

5.- VIBRACIONES INTRODUCIDAS EN LA ESTRUCTURA: EQUILIBRADO DEL VOLANTE

5.1.- INTRODUCCION

5.2.- ESTIMACION DE LAS FRECUENCIAS NATURALES DE LA ESTRUCTURA.

5.3.- EQUILIBRADO IN SITU CON CONTRAPESOS DEL VOLANTE DE INERCIA

5.1.- INTRODUCCION

De forma independiente aunque ligada al desarrollo de los ensayos, el conocer cómo se comporta la estructura portante ante las sollicitaciones que inevitablemente le son introducidas durante los mismos se presenta como algo clave para la correcta sucesión de los mismos.

Si bien la estructura no debería de jugar un papel predominante en el desarrollo de los ensayos siempre que si su rigidez mantenga unos niveles de desplazamientos dentro de unos límites adecuados, lo contrario podría invalidar los resultados obtenidos e incluso comprometer la integridad estructural del banco y la seguridad de los posibles presentes.

Puesto que se trata de elementos con de elevada inercia que giran en un amplio rango amplio de velocidades angulares, es importante conocer la respuesta de la estructura en el dominio de la frecuencia y limitar la magnitud de las excitaciones existentes para que no presenten un posible riesgo dentro de su rango de acción.

En este sentido, el limitar las sollicitaciones que son introducidas por el rotor en la estructura pasa por un correcto equilibrado dinámico y estático del mismo. Mientras que un correcto equilibrado estático limitaría las fuerzas transmitidas por el eje a los apoyos, el equilibrado dinámico limitaría los momentos producidos en los mismos.

Si bien esto se intentó tener en cuenta desde un principio durante el diseño de todos los elementos, las numerosas imprecisiones que se van cometiendo durante su fabricación y en los sucesivos montajes, hace que de forma inevitable aparezcan desequilibrios en la distribución de las masas. De esta forma, el equilibrado 'in situ' del rotor se presenta prácticamente como la única forma fiable de garantizar un equilibrado real del mismo.

El presente apartado pretende:

- Caracterizar la estructura desde el punto de vista de sus frecuencias naturales de vibración.
- Caracterizar la magnitud del desequilibrio intentar e intentar disminuirlo desde un punto de vista estático y dinámico si posible.

5.2.- ESTIMACION DE LAS FRECUENCIAS NATURALES DE LA ESTRUCTURA.

Desde el punto de vista de la integridad de la estructura, nos interesa conocer cuáles son sus frecuencias naturales y sus modos de vibración, y cómo son nuestras solicitaciones en relación a las mismas. Dados los numerosos factores que intervienen y las imprecisiones inherentes a los procesos de fabricación y montaje, resulta muy complejo conocer a priori, incluso de forma teórica o mediante FEM, cuáles serían los modos de vibración y la magnitud y orientación de las excitaciones.

Por diseño, la dirección A del soporte del banco donde se sitúa el eje (ver fig.5.1) es la más rígida, pues es en ella en la que se prevé que se produzcan las solicitaciones más importantes provenientes de la tensión introducida por la cadena, y de los posibles desequilibrios del rotor. Sin embargo, debido a la asimetría de las cargas con respecto a los soportes, es inevitable que se produzca una combinación de solicitaciones que afecten tanto a la dirección A como a la B.

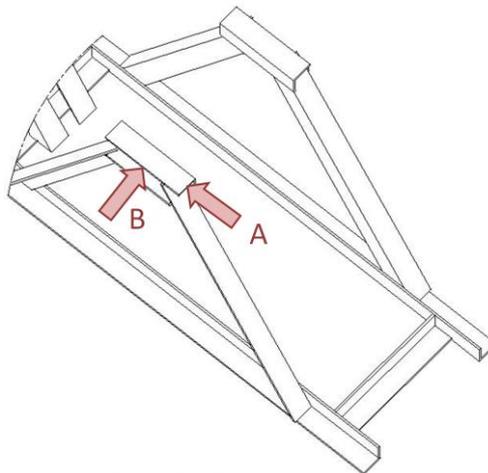


Fig.5.1.- Direcciones principales en las que se aplicó un impulso escalón para intentar excitar todo el rango de frecuencias.

A priori parece que estas direcciones se corresponden con aquellas en las que el soporte presenta unas frecuencias naturales extremas, siendo de las más bajas para la dirección B, y altas para la dirección A. Si bien es importante que ambas frecuencias se encuentren lejos de nuestro rango de acción, es importante comprobar que entre ambas no se exciten posibles modos intermedios, que combinen ambas direcciones.

Para la estimación de las frecuencias naturales en las direcciones A y B, se excitaron ambas con la ayuda de un martillo con el fin de generar en ellas una onda lo más similar posible a un escalón. El registro de las aceleraciones nos permitirá a posteriori comprobar en el espectro de amplitud, aquellas frecuencias con mayor excitación, que se corresponderán con nuestras frecuencias naturales. La repetición de los impactos en ambas direcciones y su posterior ponderación, nos informarán de forma bastante precisa de las mismas.

Un ejemplo del espectro en ambas direcciones se muestra en las imágenes a continuación, donde se aprecia el pico correspondiente a la frecuencia natural.

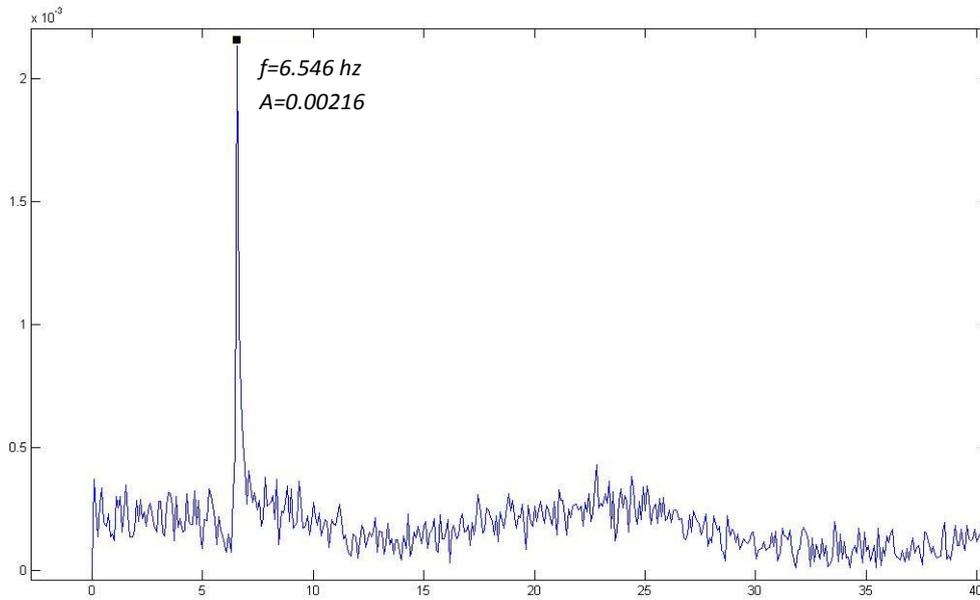


Fig.5.2.- Espectro de amplitud de en la dirección B

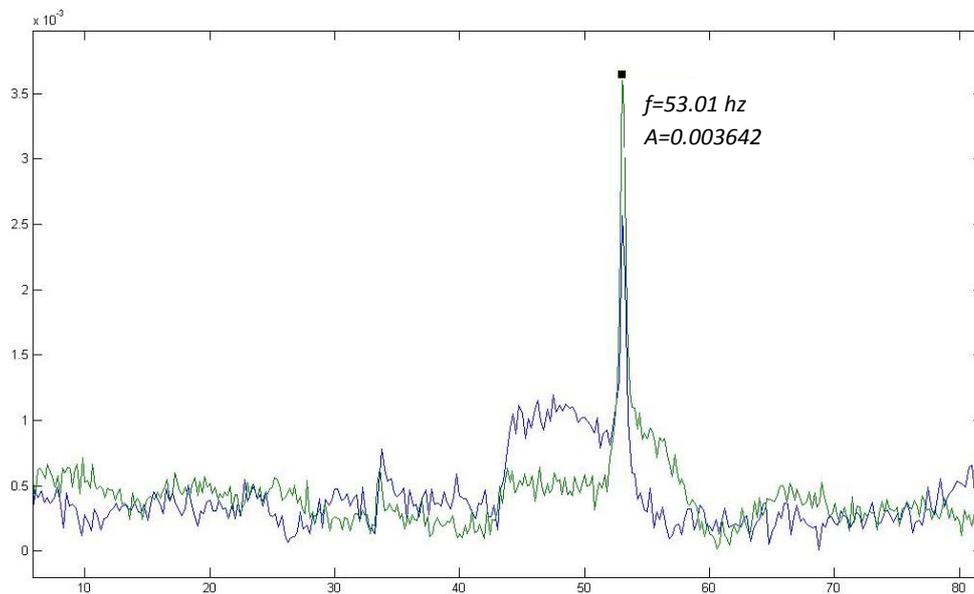


Fig.5.3.- Comparativa del espectro de amplitud correspondiente a la dos de los ensayos en dirección A.

Los resultados de los diferentes ensayos se resumen en la tabla a continuación.

DIRECCION	f_n (hz)	f_n (hz)	RPM del Rotor
A	53,17	53,05	3183
	53,01		
	53,01		
	53,01		
B	6,539	6,548	393
	6,546		
	6,572		
	6,534		

Si bien la frecuencia natural en la dirección B se encuentra próxima a los niveles de velocidad que volante puede alcanzar cuando el motor se encuentre girando a régimen de

ralentí (esto es, en torno a unas 1500 rpm que se traducen en 300 rpm en el rotor), en estos regímenes, los posibles desequilibrios no son demasiado importantes como para comprometer la integridad de la estructura. En la práctica, se observa cómo se produce cierto tambaleo en la dirección de B cuando nos encontramos a baja velocidad, pero estos rápidamente tienden a desaparecer cuando se aumenta el régimen de giro.

A regímenes algo más elevados, entorno las 740 rpm del volante, parece volver a excitarse un modo intermedio de vibración que tiende a hacer torsionar el soporte, como se muestra esquemáticamente en la imagen de abajo. En este caso la amplitud del movimiento es menor. Su efecto desaparece totalmente al elevarse el régimen por encima de las 1000 rpm.

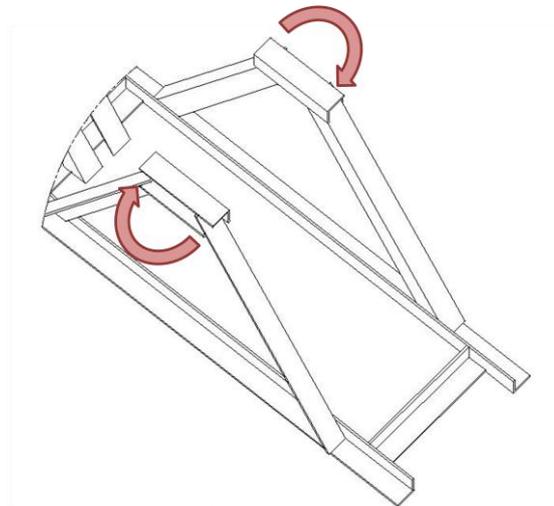


Fig.5.4.- Representación esquemática del modo intermedio de vibración del soporte.

Desde esta velocidad hasta alcanzar el máximo régimen esperado de 2400 rpm, no parecen observarse excitaciones de ninguna otra frecuencia natural de la estructura. El que la frecuencia natural de giro en dirección A se encuentre a cierto margen, nos da cierta garantía de que ésta no se verá excitada a los regímenes de giro que más gravedad pueden tener.

5.3.- EQUILBRADO IN SITU CON CONTRAPESOS DEL VOLANTE DE INERCIA

Si bien el ensayo realizado en el apartado anterior nos ha permitido estimar las frecuencias naturales extremas de nuestro soporte, como se pudo comprobar en la práctica, la estructura presenta modos de vibración intermedios, manifestados por desplazamientos visibles de la estructura bajo ciertos patrones de movimiento.

Aunque las excitaciones que más riesgos comprometen son aquellas en la que la velocidad giro, y por tanto la fuerza centrífuga, es mayor, es importante para garantizar la integridad de la estructura minimizar la magnitud de la excitación todo lo posible en todo el rango de funcionamiento, pues la resistencia última de la estructura puede no ser siempre la misma según todos los modos. Menores excitaciones aplicadas en ciertos modos pueden implicar mayores daños.

Dada la geometría de nuestro volante, el elevado régimen de giro que alcanza en su funcionamiento y los diferentes elementos susceptibles de introducir un posible desequilibrio, el equilibrado estático del rotor no es suficiente para garantizar la seguridad de la estructura. Como se ha comprobado, para ciertos regímenes de giros intermedios se excitan modos de vibración que tienden a torsionar la estructura, por lo que es necesario limitar al máximo tanto las fuerzas como los momentos en los apoyos.

El equilibrado in situ del volante se basa en la compensación de los desequilibrios de éste mediante la introducción de contrapesos de masa conocida, en dos planos de equilibrado y en orientaciones ambos también conocidos. Esto se consigue mediante la realización tres ensayos cuyo objetivo es el de medir la magnitud y orientación de los desequilibrios en tres situaciones:

1. La magnitud y orientación del desequilibrio en cada uno de los apoyos al hacer girar al rotor con su desequilibrio original. Variables X_L y X_R
2. La magnitud y orientación del desequilibrio en cada uno de los apoyos al hacer girar al rotor con una masa de valor conocido, y situada en una orientación conocida, en un plano A de equilibrado. Variables X_{AL} y X_{AR}
3. La magnitud y orientación del desequilibrio en cada uno de los apoyos al hacer girar al rotor con una masa de valor conocido, y situada en una orientación conocida, en un plano B de equilibrado. Variables X_{BL} y X_{BR}

Las variables antes definidas son variables complejas en forma polar cuyo módulo y argumento permiten representar la magnitud y orientación del desequilibrio respectivamente.

El objetivo del ensayo es el de determinar el factor por el que multiplicar a nuestra masa de prueba y cuanto hay que variar su posición, para que el conjunto quede equilibrado en la nueva situación.

El esquema de la figura 5.5 muestra la distribución esquemática de desequilibrios en el plano A. EL objetivo de los tres ensayos es recopilar la suficiente información de las magnitudes y orientaciones necesaria para hacer que la suma de los tres vectores complejos que representan los desequilibrios, se anule en ambos planos de equilibrado.

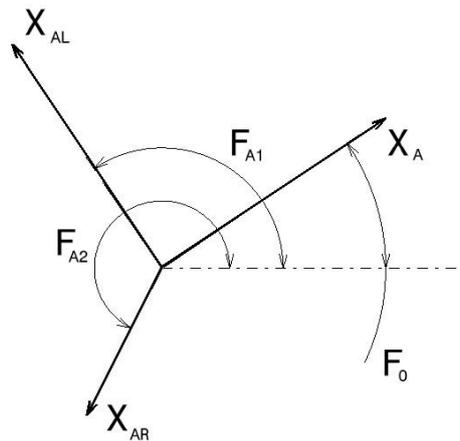


Fig.5.5.- Esquema con la distribución de desequilibrios en el plano A

Si ponemos en forma matricial la suma vectorial de los desequilibrios en ambos planos, tenemos:

$$\begin{bmatrix} X_{AL} & X_{AR} \\ X_{BL} & X_{BR} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} M_L \\ M_R \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_A \\ X_B \end{bmatrix} \quad 5.1$$

La resolución del sistema de ecuaciones complejos nos determinará las variables M_L y M_R , que se corresponderán con los desequilibrios adicionales que habrá que añadir en los planos L y R respectivamente para compensar los desequilibrios originales. En la práctica, estos planos se han hecho corresponder con los bordes de la llanta del volante por la facilidad de mantener la referencia al variar la orientación.

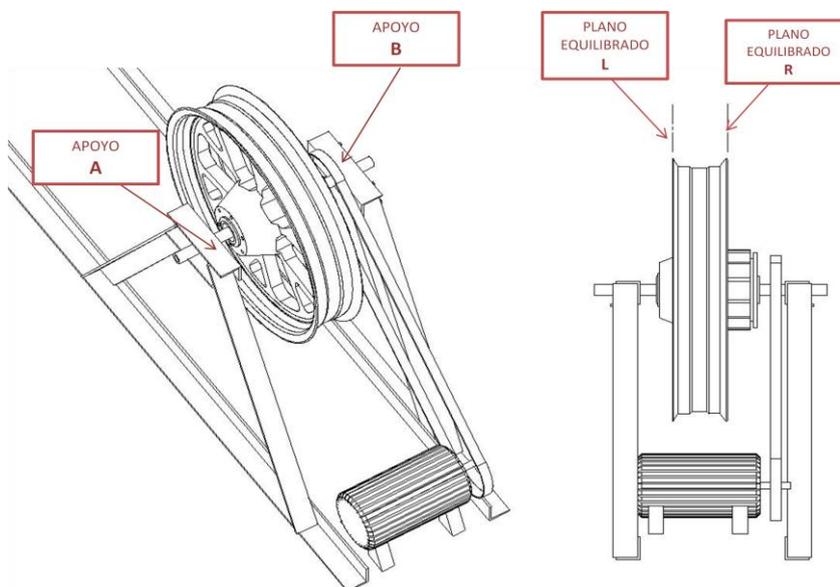


Fig.5.6.- Esquema que muestra los apoyos y los plano de equilibrado.

Para la determinación de la magnitud y orientación de los desequilibrios se ha hecho uso del empleo conjunto de 3 sensores MTi. Dos de ellos se han posicionado en los apoyos del banco, empleándose como acelerómetros.

Como señal de referencia se ha empleado la del propio imán ya utilizado para la medida de la velocidad. Puesto que los sensores MTi tienen también la capacidad de registrar los cambios en el campo magnético en las 3 direcciones del espacio, las perturbaciones del campo producidos en cada giro por el imán son captados por el sensor y posteriormente procesados para obtener una señal de referencia angular en el dominio de la frecuencia. La referencia espacial la marca la posición del imán en el volante.



Fig.5.7.- Situación de los 3 sensores MTi en funcionamiento durante la toma de medidas del equilibrado.

El que las señales de los tres sensores se registren conjuntamente posibilita el poder tomar las referencias angulares con respecto a la señal de referencia en cada uno de los ensayos.

La realización de los 3 ensayos se llevo a cabo a una misma velocidad constante de 539 rpm, medida con el tacómetro al inicio del registro de los datos de cada ensayo. Se ha elegido una velocidad lo suficientemente elevada como para que las fuerzas de desequilibrio provoquen una excitación medible en la estructura, pero sin que el régimen de giro sea tan elevado que sature al sensor que registra la variación del campo magnético, más limitado en este sentido que el sensor Reed.

La aplicación del algoritmo FFT a cada una de las señales permitió por un lado, validar la precisión de la señal de referencia, cuyo espectro de amplitud debe demostrar un pico a la frecuencia de giro, y por otro, determinar la magnitud de los desequilibrios y sus orientaciones relativas a la de la señal de referencia.

La imagen a continuación muestra la señal de variación en el campo magnético que se obtiene en uno de los ensayos. Aparentemente cuesta apreciar la periodicidad de la señal, dados los rápidos cambios y la sensibilidad de variación del campo producido por el imán en su giro.

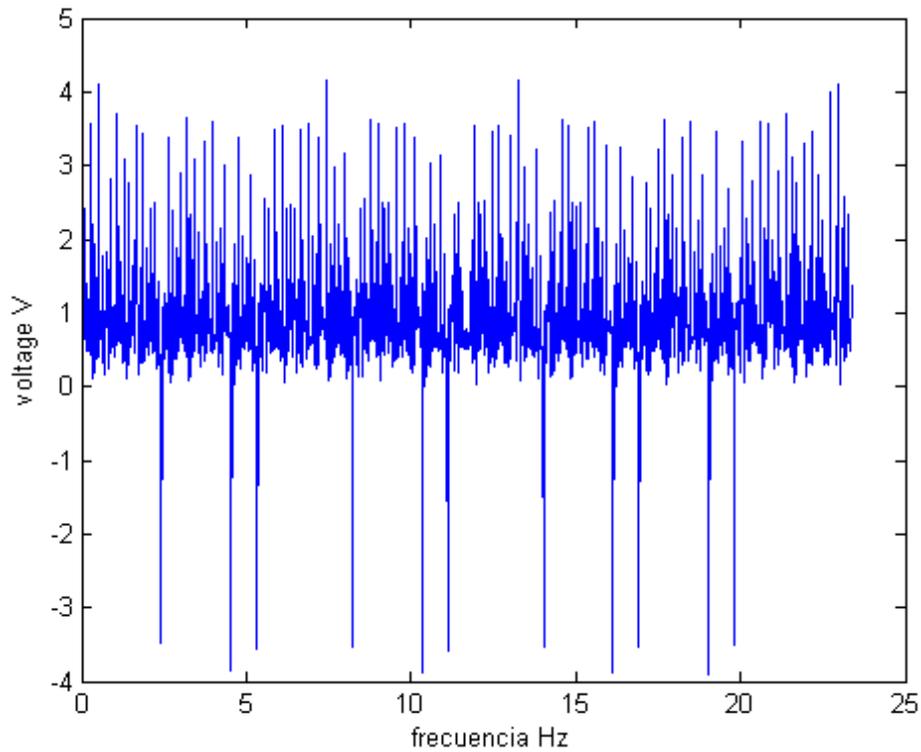


Fig.5.8.- Representación de la señal de referencia de uno de los ensayos de equilibrado.

Sin embargo, al representar la FFT de la misma señal, si distinguimos una componente destacada a la frecuencia de giro de ensayo del volante.

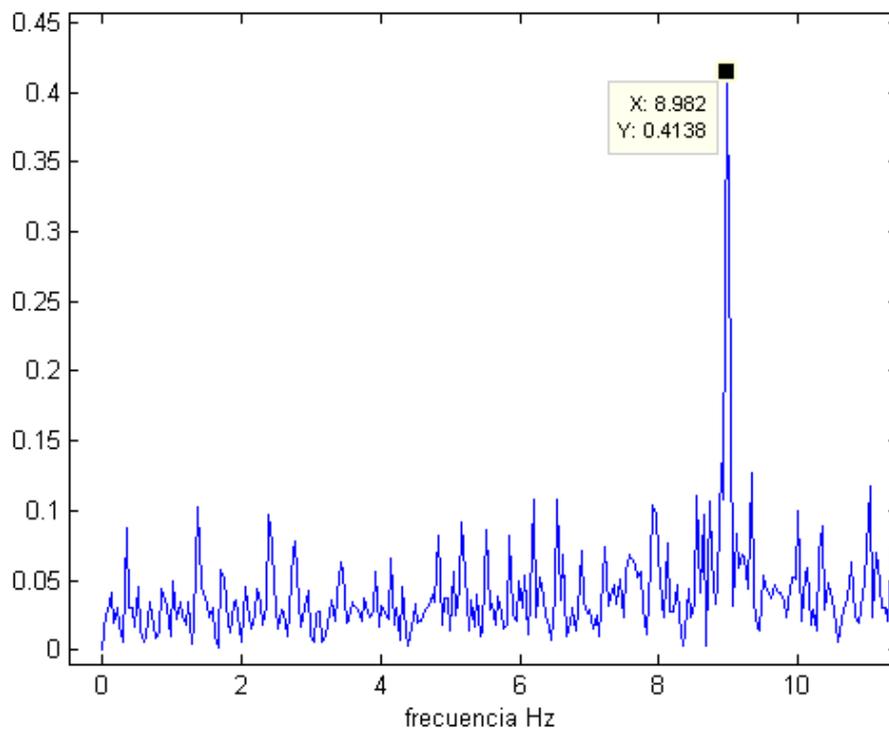


Fig.5.9.- Representación de la señal de referencia de uno de los ensayos de equilibrado.

A continuación se muestran de forma resumida los registros de los espectros de amplitud en los apoyos A y B respectivamente, para cada uno de los ensayos.

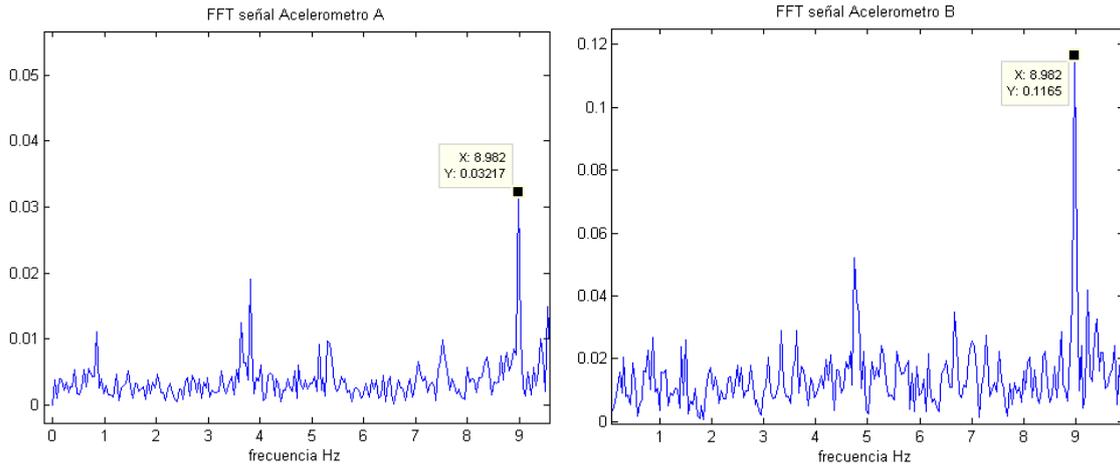


Fig.5.10.- Representación del espectro de amplitud en los apoyos durante el ENSAYO 0 con desequilibrio original

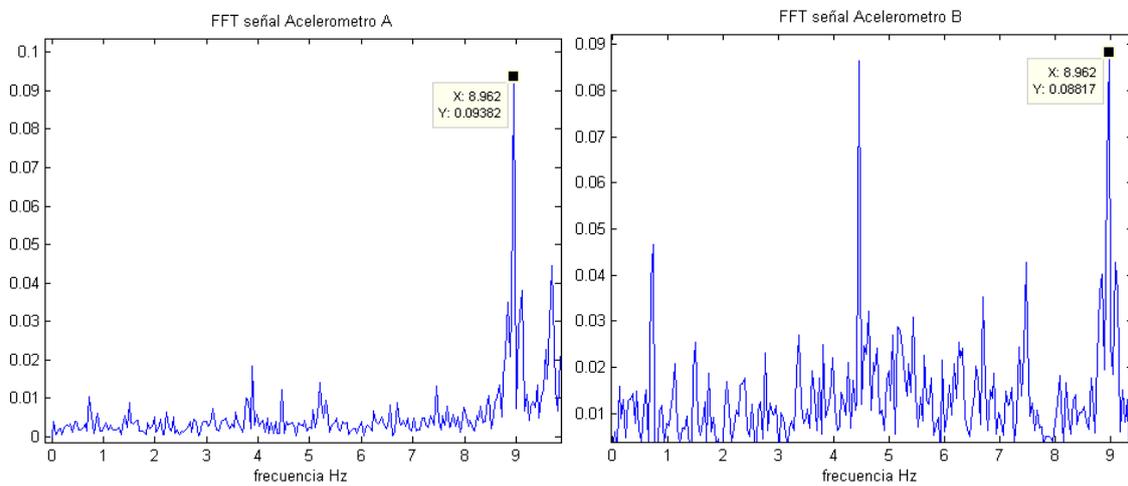


Fig.5.11.- Espectro de amplitud en los apoyos durante el ENSAYO 1 con la masa de prueba en el plano izquierdo.

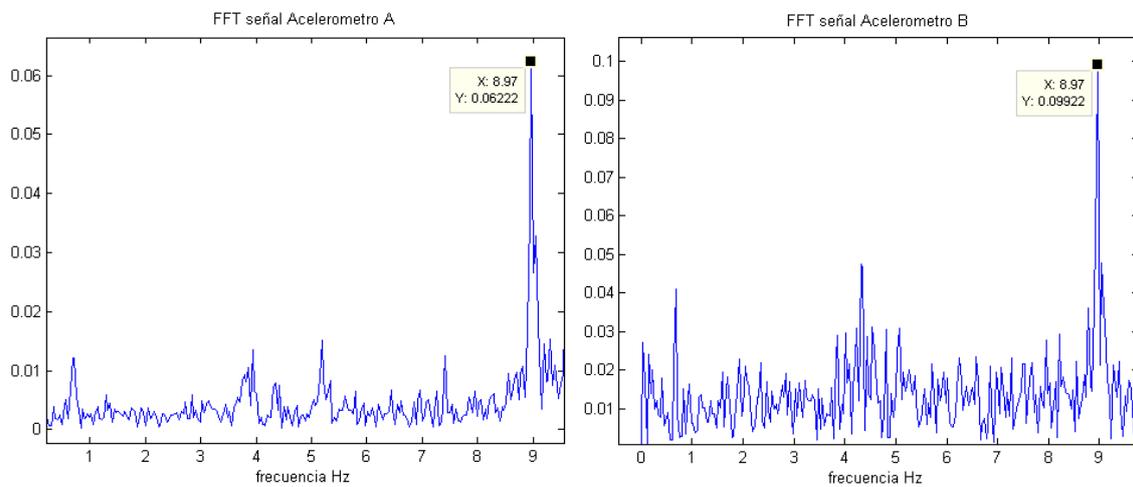


Fig.5.12.- Espectro de amplitud en los apoyos durante el ENSAYO 2 con la masa de prueba en el plano derecho.

La determinación de los módulos y argumentos de los registros anteriores a la frecuencia de giro nos permite determinar los datos necesarios para la resolución del sistema 5.1, que queda de la siguiente forma:

$$\begin{bmatrix} 0,0938^{27,04^\circ} & 0,0622^{-57,36} \\ 0,0388^{-125^\circ} & 0,0992^{168,8} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_L \\ M_R \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,0322^{68,53^\circ} \\ 0,1165^{-102,32^\circ} \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} M_L \\ M_R \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1,138^{-139,6^\circ} \\ 1,86^{-60,12^\circ} \end{bmatrix}$$

La resolución del sistema nos indica que es necesario aumentar ambas masas de prueba en la cuantía dada por los factores representados por los módulos obtenidos, al igual que retrasar su posición con respecto a su orientación inicial tal como indica el argumento del resultado.