

Capítulo 10

Tratando con resonancias

Temas:

- Corrigiendo resonancias
 - Control de velocidad
 - Cambio de rigidez o masa
 - Adición de amortiguación
 - Amortiguadores de masa sintonizados
 - Aislamiento

En este capítulo vamos a aprender acerca de varios métodos para hacer frente a los problemas de resonancia. Estos incluyen cambiar las frecuencias forzadas de entrada, aislar las frecuencias forzadas de la estructura o alterar las características de la estructura en términos de masa, rigidez o amortiguación.

Corriendo problemas de resonancia

Utilizando mediciones de fase, pruebas de arranque y paro, pruebas de impacto, pruebas de ODS o análisis modal, usted podría creer que una máquina está excitando una resonancia que está generando alta vibración y reduciendo la vida útil de la máquina. Ahora es el momento de considerar alteraciones en la máquina o estructura para que las frecuencias forzadas de la máquina ya no coincidan con las frecuencias naturales, o para que las resonancias estén tan fuertemente amortiguadas que no amplifiquen la vibración hasta tal punto.

Hay una serie de métodos posibles para determinar la mejor solución y, a continuación, implementar los cambios.

Cambiar la velocidad de la máquina

Una solución temporal es cambiar la velocidad de la máquina para que ya no excite la resonancia. Por ejemplo, si la frecuencia de paso de paleta de una bomba coincide con una frecuencia natural, entonces podría reducir la velocidad de la máquina en un 15% para que el modo ya no estuviera excitado. Por supuesto, en muchas situaciones esto no será posible.

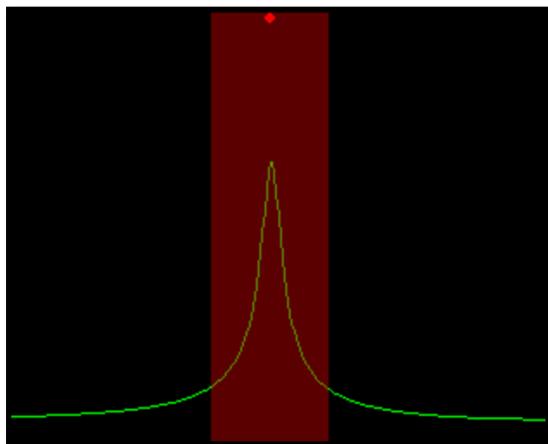


Figura 10-1

Cambiar la rigidez

Típicamente, sin embargo, el objetivo es cambiar la rigidez para que la frecuencia natural se incremente (o disminuya) a un punto donde está un mínimo de 15% lejos de la frecuencia forzada.

Por ejemplo, si la frecuencia de paso de paleta es de 8880 CPM (148 Hz) y excitara una frecuencia natural, intentaríamos aumentar la rigidez de la máquina para que la frecuencia

natural fuera de un mínimo de 148 x 115 o 171Hz. 15%es una regla general - algunas personas recomiendan 20%

En resumen, el enfoque típico es aumentar la rigidez de las estructuras con soportes y estructura adicional. Pero ¿cómo se determina cuánto se requiere?

Hay tres enfoques básicos:

- Utilice el análisis de elementos finitos para modelar la estructura y, a continuación, realice cambios en el modelo con el fin de determinar la mejor solución. Esta es una tarea importante y sólo sería justificable en casos especiales.
- Utilice el análisis modal para probar la estructura y utilice el software de “modificación dinámica estructural” para estimar el efecto de la adición de rigidez (masa o amortiguación).
- Estudiar la estructura de cerca y diseñar algunas modificaciones que cambiarán la dinámica de la máquina o estructura. Esto requiere un poco de habilidad y experiencia, y un buen conocimiento de las formas de modo existentes.

Análisis de elementos finitos (FEA)

Si tiene tiempo y experiencia, puede crear un “modelo de elemento finito” de la máquina y la estructura que le permitirá modelar el efecto de añadir soportes o rigidez.

El análisis de elementos finitos (FEA) se resume al final del capítulo modal y no podemos entrar en gran detalle aquí. Basta decir que es posible crear una aproximación matemática de la estructura que le permite estudiar sus diversas formas de modo. A continuación, puede modelar el efecto de agregar soportes, aisladores, etc. hasta que logre el efecto deseado. Esta es una zona muy desafiante...

Análisis modal

El análisis modal proporciona toda la información que necesita para diseñar modificaciones que minimizarán el efecto de las resonancias. El análisis modal se discute con mayor profundidad en el capítulo de análisis modal, sin embargo, podemos resumir diciendo que las pruebas proporcionan información sobre las frecuencias naturales, las formas de modo y la amortiguación. Puede utilizar esta información para determinar visualmente las mejores modificaciones, o puede utilizar software especial.

La mayoría del programa de software de análisis modal tiene una opción que le permite estimar el efecto de agregar rigidez, amortiguación o masa a una estructura.

Estimación de las modificaciones estructurales necesarias

Si no puede utilizar FEA o realizar una prueba de análisis modal y utilizar el módulo de modificaciones de dinámica estructural, entonces ¡usted está por su cuenta! Debe utilizar su comprensión práctica para determinar la mejor solución al problema en cuestión. En la mayoría de los casos, la solución más práctica es añadir rigidez. Añadir masa o amortiguación a menudo no es práctico. Pronto discutiremos la amortiguación, el aislamiento y el uso de absorbentes sintonizados, pero por el momento nos centraremos en agregar rigidez.

La solución más práctica es típicamente añadir rigidez entre un punto que no se mueve (por ejemplo, la fundación, la base de una columna, etc.) y el punto en la estructura donde la vibración es más alta, es decir, el anti-nodo.

Por ejemplo, esta estructura probablemente tiene un primer modo de flexión en el centro del intervalo. Sin embargo, si añadió rigidez al centro longitudinal (suponiendo que esté montado en una estructura similar a una mesa), y la resonancia era en realidad el segundo modo de flexión, el soporte no tendría ningún efecto.



Figura 10-2

Con esta máquina puede sospechar que el motor está “rebotando hacia arriba y hacia abajo”. Sin embargo, puede estar torciéndose o moviéndose de lado a lado.



Figura 10-3

Por lo tanto, es importante entender la forma del modo antes de agregar soportes o amortiguadores de lo contrario puede gastar mucho tiempo y dinero con malos resultados.

También tenga cuidado al soldar en bases de la máquina que no induzca desalineación o pata coja - el calor y las fuerzas adicionales aplicadas podrían alterar la planitud y la posición de la base.

Casos de estudio

Los siguientes casos de estudio proporcionan algunos ejemplos de problemas encontrados en la industria con sus soluciones.

Motor– Bomba sobre base de acero doblada

En este ejemplo común tenemos una simple base de chapa de acero doblada para bombas. Es común que estas bases tengan frecuencias naturales en el rango de 10 a 35 Hz, justo alrededor de la velocidad de marcha.



Figura 10-4

Una solución es llenar las bases con concreto (y separar fundaciones compartidas), como se muestra en la Figura 10-5.



Figura 10-5

Bombas en voladizo

Las bombas en voladizo sin el soporte adecuado pueden tener una resonancia de cabeceo, con alta vibración vertical y posiblemente axialmente. La solución es bastante simple – añadir soporte debajo de la brida. Esto endurece en gran medida la máquina verticalmente, por lo que la resonancia ya no era un problema.

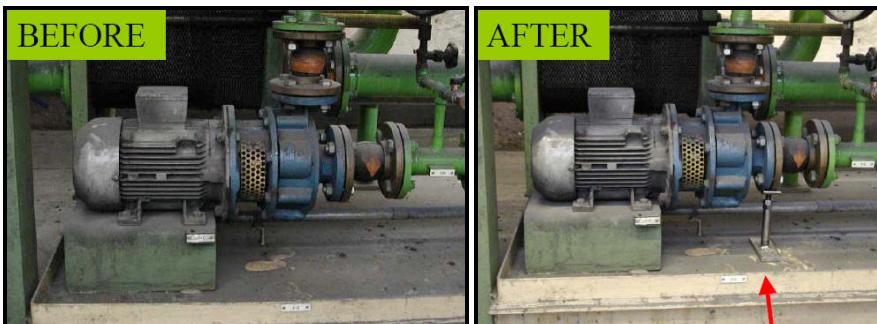


Figura 10-6

El soporte no tiene que ser soldado en su lugar o atomillado al suelo; se puede crear para que la altura se pueda ajustar para que coincida perfectamente con la aplicación.



Figura 10-7

Flexibilidad horizontal

Muchas máquinas tienen alta vibración en el eje horizontal debido a la flexibilidad en esa dirección. Al aumentar la rigidez, reducimos los niveles de vibración.

En este ejemplo, se han añadido cuatro piezas triangulares de acero al exterior de la placa base y una en el interior. La rigidez se incrementó drásticamente, y los niveles de vibración se redujeron.



Figura 10-8

Como comentario general, hay muchas bombas en voladizo con rigidez inadecuada en el lado del acoplamiento; poco o ningún soporte en el lado del acoplamiento; y se montan sobre cimentaciones con frecuencias naturales en su rango de velocidad de funcionamiento.

Resonancia de base

En el siguiente ejemplo, se creyó que los cimientos tenían una resonancia en el rango de funcionamiento de la máquina. Como se puede ver en los siguientes datos de pruebas de impacto, hubo una resonancia de aproximadamente 100 Hz (se movió a 159 Hz). La máquina necesitaba ser más rígida para aumentar la frecuencia natural lejos de cualquiera de las frecuencias forzadas de la máquina.

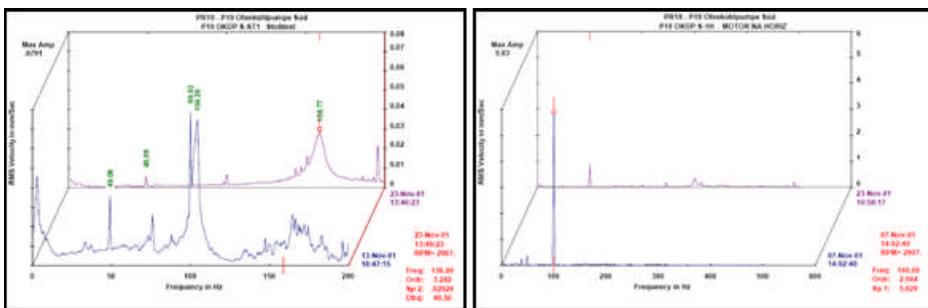


Figura 10-9

El gráfico anterior a la derecha muestra espectros antes y después. El pico a 100 Hz ha disminuido considerablemente.

Se probaron tres modificaciones: la adición de soportes a la base; añadiendo soporte al motor; y el cambio que tuvo el mayor efecto, añadiendo soporte a la bomba.

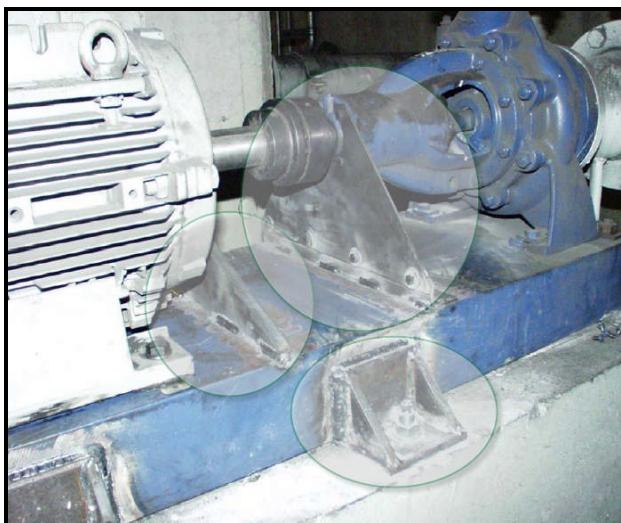


Figura 10-10

Vibración de máquinas hermanas

Otra situación común es cuando las bombas se montan en la misma estructura metálica, con al menos una unidad que funciona como una unidad en espera. Además del problema de resonancia, se enfrenta al riesgo de que la máquina en espera esté experimentando constantemente la vibración de las otras bombas. Esto dañará los rodamientos (brinelling). No es raro que la máquina en espera falle rápidamente después de arrancar, a pesar de que la última vez que se arrancó los niveles de vibración estaban bien.



Figura 10-11

La solución es cortar la base para que las dos máquinas estén aisladas mecánicamente, o crear nuevas bases completamente aisladas.

Amortiguación

A una frecuencia natural, la amplitud de la vibración se rige por la amortiguación del sistema: la rigidez y la masa no afectan al nivel de vibración a la frecuencia natural. La rigidez (k) y la masa (m) se multiplican por el desplazamiento y la aceleración respectivamente. El desplazamiento y la aceleración están 180 grados fuera de fase entre sí. A una frecuencia natural, los términos relacionados con la masa y la rigidez se cancelan entre sí, dejando sólo amortiguación.

$$f(t) = k\dot{x} + c_v \ddot{x} + m\ddot{\ddot{x}}$$

La transmisibilidad (T) es una medida de la capacidad de un sistema para amplificar o suprimir una vibración de entrada, igual a la relación de la amplitud de respuesta del sistema en estado estacionario de vibración forzada a la amplitud de excitación; la relación puede ser en fuerzas, desplazamientos, velocidades o aceleraciones, una relación de salida a entrada. La transmisibilidad (T) muestra en qué medida la vibración a la frecuencia ' f ' se amplificará o atenuará.

ζ (zeta) es la relación de amortiguación crítica o “factor de amortiguación”. Es la relación entre la amortiguación real C_v y la amortiguación crítica C_c

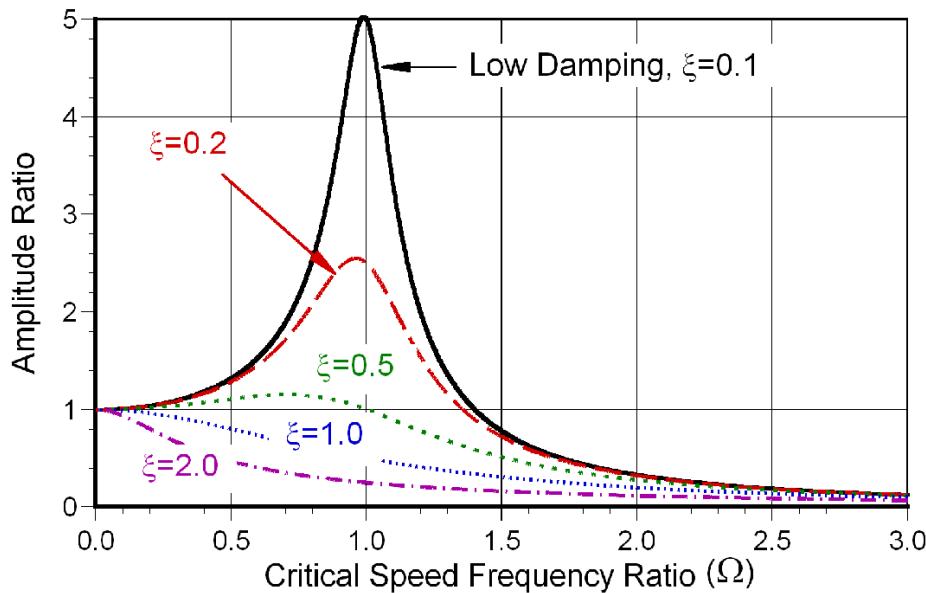


Figura 10-12 Efecto de amortiguar

f es la frecuencia real, f_n es la frecuencia natural. Estando en resonancia, $f=f_n$ y la relación de frecuencia de velocidad crítica es 1

Adición de amortiguación

La amortiguación es una propiedad de un material, así que si tenemos un motor o un sistema de tuberías con un problema de resonancia y determinamos que la única manera de resolver el problema es cambiando la amortiguación, ¿cómo se hace eso? La respuesta a esto es añadir materiales de amortiguación al objeto que deseamos amortiguar.

La amortiguación estructural reduce los ruidos generados por impactos y los de estado estacionario en su origen. Disipa la energía vibratoria en la estructura antes de que pueda acumularse e irradiarse como sonido. La amortiguación, sin embargo, sólo suprime el movimiento resonante.

Añadir amortiguación no es una solución práctica en la mayoría de las aplicaciones de maquinaria, por lo que simplemente mencionaremos que hay materiales de amortiguación disponibles que se pueden añadir a una estructura para amortiguarla y disipar la energía de vibración. Aprenderá más sobre estos materiales en CAT IV.

Puntos clave

- La resonancia ocurre cuando una frecuencia forzada excita una frecuencia natural.
- Para resolver un problema de resonancia, la frecuencia forzada debe estar 15-20% lejos de la frecuencia natural.
- Puede cambiar la frecuencia forzada cambiando la velocidad o cambiando el número de elementos, como las aspas del ventilador
- Puede cambiar la frecuencia natural alterando la masa o la rigidez de la estructura.
 - El análisis modal y la FEA se pueden utilizar para determinar cómo cambiar la estructura
 - No añada rigidez a los puntos nodos
- Puede reducir la amplificación a resonancia añadiendo amortiguación.

Absorbedores sintonizados

Otra forma de lidiar con un problema de resonancia es utilizar un absorbedor dinámico sintonizado. Recuerde que una resonancia está ocurriendo a una sola frecuencia natural que se puede describir en términos de masa, rigidez y amortiguación.

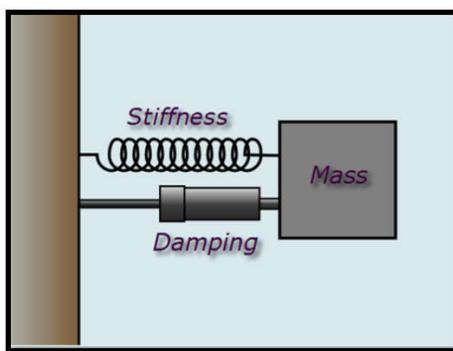


Figura 10-13

La imagen anterior describe un sistema de un solo grado de libertad (1-DOF) con una sola frecuencia natural – en este caso, la que nos preocupa. Al construir un absorbedor sintonizado, simplemente estamos agregando otro grado de libertad al sistema, y específicamente, otro sistema de resorte de masa con la misma frecuencia natural.

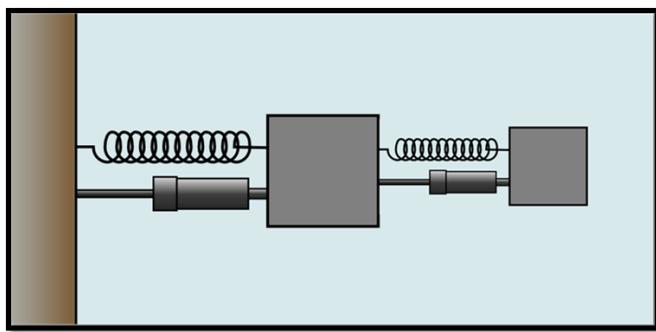


Figura 10-14

El sistema de 2 grados de libertad (2-DOF) que resulta tendrá dos frecuencias naturales, ninguna de las cuales es idéntica a la frecuencia natural del sistema de resorte de masa original. Una de las nuevas frecuencias naturales será mayor en frecuencia que la frecuencia natural original y la otra será menor. Esto se conoce a veces como “dividir el modo”

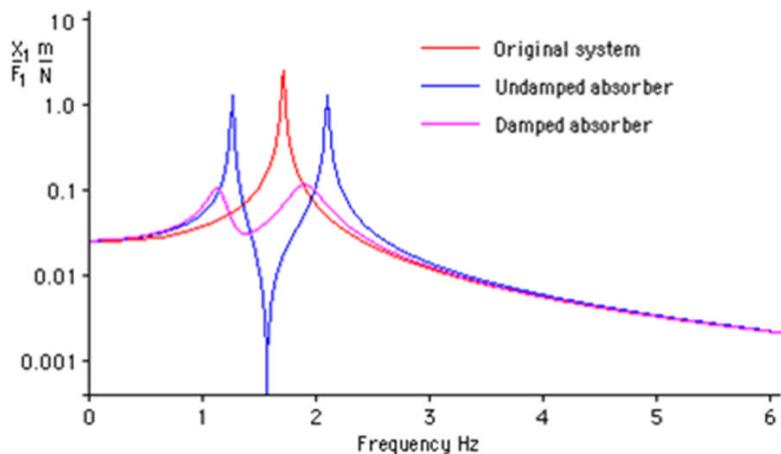


Figura 10-15

Este concepto se demuestra en la imagen de arriba donde la línea naranja describe la frecuencia natural del sistema 1-DOF, es decir, la frecuencia natural que está en resonancia y que deseamos tratar. La curva azul muestra el sistema 2-DOF que se produce cuando el absorbedor está conectado al sistema original.

La curva azul ahora muestra un nodo en el punto donde el sistema original mostró una frecuencia natural. Por lo tanto, si nuestra frecuencia forzada no cambia, entonces ahora coincidirá con este nodo y los niveles de vibración se reducirán en gran medida.

Un problema con los absorbedores sintonizados resulta del hecho de que el nuevo sistema 2-DOF tiene 2 frecuencias naturales donde el sistema original sólo tenía una. Si la frecuencia forzada que nos preocupa se mueve hacia arriba o hacia abajo en frecuencia, puede excitar una de las dos nuevas frecuencias naturales (en la curva azul) y por lo tanto nuestro problema de resonancia no se habrá resuelto. Por lo tanto, los absorbedores sintonizados sólo son viables en sistemas donde las frecuencias forzadas no cambian. En el caso de una máquina, esto significa que la máquina debe funcionar a una velocidad fija.

Los absorbedores ajustados pueden ser tan simples como una varilla metálica unida al objeto de vibración para crear el segundo grado de libertad. Una masa cerca del extremo de la barra se puede mover para alargar o acortar el dispositivo y la cantidad de masa en la barra se puede aumentar o disminuir para “ajustar” su frecuencia natural. Tenga en cuenta que las varillas vibrarán, lo que las hace susceptibles a fallos de fatiga.

Amortiguadores de masa sintonizados

Otra forma de absorbedor sintonizado se llama un amortiguador de masa sintonizado. El concepto es el mismo que en el ejemplo anterior, sin embargo, en este caso el absorbedor también incluye un componente de amortiguación viscoelástico.



Figura 10-16

Como se puede ver en la figura siguiente, la curva resultante de la adición del amortiguador de masa sintonizado también da como resultado dos frecuencias naturales, pero estas frecuencias están más amortiguadas. La amortiguación reducirá los efectos negativos de la frecuencia forzada que ocasionalmente coincide con las nuevas frecuencias naturales.

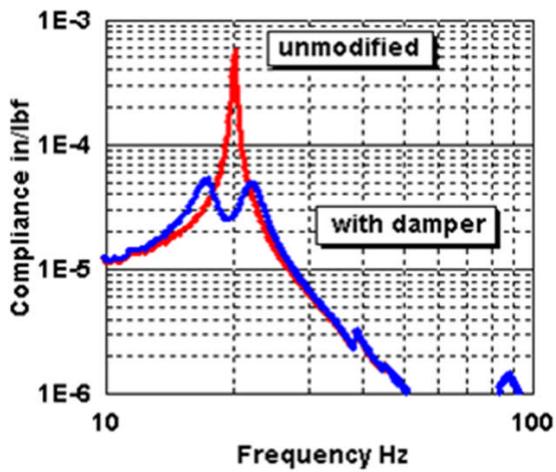


Figura 10-17

Otra diferencia entre el amortiguador de masa y el absorbedor sintonizados que no implica amortiguación es que en la frecuencia natural original del 1-DOF ahora no tenemos un nodo. La amplificación se reduce en gran medida a la frecuencia natural original, pero no es cero.

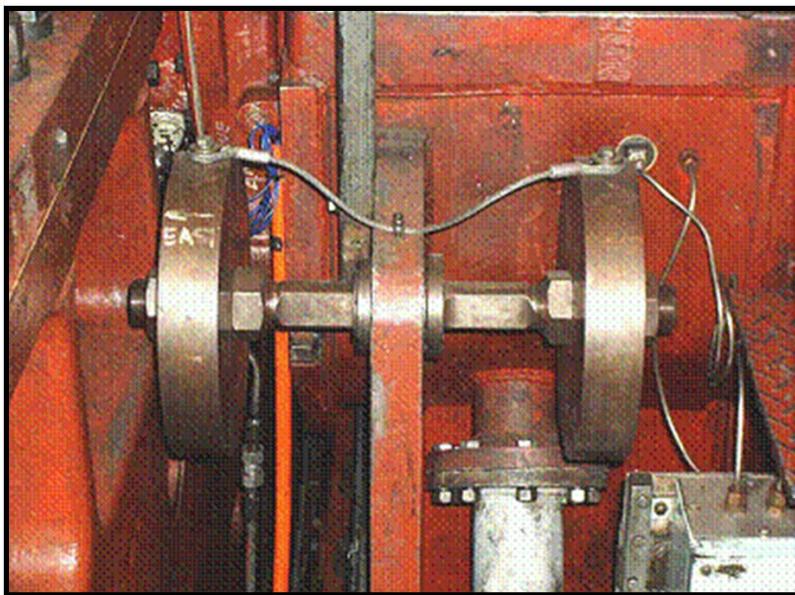


Figura 10-18

La imagen de arriba es un absorbedor sintonizado en una central eléctrica en Nueva Zelanda. El absorbedor consta de dos pesos de 30 kg en un eje de 50 mm ajustado a 100 Hz.

El siguiente ejemplo viene del Arsenal Football Club, donde los aplausos y saltos de las multitudes aparentemente excitan una frecuencia natural de las gradas.

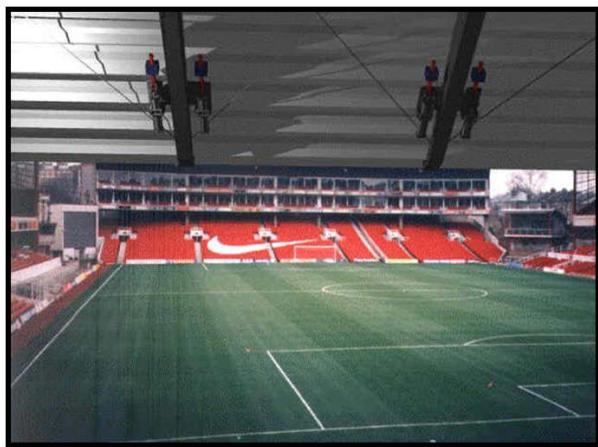


Figura 10-19

Una solución al problema era añadir rigidez en forma de columnas para apoyar las gradas; sin embargo, estos habrían bloqueado la visión de los aficionados y, por lo tanto, se consideraron una solución inaceptable. Agregar o eliminar masa para alterar la frecuencia natural tampoco era aceptable.

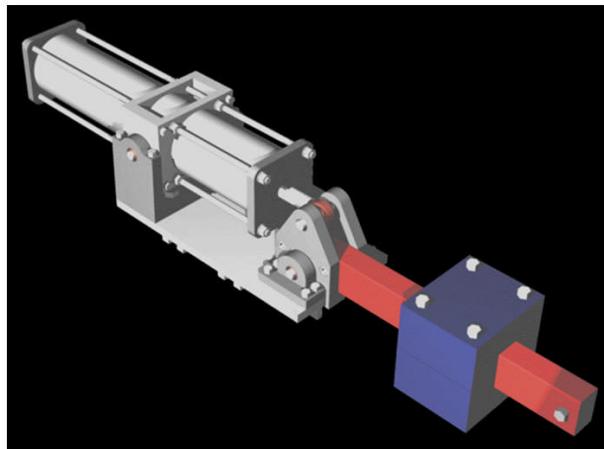


Figura 10-20

Un absorbedor de vibraciones ajustable en forma de un brazo rígido montado en un muelle y un amortiguador en un cilindro sellado. La posición de la masa en el brazo se puede cambiar para

alterar su frecuencia natural. Una vez conectado a las gradas, el absorbedor redujo significativamente los niveles de vibración causados por los aficionados.

Las líneas eléctricas de alta tensión son susceptibles a la resonancia. Una solución es agregar absorbedores sintonizados a las líneas como se muestra en la imagen de abajo.

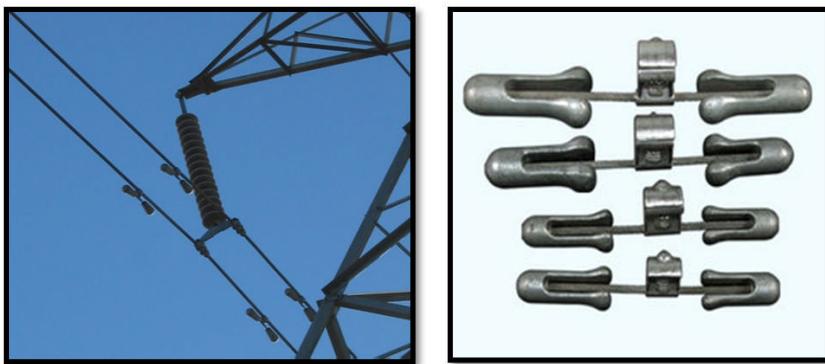


Figura 10-21 Absorbedores sintonizados en líneas de transmisión

Otro ejemplo de un gran absorbedor sintonizado proviene de Taipei 101

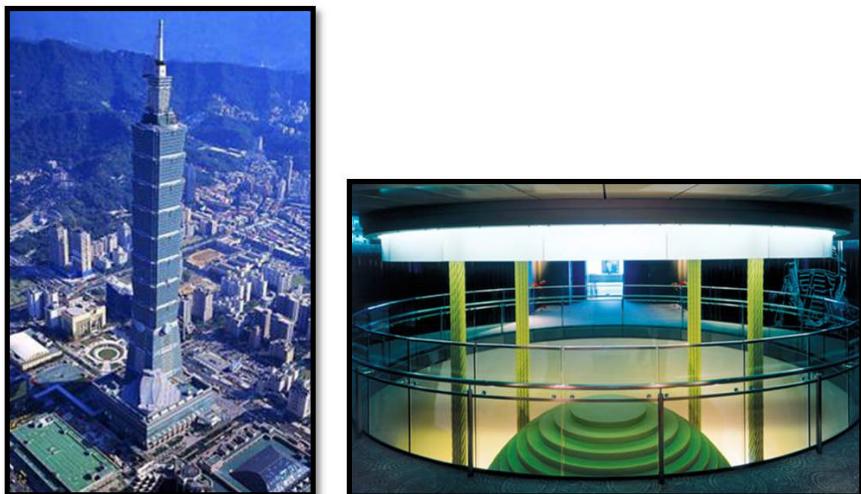


Figura 10-22 Taipei 101 y su MD de 730 toneladas

El nuevo Taipei 101 tiene el título del décimo edificio más alto del mundo (por ahora) a 1667 pies. Sentado a sólo 660 pies de una importante línea de falla en Taiwán, la torre podría ser objeto de terremotos, tifones y vientos feroces, grandes desafíos para la rigidez del edificio. El remedio para estos posibles ataques sísmicos y atmosféricos es este amortiguador de masas sintonizado de 730 toneladas (TMD). Actúa como un péndulo gigante para contrarrestar el movimiento del

edificio, reduciendo el balanceo debido al viento entre un 30 y un 40 por ciento. Construido por la firma de ingeniería especializada Motioneering, el amortiguador era demasiado pesado para ser levantado por grúa y tuvo que ser montado in situ. Ocho cables de acero forman un eslinga para apoyar la bola, mientras que ocho amortiguadores viscosos actúan como amortiguadores cuando la esfera se mueve. Capaz de moverse 5 pies. en cualquier dirección, la TMD de Taipeí es la más grande y pesada del mundo. Este orbe dorado está a la vista desde restaurantes, bares y miradores entre los pisos 88 y 92. Un anillo de parachoques evita que la pelota se balancee demasiado, en caso de que tenga que producirse tanto balanceo.

Aislamiento

La resonancia es una condición que existe cuando una frecuencia forzada coincide con una frecuencia natural de una estructura. Otra solución a la resonancia entonces es simplemente no permitir que la frecuencia forzada y la estructura entren en contacto entre sí en primer lugar. Esto se llama aislamiento de vibración y se puede utilizar por muchas más razones por encima y más allá de lidiar con problemas de resonancia.

La vibración es una causa fundamental de falla en máquinas y estructuras. Puede causar “falso brinelling” de los rodamientos en máquinas en espera o incluso de rodamientos en un almacén. La vibración puede causar problemas en un proceso o dar lugar a una mala calidad del producto. Como ejemplo, considere una máquina que graba circuitos minúsculos en placas de circuito. Si esta máquina o proceso estuviera sometido a vibraciones externas, podría disminuir la precisión del grabado.

La vibración también puede causar molestias a las personas. Imagínese ir en un crucero para unas vacaciones relajantes sólo para sentir el golpeteo de los motores de los barcos golpeando en su cabeza mientras intenta dormir o ¡haciendo que su habitación se sacuda!

La vibración también está relacionada con el ruido y por lo tanto la vibración no deseada es también una causa de ruido no deseado.

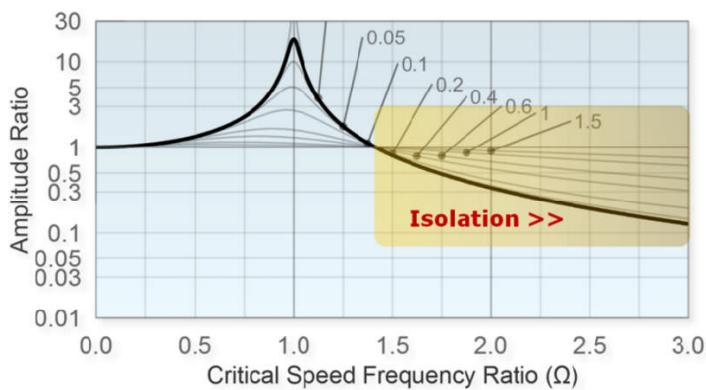


Figura 10-23

Una forma de emplear el aislamiento es hacer uso de las características de amortiguación de un sistema de un solo grado de libertad como una simple masa y resorte. Cuando la frecuencia f es mayor que la frecuencia natural f_n la vibración de entrada se atenúa. Si la amplitud se atenúa lo suficiente se podría decir que ni siquiera pasará a través del aislador.

No olvide que el sistema de masa y resorte en la figura anterior también incluye una frecuencia natural y por lo tanto uno debe tener mucho cuidado para asegurarse de que esta frecuencia natural no se excita por ninguna frecuencia forzada. Como ejemplo, tal vez uno desea evitar que el pico $1x$ de un motor viaje a la placa base. El aislador se especificaría de modo que su frecuencia natural es inferior a $1x$, pero ¿qué sucede si hay una correa/banda? Uno debe estar seguro de que la frecuencia de la correa también está por encima de la frecuencia natural del aislante para evitar un problema de resonancia.



Figura 10-24

Al especificar los aisladores, también se debe conocer el peso de cada pie de la máquina y comprar los aisladores apropiados en función de estos pesos.



Figura 10-25 Ejemplo de aisladores



Figura 10-26 Fundación de máquina aislada

Conclusión

La resonancia puede ser una condición destructiva. Para evitar la resonancia, las frecuencias forzadas deben mantenerse 15% a 20% de distancia de las frecuencias naturales.

Con el fin de lidiar o corregir un problema de resonancia, se puede intentar alterar la frecuencia forzada cambiando la velocidad de la máquina o las características de los componentes particulares de la máquina. Por ejemplo, uno podría intercambiar un ventilador de 10 aspas por un ventilador de 12 aspas para alterar la frecuencia de paso de aspa.

Un segundo conjunto de soluciones implica cambiar las frecuencias naturales de la estructura. Las frecuencias naturales se pueden alterar cambiando la masa y la rigidez.

Si no se puede cambiar ni la frecuencia forzada ni la frecuencia natural de la estructura, y no se puede evitar la condición resonante, entonces otra opción es agregar amortiguación para reducir el factor de amplificación asociado con la resonancia.

Los absorbedores de vibración ajustados también son una posible solución en algunos casos.

Por último, uno puede resolver un problema de resonancia simplemente aislando la frecuencia forzada de la estructura para que los dos nunca entren en contacto.

Espero que haya adquirido una comprensión de las frecuencias y resonancias naturales. Cuando nos fijamos en los datos de vibración en el futuro (y cuando se mira a sus máquinas), espero que usted estará pensando en las resonancias y considerar la posibilidad de que las resonancias pueden ser responsables de altos niveles de vibración y falla en máquinas/estructuras. Si sospecha de una resonancia, ahora tiene algunos métodos simples para confirmar la existencia de la resonancia, y para entender mejor cómo se está moviendo la máquina. Y por último, espero que pueda ver que no necesita ser profesor o un ingeniero civil para encontrar soluciones prácticas a los problemas de resonancia.

Juergen Twrdek proporcionó varios estudios de caso de las plantas de Wieland Werke AG en Ulm y V-hringen, Alemania

Gracias a Tony DeMatteo, instructor de Mobius Institute, anteriormente de Emerson Process Management / CSI Division quien escribió el artículo “Operational Deflection Shape and Modal Analysis Testing to Solve Resonance Problems”.

Puntos clave

- Los absorbedores sintonizados se pueden utilizar para resolver un problema de resonancia
 - La frecuencia forzada debe permanecer constante
- El aislamiento separa la frecuencia forzada de la frecuencia natural
 - El aislamiento se puede lograr mediante el diseño, colocando máquinas en bases separadas, por ejemplo
 - El aislamiento también se puede lograr mediante aislamiento o soportes de resorte para atenuar la frecuencia forzada
- Los estudiantes deben estar familiarizados con el gráfico siguiente de un SDOF y cómo se relaciona con el aislamiento.

