración indica que se encuentra en un nivel de vibración inaceptable. En particular, es altamente recomendable confirmar estos valores en el campo, y que, en caso de que se presenten de nuevo estas amplitudes, se proceda a planear un mantenimiento de balanceo del equipo correspondiente.

c) En la Bomba # 4 se detectó que el nivel de vibración en la losa y del equipo es menor que 0.6 milésimas de pulgada, a 525 rpm, que es la velocidad reducida en la que funcionan la bomba y el reductor. Este nivel de vibración indica que se encuentra dentro de un adecuado funcionamiento, de acuerdo con las gráficas de control.

d) En la Bomba # 4 se detectó sólo un punto con un valor de 1.40 milésimas de pulgada a 525 rpm, aunque este punto se ubica también en un intervalo adecuado de comportamiento.

9.4 Información de las turbinas a instalar

Las turbinas que van a instalarse, en sustitución de los motores, tienen los siguientes datos generales:

Turbina # 3. Peso = 2,100 lbs

Velocidad de operación mínima = 3,069 rpm (-15%)

Velocidad de operación media = 3,295 rpm

Velocidad de operación máxima = 3,791 rpm (+ 5%)

Turbina # 4. Peso = 3,000 lbs

Velocidad de operación mínima = 3,828 rpm (-15%)

Velocidad de operación media = 4,110 rpm

Velocidad de operación máxima = 4,729 rpm (+ 5%)

La figura 9.3 muestra una vista longitudinal de las turbinas y los reductores que deberán sustituir los equipos actuales. En la figura 9.3 se aprecia que la turbina y el reductor se desplantan sobre una placa rigidizadora de acero de 2 pulgadas; la cual, a su vez, debe conectarse al bastidor de acero de la maquinaria.

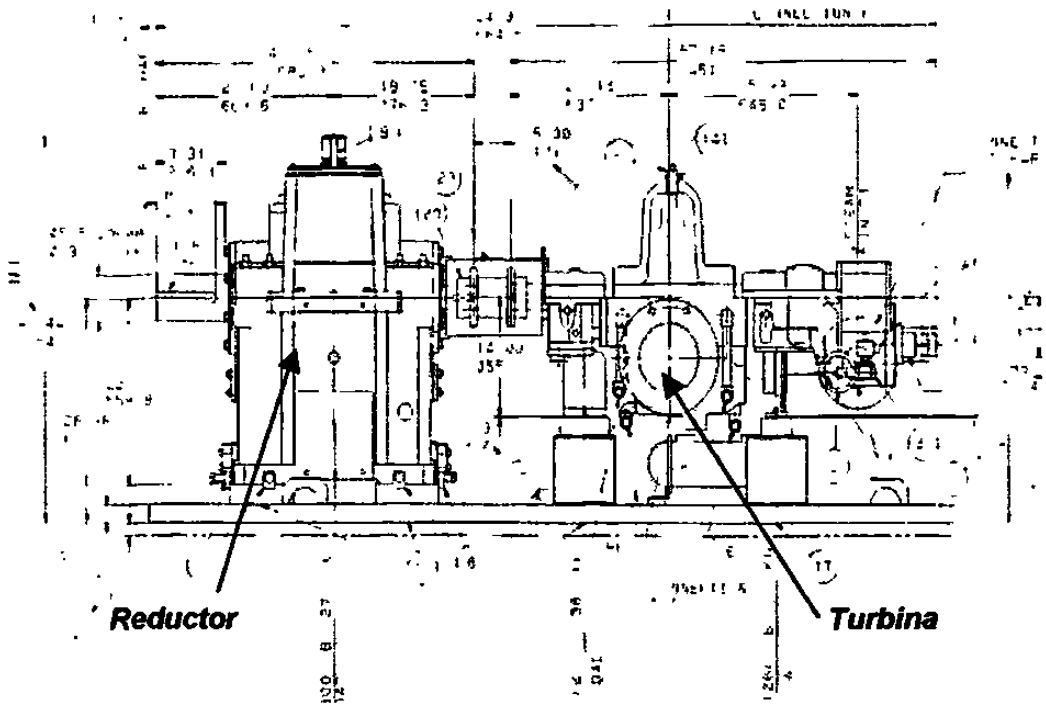


Fig. 9.3 Vista longitudinal de la turbina y el reductor

9.5 Modelo matemático para las turbinas # 3 y # 4

La losa de concreto sobre la cual se desplantan los equipos estudiados está estructurada por medio de una placa sólida de 15 cm de espesor, perimetralmente apoyada sobre vigas de concreto de 30 cm de ancho por 70 cm de peralte total, de acuerdo con los planos constructivos y la información de campo. Además, se advierte la presencia de un bastidor de vigas de concreto que sirve como soporte del bastidor de acero de la maquinaria. Las dimensiones generales de los tableros difieren ligeramente entre ellos, con valores aproximados de 5.50 m por 6.00 m. En la figura 9.4 se muestra un esquema general del modelo matemático utilizado.

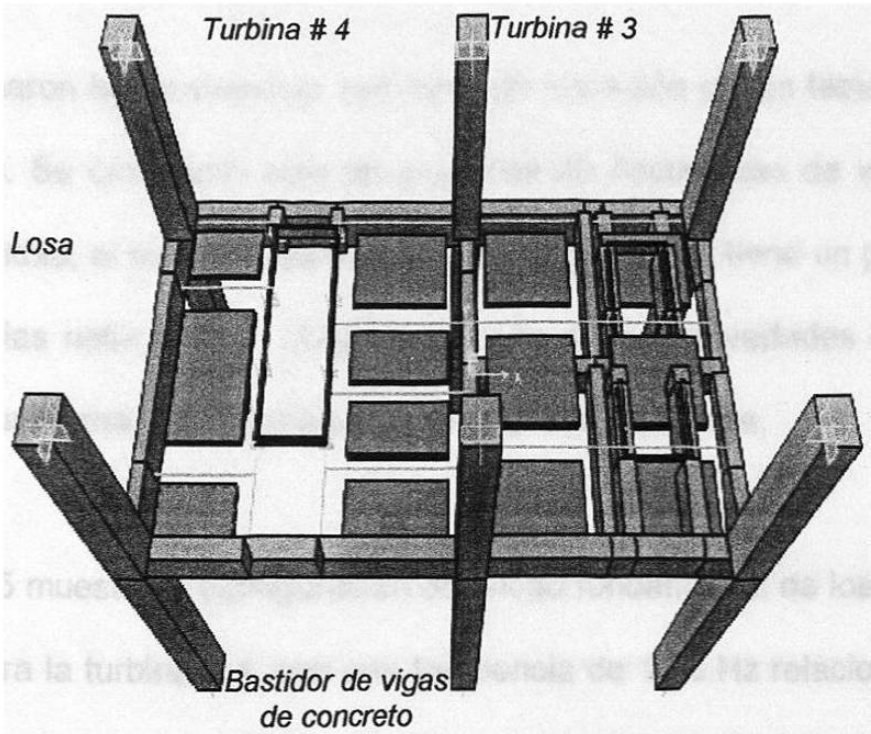


Fig. 9.4 Vista esquemática del modelo utilizado

Con base en el sistema estructural de la losa de concreto, se consideró adecuado modelar matemáticamente utilizando el método de elementos finitos, los cuales fueron discretizados por elementos tipo placa y tipo barra, Para el modelaje matemático del sistema estructural se utilizó el programa de computadora denominado SAP2000 (SAP2000, 1997), el cual es un software especializado en el análisis y diseño estructural, tanto para condiciones estáticas como dinámicas.

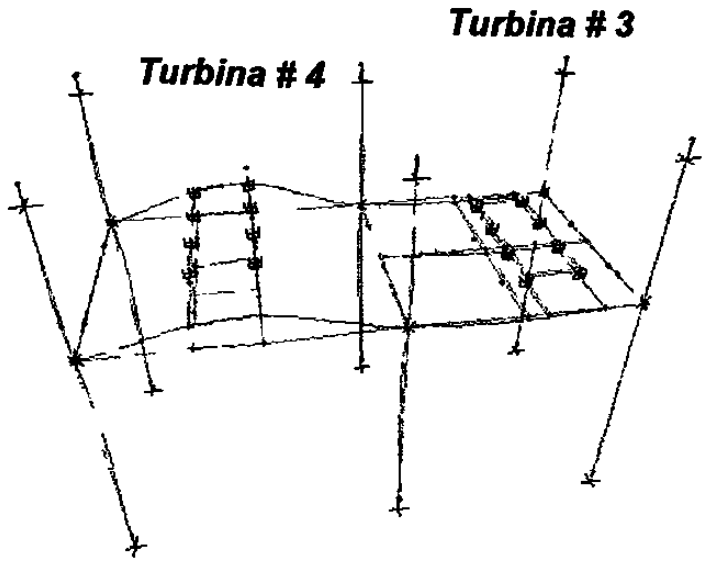
9.5.1 Frecuencias naturales de vibración

Se determinaron las frecuencias naturales de vibración de los tableros de losa de concreto. Se calcularon sólo las primeras 30 frecuencias de vibración; ya que, en realidad, el sistema estructural (aún discretizado) tiene un gran número de frecuencias naturales de vibración, debido a sus propiedades de rigidez y sus masas uniformemente distribuidas en el plano de la losa.

La figura 9.5 muestra la configuración del modo fundamental de los tableros de concreto para la turbina # 4, con una frecuencia de 13.3 Hz relacionado con el primer modo de vibrar del sistema de piso conformado por la losa, el bastidor de concreto y las vigas perimetrales.

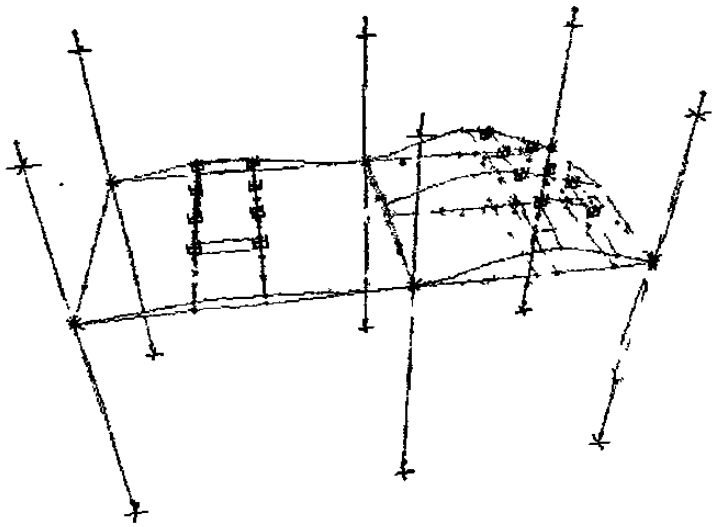
En la figura 9.6 se presenta la forma modal de la primera frecuencia de vibración del tablero donde se ubicará la turbina # 3, con una frecuencia de vibración de 16.8 Hz. En las figuras 9.5 y 9.6 se observa que los modos de vibración de los tableros no están acoplados mutuamente, por lo que prácticamente vibran independientemente en el dirección vertical.

Estas dos frecuencias propias de vibración (13.3 Hz y 16.8 Hz) se encuentran suficientemente alejadas de la frecuencia media de operación de las turbinas (66 Hz), lo que constituye un buen indicador de que no se presentarán condiciones de resonancia con los modos fundamentales de vibración de sistema de piso.



Primer modo de vibrar (f = 13.3 Hz)

Fig. 9.5 Modo fundamental del tablero para turbina # 4



Segundo modo de vibrar (f = 16.8 Hz)

Fig. 9.6 Modo fundamental del tablero para turbina # 3

Sin embargo, se realizó un análisis de la vibración para las tres velocidades de operación de cada turbina. A continuación se presentan los cálculos de las

fuerzas de desbalanceo máximo que teóricamente se pueden manifestar por el funcionamiento de las maquinarias. En el Apéndice C se muestra el cálculo de las fuerzas de desbalanceo.

9.5.2 Análisis, paso a paso, de la vibración

Con el fin de evaluar la respuesta dinámica de los tableros ante las cargas provocadas por la operación de la maquinaria, en condiciones de máximo desbalanceo, se realizó un análisis, paso a paso, utilizando los modelos matemáticos generados con el programa SAP2000.

Para cada uno de los tableros se estudiaron los siguientes casos:

- *Caso I.* Análisis de la vibración con motores actuales.
- *Caso II.* Análisis de la vibración con turbina, con velocidad mínima.
- *Caso III.* Análisis de la vibración con turbina, con velocidad media.
- *Caso IV.* Análisis de la vibración con turbina, con velocidad máxima.

Estos cuatro casos se estudiaron para la condición de maquinaria, sin presencia de aislamiento de base y considerando un aislamiento de base de tipo neopreno, con una frecuencia correspondiente de 5 Hz. En el Apéndice C se muestran las respuestas de desplazamiento vertical, obtenidas con el modelo matemático para cada uno de los casos descritos. En las gráficas se desglosan

los tres componentes de la respuesta de la maquinaria (turbina o motor, reductor y bomba), así como la gráfica que corresponde a la respuesta total.

Es importante resaltar que a cada componente de la respuesta le corresponde una velocidad de operación específica, por lo que la respuesta total contiene la combinación de la vibración ocasionada por la turbina (≈4,500 rpm) más la ocasionada por el reductor y la bomba (≈ 570 rpm). En la tabla 2 del Apéndice C se resumen las máximas amplitudes de vibración obtenidas en el análisis.

Es importante distinguir que los desplazamientos máximos permisibles, según los criterios adoptados en la práctica profesional especializada, para velocidades de operación de 4,500 rpm son:

- Comportamiento excelente: Inferiores a 0.20 mils
- Comportamiento bueno: De 0.20 a 0.42 mils
- Comportamiento aceptable: De 0.42 a 0.90 mils
- Comportamiento malo: De 0.90 a 2.40 mils
- Comportamiento muy malo: Superiores a 2.40 mils

9.5.3 Respuesta de la maquinaria, en condiciones actuales

Se determinaron las siguientes amplitudes máximas de desplazamiento (pico a pico, en milésimas de pulgada) al centro de los tableros, presentado los siguientes valores:

- *Turbina # 3.* Desplazamiento = 0.262 mils
- *Turbina # 4.* Desplazamiento = 0.866 mils

Al comparar el valor de desplazamiento máximo, en condiciones de máximo desbalanceo, para la turbina # 4 (0.866 mils), con los valores obtenidos experimentalmente (inferiores a 0.6 mils), se puede concluir que la maquinaria actual no se encuentra en condiciones de su máximo desbalanceo.

9.5.4 Respuesta de la maquinaria con turbinas

La respuesta máxima estacionaria, encontrada al centro del tablero (pico a pico, en milésimas de pulgada), para la maquinaria nueva sin aislamiento es:

Maquinaria sin aislamiento de base

Turbina # 3.	Velocidad mínima:	desplazamiento = 2.598 mils
	Velocidad media:	desplazamiento = 0.394 mils
	Velocidad máxima:	desplazamiento = 0.157 mils
Turbina # 4.	Velocidad mínima:	desplazamiento = 0.551 mils
	Velocidad media:	desplazamiento = 0.315 mils
	Velocidad máxima:	desplazamiento = 0.394 mils

Maquinaria con aislamiento de base

Turbina # 3.:	Velocidad mínima:	desplazamiento = 0.262 mils
	Velocidad media:	desplazamiento = 0.157 mils
	Velocidad máxima:	desplazamiento = 0.059 mils
Turbina # 4.	Velocidad mínima:	desplazamiento = 1.100 mils
	Velocidad media:	desplazamiento = 0.157 mils
	Velocidad máxima:	desplazamiento = 0.071 mils

En el Apéndice C se muestran las respectivas gráficas de control.

Se detecta que para la turbina # 4, los desplazamientos verticales, aún para condiciones de máximo desbalanceo y sin aislamiento, se ubican en el intervalo de excelente a aceptable. De acuerdo con estos valores, se concluye que no es necesario ni recomendable el empleo de aislamiento de base en esta turbina.

Sin embargo, para la turbina # 3, el desplazamiento vertical para la velocidad mínima sobrepasa el límite permisible, si no se usa aislamiento. Para las velocidades de operación media y máxima, la turbina # 3 presenta condiciones de desplazamiento dentro de las permisibles, aún sin aislamiento.

Para resolver el problema de vibración que tiene la turbina # 3, se recomienda lo siguiente:

a) El empleo de aislamiento de base; de hecho, en las condiciones actuales la maquinaria ya posee aislamiento, por lo que solamente se requiere darle el mantenimiento respectivo a este sistema de apoyo.

b) En caso de eliminarse el sistema de aislamiento actual, se recomienda programar un sistema de monitoreo periódico, para controlar el desbalanceo de este equipo dentro de límites aceptables, sobre todo si la maquinaria va a operar en velocidad mínima.

Considerando la magnitud de estos valores, es posible concluir que, aún para condiciones de máximo desbalanceo, la respuesta de los tableros se ubica dentro de los límites permisibles, para velocidades de operación de 4,500 rpm.

9.6 Comentarios

De acuerdo en las actividades desarrolladas en este estudio se concluye que:

a) El nivel de vibración que tendrán las losas, debido al funcionamiento de las turbinas # 3 y # 4, se ubica dentro de los límites permisibles recomendados. No se considera necesario un reforzamiento de los tableros.
b) En la maquinaria asociada en la turbina # 4 no se requiere el uso de aislamiento de base. Sin embargo, para la turbina # 3 y en caso de que opere con la velocidad mínima, se debe controlar periódicamente el nivel de desbalanceo presente; ya que se pueden presentar amplitudes que se ubiquen en niveles no recomendados de funcionamiento. Para el caso de la turbina # 3, es recomendable darle mantenimiento al aislamiento de base actual, ya que éste mejora notablemente el comportamiento dinámico del sistema.